

# **Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
Dipl.-Ing. Wolf-Rüdiger Zabel  
geboren am 08.05.1970 in Lehrte

2005

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. mult. H. K. Tönshoff  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. H. Gatzert  
Tag der Promotion: 21. Januar 2005

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover. Mein Dank gilt all jenen, die mich auf diesem Weg begleitet und unterstützt haben.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die Anregungen sowie die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung, mit denen er das Projekt gefördert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. mult. H. K. Tönshoff danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. H. Gatzert danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich allen Kollegen am Institut sowie den studentischen Hilfskräften und den Mitarbeitern der Werkstatt für die gute Zusammenarbeit.

Nicht zuletzt gilt mein Dank der Deutschen Wissenschaftlichen Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) und ihren Mitgliedsfirmen für die finanzielle und fachliche Unterstützung des Projekts.

## **Abstract**

Wolf-Rüdiger Zabel:

### **Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager**

Spindellager müssen bei minimalem Aufwand für die Wartung mit ständig steigenden Drehzahlen arbeiten. Wegen des geringen konstruktiven Aufwands ist man bestrebt, dies mit Fettschmierung zu erreichen. Es besteht daher Bedarf, die Zusammensetzung der Fette im Hinblick auf hohe Gebrauchsdauern und niedrige Betriebstemperaturen zu optimieren. Nachdem hierzu bereits Untersuchungen zum Grundöl und Verdickeranteil vorliegen, sollen in der vorliegenden Arbeit grundlegende Erkenntnisse zur Wirkungsweise von Oxidationsinhibitoren gewonnen und ihr Potential zur Steigerung der Gebrauchsdauer ermittelt werden.

Hierzu wurden fünf Modellfette mit aminischen und phenolischen Oxidationsinhibitoren additiviert und in Kurz- und Dauerversuchen einem unadditivierten Modellfett gleicher Basiszusammensetzung gegenübergestellt. Die Kurzversuche dienten dabei zur Erstellung von Schmierfett- und Lagerproben mit einer definierten Laufzeit von 150 Stunden. In den Dauerversuchen liefen dieselben Wälzlager und Modellfette bis zum Ausfall. Um das Betriebsverhalten zu charakterisieren, wurden für die Dauerversuche statistische Kennwerte bestimmt und der Temperatureinfluss analysiert.

In begleitenden Untersuchungen wurden die Einflüsse der Inhibitoren und der dynamischen Beanspruchung auf die Schmierstoffzusammensetzung und die Oberflächeneigenschaften im tribologischen Kontakt ermittelt. Einerseits erfolgte dazu eine Analyse der Schmierstoffe, eine Bestimmung der chemischen Oberflächenbelegung im Wälzkontakt sowie der Randschichtzusammensetzung. Dazu wurden eine Variante der Sekundärionen-Massenspektrometrie und die Infrarot-Spektroskopie verwendet. Außerdem kamen antastende und eindringende Untersuchungsverfahren zur Charakterisierung der physikalischen Oberflächeneigenschaften zum Einsatz.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass Oxidationsinhibitoren die Gebrauchsdauer von Schmierfetten in Wälzlagern deutlich verlängern, insbesondere wenn sie phenolische Anteile besitzen. Die Betriebstemperatur, die Art des Grundöls und der Wirkungsmechanismus des jeweiligen Inhibitors sind dabei ausschlaggebend. Die Kombination von Oxidationsinhibitoren mit unterschiedlichen Wirkungsmechanismen kann zu einer synergistischen Wirkung führen.

## **Abstract**

Wolf-Rüdiger Zabel:

### **Influence of antioxidants on the operating behaviour of grease lubricated bearings**

The speed of angular contact ball bearings increases continuously while the effort of maintenance needs to be minimised. Owing to the simplicity of the arrangement, most of the bearings are operated with grease lubrication. Therefore, there is a strive to optimize grease composition with regard to longer service life and lower application temperatures.

The aim of the work presented here is to enlarge the state of knowledge by fundamental investigations about antioxidants and their effectiveness in greases, with the aim of optimizing their service life. Results of experimental investigations with six model greases are presented and correlated with the theoretical knowledge about antioxidants and their effects, the aging processes of greases and their rheology. Chemical and physical analyses of the lubricants and the boundary layers of the bearings give insight into the mechanisms. Five model greases were mixed with phenolic and aminic antioxidants and compared to short and long-term bearing tests with the base model grease without antioxidants. The short term tests were used to obtain lubricant and bearing samples after a defined running time of 150 hours. During the long term tests the bearings were tested until finishing values for temperature and torque were exceeded. Characteristic statistic parameters of the long term-tests were determined to characterize the performance. In addition the temperature dependency of grease service life was analysed.

Accompanying investigations focused on the influence of antioxidants and dynamic load on grease composition and surface properties in the tribological contact. The chemical investigations consisted in an analysis of the grease, of the surface and of the boundary layers. For this purpose special methods of secondary ion mass spectroscopy and infrared spectroscopy were employed. In addition, tactile stylus measurements were used to characterise the physical surface properties.

The results show that antioxidants increase the grease service life in bearings considerably; particularly this is true for phenolic antioxidants. The operating temperature, the type of base oil and the working mechanism of the antioxidants are equally important. A combination of two inhibitors with different working mechanisms resulted in a synergy with respect to grease service life.

Schlagworte:

Wälzlager, Fettgebrauchsdauer, Oxidationsinhibitor

Bearing, grease service life, antioxidants

# Inhaltsverzeichnis

<b>INHALTSVERZEICHNIS .....</b>	<b>I</b>
<b>NOMENKLATUR.....</b>	<b>III</b>
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
<b>2 STAND DER TECHNIK.....</b>	<b>3</b>
2.1 TRIBOLOGIE .....	3
2.1.1 <i>Definition der Tribologie</i> .....	3
2.1.2 <i>Tribotechnische Systeme</i> .....	4
2.1.3 <i>Reibung</i> .....	5
2.1.4 <i>Verschleiß</i> .....	9
2.2 LAGER.....	13
2.2.1 <i>Aufbau von Wälzlagern</i> .....	15
2.2.2 <i>Einsatzbereich von Spindellagern</i> .....	15
2.3 SCHMIERUNG .....	16
2.3.1 <i>Schmierung von Wälzlagern</i> .....	17
2.3.2 <i>Schmierungszustände</i> .....	19
2.4 SCHMIERFETTE.....	20
2.4.1 <i>Nomenklatur von Schmierfetten</i> .....	22
2.4.2 <i>Verdicker</i> .....	22
2.4.3 <i>Grundöl</i> .....	23
2.4.4 <i>Additive</i> .....	25
2.4.5 <i>Herstellung von Schmierfetten</i> .....	29
2.5 ALTERUNG VON SCHMIERFETTEN .....	31
2.5.1 <i>Prozess der Autoxidation</i> .....	33
2.5.2 <i>Oxidationsinhibitoren</i> .....	35
2.5.3 <i>Wechselwirkungen von Oxidationsinhibitoren</i> .....	40
2.6 BETRIEBSVERHALTEN FETTGESCHMIERTER, SCHNELLAUFENDER WÄLZLAGER .....	41
2.6.1 <i>Gebrauchsdauer fettgeschmierter Wälzlager</i> .....	41
2.6.2 <i>Betriebsreibmoment fettgeschmierter Wälzlager</i> .....	42
2.6.3 <i>Betriebstemperatur fettgeschmierter Wälzlager</i> .....	43
2.6.4 <i>Berechnungsmodelle zur Fettgebrauchsdauer in Wälzlagern</i> .....	44
2.6.5 <i>Berechnungsmodelle zum Reibmoment von Wälzlagern</i> .....	46
2.6.6 <i>Elastohydrodynamische Theorie zur Berechnung der Schmierfilmhöhe</i> .....	51
<b>3 PROBLEMSTELLUNG, ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE.....</b>	<b>56</b>
3.1 PROBLEMSTELLUNG .....	56
3.2 ZIELSETZUNG .....	56
3.3 VORGEHENSWEISE .....	57

<b>4</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN.....</b>	<b>59</b>
4.1	MODELLFETTE.....	59
4.1.1	<i>Zusammensetzung der Modellfette.....</i>	59
4.1.2	<i>Verwendete Oxidationsinhibitoren.....</i>	60
4.1.3	<i>Oxidationsbeständigkeit der Modellfette.....</i>	63
4.1.4	<i>Kinematische Viskosität und Dichte der Grundöle.....</i>	65
4.1.5	<i>Fließverhalten der Modellfette.....</i>	66
4.1.6	<i>Ölabscheidung.....</i>	69
4.2	BAUTEILVERSUCHE.....	70
4.2.1	<i>Aufbau der Prüfstände.....</i>	70
4.2.2	<i>Messsystem zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe.....</i>	72
4.2.3	<i>Ablauf der Bauteilversuche.....</i>	73
4.3	ERGEBNISSE DER BAUTEIL-DAUERVERSUCHE.....	77
4.3.1	<i>Allgemeines Betriebsverhalten eines Dauerversuchs.....</i>	77
4.3.2	<i>Schmierfettgebrauchsdauer.....</i>	78
4.3.3	<i>Stationäre Betriebstemperatur.....</i>	81
4.3.4	<i>Stationäres Betriebsreibmoment.....</i>	83
4.4	ERGEBNISSE DER BAUTEIL-KURZVERSUCHE.....	84
4.5	SCHMIERFILMHÖHENBETRACHTUNG.....	86
4.6	ZUSAMMENFASSUNG DER BAUTEILVERSUCHE.....	91
<b>5</b>	<b>MODELL ZUR BESTIMMUNG DER SCHMIERFETTGEBRAUCHSDAUER</b>	<b>92</b>
<b>6</b>	<b>UNTERSUCHUNG DER WIRKUNGSMECHANISMEN.....</b>	<b>96</b>
6.1	OPTISCHE BEGUTACHTUNG DER LAGERPROBEN.....	96
6.2	KENNWERTE DER OBERFLÄCHENRAUHEIT.....	96
6.3	WEITERFÜHRENDE SCHMIERSTOFF- UND OBERFLÄCHENUNTERSUCHUNGEN.....	101
6.3.1	<i>FTIR-Untersuchungen.....</i>	101
6.3.2	<i>TOF-SIMS Untersuchungen.....</i>	109
6.3.3	<i>Nanoindentierung der Oberfläche.....</i>	118
<b>7</b>	<b>DISKUSSION DER ERGEBNISSE.....</b>	<b>125</b>
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG.....</b>	<b>129</b>
<b>9</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>	<b>132</b>
<b>10</b>	<b>ANHANG.....</b>	<b>140</b>



## Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\mu$	--	Reibungskoeffizient, Reibungsbeiwert
$\kappa$	--	Viskositäts-Verhältnis
$\nu$	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	kinematische Viskosität
$\alpha$	%	Metallischer Anteil der realen Kontaktfläche
$\alpha_0$	°	Nenndruckwinkel
$\alpha_a$	°	Druckwinkel im Betrieb am Außenring
$\alpha_i$	°	Druckwinkel im Betrieb am Innenring
$\alpha_p$	$\text{mm}^2 \cdot \text{N}^{-1}$	Druckviskositätskoeffizient bei Betriebstemperatur
$\eta$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	absolute bzw. dynamische Viskosität
$\omega$	$\text{s}^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit
$\nu$	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Betriebsviskosität im Kontakt
$\nu_1$	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	durchmesser- und drehzahlabhängige Bezugsviskosität
$\tau_1$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$	Scherfestigkeit des Schmierstoffs
$\tau_m$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$	Scherfestigkeit von Metallkontakten
$\rho$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Dichte
$\epsilon_0$	$\text{A} \cdot \text{s} \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$	elektrische Feldkonstante: $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \text{ A} \cdot \text{s} \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$
$\epsilon_r$	--	relative Dielektrizitätskonstante
$a$	mm	Seitenlänge einer Kontaktfläche
$a$	mm	Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
$a$	--	Schmierfettkonstante
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$A_N$	$\text{m}^2$	nominelle Kontaktfläche
$A_R$	$\text{m}^2$	reale Kontaktfläche
$b$	mm	Seitenlänge einer Kontaktfläche
$b$	mm	Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
$b$	--	Schmierfettkonstante
$c$	%	Konzentration
$c$	--	lagerbauartabhängiger Exponent
$C$	--	Korrekturfaktor

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$C_0$	N	statische Tragzahl
$C_K$	pF	Kapazität
$d$	mm	Lagerbohrungsdurchmesser
$D$	mm	Lageraußendurchmesser, Scherrate
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
$E_0$	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$	reduzierter Elastizitätsmodul
$F$	h	Schmierfettgebrauchsdauer
$F$	N	Kraft, Lagerbelastung (resultierende)
$f_0$	--	lager- und schmierungsabhängiger Beiwert
$f_1$	--	lager- und belastungsabhängiger Beiwert
$F_{1-6}$	--	Beiwerte zur Lebensdauerberechnung nach <i>Berger</i>
$f_2$	--	lager- und schmierungsabhängiger Beiwert
$F_a$	N	axiale Lagerbelastung
$F_N$	N	Normalkraft
$F_r$	N	radiale Lagerbelastung
$F_R$	N	Reibkraft
$G$	--	Werkstoffparameter der EHD-Theorie
$h$	$\mu\text{m}$	Filmhöhe
$h_0$	$\mu\text{m}$	zentrale Schmierfilmhöhe
$h_{\text{mess}}$	$\mu\text{m}$	gemessene Schmierfilmhöhe
$h_{\text{min}}$	$\mu\text{m}$	minimale Schmierfilmhöhe
$i$	--	Zählvariable
$k$	--	Verhältnis der Halbachsen im elliptischen Punktkontakt
$k_{\text{th}}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Wärmeleitkoeffizient
$L_{\text{th}}$	--	Belastungsfaktor
$M$	Nm	Reibmoment
$M_0$	Nm	lastunabhängiges Reibmoment
$M_1$	Nm	lastabhängiges Reibmoment
$n$	--	Anzahl der Mikrokontakte

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_L$	$\text{min}^{-1}$	zulässige Drehzahl bei Fettschmierung
$p$	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$	Pressung
$P_0$	N	äquivalente Lagerbelastung
$P_1$	N	Lagerlast
$Q$	N	Belastung pro Kugel
$R$	$\mu\text{m}$	Rauheit
$R_x$	mm	Hauptachsenradius
$R_y$	mm	Hauptachsenradius
$S$	%	Wahrscheinlichkeit
$T$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$t$	s	Zeit
$u$	$\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$	Molekulargewicht
$U$	--	Geschwindigkeitsparameter der EHD-Theorie
$u_{1,2}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Geschwindigkeit der Kontaktpartner
$v$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Geschwindigkeit
$W$	--	Belastungsparameter der EHD-Theorie

## Abkürzungen und Indizes

Index	Bezeichnung
AW	anti wear
BPH	6,6'-Di-tert.-Butyl-2,2-Methylendi-p-Kresol
DGMK	Deutsche wissenschaftliche Gesellschaft für Mineralöl, Erdgas und Kohle e. V.
DPA	Diphenylamin
DTBP	2,6-Di-t-Butylphenol
EHD	elastohydrodynamisch
EP	extreme pressure
Est.	Ester
FTIR	Fouriertransformierte Infrarotspektroskopie
isoth	isotherm
imt	Institut für Mikrotechnologie, Universität Hannover
MPA	mineralisches Grundöl
PI	Physikalisches Institut, Universität Münster
PANA	N-Phenyl-1-Naphtylamin
PAO	Polyalphaolefin
R	Radikal
SDPA	sekundäres Diphenylamin
th	thermisch
TMQ	2,2,4-Trimethyl-Hydrochinolin
TOF-SIMS	Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie
ZnDDTP, ZnDTP	Zinkdialkyldithiophosphat

## 1 Einleitung

Wälzlager sind Maschinenelemente, die zur Trennung rotatorischer Bewegungen zwischen Wellen und Gehäusen oder Hohlwellen erforderlich sind. Diese Maschinenelemente werden aufgrund ihrer Zuverlässigkeit und Leistungsfähigkeit häufig eingesetzt. Um einen sicheren Betrieb der Wälzlager zu gewährleisten, ist eine Schmierung der Wälzkontakte erforderlich. Die Schmierung der Wälzkontakte wird je nach Anwendungsfall einerseits durch Ölschmierung und andererseits durch Fettschmierung sichergestellt. Um den wirtschaftlichen Anforderungen gerecht zu werden, wird der größte Teil der Wälzlager mit Fett geschmiert. Dadurch kann auf eine aufwendige Schmierstoffzuführung, wie sie bei Ölschmierung benötigt wird, verzichtet werden. Die Fettschmierung weist aber im Gegensatz zur Ölschmierung einige Nachteile auf. So kann z.B. der Wälzkontakt nicht durch die Zuführung von neuem Schmierstoff gekühlt werden, so dass die durch Reibung im Kontakt entstehende Wärme nicht abgeführt wird. Weiterhin befindet sich bei der Fettschmierung nur eine sehr geringe Menge an Schmierstoff im Wälzlager, die über den gesamten Lebenszyklus des Wälzlagers bei einer Lebensdauerschmierung nicht gewechselt bzw. ergänzt wird.

Aufgrund stetig steigender Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit und Leistungsdichte von Maschinen steigen auch die Anforderungen an das Maschinenelement Wälzlager kontinuierlich an. Dies betrifft insbesondere die Standfestigkeit und die Lebensdauer. Die Lebensdauer fettgeschmierter Wälzlager ist dabei oftmals der Schmierfettgebrauchsdauer gleichzusetzen, so dass heutige Schmierfette hohe Anforderungen an die Gebrauchsdauer erfüllen müssen.

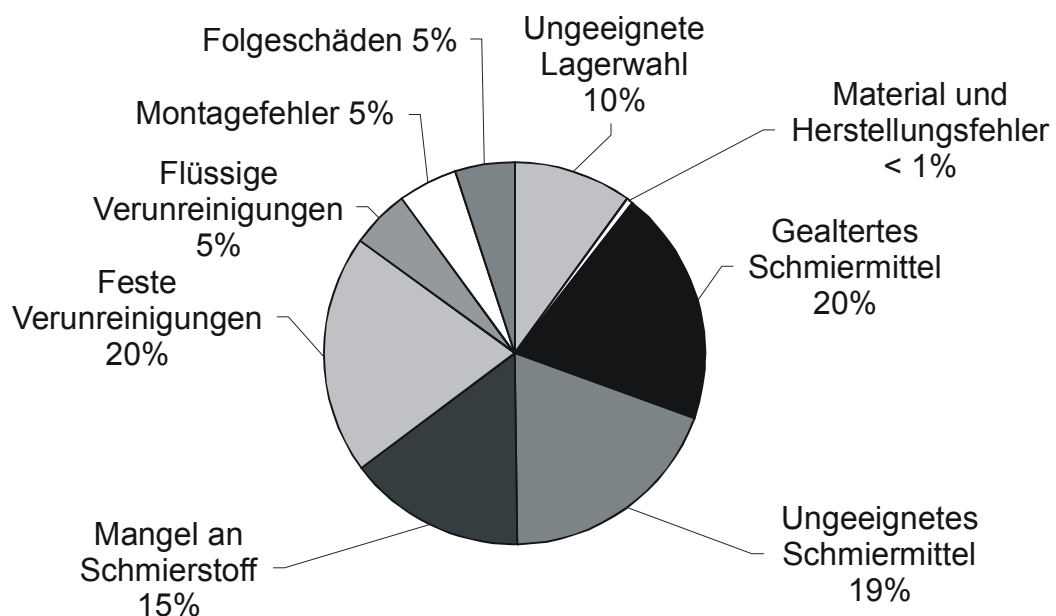


Abbildung 1-1: Prozentuale Verteilung der Wälzlagerschäden nach [51]

Von den aus der Praxis bekannten Wälzlagerschäden entfallen ca. 20 Prozent auf die Alterung der Schmiermittel (Abbildung 1-1). Unter Alterung versteht man dabei die Oxidation der Kohlenstoffverbindungen in den Schmierstoffen. Bei Schmierfetten sind davon der Verdicker, das Grundöl und die Additive betroffen [34]. Da die Alterung des Schmierstoffs nicht

aufzuhalten ist, kann der Alterungsvorgang des Schmierstoffs nur über geeignete Oxidationsinhibitoren hinausgezögert werden. Da deren Wirkungsweise im Schmierfett bei hohen Betriebsdrehzahlen nur unzureichend bekannt ist, besteht ein erheblicher Bedarf, wissenschaftliche Erkenntnisse über ihre chemisch-physikalischen Wirkmechanismen und ihre Auswirkung auf die Fettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern zu sammeln. Die Forschungsergebnisse sollen dazu dienen, den Bereich zulässiger Drehzahlen für fettgeschmierte Wälzlager, der mit Hilfe des Drehzahlkennwerts  $n \cdot d_m$  beschrieben wird, in Richtung höherer Drehzahlen auszudehnen, wie es von anwendenden Industriezweigen gefordert wird.

Die ersten wissenschaftlichen Untersuchungen auf dem Gebiet der schnelldrehenden fettgeschmierten Wälzlager wurden von *Barz* und *Franke* seit 1990 am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover im Rahmen von Forschungsprojekten der Deutschen Wissenschaftlichen Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) unternommen [10], [42]. Aufgrund dieser Untersuchungen konnten Erkenntnisse über die Eignung verschiedener Schmierstoffkomponenten und deren Zusammensetzung auf die Gebrauchsdauer von Schmierfetten gewonnen werden. So werden die Eigenschaften der Schmierfette in schnelldrehenden Wälzlagern z.B. durch die Faktoren Verdickerart und -menge, Grundölart und -viskosität und Additive sowie das Herstellungsverfahren beeinflusst. Weiterhin wurde in Stichversuchen bei diesen Untersuchungen eine deutliche Steigerung der Gebrauchsdauer durch den Einsatz von Oxidationsinhibitoren beobachtet [41]. Hieraus entstand die Motivation, den Einfluss dieser Additive auf das Betriebsverhalten sowie die Gebrauchsdauer von Schmierfetten im Rahmen weiterer Forschungsarbeiten wissenschaftlich zu untersuchen.

Das Ziel dieser Arbeit war es, die Einflüsse von aminischen und phenolischen Oxidationsinhibitoren auf die Gebrauchsdauer von Schmierfetten in hochbeanspruchten Wälzlagern zu untersuchen und deren Wirkungsweise im tribologischen Wälzkontakt zu analysieren. Die Arbeit gliedert sich in einen umfangreichen experimentellen und einen theoretischen Teil auf. Im experimentellen Teil werden die Ergebnisse von Wälzlager- und Schmierstoffuntersuchungen vorgestellt. Dabei werden Modellfette verwendet, die durch gezielte Variation der Zusammensetzung eine Aussage über die Wirkungsweise verschiedener Oxidationsinhibitoren ermöglichen. Weiterhin werden Fett- und Randschichtanalysen berücksichtigt, die mittels Fouriertransformierter-Infrarotspektroskopie (FTIR, Technologische Beratung Dr. Holweger) und Flugzeit-Massenspektrometrie (TOF-SIMS, Physikalisches Institut, Universität Münster) die chemischen Zusammensetzungen beschreiben und mit tastenden und eindringenden Messverfahren die physikalischen Eigenschaften (Institut für Mikrotechnologie und IMKT, Universität Hannover) im tribologischen Kontakt charakterisieren. Ziel dieser Untersuchungen ist es, physikalische und chemische Wirkmechanismen der Oxidationsinhibitoren zu erkennen. Im theoretischen Teil werden die Ergebnisse der Bauteilversuche mit den Randschichtanalysen verglichen und ein Modell zur Ermittlung der Gebrauchsdauer von additivierten Modellfetten im Vergleich zu bekannten Untersuchungsergebnissen aus der Literatur diskutiert.

## 2 Stand der Technik

Dieses Kapitel zeigt einen Überblick über den allgemein anerkannten Stand des Wissens bezüglich Reibung und Verschleiß sowie über die Grundbegriffe der Tribologie. Anschließend wird der aktuelle Stand der Technik im Bereich der Schmierung von Wälzlagern vorgestellt. Dabei werden besondere Anforderungen an die Lagerungen und Schmierungsarten sowie die Vorgänge der Fettschmierung näher erläutert.

### 2.1 Tribologie

Unter dem Begriff der Tribologie (tribos = griech., reiben, die Reibungslehre) wird allgemein die wissenschaftliche Erforschung und technische Anwendung der Gesetzmäßigkeiten von Reibung und Schmierung sowie damit verbundener Verschleiß-, Werkstoff- und Konstruktionsfragen zusammengefasst. Die Tribologie beschäftigt sich darüber hinaus mit der Werterhaltung von Maschinen, innerbetrieblichen Schmierstoffversorgungen und –vereinheitlichungen [68]. Weiterhin wird die Optimierung von Reibungsprozessen und damit die Minimierung von Energieverlusten behandelt. Die Tribologie ist damit ein Teilgebiet des Maschinenbaus, das interdisziplinär von den Fachgebieten Maschinenbau, Werkstoffkunde und Physik behandelt wird.

#### 2.1.1 Definition der Tribologie

Der Begriff Tribologie wurde von *Bowden* und *Tabor* geprägt, die sich mit dem Reibungs- und Schmierungsverhalten fester Körper beschäftigten. Im Jahr 1966 beschrieb *Jost* in [63] die bis dahin nur separat betrachteten Reibungs- und Verschleißprobleme mit folgender Definition:

„Tribology is the science and technology of interacting surfaces in relative motion and of related subjects and practices”

Heute versteht man unter dem Begriff „Tribologie“ die Definition nach der zurückgezogenen DIN 50320 (Teil 1):

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“

Auch die durch *Czichos* et al. verwendete Definition findet allgemein Anerkennung [26]:

„Die Tribologie ist ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste.“

Die Untersuchungen auf diesem Fachgebiet beschäftigen sich momentan hauptsächlich mit der Optimierung von Oberflächenpaarungen mit dem Ziel, die Wirtschaftlichkeit tribologischer Systeme zu verbessern und unerwünschte Betriebszustände und Bedingungen zu vermeiden.

Unerwünschte Folgen der Reibung und des Verschleißes sind z.B. Geometrieänderungen, Verschleißteilchen im Kontakt, Wärme, Schwingungen und Geräusche. Diese führen zum Verlust der Funktionsfähigkeit z.B. durch einen unvorhersehbaren Ausfall oder eine fortschreitende Verschlechterung der Systemeigenschaften.

### 2.1.2 Tribotechnische Systeme

In Abbildung 2-1 ist die allgemeine Struktur tribotechnischer Systeme dargestellt. Ein solches System besteht demnach aus den vier Elementen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium, das durch ein Lastkollektiv beansprucht wird. Dessen Parameter sind Verlauf und Dauer der Belastung, Temperatur, Geschwindigkeit, Bewegungsart- und Bewegungsform. Dieses System kann über Verschleiß- und Energiekenngrößen, wie Oberflächenveränderungen, Materialverlust, Energiedissipation und Reibungskennwerte beschrieben werden.

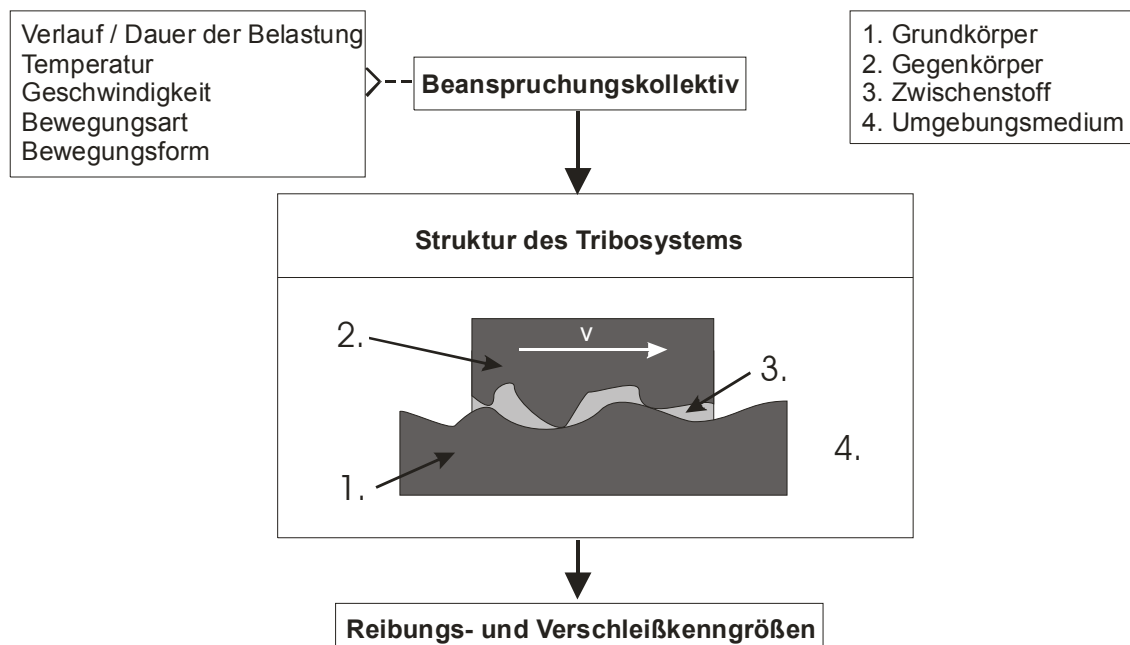


Abbildung 2-1: Kenngrößen und Aufbau tribotechnischer Systeme [26]

Daraus folgt, dass ein tribologisches System, in dem Reibung und Verschleiß über eine Vielzahl von Parametern miteinander verknüpft sind, sehr komplex ist. Die Optimierung eines Gesamtsystems kann daher nicht nur durch die Beeinflussung von Einzelfaktoren erfolgen, sondern muss unter Berücksichtigung vieler Systemkomponenten und deren Zusammenwirken vollzogen werden. Dabei müssen konstruktive Maßnahmen, Werkstoffauswahl und geeignete Zwischenstoffe berücksichtigt werden. Hauptaufgabe des Zwischenstoffs in tribologischen Systemen ist die Trennung der im System befindlichen Körper. Als reibungs- und verschleißmindernde Zwischenstoffe kommen Gase, Flüssigkeiten und Festschmierstoffe in Frage, wobei die Schmierstoffe auf Mineralölbasis mengenmäßig den größten Anteil aufweisen [79].



### 2.1.3 Reibung

Die Reibung ist neben dem Verschleiß ein Hauptforschungsbereich der Tribologie. Ursprünglich ist Reibung ein Widerstand gegen eine makro- oder mikroskopische Deformation. Sie äußert sich als Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung oder deren Aufrechterhaltung [26].

Dabei wird zwischen der „äußeren“ und „inneren“ Reibung unterschieden, die gemeinsam dazu führen, dass eine Dissipation an mechanischer Energie entsteht. Die makroskopischen Grundlagen der Reibung, wie sie heute noch gelehrt werden, sind mehrere Jahrhunderte alt. Die wesentlichen Gesetze gehen auf *Leonardo da Vinci* (1452-1519), *Guillaume Amontons* (1663-1705) und *Charles Augustin Coulomb* (1736-1806) zurück.

*Leonardo da Vinci* beschäftigte sich in ersten systematischen Untersuchungen mit der Thematik der Festkörperreibung. *Amontons* lieferte 1699 einen einfachen Ansatz für die makroskopischen Reibkräfte bei trockener Gleitreibung. Die beschriebenen Gesetzmäßigkeiten sagen aus, dass die auftretende Reibkraft proportional zur Normalkraft ist und nicht von der Größe der scheinbaren Kontaktfläche  $A_R$  abhängt [7]. Ein weiteres Postulat, nach dem die Reibung von der Gleitgeschwindigkeit unabhängig ist, ist heute nicht mehr vertretbar, da der Reibungskoeffizient keine Stoffkonstante, sondern von der Oberflächenbeschaffenheit, den Gleitgeschwindigkeiten und der Werkstoffpaarung abhängig ist.

*Coulomb* berücksichtigte in seinen Betrachtungen den Bewegungszustand und unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung. Das nach ihm benannte Gesetz wird heute noch als Grundlage zur ingenieurmäßigen Beschreibung makroskopischer Reibvorgänge (Gl. 3-1) verwendet.

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

Dabei gibt  $F_R$  die Reibkraft,  $F_N$  die Normalkraft zur Kontaktfläche und  $\mu$  den Reibungskoeffizienten an, der nicht konstant und abhängig vom Bewegungszustand ist. Die Ermittlung der Reibungskoeffizienten einer Kontaktpaarung muss für die meisten Anwendungen über die Messung der Aktions- und Reaktionskräfte erfolgen.

Auf dem Gebiet der Festkörperreibung werden neben diesen empirisch ermittelten Berechnungs- und Betrachtungsweisen auch physikalische Grundlagenuntersuchungen zu den Dissipationsmechanismen durchgeführt, welche die Reibung auf molekulare und atomare Wechselwirkungen zurückführen. Aktuelle Untersuchungen basieren dabei auf der Anschauung, dass die Reibungskräfte im ungeschmierten Kontakt sich aus zwei Anteilen zusammensetzen. Zum einen aus dem Deformationsanteil, der sich aus dem plastischen und elastischen Formänderungswiderstand der Oberflächenrauheiten zusammensetzt und zum anderen aus dem Adhäsionsanteil, der zur Überwindung atomarer und molekularer Bindungskräfte zwischen den Oberflächen erforderlich ist [20], [18], [74].

*Bowden* und *Tabor* [18] stellten ein einfaches Modell für die Reibung von metallischen Kontakten auf. Dabei berücksichtigten sie, dass die reale Kontaktfläche  $A_r$  nicht der

nominellen Kontaktfläche  $A_N$  entspricht (Abbildung 2-2), sondern sich aus den Berührstellen der Oberflächenrauheiten zusammensetzt. Damit versuchten sie den Gegensatz zwischen den *Coulomb-Morinschen* Gesetzen und den Ansätzen von *Tomlinson* aufzulösen, demzufolge die Tangentialkräfte zur Größe der Kontaktfläche proportional sind.

$$A_N = a \cdot b \gg A_r = \sum_{i=1}^n A_r^i \quad (n: \text{Anzahl der Mikrokontakte}) \quad (2.2)$$

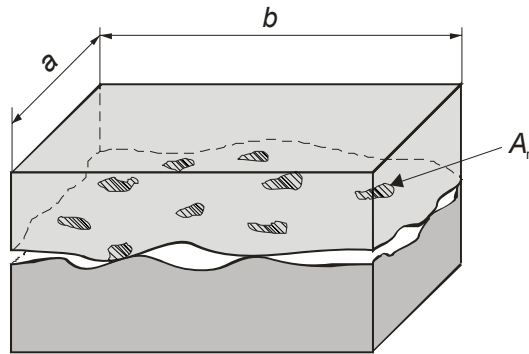


Abbildung 2-2: Reale und geometrische Kontaktfläche

Weiterhin stellten sie ein theoretisches Modell auf, wonach sich die reale Kontaktfläche  $A_r$  bei der Grenzreibung in einen metallischen Kontaktbereich und einen mit Schmierstoff bedeckten Bereich aufteilt. Die Anteile dieser Bereiche, die die unterschiedlichen Scherfestigkeiten  $\tau_m$  und  $\tau_l$  aufweisen, werden über den Wert  $\alpha$  zugeordnet. Dieser Kennwert gibt den prozentualen Anteil der metallischen Kontaktfläche an der realen Kontaktfläche an.

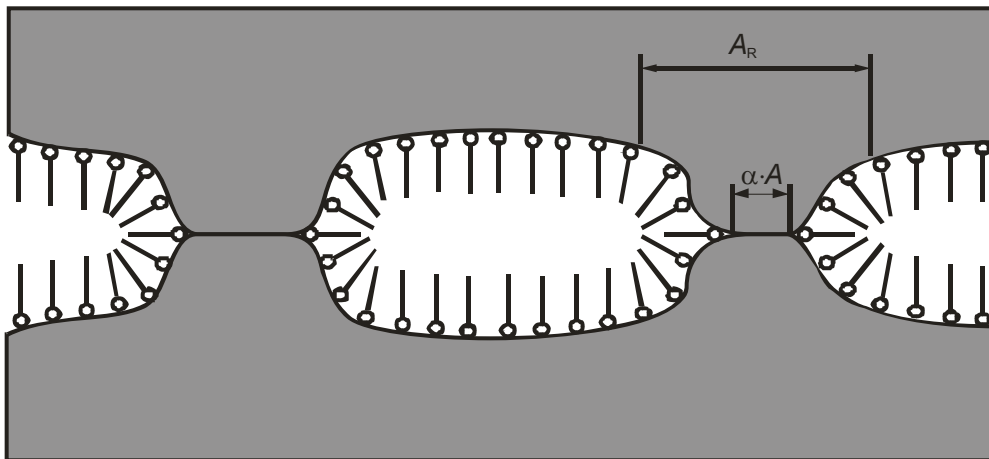


Abbildung 2-3: Modell von geschmierten Oberflächenkontakten angelehnt an [18]

Gleichung (2.3) gibt die von *Bowden* und *Tabor* aufgestellte Gleichung für die Reibkraft bei der Grenzreibung geschmierter Kontakte wieder:

$$F_R = A_r \cdot (\alpha \cdot \tau_m + (1 - \alpha) \cdot \tau_l) \quad (2.3)$$

Dabei beschreibt  $F_r$  die Reibkraft,  $\tau_m$  die Scherfestigkeit der metallischen Verbindungen und  $\tau_l$  die Scherfestigkeit des Schmierstoffs. Bei der Betrachtung eines ungeschmierten metallischen Kontakts ergibt sich demnach durch den Entfall der Schmierstoffkomponente die Gleichung (2.4). Dadurch kann mit den folgenden Beziehungen ein Reibwert für die Adhäsionskomponente bei reiner metallischer Reibung bestimmt werden:

$$F_R = \tau_m \cdot A_r \quad (2.4)$$

$$F_N = A_r \cdot p_r \quad (2.5)$$

$$\mu_a = \frac{F_R}{F_N} = \frac{\tau_m}{p_r} \quad (2.6)$$

Die reale Kontaktfläche wird dabei mit der Flächenpressung  $p_r$  beansprucht. Da die reale Fläche nicht bekannt ist, wurden in theoretischen Untersuchungen die Rauheitsverteilungen mit statistischen Verfahren angenähert. *Greenwood* und *Williamson* [49] stellten 1966 ein Kontaktmodell vor, bei dem sie die Rauheitserhebungen durch stochastisch verteilte hemisphärische Kugeln mit gleichem Kugelradius und unterschiedlichem Abstand zur Berührebene modellierten. Neuere Arbeiten von *Majumdar*, *Bushan*, *Bressan*, *Genin* und *Williams* [78], [21] berücksichtigen unterschiedliche Kugelradien und den druckabhängigen Scherwiderstand von Oberflächenschichten. Alle Modelle weisen aber den Nachteil auf, dass sie die Eigenschaften der Oberflächenrauheiten und deren geometrische Gestalt über vereinfachte Formen nur annähern können.

Für den Bereich der Flüssigkeitsreibung wurde eine geschlossene, allgemein anerkannte Theorie erstellt, die auf der Makrogeometrie aufbaut und mittlerweile Einflüsse der Oberflächenrauheit berücksichtigt. *Stribeck* stellte den Reibungskoeffizienten als Kurve in Abhängigkeit von geometrischen, kinematischen und schmierstoffabhängigen Kennwerten dar. Die nach ihm benannte Kurve (Abbildung 2-4) kennzeichnet den Reibwert  $\mu$  als Funktion einer Kombination aus der Ölviskosität  $\eta$ , der Geschwindigkeit  $v$  und der Pressung  $p$ .

Dieses Diagramm ermöglicht eine Zuordnung des Reibungskoeffizienten zu unterschiedlichen Schmierzuständen (Kapitel 2.3.2). Die dabei durchlaufenen Zustände werden über die Rauheit  $R$  der Kontaktflächen und die vorhandene Schmierfilmhöhe  $h$ , welche zwischen den Kontaktpartnern vorliegt, beschrieben und nach der früheren DIN 50281 folgendermaßen eingeordnet:

1. Festkörperreibung
2. Grenzreibung / Grenzschichtreibung
3. Mischreibung
4. Flüssigkeitsreibung

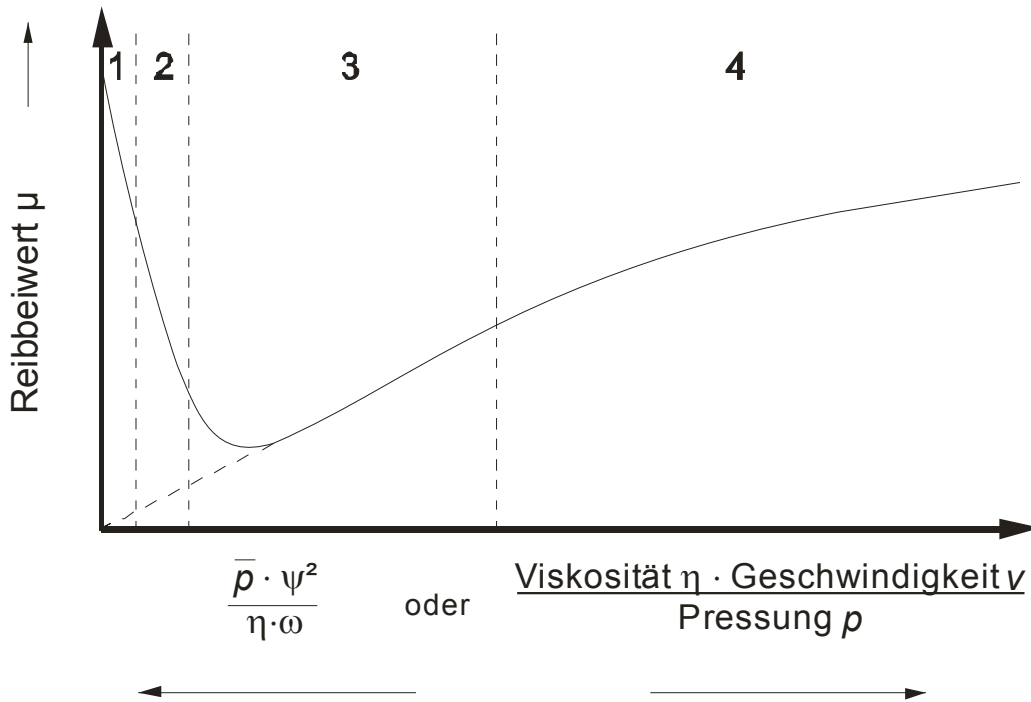


Abbildung 2-4: Stribeck-Kurve

Zum Gahr [120] ordnet diesen Bereichen eine spezifische Schmierfilmdicke mit verschiedenen Reibungszahlen und Verschleißwiderständen zu (Abbildung 2-5).

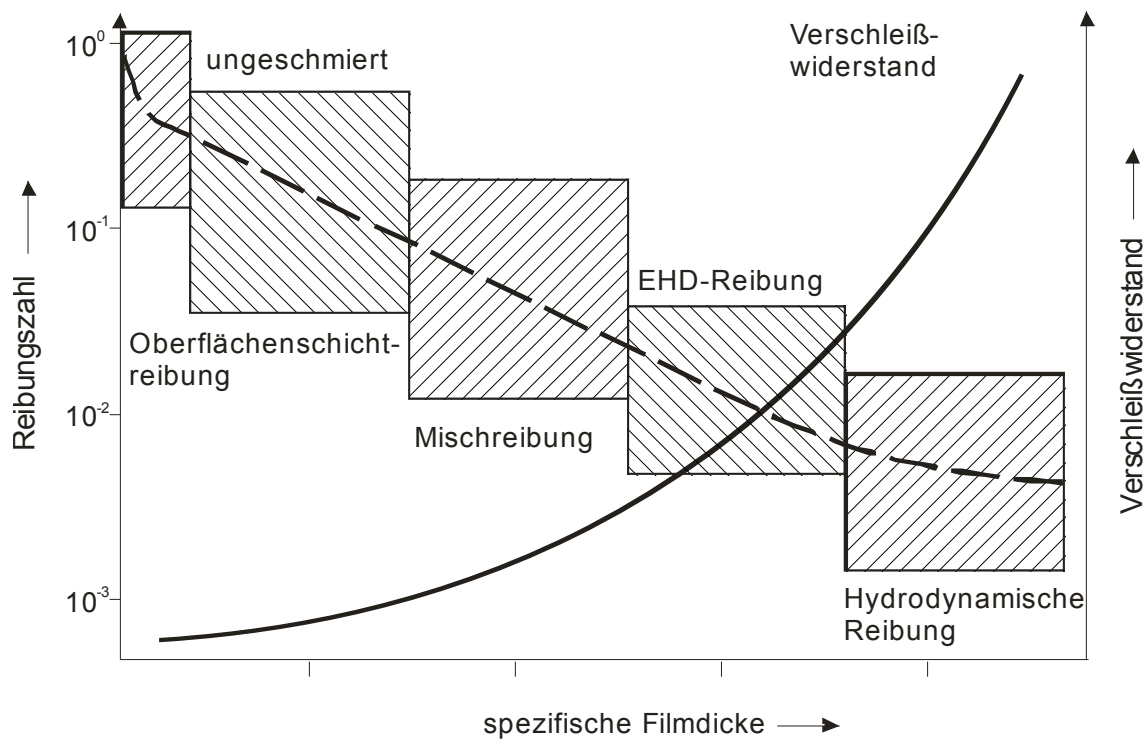


Abbildung 2-5: Reibungszahl und Verschleißwiderstand als Funktion der spezifischen Filmdicke nach [79], [120]

Wie in der Abbildung 2-5 dargestellt, verlaufen die Reibungszahl und der Verschleißwiderstand gegensätzlich. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Verschleißwiderstand maßgeblich von der Werkstoffpaarung und nicht ausschließlich von der Schmierfilmhöhe beeinflusst wird. Ferner sind die Reibung und der Verschleiß in einem geschmierten System von weiteren Faktoren abhängig, wie z.B. Haftfähigkeit des Schmierstoffs und dessen mechanische und thermische Beständigkeit.

#### 2.1.4 Verschleiß

Neben der Reibung ist der Verschleiß das zweite Hauptforschungsgebiet der Tribologie. Die frühere DIN 50320 beschreibt den Verschleiß als fortschreitenden Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörpers), der durch mechanische Ursachen hervorgerufen wird, d.h. durch Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.

Einflussgrößen auf den Verschleiß sind:

- Werkstoff, Form und Oberflächen der Körper
- Art, Teilchengröße und Eigenschaften des Zwischenstoffs
- Größe und zeitlicher Ablauf der Belastung
- Art der Bewegung (Gleiten, Rollen, Stoßen)
- Höhe und zeitlicher Verlauf der Temperatur
- Umgebungsmedium (Luft, Schutzgas, korrosive Medien)

*Czichos* [26] unterscheidet den Verschleiß anhand des Kontaktzustands von Grund- und Gegenkörper. Demnach wird bei einem direkten Kontakt der Grund- und Gegenkörper von Festkörperverschleiß und bei einem System Grundkörper / Schmierstoff / Gegenkörper von Grenz- und Mischreibungverschleiß gesprochen. *Habig* [54] klassifiziert den Verschleiß nach Verschleißmechanismen und –arten. Unter Verschleißmechanismen versteht man dabei die bei einem Verschleißvorgang infolge von stofflichen und energetischen Wechselwirkungen ablaufenden physikalischen und chemischen Prozesse. Diese Wechselwirkungen können wie folgt eingeteilt werden:

- kräftemäßige, spannungsmäßige oder energetische Wechselwirkungen, die zu Rissvorgängen und Stoffabtrennungen führen und
- atomare und molekulare Wechselwirkungen, die auf das Auftreten chemischer Bindungen im Kontaktbereich zurückgeführt werden können.

Dabei kann zwischen den in Abbildung 2-6 dargestellten Mechanismen, die in zwei Hauptgruppen eingeteilt sind, unterschieden werden. Die erste Gruppe umfasst die Verschleißmechanismen Oberflächenzerrüttung und Abrasion und die zweite Gruppe die Mechanismen der Adhäsion und tribochemische Wechselwirkungen.

Bei der Oberflächenzerrüttung kommt es in einem tribochemischen System zu einer Werkstoffanstrengung der Kontaktpartner hervorgerufen durch Kräfte in Normal- und Tangentialrichtung. Diese Kräfte können bei Überlagerung zu Spannungmaxima in und unterhalb der Kontaktfläche führen. Weiterhin erfolgen die Beanspruchungen der Oberflächen und Mikrokontakte oftmals periodisch, so dass es in den Kontakten zu einer Schadensakkumulation kommt, die einer Werkstoffermüdung gleichzusetzen ist. Die Oberflächenzerrüttung ist dabei gekennzeichnet durch die Initiierung und das Fortschreiten von Oberflächenrissen, die im Endstadium zu Ausbrüchen an der Oberfläche führen.

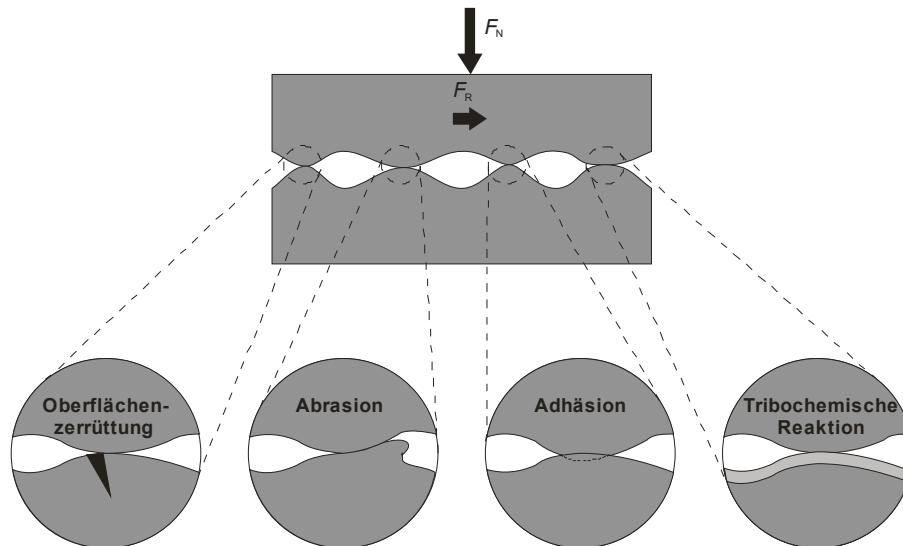


Abbildung 2-6: Vereinfachte Darstellung von Verschleißvorgängen

Die Abrasion tritt auf, wenn die Oberflächen der Kontaktpartner unterschiedliche Härte und Oberflächenrauheiten aufweisen oder harte Partikel in den tribologischen Kontakt gelangen. Dabei wird durch Furchung die Oberflächengestalt des weicheren Körpers durch den härteren Körper verändert. *Zum Gahr* [120] beschreibt die Wechselwirkungen von abrasiven Partikeln und verschleißenden Oberflächen durch die Detailprozesse Mikroflügen, Mikroermüden, Mikrospanen und Mikrobrechen.

Adhäsiver Verschleiß in einem Kontakt liegt vor, wenn stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene auftreten. Der Verschleißmechanismus Adhäsion besteht darin, dass infolge von hohen lokalen Pressungen an einzelnen Rauheitserhebungen schützende Oberflächenschichten durchdrungen werden und lokale Grenzflächenbindungen entstehen. Im Fall von metallischen Kontaktpartnern werden diese Bindungen auch „Kaltverschweißungen“, die mitunter höhere Festigkeiten als die ursprüngliche Kontaktfläche besitzen, genannt. In Kombination mit einer Relativbewegung der Kontaktpartner kann es durch die geänderte Festigkeit zu einer Verschiebung der Kontaktbereiche infolge einer Trennung der Verschweißungen im Volumen einer der Kontaktpartner kommen. Dieser Materialübertrag auf einen Kontaktpartner wird auch als lokales „Fressen“ bezeichnet.

Tribochemische Reaktionen sind chemische Reaktionen der Grund- und Gegenkörper mit Bestandteilen des Zwischenstoffes oder des Umgebungsmediums unter Berücksichtigung der Beanspruchung. Die Grenzschichten, die dabei auf den Kontaktoberflächen entstehen, weisen Eigenschaften auf, die nicht denen der ursprünglichen metallischen Oberflächen entsprechen. Solange diese Reaktionsschichten gebildet werden, können sie zum Schutz der Kontaktoberflächen beitragen. Sie verhindern den Kontakt der metallischen Reibpartner und schränken so die Wirkung der Adhäsion, die zu hohem Verschleiß führt, ein. Die Reaktionsschichtbildung wird aber durch die Beanspruchungsart und die damit verbundene Energieeinbringung beeinflusst. Durch die im Kontakt auftretenden Relativbewegungen tritt eine kontinuierliche Beanspruchung und Abscherung der Schichten ein. Solange die chemischen Reaktionspartner vorliegen, werden diese Schichten fortlaufend neu gebildet. Speziell bei metallischen Kontaktpartnern können die mechanischen Spannungen aber nur begrenzt durch Deformation abgebaut werden, da die Schichten oftmals aus spröden Metalloxiden bestehen. Diese Metalloxidschichten brechen bei Erreichen einer kritischen Höhe aus und neigen damit zur Bildung von Verschleißpartikeln. Untersuchungen zu diesen Schichtaufbaumechanismen wurden von *Quinn, Hong* und *Hochmann* [90] im Jahr 1988 vorgestellt. Neben dem Schutz von Oberflächen können diese Schichten also auch zum Entstehen von Verschleißpartikeln führen.

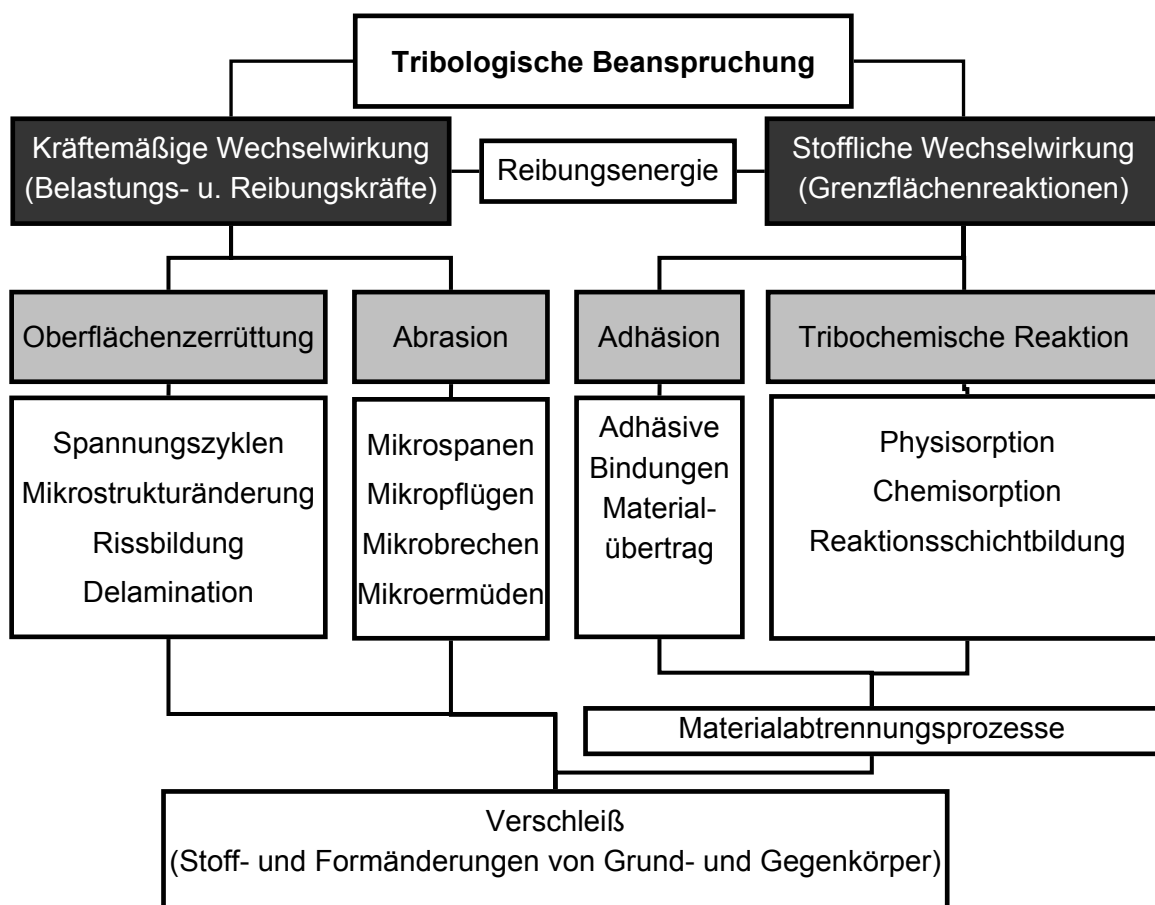


Abbildung 2-7: Verschleißmechanismen: Übersicht über Stoff- und Formänderungsprozesse unter tribologischer Beanspruchung nach [120]

Eine Übersicht der vorgestellten Hauptmechanismen, die zu Stoff- und Formänderungen von Grund- und Gegenkörper eines tribologischen Systems führen, sind in Abbildung 2-7 dargestellt.

Vergleichbar zur Reibung ist eine Unterteilung des Verschleißes anhand der Kinematik im tribologischen Kontakt in verschiedene Verschleißarten üblich. Verschleißarten können damit für geschlossene Tribosysteme in

- Gleitverschleiß
- Wälzverschleiß
- Stoßverschleiß
- Schwingungverschleiß
- Furchungverschleiß (Gegenkörperfurchung)

und für offene Tribosysteme in

- Furchungverschleiß (Teilchenfurchung)
- Strahlverschleiß
- Erosion (Strömungverschleiß)

unterteilt werden. Ein Hauptmerkmal der gesamten Verschleißarten, unabhängig von dem betrachteten System, ist, dass die Verschleißmechanismen mit unterschiedlichen Anteilen an ihnen beteiligt sind. Abhängig vom Betriebszustand treten in Wälzlagern vorwiegend Wälz-, Gleit- und Schwingungverschleiß auf [7], [17], [18], [19], [27], [63], [120].

Zusammenfassend ist für den tribologisch beanspruchten Kontakt eine Vielzahl von Einflussparametern ausschlaggebend, die das äußere Reibungs- und innere Verschleißverhalten beeinflussen. Die wissenschaftlichen Untersuchungen der Kontaktvorgänge und Einflussparameter in den vergangenen Jahren verfolgten das Ziel, die Reibung in einem System zu verringern, um den Wirkungsgrad verwendeter Aggregate zu erhöhen. Zusätzlich soll der Verschleiß vermindert werden, um die Formgebung der Einzelkomponenten zu bewahren und damit die Funktion der gesamten Anordnungen zu sichern. Die Möglichkeit, Reibung und Verschleiß bei Wälzlagern konstruktiv zu reduzieren, ist aufgrund des vorliegenden Entwicklungsstands weitestgehend erschöpft. Zur Optimierung von Lagerungen und tribologischen Systemen rückt daher das Interesse für die Schmierstoffversorgung und den Aufbau von schützenden Grenzschichten im Wälzkontakt in den Vordergrund.



## 2.2 Lager

Lagerungen stellen komplexe tribologische Systeme dar, die im Anlagen- und Maschinenbau funktionelle Verbindungen von Maschinenelementen ermöglichen. Sie dienen zur Trennung von sich relativ zueinander bewegenden Bauteilen und zur Übertragung und Leitung von Kräften. Die Lager können dabei anhand ihrer Reibungsart, Beanspruchungsrichtung und Bewegungsart unterschieden werden (siehe Abbildung 2-8). Aufgrund dieser Kriterien ergeben sich eine Vielzahl von Lagerarten und Bauformen.

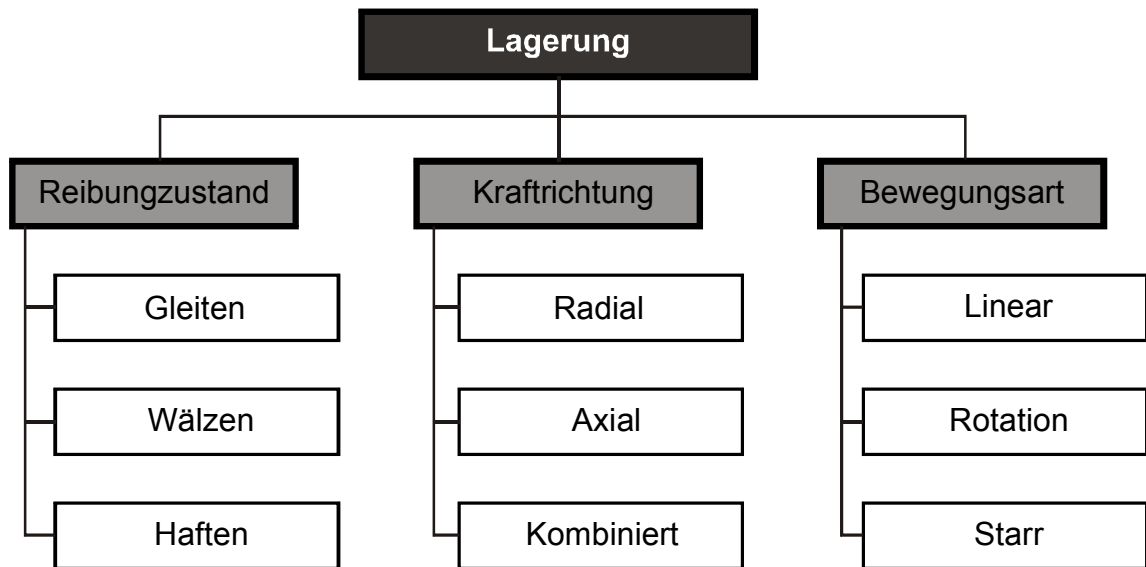


Abbildung 2-8: Aufteilung der Lagerarten

Ein Hauptunterscheidungsmerkmal ist der Reibungszustand im Lager. Durch das Zwischenschalten von Wälzkörpern in einem Lager wird der hohe Gleitanteil in einem Gleitlager zu einem Wälzen, d.h. ein Rollen der Wälzkörper mit überlagerten kleinen Gleitanteilen (Abbildung 2-9).

Gleitfläche ( Schmierstoff )

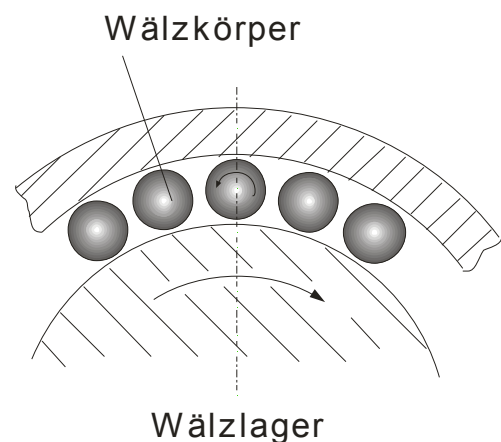
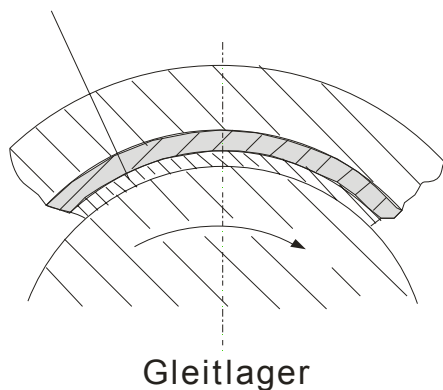


Abbildung 2-9: Wirkprinzip eines Gleit- und Wälzlagers [12]

Als weitere Vorteile von Wälzlagern gelten nach [12]:

- ein leichter Aufbau eines elasto-hydrodynamischen Schmierfilms,
- ein geringer Bewegungswiderstand auch bei Anlauf aus der Ruhelage,
- ein geringer Kühlungs- und Schmierstoffbedarf,
- eine mit geringem Aufwand erzielbare radiale, axiale oder kombinierte Belastbarkeit,
- eine hohe Genauigkeiten und spielfreie Lagerung durch Vorspannung der Lagerungen,
- und eine weltweite Verfügbarkeit durch genormte Baugrößen.

Als Nachteile der Wälzlager stehen dem gegenüber:

- ein vergrößerter radialer Raumbedarf,
- hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeiten der Umbauteile,
- eine hohe Empfindlichkeit der Lager gegen bestimmte Betriebsbedingungen (Schwingung, Stillstanderschütterung, oszillierende Bewegung mit kleiner Amplitude, Stromdurchgang),
- ein erhöhter Montage- und Demontageaufwand,
- hohe Anforderungen an die Sauberkeit,
- eine begrenzte Drehzahleneignung durch die Fliehkräfte der umlaufenden Wälzkörper und
- eine starke Streuung der Lebensdauer einzelner Lager.

Hauptuntersuchungsgegenstand dieser Arbeit sind Wälzlager und dabei speziell Schrägkugellager, bei denen es sich um eine Sonderbauform von Kugellagern mit konstantem Druckwinkel handelt. Als Spindellagerungen haben sie sich im Werkzeugmaschinenbau weitestgehend durchgesetzt, da sie mit ihren Eigenschaften bezüglich Konstruktions- und Integrationsaufwand, Drehzahleneignung, Steifigkeit, Verlustleistung und Preis einen ausgewogenen Kompromiss darstellen.

### 2.2.1 Aufbau von Wälzlagern

Wälzlager bestehen im Allgemeinen aus zwei Lagerringen, Wälzkörpern und einem Käfig. Die Benennung der Wälzlager erfolgt dabei oftmals über die Form der Wälzkörper. Als Wälzkörper kommen Zylinderrollen, Nadelrollen, Kegelrollen, Tonnenrollen und Kugeln zum Einsatz. Der Käfig in einem Lager erfüllt die Funktion, die Wälzkörper zu führen und auf einem gleichmäßigen Abstand zu halten sowie die Berührung der Wälzkörper zu verhindern. Eine Ausnahme stellen dabei die vollrolligen Wälzlager dar, in denen kein Käfig verwendet wird und somit ein Kontakt zwischen den Wälzkörpern stattfinden kann. Abbildung 2-10 zeigt die genannten Bauteile am Beispiel eines Schrägkugellagers, dessen Wirkprinzip dem eines Spindellagers entspricht.

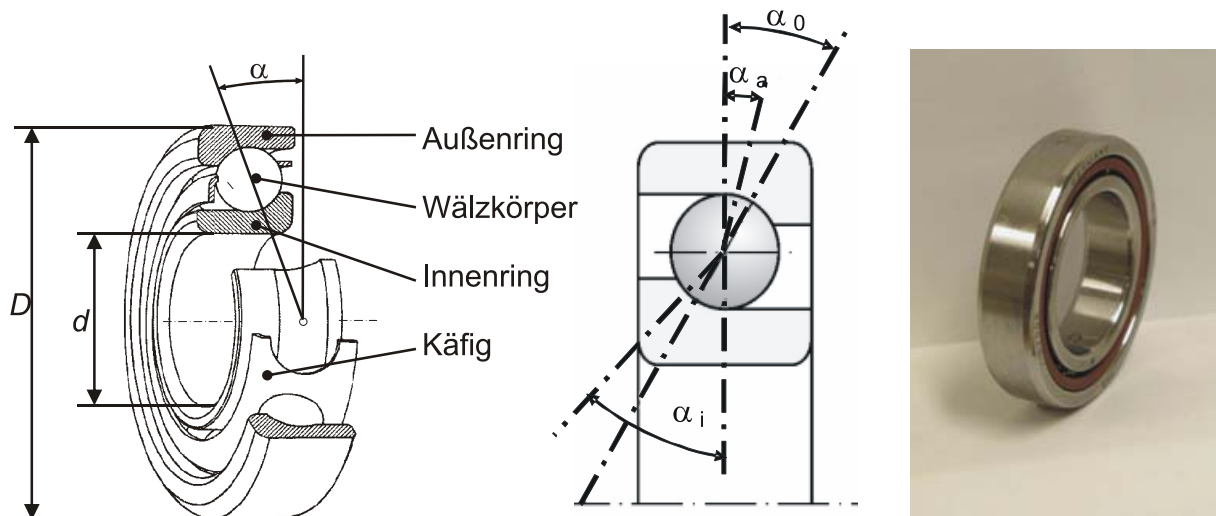


Abbildung 2-10: Aufbau eines Schrägkugellagers

Für die Herstellung der Wälzlager verwendet man seit der Jahrhundertwende den in seiner chemischen Zusammensetzung nahezu unveränderten Wälzlagerstahl 100 Cr 6. Neben diesem durchhärtbaren Wälzlagerstahl können je nach Beanspruchung, Bauform, Umgebungsmedien und Betriebstemperaturen Einsatzstähle, Vergütungsstähle, korrosionsbeständige und warmfeste Stahlsorten verwendet werden. In Sonderfällen werden neben den Lagerstählen auch Kunststoffe und Keramiken eingesetzt, wobei die Lagerkomponenten dann teilweise oder vollständig aus diesen Materialien bestehen können.

### 2.2.2 Einsatzbereich von Spindellagern

Für schnelldrehende Wellen und Anwendungen, bei denen höchste Führungsgenauigkeit und Steifigkeit gefordert sind, kommen Spindellager zum Einsatz. Diese findet man in Werkzeugmaschinen – hier vor allem in Schleifspindeln – aber auch in Lüftern, Schwungmassenspeichern und Elektromotoren.

Spindellager sind eine spezielle Ausführung der einreihigen Schrägkugellager, von denen sie sich durch den Druckwinkel  $\alpha_0$ , die Toleranzen und die Käfigausführung unterscheiden. Sie

besitzen eine im Vergleich zu Rollenlagern bessere Eignung für einen Betrieb bei hohen Drehzahlen, da die Kontaktfläche punktförmig ist und durch die konstruktive Ausführung Bohrschlupf auftritt, der die Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff durch die Bohrbewegung unterstützt. Weiterhin weist diese Lagerbauform eine geringere Reibleistung und eine konstruktiv einfachere Führung der Wälzkörper im Vergleich zu Rollenlagern auf. Der Druckwinkel  $\alpha_0$  (Abbildung 2-10) liegt bei Spindellagern zwischen  $12^\circ$  und  $25^\circ$  [36]. Die Betriebsdruckwinkel  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$  sind abhängig von der Betriebsdrehzahl, der äußeren Belastung und den im Betrieb auftretenden Zentrifugalkräften. Bei steigender Betriebsdrehzahl nimmt der Druckwinkel am Außenring  $\alpha_a$  ab und am Innenring  $\alpha_i$  zu.

Ein weiteres Merkmal dieser Lagerbauform ist, dass sie radiale und geringe axiale Lasten aufnehmen kann. Je nach Anwendung und angestrebter Drehzahl sind bei Spindellagern im Wesentlichen drei Lagerungsarten bzw. Festlegungen zu unterscheiden: die Fest-Los-Lagerung, die Festlagerung und die angestellte Lagerung [107]. Bei diesen Lagerungen kommen unterschiedliche Kombinationen und Anordnungen der Lager zum Einsatz. Die Spindellager werden dabei in Tandem-, O- oder X- Anordnung verwendet (Abbildung 2-11).

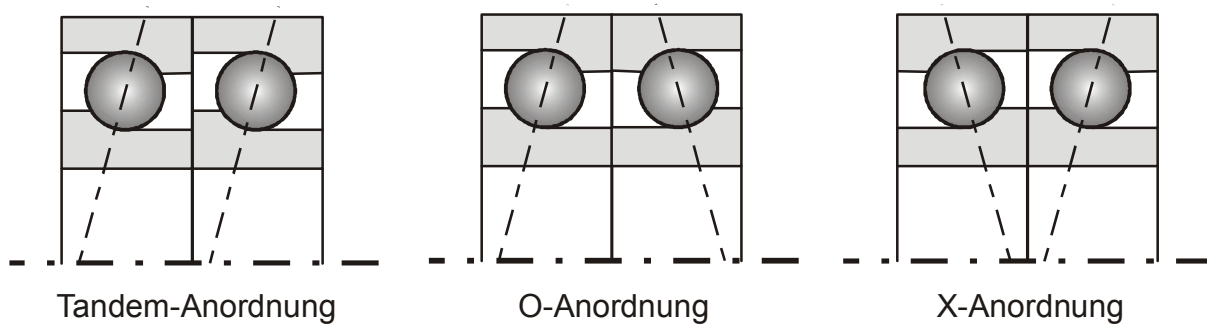


Abbildung 2-11: Anordnung von Spindellagern

Standardmäßig werden die Spindellager mit einer eingegengten Toleranz hergestellt. Dabei entsprechen die Maß- und Formtoleranzen der ISO-Toleranzklasse P4 und die Laufgenauigkeit der Lager der Toleranzklasse P2. Spindellager sind weiterhin selbsthaltend und verfügen über eine hohe Kugeldichte, durch die eine hohe Kontaktsteifigkeit erzielt wird. Aufgrund der im Spindellager auftretenden kinematischen Betriebsbedingungen, wie hohe *Hertz*sche Pressungen, hohe Überrollfrequenzen und hohe Scherbeanspruchungen durch Bohrschlupf, werden an die Schmierung, die Maßhaltigkeit der Umbauteile und die Sauberkeit der Umgebungsbedingungen hohe Anforderungen gestellt.

### 2.3 Schmierung

Schmierstoffe werden zur Reduzierung von Verschleiß und Reibung in tribologischen Systemen verwendet. In einem solchen System stellen sie den Zwischenstoff dar (siehe Kapitel 2.1.1), der aufgrund seiner Konsistenz und Zusammensetzung maßgeblich Einfluss auf die Kontaktvorgänge nehmen kann. Um eine gute Schmierung des tribologischen Systems zu ermöglichen, sollten die Schmiermittel folgende, grundsätzliche Bedingungen erfüllen:

- die Kontaktstelle benetzen und am Werkstoff haften,
- die Oberflächenrauheiten, wenn möglich, vollständig trennen,
- geringe innere Reibungsverluste aufweisen,
- chemisch neutral gegenüber den Kontaktmaterialien sein und
- vor Korrosion schützen.

Schmierstoffe kommen dabei in flüssigen, pastösen, festen oder gasförmigen Aggregatzuständen und als Dispersionen vor. Weitere Möglichkeiten sind die Trockenschmierung oder Beschichtung der Kontaktpartner, die in Sonderfällen angewendet beziehungsweise noch erforscht werden [76], [119].

Die Schmierstoffe können demnach in folgende Gruppen unterteilt werden [43]:

- flüssige Schmierstoffe
- Schmierfette
- Festschmierstoffe
- gleitfähige Kunststoffe
- Trockenschmierfilme (Beschichtungen)
- gasförmige Schmierstoffe

### 2.3.1 Schmierung von Wälzlagern

Der Vorgang der Wälzagerschmierung ist komplex und wird von vielen Faktoren beeinflusst. Man unterscheidet primär zwei Schmierungsarten bei der Wälzagerschmierung. Als erstes ist die Ölschmierung zu nennen, die zu einem Anteil von ca. 10 Prozent an allen Lageranwendungen zum Einsatz kommt. Sie wird vor allem in Getrieben verwendet, da gleichzeitig die Schmierung der Lager und der Zahnradkontakte ermöglicht wird. Weiterhin wird diese Schmierungsart bei hohen Drehzahlkennwerten  $n \cdot d_m$  und Anwendungen verwendet, bei denen eine Fettschmierung keine ausreichende Gebrauchsdauer erzielt. Die Schmierung der Wälzkontakte kann dabei durch Öltauch-, Öl-Nebel- (siehe Abbildung 2-12) oder Öl-Luft-Schmierung realisiert werden. Zweitens ist die Fettschmierung zu nennen, die bei etwa 90 Prozent aller Lagerungen zur Anwendung kommt. Die Wälzlager werden dabei einmalig mit Fett befüllt oder über Nachschmiervorrichtungen kontinuierlich bzw. intervallweise mit Fett versorgt. Ist die Gebrauchsdauer des eingesetzten Schmierstoffs größer als die Ermüdungslebensdauer des Lagers, so spricht man von einer Lebensdauerschmierung. Als eine weitere Schmierungsart ist die Feststoffschmierung zu nennen, die aber im Bereich der Wälzlager bisher eine untergeordnete Stellung einnimmt.

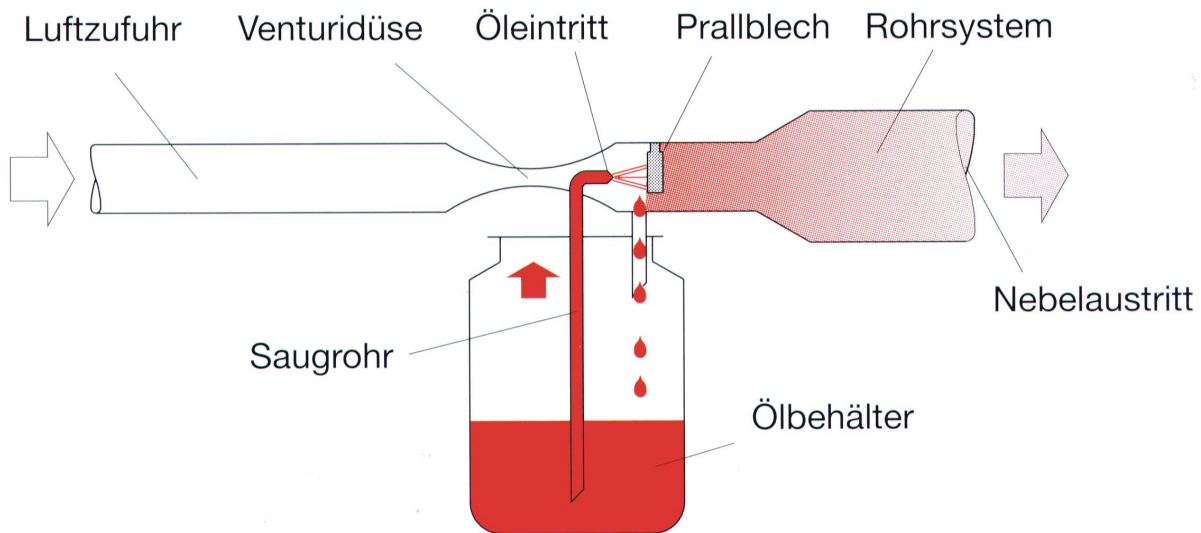


Abbildung 2-12: Einfache Öl-Nebel Vorrichtung nach [38]

Welches Schmierungsverfahren geeignet ist, hängt von den Betriebsbedingungen, den Umgebungseinflüssen sowie dem Wartungsaufwand der Lagerung ab. In Tabelle 2-1 wird abhängig vom Drehzahlkennwert  $n \cdot d_m$  ein Überblick über mögliche Schmierungsverfahren gegeben und deren zu erwartender gerätetechnischer Aufwand benannt. Die eingeklammerten Drehzahlkennwerte werden dabei mit modernen Lagerbauformen und optimierten Schmierstoffen erzielt.

Tabelle 2-1: Übersicht der Schmierverfahren angelehnt an [47]

Schmierverfahren	Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ [ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$ ]	Wärmeabfuhr	Geräteaufwand (je nach verwendetem Gerät)
Fettschmierung	$< 0,5 \cdot 10^6$ ( $2,5 \cdot 10^6$ )	niedrig	niedrig (Handpresse / Fettmengenregler) hoch (Zentralschmieranlage)
Öl-Nebel- / Öl-Luft-Schmierung	$< 1,5 \cdot 10^6$ ( $3,0 \cdot 10^6$ )	hoch	mittel (Schmieranlage) hoch (mit Absaugung)
Ölbad- / Öltauch-Schmierung	$< 0,5 \cdot 10^6$	hoch	niedrig (Ölstab) hoch (elektrische Überwachung)
Ölumlauf- oder Öldurchlaufschmierung	$\leq 0,8 \cdot 10^6$	hoch	mittel (Pumpe, Filter, Behälter, Ventile) hoch (Ölkühler)
Öleinspritzschmierung	$> 0,8 \cdot 10^6$	hoch	mittel (Pumpe, Filter, Behälter, Ventile) hoch (Ölkühler)

### 2.3.2 Schmierzustände

Je nach Aufbau und Beanspruchungsbedingungen ergeben sich für die geschmierten Wälzkontakte und Berührstellen im Wälzlager unterschiedliche Schmierzustände. Diese Zustände sind z. B. bei der Wälzlagerschmierung von

- der Lagerbauart,
- der Kontaktgeometrie der Wälzpartner,
- der Lagerdrehzahl,
- der Lagerbelastung
- der Betriebstemperatur,
- der Gehäuse- und Wellengestaltung,
- dem Schmierstoff und
- der zur Verfügung stehenden Schmierstoffmenge

abhängig. In einem Kontakt können aufgrund des Schmierstoffs und der Betriebsbedingungen unterschiedliche Schmierzustände vorliegen. Im Wälzkontakt treten hauptsächlich die in Abbildung 2-13 dargestellten Zustände auf.

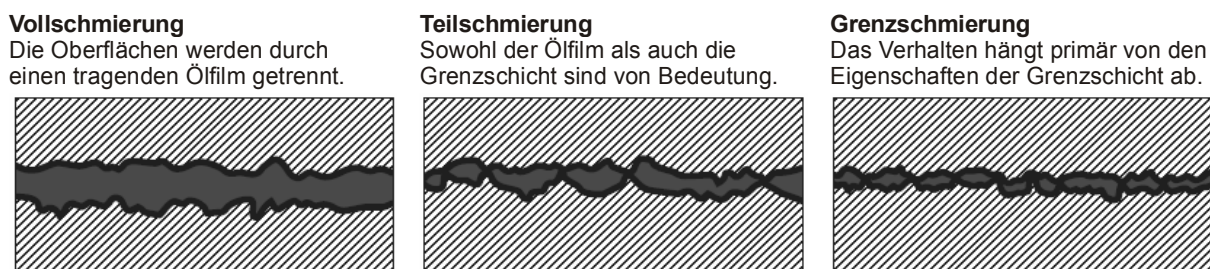


Abbildung 2-13: Schmierzustände im Wälzlager [38]

Bei der Vollschmierung werden die Wälzkörper vollständig durch einen tragfähigen Schmierfilm getrennt. Dabei auftretende Gleit- und Rollvorgänge der Wälzkörper werden so durch einen Flüssigkeitsfilm übertragen. Dieser Zustand ist vergleichbar mit der hydrodynamischen Schmierung, bei der eine reine Flüssigkeitsreibung vorherrscht. Hinsichtlich des Schmierungs- und Verschleißverhaltens ist dieser Schmierzustand optimal, da metallische Kontakte verhindert werden und so der Verschleiß minimiert wird.

Die Teilschmierung kann aufgrund von hohen Lasten oder Temperaturen entstehen. Dabei wird eine Abnahme der Schmierfilmdicke verzeichnet und es kommt zu einem teilweise metallischen Kontakt der Wälzpartner. Dieser Schmierzustand wird auch als Mischreibung bezeichnet, bei dem Flüssigkeits- und Festkörperreibung nebeneinander auftreten.

Bei einer weiteren Erhöhung des metallischen Kontaktanteils tritt der Zustand der Grenzschmierung auf, bei dem der Anteil der Festkörperreibung gegenüber der Flüssigkeitsreibung deutlich überwiegt. In diesem Schmierzustand werden Additive benötigt, die in der Lage sind, über Reaktionsprodukte auf den Oberflächen der

Kontaktpartner eine schützende Grenzschicht zu bilden. Der Aufbau einer solchen Grenzschicht kann durch gezielte Auswahl von Additiven gefördert werden.

Die drei beschriebenen Schmierzustände, die im Wälzlager vorkommen, treten sowohl bei Öl- als auch bei Fettschmierung auf. Für die Berechnung und Auslegung von fettgeschmierten Wälzlagern wird das Fett wie ein Schmieröl behandelt. Dies entspricht allerdings nicht den realen Bedingungen, da auch Verdickerbestandteile am Schmiervorgang beteiligt sind.

## 2.4 Schmierfette

Im Vergleich zu Schmierölen erfahren die Schmierfette nur eine geringe Aufmerksamkeit. Der Grund für diese Tatsache liegt darin, dass ihr Produktionsanteil in Deutschland mit jährlich 36.000 Tonnen weniger als 3,4 Prozent am Gesamtanteil der Schmierstoffproduktion von jährlich über 1.066.000 Tonnen (siehe Tabelle 2-2) ausmacht.

Tabelle 2-2: Entwicklung der Schmierstoffproduktion von 1998 – 2003 [23]

Jahr	1998	1999	2000	2001	2002	2003
Gesamtproduktion der Schmierstoffe [t]	1.146.844	1.159.922	1.122.305	1.057.748	1.076.607	1.066.763
Schmierfettproduktion [t]	34.392	35.695	30.804	30.261	32.226	35.932
Anteil an der Gesamtproduktion [%]	3,00	3,08	2,74	2,86	2,99	3,37

Trotz dieses geringen Anteils an der Gesamtschmierstoffproduktion ist zu beachten, dass über 90 Prozent der Wälzlager mit Fetten geschmiert werden. Auch in Lageranwendungen mit extrem hohen Anforderungen, wie z.B. der Lagerung von Werkzeugmaschinenspindeln, welche bisher überwiegend mit Ölschmierung betrieben wurden, kommen zunehmend Schmierfette zum Einsatz [64].

DIN 51825 definiert die Schmierfette als konsistente Schmierstoffe, die aus einem Grundöl, einem Dickungsmittel sowie Wirkstoffen und/oder Feststoffen bestehen können. In der Schmierungstechnik müssen Schmierfette nachfolgende Aufgaben erfüllen [68]:

- Sicherung einer ausreichenden mechanischen Stabilität,
- Abdichtung der Kontaktstelle gegen Wasser und abrasive Stoffe,
- Erhaltung der Konsistenz bei mechanischer Beanspruchung,
- Verbesserung der Korrosionsbeständigkeit,
- Sicherstellung der Funktionstüchtigkeit einer Anwendung auch nach der Aufnahme von Verschleiß- oder Schmutzpartikel und
- eine ausreichende Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff.



Schmierfette setzen sich dabei aus organischen und anorganischen Verbindungen zusammen. Diese Verbindungen werden dabei in drei Komponentengruppen eingeteilt [68]:

- Grundöl mit einem Mengenanteil von 75 – 96 Prozent
- Verdicker mit einem Mengenanteil von 3 - 35 Prozent
- Additive mit einem Mengenanteil von 0 – 5 Prozent

Die spezielle Konsistenz der Schmierfette kann auf deren mikrostrukturellen Aufbau zurückgeführt werden. Dabei ist das Dickungsmittel, der so genannte Verdicker, nicht im Grundöl gelöst, sondern bildet eine eigene Phase, die abhängig vom jeweiligen Verdickertyp ein charakteristisches dreidimensionales Gerüst bildet (Abbildung 2-14).

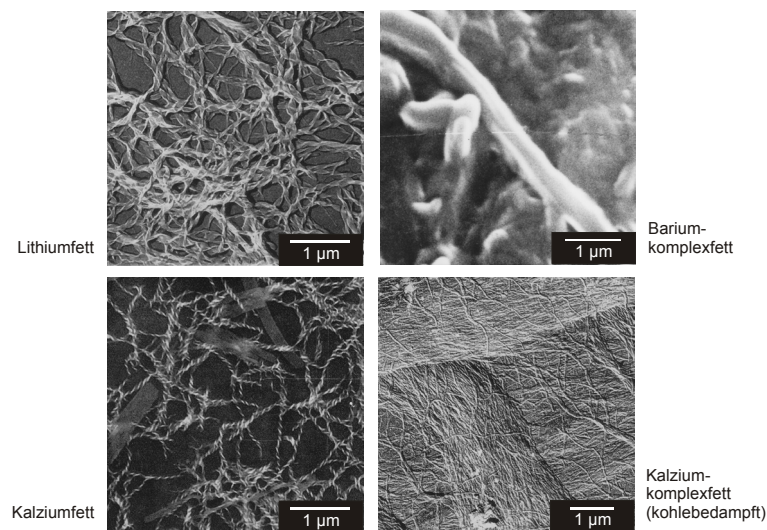


Abbildung 2-14: Verdickerstruktur verschiedener Metallseifen [41]

Schmierfette sind damit Systeme, die aus einem eindickenden Stoff (Verdicker) in einem flüssigen Schmiermittel (Grundöl) bestehen. Dieses System beeinflusst die Eigenschaften

- Oxidationsstabilität,
- Lastaufnahmevermögen,
- Strukturstabilität,
- Haftvermögen,
- Geräuschverhalten von Lagerungen,
- Rohstoffkosten,
- Viskositäts-Temperatur-Verhalten,
- Ölabscheidung,
- Korrosionsschutzeigenschaften,
- Resistenz gegenüber aggressiven Flüssigkeiten und Gasen und
- die Zersetzungstemperatur.

Aufgrund des speziellen Aufbaus und der Zusammensetzung von Schmierfetten ist eine allgemeingültige Vorhersage des Betriebsverhaltens in Lagerungen bisher kaum möglich.

### 2.4.1 Nomenklatur von Schmierfetten

Die Benennung der Schmierfette richtet sich nach den verwendeten Bestandteilen, dem Anwendungsgebiet sowie daraus resultierenden besonderen Eigenschaften. Sie wird weiterhin untergliedert nach

- der **Temperatur**: Nieder-, Normal- und Hochtemperaturfette (Tabelle 2-3),

Tabelle 2-3: Einteilung der Schmierfette nach der Einsatztemperatur

Einsatztemperatur T [°C]	Klasse	DIN
-20 bis 140	K	51 825, Teil 1
< -20 bis 120	KT	51 825, Teil 2
< -20 bis 140	KP	51 825, Teil 3
> 140	KH	51 825, Teil 4
-20 bis 100	GP	51 826

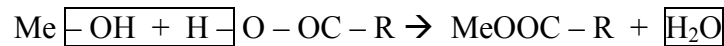
- der **Zusammensetzung**: seifenfreie / seifenbasierende Schmierfette, einfache und komplexe Seifenfette,
- dem **Grundöl**: Mineral-, Ester-, Syntheseöl,
- der **Art der Additive**: Extreme Pressure (EP), Anti Wear (AW),
- der **Art des Anwendungszwecks**: Mehrbereichs-, Spezial- und Normalfette
- der **Art der industriellen Anwendung**: Automobil-, Nahrungsmittelindustrie, Werkzeugmaschinenhersteller und Betreiber, Eisenbahn,
- der **Walkpenetration**, die weitverbreitetste standardisierte Klassifizierung nach DIN 51818 in NLGI-Klassen von 000 bis 6. Wälzlagerfette werden dabei vorwiegend in den NLGI Klassen 2 bis 4 hergestellt.

Eine Übersicht über die Einteilungen konsistenter Schmierfette sowie der an sie gestellten Anforderungen ist in der DIN 51825 aufgeführt. Moderne Schmierfette können dabei durch gezielte Kombination von Verdickern, Grundölen und Additiven für einen speziellen Anwendungsfall konfektioniert werden. Die wesentlichen Schmierfett-Komponenten sind in den nachfolgenden Kapiteln erläutert.

### 2.4.2 Verdicker

Der Verdicker ist das dreidimensionale Grundgerüst der Schmierfette, in dem durch *Van der Waals*sche Bindungen, polare Bindungen, lokale Einschlüsse und die netzartige Verdickerstruktur das Grundöl eingelagert wird (Abbildung 2-14). Die Verdicker werden in Metallseifen und Metallkomplexseifen sowie Bentonite, Polyharnstoffe und PTFE-Verdicker unterteilt.

Metallseifen sind chemisch gesehen Salze von natürlich vorkommenden Fettsäuren sowie deren hydrierte Form mit den jeweiligen Metallen. Als Hydroxide zur Herstellung von Metallseifenfetten eignen sich Metallverbindungen von Lithium, Natrium, Calcium sowie Barium und Aluminium. Einfache Metallseifen entstehen durch die Reaktion der in dem Grundöl gelösten Fettsäure mit dem geeigneten Metallhydroxid.



Das bei der Reaktion entstehende Wasser wird durch Zuführung von Wärme verkocht.

Komplexseifen sind im Gegensatz zu den einfachen Metallseifen nur zu einem geringen Teil am Weltschmierfettbedarf beteiligt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Herstellung deutlich höhere Kosten verursacht. Es handelt sich dabei um Schmierfette aus einem zwei- oder mehrwertigen Metallkation, einer Fettsäure und einer typischen Nicht-Fettsäure (z.B. Essigsäure, Benzoesäure, Borsäure). Diese Kombination führt dazu, dass keine einheitlichen Verdickermoleküle, sondern komplexe Gemische aus Verdickermolekülen unterschiedlicher Länge und Stärke entstehen. Durch Kombination verschiedener einfacher und komplexer Seifenfette lassen sich Gemischtseifenfette herstellen, die vorteilhafte Grundeigenschaften der verschiedenen Seifenarten kombinieren.

Je nach Herstellungsverfahren und Prozessführung während der Herstellung ergeben sich dabei unterschiedliche Verdickerstrukturen und Netzwerke (Abbildung 2-14). Das Netzwerk, das aus so genannten Fibrillen besteht, entsteht nach einer allgemeinen Modellvorstellung durch Wechselwirkungen von polaren Gruppen der Verdickermoleküle. In diesem zufällig orientierten Netzwerk wird das Grundöl über Einschluss, Kapillarkräfte (75%) und polare Bindungen (20-25%) gehalten. Durch mechanische Beanspruchung wird das dreidimensionale Verdickergerüst teilweise zerstört und das Grundöl aus dem Verdickergerüst herausgelöst. Bei Abnahme der Belastung bzw. des Scherungszustands wird nach bisherigem Kenntnisstand das Verdickergerüst durch Rekombination freier Verdickermoleküle neu gebildet.

Verdickerabhängige Eigenschaften sind die Textur, der Tropfpunkt, die Begrenzung des Temperatureinsatzbereichs, die mechanische-dynamische Stabilität, das Drehzahlverhalten, das Lasttragvermögen und rheologische Charakteristiken, wie z.B. die Ölabgabe.

### 2.4.3 Grundöl

Neben dem Verdicker beeinflusst das Grundöl erheblich die Eigenschaften des Schmierfetts. Grundöle müssen neben guten Schmierungseigenschaften eine gute Fließeigenschaft und hohe thermische sowie oxidative Beständigkeit aufweisen. Neben diesen Anforderungen müssen sie chemisch neutral sein, damit eine Reaktion mit anderen Schmierfettbestandteilen vermieden und Veränderungen der Dichtungs- und Lagerwerkstoffe verhindert werden. Die Oxidationsstabilität und die obere Grenze der Anwendungstemperatur werden wesentlich durch die Auswahl des Grundöls bestimmt.

Die Grundöle können dabei nach ihrer Herkunft in

- Mineralöle
- tierische und pflanzliche Öle
- synthetische Öle

unterteilt werden.

Mineralöle nehmen dabei den größten Anteil der in der Schmierfettherstellung verwendeten Grundöle ein, was auf ihre geringen Herstellkosten zurückzuführen ist. Nach der Entfernung von unerwünschten Bestandteilen durch Raffination der Rohöle bestehen Mineralöle aus einer Mischung unterschiedlicher Kohlenstoffverbindungen. Sie setzen sich dann im Allgemeinen aus Paraffinen, Naphtenen und Aromaten unterschiedlicher Kettenlänge zusammen (Abbildung 2-15).

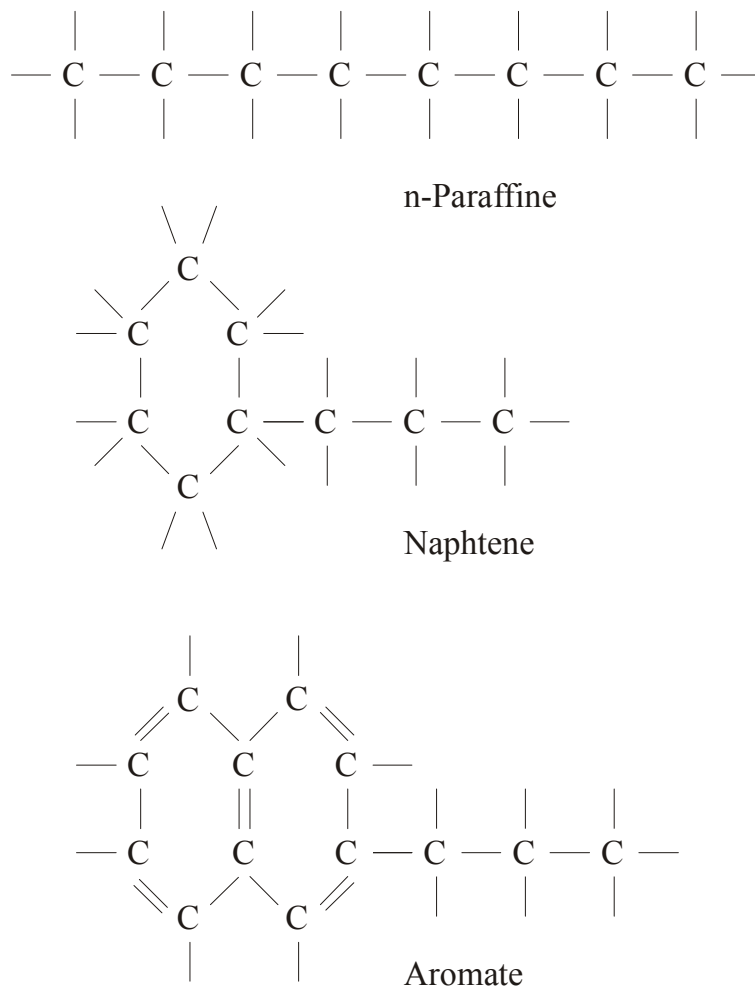


Abbildung 2-15: Strukturformeln wichtiger Kohlenwasserstoffverbindungen in Rohölen

Synthetische Grundöle bestehen dagegen aus einheitlich aufgebauten, definierten Verbindungen, die bei der Raffination durch mehrere Verfahrensschritte hergestellt werden. Zu den wichtigsten Verbindungen zählen das Äthylen und seine Derivate, da durch geeignete

Reaktionsschritte nahezu jeder synthetische Schmierstoff durch Rekombination dieser Bestandteile erstellt werden kann. Als synthetische Grundöle werden Polyalphaolefine (PAO), verschiedene Estersorten, Silikonöle und Halogenkohlenwasserstoffe eingesetzt. Sie eignen sich für extreme Betriebsbedingungen, wie hohe und tiefe Temperaturen, niedrige und hohe Drehzahlen sowie chemisch aggressive Umgebungsbedingungen. Gegenüber den Mineralölen weisen sie als Vorteile

- thermische und oxidative Beständigkeit sowie
- ein besseres Temperatur-Viskositätsverhalten auf.

Demgegenüber stehen die Nachteile

- eines schlechteren Korrosionsschutzes,
- einer schlechteren Verträglichkeit gegenüber anderen Konstruktionswerkstoffen,
- eines häufig toxischen Verhaltens,
- einer schlechten Löslichkeit von Additiven und
- der hohen Herstellungskosten.

Die hohen anfallenden Herstellkosten werden dabei oftmals dadurch kompensiert, dass die Additive, die für die mineralischen Grundöle erforderlich sind, nur in geringeren Mengen benötigt werden.

#### **2.4.4 Additive**

Heutige Wälzlagerschmierfette bestehen in den seltensten Fällen nur aus Verdicker und Grundöl, da aufgrund der gestiegenen Anforderungen an die Schmierfette eine Anpassung an die Anwendungsfälle mit diesen beiden Komponenten allein nicht mehr möglich ist. Um diese Anpassung zu ermöglichen, werden seit Beginn des zwanzigsten Jahrhunderts Additive verwendet, die dem Grundöl zugefügt werden [79].

Additive sind reaktive Reagenzien, die zumeist aus einer polaren funktionellen Gruppe und einem Alkylrest bestehen. Sie werden den Schmierstoffen in kleinen Mengen von 0,1 – 10 Gewichtsprozent zugegeben, um deren physikalische und chemische Eigenschaften in eine gewünschte Richtung zu verbessern. Dabei treten Wechselwirkungen zwischen dem Grundöl, dem Verdicker, den Additiven selbst und den Kontaktoberflächen auf. Gerade bei den Additiven bestehen Abhängigkeiten untereinander, die aufgrund der Konzentration sowie der Wechselwirkung zueinander zu antagonistischen und synergistischen Effekten führen können [14]. Abbildung 2-16 zeigt als Beispiel die Wirkung von unterschiedlichen Konzentrationskombinationen der beiden Antioxidantien DTBP (2,6-Di-t-Butylphenol) und DPA (Diphenylamin) auf die Induktionszeit. Die Induktionszeit ist dabei die Zeit, in der für eine vorgegebene Temperatur die Reaktion eines oxidativen Prozesses nachweisbar ist. Bei 0,25 Gewichtsprozent je Antioxidans bezogen auf die Menge des Grundöls wird ein Maximum der Induktionszeit erreicht, wohingegen eine mengenmäßig ungleiche Additivierung zu einer Abnahme der Induktionszeit und einer früher einsetzenden Oxidation führt [44].

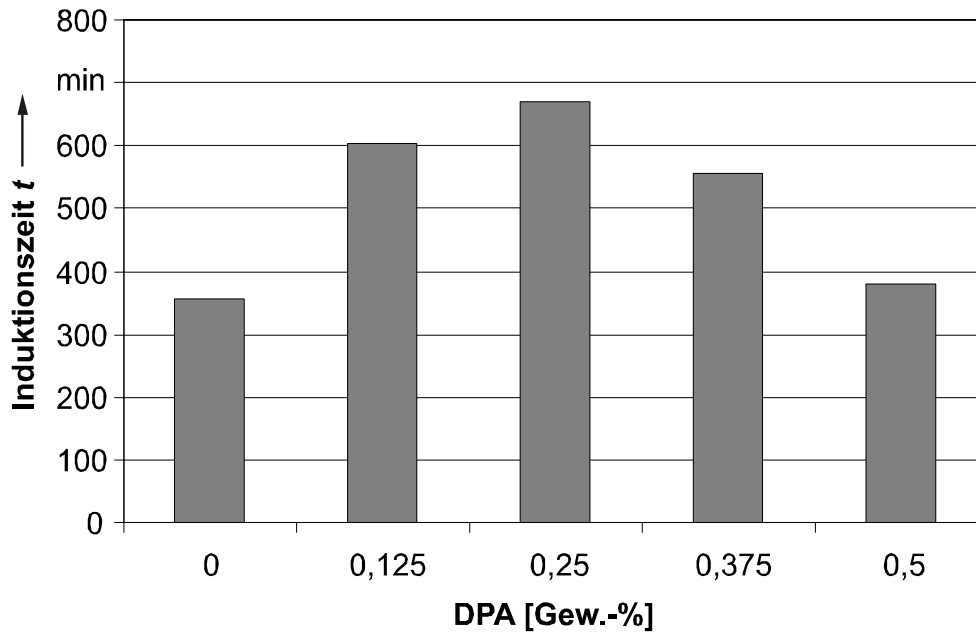


Abbildung 2-16: Synergistischer Effekt bei der Kombination von DTBP und DPA auf die Induktionszeit, mit  $c_{DTBP} + c_{DPA} = 0,5$  Gew.-% [44]

Allgemein werden zwei Gruppen von Additiven unterschieden [6]:

1. Additive, die physikalische und chemische Eigenschaften der Schmierstoffe (Grundöle) verändern, wie z.B. Viskositätsindexverbesserer und Antioxidantien.
2. Additive, die die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Kontaktflächen verändern. Diese Stoffe sind z.B. EP-Zusätze (EP = extreme pressure) und AW-Additive (AW = anti wear).

Betrachtet man die chemischen und physikalischen Eigenschaften der Schmierfette, so lassen sich diese im Hinblick auf die Wirkung der Additive in zwei Gruppen einteilen. Einerseits die Eigenschaften, die nicht durch Additive veränderbar sind und andererseits solche, die wenig oder günstig beeinflusst werden können [33].

Es gibt z.B. keine Additive, die Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit, die Flüchtigkeit, die Strahlenbeständigkeit, die Paraffinausscheidung, das Luftabscheidevermögen, die Thermostabilität, die Gaslöslichkeit und die Kompressibilität ausüben [6]. Weiterhin kann die Giftigkeit der Einzelkomponenten, die Beständigkeit gegen Chemikalien, mit Ausnahme von Wasser und das Abdichtverhalten nicht beeinflusst werden.

Wenig Einfluss zeigen Additive auf die Beständigkeit gegen mechanische Beanspruchungen, wie z.B. Scherung, das Förderverhalten und das Haftvermögen. Eine günstige und erwünschte Einflussnahme können Additive hingegen auf den Reibbeiwert und chemische Reaktionen nehmen, beispielsweise die Vermeidung von Radikalreaktionen durch die Verwendung von Oxidationsinhibitoren bzw. so genannten Antioxidantien. Die verbesserte Oxidationsstabilität kann die Gebrauchsdauer verlängern und teilweise den Temperatureinsatzbereich vergrößern.

Der chemische Aufbau eines Additivs kann vereinfacht als funktionelle Gruppe aufgefasst werden, der ein Kohlenwasserstoffrest angelagert ist. In den meisten Fällen ist das eine Alkylgruppe. Dieser Aufbau ergibt oftmals polare Additive, die oberflächenaktiv sind und / oder metallische Partikel bzw. Russpartikel binden können [4].

Die polaren Gruppen sind in der Lage in direkter Wechselwirkung mit den Oberflächen der Reibpartner zu treten und einen wirksamen Verschleiß-, Hochdruck- oder Korrosionsschutz durch die Bildung von Additivschichten zu ermöglichen. Abbildung 2-17 zeigt den schematischen Aufbau einer Randschicht, die durch mechanische Beanspruchung, Chemisorption, Physisorption und tribochemische Wechselwirkungen entsteht und im Vergleich zum metallischen Grundwerkstoff andere Eigenschaften aufweisen kann.

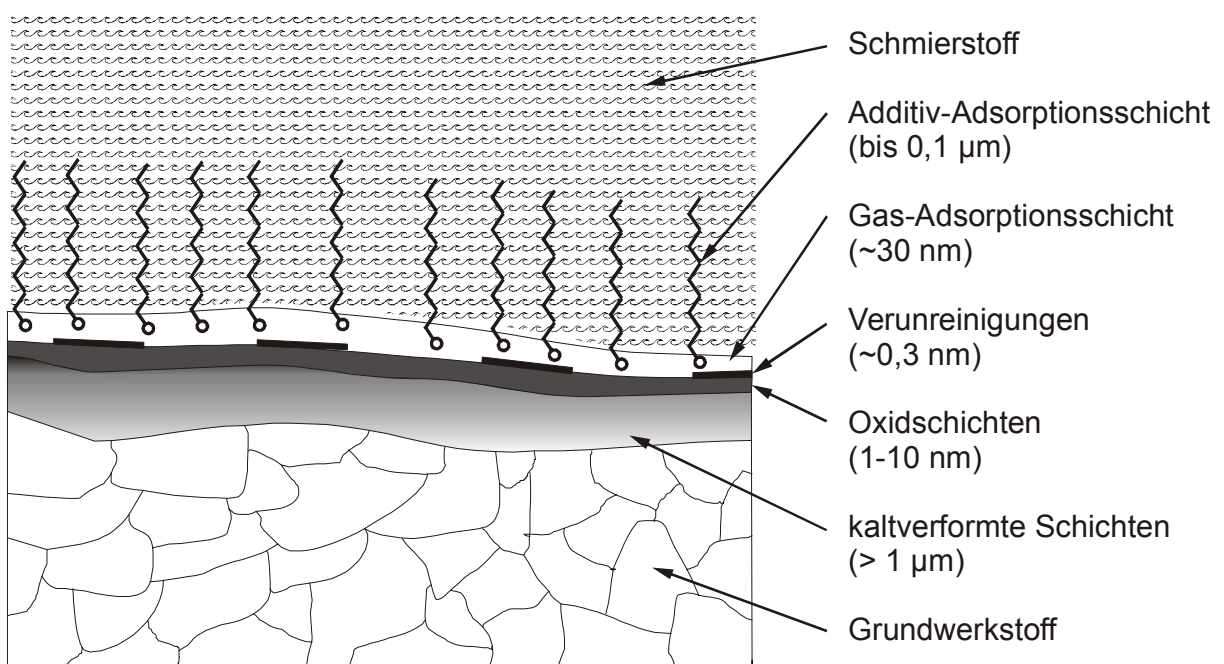


Abbildung 2-17: Schematische Darstellung der für die Schmierung wichtigen Schichten einer Metalloberfläche

Die Alkylgruppe bestimmt neben der Löslichkeit der Additive im Grundöl auch Eigenschaften wie die Temperaturstabilität, die Schmierfilmstabilität und die Viskosität des Schmierstoffs. Untersuchungen mit Zinkdithiophosphaten haben ergeben, dass mit steigender Kettenlänge die thermische Stabilität der Schmierstoffe verbessert werden kann [6]. Bei der Auswahl der Alkylgruppe ist immer zu berücksichtigen, dass es bei langkettigen hochmolekularen Verbindungen zu einer Unlöslichkeit der Additive verbunden mit einer Ausfällung der Additive aus dem Grundöl kommen kann. Um eine optimale Anpassung der Additive an den Anwendungsfall zu ermöglichen, ist daher neben den polaren Gruppen des Additivs eine geeignete Alkylgruppe auszuwählen.

Tabelle 2-4 fasst einige wichtige Additivgruppen zusammen und gibt einen Überblick zu deren Einsatzgebieten und Wirkungsweisen.

Tabelle 2-4: Wichtige Additive und deren Einsatzgebiete [8]

Additivtyp	Einsatzgebiete	Wirkungsweise/Funktion
Oxidationsinhibitoren (Antioxidantien)	Bildung von harz-, lack-, schlamm-, säure- und polymerartigen Verbindungen minimieren	Beendigung der Oxidationskettenreaktion durch Verringerung der organischen Peroxide; Herabsetzung der Säurebildung, Verhinderung katalytischer Reaktionen
Fressschutzwirkstoffe (EP-Zusätze)	Verhütung von Mikroverschweißungen zwischen Metalloberflächen	Reaktionsprodukte an Metalloberflächen mit niedrigerer Scherfestigkeit als das Grundmaterial; ständige Abscherung und Neubildung
Verschleißschutzwirkstoffe (Anti-Wear)	Herabsetzung von Verschleiß an Metalloberflächen	Oberflächenreaktionsschichten
Korrosionsinhibitoren	Schutz von Lager- und anderen Metalloberflächen gegen Korrosion	Wirkung als Antikatalysatoren, Filmbildung auf der Oberfläche zum Schutz gegen Säuren und Peroxide
Metalldesaktivatoren	Unterbindung des katalytischen Einflusses auf Oxidation und Korrosion	Schutzfilmbildung durch Adsorption auf der Metalloberfläche
Reibungsveränderer (Friction Modifier)	Verringerung der Reibung zwischen Metalloberflächen	Adsorption hochpolarer Moleküle an der Metalloberfläche und Trennung der Oberfläche; reibungssenkender Oberflächenfilm.
Viskositätsindex-Verbesserer	Verringerung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität	Polymermoleküle nehmen im warmen Lösungsmittel durch Entknäuelung ein größeres Volumen ein. Dadurch ergibt sich eine Eindickung des Öls.

Alle Additive weisen die Gemeinsamkeit auf, dass sie einem Schmierstoff in geringer Konzentration zugegeben werden, um einen chemischen oder physikalischen Vorgang zu verbessern oder erst zu ermöglichen. Bei diesem Vorgang werden aufgrund der einsetzenden chemischen Reaktionen die Additive gebunden, zerstört oder adsorbiert. Dadurch nimmt ihre Konzentration im Schmierstoff ab bis sie vollständig verbraucht sind oder eine Konzentration erreicht haben, bei der ihre Wirksamkeit nicht mehr gewährleistet ist. Dabei kann es zu synergistischen und antagonistischen Effekten zwischen den Additiven und den Schmierfettkomponenten kommen (Abbildung 2-18). Daher ist die Eignung jeder Additivkombination mit dem verwendeten Grundöl-Verdickersystem zu prüfen.



Abbildung 2-18 zeigt Abhängigkeiten von Anforderungen auf, die bei der Auswahl von Verdickersystemen, Grundölen und Additivkombinationen berücksichtigt werden müssen, um eine hohe Wirksamkeit bei der Optimierung neu zu entwickelnder Schmierfette zu gewährleisten.

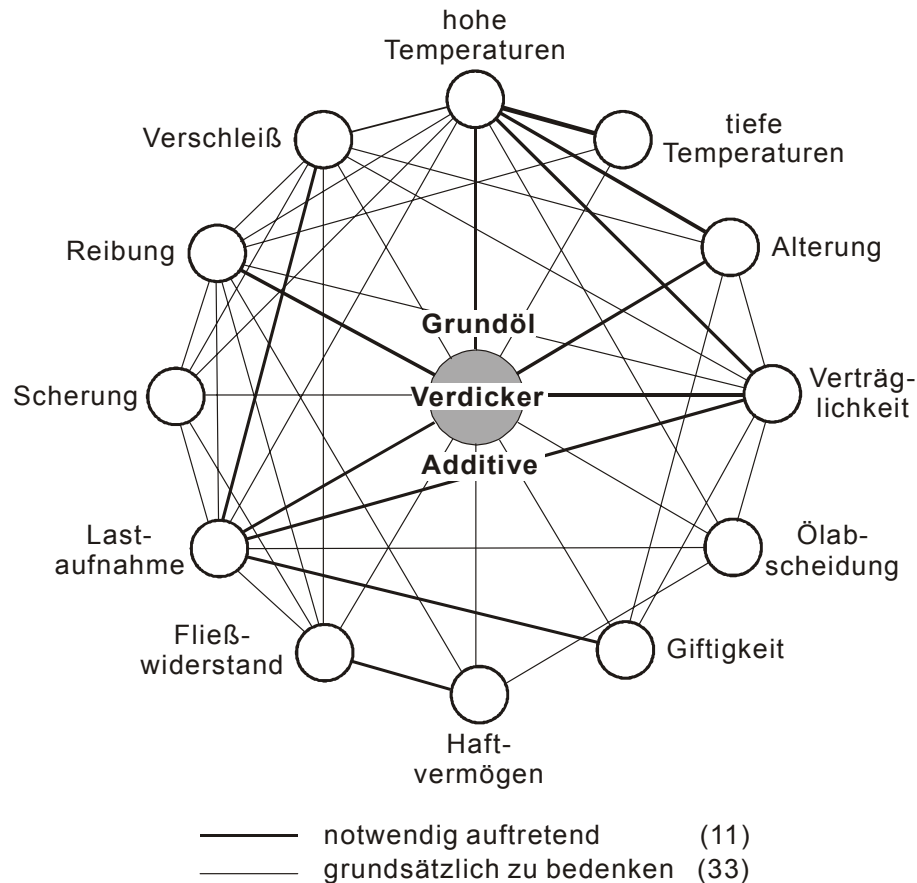


Abbildung 2-18: Abhängigkeiten von Anforderungen an die Schmierstoffzusammensetzung [33]

Hauptuntersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist die Wirkungsweise von Oxidationsinhibitoren auf die Betriebsparameter in schnelllaufenden Wälzlagern, so dass im Folgenden nur noch diese Additive berücksichtigt werden.

#### 2.4.5 Herstellung von Schmierfetten

Die Eigenschaften der Schmierfette werden von der Prozessführung bei der Fettherstellung und den dabei verwendeten Parametern maßgeblich beeinflusst. So können unterschiedliche Temperaturführungen während des Herstellungsprozesses trotz Einsatzes der gleichen Komponenten zu unterschiedlichen Schmierfetteigenschaften führen. Zum Beispiel zeigen abgeschreckte (schnell abgekühlte) Schmierfette eine feste Konsistenz mit ungleichmäßiger Partikelverteilung im Vergleich zu langsam abgekühlten Fetten, die eher eine homogene, geschmeidig Struktur aufweisen [59]. Ausschlaggebend für den verfahrenstechnischen Ablauf der Schmierfettherstellung ist zumeist der Verdicker, da die Bildung der vernetzten Struktur der wichtigste Herstellprozess ist.

Bei der Herstellung der Schmierfette haben sich zwei Verfahren etabliert:

- das diskontinuierliche Verfahren und
- das kontinuierliche Herstellungsverfahren.

Das diskontinuierliche Verfahren ist am weitesten verbreitet. Hierbei bestehen die Produktionsanlagen aus Einzelaggregaten, deren Herstellmenge durch das Volumen des Hauptkessels begrenzt ist. In diesem Kessel werden die Komponenten gemischt und verkocht. Im Gegensatz dazu ist die kontinuierliche Herstellung durch einen konstanten Materialfluss von der Eingabe der Komponenten bis zum Austritt des fertigen Schmierfetts gekennzeichnet. Die Vorteile der kontinuierlichen Herstellung liegen daher in den hohen Anlagendurchsätzen von 5-10 t/h und der kurzen Verweilzeit im Reaktor. Des Weiteren sind der geringe spezifische Energieverbrauch sowie der geringe Platzbedarf vorteilhaft [8].

Einfache, seifenbasierende Schmierfette werden im Rahmen eines diskontinuierlichen Prozesses in einem Druck- oder offenen Kessel hergestellt. Dabei werden folgende Verfahrensschritte durchlaufen:

1. Dispergierung des festen Verdicker-Rohstoffs im Grundöl (z.B. Fettsäure)
2. Zugabe der im Wasser suspendierten oder gelösten Metall-Hydroxide
3. Erhitzung zur Beschleunigung der Verseifungs-/Neutralisations-Reaktion
4. Dehydratisierung des Gemischs durch eine weitere Temperaturerhöhung unter Zugabe von weiterem Grundöl (Verkochung des Reaktionswassers / Kapitel 2.4.2)
5. Kristallisation der vollständigen oder zum Teil gelösten Seife durch eine geeignete Abkühlung
6. Einarbeitung von Additiven unter Berücksichtigung der additivabhängigen Mischvorgänge
7. Homogenisierung der Schmierfette durch Zerschering verbleibender Seifen-Agglomerate
8. Einstellung auf die spezifische Walkpenetration (Konsistenz) durch die Zugabe von weiterem Grundöl
9. Entlüftung des Schmierfetts

Ein quantitatives Temperaturprofil, das bei der Herstellung von Lithiumseifen-Fetten durchlaufen wird, ist in Abbildung 2-19 dargestellt [108].

Im Allgemeinen werden dabei die Phasen a bis e unterschieden. Der Ursprung entspricht den Verfahrensschritten 1 und 2, die vor der Temperierung der Ausgangsstoffe stattfinden können. Schritt 3 ist identisch mit der Stufe a und die Phasen b bis d entsprechen den Schritten 4 und 5. Phase e ist den Schritten 5 bis 7 gleichzusetzen, nach dem der temperaturabhängige Verfahrensteil beendet ist. Die Schritte 8 und 9 werden durch mechanische Mischvorgänge im abgekühlten Zustand erzeugt.

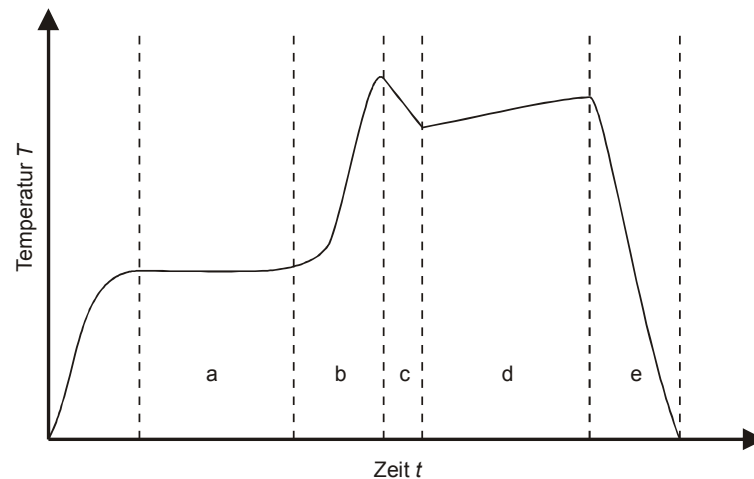


Abbildung 2-19: Zeit-Temperatur-Profil bei der Schmierfett-Herstellung: a) Verseifung; b) Entwässerung; c) Abkühlung; d) Wiedererhitzung; e) Abkühlung unter Rühren

## 2.5 Alterung von Schmierfetten

Unter der Alterung eines Schmierstoffs werden im Allgemeinen alle Veränderungen seiner Eigenschaften und/oder seiner Zusammensetzung verstanden. Der Einsatzort und die Einsatzbedingungen bestimmen dabei maßgeblich die Art und Größe der Veränderungen im Schmierfett. Der Betrieb von Wälzlagern findet in der Regel in sauerstoffhaltiger Umgebung statt. Aufgrund dieses Umgebungsmediums und erhöhter Betriebstemperaturen kommt es zu einer Oxidation des Schmierfetts. Bei diesem, als Alterung bezeichneten Vorgang, können

- Säuren,
- Polymerisate,
- öllunlösliche Kondensate und
- lack- sowie schlammartige Ablagerungen

entstehen, die einen sicheren Betrieb von Maschinen und Anlagen gefährden. Diese Oxidation wird durch die Förderwirkung einiger Lagerbauformen beschleunigt, die, vergleichbar zu einigen Dichtungsbauförmern, einen Luftstrom durch die Lager erzeugen [6], [7].

Die Intensität des Oxidationsprozesses ist dabei von der Temperatur, von vorhandenen Katalysatoren (z.B. Metalloberflächen, Verschleißpartikel), dem Sauerstoffangebot und den erzeugten Alterungsprodukten abhängig.

Grundsätzlich können drei Ursachen der Alterung unterschieden werden:

1. Chemische Faktoren, die auf Veränderungen der Schmierfettkomponenten (Grundöl, Verdicker und Additive) aufgrund von chemischen Reaktionen zurückzuführen sind.
2. Physikalische Faktoren, die Änderung des rheologischen Verhaltens als Folge der chemischen Faktoren beschreiben.



Man erkennt, dass die Lebenserwartung eines Schmierfetts im Wesentlichen auf drei Prozesse zurückzuführen ist:

- 1 Die Erweichung des Verdickers, die auf eine mechanische Zerstörung des Verdickernetzwerks zurückzuführen ist.
- 2 Die Verhärtung des Modellfetts, die aufgrund von Ölabscheidung eintritt. Ölabscheidung kann durch Zerstörung der Verdickerstruktur, Ausbluten des Verdickers oder Verdampfung des Grundöls infolge hoher Betriebstemperaturen entstehen.
- 3 Die Oxidation des Schmierstoffs mit der Bildung von ö unlöslichen Kondensaten oder Polymeren, die oft als Schlämme in Schmierölen nachweisbar sind.

Zu diesem dritten Vorgang bestehen Theorien, die den Alterungsvorgang der Schmierstoffe als Autoxidationsprozess in Form von nacheinander ablaufenden chemischen Prozessen und Gleichgewichtsreaktionen in Schmierstoffen beschreiben.

### 2.5.1 Prozess der Autoxidation

*Bolland* und *Gee* entwickelten mit Hilfe von grundlegenden Untersuchungen an niedermolekularen gesättigten Kohlenwasserstoffen in flüssiger Phase Erklärungsmodelle für die bei der Schmierstoffoxidation ablaufenden chemischen Prozesse [15]. Der von ihnen in vier Abschnitte unterteilte Radikalkettenmechanismus besitzt noch heute für die Beschreibung von Oxidationsvorgängen Gültigkeit [91].

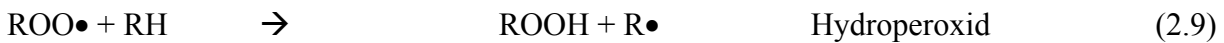
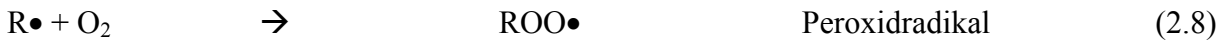
Dieser als Autoxidation (sich selbst beschleunigender Vorgang) bezeichnete Prozess wird durch die so genannte Induktionsperiode eingeleitet, in der unter Einwirkung von höheren Temperaturen, UV-Licht und/oder Katalysatoren die Startreaktion (2.7) abläuft. Insbesondere zeigen Kupfer und größere Konzentrationen abrasiver Eisenpartikel eine katalytische Wirkung [14]. Diese erste Phase der Autoxidation läuft sehr langsam ab, so dass innerhalb dieser Zeit nur geringfügige chemische Veränderungen des Schmierstoffs festgestellt werden.

Im Vergleich zu dieser langsam ablaufenden Induktionsreaktion reagiert das entstandene Alkylradikal  $R\bullet$  während der Kettenfortpflanzung schnell mit Sauerstoff zu Peroxidradikalen  $ROO\bullet$  (2.8). Bei der Betrachtung der Reaktionen (2.8) und (2.9) wird ersichtlich, dass die eigentlichen Träger der Kettenreaktion die Alkylradikale  $R\bullet$  und die Peroxidradikale  $ROO\bullet$  sind. Aufgrund der chemischen Oxidationskinetik geht man davon aus, dass sich ein stationärer Zustand einstellt, bei dem die Konzentrationen dieser Radikale konstant sind. Bei einem ausreichenden Sauerstoffangebot reagieren die Alkylradikale sehr schnell zu Peroxidradikalen (2.8), so dass die Konzentration der Peroxidradikale größer als die der Alkylradikale ist. Die Peroxidradikale können ihrerseits unter Aufnahme eines Wasserstoffatoms von einem anderen Molekül des Grundöls oder des Verdickers zu Hydroperoxiden reagieren (2.9).

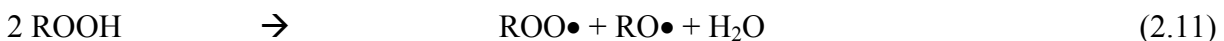
<b>Induktionsperiode (Startreaktion)</b>				
--	--	--	--	--



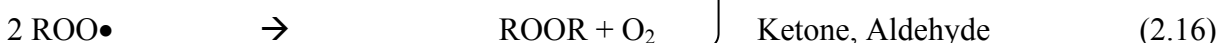
<b>Kettenfortpflanzung</b>				
----------------------------	--	--	--	--



<b>Kettenverzweigung</b>				
--------------------------	--	--	--	--



<b>Kettenabbruch</b>				
----------------------	--	--	--	--



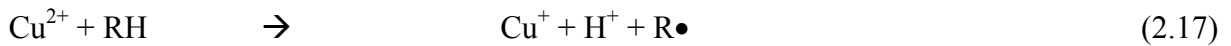
Hydroperoxide bilden durch ihren monomolekularen Zerfall die Schlüsselreaktion der Kettenverzweigung (2.10). Die Reaktion verläuft ohne katalytische Unterstützung nur oberhalb von 120°C. Aufgrund von metallischen Kontaktpartnern und durch Verschleiß freigesetzter Metallionen kann die notwendige Aktivierungsenergie des Zerfallsprozesses (2.10) herabgesetzt werden, so dass die Reaktion bei sehr viel niedrigeren Temperaturen ablaufen kann. Die Alkoxyradikale RO• und Hydroxylradikale •OH bilden die Grundlage für die weitere Kettenfortpflanzung nach Gleichung (2.12) und (2.13). Die dabei entstehenden Radikale R• starten die Kettenreaktion erneut, so dass die Reaktionen (2.8), (2.10), (2.12) und (2.13) den eigentlichen Kettenmechanismus bilden. Da aus einem Kettenträger bei diesem Vorgang mehrere neue Kettenträger entstehen, steigt die Oxidationsgeschwindigkeit mit fortschreitender Reaktionszeit an.

Der Abbruch des Kettenmechanismus wird jeweils durch die Reaktionen von zwei Radikalen initiiert (Gleichung (2.14) bis (2.16)). Je nach Reaktionspartner können verlängerte Grundöl- bzw. Verdickermoleküle bis hin zu Polymerisaten sowie verschiedene Oxidationsprodukte, wie Alkohole, Ketone, Aldehyde, Carbonsäuren und deren polymerisierte Formen entstehen.

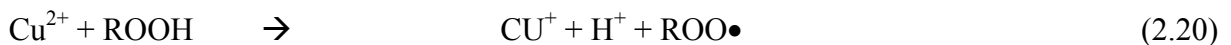
Die Gleichungen (2.17) bis (2.20) beschreibt am Beispiel von Cu<sup>+</sup>/Cu<sup>2+</sup> den Start neuer Kettenreaktionen durch den katalytisch initiierten Zerfall der Hydroperoxide. Die katalytisch wirksamen Metalle, M<sup>n+</sup>, können dabei in unterschiedlichen Oxidationsstufen, M<sup>(n+1)+</sup>, auftreten (z.B. Fe<sup>2+</sup>/Fe<sup>3+</sup>, Cu<sup>+</sup>/Cu<sup>2+</sup>, Mn<sup>2+</sup>/Mn<sup>3+</sup>, Cu<sup>+</sup>/Cu<sup>2+</sup>) und unterstützen durch den Zerfall der Hydroperoxide ROOH die Kettenreaktion. Die genannten Metalle sind mit zunehmender Laufleistung einer Reibpaarung als Ergebnis abrasiver Prozesse als Festkörperpartikel im

Schmierstoff zu finden. Unter dem Einfluss von säureinduzierter Korrosion können sich aus diesen anschließend katalytisch wirksame Metallionen bilden [91].

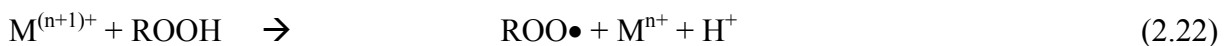
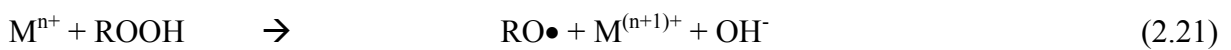
<b>Start-Phase</b>
--------------------



<b>Hydroperoxidzerfall</b>
----------------------------



<b>Allgemeine Formel des Hydroperoxidzerfalls</b>
---



## 2.5.2 Oxidationsinhibitoren

Um diesen Autoxidationsprozess zu verlangsamen bzw. zu verhindern, werden Schmierstoffen Oxidationsinhibitoren zugefügt. Die meisten Rohöle enthalten natürliche Oxidationsinhibitoren in Form von polycyclischen Aromaten, Schwefel- und Stickstoffverbindungen, die in der Lage sind, den Autoxidationsprozess zu verlangsamen. Diese Komponenten werden aber bei dem auf einen hohen Viskositätsindex der Grundöle zielenden Raffinationsprozess zum größten Teil entfernt, so dass unadditivierte moderne Raffinate einen relativ schlechten Oxidationsschutz aufweisen. Durch die Zugabe von Oxidationsinhibitoren, auch Antioxidantien genannt, kann der Ablauf des Kettenmechanismus gehemmt und/oder unterbrochen werden. Dabei unterscheidet man hinsichtlich ihrer Wirkungsweise zwei Arten von Antioxidantien.

### Primäre Antioxidantien

*Primäre Antioxidantien*, in der Literatur nach ihrem Wirkungsmechanismus auch „chain-breaking-Antioxidans“ genannt, brechen die Kettenreaktion durch Wasserstoffübertragung auf die Alkylradikale  $\text{R}\bullet$  und die Peroxidradikale  $\text{ROO}\bullet$  ab. Hauptvertreter der primären Antioxidantien in Schmierfetten sind die gehinderten Phenole, wie 2,6-Di-tert.-Butyl-4-Methyl-Phenol, und aromatische Amine, wie N-Phenyl-1-Naphthylamin (PANA).

Abbildung 2-21 stellt den Wirkmechanismus von 2,6-Di-tert.-Butyl-4-Methyl-Phenol dar. Die Wirkung dieses Oxidationsinhibitors beruht darauf, ein Wasserstoffatom auf die Radikale zu übertragen und sie dadurch zu deaktivieren. Dabei entstehende Inhibitorradikale sind aufgrund von sterischen Hinderungen und Resonanzstabilisierung durch Dimerisation oder Reaktion mit einem weiteren Peroxidradikal  $\text{ROO}\bullet$  relativ energiearm und bilden inerte Verbindungen. Phenolische Antioxidantien weisen einen stöchiometrischen Faktor von zwei auf. Das bedeutet, dass ein Molekül in der Lage ist, zwei Radikale abzufangen.

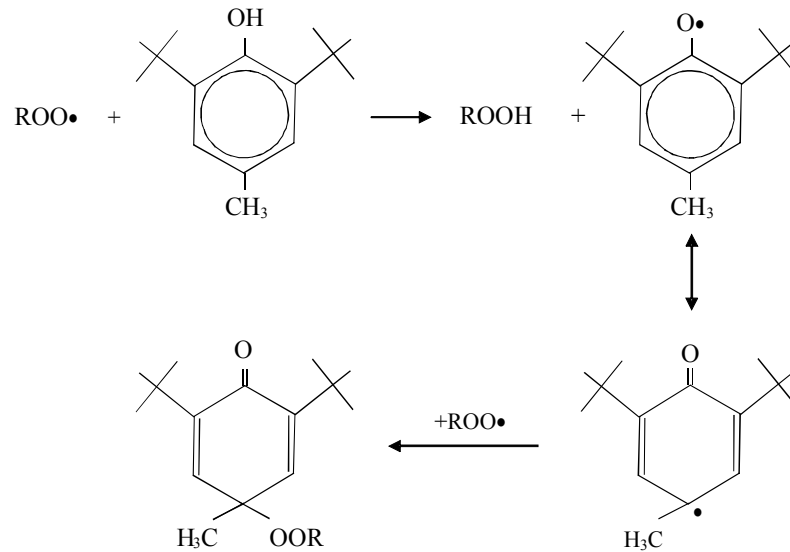


Abbildung 2-21: Wirkungsmechanismus sterisch gehinderter Phenole nach [6]

Etwas komplexer ist der Mechanismus aromatischer Amine. Bei diesen Antioxidantien, hier am Beispiel von N-Phenyl-1-Naphthylamin (Abbildung 2-22), wird vergleichbar zu den phenolischen Inhibitoren ein Wasserstoffatom auf die Radikale übertragen.

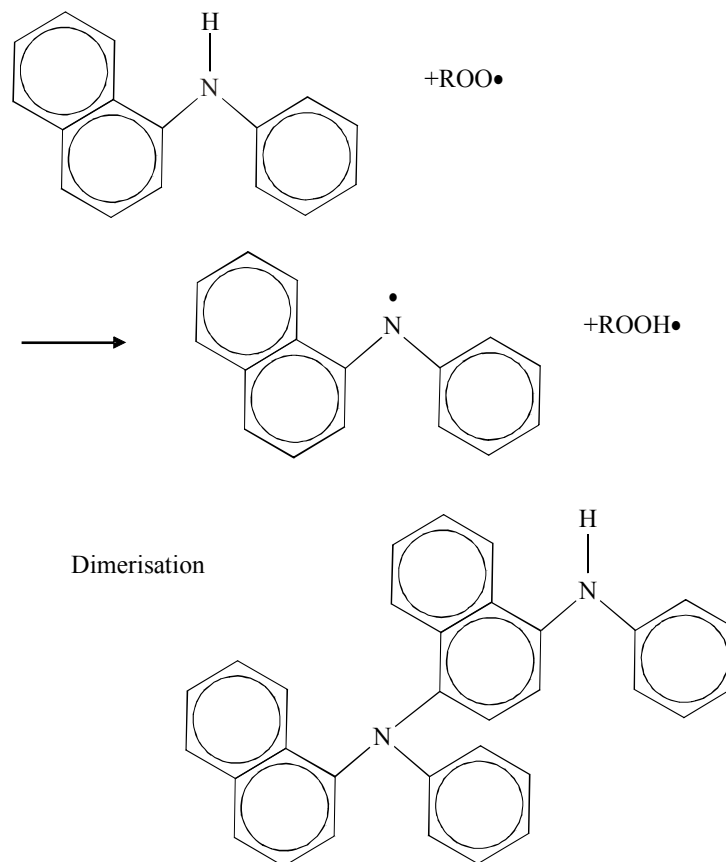


Abbildung 2-22: Wirkmechanismus aromatischer Amine nach [6]



Speziell aromatische Amine können nachfolgend durch Di-, Tri-, oder Tetramerisation höhermolekulare Verbindungen aufbauen, die allerdings bei steigendem Molekulargewicht zu Unlöslichkeit der Verbindung im Grundöl und Schlammausscheidungen führen. Ihr stöchiometrischer Faktor sowie der Reaktionsablauf sind im Gegensatz zu den Phenolen von der Einsatztemperatur und dem Sauerstoffangebot abhängig [91]. Bei einer Temperatur unterhalb von 70°C und einer geringen Sauerstoffkonzentration zeigen aromatische Amine das in Abbildung 2-23 gezeigte Verhalten mit einem stöchiometrischen Faktor von zwei.

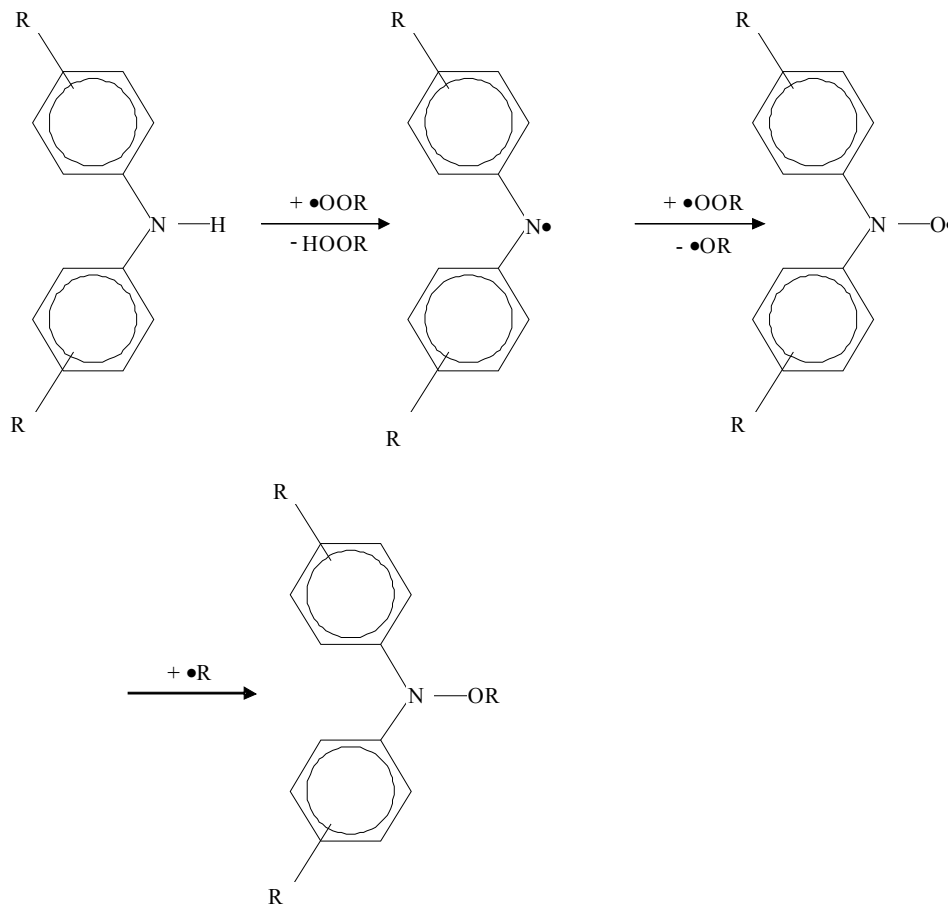


Abbildung 2-23: Wirkungsmechanismus des Antioxidans (PANA) bei Temperaturen unterhalb von 70°C und niedrigen Sauerstoffkonzentrationen [103]

Bei Erhöhung der Sauerstoff-Konzentration im Schmierstoff und gleich bleibender Temperatur wird ein stöchiometrischer Faktor von drei festgestellt. Dabei werden anstatt des Alkylradikals  $\bullet\text{R}$  zwei Peroxidradikale  $\bullet\text{OOR}$ , die aufgrund der hohen Sauerstoffkonzentration entstehen, neutralisiert (Abbildung 2-24).

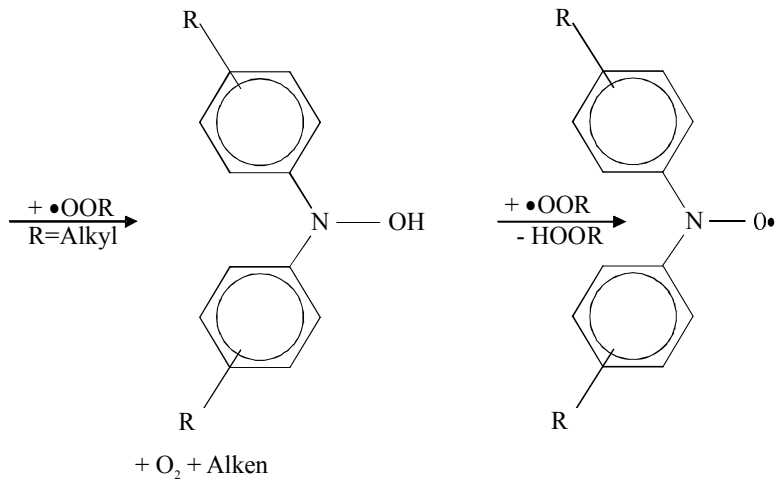


Abbildung 2-24: Veränderter Wirkungsmechanismus des Antioxidans (PANA) bei Temperaturen unterhalb von  $70^\circ\text{C}$  und hoher Sauerstoffkonzentration

Bei Einsatztemperaturen bis  $120^\circ\text{C}$  können die in Abbildung 2-25 dargestellten Reaktionsmechanismen ablaufen, die einen stöchiometrischen Faktor von bis zu vier ergeben [103]. Weitere Reaktionsmechanismen wurden von *Berger et al.*, *Jensen* und *Korcek et al.* in [72], [61] und [98] diskutiert.

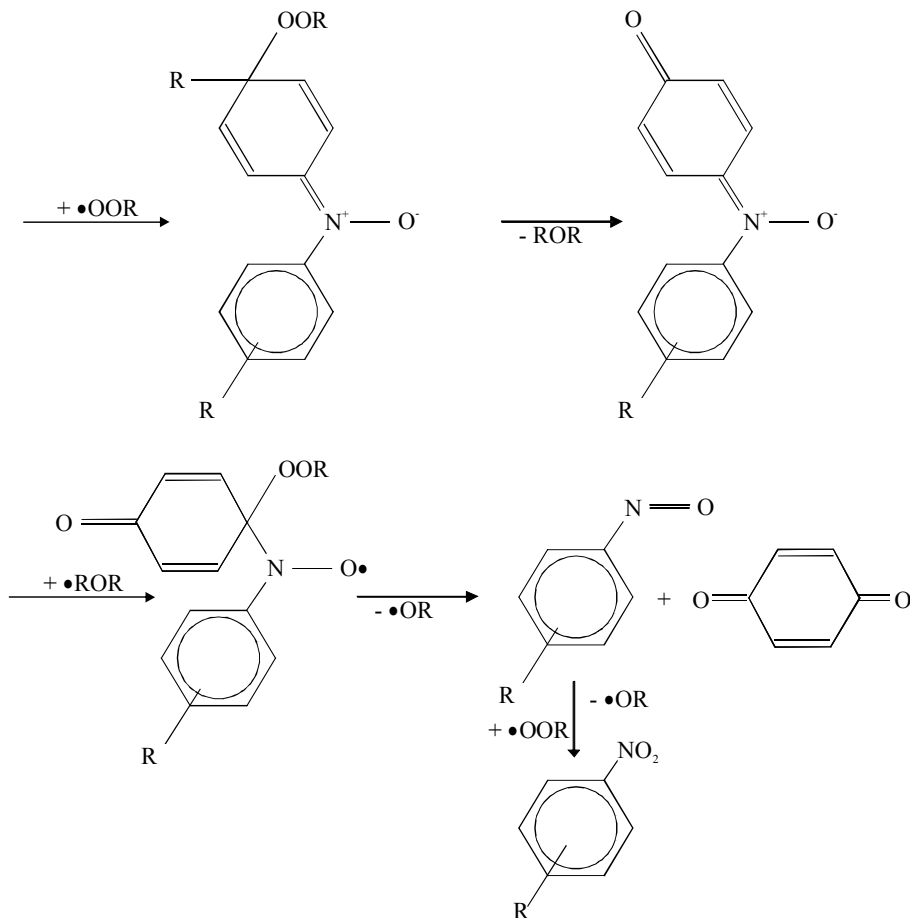


Abbildung 2-25: Wirkmechanismus des Antioxidans (PANA) bei Temperaturen unterhalb von  $120^\circ\text{C}$

## Sekundäre Antioxidantien

*Sekundäre Antioxidantien* bilden die zweite Art der Antioxidantien. Diese Gruppe zeichnet sich durch ihre hohe Wirksamkeit gegenüber Hydroperoxiden aus und wird deshalb auch als „peroxid-destroyers“ bezeichnet. Man unterscheidet dabei zwei Untergruppen von sekundären Antioxidantien: die Schwefel- und die Organophosphor-Verbindungen. In Abbildung 2-26 werden Strukturformeln wichtiger sekundärer Antioxidantien dargestellt. Eine Sonderstellung nehmen dabei die multifunktionalen Zinkdialkyldithiophosphate (ZnDDTP) ein, die auch zur Verbesserung des Lasttragvermögens verwendet werden. Neben der Verbesserung des Lasttragvermögens durch das unzersetzte Additiv wirken dessen thermisch und hydrolytisch zersetzte Produkte auch als Oxidationsinhibitoren [6], [40].

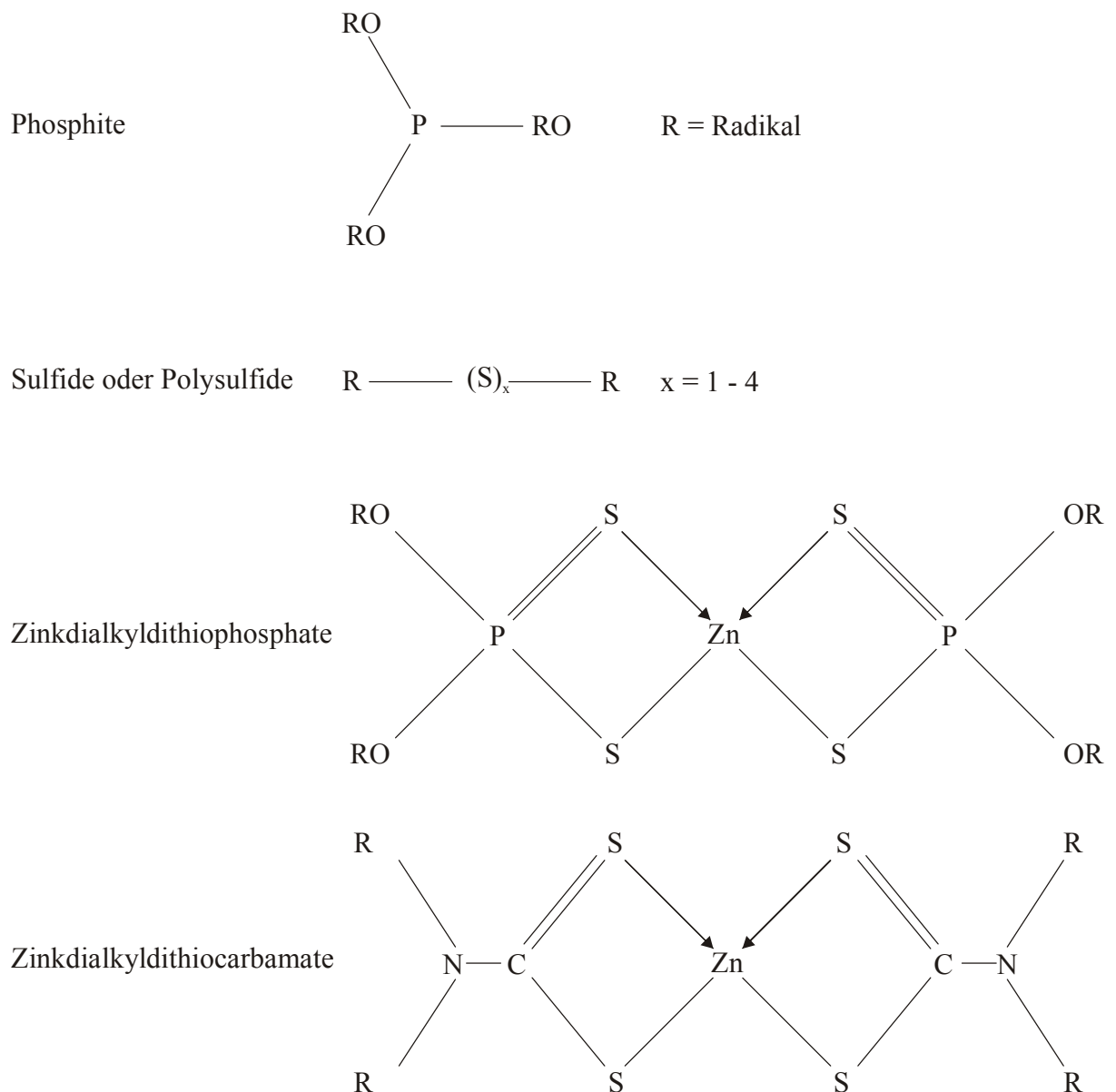


Abbildung 2-26: Wichtige sekundäre Hydroperoxidzersetzer für Schmierstoffe

Die Wirksamkeit von sekundären Antioxidantien im Vergleich zu primären Antioxidantien ist geringer, was in Abbildung 2-27 anhand einer Vergleichsstudie deutlich wird. Bei diesen Versuchen von *Reyes-Gavilan* und *Odorisio* [91], die sich an die ASTM D 942 anlehnten, wurde die Zeit bis zum Erreichen von 4 bar ausgehend von 7,7 bar Sauerstoffatmosphäre für unterschiedliche Antioxidantien und Konzentrationen ermittelt. Es zeigte sich, dass die inhibierende Wirkung des sekundären Antioxidans (ZnDTP) trotz höherer Konzentration früher zum Abbau der Sauerstoffatmosphäre führt und damit die Oxidation des verwendeten Schmierfetts eher eintritt. Die geringere Wirksamkeit der sekundären Antioxidantien wird darauf zurückgeführt, dass diese nur die durch die Autoxidation entstehenden Hydroperoxide neutralisieren, nicht aber die Startreaktion verhindern bzw. die Kettenfortpflanzung unterbrechen.

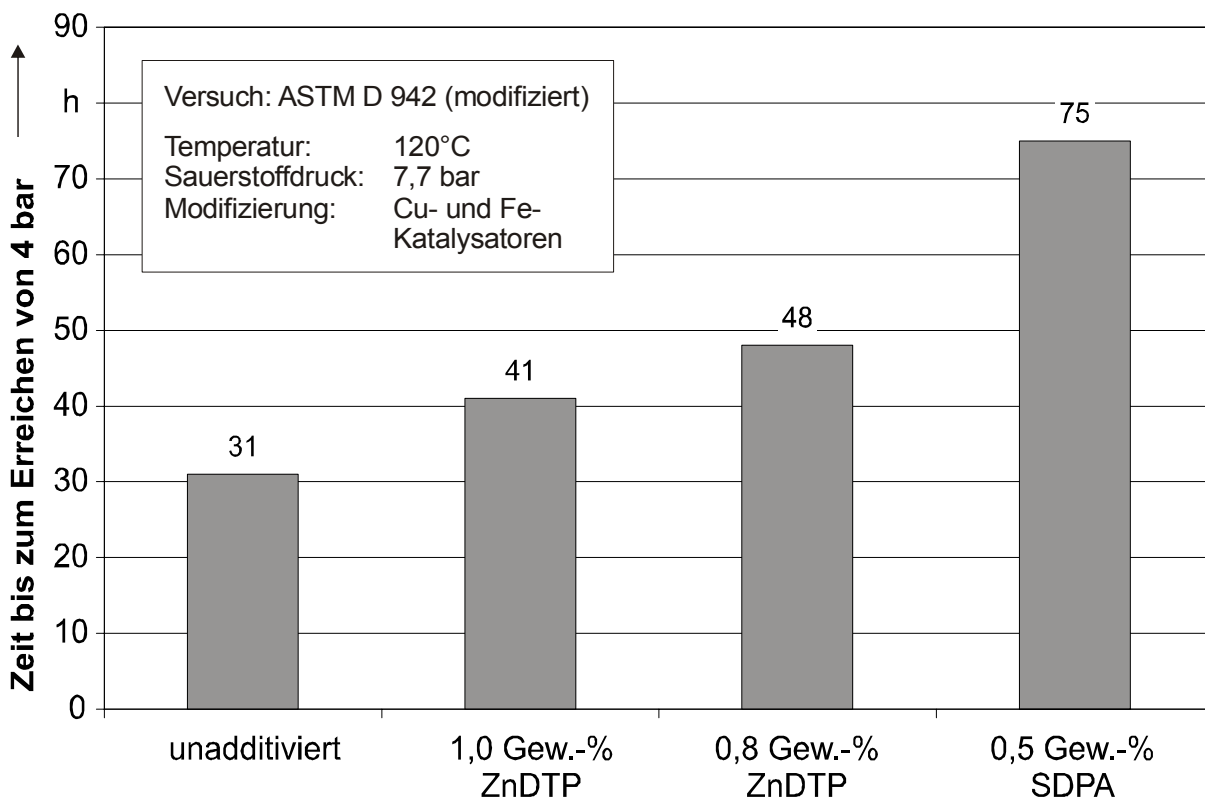


Abbildung 2-27: Vergleichsstudie der Wirksamkeit von primären und sekundären Antioxidantien in einem Schmierfett auf der Basis von Li-12-OH [91]

### 2.5.3 Wechselwirkungen von Oxidationsinhibitoren

Kombinationen von Oxidationsinhibitoren erzielen oftmals einen besseren Schutz gegen den oxidativen Zerfall des Schmierstoffs im Vergleich zur einzelnen Verwendung der jeweiligen Inhibitoren. Dieser Effekt, in dem die Kombination bessere Ergebnisse als die Summe der Einzelergebnisse erzielt, wird als Synergie bezeichnet. In Untersuchungen, die sich mit den Wechselwirkungen und Synergie-Mechanismen beschäftigten, wurden hierzu verschiedene Ursachen und Wirkungsweisen festgestellt [98], [99], [100], [97], [91]. Die synergistische Wirkung von Additivkombinationen können demnach auf verschiedene Mechanismen zurückgeführt werden:

1. Die verwendeten Oxidationsinhibitoren reagieren mit unterschiedlichen Radikalen.
2. Die verwendeten Oxidationsinhibitoren reagieren aufgrund verschiedener Reaktionsmechanismen.
3. Die Oxidationsinhibitoren sind in unterschiedlichen Temperaturbereichen wirksam, da verschiedene Aktivierungsenergien erforderlich sind.
4. Die Oxidationsinhibitoren weisen verschiedene stöchiometrische Verhältnisse auf.
5. Ein Oxidationsinhibitor ist in der Lage, einen anderen zu regenerieren.

Neuere Oxidationsinhibitoren weisen daher einen multifunktionalen Charakter auf. Sie können in einem Additivmolekül zwei verschiedene phenolische und aminische Antioxidantien beinhalten, was zu einer Reduzierung der Komponentenanzahl bei der Herstellung des Schmierstoffs führt [91]. Zusätzlich kann durch die Kombination von mehreren funktionellen Gruppen in einem Additivmolekül die Gefahr einer antagonistischen (gegenseitig negativ beeinflussenden) Wirkung vermindert werden [12].

## **2.6 Betriebsverhalten fettgeschmierter, schnellaufender Wälzlager**

Bei Wälzlagerungen wird das Betriebsverhalten über das Betriebsreibmoment und die Beharrungstemperatur, die sich unter statischen Betriebsbedingungen einstellen, beschrieben. Die vorgestellten Alterungsvorgänge von Schmierfetten können durch die Bildung von Polymerisationsprodukten und die Veränderung der Fetteigenschaften das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager beeinflussen. Speziell bei schnelldrehenden Wälzlager mit hohen Drehzahlkennwerten wirken sich Veränderungen, die auf die Alterung der Schmierstoffe zurückzuführen sind, nachteilig auf die Gebrauchsdauer der Lagerungen aus. Diese werden bei bestehenden Berechnungsverfahren und Untersuchungen bisher nur unzureichend berücksichtigt. Nachfolgend wird ein kurzer Einblick in den Stand bisheriger Untersuchungsergebnisse und bestehender Berechnungsverfahren für die Betriebsparameter in schnelldrehenden Spindellagern gegeben.

### **2.6.1 Gebrauchsdauer fettgeschmierter Wälzlager**

Nach DIN 51825 ist die Gebrauchsdauer eines Schmierfetts und damit die Gebrauchsdauer der Lagerung als der Zeitraum von Anlauf bis zum Ausfall der Wälzlager als Folge eines Versagens des Schmierstoffs definiert. Eine exakte rechnerische Bestimmung der Gebrauchsdauer eines Schmierfetts ist bisher nicht möglich. Daher wird sie im Rahmen von genormten Versuchen mit Hilfe von FE8 und FE9-Wälzlagerprüfgeräten empirisch ermittelt. Die ermittelten Laufzeiten und Kennwerte werden statistisch ausgewertet und unterliegen einer Streuung. Auch bei identischen Prüfbedingungen kann die Gebrauchsdauer von Schmierfetten um einen Faktor von bis zu zehn variieren. Fettgebrauchsdauern werden daher nur mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit angegeben. Übliche Ausfallwahrscheinlichkeiten sind zehn und fünfzig Prozent. Das bedeutet, dass für  $F_{10}$  neunzig Prozent und für  $F_{50}$  fünfzig Prozent der Lager einer identischen Anwendung die statistisch berechnete Gebrauchsdauer erreichen.

Für Lithiumseifenfette, den am häufigsten verwendeten Standardfetten, gibt es in Publikationen ein allgemeines Schmierfristdiagramm [47], [70], das aber fettspezifische Parameter wie Grundöl- und Verdickerart sowie Additive bzw. rheologische Kennwerte nicht berücksichtigt. In dem zum Ende 2004 angekündigten GfT-Arbeitsblatt 3 werden erstmals die Auswirkungen einzelner Schmierstoffbestandteile, wie EP-Zusätze (extrem pressure) und die Ölabbgabe diskutiert [71]. Die Schmierfrist  $t_f$  ist definiert als die Fettgebrauchsdauer  $F_{10}$  von Fetten, die den Anforderungen der DIN 51825 genügen. Ungünstige Betriebsbedingungen, wie unsaubere Umgebungsbedingungen oder Vibrationen, verkürzen die Schmierfettgebrauchsdauer erheblich. Daher entsprechen die unter Laborbedingungen ermittelten Gebrauchsdauern selten dem realen Anwendungsfall.

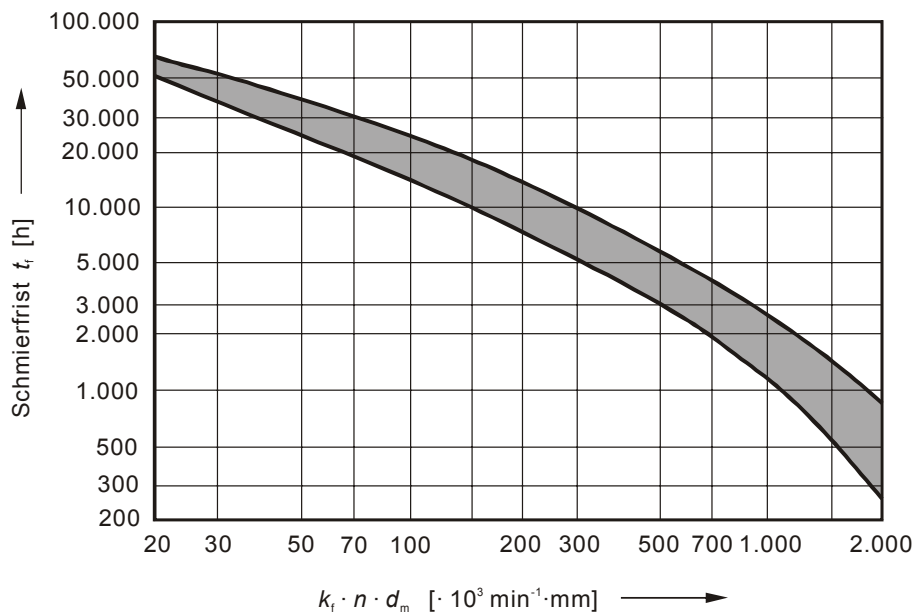


Abbildung 2-28: Schmierfristen  $t_f$  für Lithiumseifenfette nach DIN 51825

## 2.6.2 Betriebsreibmoment fettgeschmierter Wälzlager

Bestehende Untersuchungen schnelldrehender Wälzlager zeigen, dass z.B. die nach *Palmgren* berechneten Reibmomente (siehe Kapitel 2.6.5) deutlich von gemessenen Werten abweichen. *Jedrzejewski*, *Kwasny* und *Potrykus* äußerten im Jahr 1989 erste Zweifel an der Gültigkeit der Gleichungen für minimalmengengeschmierte Lagerungen, wie sie bei schnelldrehenden Wälzlagern vorliegen [61].

*Plank* und *Lechner* [88] untersuchten im Jahr 1990 den Einfluss der Fettmenge in schnelldrehenden, fettgeschmierten Rillenkugellagern bei der Schmierung mit Kleinstmengen. Sie stellten fest, dass bei Unterschreitung einer erforderlichen Schmierstoffmenge das Reibmoment anstieg. Dieses Verhalten führten sie auf den steigenden Festkörperkontakt bei Minimalmengenschmierung zurück. Weiterhin beobachteten sie, wie auch *Bartz* und *Franke*, dass das Reibmoment nicht konstant verlief, sondern kurze Sprünge im Reibmoment zu verzeichnen waren, die sie auf nachfließendes Grundöl bzw. Verdickerbestandteile zurückführten.

*Bartz* [10] und *Franke* [42] ermittelten das Betriebsverhalten und die Gebrauchsdauer von Modellfetten und setzten dabei Schrägkugellager der Bauform B 7008 bei hohen Drehzahlkennwerten bis zu  $n \cdot d_m = 1,3 \cdot 10^6 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  ein. Beide Autoren stellten bei ihren Untersuchungen fest, dass die Reibmomente um den Faktor 5 bis 8 niedriger als die theoretisch nach *Palmgren* errechneten Werte waren. Zum einen führten sie dies auf die hohen Drehzahlen zurück, bei denen das Fett von den rotierenden Wälzlagererelementen abgeschleudert wird, und zum anderen auf das Grundöl, das aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten nicht genügend Zeit hat, in größeren Mengen in den Schmierspalt zu gelangen.

*Franke* verwendete für die Untersuchungen Modellfette, die in Verdickerart und –anteil, Grundölart und –anteil sowie Viskosität unterschiedlich waren. Er stellte fest, dass das Reibmoment durch die Verringerung der Basisölviskosität oder durch Verwendung von hohen Verdickeranteilen herabgesetzt werden kann. Die Untersuchungen zeigten außerdem, dass Schmierfette auf Calciumseifenbasis ein günstigeres Reibungsverhalten im Vergleich zu Lithiumseifenfetten besitzen. Neben diesen Faktoren wurde exemplarisch der Einfluss von Additiven anhand eines aminischen Oxidationsinhibitors bestimmt. Neben einer Verringerung des Reibmoments stellte *Franke* bei Verwendung des Additivs eine Absenkung der Betriebstemperatur fest. Er führte diese Effekte auf die sich im Betrieb einstellende Schmierfilmhöhe zurück, die während der Dauerversuche mittels eines kapazitiven Messsystems erfasst wurde. Dabei wiesen Fette mit Schmierfilmhöhen  $h > 0,1 \text{ } \mu\text{m}$  bei den gewählten Betriebsbedingungen ein niedrigeres Reibmoment im Vergleich zu Modellfetten mit geringeren Schmierfilmen auf. Aufgrund der gemessenen Schmierfilmhöhe kam der Autor zu dem Schluss, dass in dem betrachteten Betriebsbereich der Mangelschmierung größere Schmierfilmhöhen zu einer verbesserten Trennung der Kontaktpartner im Wälzkontakt führen. Diese Trennung hat ihrerseits niedrige Betriebsreibmomente und damit geringere Betriebstemperaturen zur Folge. Tabelle 10-7 ff im Anhang zeigen die Zusammensetzungen der von *Franke* verwendeten Modellfette und fassen die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zusammen.

### 2.6.3 Betriebstemperatur fettgeschmierter Wälzlager

Wälzlager können nicht mit beliebig hohen Drehzahlen umlaufen. Im Allgemeinen ist die Drehzahl durch die maximale Betriebstemperatur des Lagers begrenzt, die mit Rücksicht auf den verwendeten Schmierstoff oder den Werkstoff der Lagerteile zulässig ist.

Die Betriebstemperatur einer Lagerung hängt von der Lagerreibung, der Reibung umgebender Dichtungen sowie der Wärmeabgabe und der Wärmezufuhr über die Umbauteile ab. Nach dem Anlauf der Lagerung steigt die Betriebstemperatur an und nimmt nach einer Einlaufzeit einen konstanten Wert an, sobald sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeerzeugung und der Wärmeabgabe eingestellt hat. Dieser Temperaturzustand wird Beharrungstemperatur genannt [20].

Die Schmierfettentwicklung und –forschung beschäftigte sich in den letzten Jahren mit dem Temperatureinsatzbereich und dabei speziell mit den oberen und unteren Temperaturgrenzen.

Nach bisherigen Erkenntnissen wird der gesamte Bereich in drei Teilbereiche unterteilt. Einerseits gibt es den eigentlichen Temperatureinsatzbereich, in dem die Hersteller der Schmierfette eine sichere Funktion des Schmierstoffs gewährleisten und andererseits den oberen und unteren Grenztemperaturbereich. Dabei wird im Bereich niedriger Temperaturen die Funktionsfähigkeit eines Schmierfetts durch die Verhärtung und die Abnahme der Ölabscheidung eingeschränkt. Ein Anlaufen der Lagerung unterhalb der unteren Gebrauchstemperatur ist nicht möglich und hat einen sofortigen Ausfall zur Folge [46]. Im Bereich der oberen Grenztemperatur kommt es zu einer deutlichen Abnahme der Gebrauchsdauer durch die beschleunigte Alterung des Schmierstoffs. In diesem Fall ist die Auswahl eines geeigneten Schmierstoffs oder die Kühlung der Anwendung erforderlich, was aber auch zu nachteiligen Effekten führen kann. Die Vergrößerung des Temperaturgradienten zwischen dem oftmals kälteren Außenring einer Lagerung und dem Innenring führt zu einer Reduzierung der Betriebslagerluft, die im ungünstigsten Fall zu einem Verklemmen des Lagers führen kann [111]. Wenn die Lager nicht gekühlt oder erwärmt werden, ist mit einer Temperaturdifferenz zwischen den beiden Lagerringen von 5-15 K zu rechnen [20]. Bei der Entwicklung von Schmierfetten für Hochtemperatureinsätze, wie z.B. Lagerungen von Walzwerkstraßen, Werkzeugmaschinen und Lüfterlagerungen, werden daher immer eine erhöhte Oxidationsbeständigkeit und eine temperaturstabile Grundöl-/Verdickerkombination gefordert.

## 2.6.4 Berechnungsmodelle zur Fettgebrauchsdauer in Wälzlagern

Berger stellte 2002 als Berechnungsgrundlage für allgemeine Lageranwendungen eine Formel zur Bestimmung einer theoretischen, reduzierten Fettgebrauchsdauer vor. Die Faktoren zur Minderung der Schmierfettgebrauchsdauer sind kleiner eins und liegen im Bereich von 0,1...0,9. Die Luftdurchströmung einer Lagerung wird dabei als besonders kritisch angesehen, da eine erhöhte Oxidation der Fettbestandteile eintritt.

$$F_{10q} = F_{10T} \cdot K_n \cdot \frac{K_{f\text{test}}}{K_f} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4 \cdot F_5 \cdot F_6 \quad (2.23)$$

$F_{10T}$	h	thermisch korrigierte Gebrauchsdauer $F_{10}$ aus FE9 Versuch
$K_n$	-	Umrechnungsfaktor für den Drehzahlkennwert
$K_{f\text{test}/f}$	-	Beiwerte für den verwendeten Lagertyp (Prüflager/Anwendungsfall)
$F_1$	-	Beiwerte für die Umgebungseinflüsse (Staub, aggressive Medien)
$F_2$	-	Beiwerte für die Belastungsart
$F_3$	-	Beiwerte für die Belastungshöhe
$F_4$	-	Beiwerte für die Luftdurchströmung der Lager
$F_5$	-	Beiwerte für die auftretenden Zentrifugalkräfte
$F_6$	-	Beiwerte für die Einbaulage



Tomaru et al. geben als vereinfachte Berechnungsvorschrift für die Schmierfettgebrauchsdauer von einfachen Lithiumseifenfetten die Gleichungen (2.24) und (2.25) an [52], [106]. Dabei berücksichtigen sie nur die Art des verwendeten Grundöls, die Drehzahl und die Beharrungstemperatur im Betriebspunkt:

$$\text{Mineralöl:} \quad \log t = 6,54 - 2,6 \cdot \frac{n}{n_L} - \left( 0,025 - 0,012 \cdot \frac{n}{n_L} \right) \cdot T \quad (2.24)$$

$$\text{Syntheseöl:} \quad \log t = 6,12 - 1,4 \cdot \frac{n}{n_L} - \left( 0,018 - 0,006 \cdot \frac{n}{n_L} \right) \cdot T \quad (2.25)$$

$t$	h	Schmierfettgebrauchsdauer
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_L$	$\text{min}^{-1}$	zulässige Grenzdrehzahl für Fettschmierung
$T$	$^{\circ}\text{C}$	Betriebstemperatur

Gafitanu et al. entwickelten einen theoretischen Ansatz, um die Gebrauchsdauer von fettgeschmierten Lagerungen abzuschätzen, indem sie die Überlebenswahrscheinlichkeit  $S$  bestimmten und dabei zusätzliche Betriebsparameter berücksichtigten [37], [52].

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \left[ \frac{n}{n_L} \cdot 10^{-\delta \frac{n}{n_L}} \right]^{-e} \cdot \left[ \frac{T_0}{T} - 1 \right]^{-\alpha \cdot e} \cdot \left[ \frac{F}{C} \right]^{\beta \cdot e} \cdot V^{-\alpha \cdot e} \cdot L^e \quad (2.26)$$

$S$	%	Schmierfett-Überlebenswahrscheinlichkeit
$e$	--	Steigung der Weibullgeraden
$T_0$	$^{\circ}\text{C}$	Tropfpunkt des Schmierfetts
$F$	N	Lagerbelastung
$C$	N	dynamische Tragzahl
$V$	%	Verhältnis des Schmierfettvolumens zum freien Lagerraum
$L$	h	Laufzeit
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	--	von Fettsorte und Betriebsbedingungen abhängige Konstanten

Für unadditivierte Modellfette stellte Franke ein Modell basierend auf der Gleichung von Arrhenius auf, nach dem die chemische Reaktionsgeschwindigkeit temperaturabhängig ist und mit steigender Temperatur zunimmt [41]. Abhängig von einer durch Versuch ermittelten Gebrauchsdauer von 500 Stunden bei einer Betriebstemperatur von  $70^{\circ}\text{C}$  ist nach Franke eine Abschätzung der Gebrauchsdauer für unadditivierte Schmierfette in einem Temperaturbereich von  $45\text{-}85^{\circ}\text{C}$  möglich. Demnach verdoppelt sich die Gebrauchsdauer dieser Fette bei einer Absenkung der Betriebstemperatur um  $15^{\circ}\text{C}$  (Abbildung 2-29).

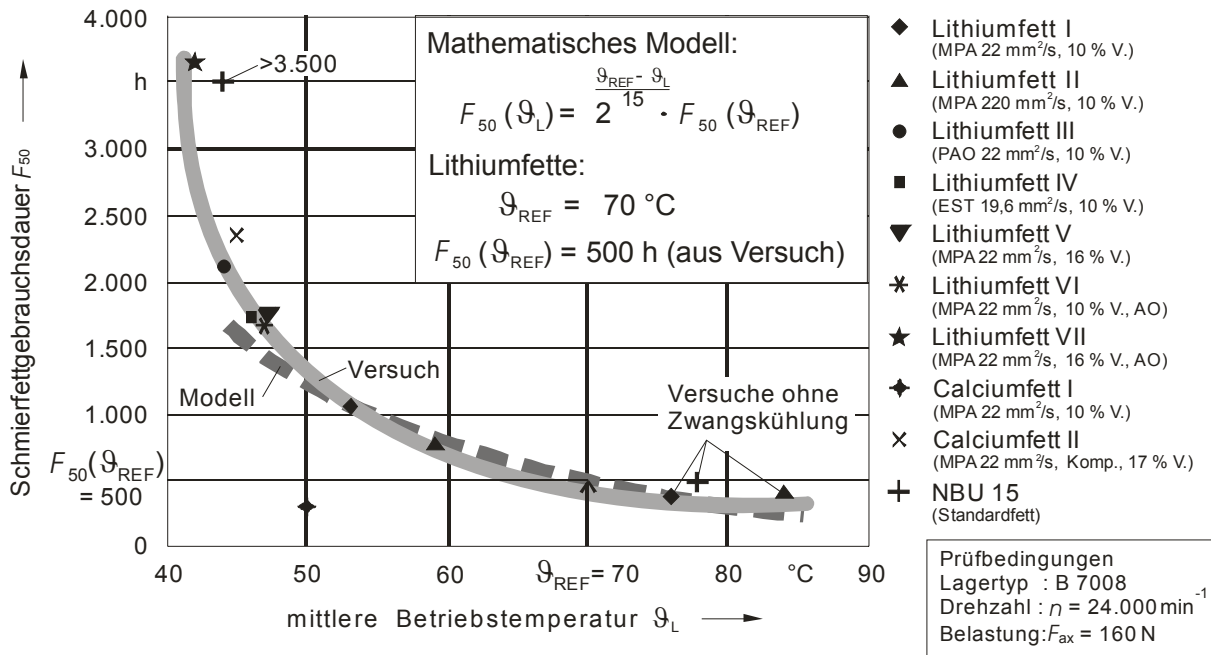


Abbildung 2-29: Gebrauchsdauermodell nach Franke [41]

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bestehende Berechnungsverfahren für die Gebrauchsdauer von fettgeschmierten Lagerungen aufgrund der Vielzahl von Einflussfaktoren, wie z.B. das zeit- und betriebsabhängige Fettverhalten, bisher keine ausreichende Genauigkeit besitzen. Errechnete Ergebnisse weichen daher mitunter erheblich von experimentell ermittelten Ergebnissen ab.

### 2.6.5 Berechnungsmodelle zum Reibmoment von Wälzlagern

Je nach Art der Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern in einem Wälzlager werden die Reibungsarten Gleiten, Bohren, Rollen und Wälzen (Überlagerung von Rollen und Gleiten) unterschieden. Das Betriebsreibmoment setzt sich je nach Lagerbauform aus verschiedenen Anteilen dieser Reibungsarten zusammen. In Schrägkugellagern, wie sie bei den hier dargestellten Untersuchungen verwendet werden, resultiert das Reibmoment aus den Roll- und Gleitbewegungen, den elastischen Verformungen des Kontakts und dem Bohrmoment, das durch den Druckwinkel und daraus resultierenden ungleichen Geschwindigkeitsvektoren im Kontaktpunkt entsteht.

Die Berechnung des Betriebsreibmoments ist bei der Entwicklung von Maschinen notwendig, z. B. um die erforderliche Antriebsleistung zu bestimmen. Die im Lager entstehende Reibung wird vollständig in Wärme umgesetzt und erhöht so die Betriebstemperatur. Daher nimmt das Reibmoment einerseits Einfluss auf den Energiebedarf und die mechanischen Beanspruchungen sowie andererseits auf die Betriebstemperatur und die thermische Beanspruchung der Schmierstoffe. Die Wärmedehnungen haben außerdem unerwünschte Auswirkungen auf die Fertigungsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen oder auf die Belastungen durch zusätzlich auftretende Kräfte.

Eine erste, grundlegende Gleichung zur Abschätzung des Wälzlagerreibmoments leitete *Stribeck* im Jahr 1901 her [103], [104]. In Versuchen ermittelte er eine Abhängigkeit des Reibmoments von der Lagerbelastung und bestimmte für ölgeschmierte Kugellager den Proportionalitätsfaktor  $\mu$ , der auch Reibbeiwert genannt wird.

$$M = F \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad (2.27)$$

$F$  ist dabei die aus der axialen und radialen Beanspruchung resultierende Lagerbelastung,  $d$  der Lagerbohrungsdurchmesser und  $M$  das sich ergebende Lagerreibmoment. Ausgedehnte Reibmomentmessungen von *Palmgren* [84] und *Eschmann* [34] an weiteren Wälzlagertypen erweiterten die Kenntnisse des von der Lagerbauart abhängigen Reibungsbeiwerts  $\mu$ . Diese Kennwerte gelten für ölgeschmierte Wälzkontakte, sie werden aber auch bei der Berechnung von fettgeschmierten Lagern verwendet. Die Gleichung von *Stribeck* wird heute noch von Wälzlagerherstellern [36], [101] unter Berücksichtigung von Randbedingungen für die überschlägige Berechnung des Betriebsreibmoments angegeben. Tabelle 2-5 gibt für unterschiedliche Lagerbauformen einen Vergleich der Reibungsbeiwerte  $\mu$  an.

Tabelle 2-5: Vergleich der Reibungsbeiwerte  $\mu$  unterschiedlicher Quellen

Lagerbauart	SKF [101]	FAG [36]	Brändlein [20]
Rillenkugellager	0,0015	0,0015	0,0015
Schräggugellager, einreihig	0,0020	0,0020	0,0020
zweireihig	0,0024	0,0024	0,0024
Vierpunktlager	0,0024	0,0024	0,0024
Zylinderrollenlager käfiggeführt	0,0011	0,0013	0,0013
vollrollig	0,0020	0,0020	0,0020

Die Randbedingungen bei der Verwendung dieser Kennwerte sind:

- eine mittlere Belastung von  $C/P = 10$ ,
- ein Viskositäts-Verhältnis von  $\kappa = \nu/\nu_1 \approx 1$ ,
- ein Drehzahlenbereich, der im Bereich des 0,3...0,7-fachen der maximal zulässigen Drehzahl liegt,
- eine dem Betriebsdruckwinkel  $\alpha_0$  angepasste Beanspruchungsrichtung (Radiallager überwiegend radial belastet, Axiallager ausschließlich axial belastet)
- und keine Einsatz von schleifenden Dichtungen.

Für eine genauere Auslegung bzw. abweichende Betriebsbedingungen kann das Reibmoment nach der von *Palmgren* im Jahr 1957 entwickelten Formel (2.28) berechnet werden [85]. Dabei wird das Gesamtreibmoment in einen lastunabhängigen und einen lastabhängigen Anteil aufgeteilt.

$$M = M_0 + M_1 \quad (2.28)$$

Der lastunabhängige Anteil  $M_0$  ergibt sich aus geometrischen Kennwerten, der kinematischen Viskosität des verwendeten Schmiermittels und der Betriebsdrehzahl. Für schnelllaufende und leicht belastete Lagerungen überwiegt dieser Anteil am Gesamtreibmoment.

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \quad (2.29)$$

$M_0$	N·mm	lastunabhängiges Reibmoment
$f_0$	-	Beiwert, abhängig von der Lagerbauart und der Schmierungsart
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser ( $d_m = (d_a + d_i)/2$ )
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur (für Fettschmierung wird die Viskosität des Grundöls eingesetzt)
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl

Gleichung (2.29) wird bei Werten von  $n \cdot \nu \geq 2000$  gültig. Für kleinere Werte wird das lastunabhängige Reibmoment als konstant betrachtet und kann nach der Formel (2.30) berechnet werden.

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad (2.30)$$

Tabelle 2-6 gibt  $f_0$ -Beiwerte für vergleichbare Bauformen zu den im Rahmen der Arbeit eingesetzten Wälzlager in Abhängigkeit der Schmierungsart wieder. Entsprechend der Reibwerte  $\mu$  variieren die Beiwerte  $f_0$  je nach Lagerhersteller.

Tabelle 2-6: Beiwert  $f_0$  für Schrägkugellager in Abhängigkeit der Schmierungsart [101]

Lagerart	Fettschmierung	Öl-Luft-Schmierung	Ölbad-Schmierung	Öleinspritz-Schmierung
Schrägkugellager einreihig	2	1,7	3,3	6,6
Schrägkugellager einreihig gepaart	4	3,4	6,5	13

Das lastabhängige Reibmoment  $M_1$  ergibt sich aus der Roll- und Gleitreibung im Wälzkontakt und der Gleitreibung an den Berührstellen des Käfigs. Die Berechnung setzt, wie bei der überschlägigen Berechnung des Gesamtreibmoments nach *Stribeck*, einen trennenden Schmierfilm im Kontakt voraus ( $\kappa = \nu/\nu_1 \geq 1$ ).

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b \quad (2.31)$$

$M_1$	Nmm	lastabhängiges Reibmoment
$f_1$	-	Beiwert, abhängig von der Lagerbauart und Belastung
$P_1$	N	maßgebende Belastung
$a, b$	-	Exponenten, abhängig von der Lagerbauart

Tabelle 2-7 zeigt die Berechnungsvorschriften für den lagerabhängigen Beiwert  $f_1$  und die maßgebende Belastung  $P_1$ .

Tabelle 2-7: Berechnungsvorschriften für die Faktoren  $f_1$  und  $P_1$  am Beispiel von Schrägkugellagern [36]

Lagerbauart	$f_1$	$P_1$
Schrägkugellager einreihig, $\alpha_0=15^\circ$ gepaart einreihig	$0,0008 (P_0/C_0)^{0,5}$ $0,0010 (P_0/C_0)^{0,33}$	$F_r$ oder $3,3 F_a - 0,1 \cdot F_r^1$ $F_r$ oder $3,3 F_a - 0,1 \cdot F_r^1$

Der Beiwert  $f_1$  ist abhängig von der äquivalenten Lagerbelastung  $P_0$  und der statischen Tragzahl  $C_0$  des verwendeten Wälzlagers. Die maßgebende Belastung  $P_1$  wird, da es sich bei Schrägkugellagern um Lager handelt, die sowohl axial als auch radial Kräfte aufnehmen, über die radiale Beanspruchung  $F_r$  und die axiale Beanspruchung  $F_a$  ermittelt. Je nach Ergebnis wird in Gleichung (2.31) das betragsmäßig größere Ergebnis für  $P_1$  verwendet. Die Angaben in den Lagerkatalogen für die Beiwerte  $f_1$  und die Berechnungsgleichungen für die maßgebende Belastung  $P_1$  sind auf die jeweiligen Lieferprogramme der Hersteller abgestimmt und variieren je nach Lagerbauform.

Abbildung 2-30 zeigt das Verhalten der Anteile  $M_0$  und  $M_1$  des Reibmoments in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$ , der Viskosität  $\nu$  und der Belastung  $P$ .

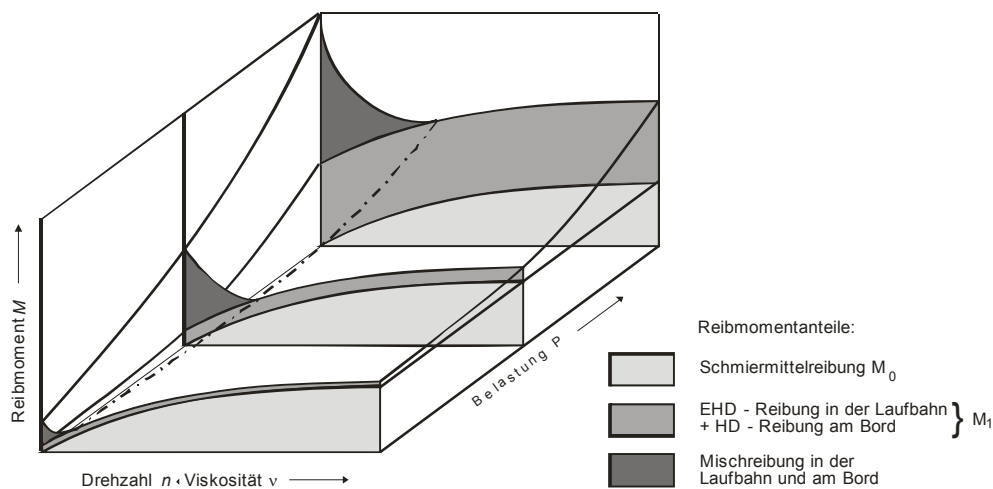


Abbildung 2-30: Reibmoment von Kegelrollenlagern in Abhängigkeit von der Drehzahl, der Schmierstoffviskosität und der Belastung nach [20]

Es ist zu erkennen, dass sich die Anteile am Gesamtreibmoment abhängig von den Betriebsbedingungen ändern. Der lastunabhängige Anteil  $M_0$  nimmt mit der Drehzahl zu, ändert sich aber bei Steigerung der Beanspruchung und gleich bleibender Betriebstemperatur

<sup>1</sup> Wird bei der Berechnung von  $P_1$  die Bedingung  $P_1 < F_R$  erreicht, ist mit  $P_1 = F_R$  zu rechnen.

nicht. Der Anteil des lastabhängigen Reibmoments  $M_1$  ändert sich bei den geforderten Randbedingungen ( $\kappa = v/v_1 \geq 1$ ) hauptsächlich durch den Hystereseanteil und dem von der Kontaktflächengröße abhängigen Bohrmoment. Die elastische Verformung der Kontaktpartner infolge der Beanspruchung führt dabei zu einer Vergrößerung der Kontaktfläche und einem Anstieg des lastabhängigen Anteils. Bei gleich bleibender Belastung und Variation der Drehzahl errechnet sich somit ein konstantes Reibmoment  $M_1$  bei der Berechnung nach *Palmgren*.

Mit den angeführten Beziehungen lässt sich das Reibmoment einer ölgeschmierten Lagerung mit einem tragfähigen Schmierfilm hinreichend genau abschätzen. Bei Mischreibung und hohen Gleitreibungsanteilen infolge von Mangelschmierung in Rolle/Bord-Kontakten, wie sie in axial hochbelasteten Zylinderrollenlagern vorkommen, können die gemessenen Reibmomente, vor allem im Bereich kleiner Drehzahlen, deutlich von den nach *Palmgren* berechneten Ergebnissen abweichen. *Kispert* [67] erweiterte daher die Gleichung (2.28) um einen Anteil  $M_a$ , der für axial hoch beanspruchte Radial-Zylinderrollenlager die Ergebnisse verbessert.

$$M_a = f_2 \cdot F_a \cdot d_m \quad (2.32)$$

$M_a$	Nm	axiallastabhängiges Reibmoment
$f_2$	-	Beiwert, abhängig von der Lagerausführung und dem Schmierungszustand
$F_a$	N	Axialbelastung

Obwohl umfangreiche Erfahrungen mit Wälzlagern vorliegen, sind nur wenige Erkenntnisse über die Vorgänge, die bei der Wälzlagerreibung unter hohen Drehzahlen und/oder Belastungen stattfinden, bekannt. Die bisher verwendeten, empirisch ermittelten Formeln ergeben bei solchen Betriebsbedingungen nur unzureichende Ergebnisse, so dass heutzutage genauere Berechnungsverfahren gefordert werden.

Erste Versuche, die Lagerreibung differenziert zu betrachten und in Reibmomentanteile aufzuteilen, gehen auf *Snare* zurück, der im Jahr 1967 Bestimmungsgleichungen für die Berechnung des Lagerreibmoments infolge von Rollen, Gleiten und der Verformung der Wälzkörper aufstellte [93]. Die Untersuchungen von *Harris* aus dem Jahr 1971 erweiterten die Berechnungen, da die an der Lagerkugel angreifenden Kräfte um die Reibungskräfte infolge von Rollen, Bohren und Kreiselbewegungen berücksichtigt wurden [57], [58].

*Steinert* entwickelte ein Verfahren zur Berechnung der Kugellagerreibung, das auf physikalischen und mechanischen Zusammenhängen aufbaut [102]. Das Gesamtreibmoment bei Vollschmierung setzt sich dabei aus fünf Anteilen zusammen. Es berücksichtigt die irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln, die Rollreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln, die Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln, die Gleitreibung an den Käfigführungsflächen sowie die Gleitreibung, die durch den Kontakt in den Käfigtaschen entsteht. Bei Minimalmengenschmierung geht er davon aus, dass die Gleitreibanteile bei der Berechnung entfallen, da keine ausreichende Menge an Schmierstoff

in den Gleitkontakten vorhanden ist. Der Vergleich mit Versuchen unter Öl-Minimalmengenschmierung zeigte eine gute Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen. Inwieweit dieses Verfahren Gültigkeit für die Ermittlung der Reibmomente fettgeschmierter Wälzlager besitzt, wird dabei nicht experimentell überprüft. Der Autor schließt aber eine Eignung des Verfahrens für diese Schmierungsart nicht aus.

### **2.6.6 Elastohydrodynamische Theorie zur Berechnung der Schmierfilmhöhe**

Die Schmierfilmhöhe in einem Wälzkontakt beeinflusst maßgeblich das Reibungs- und Verschleißverhalten. Ein tragfähiger Schmierfilm trennt die metallischen Kontaktpartner und verhindert so Verschleiß. Je nach Betriebsbedingungen und verwendetem Schmierstoff stellen sich die in Kapitel 2.3.2 erläuterten Schmierzustände in einem Wälzlager ein. Bestehende Forschungsarbeiten beschäftigten sich intensiv mit der Schmierung von ölgeschmierten Wälzkontakten und der Schmierfilmhöhe im Kontakt [23], [28]. Mit theoretischen Berechnungsverfahren ist heutzutage eine aussagekräftige Berechnung der Schmierfilmhöhe für ölgeschmierte Wälzkontakte möglich. Über die Mechanismen, die die Schmierfilmhöhe fettgeschmierter Wälzkontakte beeinflussen, ist hingegen relativ wenig bekannt.

Untersuchungen mit fettgeschmierten Wälzlager zeigten, dass in der Einlaufphase nach einer Frischbefettung Vollschmierung mit einer Schmierfilmhöhe bis zum zweifachen der Filmhöhe des Grundöls vorliegt. Bestehende Theorien gehen davon aus, dass nach dem Anlaufen der Lagerung das Fett aus dem von den Wälzkörpern überstrichenem Bereich verdrängt wird und sich neben der Laufbahn ein Reservoir bildet, welches Öl in den Kontaktbereich abgibt [1], [2], [16]. Nach dieser Fettverteilphase stellt sich ein quasistatischer Zustand ein, der nur geringen Schwankungen bezüglich der Ölversorgung unterliegt. Die Schmierfilmhöhe bei Fettschmierung ist dann aber im Vergleich zur Ölschmierung wesentlich geringer. Andere Thesen gehen davon aus, dass neben dem Grundöl auch Verdickerbestandteile am Schmierungsvorgang beteiligt sind und zusammen mit dem Öl eine hochviskose Schicht im Kontakt bilden [8], [94]. Diese Schichten können in der Lage sein, auch höhere Schmierfilmhöhen als das zugehörige Grundöl zu erzeugen [65].

Abbildung 2-31 stellt die Druckverhältnisse und die Filmhöhe zwischen den Oberflächen in dem Kontakt Rollkörper / Laufbahn dar. Zur Vereinfachung ist nur der an der Kugel durch die Beanspruchungen auftretende elastisch deformierte Bereich dargestellt. Eine vergleichbare Deformation tritt auch im Laufbahnbereich des Lagerrings auf. Im Gegensatz zum Linienkontakt weist ein EHD-Punktkontakt wesentlich komplexere Verhältnisse auf, da die Verdrängung und die Strömung des Schmierstoffs quer zur Rollrichtung nicht vernachlässigt werden kann und Bohrbewegungen überlagert sein können.

Die Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff wird dabei von der Grundölviskosität, der Menge des zur Verfügung stehenden Schmierstoffs und der Zeit zwischen den einzelnen Überrollungen bestimmt. Weiterhin beeinflussen die Faktoren Haftvermögen, Oberflächenrauheit und -chemie sowie die Oberflächenspannung der Schmierstoffe die Schmierfilmhöhe.

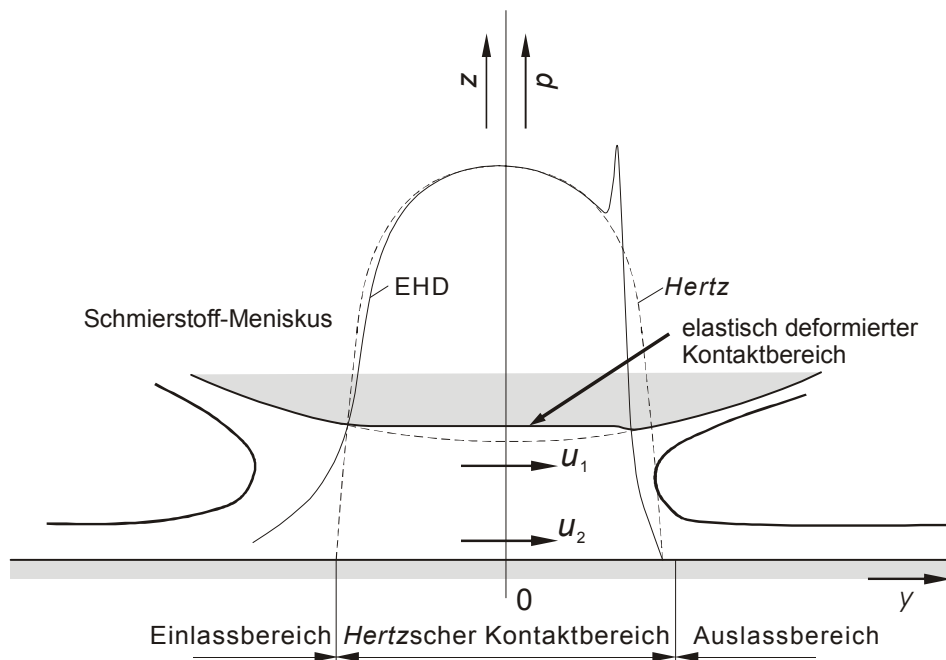


Abbildung 2-31: Schmierfilmhöhen und Druckverteilung in einem EHD-Punktkontakt

Neben Schmierungsart und schmierstoffabhängigen Einflussgrößen bestimmen außerdem die Lagerart und –größe die Filmhöhe im Wälzkontakt. Bei großen Wälzlagern muss der Schmierstoff eine lange Strecke bis zum Erreichen des Kontaktbereichs zurücklegen. Bauartbedingt kann der Schmierstoff auch vor der eigentlichen Kontaktstelle abgestreift werden, wie z.B. am Rolle/Bord-Kontakt in Kegelrollenlagern. Die Bewegungsverhältnisse im Lager können andererseits die Schmierstoffversorgung des Kontakts auch verbessern, wie z.B. durch Bohrbewegungen der Wälzkörper bei Schrägkugellagern und Axiallagern mit Druckwinkeln  $\alpha_0 \neq 0^\circ$ .

Ein maßgeblicher Schritt für die Auslegung und Beschreibung von Schmierungsvorgängen war die Entwicklung der EHD-Theorie. *Dowson, Higginson und Hamrock* publizierten grundlegende Arbeiten zu dieser Thematik [32], [55]. Die Theorie beschreibt den Schmierfilmaufbau zwischen elastisch verformten Kontaktpartnern, die unter gegebenen Betriebsbedingungen aufeinander abrollen. Diese Theorie stellt eine Verbesserung der hydrodynamischen Theorie [12] dar, da diese die elastische Formänderung der Kontaktpartner und betriebsabhängige Schmierstoffparameter nicht berücksichtigt.

Obwohl die Theorie für ölgeschmierte Wälzkontakte entwickelt wurde, ist ihre Anwendung auch bei Fettschmierung möglich. Es ist dabei jedoch zu berücksichtigen, dass für die Berechnung nur die Grundöl-Viskosität verwendet wird und der Einfluss des Verdickers somit unberücksichtigt bleibt. Weiterhin sind einige Stoffkennwerte der Fette zeit- und beanspruchungsabhängig, so dass eine Bestimmung oftmals sehr umständlich oder teilweise nicht möglich ist. Daher kann der Anwender einige Kennwerte oftmals nur abschätzen.



Untersuchungen von *Cann* et al. haben gezeigt, dass sich bei der Fettschmierung ein zur klassischen EHD-Theorie widersprüchliches Verhalten einstellen kann. Nach der EHD-Theorie verringert sich bei steigender Betriebstemperatur bedingt durch die Abnahme der Schmierstoff-Viskosität die Schmierfilmhöhe. Bei Schmierfetten nimmt dagegen die Ölabgabe bei Temperaturerhöhung zu, so dass die Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff verbessert wird und sich eine größere Schmierfilmdicke einstellt [25]. Andererseits steigt nach der EHD-Theorie die Schmierfilmhöhe mit der Drehzahl. Bei Fetten tritt häufig das Gegenteil ein, da mit steigender Überrollfrequenz und Fliehkraftwirkung, der aus dem Kontakt verdrängte Schmierstoff nicht mehr in ausreichender Menge ersetzt werden kann. Dadurch entsteht eine Mangel- bzw. Minimalmengenschmierung.

### **Isotherme Theorie**

Die isotherme Theorie zur Berechnung der Schmierfilmhöhe wurde im Jahr 1977 von *Hamrock* und *Dowson* veröffentlicht [56]. Sie beschreibt einen elliptischen Punktkontakt bei Vollschmierung unter der Annahme, dass die Temperaturen der Kontaktflächen und des Schmierstoffs im Spalt gleich und über das Volumen konstant sind.

Unter Annahme einiger Vereinfachungen, die das Strömungs-, Schmierstoff- und Druckverhalten sowie die Oberflächenrauheiten und Reibungsbedingungen an den Kontaktflächen betreffen, ergibt sich für Punktberührung die zentrale isotherme Schmierfilmhöhe  $h_{0, \text{isoth}}$  für einen elliptischen Punktkontakt zu:

$$h_{0, \text{isoth}} = R_y \cdot 2,69 \cdot \frac{U^{0,67} \cdot G^{0,53}}{W^{0,067}} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot k}) \quad (2.33)$$

$h_{0, \text{isoth}}$	mm	zentrale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
$R_y$	mm	reduzierter Hauptachsenradius
$U$	-	Geschwindigkeitsparameter
$G$	-	Werkstoffparameter
$W$	-	Belastungsparameter
$k$	-	Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche

Die minimale isotherme Schmierfilmhöhe  $h_{\text{min}, \text{isoth}}$ , die im Auslaufbereich des Punktkontakts durch die elastische Rückfederung der Kontaktpartner auftritt, wird mit der Gleichung (2.34) berechnet.

$$h_{\text{min}, \text{isoth}} = R_y \cdot 3,63 \cdot \frac{U^{0,68} \cdot G^{0,49}}{W^{0,073}} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}) \quad (2.34)$$

$h_{\text{min}, \text{isoth}}$	mm	minimale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
--------------------------------	----	--

Die dimensionslosen Parameter für die Belastung  $W$ , die Geschwindigkeit  $U$ , den Werkstoff  $G$  und das Verhältnis der Halbachsen  $k$  wird mit folgenden Gleichungen bestimmt:

$$U = \frac{\eta_{0, \text{K}} \cdot u}{E_0 \cdot R_y} \quad (2.35)$$

$$G = \alpha_p \cdot E_0 \quad (2.36)$$

$$W = \frac{Q}{E_0 \cdot R_y^2} \quad (2.37)$$

$\eta_{0,K}$	Ns/mm <sup>2</sup>	dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur der Kontaktpartner
$u$	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
$E_0$	N/mm <sup>2</sup>	reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
$\alpha_p$	mm <sup>2</sup> /N	Druckviskositätskoeffizient bei Betriebstemperatur
$Q$	N	Belastung pro Kugel

Weitere Berechnungsgleichungen zur Bestimmung des reduzierten Elastizitätsmoduls  $E_0$  sowie der in Abhängigkeit des Kontakts (Außen- oder Innenring-Kontakt) auftretenden reduzierten Hauptachsenradien  $R_x$  und  $R_y$  müssen dabei berücksichtigt werden.

### Thermische Theorie

Untersuchungen nach *Hamrock* und *Dowson* weisen nach, dass die nach isothermer Theorie bestimmte Schmierfilmhöhe im Kontakt zu hohe Werte liefert [55], [56]. Durch eine Korrektur, die das thermische Viskositätsverhalten der Schmierstoffe berücksichtigt, konnte *Wilson* im Jahr 1979 die isotherme Theorie über den Faktor  $C_{th}$  erweitern und für die zentrale und minimale Schmierfilmhöhe folgende Werte angeben:

$$h_{0,th} = C_{th} \cdot h_{0,isoth} \quad (2.38)$$

$$h_{min,th} = C_{th} \cdot h_{min,isoth} \quad (2.39)$$

$$C_{th} = \frac{1}{1 + 0,39 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (2.40)$$

Über den Belastungsfaktor  $L_{th}$  werden dabei die dynamische Viskosität  $\eta_{0,K}$ , die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit  $u$ , der Wärmeleitkoeffizient  $k_{th}$  und der Temperaturviskositätskoeffizient nach DIN 53017 berücksichtigt.

$$L_{th} = \eta_{0,K} \cdot \frac{\beta_{th} \cdot u^2}{k_{th}} \quad (2.41)$$

Bei der Berechnung ist zu berücksichtigen, dass die dynamische Viskosität von Druck und Temperatur abhängig ist und sich die Dichte  $\rho$  des Schmierstoffs bei der Berechnung der kinematischen Viskosität  $\nu$  durch die Temperatur ändert. In den nachfolgenden Berechnungen werden die Schmierfilmhöhen nach der thermischen Theorie unter der Annahme bestimmt, dass ein Wärmekoeffizient  $k_{th} = 0,135 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  vorliegt und die Dichte bei Normtemperatur  $\rho_{0,15^\circ\text{C}} = 0,835 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$  beträgt. Die zusätzlichen Gleichungen für die Bestimmung der Kennwerte können [41] entnommen werden.

### Mangelschmierung

Bei Schmierung eines Wälzkontakts bildet sich im Einlaufbereich des *Hertz*schen Kontakts ein Fettreservoir, das durch die Verdrängung von überschüssigem Schmierstoff aus dem Kontakt entsteht. Die Lage und die Größe dieses Bereichs, der so genannte Schmierstoffmeniskus, sind abhängig vom Schmierstoffangebot, das von der Überrollfrequenz und der damit verbundenen Verdrängung aus dem Kontaktbereich abhängt.

Verkleinert sich die Meniskusbreite durch zu langsames Nachfließen aus dem Fettkragen, eine zu geringe Viskosität oder zu hohe Drehzahlen kann Mangelschmierung, die sog. „Starvation“ (engl. to starve = hungern) auftreten. Dieser Schmierzustand führt zu einer Unterversorgung des Kontakts und zu einer Abnahme der Schmierfilmhöhe. Im Extremfall kann Teilschmierung mit Mischreibung auftreten.

In den vergangenen Jahren haben *Cann, Lubrecht, Lugt* et al. [24], [25], [28], [64] zur wesentlichen Verbesserung des Verständnisses für die Vorgänge bei Öl- und Fettschmierung beigetragen. Mittels einer Kugel-Scheibe Apparatur und optischer Interferometrie sowie auf der EHD-Theorie basierenden theoretischen Betrachtungen bestimmten sie die Schmierfilmhöhe beider Schmierungsarten bei Betriebsbedingungen für Voll- und Mangelschmierung.

Abbildung 2-32 zeigt auf der linken Seite eine mittels optischer Interferometrie erstellte Aufnahme eines ölgeschmierten Punktkontakts. In diesem Bild ist links der Einlaufbereich des Punktkontakts mit dem Schmierstoffmeniskus erkennbar. Das rechte Bild zeigt das Ergebnis eines 3D-Berechnungsmodells der zentralen Schmierfilmhöhe für einen solchen Schmierzustand nach *Venner* et al. [109].

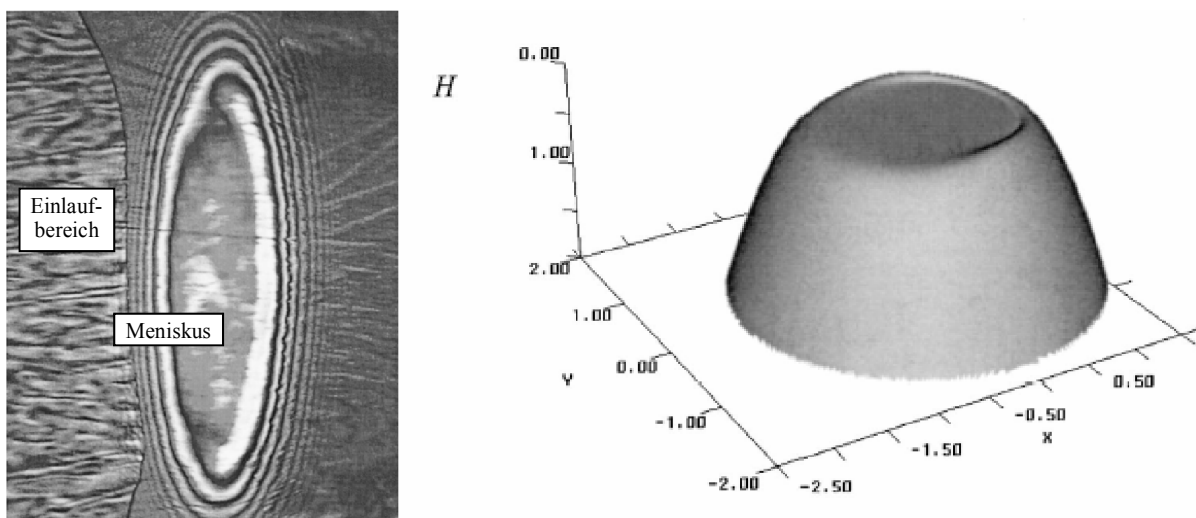


Abbildung 2-32: Interferometrische Aufnahme eines ölgeschmierten Punktkontakts (links) [28] und entsprechende Ergebnisse eines 3D-Berechnungsmodells (rechts) [109]

### 3 Problemstellung, Zielsetzung und Vorgehensweise

#### 3.1 Problemstellung

Der bisherige Kenntnisstand zeigt, dass das Zusammenwirken von Schmierfett, Temperatur und hohen Beanspruchungen in Wälzlagern einer großen Anzahl von Randbedingungen unterliegt, die den Verschleiß, die Betriebsbedingungen und die Lebensdauer der Lagerungen beeinflussen. Zum tribologischen Verhalten von Schmierfetten in schnelllaufenden Wälzlagern liegen von *Bartz* [9] und *Franke* [41] Ergebnisse vor, die den Einfluss der Betriebsbedingungen, Verdickerart und -menge, Grundölart, Additive und Viskosität auf die Fettgebrauchsdauer beschreiben. Diese Ergebnisse lassen vermuten, dass Oxidationsinhibitoren einen deutlichen Einfluss auf die Schmierfettgebrauchsdauer und die Betriebsbedingungen in Wälzlagern ausüben.

Bei gängigen Untersuchungsmethoden von Additiven und speziell der Oxidationsinhibitoren handelt es sich um Prüfverfahren, mit deren Hilfe sich die Oxidationsstabilität von inhibierten Schmierölen und Fetten anhand statischer Versuchsbedingungen bestimmen lässt. Mit diesen Verfahren lassen sich eine verzögernde Wirkung der Oxidationsinhibitoren auf die Alterung von Schmierstoffen und damit eine verlängernde Wirkung der Nutzzeit von Schmierfetten nachweisen. Die bei diesen Verfahren vorherrschenden Beanspruchungsgrößen (z.B. hoher Luftdruck, hohe Temperatur) liegen unter normalen Betriebsbedingungen einer Wälzlagerung nicht vor. Daher müssen die Auswirkungen der Inhibitoren für eine mechanisch-dynamische Anwendung heute auf der Basis von Erfahrungswerten abgeschätzt werden, weil bisher keine gesicherten Erkenntnisse über die Wirkungsmechanismen der Inhibitoren in tribologischen Wälzkontakten vorliegen.

#### 3.2 Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung der tribologischen Einflüsse von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten von Wälzlagern. Insbesondere fließen dabei verschiedene phenolische und aminische Oxidationsinhibitoren in die Untersuchungen ein. Dabei sind die folgenden Fragestellungen von besonderer Bedeutung:

- Wie wirken sich Oxidationsinhibitoren auf die physikalischen Betriebsparameter Temperatur, Beharrungsreibmoment, Schmierfilmhöhe und Schmierfettgebrauchsdauer aus?
- Wie nehmen sie Einfluss auf die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Kontaktflächen sowie auf die Eigenschaften der Schmierfette?

Ziel dieser Arbeit ist es somit, Erkenntnisse über die Auswirkungen von Oxidationsinhibitoren in Modellfetten aufzuzeigen, um diese zukünftig in die Entwicklung von Schmierfetten sowie die Abstimmung von dynamischen Anwendungen einfließen zu lassen. Als Grundlage hierzu dient eine Datenbasis aus experimentellen Bauteilversuchen und statischen Schmierfettuntersuchungen, die im Rahmen eines DGMK-Vorhabens [115] erstellt wurde. Diese Untersuchungsergebnisse lassen Schlussfolgerungen über die

Temperatureinsatzbereiche und die Gebrauchsdauer von dynamisch beanspruchten, inhibierten Schmierfetten zu.

### 3.3 Vorgehensweise

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil. Im experimentellen Teil werden einerseits Betriebsbedingungen in Bauteilversuchen bestimmt und andererseits rheologische Kennwerte ermittelt. Diese Ergebnisse werden anschließend mit theoretischen Modellen zur Berechnung der Betriebsbedingungen verglichen. In Abbildung 3-1 entspricht dies dem gestrichelt eingefassten Bereich.

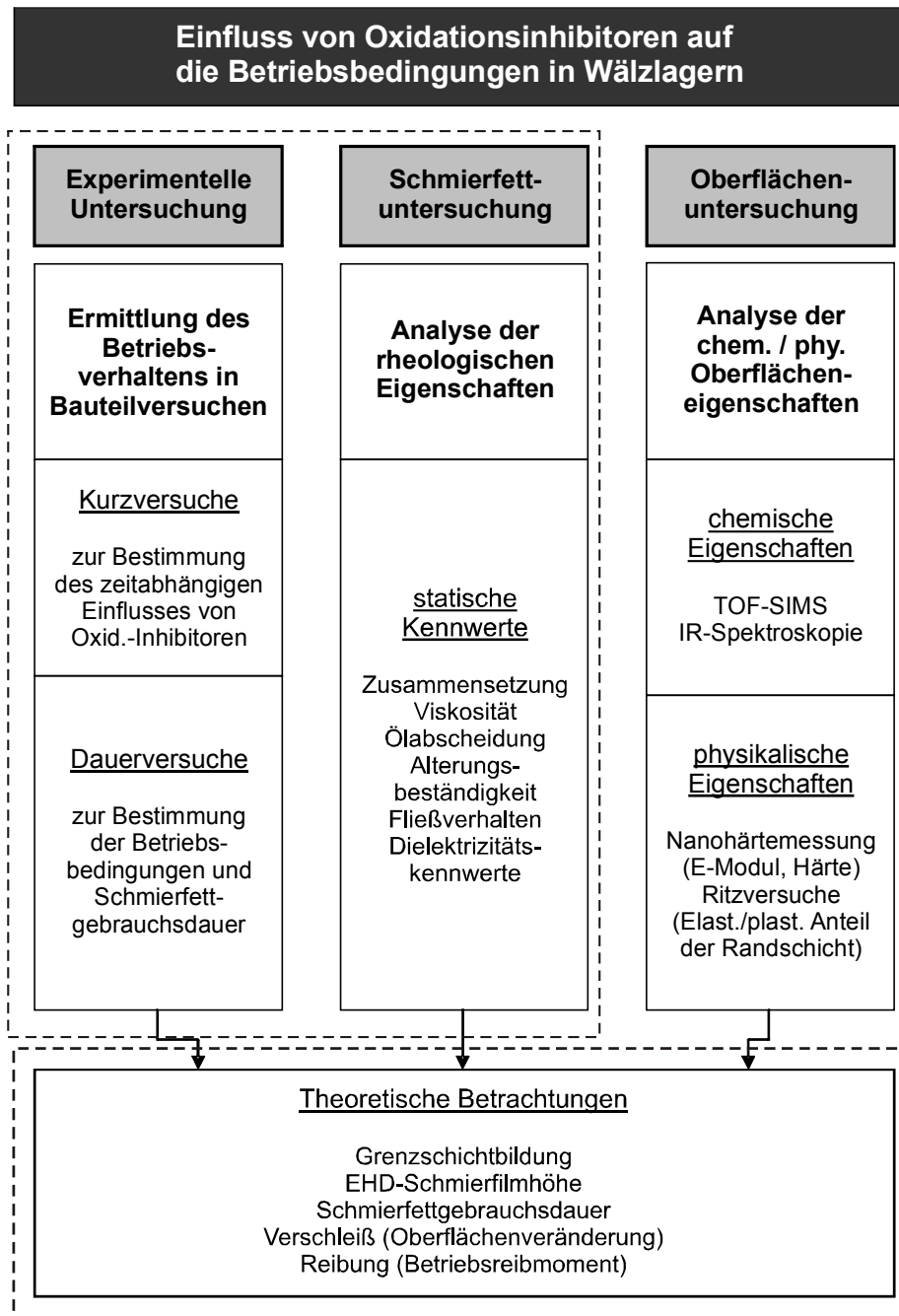


Abbildung 3-1: Vorgehensweise und Aufteilung der Arbeitsschritte bei der Untersuchung von Oxidationsinhibitoren

Ergänzend zur vorliegenden Arbeit wurden im Rahmen begleitender wissenschaftlicher Untersuchungen [115] auch die physikalischen und chemischen Oberflächeneigenschaften sowie die Fettzusammensetzungen vor und nach den Bauteilversuchen charakterisiert. Die wesentlichen Erkenntnisse dieser Untersuchungen werden im Rahmen der Arbeit berücksichtigt. Eine umfassende Beschreibung der Untersuchungsverfahren sowie aller Ergebnisse ist in [112], [115], [116], [117] und [118] gegeben.

In den experimentellen Bauteilversuchen wurden sechs eigens für die Untersuchung der Oxidationsinhibitoren erstellte Modellfette in Kurz- und Dauerversuchen geprüft. Um die Funktionsfähigkeit des Basisfetts bei den vorgesehenen Betriebsparametern sicherzustellen, wurde die Grundzusammensetzung der Modellfette aus Komponenten gebildet, die in vorherigen Untersuchungen ohne Additivzusatz gute Schmierfettgebrauchsdauern erzielt hatten. Die verwendeten Modellfette bestanden grundsätzlich aus einem einfachen Lithiumseifenverdicker mit einem hohen Anteil an der Gesamtmenge des Basisfetts und einer synthetischen Grundölmischung. In fünf Modellfetten wurde diesem Grundfett phenolische und aminische Oxidationsinhibitoren zugesetzt, um den Alterungsvorgang auf chemischem Weg zu verlangsamen bzw. zu verhindern. Dabei wiesen die Oxidationsinhibitoren unterschiedliche chemische Strukturen auf. In einem dieser Modellfette wurden zwei Oxidationsinhibitoren kombiniert, um die Wechselwirkung dieser Additive zu untersuchen und synergistische oder antagonistische Wirkungen festzustellen.

Bisherige Versuchsreihen wurden unter Zwangskühlung betrieben, um die Beharrungstemperatur künstlich abzusenken und damit die Alterung der Schmierfette zu verlangsamen. Bei den vorgestellten Versuchsreihen wurde von einer Kühlung abgesehen, damit sich praxisnahe Temperaturen sowie möglichst kurze Gebrauchsdauern einstellten. Diese Verkürzung war erforderlich, da durch die Verwendung der Inhibitoren eine deutlichen Steigerung der Gebrauchsdauer gegenüber den früher verwendeten Fetten zu erwarten war.

Die Dauerversuche mit den sechs Modellfetten dienen zur Ermittlung des Betriebsverhaltens, dass durch die Temperatur, das Reibmoment, den Schmierzustand und die Betriebszeit bis zum Erreichen definierter Abbruchbedingungen im stationären Betrieb beschrieben wird. Um die Wirkmechanismen der Inhibitoren unter definierten Bedingungen vergleichen zu können, fanden neben den Dauerversuchen Kurzversuche mit einer festgelegten Laufzeit statt. Die chemischen Veränderungen der Modellfette wurden mittels der in Abbildung 3-1 genannten Verfahren bestimmt. Neben den Bauteilversuchen wurden die Auswirkungen der Additive auf die Schmierfette auch anhand von rheologischen Untersuchungen ermittelt. Da es sich bei den verwendeten Oxidationsinhibitoren um polare Zusätze handelt, können diese durch Bildung von chemischen Bindungen das Fließ- und Scherverhalten sowie die Ölabscheidung durch Veränderung der Verdickerstruktur beeinflussen.

Das Gesamtziel ist die Beschreibung der Wirkungsweise von Oxidationsinhibitoren, um die zukünftige Entwicklung von Schmierfetten für hochbeanspruchte, schnelldrehende Lagerungen dahingehend zu verbessern, dass Gebrauchsdauern  $F_{10}$  von mehr als zweitausend Stunden ohne Fettwechsel oder Zusatzmaßnahmen wie externe Kühlung ermöglicht werden.

## 4 Experimentelle Untersuchungen

Die in dieser Arbeit vorgestellten Versuchsergebnisse wurden im Rahmen des AIF-Forschungsvorhabens „Einfluss von Antioxidantien auf die Schmierfettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern“ ermittelt. Das Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) wurde von der Deutschen Wissenschaftlichen Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e. V. (DGMK) mit dessen Bearbeitung beauftragt. Das Vorhaben gliederte sich dabei in experimentelle Untersuchungen an Wälzlagerprüfständen, rheologische Fettanalysen und Randschichtuntersuchungen. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Bestimmung des Betriebs- und Schmierstoffverhaltens additiver Modellfette. Im Folgenden werden die verwendeten Modellfette, deren Zusammensetzung und die eingesetzten Oxidationsinhibitoren vorgestellt. Daraufhin werden der Aufbau und die Funktion der Prüfstände sowie die Prüf- und Einlaufbedingungen der Versuche beschrieben.

### 4.1 Modellfette

Bei den Untersuchungen wurden sechs speziell entwickelte Modellfette geprüft, die nicht auf dem freien Markt zu erwerben sind. Die Grundzusammensetzung dieser Modellfette wurde auf hohe Gebrauchsdauern in gering beanspruchten schnelldrehenden Lagerungen optimiert. Neben einem nicht additivierten Grundfett kamen vier Fette mit einem Oxidationsinhibitor und ein Modellfett mit einer Kombination aus zwei Oxidationsinhibitoren zum Einsatz.

#### 4.1.1 Zusammensetzung der Modellfette

Die Tabelle 4-1 gibt die Zusammensetzung der sechs untersuchten Modellfette wieder. Modellfett A stellt das Basisfett für die Herstellung der weiteren Modellfette dar und besteht aus einem Lithium-12-Hydroxistearat-Verdicker und einer Grundölmischung aus Polyalphaolefin (PAO) und Ester. Die Grundölmischung setzt sich dabei aus 85 Massenprozent Polyalphaolefin und 15 Massenprozent Ester zusammen.

Tabelle 4-1: Modellfette für das DGMK-Projekt 569

	Verdicker		Grundölmischung Zusammensetzung	Mischungsanteil		Inhibitor (Massenanteil 1 %)
	Typ	Gehalt [%]		PAO [%]	Ester [%]	
Modellfett A	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	-
Modellfett B	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	festes Amin
Modellfett C	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	flüssiges Amin
Modellfett D	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	Phenol
Modellfett E	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	festes Amin / TMQ
Modellfett F	Li-12-OH	23	PAO + Ester	85	15	Mischung

Der Verdicker hat einen 23%igen Massenanteil am Grundfett und der verbleibende 77%ige Anteil besteht aus der synthetischen Grundölmischung. Diese Grundzusammensetzung wurde gewählt, um an die Erkenntnisse aus dem DGMK-Forschungsvorhaben 379-01 [42], dass von *Franke* bearbeitet wurde, anzuknüpfen. Dort führte ein hoher Verdickeranteil und die Verwendung von synthetischem Grundöl zu einer Verlängerung der Schmierfettgebrauchsdauer [42].

Die Modellfette B, C, D, E und F bestanden zu neunundneunzig Massenprozent aus dem Basisfett und zu einem Massenprozent aus einem Oxidationsinhibitor bzw. aus der Kombination von zwei Inhibitoren. Die Modellfette B, C und E wurde dabei jeweils mit einem aminischen Antioxidans und das Modellfett D mit einem phenolischen Antioxidans versetzt. Das Modellfett F stellt eine Mischung aus dem Modellfett B und Modellfett D dar. Der Anteil des aminischen Antioxidans wurde auf 0,7 Massenprozent und der des phenolischen Antioxidans auf 0,3 Massenprozent am Gesamtgewicht des Grundfetts festgelegt. Bei den verwendeten Oxidationsinhibitoren handelt es sich um auf dem Markt erhältliche Produkte, die entsprechend den Herstellerangaben in das Grundfett eingebracht wurden.

Mit dieser Fettauswahl wurde gezielt der Einfluss verschiedener Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten in schnelldrehenden Spindellagern und deren Wirkung auf die rheologischen Eigenschaften der Modellfette untersucht. Am Beispiel von Modellfett F sollten weiterführend synergistische und antagonistische Effekte bei der Kombination von Oxidationsinhibitoren ermittelt werden.

#### **4.1.2 Verwendete Oxidationsinhibitoren**

Die Oxidationsinhibitoren wurden hinsichtlich Art und Struktur (aminisch, phenolisch), Aggregatzustand im Ausgangszustand (fest, flüssig) und möglichem Temperatureinsatzbereich ausgewählt. Es wurden nur primäre Antioxidantien einbezogen, deren Wirkmechanismus unter 2.5.2 beschrieben ist. Hydroperoxid zersetzende, sekundäre Antioxidantien wurden im Rahmen dieser Untersuchung nicht berücksichtigt.

Die verwendeten Oxidationsinhibitoren eignen sich für die Anwendung in mineralischen und synthetischen Ölen sowie in Schmierfetten. Bei der Herstellung der Schmierfette werden die Inhibitoren in einem Teil des Grundöls, dem so genannten Stellöl, gelöst und anschließend in das Basisfett, dem der verbleibende, unadditivierte Teil des Grundöls zugeführt wird, eingebracht. Je nach molekularer Zusammensetzung und Molekülgröße der Additive ist bei der Herstellung darauf zu achten, dass es zu keinen Ausfällungen während der Herstellung kommt. Nachfolgend werden die Eigenschaften und Strukturformeln der untersuchten Oxidationsinhibitoren erläutert.



**Aminisch festes Antioxidans (Bestandteil von Modellfett B)**

Das aminisch feste Antioxidans im Modellfett B ist ein temperaturbeständiges N-Phenyl-1-Naphtylamin (PANA), das als Reinform in kristallinen, hellbraunen bis hellvioletten Pellets vorliegt. Es handelt sich um ein primäres Antioxidans mit der Struktur eines sekundären aromatischenamins (Abbildung 4-1). Bei einem Reinheitsgrad von > 99 % beinhaltet das Amin einen Stickstoffanteil von ca. 6 Gewichtsprozent. Die verschiedenen Wirkmechanismen des Oxidationsinhibitors werden in Abbildung 2-22 ff. beschrieben.

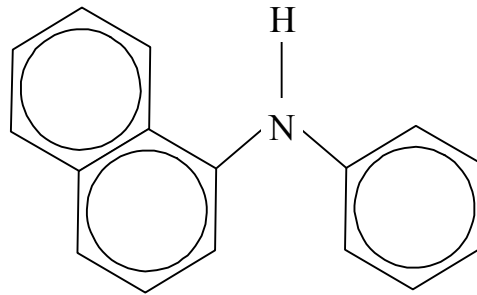


Abbildung 4-1: Strukturformel des aminisch festen Antioxidans aus Modellfett B: N-Phenyl-1-Naphtylamin (PANA),  $C_{16}H_{13}N$ , Molekulargewicht:  $u = 219,10$  g/mol

**Aminisch flüssiges Antioxidans (Bestandteil von Modellfett C)**

Mit dem flüssigen Antioxidans aus Modellfett C wurde im DGMK-Vorhaben 379-01 eine deutliche Laufzeitsteigerung erzielt [42]. Es handelt sich um ein octyliertes Diphenylamin (DODPA) mit einem Anteil von 4,5 Gewichtsprozent Stickstoff und einem Reinheitsgrad von > 99% (Abbildung 4-2). Dieser Oxidationsinhibitor ist ein primäres Antioxidans mit der Struktur eines sekundären aromatischenamins.

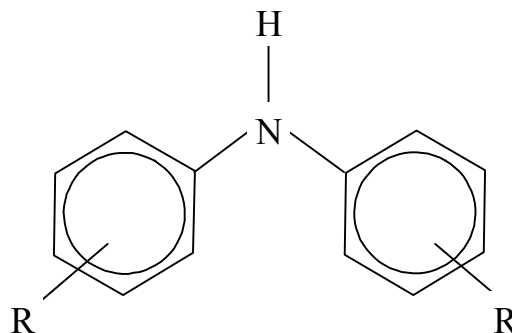


Abbildung 4-2: Strukturformel des aminisch flüssigen Antioxidans aus Modellfett C: octyliertes Diphenylamin,  $C_{38}H_{43}N$ , Molekulargewicht:  $u = 393,34$

**Phenolisches Antioxidans (Bestandteil von Modellfett D)**

Das Antioxidans aus Modellfett D ist ein zweikernig sterisch gehindertes Phenol, das in Reinform als farbloses Pulver vorliegt (Abbildung 4-3). Neben der Eigenschaft, als

Radikalfänger zu fungieren, wirkt dieses Antioxidans auch deaktivierend auf gelöste, katalytisch aktive Metallionen [82]. Der Wirkmechanismus wird in Kapitel 2.5.2 beschrieben.

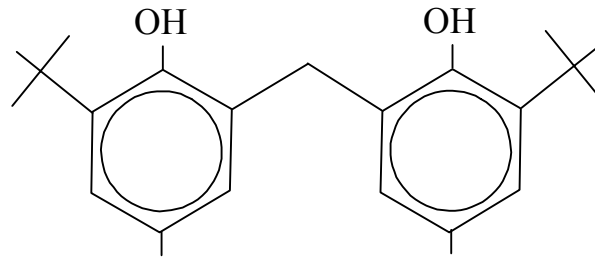


Abbildung 4-3: Strukturformel des phenolischen Antioxidans aus Modellfett D: 6,6-Di-tert.-Butyl-2,2-Methylendi-p-Kresol (BPH),  $C_{23}H_{32}O$ , Molekulargewicht:  $u = 340,24$  g/mol

#### **Aminisches Antioxidans / TMQ (Bestandteil von Modellfett E)**

Das aminisch feste Antioxidans E ist ein polymeres 2,2,4-Trimethyl-Hydrochinolin (TMQ), das hauptsächlich bei hohen Temperaturen verwendet wird (Abbildung 4-4). Die Temperaturstabilität entsteht aufgrund seines hohen Molekulargewichts. In unpolaren Grundölen kann dies jedoch zur Folge haben, dass die Löslichkeit eingeschränkt ist. Im Vergleich zu den vorher beschriebenen Antioxidantien weist dieses Additiv mit 8 Gewichtsprozent den höchsten Stickstoff- bzw. Wirkstoffgehalt der aminischen Oxidationsinhibitoren auf.

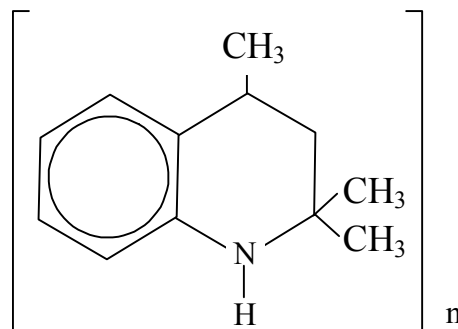


Abbildung 4-4: Strukturformel des aminischen Antioxidans aus Modellfett E: 2,2,4-Trimethyl-Hydrochinolin,  $(C_{12}H_{15}N)_n$ , Molekulargewicht für  $n = 1$ :  $u = 173,12$ g/mol

#### **Mischung (Aminisch festes / phenolisches Antioxidans - Bestandteile von Modellfett F)**

Im Modellfett F wird die synergistische oder antagonistische Wechselwirkung von kombinierten Antioxidantien untersucht. Dabei werden die Oxidationsinhibitoren aus den Modellfetten B und D in einem Verhältnis von 70 Prozent (aminisch fester Oxidationsinhibitor / Fett B) zu 30 Prozent (phenolischer Oxidationsinhibitor / Fett D) gemischt und dem Basisfett mit einem Gesamtanteil von einem Massenprozent zugesetzt.

Tabelle 4-2 fasst weitere Eigenschaften der untersuchten Oxidationsinhibitoren zusammen. Neben dem Schmelzpunkt ist für die aminischen Oxidationsinhibitoren der Stickstoffanteil genannt, der als Maß für den Wirkstoffanteil herangezogen werden kann.

Tabelle 4-2: Eigenschaften der untersuchten Antioxidantien

Inhibitor	Art bzw. Struktur		Aggregatzustand	Reinheit [%]	Schmelzpunkt [°C]	Stickstoffanteil [%]
	Amin	Phenol				
B	x		fest	> 99	58	6
C	x		flüssig	> 99	-	4,5
D		x	fest	> 99,7	125	-
E	x		fest	100	90	8

### 4.1.3 Oxidationsbeständigkeit der Modellfette

Zur Bestimmung der Wirksamkeit der verwendeten Oxidationsinhibitoren wurden die Modellfette nach DIN 51808 auf deren Oxidationsstabilität getestet. Dabei findet in einem Prüfbehälter (Norma-Hoffmann Bombe) ein Oxidationstest unter statischen Bedingungen statt. Eine definierte Menge Schmierfett wird dazu in einer Sauerstoffatmosphäre unter 7,7 bar Druck gelagert. Die Prüfung dauert 100 Stunden, wobei der Prüfbehälter zur Beschleunigung der chemischen Reaktionsvorgänge auf 99°C temperiert wird. Unter der Oxidationsbeständigkeit nach dieser Norm wird die Widerstandsfähigkeit des Schmierfetts gegen die Aufnahme von Sauerstoff, gemessen als Druckabfall, verstanden. Dabei ist die Beständigkeit umso größer, je geringer der verzeichnete Druckabfall innerhalb der 100 Stunden ausfällt. Dieser Test berücksichtigt nur die Parameter Druck und Temperatur unter statischen Bedingungen. Daher ist eine Übertragung der Ergebnisse auf dynamische Betriebsbedingungen und praktische Anwendungsfälle nicht möglich. Als Indikator für die Wirksamkeit der Oxidationsinhibitoren in den verwendeten Modellfetten ist dieser Test aber hinreichend aussagekräftig.

Tabelle 4-3 fasst die Ergebnisse dieser Laboruntersuchung zusammen. Das unadditivierte Modellfett A erreichte erwartungsgemäß den höchsten Druckabfall mit 1,6 bar, nimmt also gegenüber den additivierten Fetten deutlich mehr Sauerstoff auf. Bei den Modellfetten B bis F ergaben sich wesentlich geringere Druckabfälle, wodurch nachweisbar ist, dass die verwendeten Additive die Oxidationsgeschwindigkeit der Modellfetten deutlich herabsetzten.

Tabelle 4-3: Ergebnisse der Untersuchungen nach DIN 51808

Modellfett	Druckabfall [bar]	Präzision der Methode
A	1,6	0,5
B (Amin fest)	0,1	0,1
C (Amin flüssig)	0,1	0,1
D (Phenol)	0,4	0,2
E (Amin / TMQ)	0,2	0,1
F (Mischung B/D)	0,4	0,2

Neben der Untersuchung der Oxidationsbeständigkeit kann durch eine thermogravimetrische Analyse (TGA) ein Unterschied der wirksamen Temperaturbereiche für die aminischen Oxidationsinhibitoren nachgewiesen werden.

### Thermogravimetrische Analyse der Antioxidantien B, D und E

Die thermogravimetrische Analyse (TGA) wird zur Bestimmung der Massenänderung einer Probe als Funktion der Temperatur bzw. Zeit erfasst. Die zu analysierende Probe befindet sich dabei in einer definierten Gasatmosphäre ( $O_2$ ) bei Temperaturen von  $30^\circ C$  bis zu  $600^\circ C$ , wobei das Gewicht der Probe über den Untersuchungszeitraum gemessen wird. Hauptaufgabe der TGA liegt in der Bestimmung von Zersetzungstemperaturen und von Anteilen flüchtiger Substanzen.

Die Ergebnisse der Analyse von Modellfett B, D und E sind in Abbildung 4-5 dargestellt. Die Bestandteile der Inhibitoren B und D zersetzen bzw. verflüchtigen sich in einem Temperaturbereich von  $200 - 300^\circ C$ . Aufgrund des höheren Molekulargewichts wird dieser Vorgang bei der Analyse des Oxidationsinhibitors aus Modellfett E in einem deutlich höheren Temperaturbereich ( $250 - 550^\circ C$ ) registriert. Die Untersuchung stellt somit sicher, dass bei den erwarteten Betriebstemperaturen von  $50 - 90^\circ C$  keine Verflüchtigungen auftreten und die aminisch festen Inhibitoren B und E einen unterschiedlichen Temperatureinsatzbereich abdecken.

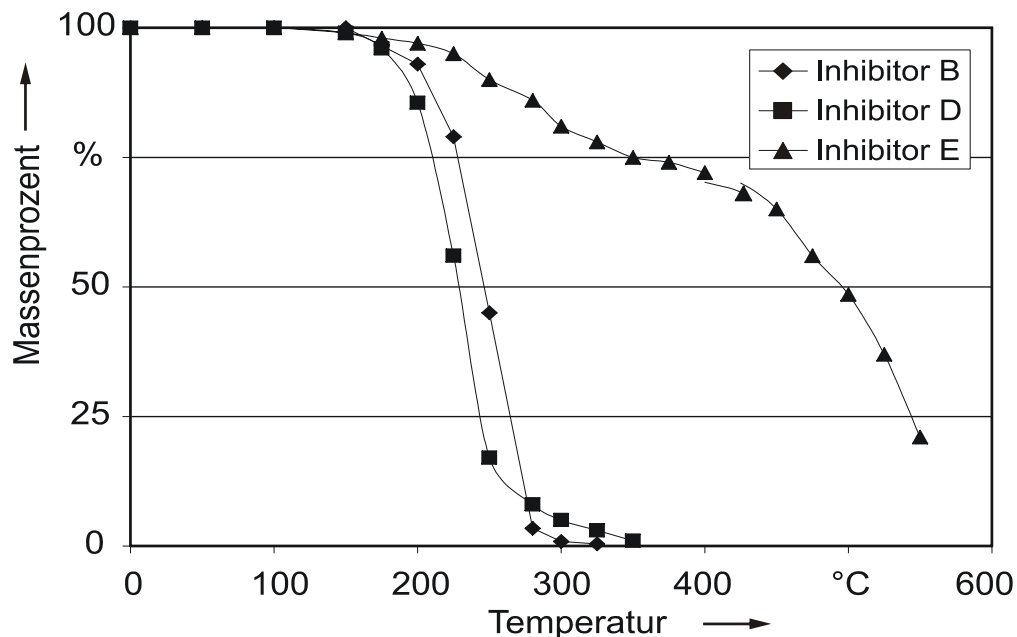


Abbildung 4-5: Thermogravimetrische Analyse der Oxidationsinhibitoren aus Modellfett B, D und E nach DIN 51006 (Ergebnis für Inhibitor C war nicht verfügbar)

Da es sich bei den Oxidationsinhibitoren um polare Moleküle handelt, können die rheologischen Eigenschaften der Modellfette beeinflusst werden. In den nachfolgenden Abschnitten werden für die Berechnung der theoretischen Schmierfilmhöhen erforderliche Kennwerte der Modellfette vorgestellt und diskutiert.

#### 4.1.4 Kinematische Viskosität und Dichte der Grundöle

Die Viskosität beschreibt die innere Reibung von Flüssigkeiten und geht auf *Newton* zurück, der die absolute (dynamische) Viskosität  $\eta$  durch das Verhältnis der Schubspannung  $\tau$  zum Schergefälle  $S = dv/dx$  in einer Flüssigkeit beschrieb. Zur Beschreibung des Fließverhaltens von Schmierfetten wird die absolute Viskosität  $\eta$  erfasst und mittels Fließkurven über dem Schergefälle dargestellt (siehe Kapitel 4.1.5). Unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Dichte wird die kinematische Viskosität  $\nu$  nach DIN 51562 angegeben.

Tabelle 4-4 zeigt die Werte für die kinematische Viskosität des Polyalphaolefins (PAO) bei 40 °C und 100 °C sowie dessen nach DIN 51757 ermittelte Dichte. Weiterhin werden diese Kennwerte für die Grundölmischungen der untersuchten Modellfette genannt. Da die Bestimmung der kinematischen Viskositäten im Vergleich zu den dynamischen Viskositäten einfacher und exakter ist, werden für die theoretische Berechnung der Schmierfilmhöhe die kinematischen Viskositäten herangezogen.

Tabelle 4-4: Kennwerte der verwendeten Grundölmischungen

	Viskosität <sup>2</sup> $\nu_{40}$ [mm <sup>2</sup> /s]	Viskosität <sup>2</sup> $\nu_{100}$ [mm <sup>2</sup> /s]	Viskosität <sup>3</sup> $\nu_B$ [mm <sup>2</sup> /s]	Dichte <sup>4</sup> [kg/m <sup>3</sup> ]
PAO	17,1	3,9	-	835
PAO+Ester	17,21	3,884	7,28	834
PAO+Ester+AO B (amin fest)	17,37	3,932	7,25	837
PAO+Ester+AO C (amin flüssig)	17,5	3,977	7,81	836
PAO+Ester+AO D (phenol)	17,85	4,002	8,04	836
PAO+Ester+AO E (amin / TMQ)	17,84	4,015	6,57	837
PAO+Ester+AO F (Mischung B/D)	17,37	3,865	6,38	837

Trotz der geringen Konzentration der Oxidationsinhibitoren von einem Prozent ist erkennbar, dass durch die Additivierung der Grundölmischung die Viskosität und die Dichte leicht ansteigen. Dieses Verhalten ist auf *van der Waals* Bindungskräfte im Grundöl, hervorgerufen durch die polaren Inhibitoren, und das hohe Molekulargewicht der Inhibitoren zurückzuführen. Die zusätzlichen Bindungskräfte führen dabei zu einer stärkeren Vernetzung der Kohlenwasserstoff-Moleküle im Grundöl; dies erklärt die Erhöhung der Viskosität.

<sup>2</sup> DIN 51562 – T1

<sup>3</sup> Viskosität bei gemittelter Betriebstemperatur

<sup>4</sup> DIN 51757 – ermittelt bei 15°C

#### 4.1.5 Fließverhalten der Modellfette

Zur Charakterisierung des Fließverhaltens von Schmierfetten wird die Schubspannung  $\tau$  über der Scherspannung aufgetragen. Flüssigkeiten, deren Schubspannung unabhängig vom Schergefälle ist, werden als *newtonsche* Flüssigkeiten bezeichnet. Solche, deren Viskosität eine Abhängigkeit vom Schergefälle aufweist, werden als *nicht newtonsche* Flüssigkeiten bezeichnet. Schmierfette zeigen im Gegensatz zu Schmier- und Grundölen ein nicht newtonsches Fließverhalten. Abbildung 4-6 stellt das Fließverhalten verschiedener Flüssigkeiten in Abhängigkeit der Scherrate und der Zeit dar.

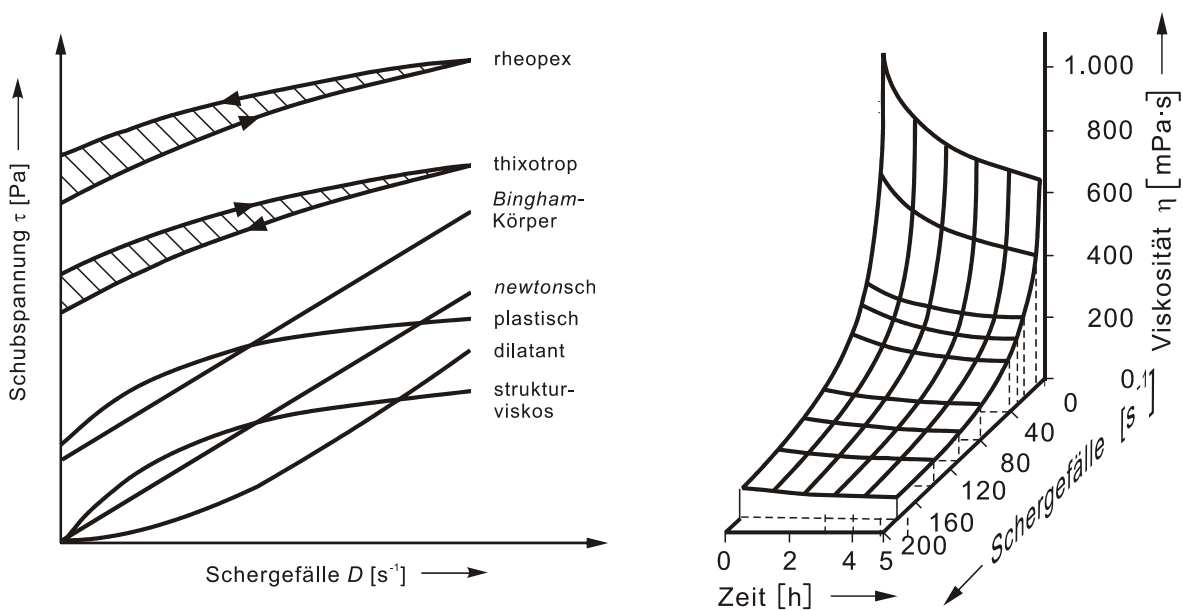


Abbildung 4-6: Rheologisches Verhalten von Schmierstoffen [31]

Schmierfette weisen eine Abnahme der Schubspannung über der Scherzeit auf, was als Thixotropie bezeichnet wird. Mit zunehmender Scherzeit und steigendem Schergefälle nimmt die Viskosität ab und nähert sich der Viskosität des Grundöls an. Diese Abnahme wird einer Zerschierung der Verdickerstruktur zugeschrieben. Diese mechanische Zerstörung ist zum Teil reversibel, wenn das Fett eine Ruhephase ohne Scherung erfährt. Nach bisherigen Untersuchungen geht man davon aus, dass die Erholung der Verdickerstruktur nicht vollständig reversibel ist.

In Abbildung 4-7 werden die Fließkurven für Modellfett A in Abhängigkeit der Ruhezeit sowie mechanischer Beanspruchung gezeigt. Einerseits wird das unbeanspruchte Fett im Neuzustand und nach einer Lagerzeit von zehn Monaten dargestellt und andererseits das beanspruchte Fett nach einer Regenerationszeit von zehn Monaten sowie direkt nach der Beanspruchung. Für die Beanspruchung wurde das Walkverfahren nach *Klein* angewandt, bei der das Modellfett in einer Zahnradpumpe 24 Stunden unter stationären Bedingungen gewalkt wird.

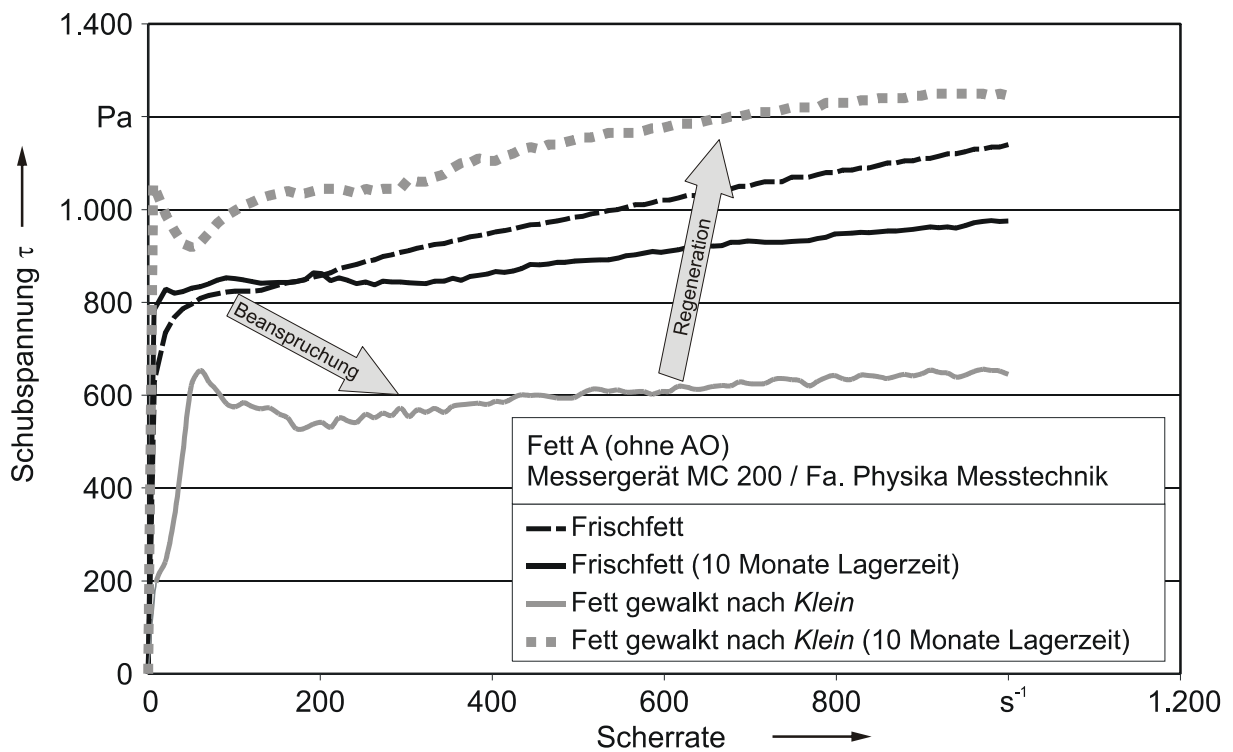


Abbildung 4-7. Fließverhalten von Modellfett A (neu / gewalzt / gelagert) bei 60°C

Die Analyse zeigt, dass das Modellfett A ein ausgeprägtes strukturviskoses Verhalten mit einem nahezu plastischen Verlauf der Fließkurve zeigt. Bei geringen Scherraten steigt die Schubspannung sprunghaft an und verläuft dann mit geringer Steigung bei weiter zunehmenden Scherraten. Die Lagerung des Frischfetts bewirkt eine Abflachung der Fließkurve, was auf eine oxidative Zersetzung des Modellfetts hinweist. Durch die Beanspruchung nach *Klein* wird das Verdickergerüst mechanisch zerstört und eine Erweichung des Fetts tritt ein. Diese wird anhand der deutlichen Absenkung der Schubspannungen erkennbar. Nach einer Lagerung des zerscherten Modellfetts von zehn Monaten kommt es zu einer scheinbar vollständigen Regenerierung des Modellfetts, die durch die Neubildung der Fibrillenstruktur aus zerscherten Verdickerbestandteilen zu erklären ist. Da die Fließkurve oberhalb der Kurve des Frischfetts verläuft, ist auf eine Separation des Grundöls (so genanntes Ausbluten) aus dem Verdickergerüst während der Scherung zu schließen. Das ausgeblutete Öl wird bei der Neubildung der Verdickerstruktur nicht vollständig aufgenommen, so dass der Verdickeranteil und damit der Scherwiderstand ansteigen.

Für die unbeanspruchten Modellfette sind die Fließkurven bei Steigerung der Scherrate auf  $D = 1000 \text{ s}^{-1}$  in Abbildung 4-8 dargestellt. Im unbeanspruchten Zustand zeigt das Modellfett D bis zu einer Scherrate von  $300 \text{ s}^{-1}$  die höchsten Schubspannungen. Dieses Fließverhalten wird auf eine eindickende Wirkung des Oxidationsinhibitors D zurückgeführt, der aufgrund seiner chemischen Struktur zu einer Chelatbildung (Bildung von komplexen Strukturen, bei denen zwei oder mehrere Atome ein weiteres Atom zentral binden, „Zangeneffekt“) neigt und damit eine weitere Vernetzung der Struktur des Fetts bewirkt.

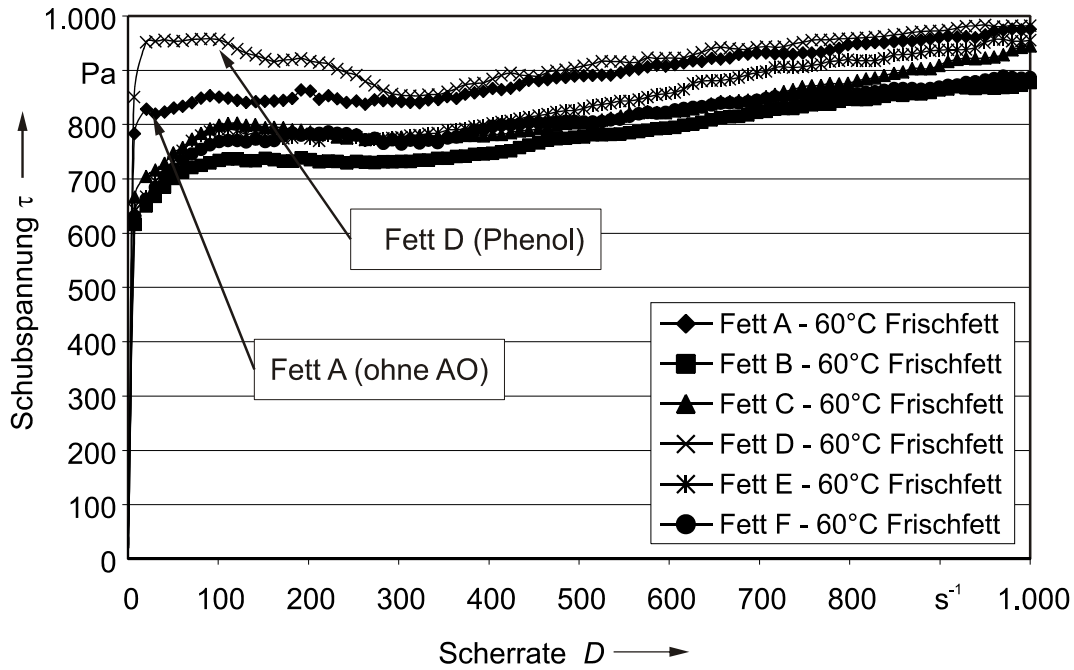


Abbildung 4-8: Fließkurven der unbeanspruchten Modellfette bei 60°C

Im beanspruchten Zustand (Abbildung 4-9) ist direkt nach der Scherung eine deutliche Abnahme der Viskosität aller Modellfette festzustellen. Die Schubspannungen der Modellfette gleichen sich einander an und weisen im Bereich niedriger Scherraten ein lokales Maximum auf. Das Verhalten von Modellfett D weist darauf hin, dass die gebildeten Chelat-Komplexe durch die Beanspruchung zerstört werden. Weiterhin resultiert aus dem Zusatz von aminischen Oxidationsinhibitoren (Fett B, C, E, F) eine Abnahme der Schubspannung im Vergleich zum Modellfett A sowohl im beanspruchten als auch im unbeanspruchten Zustand.

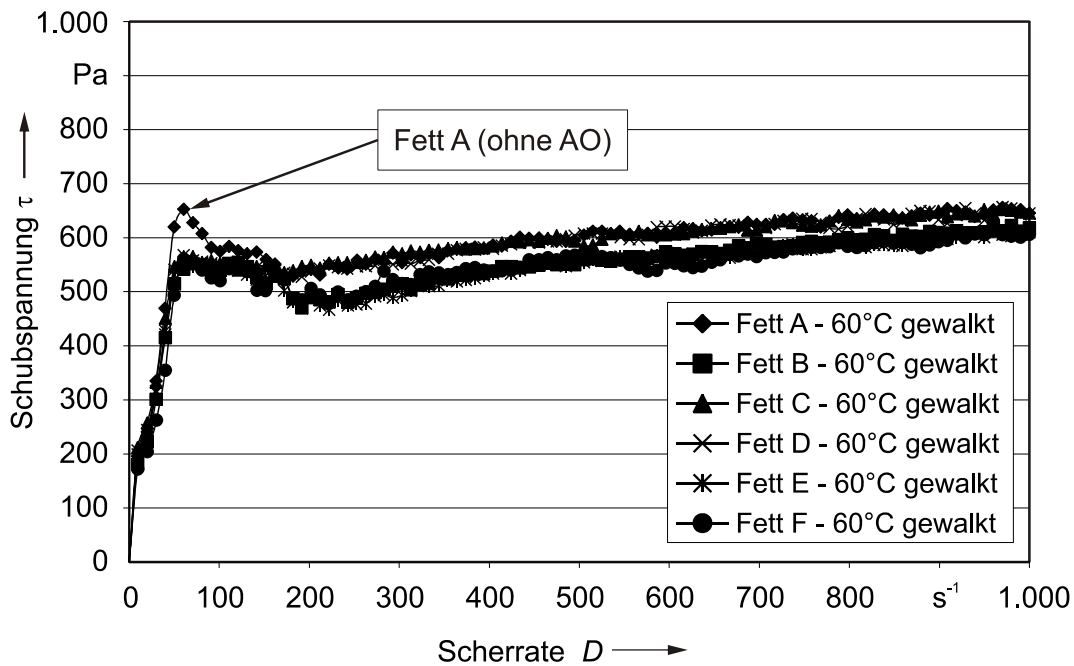


Abbildung 4-9: Fließkurven der beanspruchten Modellfette bei 60°C



#### 4.1.6 Ölabscheidung

Tabelle 4-5 enthält die Ölabscheidung der Modellfette, angegeben in Gewichtsprozent, unter statischen Bedingungen nach DIN 51817 in Abhängigkeit der Temperatur und der Zeit.

Tabelle 4-5: Ölabscheidung der Modellfette bei 40 und 80°C

Modellfett	Ölabscheidung in Gew. %		Ölabscheidung in Gew. %	
	40°C		80°C	
	18 h	168 h	18 h	168 h
A	1,1	2,6	3,5	6,5
B (Amin fest)	1,4	2,9	3,7	7,0
C (Amin flüssig)	1,2	2,8	3,8	6,9
D (Phenol)	0,6	1,5	3,1	5,5
E (Amin / TMQ)	1,4	3,1	3,8	6,8
F (Mischung B/D)	1,3	3,0	3,7	6,8

Mit zunehmender Temperatur wird mehr Öl abgegeben. Das Modellfett D mit dem phenolischen Oxidationsinhibitor weist eine deutlich geringere Ölabscheidung im Vergleich zum Modellfett A auf. Die aminischen Oxidationsinhibitoren hingegen führen zu einer geringfügigen Zunahme des Ölabgabeverhaltens. Diese Ergebnisse unterstützen die bereits beim Fließverhalten festgestellten Erkenntnisse, dass das phenolische Antioxidans das Grundfett eindickt und die aminischen Oxidationsinhibitoren es erweichen. Daher lassen sich die Oxidationsinhibitoren bzw. die Modellfette anhand dieser Kennwerte in drei Gruppen unterteilen:

1. Modellfett D, das die geringste Ölabscheidung und die höchste Schubspannung (aus drei Versuchen gemittelt) im Bereich niedriger Scherraten aufweist.
2. Modellfett A, das als Referenz mittelgroße Schubspannungen bei niedrigen Scherraten und Ölabgaben zeigt.
3. Die Modellfette mit aminischen oder überwiegend aminischen Oxidationsinhibitoren, die sich durch einen kleineren Scherwiderstand über der Scherrate und geringfügig größere Ölabgaben auszeichnen.

Die Ölabscheidung und das Fließverhalten sind bei den vorliegenden Betriebsbedingungen nicht alleine ausschlaggebend für das dynamische Verhalten der Schmierfette, wie die nachfolgenden Beschreibungen der Prüfstandsversuche und die mit ihnen ermittelten Betriebsparameter zeigen werden.

## 4.2 Bauteilversuche

Die Versuche, die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen erfolgten, fanden an fünf Wälzlagerprüfständen statt, die im Forschungsvorhaben DGMK-Projekt 379 (AIF-Nr. 7891) [10] entwickelt und im Vorhaben 379-01 (AIF-Nr. 9678) [42] verbessert wurden. Eine detaillierte Beschreibung der Prüfstände und der eingesetzten Messtechnik gibt Franke in [41]. Abbildung 4-10 zeigt die Gesamtübersicht eines Spindellagerprüfstands.

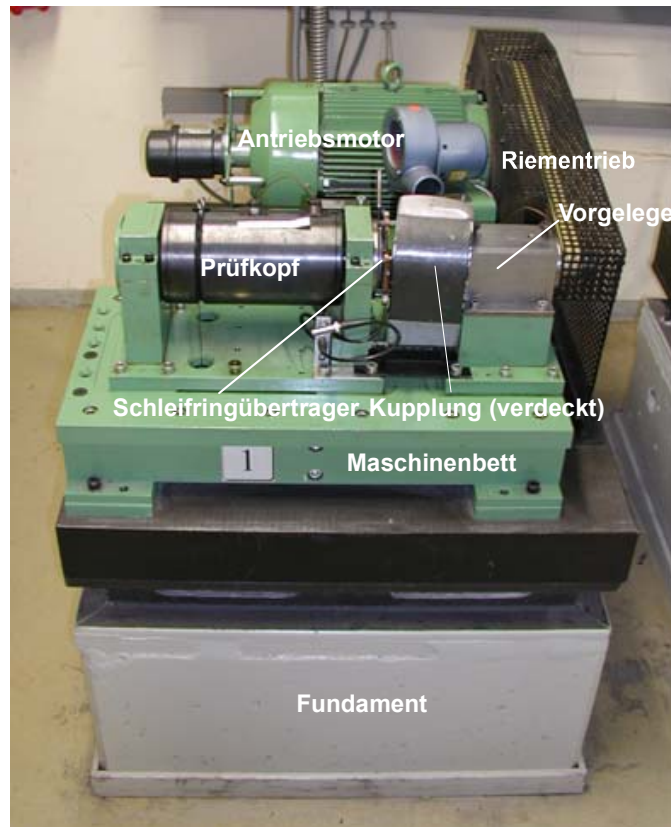


Abbildung 4-10: Gesamtüberblick eines Spindellagerprüfstands

Die Prüfstände ermöglichen die Untersuchung von Spindellagern der Baugröße 7008 in einem Drehzahlbereich von  $0 \dots 27.000 \text{ min}^{-1}$ , was einem maximalen Drehzahlkennwert  $n \cdot d_m$  von  $1,4 \cdot 10^6 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  entspricht.

### 4.2.1 Aufbau der Prüfstände

In Abbildung 4-11 ist die Schnittansicht des Prüfkopfs dargestellt. Der Prüfkopf beinhaltet die Spindel mit den Prüflagern. Diese werden über eine Schraubendruckfeder mit einer axialen Vorspannkraft  $F_{ax} = 160 \text{ N}$  beansprucht. Diese Axiallast stellt gleichmäßige Beanspruchungsverhältnisse in den Wälzkontakten über den gesamten Umfang der Prüflager sicher.

Der Prüfkopf wird über zwei Stützlager drehbar im Maschinenbett gelagert, so dass mit einem Biegebalken das Reibmoment der Prüflager gemessen werden kann. Das Reibmoment wird dabei über ein Wegmesssystem gemessen, das die Verformung eines Biegebalkens erfasst.

NiCr-Ni-Thermoelemente dienen zur Messung der Temperatur am Außenring der Prüflager. Die Betriebsdrehzahl wird über einen Hall-Sensor und eine Zahnscheibe, die an der Vorgelegespindel montiert ist, erfasst. Die Temperaturen an den Außenringen und das gemessene Reibmoment werden bei den Dauerversuchen als Abschaltkriterium verwendet (siehe Kapitel 4.2.3).

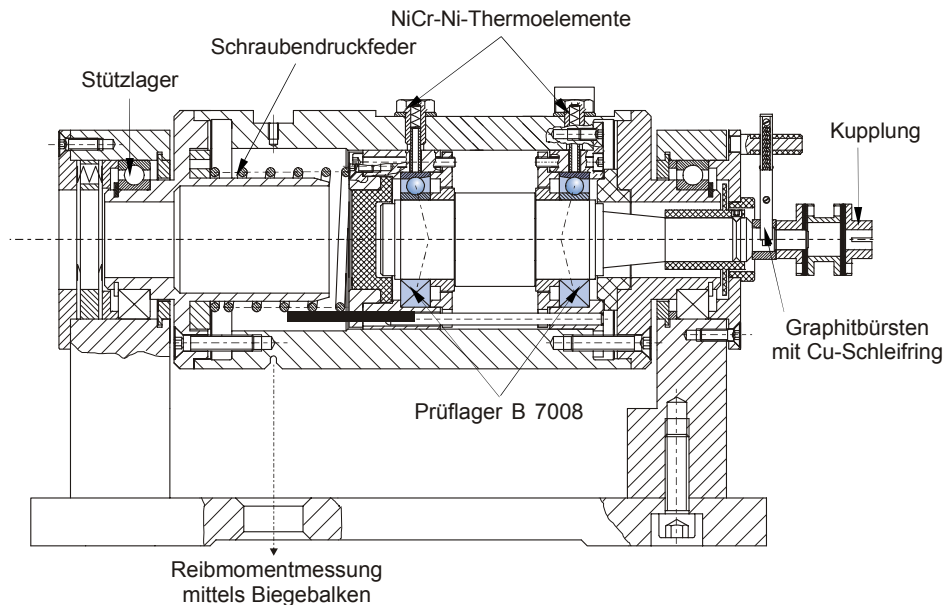


Abbildung 4-11: Schnittzeichnung der Prüfspindel

Die Prüfspindel wird über eine Kupplung querkraft- und dehnungsfrei mit der Vorgelegewelle verbunden. Die Vorgelegewelle nimmt die vom Riementrieb herrührenden Kräfte und Vibrationen auf. Der Riementrieb dient zur Übersetzung der Antriebsdrehzahlen, die über einen regelbaren Drehstromasynchronmotor bereitgestellt werden, auf die hohen Spindeldrehzahlen. Der gesamte Aufbau befindet sich auf einem Einzelfundament mit einem hohen Eigengewicht (ca. 1.700 kg) und einem hohen Dämpfungsvermögen. Damit können Einflüsse von parallel laufenden Versuchen weitestgehend ausgeschlossen werden. Der Prüfraum ist mit einer regelbaren Temperierung ausgestattet, um identische Temperaturbedingungen für die Versuche sicherzustellen.

Abbildung 4-12 zeigt den Signalflussplan zur Mess- und Steuerungstechnik des Prüfstands. Die Überwachung der Prüfstände erfolgt über einen Messrechner, der die Betriebsparameter der Prüfstände erfasst und beim Überschreiten der frei definierbaren Grenzwerte für Temperatur und Reibmoment automatisch die Prüfstände abschaltet. Während der Versuche werden kontinuierlich die Betriebsparameter Temperatur, Drehzahl und Reibmoment überwacht und protokolliert. Der Schmierungsstatus wird diskontinuierlich über ein externes Messsystem ermittelt, das die Kapazität im Wälzkontakt bestimmt (siehe Kapitel 4.2.2.).

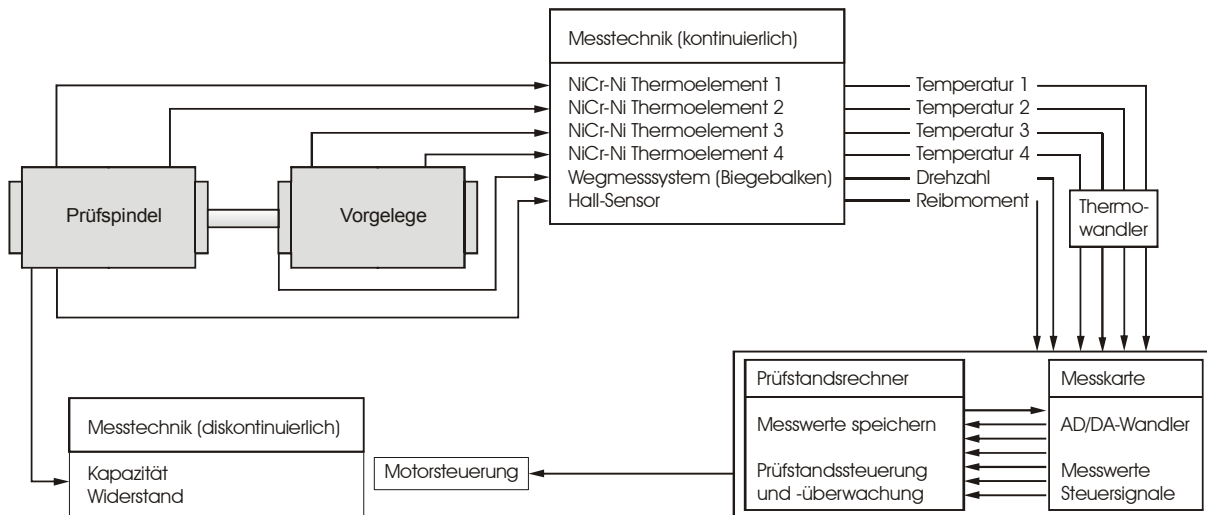


Abbildung 4-12: Mess- und Steuerungstechnik der Prüfstände

Bei Vorversuchen wurden der Betriebstemperaturbereich und die maximale Betriebsdrehzahl ermittelt, bei der ein störungsfreier Dauerbetrieb möglich ist. In den Versuchen stellten sich bei einer Drehzahl von  $n = 24.000 \text{ min}^{-1}$  am Lageraußenring Beharrungstemperaturen von 65-75 °C ein. Dieser Temperaturbereich wurde angestrebt, um reale Umgebungsbedingungen zu simulieren und die erwarteten hohen Versuchslaufzeiten zu verringern. Bei Stichversuchen mit einer Drehzahl von  $n = 27.000 \text{ min}^{-1}$  wurden auftretende Schwingungen im Antriebsstrang festgestellt. Die Versuche erfolgten daher mit einer konstanten Drehzahl von  $24.000 \text{ min}^{-1}$  ( $n \cdot d_m = 1,3 \cdot 10^6 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ ), wie in dem vorangegangenen Forschungsvorhaben.

#### 4.2.2 Messsystem zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe

Das verwendete Messsystem dient zur Bestimmung der Kapazitäten im Wälzkontakt und nutzt das Prinzip der Konstantstromladung. Dabei werden die Wälzkontakte als Kondensatoren angesehen. Nach einer Entladung der Wälzkontakte werden diese mit einem konstanten Strom aufgeladen. Bei gleich bleibender Kapazität während des Ladevorgangs steigt die Spannung über den Kondensator linear mit der Zeit an. Die gemessene Kapazität ist damit proportional zur Ladezeit  $t_{\text{Laden}}$ , die der Kondensator zum Erreichen einer vorgegebenen Spannung  $U_{\text{max}}$  bei konstantem Ladestrom benötigt. Die Gleichung (2.42) beschreibt diesen Zusammenhang.

$$C_{\text{ges}} = \frac{I_0}{U_{\text{max}}} \cdot t_{\text{Laden}} \quad (2.42)$$

Mit einem Modell nach *Brüser* [22] wird aus den so gemessenen Kapazitäten die im Kontakt vorliegende mittlere Schmierfilmhöhe berechnet. In diesem Modell wird der EHD-Punktkontakt als Plattenkondensator angesehen. Die Kapazität  $C_K$  eines einzelnen Punktkontakts in einem Wälzlager setzt sich dabei aus der Kapazität des Einlaufbereichs, des primären Kontaktbereichs und des Auslaufbereichs zusammen. Diese werden in dem Modell

über den Korrelationsfaktor  $k_c$  berücksichtigt. Formel (2.43) gibt die Beziehung zwischen der gemessenen Kapazität und der Schmierfilmhöhe wieder:

$$C_K = k_c \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{A_{\text{Hertz}}}{h} \quad (2.43)$$

$C_K$	pF	gemessene Kapazität
$k_c$	-	Korrelationsfaktor zwischen $C_K$ des EHD-Wälzkontakts und $C_{\text{Hertz}}$ der Hertzschen Kontaktfläche
$\varepsilon_0$	$\text{A}\cdot\text{s}\cdot\text{V}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$	elektrische Feldkonstante: $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \text{ A}\cdot\text{s}\cdot\text{V}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
$\varepsilon_r$	-	relative Dielektrizitätskonstante
$A_{\text{Hertz}}$	$\text{mm}^2$	Hertzsche Kontaktfläche
$h$	mm	Schmierfilmhöhe

Nach Barz [9] wird der Korrelationsfaktor  $k_c$  für vergleichbare Untersuchungen mit einem Wert von  $k_c = 3,5$  angegeben. Bei der Messung der Kapazitäten im Wälzkontakt muss ferner berücksichtigt werden, dass sich die gemessene Gesamtkapazität einer Lagerung aus Parallel- sowie Reihenschaltungen mehrerer Einzelkapazitäten zusammensetzt. Barz gibt für eine Lagerung eine allgemein gültige Berechnungsvorschrift an [9].

Neben der Umrechnung der gemessenen Gesamtkapazität auf die Einzelkapazitäten ist weiterhin die relative Dielektrizitätskonstante des Schmierstoffs erforderlich, da der Schmierstoff das Dielektrikum zwischen den metallischen Kontaktpartnern bildet. Schrader stellte bei seinen Untersuchungen fest, dass die „Dielektrizitätskonstante“ von Schmierfetten keine Konstante darstellt, sondern von der Temperatur und dem Scherungszustand abhängig ist [96]. Abschließend ist zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe im Hertzschen Kontakt die Größe der Kontaktfläche erforderlich. Diese ergibt sich aus den Betriebsbedingungen und konstruktiven Randbedingungen.

### 4.2.3 Ablauf der Bauteilversuche

Die Bauteilversuche dienen dazu, grundlegende Aussagen über den Einfluss der Oxidationsinhibitoren auf die Schmierfettgedauerdauer, die Lagertemperatur, das Betriebsreibmoment und den Schmierungsstatus in schnelllaufenden Wälzlagern zu erzielen. Diesem Zweck dienen zwei unterschiedliche Versuchsabläufe. Einerseits fanden Dauerversuche bis zum Ausfall, d. h. zum Erreichen definierter Abschaltkriterien und andererseits Kurzversuche mit einer definierten Betriebszeit von einhundertfünfzig Stunden statt. Dadurch ergaben sich Aufschlüsse über Schmierstoff- und Oberflächenveränderungen nach unterschiedlichen Laufzeiten bzw. beim Ausfall.

#### Versuchslager

Je Versuch wurden zwei neue Lager der Firma FAG vom Typ B7008C.T.P4S.UL gereinigt, montiert, befettet und geprüft. Tabelle 4-6 gibt einen Überblick zu den technischen Kennwerten der Prüflager.

Tabelle 4-6: Abmessungen und Tragzahlen der Prüflager

Bezeichnung	B 7008 C.T.P4S.UL	
Bohrungsdurchmesser $d$	40 mm	
Außendurchmesser $D$	68 mm	
Breite $B$	15 mm	
Druckwinkel $\alpha_0$	$15^\circ$	
Statische Tragzahl $C_0$	16.000 kN	
Dynamische Tragzahl $C$	20.400 kN	

Bei den Spindellagern handelt es sich um eine spezielle Ausführung der einreihigen Schrägkugellager, von denen sie sich durch den Druckwinkel, die Toleranzen und die Käfigausführung unterscheiden. Spindellager eignen sich besonders für Lagerungen, bei denen hohe Führungsgenauigkeit und Steifigkeit sowie eine gute Drehzahleneignung gefordert ist (siehe Kapitel 2.2.2). Nachfolgend werden der Reinigungsprozess und die Arbeitsschritte bei der Montage und bei dem Einlauf der Lager beschrieben.

### Reinigungsprozess

Die Korrosionsschutzmittel, die während des Herstellungsprozesses auf die Lagersoberfläche aufgetragen werden, beinhalten Schmierstoffbestandteile und können daher die Ergebnisse der Versuche beeinflussen. Um dies zu verhindern, wurden die Wälzlager vor der Befüllung nach einem reproduzierbaren Verfahren gereinigt. Das Verfahren lehnt sich an die ISO 11007 bzw. DIN 51802 an und besteht aus drei Reinigungsgängen und einer nachfolgenden Trocknung der Lager in einem Wärmeschrank. Bei jedem Versuchsansatz wurden außerdem die Umbauteile und das Prüfkopfgehäuse gereinigt, um Einflüsse durch Rückstände aus dem vorhergehenden Versuch auszuschließen.

Tabelle 4-7: Ablauf des Reinigungsverfahrens

Vorgang	Reinigungsflüssigkeit	Temperatur [°C]	Dauer [min]
1. Reinigung	Siedegrenzenbenzin DIN 51632-4	$60 \pm 5$ °C	min. 2
2. Reinigung	Siedegrenzenbenzin DIN 51632-4	$60 \pm 5$ °C	min. 2
3. Reinigung	<u>Lösung bestehend aus:</u> 90 % Isopropanol 9 % destilliertes Wasser 1 % Ammoniaklösung (Massenanteil: 24 %)	$70 \pm 5$ °C	min. 2
4. Trocknung		$70 \pm 5$ °C	15-30

Die ersten beiden Reinigungsgänge stellten dabei eine Vorreinigung dar, bei der Siedegrenzenbenzin nach DIN 51632-4 verwendet wurde. Im abschließenden dritten Reinigungsgang kam ein Gemisch aus verschiedenen Bestandteilen (siehe Tabelle 4-7) zur Anwendung. Das Reinigungsmedium wurde dabei temperiert und nach jedem Reinigungsvorgang erneuert, so dass gelöste Verunreinigungen nicht auf nachfolgende Lager übertragen wurden. Jeder Reinigungsvorgang dauerte mindestens zwei Minuten und erfolgte unter intensiver Drehung des Lagers. Anschließend wurden die Lager in einem Wärmeschrank bei  $70 \pm 5^\circ\text{C}$  getrocknet.

### **Montage und Befettung**

Die Montage der Prüflager auf der Prüfwelle erfolgte nach induktiver Erwärmung auf  $120^\circ\text{C}$ . Nach der Montage wurden die Prüflager mit Hilfe einer Spritze mit dem jeweiligen Modellfett befüllt. Die Menge des Modellfetts entsprach dabei dreißig Prozent des freien Lagerraums, was einem Volumen von 3,5 Millilitern entspricht. Danach wurden die Lagertöpfe und -deckel montiert und die vollständige Spindel in das Gehäuse des Prüfkopfs eingefügt. Das über die Deckel verschlossene Gehäuse stellte den Prüfkopf dar, der dann in die Lagerböcke der Stützlager eingesetzt wurde. Abschließend wurde die Verbindung der Vorgelegewelle mit der Prüfwelle über eine Klemmkupplung hergestellt.

### **Einlauf der Prüflager**

Von der Reinigung bis zum Start des Einlaufvorgangs durfte nur eine kurze Zeit vergehen, da das Korrosionsschutzmittel durch die Reinigung vollständig entfernt wurde und die Lageroberfläche erst nach dem Einlauf wieder mit Schmierstoffbestandteilen bedeckt war. Ein langer Zeitraum könnte Korrosion zur Folge haben.

Bei zwanzig Grad Raumtemperatur (temperierter Raum) wurde während des Einlaufvorgangs die Drehzahl der Spindellagerung schrittweise auf die Nenndrehzahl gesteigert. Die Drehzahl wurde je Stunde um tausend Umdrehungen pro Minute erhöht, wodurch sich eine Einlaufzeit von maximal drei Arbeitstagen ergab. Innerhalb dieser Tage wurde die Drehzahl maximal um  $11.000 \text{ min}^{-1}$  gesteigert. Es ergab sich so eine Einfahrzeit von ca. 50 - 72 h. Bei Erhöhung der Drehzahl können kurz nach der Steigerung der Drehzahl Temperatursprünge durch nachfließendes Fett oder thermische Verspannungen auftreten. Eine Überhitzung des Schmierstoffs wurde durch die Überwachung der Außenringtemperatur in einem Zeitraum von fünf Minuten nach der Steigerung verhindert. Bei auftretenden Temperatursprüngen wurde die Drehzahl reduziert und nach der Stabilisierung erneut gesteigert.

### **Versuchsablauf**

Die Drehzahl der Lager wurde nach Erreichen der Nenndrehzahl konstant gehalten. Je Modellfett erfolgten zur Ermittlung der Schmierfettgebrauchsdauer mindestens vier Dauerversuche und zusätzlich ein Kurzversuch mit einer Laufzeit von einhundertfünfzig Stunden. Die Kurzversuche dienten dazu, die chemischen und physikalischen Eigenschaften der Schmierfette und Kontaktflächen nach kurzen Betriebszeiten im funktionsfähigen Zustand zu ermitteln. Die Dauerversuche ermöglichten die Untersuchung des

Betriebsverhaltens und lieferten die Datenbasis zur statistischen Berechnung der Schmierfettgebrauchsdauer.

### **Abbruchbedingungen**

Die Dauerversuche fanden bis zum Ausfall der Lagerung statt, der durch zwei Grenzwerte definiert war. Bei Erreichen dieser frei definierbaren Grenzwerte wurden die Versuche automatisch beendet. Aus Erfahrungswerten und aus Gründen einer Vergleichbarkeit mit Vorgängerversuchen wurden die Versuche vorzeitig beendet, wenn

- die Temperatur am Außenring eines der beiden Prüflager einen Wert von  $\vartheta \geq 100 \text{ °C}$

oder

- der aktuelle Wert des Reibmoments beider Prüflager  $M_{\text{ges}} \geq 400 \text{ Nmm}$  erreichte.

In Ausnahmefällen kam es zu einer manuellen Abschaltung, wenn Versuchslaufzeiten von  $t > 5000 \text{ h}$  erreicht wurden und kein Ausfall absehbar war.

### **Auswertung (Dauerversuche)**

Zur Bestimmung der Schmierfettgebrauchsdauer nach statistischen Methoden sind mindestens vier Versuche mit jeweils zwei Lagern erforderlich. Jeder Versuch muss dabei bis zum Ende der Gebrauchsdauer fortgesetzt werden. Aus den so gemessenen Gebrauchsdauern berechnet das Programm MaLiKon, das am IMKT entwickelt wurde, die Schmierfettgebrauchsdauer  $F$  für eine frei wählbare Ausfallwahrscheinlichkeit.

Weiterhin werden die mittleren Reibmomente und Temperaturen der einzelnen Prüflager bestimmt und in Korrelation zu den Gebrauchsdauern gesetzt. Die Mittelung dieser Kennwerte wird jeweils vom Erreichen der Nennzahl bis zur Abschaltung durchgeführt. Bei dieser Betrachtung werden nur Versuche berücksichtigt, die einen automatischen Abbruch erreichten und nicht manuell abgeschaltet wurden.

Aus den diskontinuierlich ermittelten Kapazitäten der Wälzkontakte im Betrieb werden abschließend die Schmierfilmhöhen mit Hilfe der theoretischen Ansätze nach *Hamrock* und *Dowson* und den kinematischen Bedingungen im Lager errechnet.

### **Auswertung (Kurzversuche)**

Zur Bestimmung der chemisch-physikalischen Änderung der Schmierstoffe und der Oberflächen im Kontaktbereich nach kurzer Zeit wurden Versuche mit einer Laufzeit von hundertfünfzig Stunden unternommen. Diese Versuchszeit stellte sicher, dass die Abbruchbedingungen nicht erreicht wurden und ein intaktes System Schmierstoff – Wälzlager vorlag. Dabei fand je Modellfett ein Versuchsansatz an einem Prüfstand statt. Um identische Prüfbedingungen zu erzielen, wurde dieser Prüfstand nacheinander mit einem Prüfkopf bestückt, in dem die Modellfette variiert wurden. Dieser Ablauf minimierte die Einflüsse, die durch den Prüfstand und die Umbauteile entstehen können und gewährleistete eine Vergleichbarkeit der Kurzversuche.



### 4.3 Ergebnisse der Bauteil-Dauerversuche

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Dauerversuche anhand ermittelter Schmierfettgebrauchsdauern, Betriebstemperaturen und Reibmomente vorgestellt. Des Weiteren werden die theoretischen und experimentell während der Dauerversuche bestimmten Schmierfilmhöhen behandelt.

#### 4.3.1 Allgemeines Betriebsverhalten eines Dauerversuchs

Das typische Betriebsverhalten eines schnelldrehenden Spindellagers während des stationären Betriebs ist in Abbildung 4-13 dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung sind die Drehzahl- und Reibmomentverläufe und im unteren Teil die Temperaturverläufe der Versuchslager dargestellt. Nach fünfzig Betriebsstunden ist die Einlaufprozedur der Versuchslager abgeschlossen und die Nenndrehzahl von  $24.000 \text{ min}^{-1}$  erreicht. Für die nachfolgenden Betrachtungen werden die Temperaturen und Reibmomente von diesem Zeitpunkt an gemittelt und ergeben somit die arithmetischen Mittelwerte der Einzelversuche.

Die Nutzzeit bzw. Gebrauchsdauer der Schmierung in einem solchen Einzelversuch wird für die Dauerversuche sowie für die Kurzversuche vom Start bis zum Ausfall der Lagerung festgelegt. Der Ausfall ist erreicht, wenn die in Kapitel 4.2.3 genannten Grenzwerte für den Ausfall überschritten werden. Aus den Ergebnissen von mindestens vier dieser Einzelversuche werden die Schmierfettgebrauchsdauern sowie die arithmetischen Mittelwerte für die Beharrungstemperatur und die Reibmomente berechnet. Um die stationären Bedingungen zu beschreiben, erfolgt im Gegensatz zu den Gebrauchsdauern die Mittelung der Momente und Temperaturen erst ab Erreichen der Nenndrehzahl.

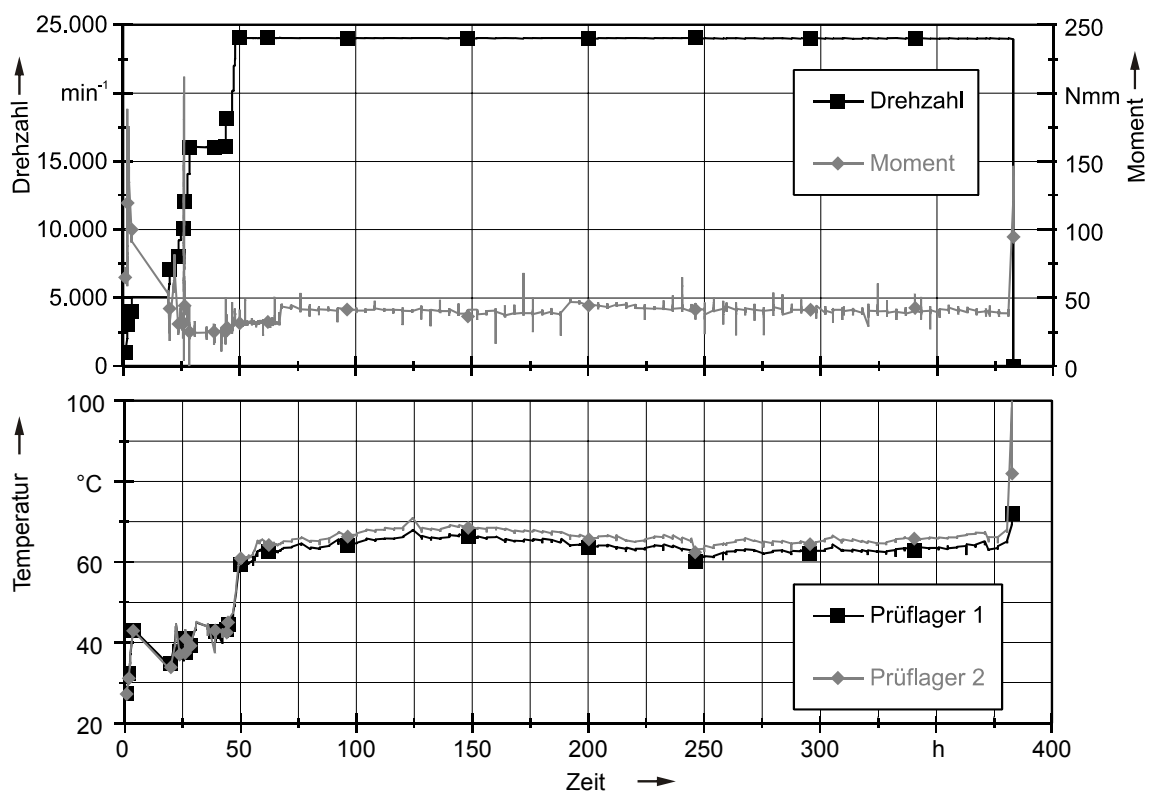


Abbildung 4-13: Messschrieb eines Dauerversuchs mit Modellfett A

### 4.3.2 Schmierfettgebrauchsdauer

Zur Auswertung der Schmierfettgebrauchsdauern wird das am IMKT entwickelte Programm MaLiKon verwendet. Mit diesem Programm werden die Schmierfettgebrauchsdauern für eine wählbare Ausfallwahrscheinlichkeit berechnet. Bei den vorliegenden Untersuchungen werden die Ausfallwahrscheinlichkeiten von zehn und fünfzig Prozent und die Ausfallsteilheit für einen Vertrauensbereich von neunzig Prozent bestimmt. Mit diesen Vorgaben berechnet das Programm aus einer Stichprobenanzahl die Schmierfettgebrauchsdauer und den Vertrauensbereich nach der Maximum-Likelihood-Methode. Diese Methode setzt die Gültigkeit des zentralen Grenzwertsatzes für den Vertrauensbereich nicht voraus, so dass auch eine kleine Stichprobenanzahl (Umfang kleiner dreißig Stichproben) zur Bestimmung der Gebrauchsdauer ausreicht. Zusätzlich können nicht ausgefallene Prüflager als Entnahmezeiten berücksichtigt werden. Abbildung 4-14 zeigt einen Vergleich der *Weibull*-Verteilungen für die Modellfett A-F.

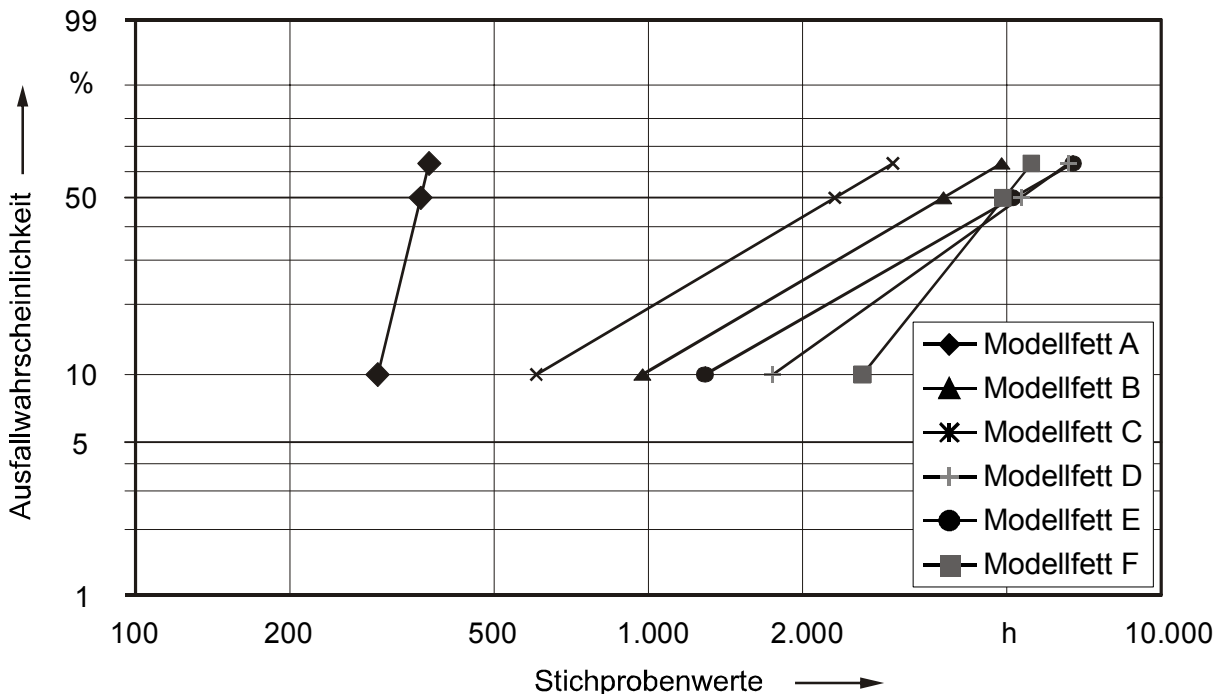


Abbildung 4-14: *Weibull*-Verteilungen der Modellfette (Vertrauensbereich: 90%)

Tabelle 4-8 enthält die Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse. Diese sind im Einzelnen

- die Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$ ,  $F_{50}$  und  $T_{\max}$ , die einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 Prozent, 50 Prozent und 63,2 Prozent entsprechen,
- die Ausfallsteilheit  $\beta_{\max}$  und
- die bei der Berechnung berücksichtigte Anzahl von Ausfällen, so genannten Stichproben, sowie die Entnahmen, bei denen kein Ausfall vorlag.

Zu berücksichtigen ist, dass die Schmierfettgebrauchsdauer von Modellfett D aus drei Ausfällen und fünf Entnahmen berechnet wurde, da ein Versuchsansatz aufgrund seiner Laufzeit von 5.591 Stunden vorzeitig beendet wurde.

Tabelle 4-8: Statistische Auswertung zur Gebrauchsdauer der Modellfette

Modellfett	Inhibitor		$F_{10}$	$F_{50}$	$T_{\max}$	Ausfallsteilheit $\beta_{\max}$	Stichproben
	Amin	Phenol	[h]	[h]	[h]	[-]	Ausfall/Entnah.
A			297	360	374	9,8	4/4
B	X		974	3.760	4.890	1,4	4/6
C	X		605	2.313	3.002	1,4	4/4
D		X	1.749	5.318	6.602	1,7	3/5
E	X		1.291	5.142	6.729	1,4	4/6
F	X	X	2.613	4.935	5.585	3,0	4/6

Es zeigt sich, dass durch die Verwendung von Oxidationsinhibitoren eine deutliche Verlängerung der Schmierfettgebrauchsdauer erreicht wird. Das unadditivierte Modellfett A erzielt die kürzesten Fettgebrauchsdauern  $F_{10}$  und  $F_{50}$ , was auf den fehlenden Oxidationsschutz und eine damit verbundene beschleunigte Zersetzung der Schmierstoffbestandteile zurückzuführen ist. Die Zersetzung der Schmierstoffbestandteile durch die Bildung von Säuren wird mit den in Kapitel 6.3 vorgestellten Untersuchungsverfahren, der FTIR-Spektroskopie und der Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie, schon nach einer Betriebszeit von 150 Stunden nachgewiesen. Weiterhin wird dieses Ergebnis durch die geringe Oxidationsbeständigkeit nach DIN 51808 (siehe Kapitel 4.1.3) bestätigt.

Die additivierten Modellfette B bis F weisen im Gegensatz zu dem Modellfett A eine deutlich geringere Ausfallsteilheit  $\beta_{\max}$  auf, was auf die höhere Streuung der Einzelversuchslaufzeiten zurückzuführen ist. Die geringste Streuung hat hierbei das Modellfett F. Die additivierten Modellfette lassen sich dabei in drei Gruppen aufteilen. Die erste Gruppe bilden die Modellfette B und C, die sich durch eine Verdoppelung bzw. Verdreifachung der Fettgebrauchsdauer  $F_{10}$  gegenüber Modellfett A auszeichnen, was einer geringen Verbesserung der Betriebsdauer entspricht. Die zweite Gruppe stellt exemplarisch das Modellfett E mit dem hochtemperaturbeständigen aminischen Oxidationsinhibitor dar. Dieses Modellfett weist wie die erste Gruppe eine sehr geringe Ausfallsteilheit  $\beta_{\max} = 1,4$  auf, liefert aber mit einer Fettgebrauchsdauer  $F_{10} = 1.291$  h (Faktor 4) eine gute Gebrauchsdauer. Die dritte Gruppe besteht aus den Modellfetten D und F, die beide teilweise bzw. vollständig mit dem phenolischen Oxidationsinhibitor versetzt sind. Diese Modellfette zeichnen sich durch die längsten Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  und Ausfallsteilheiten  $\beta_{\max} > 1,4$  aus. Die Ausfallsteilheit von Modellfett F sowie seine Schmierfettgebrauchsdauer  $F_{10}$  weisen eine weitere Verbesserung gegenüber den Ergebnissen von Modellfett D auf. Damit kann

eindeutig eine synergistische Wirkung bei Mischung der verwendeten Oxidationsinhibitoren nachgewiesen werden. Diese Verbesserung lässt sich auf die unterschiedlichen Wirkungsmechanismen (siehe Kapitel 2.5.2) der Inhibitoren zurückführen. Das Modellfett F erzielt insgesamt die längste Schmierfettgebrauchsdauer  $F_{10}$  der untersuchten Modellfette.

Abbildung 4-15 zeigt die in den Dauerversuchen experimentell ermittelten Schmierfettgebrauchsdauern im Vergleich zu den nach Tomaru et al. (siehe Kapitel 2.6.1) unter Berücksichtigung von Temperatur, Drehzahl und Grundölart berechneten Gebrauchsdauern für einfache Lithiumseifenfette.

Es zeigt sich, dass die Näherungsgleichung (2.25) nach Tomaru et al. bei hohen Betriebsdrehzahlen und -temperaturen Ergebnisse liefert, die von den berechneten Gebrauchsdauern  $F_{10}$  und  $F_{50}$  teilweise erheblich. Am deutlichsten zeigt sich dies bei dem Modellfett A, dessen berechnete Gebrauchsdauern weniger als zehn Prozent der nach Tomaru abgeschätzten Gebrauchsdauer betragen. Bei den Modellfetten D bis F liegen die statistisch ermittelten Gebrauchsdauern  $F_{50}$  in vergleichbaren Bereichen beziehungsweise moderat höher als die nach Gleichung (2.25) ermittelten Werte.

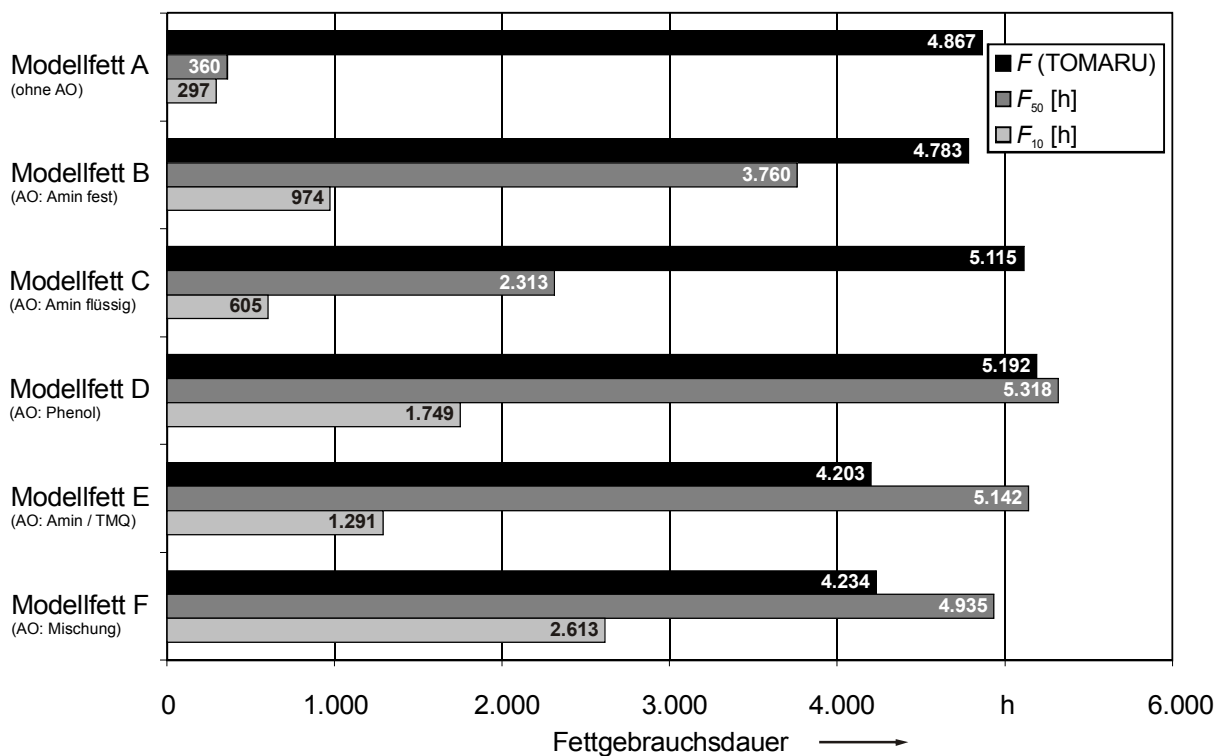


Abbildung 4-15: Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  und  $F_{50}$  der Modellfette im Vergleich zu den nach Tomaru et al. berechneten theoretischen Schmierfettgebrauchsdauern

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Fettgebrauchsdauer von lithiumverseiften Grundfetten durch den Einsatz von Oxidationsinhibitoren erheblich verlängert werden kann. Bestehende Berechnungsverfahren sind aber nicht in der Lage, diese Verbesserung zu berücksichtigen.

### 4.3.3 Stationäre Betriebstemperatur

Die nach dem Einlauf gemessenen Temperaturen am Lageraußenring werden über die Laufzeit der Einzelversuche sowie alle Versuchsansätze der einzelnen Modellfette gemittelt. Der arithmetische Mittelwert der Modellfette über die Versuchsansätze ist in Abbildung 4-16 dargestellt. Die Fehlerbalken geben dabei die höchsten und niedrigsten gemittelten Temperaturen der Einzelversuche wieder.

Die gemittelten Betriebstemperaturen der Modellfette erreichen bei den gegebenen Betriebsbedingungen einen Bereich von 67,1°C bis 75,6°C. Bei der Betrachtung der Einzelversuche zeigt sich, dass eine hohe Streuung der Temperaturen in einem Bereich von 55°C bis 86°C auftritt.

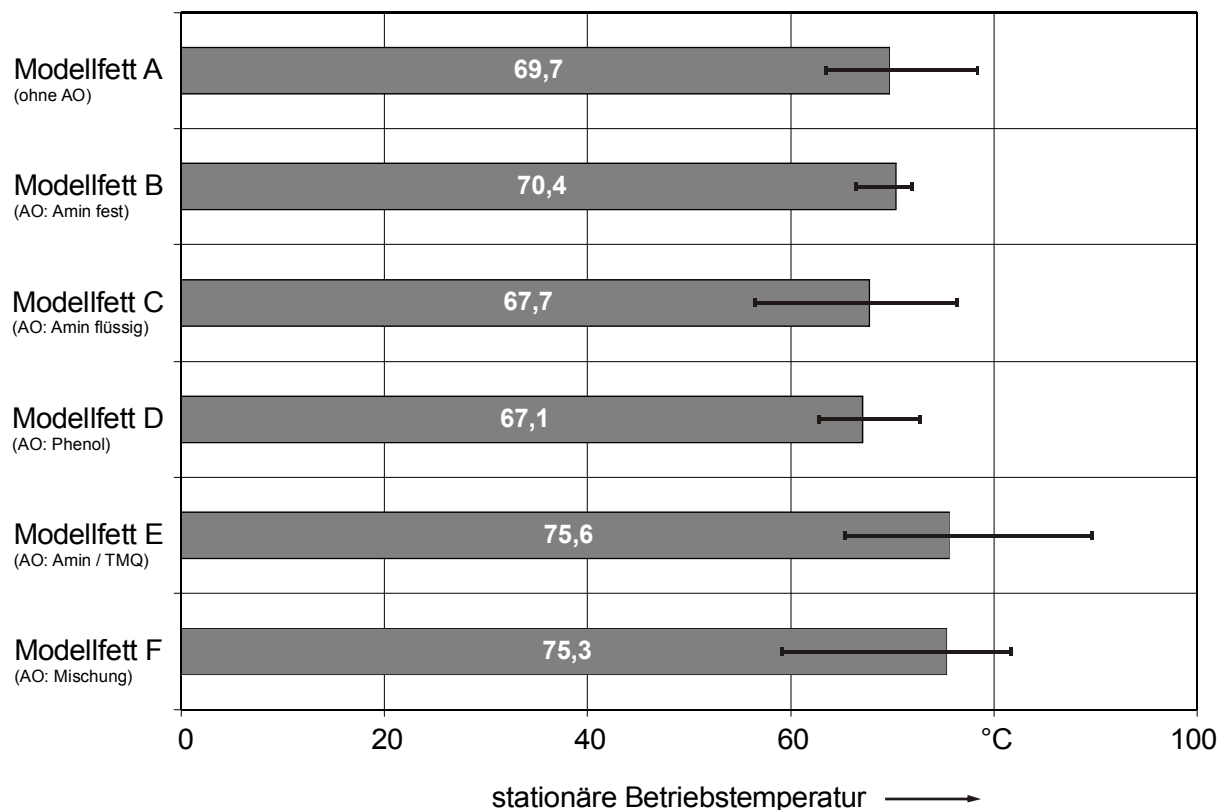


Abbildung 4-16: Stationäre Betriebstemperatur der Modellfette im Dauerversuch

Modellfett A erzielt eine mittlere stationäre Betriebstemperatur von 69,7°C. Die Verwendung des aminisch festen Antioxidans im Modellfett B bewirkt gegenüber Modellfett A keine deutliche Änderung der Betriebstemperatur. Die Modellfette C und D zeigen eine leicht abgesenkte Betriebstemperatur, was auf ein geringeres Betriebsreibmoment zurückzuführen ist. Bei den Modellfetten E und F ist eine deutliche Steigerung der Betriebstemperatur, die nicht mit einem Reibmomentanstieg einhergeht, festzustellen. Der Grund für dieses Temperatur- / Reibmomentverhalten lässt sich nicht eindeutig klären. Eine Ursache kann in der Verwendung verschiedener Prüfgehäuse und den damit verbundenen herstellungsbedingten Maßabweichungen liegen, woraus unterschiedliche Wärmeübergangswiderstände der Prüfköpfe resultieren können.

Weiterhin stellen sich bei einigen Versuchen mit Modellfett E und F ungleichmäßige Temperaturverläufe ein. Diese steigen im Mittel kontinuierlich bis zum Ausfall auf die Grenztemperatur an. Das Reibmoment bei diesen Versuchen steigt im Vergleich dazu nur gering an, weist aber deutliche Schwankungen auf. Der ungleichmäßige Reibmomentverlauf kennzeichnet dabei eine ungleichmäßige Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff.

Abbildung 4-17 zeigt den Vergleich zwischen den gemittelten Betriebstemperaturen der Einzelversuche mit den dabei erzielten Laufzeiten der Versuchsansätze. Mit steigender Temperatur ist für die untersuchten Modellfette eine Abnahme der Gebrauchsdauer zu erkennen. Dies wird durch die ebenfalls dargestellten Ausgleichsgeraden verdeutlicht.

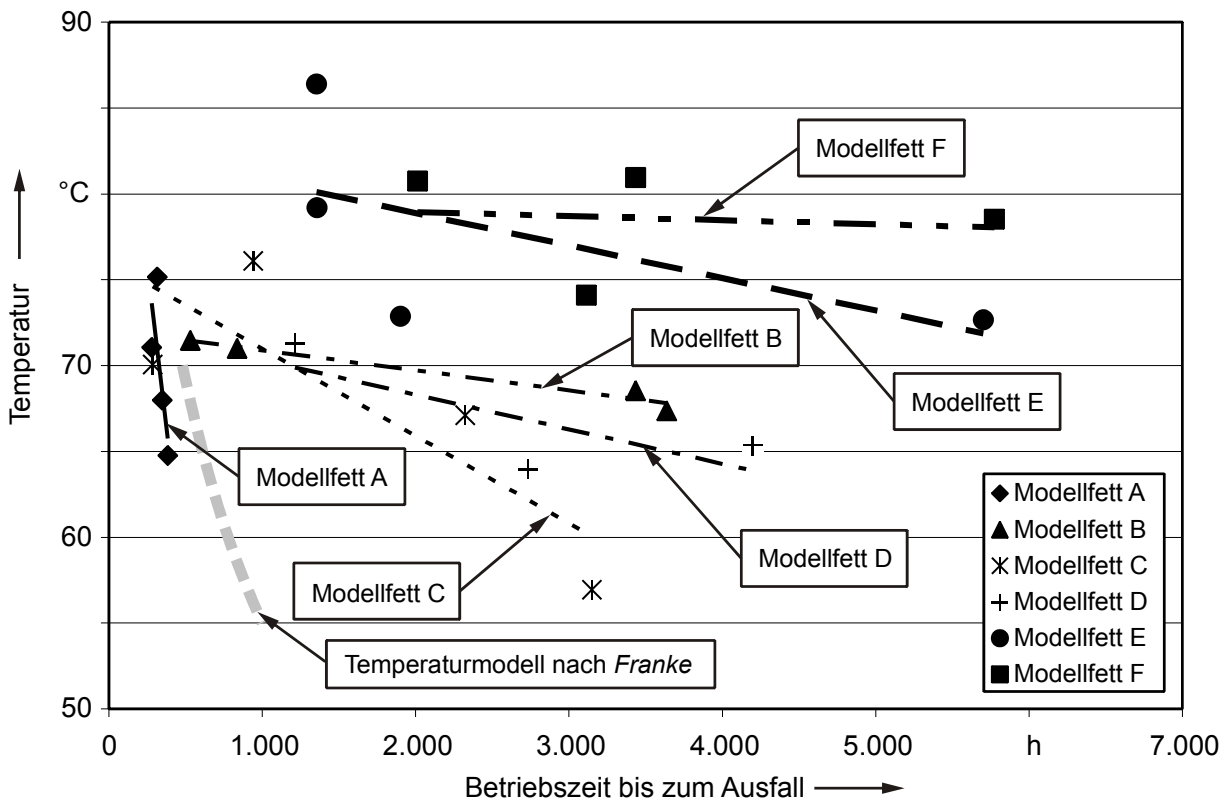


Abbildung 4-17: Mittlere Betriebstemperatur  $T_{\text{mittel}}$  der Einzelversuche über die Laufzeit

Für unadditivierte Modellfette, vergleichbar mit Modellfett A, besteht nach Franke ein Modell, das besagt, dass die Abnahme der Temperatur um 15 °C zu einer Verdopplung der statistisch ermittelten Fettgebrauchsdauer  $F_{50}$  führt [41]. Dieses Temperaturmodell zeigt auch im Vergleich mit den Einzelversuchslaufzeiten des unadditivierten Modellfetts A eine gute Übereinstimmung. Eine Anwendung dieses Modells auf die Einzelergebnisse der additivierten Modellfette ist jedoch nicht möglich. In dem Temperaturbereich, der sich aufgrund einer fehlenden externen Kühlung frei einstellt, treten bei diesen Modellfetten in den Einzelversuchen große Streuungen der Betriebslaufzeiten auf. Für diese Modellfette ist daher nur eine Betrachtung der errechneten Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  und  $F_{50}$  sinnvoll (siehe Kapitel 5). Bei Verwendung von Oxidationsinhibitoren sind aber im Vergleich zum unadditivierten Modellfett A höhere Laufzeiten bei hohen Betriebstemperaturen möglich.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass auch in diesen Versuchen steigende Betriebstemperaturen die Gebrauchsdauer verringern. Einige Oxidationsinhibitoren beeinflussen das Temperaturverhalten und die Gebrauchsdauer auch dadurch, dass sie zu einer leichten Absenkung der Betriebstemperatur führen. Alle inhibierten Fette mindern im untersuchten Temperaturbereich den negativen Einfluss der Temperatur auf die Gebrauchsdauer, so dass ein Temperaturanstieg von 15 K nicht zu einer Halbierung der Gebrauchsdauer führt. Durch die Oxidationsinhibitoren ist daher eine Erweiterung des Temperatureinsatzbereichs möglich.

#### 4.3.4 Stationäres Betriebsreibmoment

Der Ausfall in den Dauerversuchen wird bei den vorliegenden Betriebsbedingungen bis auf wenige Ausnahmen durch ein Überschreiten der Grenztemperatur ausgelöst. Zeitgleich wird ein Anstieg des Reibmoments verzeichnet (siehe Abbildung 4-13). Dieses Verhalten lässt sich durch eine Unterversorgung des Kontakts mit Schmierstoff erklären, was zu einem Anstieg des metallischen Kontaktanteils und somit zu einer Erhöhung des Festkörperreibanteils führt (siehe Kapitel 2.1.3). Bei den hier vorgestellten Versuchen ist bereits ein geringer Anstieg des Reibmoments ausreichend, um eine Überschreitung der Grenztemperatur für die Abschaltung herbeizuführen. Die Ergebnisse in den folgenden Beschreibungen beziehen sich immer auf das Reibmoment von zwei Lagern, da das verwendete Messsystem über einen Biegebalken das gesamte Gehäuse mit den beiden Prüflagern abstützt.

Abbildung 4-18 zeigt die arithmetischen Mittelwerte der gemessenen Reibmomente aller Dauerversuche in Abhängigkeit der Modellfette. Die Fehlerbalken der gemessenen Reibmomente geben dabei die größten und kleinsten Mittelwerte an, die in den Einzelversuchen ermittelt wurden. Zusätzlich sind die nach *Palmgren* (Kapitel 2.6.5) berechneten Betriebsreibmomente unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses auf die Viskosität dargestellt.

Die Berechnung nach *Palmgren* führt zu Ergebnissen, die mindestens um den Faktor 2,7 über den gemessenen Werten liegen. Das Modellfett A weist mit 37,1 Nmm das höchste mittlere Reibmoment bei der insgesamt kürzesten Schmierfettgebrauchsdauer der Modellfette auf. Die Verwendung von Oxidationsinhibitoren in den Modellfetten B bis F führt zu einer Abnahme des Reibmoments. Dabei zeigt sich, dass eine Zunahme der Gebrauchsdauer (siehe Abbildung 4-15) nicht immer mit den niedrigsten Reibmomenten verbunden ist. Das lässt darauf schließen, dass nicht nur das Reibmoment und die Temperatur, sondern auch die Wirkungsweise der Antioxidantien im Schmierstoff und auf der Oberfläche der Kontaktpartner die Gebrauchsdauer beeinflussen.

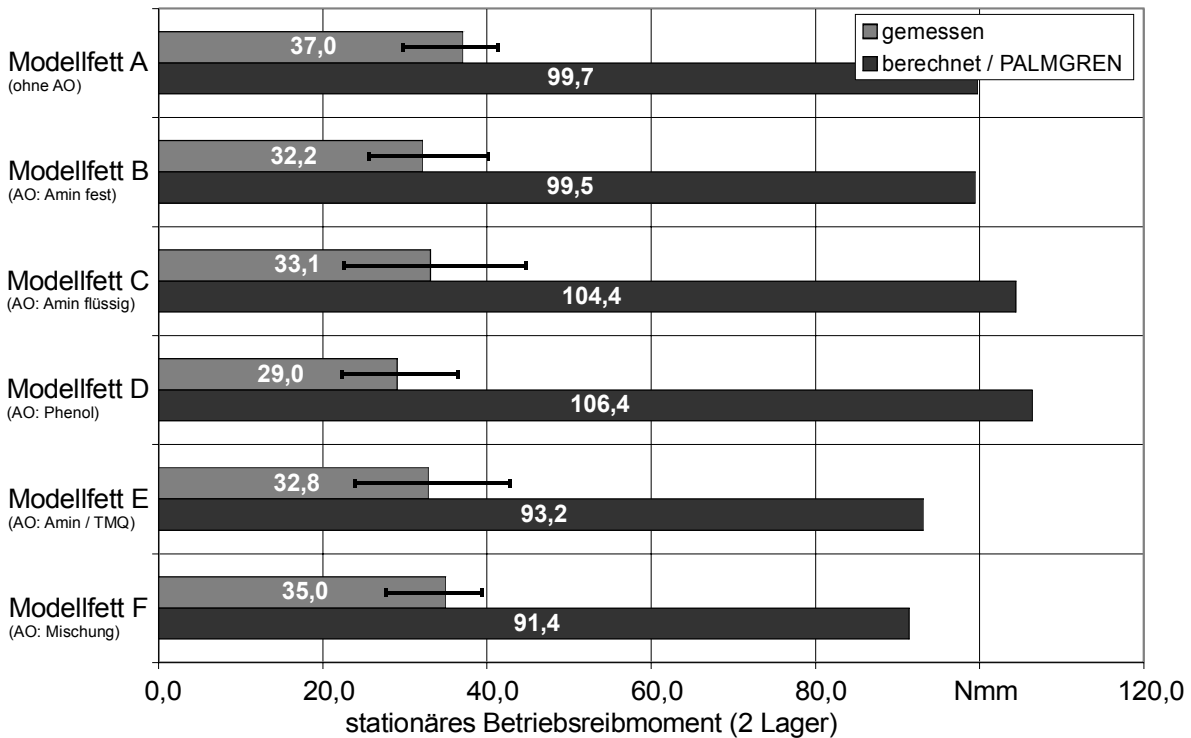


Abbildung 4-18: Stationäres Betriebsreibmoment von zwei Lagern (Dauerversuch)

Zusammenfassend führt die Verwendung von Oxidationsinhibitoren zu einer geringfügigen Absenkung des Betriebsreibmoments bei allen additivierten Modellfetten. Trotz geringerer Reibmomente treten bei den additivierten Modellfetten E und F im Vergleich zum Modellfett A höhere Betriebstemperaturen auf. Die Ursache dafür kann in dem beschriebenen Wärmeübergangsverhalten der Gehäuse liegen (siehe Kapitel 4.3.3). Das Betriebsreibmoment der Prüflager weist daher im Vergleich zu der Betriebstemperatur eine geringere Messunsicherheit auf. Die Ableitung einer allgemeingültigen Berechnungsvorschrift für die Reibmomente, die die Oxidationsinhibitoren berücksichtigt, ist aber aufgrund der verschiedenen Wirkungsmechanismen der Inhibitoren nicht möglich.

#### 4.4 Ergebnisse der Bauteil-Kurzversuche

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Kurzversuche mit einer Betriebszeit von 150 Stunden durchgeführt, um die Wirkungsweise der Inhibitoren unabhängig von dem Einfluss der Betriebsdauer zu untersuchen. Dabei standen folgende Fragestellungen im Vordergrund:

1. Liefern Kurzversuche aussagefähige Ergebnisse, die Rückschlüsse auf die zu erwartende Gebrauchsdauer ermöglichen?
2. Sind unterschiedliche physikalische und chemische Schmierstoff- und Oberflächenveränderungen feststellbar, die auf die Oxidationsinhibitoren zurückzuführen sind?

Im Folgenden wird für die Beantwortung der ersten Frage ein Vergleich der Betriebsparameter von Kurz- und Dauerversuchen gezogen.



Die Betriebskenngrößen der Kurzversuche werden wie bei den Dauerversuchen nach Erreichen der Nenndrehzahl bis zur manuellen Abschaltung gemittelt. Abbildung 4-19 zeigt den Vergleich der gemittelten Temperaturen und Reibmomente aus den Kurz- und Dauerversuchen.

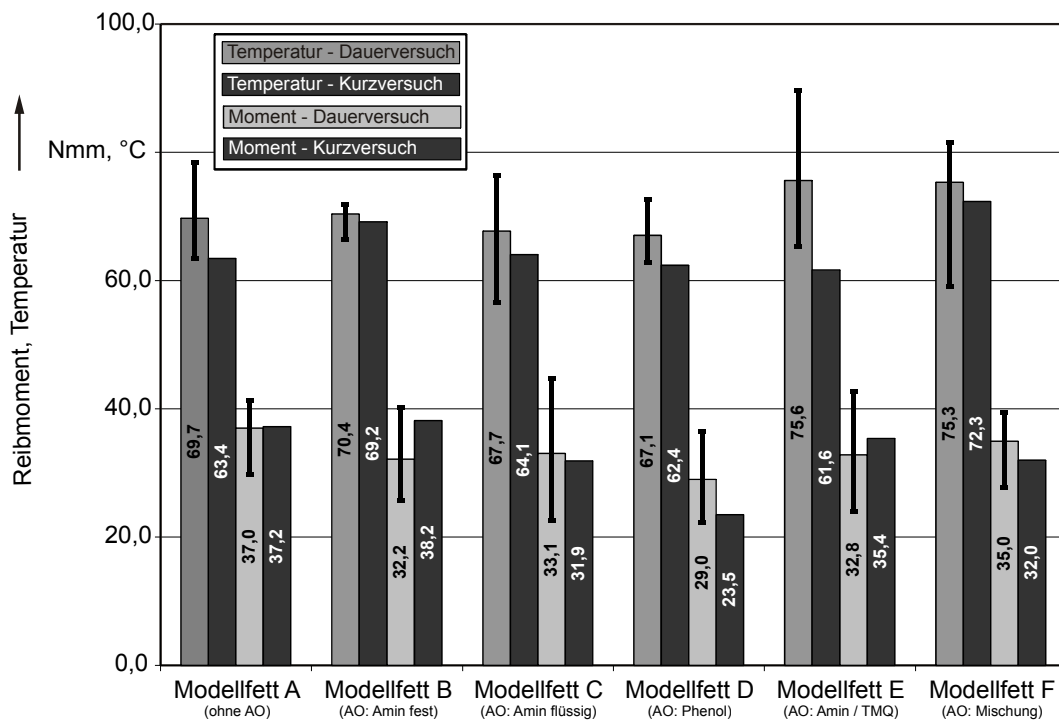


Abbildung 4-19: Vergleich der Kennwerte von Dauer- und Kurzversuch

Die meisten Reibmoment- und Temperaturwerte aus den Kurzversuchen liegen in einem Bereich, der innerhalb der Streuung der Messwerte aus den Dauerversuchen liegt. Die größten Abweichungen zwischen Kurz- und Dauerversuchen treten dabei bei Modellfett E auf. Es weist eine deutlich geringere mittlere Betriebstemperatur im Kurzversuch auf. Dieser Zustand lässt sich mit dem zeitlichen Temperaturverhalten des Fetts erklären, das durch einen Anstieg der Temperatur im Verlauf der Dauerversuche gekennzeichnet ist. Während der kurzen Laufzeit von 150 Stunden kann daher nur eine im Vergleich zu den Dauerversuchen geringere Temperatur bestimmt werden. Das Modellfett D führt, wie im Dauerversuch auch, im Kurzversuch zu einer Absenkung des Betriebsreibmoments und der Temperatur im Vergleich zu Modellfett A.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch Kurzversuche teilweise Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten gezogen werden können, aber wie bei Modellfett E laufzeitabhängige Parameter unberücksichtigt bleiben. Wie auch bei den Dauerversuchen sind keine eindeutigen Zuordnungen der berechneten Gebrauchsdauern zu den Betriebsparametern Temperatur und Reibmoment möglich.

Für die zweite Fragestellung werden Bruchstücke der Lagerringe aus den Kurz- und Dauerversuchen mit unterschiedlichen Verfahren auf Änderungen der chemischen Eigenschaften der anhaftenden Schmierfette und der physikalisch/chemischen Oberflächeneigenschaften untersucht. Diese Untersuchungen erfolgten teilweise an begleitenden Forschungsstellen und werden im Rahmen dieser Arbeit im Kapitel 6.3 zusammengefasst.

#### 4.5 Schmierfilmhöhenbetrachtung

Wie in Kapitel 4.2.2 vorgestellt, können die Schmierfilmhöhen über die Messung der Gesamtkapazitäten im Wälzkontakt nach dem Modell von *Brüser* berechnet werden. Für die Bestimmung der Schmierfilmhöhe ist dabei die Kenntnis der Dielektrizitätskennwerte erforderlich. *Schrader* stellte bei seinen Untersuchungen fest, dass die Dielektrizitätskennwerte von Schmierfetten keine Konstante darstellen, sondern von der Temperatur und dem Scherungszustand abhängig sind [96].

##### Dielektrizitätskennwerte

Abbildung 4-20 zeigt exemplarisch diese Verhalten für das Modellfett A. Der Scherungszustand ergibt sich dabei aus der Anzahl der Durchgänge, in denen die Modellfette in einer speziellen Zerscherungsvorrichtung nach *Schrader* [96] geschert werden. Bei dieser Scherung werden die Modellfette unter definierten Bedingungen durch zwei im Betrieb befindliche vollrollige Zylinderrollenlager gepresst und belastet.

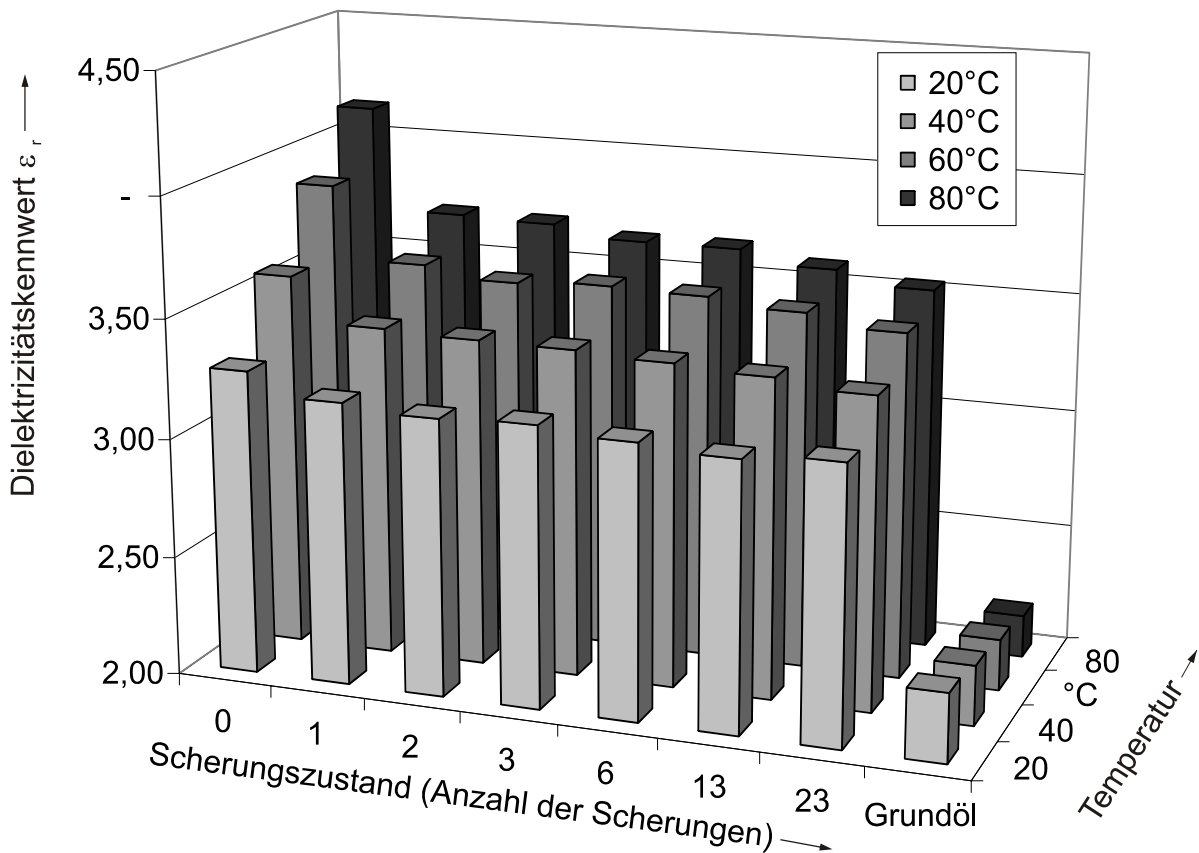
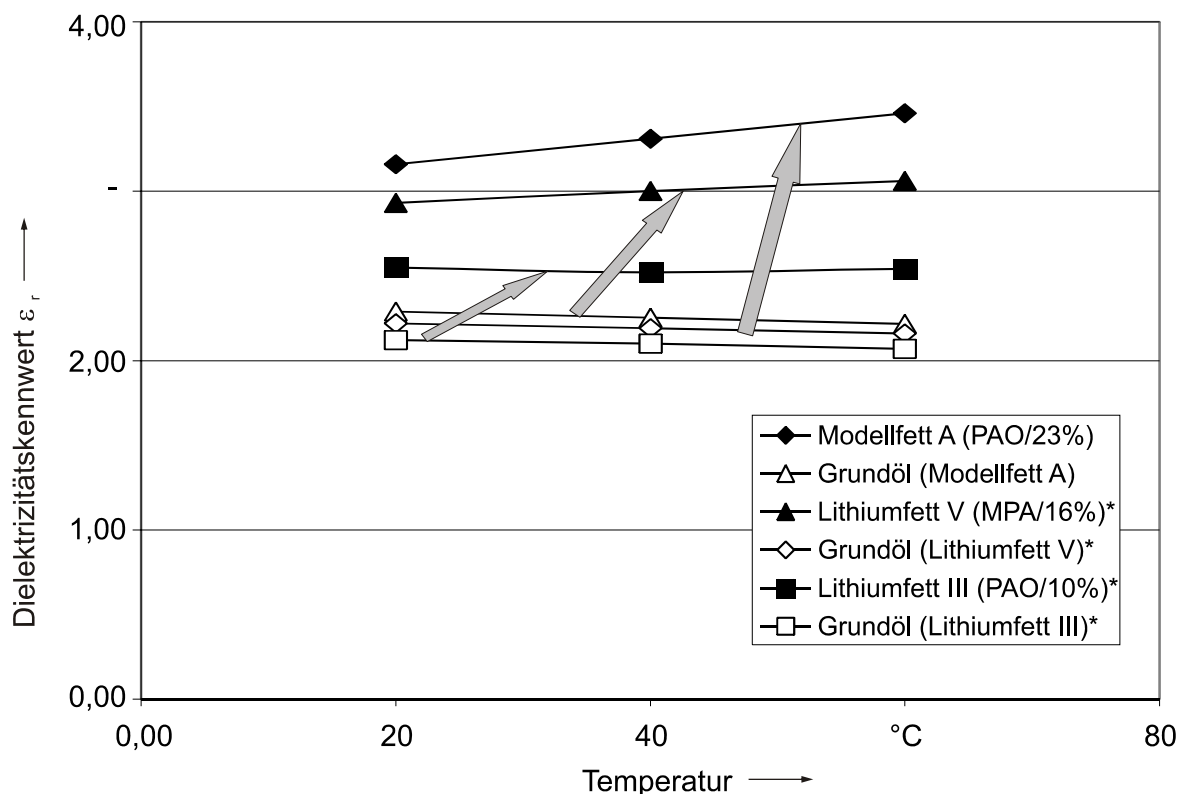


Abbildung 4-20: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett A in Abhängigkeit der Temperatur und des Beanspruchungszustands im Vergleich zu dessen Grundölmischung

Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Dielektrizitätskennwerte des Modellfettes mit der Scherungsanzahl asymptotisch einem Grenzwert annähern und mit der Temperatur zunehmen. Aufgrund der Nenndrehzahlen und der hohen Scherbeanspruchung der Modellfette in den Versuchen liegt schon nach kurzer Zeit ein Zustand vor, der den Werten der 23. Scherung entspricht. Diese Werte werden daher in den nachfolgenden Filmhöhenberechnungen in Abhängigkeit der Temperatur verwendet.

Abbildung 4-21 zeigt den Vergleich der von Franke untersuchten Lithiumfette III (10% Verdickeranteil) und V (16% Verdickeranteil) mit dem Modellfett A (23% Verdickeranteil). Bei steigendem Verdickergehalt werden zwei Wirkungen deutlich. Zum einen tritt mit Zunahme des Verdickeranteils eine deutliche Steigerung der Dielektrizitätskennwerte ein. Diese wird darauf zurückgeführt, dass der Verdicker einen im Vergleich zu dem Grundöl hohen Dielektrizitätskennwert aufweist und sich der Fettkennwert aus der Überlagerung der Einzelwerte zusammensetzt. Zum anderen zeigt sich mit zunehmendem Verdickeranteil eine deutliche Temperaturabhängigkeit der Dielektrizitätskennwerte. Diese Wirkung wird darauf zurückgeführt, dass der Einfluss des Verdickers überwiegt und dieser im Vergleich zu der Grundölmischung eine signifikante Temperaturabhängigkeit aufweist.



\* Kennwerte, die im DGMK-Vorhaben 379-01 ermittelt wurden.

Abbildung 4-21: Temperaturverhalten der Dielektrizitätskennwerte für Modellfette mit unterschiedlichem Verdickergehalt im Vergleich zu deren Grundölen

Der Vergleich der Dielektrizitätskennwerte ergibt, dass bei hohen Verdickeranteilen, wie sie in diesen Untersuchungen verwendet werden, die Temperaturabhängigkeit der Kennwerte

berücksichtigt werden muss. Dazu wurde ein bestehendes Berechnungsprogramm zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe erweitert und das Temperaturverhalten des Dielektrizitätskennwerts durch einen polynomischen Ansatz berücksichtigt. In Tabelle 10-1 ff im Anhang sind die dazu notwendigen Kennwerte der Modellfette in Abhängigkeit des Scherungszustands und die Grundölkennwerte zusammengefasst. Die Werte der additivierten Modellfette zeigen, dass der Einfluss der Antioxidantien dabei vernachlässigbar ist.

In früheren Untersuchungen, bei denen die Schmierfilmhöhe bei Fettschmierung über die Ermittlung der Kapazitäten im Wälzkontakt bestimmt wurde, werden die Filmhöhen unter der Annahme berechnet, dass sich im Kontakt ein Schmierfett mit vollständigem Verdickeranteil befindet. Aufgrund von Mangelschmierung und allgemein anerkannten Theorien kann aber davon ausgegangen werden, dass ein Großteil des Verdickeranteils im Einlaufvorgang aus dem eigentlichen Kontaktbereich verdrängt wird und nur ein geringer Anteil im Kontakt verbleibt [24], [25]. Der Vergleich der Verdickeranteile zeigt, dass sich bei deren Abnahme die Dielektrizitätskennwerte des Schmierfetts denen des Grundöls angleichen. Es ist daher sinnvoll, einen Bereich der Schmierfilmhöhe anzugeben, dessen Maximum in Abhängigkeit des Schmierfetts und dessen Minimum in Abhängigkeit des Grundöls berechnet wird.

Für einen Dauerversuch wird in Abbildung 4-22 dieser Bereich grau dargestellt und mit der nach EHD-Theorie [56], [58] berechneten zentrale thermischen Schmierfilmhöhe  $h_{0,th}$  (siehe Kapitel 2.6.6) verglichen. Die gemessenen Schmierfilmhöhen zeigen während des Dauerversuchs deutliche Schwankungen. Diese werden auf Änderungen des Nachfließverhaltens aus dem Fettkragen und damit verbundene Temperaturänderungen durch erhöhte Walkarbeit im Schmierstoff zurückgeführt.

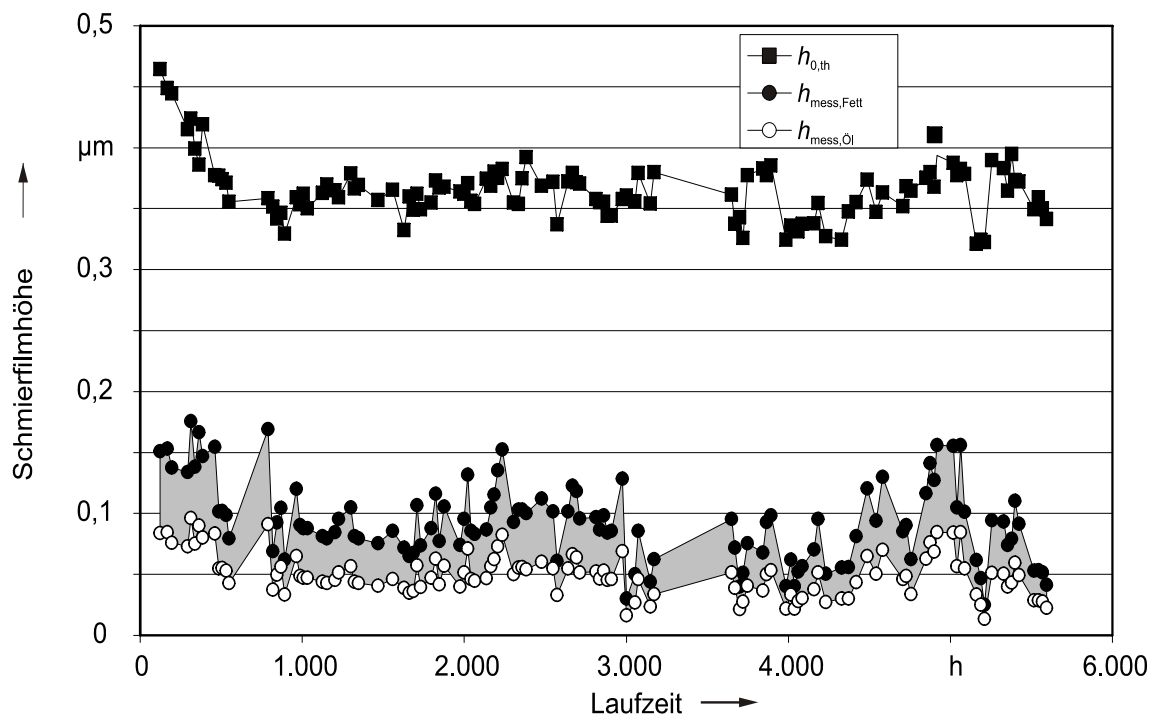


Abbildung 4-22: Minimale und maximale Schmierfilmhöhen im Wälzkontakt am Lageraußenring (Versuch: F\_1\_4)

Zum Vergleich sind in Tabelle 4-9 die nach EHD-Theorie berechneten und die gemessenen Schmierfilmhöhen am Außen- und Innenring-Kontakt unter der Annahme von Fettschmierung bzw. reiner Ölschmierung zusammengefasst. Dabei weichen die bei der Versuchsdrehzahl von  $24.000 \text{ min}^{-1}$  nach EHD-Theorie berechneten zentralen Schmierfilmhöhen  $h_{0,th}$  um mindestens den Faktor drei von den gemessenen Fettfilmhöhen ab.

Tabelle 4-9: Gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen

Modellfett	gemessene Schmierfilmhöhe (mit $\varepsilon_{\text{Öl}}$ ausgewertet) $h_{\text{mess,Öl}}$ [ $\mu\text{m}$ ]		gemessene Schmierfilmhöhe (mit $\varepsilon_{\text{Fett}}$ ausgewertet) $h_{\text{mess,Fett}}$ [ $\mu\text{m}$ ]		berechnete zentrale therm. Schmierfilmhöhe $h_{0,th}$ [ $\mu\text{m}$ ]	
	Außenring	Innenring	Außenring	Innenring	Außenring	Innenring
A	0,019	0,018	0,034	0,033	0,405	0,392
B	0,058	0,056	0,107	0,103	0,421	0,408
C	0,043	0,042	0,078	0,076	0,428	0,415
D	0,064	0,062	0,118	0,114	0,420	0,407
E	0,055	0,053	0,100	0,097	0,391	0,377
F	0,059	0,057	0,109	0,106	0,367	0,353

Weiterhin ist erkennbar, dass die Oxidationsinhibitoren zu einer Steigerung der Schmierfilmhöhe beitragen. In Abbildung 4-23 wird das auf Modellfett A normierte Verhältnis der gemittelten Schmierfilmhöhen  $h_{\text{mess,Fett}}$  dargestellt. In Abhängigkeit des verwendeten Oxidationsinhibitors stellen sich Schmierfilmhöhen ein, die um das doppelte bis dreifache über der des Modellfetts A liegen.

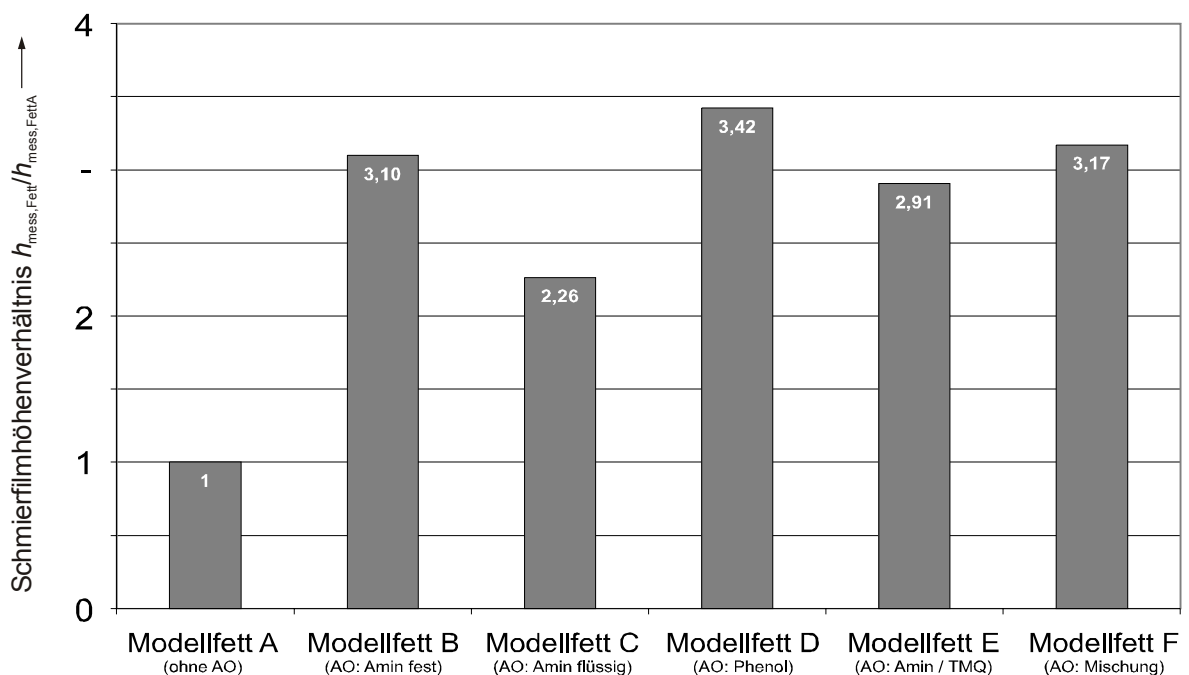


Abbildung 4-23: Schmierfilmhöhen der Modellfette normiert auf Modellfett A

Inwieweit tatsächlich ein größerer hydrodynamischer Schmierfilm aufgebaut wird oder eine isolierende Grenzschicht im Kontaktbereich vorliegt, kann durch das verwendete Messverfahren nicht festgestellt werden. Rückschlüsse auf den Anteil der Grenzschichten an der Schmierfilmhöhe werden über die Erstellung von Tiefenprofilen im Kontaktbereich der Lagerproben erzielt. Bei den Proben handelt es sich um Bruchstücke von Lagerringen, die mit TOF-SIMS Untersuchungsverfahren (siehe Kapitel 6.3) nach Kurz- und Dauerversuchen analysiert werden. Im oberflächennahen Bereich erstellte Tiefenprofile weisen die Bildung einer vorwiegend organischen Schicht mit einer Dicke von 3 bis 5 nm nach. Diese Schicht kann durch eine chemische Reinigung nicht entfernt werden. In Verbindung mit einer tiefer liegenden sauerstoffangereicherten Schicht erreicht die isolierende Randschicht damit zu den Schmierfilmen vergleichbare Dicken. Eine eindeutige Differenzierung zwischen Schmierfilm und Grenzschicht kann daher nicht erfolgen. Im Folgenden ist mit Schmierfilm daher eine Schicht mit nicht metallischen Anteilen gemeint, die sich zwischen den metallischen Grundkörpern befindet.

Der Vergleich der Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  mit den gemessenen Schmierfilmhöhen  $h_{\text{mess,a,fett}}$  zeigt einen deutlichen Anstieg der Gebrauchsdauern ab einer Schmierfilmhöhe von  $0,1 \mu\text{m}$ . Unterhalb dieser Schwelle treten kurze Gebrauchsdauern auf. Aufgrund der TOF-SIMS Untersuchungen kann bei den Modellfetten, die unterhalb dieser Schwelle liegen, ein erhöhter Eisenanteil im Schmierstoff nachgewiesen werden. Es ist anzunehmen, dass die Schmierfilmhöhen oder die Grenzschichten bei diesen Modellfetten nicht immer ausreichen, um im Betrieb eine vollständige Trennung der Oberflächen zu erzielen. Die dadurch auftretenden Verschleißvorgänge führen zu einer Einbringung von Metallionen in den Schmierstoff, die eine Initiierung der Startreaktion (2.7) der Alterungsvorgänge katalytisch beschleunigen. Zusätzlich zeigt der Vergleich mit den statischen Ölabgaben der Fette (Kapitel 4.1.6), dass diese nicht mit den gemessenen Schmierfilmhöhen korrelieren.

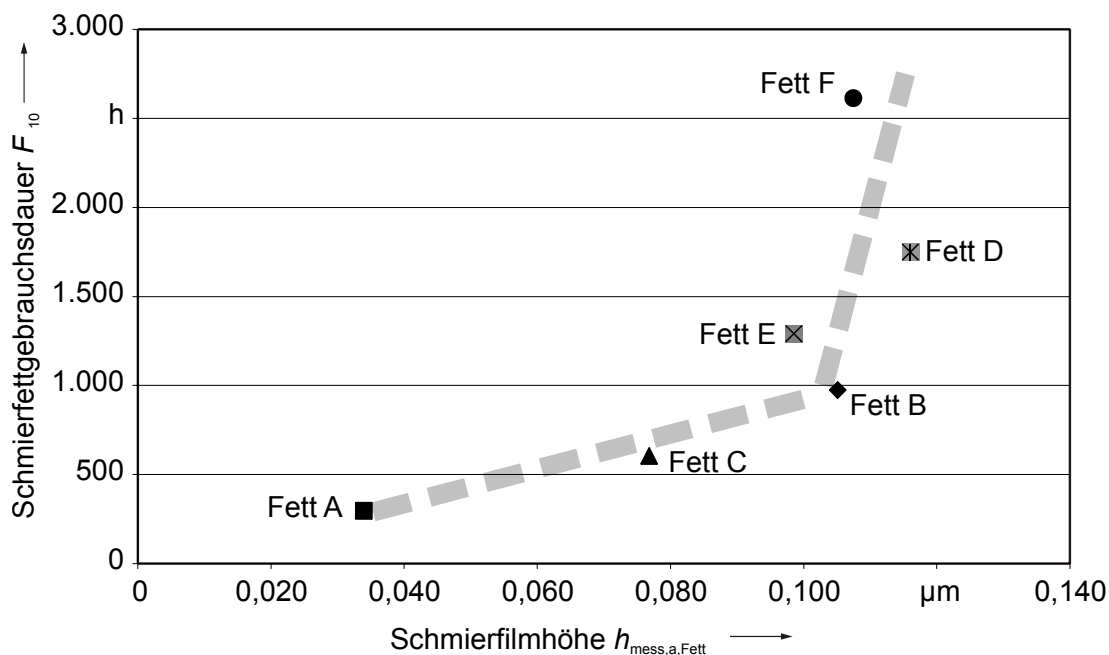


Abbildung 4-24: Schmierfilmhöhe  $h_{\text{mess,a,Fett}}$  in Abhängigkeit zu der Gebrauchsdauer  $F_{10}$

Zusammenfassend kann für die Schmierfilmhöhen festgestellt werden, dass die Oxidationsinhibitoren den Schmierfilmaufbau im Wälzkontakt beeinflussen und zur Steigerung der Filmhöhen beitragen. Modellfette mit Oxidationsinhibitoren, die während des Betriebs im Wälzkontakt eine Schmierfilmhöhe über 0,1  $\mu\text{m}$  aufbauen, erzielen dabei die höchsten Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$ .

#### 4.6 Zusammenfassung der Bauteilversuche

Die Wälzlagerversuche mit den additivierten Modellfetten zeigen auf, dass mit der Verwendung von Oxidationsinhibitoren eine deutliche Beeinflussung des Betriebsverhaltens zu erzielen ist.

Die Verwendung der reinen Oxidationsinhibitoren zeigt z.B., dass das phenolische Antioxidans in Modellfett D und das aminisch flüssige Antioxidans in Modellfett C zu einer Absenkung des Betriebsreibmoments und der Betriebstemperatur führen. Die Absenkung der Beharrungstemperatur durch den phenolischen Oxidationsinhibitor unterstützt dabei das Erreichen einer hohen Gebrauchsdauer  $F_{10}$  und  $F_{50}$ . Hingegen wird mit dem aminisch flüssigen Antioxidans trotz abgesenkter Betriebstemperatur nur eine kurze Gebrauchsdauer erreicht. Daher ist neben dem Einfluss der Temperatur die Wirkungsweise des Inhibitors im Schmierfett und an der Oberfläche zu berücksichtigen. Der Stickstoffanteil (siehe Tabelle 4-2), der auch als Maß für den Wirkstoffanteil in einem aminischen Oxidationsinhibitor herangezogen werden kann, korreliert z.B. mit den erzielten Gebrauchsdauern. Hohe Gebrauchsdauern werden mit aminischen Modellfetten erzielt, wenn ein hoher Stickstoffanteil im eigentlichen Oxidationsinhibitor vorhanden ist. Als Einschränkung muss berücksichtigt werden, dass für jedes Modellfett die optimale Konzentration im Grundfett ermittelt werden muss (siehe Abbildung 2-16).

Weiterhin führt die Mischung des aminisch festen und phenolischen Oxidationsinhibitors im Modellfett F zu einer Verbesserung der Gebrauchsdauer und einer Verringerung der Streuung der Einzelergebnisse, was auf synergistische Effekte zurückgeführt werden kann. Diese werden durch die unterschiedlichen Wirkungsweisen der Inhibitoren im chemischen Alterungsprozess (siehe Kapitel 2.5.2) und an der Oberfläche (siehe Kapitel 6.3) hervorgerufen.

Ein oftmals angestrebtes Ziel, die Vorhersage der Gebrauchsdauer von Schmierfetten und damit von fettgeschmierten Lagerungen deutlich zu verbessern, wird in absehbarer Zeit aufgrund der Vielzahl von Einflussparametern bei der Fettschmierung nicht möglich sein. Wie die Ergebnisse aber zeigen, ist durch die Verwendung eines Oxidationsinhibitors eine deutliche Erweiterung des Anwendungsspektrums möglich. Der nachfolgende Vergleich mit den Ergebnissen von *Franke* zeigt, dass von den bisher untersuchten Parametern die Oxidationsinhibitoren mit Abstand den größten Einfluss auf die Schmierfettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern ausüben.

### 5 Modell zur Bestimmung der Schmierfettgebrauchsdauer

Tabelle 10-7 ff zeigen die Ergebnisse der Untersuchungen von Franke, die unter vergleichbaren Betriebsbedingungen stattgefunden haben. Franke stellte dabei fest, dass der Verdickeranteil (Abbildung 5-1: Vergleich - Fett I / Fett V) sowie die Grundölart (Abbildung 5-1: Vergleich - Fett I / III) die Schmierfettgebrauchsdauer und die Betriebsparameter beeinflussen. Weiterhin erfolgten Versuche, bei denen der Verdickeranteil erhöht und der Oxidationsinhibitor aus Modellfett C verwendet wurde (Abbildung 5-1: Vergleich – Fett VI / VII). Bei den genannten Parametern wurden die erzielten Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{50}$  verglichen. Es stellte sich heraus, dass bei Steigerung des Verdickeranteils, bei Verwendung eines synthetischen Grundöls und dem Einsatz des aminisch flüssigen Oxidationsinhibitors eine Steigerung der Gebrauchsdauer zu erzielen ist. Zurückgeführt wurde die Steigerung bei den unadditivierten Modellfetten auf die jeweils abgesenkten Betriebstemperaturen. Für diese Fette wurde ein mathematisches Modell, das durch die hellgrau gestrichelte Linie verdeutlicht wird, in einem Geltungsbereich von 45°C bis 85°C aufgestellt. Bei diesen Versuchen wurde durch externe Zwangskühlung ein Anstieg der Temperatur auf über 55°C verhindert.

$$F_{50}(\vartheta_L) = 2^{\frac{\vartheta_{REF} - \vartheta_L}{15}} \cdot F_{50}(\vartheta_{REF}) \tag{2.44}$$

- $\vartheta_L$             °C            Lagertemperatur
- $F_{50}(\vartheta_{REF})$    h            Fettgebrauchsdauer bei Referenztemperatur, ( $F_{50}(\vartheta_{REF}) = 500h$ )
- $\vartheta_{REF}$            °C            Referenztemperatur,  $\vartheta_{REF} = 70^\circ C$

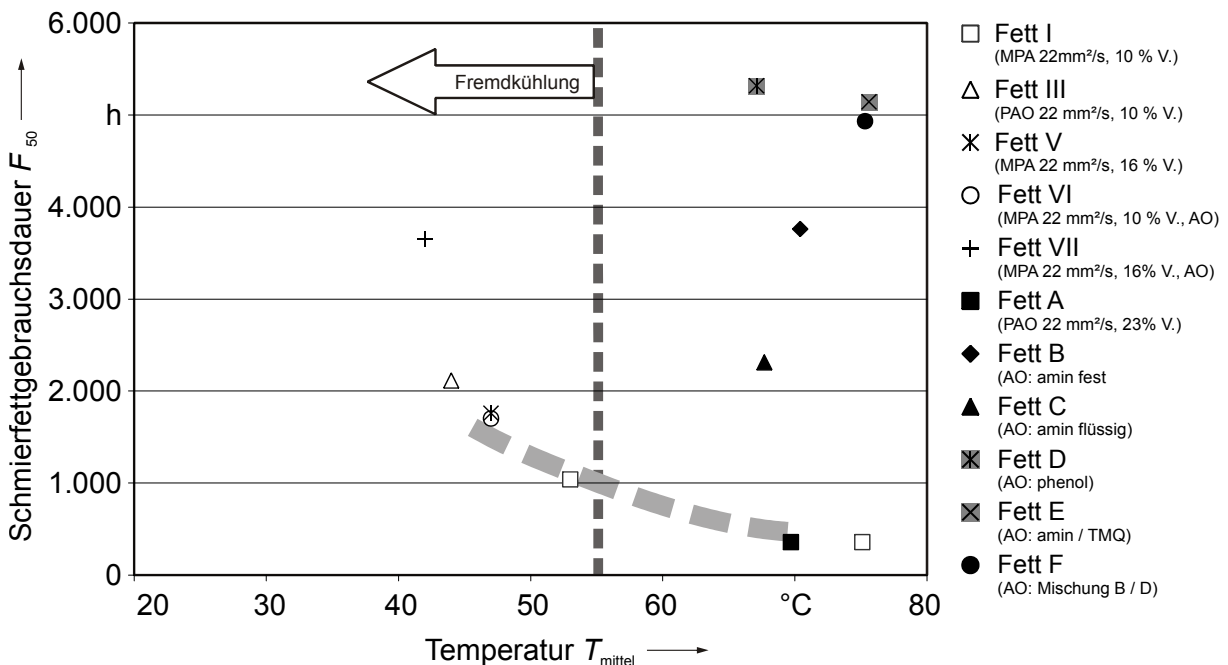


Abbildung 5-1: Einfluss der Temperatur auf die Schmierfettgebrauchsdauer von additivierten und unadditivierten Modellfetten



Die Betrachtung der neuen Versuchsergebnisse zeigt, dass ohne Zwangskühlung die Betriebstemperaturen auf über 55°C ansteigen und nur das unadditivierte Modellfett A der bestehenden These (bei den gegebenen Referenzwerten) folgt. Eine Verlängerung der Gebrauchsdauer wie sie im gekühlten Temperaturbereich durch die Steigerung des Verdickeranteils auftritt, lässt sich im ungekühlten Temperaturbereich (Vergleich: Fett I (ungekühlt) / Fett A) nicht nachweisen.

Weiterhin wird deutlich, dass durch die Verwendung von Oxidationsinhibitoren Gebrauchsdauern  $F_{50}$  erzielt werden, die diejenigen von unadditivierten Modellfetten deutlich übersteigen. Dabei reicht die Temperatur als Erklärungsgrundlage für die erzielten Gebrauchsdauern nicht aus. Daher beeinflusst neben den Schmierstoffbestandteilen und der Temperatur auch der Wirkmechanismus der Inhibitoren an den metallischen Oberflächen sowie im Schmierstoff die Gebrauchsdauer der additivierten Modellfette. Da für den Oxidationsinhibitor aus Modellfett C Ergebnisse vorliegen, wird nachfolgend das Temperaturverhalten dieses Modellfetts für einen zu *Franke* vergleichbaren Temperaturbereich diskutiert.

Aus dem Vergleich mit den Ergebnissen von *Franke* wird ersichtlich, dass das bestehende Modell zur Ermittlung der Gebrauchsdauer von unadditivierten Modellfetten geeignet ist. Für additivierte Fette müssen das bestehende Modell beziehungsweise die Parameter modifiziert werden, da die Inhibitoren einen erheblichen Einfluss ausüben. Es zeigt sich, dass für jedes Modellfett eigene Gesetzmäßigkeiten bestehen, die von der Wirkungsweise des jeweiligen Inhibitors abhängen. Zusätzlich kann über die Verwendung der Gebrauchsdauer  $F_{10}$  die Aussagegenauigkeit verbessert werden.

Die Auswertungen der Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  und  $F_{50}$  in Abhängigkeit des Verdickers zeigen, dass eine Erhöhung des Verdickeranteils von 16 auf 23 Prozent nur eine geringe Steigerung der Gebrauchsdauer bewirkt. Im Vergleich dazu kann die Gebrauchsdauer wesentlich über das verwendete Grundöl und den Oxidationsinhibitor beeinflusst werden. Unter der Annahme, dass die Auswirkung des Verdickeranteils auf die Alterung der Schmierfettkomponenten vernachlässigbar gering ist, werden in Abbildung 5-2 die Gebrauchsdauern und deren beeinflussende Parameter vereinfacht dargestellt.

Der hellgraue Bereich stellt das Verhalten von Schmierfetten mit mineralischen Grundölen dar, die dem nach *Franke* prognostizierten Verhalten entsprechen. Bei Verwendung eines synthetischen Grundöls (PAO) stellt sich eine deutliche Verbesserung ein, wie der graue Bereich verdeutlicht. Dieses Temperaturverhalten bestätigt die von synthetischen Grundölen bekannte bessere Oxidationsstabilität. Der dunkelgraue Temperaturbereich stellt das Verhalten von Modellfett C mit dem synthetischen Grundöl dar, das mit dem aminisch flüssigen Antioxidans versetzt ist. Dieses Verhalten wird aufgrund der bestehenden Datenbasis abgeschätzt. Dieser Oxidationsinhibitor erzielt bei den Untersuchungen die kürzesten Schmierfettgebrauchsdauern der additivierten Modellfette. Die Gebrauchsdauern der weiteren Oxidationsinhibitoren sind bei den auftretenden Betriebstemperaturen deutlich höher. Die höheren Gebrauchsdauern werden auf die unterschiedlichen chemischen

Reaktionsmechanismen zurückgeführt. Weiterhin wird die synergistische Wirkung der kombinierten Oxidationsinhibitoren in Modellfett F in Abbildung 5-2 deutlich. Die Kombination dieser Inhibitoren zeigt, dass die unterschiedlichen Wirkmechanismen zu einer weiteren Steigerung der Gebrauchsdauer führen.

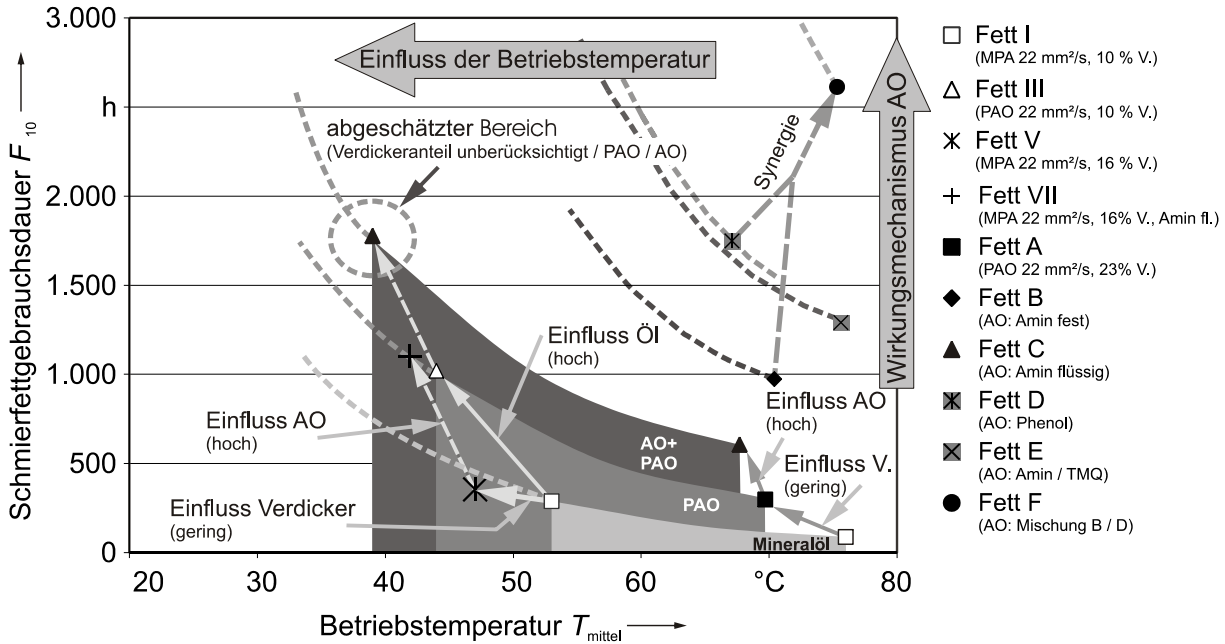


Abbildung 5-2: Einfluss der Betriebstemperatur auf die Schmierfettgebrauchsdauer in Abhängigkeit vom Grundöl und den Oxidationsinhibitoren

Für jedes Modellfett liegt ein Temperatur-Gebrauchsdauerverhalten vor, dass über die modifizierte Formel (2.45) abgebildet werden kann:

$$F_{10}(\vartheta_L) = A^{\frac{\vartheta_{REF} - \vartheta_L}{15}} \cdot F_{10}(\vartheta_{REF}) \tag{2.45}$$

$F_{10}(\vartheta_{REF})$  h Fettgebrauchsdauer des Modellfetts bei Referenztemperatur

$A$  -- Faktor zur Beschreibung des Temperaturverhaltens  
( $A = 2 \pm 0,5$  für die dargestellten Versuchsergebnisse)

Über den Faktor  $A$  und die modellfettabhängigen Gebrauchsdauern bei 70°C wird berücksichtigt, dass jeder Oxidationsinhibitor bzw. jedes Modellfett ein individuelles Verhalten aufweist. Aufgrund der Wirkstoffmenge und der Wirkstoffart erzielen die Antioxidantien verschiedene Gebrauchsdauern, da sie mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten abgebaut werden. Bei dem Erreichen bzw. Unterschreiten einer kritischen Additivkonzentration erfolgt somit keine ausreichende Neutralisation der Radikale im Fett, so dass ein zum Grundfett vergleichbarer Ausfallmechanismus stattfindet. Die Reaktionsgeschwindigkeit der Neutralisation ist dabei abhängig von der Temperatur, so dass der Abbau der inhibierenden (schützenden) Additive mit steigender Temperatur beschleunigt und die Gebrauchsdauer dadurch verkürzt wird. Der Faktor  $A$  berücksichtigt temperaturabhängige Mechanismen der Additive, wie sie in Kapitel 2.5.2 dargestellt sind, und chemische

Reaktionsmechanismen an der Oberfläche, die ausschlaggebend für die erzielte Gebrauchsdauer sein können. Dieser Faktor kann durch die experimentelle Ermittlung von zwei Gebrauchsdauern bei zwei Temperaturen (z.B. 40°C und 70°C) bestimmt werden. Er liegt für die drei skizzierten Gebrauchsdauerverläufe im Bereich von  $2 \pm 0,5$ . Bei dem Vorliegen einer Gebrauchsdauer kann dementsprechend unter Berücksichtigung dieser Streuung der temperaturabhängige Verlauf der Gebrauchsdauer abgeschätzt werden.

## 6 Untersuchung der Wirkungsmechanismen

Zur weiteren Klärung der Wirkungsweise werden im folgenden Abschnitt Ergebnisse von optischen Begutachtungen der Lageroberflächen sowie die Rauheitskennwerte der Lageroberflächen vorgestellt.

### 6.1 Optische Begutachtung der Lagerproben

Die Oberflächen im Kontaktbereich unterliegen optisch sichtbaren und unsichtbaren geometrischen, chemischen und physikalischen Veränderungen. Daher erfolgte eine Begutachtung von Bruchstücken der Innen- und Außenringe der Versuchslager. Dazu wurden die Lager nach den Kurz- und Dauerversuchen mechanisch zerteilt und die Oberflächen zunächst makroskopisch begutachtet.

Abhängig vom verwendeten Schmierstoff und vom Oxidationsinhibitor sind nach der Reinigung der Oberflächen mit n-Hexan auf allen Proben Laufspuren unterschiedlicher Breite und Färbung sichtbar. Proben aus den Kurzversuchen mit einer Laufzeit von 150 Stunden zeigen sehr geringe weiß-graue Verfärbungen, die nur bei geeigneter Beleuchtung zu erkennen sind. Eine Unterscheidung der Wirkungsweise der Oxidationsinhibitoren ist anhand dieser Proben nicht möglich. Hingegen zeigen die Proben aus den Dauerversuchen Verfärbungen von hellbraun bis schwarz im Randbereich der Laufspur bis silbrig glänzend bzw. blau in der Mitte des Kontaktbereichs. Diese Verfärbungen sind abhängig vom verwendeten Fett, vom Betriebszustand (Ausfall-Lager (A)/Intaktes Lager (NA)) sowie vom Bauteil (Innen- / Außenring). Exemplarisch sind in Abbildung 6-3 und Abbildung 6-4 Laufspuren auf den Oberflächen der Proben aus den Dauerversuchen dargestellt. Die Proben sind dem Temperaturverlauf nach dem ausgefallenen Lager (A-Lager) zuzuordnen. Die stärksten Verfärbungen treten dabei in Lagern auf, die mit den Modellfetten A, B, C oder E getestet wurden. Mit Modellfett D und F untersuchte Proben zeigten im Vergleich zu den vorher genannten Fetten geringere Oberflächenverfärbungen.

### 6.2 Kennwerte der Oberflächenrauheit

Die Oberflächen der Wälzlagerkomponenten unterliegen plastischen Verformungen und Verschleiß (siehe Kapitel 2.1.4). Geometrische Veränderungen der Oberflächen können anhand der Rauheitskennwerte nach ISO 13565 (DIN 4776) bestimmt werden.

Damit eine Zuordnung der Oberflächenkennwerte zur Kontur der Lagerringe erfolgen kann, wurde ein tastendes Messverfahren verwendet, bei dem die Tastrichtung während der Untersuchung parallel zur Laufspur am Innen- und Außenring ausgerichtet ist. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 6-1 die Lage des Tastschnittbereichs im Verhältnis zur Hertzschen Kontaktzone am Außenring einer unbenutzten Probe dargestellt. Auf der rechten Seite der Abbildung 6-1 sind exemplarisch die Verläufe der Kennwerte  $R_a$ ,  $R_z$  und  $R_p$  über der Tastbreite aufgetragen.

- $R_a$  [µm] Arithmetischer Mittenrauwert, entspricht dem arithmetischem Mittel aller Abweichungen innerhalb des Auswertebereichs

- $R_z$  [ $\mu\text{m}$ ] gemittelte Rautiefe, entspricht dem arithmetischem Mittel von fünf Rautiefen aufeinander folgender Einzelmessstrecken
- $R_p$  [ $\mu\text{m}$ ] Glättungstiefe, entspricht dem Maximum der Profilspitzen innerhalb des Auswertebereichs

Der Tastschnittbereich deckt dabei die Bereiche der *Hertz*schen Druckellipse innerhalb der Laufspur vollständig ab. Der theoretische Mittelpunkt der *Hertz*schen Kontaktzone ist von der inneren Kante der flachen Schulter, die als Bezugskante dient, 1,2 mm entfernt.

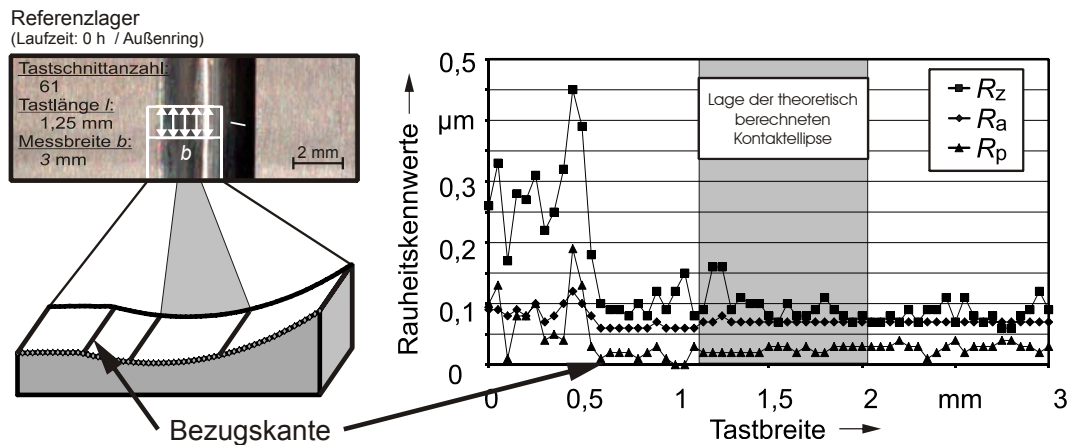


Abbildung 6-1: Zuordnung des Hertz'schen Kontaktbereichs am Außenring der Lagerproben

Abbildung 6-2 zeigt den Vergleich der Rauheitskennwerte an dieser Stelle für die vier vorliegende Probenarten (Laufzeit: 0 h (Referenzlager) / 150 h (Kurzversuch) / Laufzeit bis zum Ausfall (intaktes und ausgefallenes Lager)). Anhand der Rauheitskennwerte können, wie bei den optischen Merkmalen, laufzeitabhängige Veränderungen festgestellt werden.

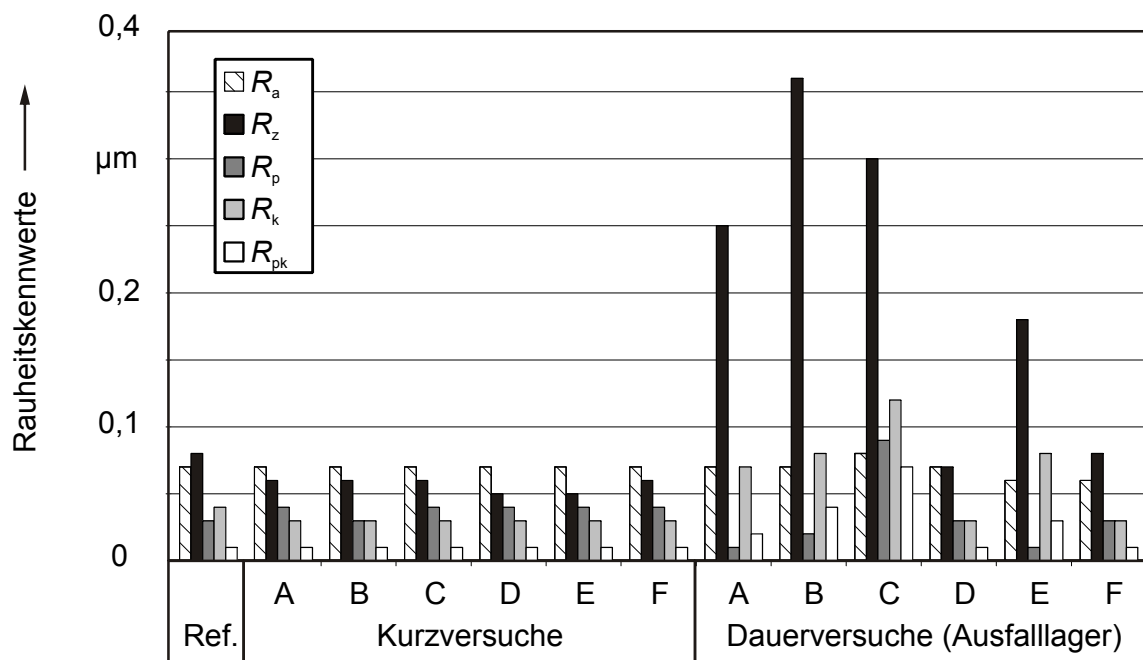


Abbildung 6-2: Rauheitskennwerte von Lagerproben im *Hertz*schen Druckmittelpunkt

Die Abbildung zeigt dabei neben den vorher genannten Kennwerten die folgenden zusätzlichen Oberflächenkennwerte:

- $R_k$  [µm] Kernrautiefe, Kernwert der Materialtraganteilskurve
- $R_{pk}$  [µm] reduzierte Spitzenhöhe, mittlere Höhe der herausragenden Spitzen über dem Rauheitskernprofil

Zum arithmetischen Mittenrauwert  $R_a$  kann keine Aussage getroffen werden, da keine signifikanten Veränderungen des Kennwerts in Abhängigkeit zur Laufzeit festgestellt werden.

Hingegen nehmen die gemittelte Rautiefe  $R_z$  und die Kernrautiefe  $R_k$  im Kurzversuch ab, was eine Glättung der Oberfläche nachweist. Weiterhin sind nach dieser kurzen Laufzeit keine signifikanten Veränderungen der Oberflächenkennwerte in Abhängigkeit der Oxidationsinhibitoren erkennbar. Im Gegensatz dazu steigen der Kennwert  $R_z$  bei den intakten Lagern und den Ausfall-Lagern der Dauerversuche an. Ursachen können dabei die Bildung einer Grenzschicht oder ausfallbedingte Oberflächenschädigungen sein. Signifikant ist, dass dabei die Ausfall-Lager der Modellfette A, B, C und E einen deutlichen Anstieg der Kennwerte  $R_z$ ,  $R_k$  und  $R_{pk}$  aufweisen, während die Proben der Modellfette D und F sich gegenüber den Kurzversuchen nur geringfügig verändern.

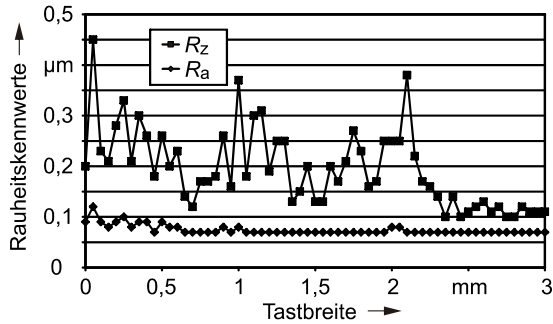
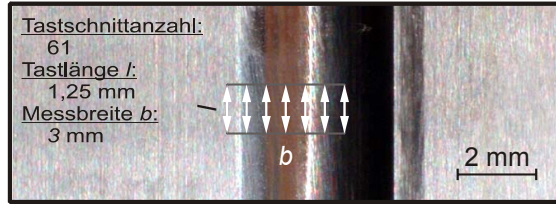
Die exemplarische Zuordnung der Verfärbung an Ausfall-Lagern (A-Lager) zu den Oberflächenkennwerten  $R_a$  und  $R_z$  erfolgt in Abbildung 6-3 für die Außenringe und in Abbildung 6-4 für die zugehörigen Innenringe. Im Anhang sind im Vergleich dazu die Auswertungen für die Kurzversuche und die nicht ausgefallenen Lager (NA-Lager) dargestellt. Beginnend auf der flachen Schulter des Außenrings wird ein 3 mm breiter Bereich mit 61 parallelen Tastschnitten vermessen. Am Innenring wird ausgehend vom tiefsten Punkt der Laufbahn ein 2 mm breiter Bereich mit 41 parallelen Tastschnitten vermessen. Diese Bereiche schließen jeweils die *Hertz*schen Kontaktbereiche ein.

Deutlich verfärbte Laufspuren weisen dabei eine Steigerung der Rauheitskennwerte auf. Weiterhin tritt nach einem Ausfall an den Außenringen der Modellfette A, B, C und E im Vergleich zu den Modellfetten D und F ein größerer Anstieg der Rauheitskennwerte  $R_z$ ,  $R_k$  und  $R_{pk}$  auf. Dieser Anstieg ist auch bei den Innenringen der Modellfette A, B und C zu verzeichnen.

Zusammenfassend kann mit den Tastschnittuntersuchungen eine einlaufbedingte Glättung der Kontaktoberflächen nach einer Laufzeit von 150 Stunden nachgewiesen werden. Abhängig vom verwendeten Modellfett zeigt sich bei den Lagern, die die Abschaltung der Prüfung ausgelöst haben, ein Anstieg der Oberflächenrauheitskennwerte. Das unadditivierte Modellfett A und die vollständig mit aminischen Oxidationsinhibitoren versetzten Modellfette B, C und E zeigen im Gegensatz zu den Proben, die mit den Modellfetten D und F geprüft wurden, einen stärkeren Anstieg der Rauheitskennwerte. Diese Aussage korreliert mit der Intensität der beobachteten Verfärbungen innerhalb der Laufspur und ist vergleichbar mit Ergebnissen aus den TOF-SIMS Oberflächenuntersuchungen.

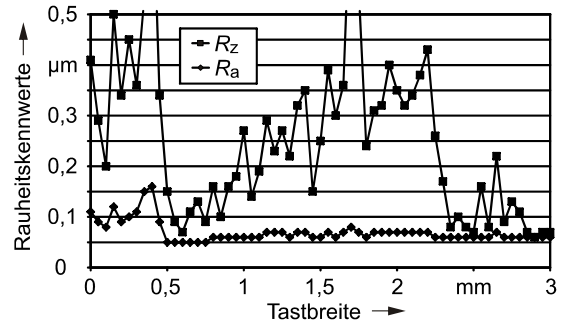
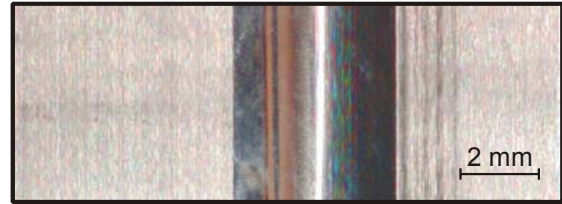
**Modellfett A**

(Laufzeit: 348 h / (A)usfall-Lager / Außenring / Versuch: 1\_4)



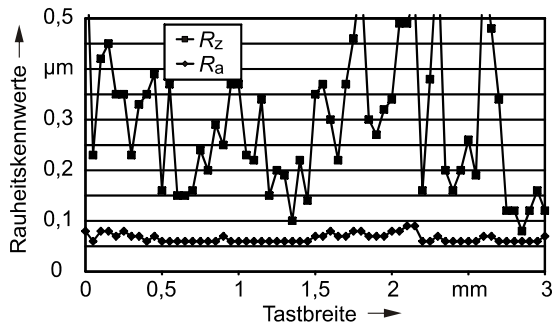
**Modellfett B**

(Laufzeit: 3639 h / A-Lager / Außenring / Versuch: 1\_2)



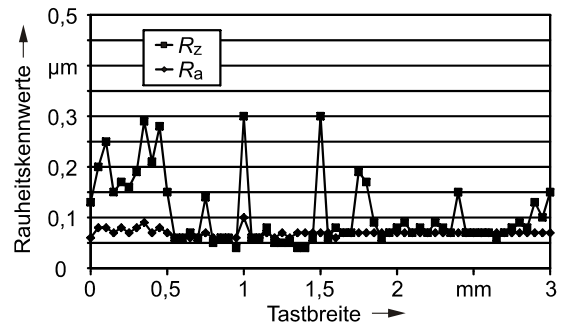
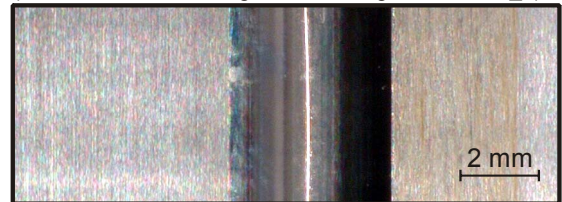
**Modellfett C**

(Laufzeit: 3150 h / A-Lager / Außenring / Versuch: 1\_5)



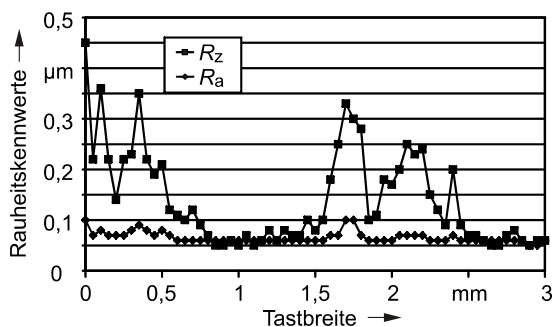
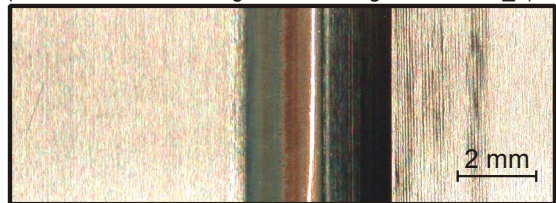
**Modellfett D**

(Laufzeit: 4199 h / A-Lager / Außenring / Versuch: 1\_4)



**Modellfett E**

(Laufzeit: 1901 h / A-Lager / Außenring / Versuch: 1\_4)



**Modellfett F**

(Laufzeit: 2011 h / A-Lager / Außenring / Versuch: 1\_3)

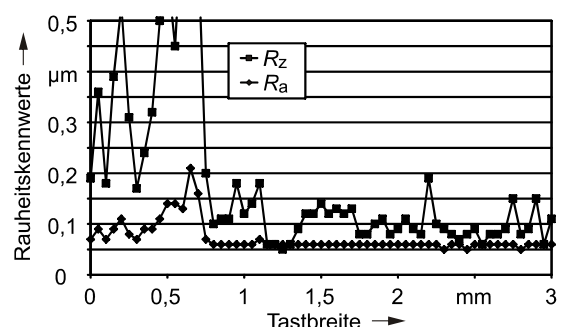
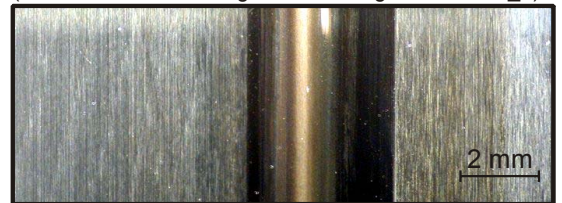
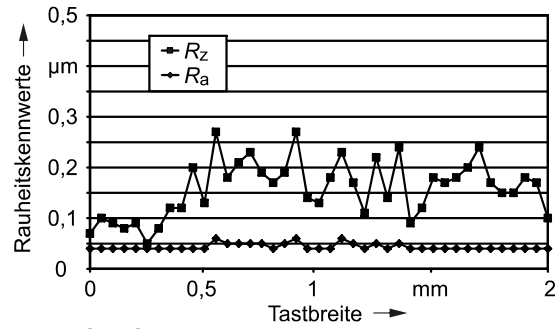
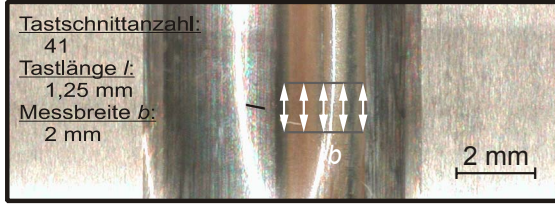


Abbildung 6-3: Rauheitskennwerte  $R_a$ ,  $R_z$  von Außenringen (Ausfall-Lager / Dauerversuch)

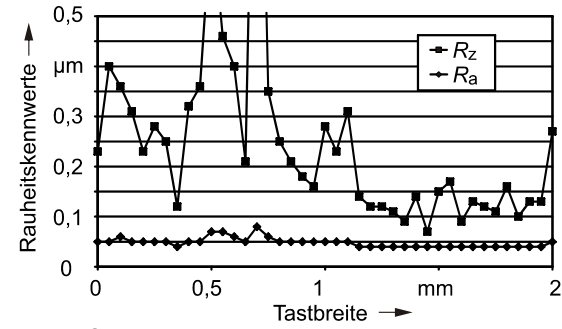
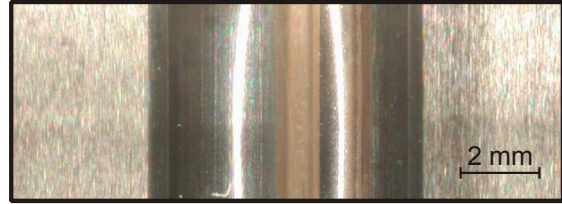
Modellfett A

(Laufzeit: 348 h / (A)usfall-Lager / Innenring / Versuch: 1\_4)



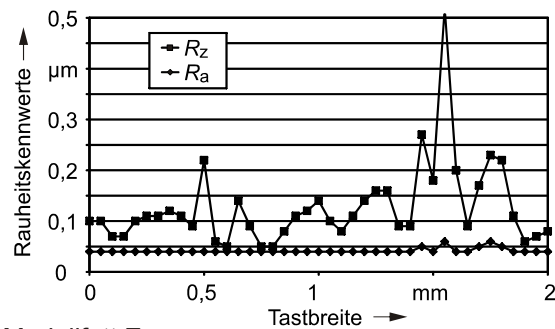
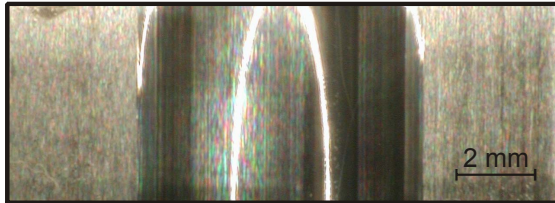
Modellfett B

(Laufzeit: 3639 h / A-Lager / Innenring / Versuch: 1\_2)



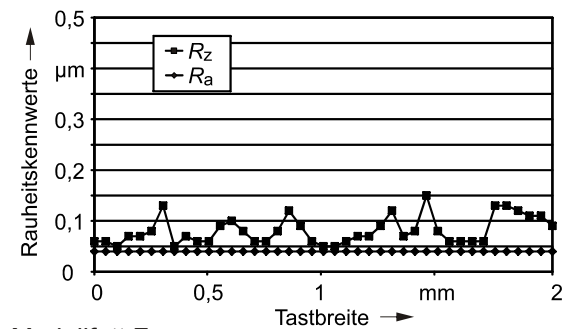
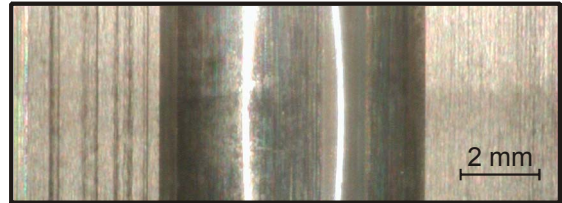
Modellfett C

(Laufzeit: 3150 h / A-Lager / Innenring / Versuch: 1\_5)



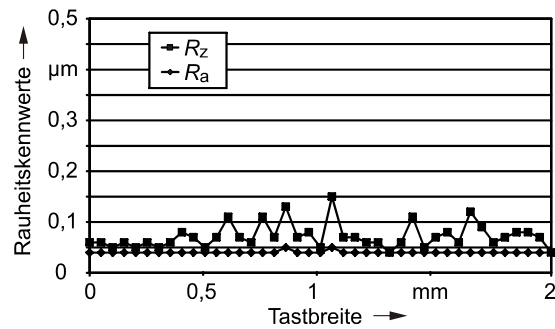
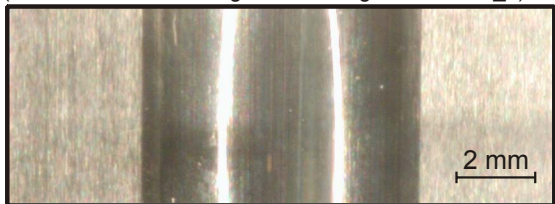
Modellfett D

(Laufzeit: 4199 h / A-Lager / Innenring / Versuch: 1\_4)



Modellfett E

(Laufzeit: 1901 h / A-Lager / Innenring / Versuch: 1\_4)



Modellfett F

(Laufzeit: 2011 h / A-Lager / Innenring / Versuch: 1\_3)

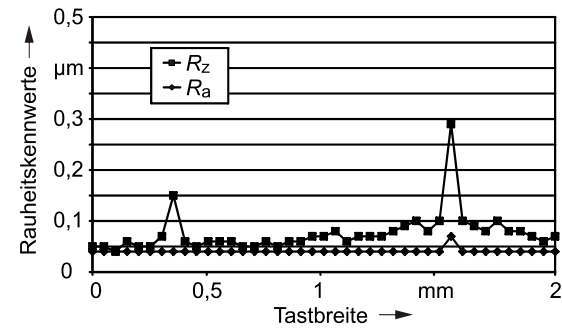
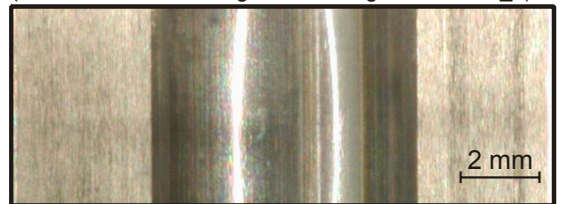


Abbildung 6-4: Rauheitskennwerte  $R_a$ ,  $R_z$  von Innenringen (Ausfall-Lager / Dauerversuch)



### 6.3 Weiterführende Schmierstoff- und Oberflächenuntersuchungen

Die verwendeten Schmierstoffe und die Oberflächen der Lagerproben wurden am Physikalischen Institut (PI) der Universität Münster, bei der technologischen Beratung Dr. Holweger und am Institut für Mikrotechnologie (imt) der Universität Hannover zusätzlichen Analysen unterzogen. Sie dienten zur Bestimmung der chemischen und physikalischen Eigenschaften in Abhängigkeit der Laufzeit.

Die Schmierstoffeigenschaften wurden dabei mittels Fouriertransformierter Infrarotspektroskopie (FTIR, Technologische Beratung Dr. Holweger) und der Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (TOF-SIMS, Physikalisches Institut, Universität Münster) untersucht. Mit der TOF-SIMS konnten zusätzlich die chemischen Oberflächen- und Randschichtzusammensetzungen der Lagerproben bestimmt werden. Mit Hilfe einer Nanoindentierung (Institut für Mikrotechnologie, Universität Hannover) erfolgte eine weiterführende Bestimmung physikalischer Eigenschaften oberflächennaher Schichten.

Tabelle 6-1 zeigt die Zuordnung der Untersuchungsverfahren zu den Lagerproben, die aus Bruchstücken der Lagerringe bestanden, und den erforderlichen Referenzmaterialien.

Tabelle 6-1: Zuordnung der Untersuchungsverfahren zu den Proben und Materialien

	FTIR	TOF-SIMS	Nanoindentierung
Referenzproben			
- Modellfette	x	x	
- Grundwerkstoffe		x	x
Kurzversuche (Bruchstücke)	Probenvorbereitung: Wischpräparation		
- Innenring	x	x	
- Außenring	x	x	x
Dauerversuche (Bruchstücke)	Probenvorbereitung: Wischpräparation		
- Innenring	x	x	
- Außenring	x	x	x

Nachfolgend werden die Untersuchungsverfahren und die verwendeten Probenpräparationen vorgestellt und die wichtigsten Ergebnisse dieser Untersuchungen zusammengefasst. Sie liefern weitere Aufschlüsse über die Wirkungsweise der Oxidationsinhibitoren in Schmierfetten unter dynamischen Betriebsbedingungen, wie sie in Wälzlagern vorherrschen.

#### 6.3.1 FTIR-Untersuchungen

Die Infrarot-Spektroskopie (IR) beschreibt die Wechselwirkung von elektromagnetischer Strahlung mit Materie in einem Wellenlängenbereich von 2,5 bis 20  $\mu\text{m}$ . Die elektromagnetische Anregung der Materie löst Rotations- und Schwingungsvorgänge an den Molekülbestandteilen aus. Die Energie, die zur Anregung einer Schwingung benötigt wird, ist dabei abhängig von der Masse und der Bindungsstärke der schwingenden Atome. Bei einer

Schwingungsanregung tritt somit eine Absorption der eingestrahlten Energie auf [110], [113]. Die Absorption von Strahlung durch Materie wird durch das *Lambert-Beersche* Gesetz beschrieben. Es besagt, dass die Absorption proportional zur Anzahl der absorbierenden Moleküle ist. Bei der Aufnahme eines IR-Spektrums werden verschiedene Frequenzen eingestrahlt und die auftretenden Absorptionen oder Transmissionen gemessen. Diese können über Datenbanken funktionellen Gruppen zugeordnet werden [60].

Die bei der Technologischen Beratung Dr. Holweger verwendete Fouriertransformierte-Infrarotspektroskopie ist eine Variante der IR-Spektroskopie. Mit Hilfe einer Fouriertransformation werden IR-Spektren aus den Interferogrammen eines Interferometers berechnet. Die FTIR-Spektroskopie zeichnet sich im Vergleich zu der IR-Spektroskopie durch eine schnellere Messzeit und eine bessere Signalauflösung aus. Das Verfahren der IR-Spektroskopie eignet sich aufgrund des Messprinzips sehr gut zur Charakterisierung von chemischen Veränderungen in Schmierstoffen.

Tabelle 6-2 zeigt die Zuordnung einiger fettspezifischer funktioneller Gruppen und deren Absorptionsbereiche (auch Absorptionsbande genannt) im IR-Spektrum. Die Schwingungsarten, die von diesen funktionellen Gruppen ausgeführt werden können, sind:

- Valenzschwingungen, die in Verbindungsrichtung der Atome auftreten und
- Deformationsschwingungen, die Lage- und Winkeländerungen bei einer Anordnung von drei Atomen beschreiben.

Tabelle 6-2: IR-Absorptionsbereiche von fettspezifischen funktionellen Gruppen

Funktionelle Gruppe	Wellenzahl (reziproke Wellenlänge) [cm <sup>-1</sup> ]	Fettbestandteil
O-H / Sauerstoff-Wasserstoff (Valenzschwingung)	3.400-3.200	Verdicker: Lithium-12-Hydroxystearat
C-H / Kohlenstoff-Wasserstoff (Valenzschwingung)	3.000-2.800	Basisöl: Polyalphaolefin (PAO)
C=O / Kohlenstoff-Sauerstoff (Valenzschwingung)	1.740	Ester
C-O / Kohlenstoff-Sauerstoff (Valenzschwingung)	1.650-1.500	Seife
H-C-H / Wasserstoff-Kohlenstoff-Wasserstoff (Deformationsschwingung)	1.480-1.350	Basisöl: PAO, Ester
C-O-C / Kohlenstoff-Sauerstoff-Kohlenstoff	1.200-1.100	Ester

Die Zuordnung der Absorptionsbande zu den funktionellen Gruppen ist unterhalb von 1.650 cm<sup>-1</sup> nicht mehr eindeutig, kann aber anhand von Plausibilitätsbetrachtungen und Vergleichsergebnissen interpretiert werden.

### Probenaufbereitung und Ergebnisse der IR-Referenzuntersuchungen

Als Grundlage für die Untersuchungen der chemischen Veränderungen in den Modellfetten wurde eine Datenbasis der Ausgangszustände von Modellfetten erstellt. Diese Datenbasis wurde mit den Spektren der anhaftenden Modellfette nach den Kurz- und Dauerversuchen verglichen. Die Proben sind zur Erstellung der Spektren mit verschiedenen Verfahren aufbereitet worden. Einerseits erfolgte eine Entfernung der groben Fettbestandteile im Laufspurbereich und andererseits wurde die Oberfläche partiell mit n-Hexan gereinigt.

Abbildung 6-5 zeigt beispielhaft für die Modellfette das Referenzspektrum von Modellfett A sowie dessen signifikante Absorptionsbande. Dabei wird die Transmission über der Wellenzahl aufgetragen. Die Wellenzahl entspricht dabei der reziproken Wellenlänge und die Transmission kennzeichnet die Intensität der durch die Schwingungsanregung abgeschwächten, eingestrahlten Wellenlänge.

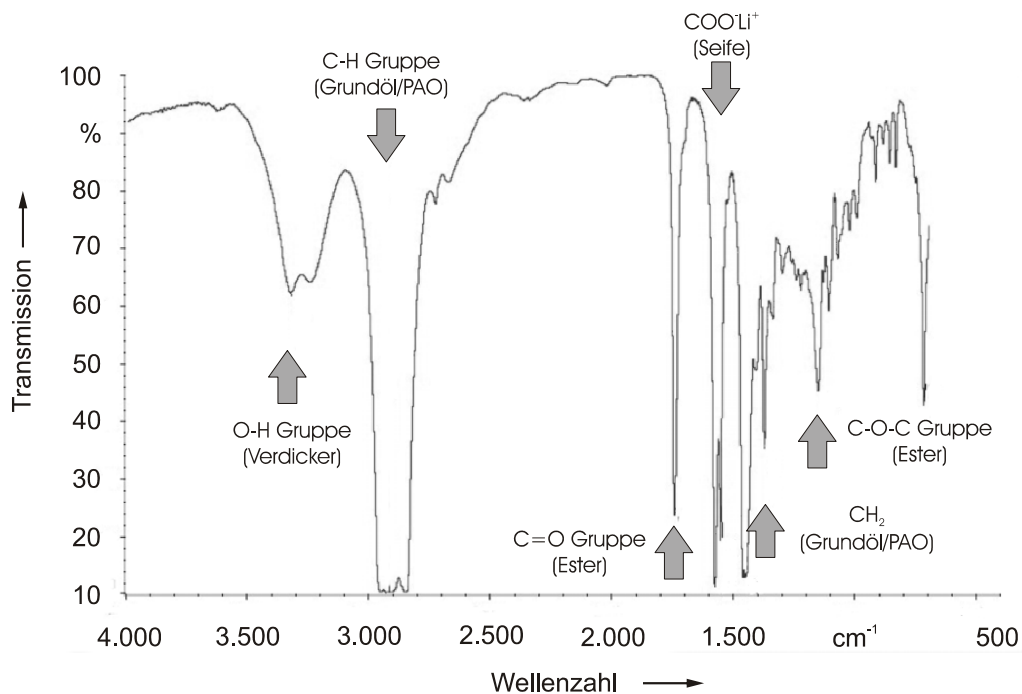


Abbildung 6-5: Referenzspektrum von Modellfett A [60]

Die verwendeten Basisbestandteile der Modellfette sind in dem Referenzspektrum nachweisbar. Es sind aber keine signifikanten Unterschiede aufgrund der Oxidationsinhibitoren in den Referenzspektren zu erkennen (siehe Spektren der Modellfette im Anhang).

### Ergebnisse der IR-Untersuchungen (Kurzversuche)

Die IR-Spektren der anhaftenden Modellfette nach den Kurzversuchen ermöglichen die Analyse der chemischen Veränderungen ohne die Auswirkungen eines Bauteilausfalls. Diese Untersuchungen sollten klären, ob in einem frühen Stadium der Versuche eine Schmierstoffveränderung auftritt, die auf einen nahenden Bauteilausfall hinweist. Dazu

wurden die anhaftenden Schmierfette und die gereinigten Oberflächen von Innen-, Außenringen und Wälzkörpern untersucht. Das Interesse lag dabei auf Veränderungen, die eine einsetzende Oxidation nachweisen.

Abbildung 6-6 stellt das IR-Spektrum des anhaftenden, beanspruchten Modellfetts A dem Ausgangszustand gegenüber. Bei diesem Vergleich kann eine einsetzende Oxidation der Schmierstoffbestandteile durch deutliche Veränderung in den Spektren nachgewiesen werden. Zusätzlich tritt eine Verbreiterung der Absorptionsbanden der Carbonylschwingungen ( $C=O$ ) im Bereich von  $1.800 - 1.650 \text{ cm}^{-1}$  und eine Abnahme der Carbonylschwingung des Esters bei  $1.740 \text{ cm}^{-1}$  und  $1.150 \text{ cm}^{-1}$  auf. Diese Änderungen beweisen eine Zersetzung der Esterbestandteile durch Hydrolyse (Zersetzung in Verbindung mit Wasser z.B. Luftfeuchtigkeit).

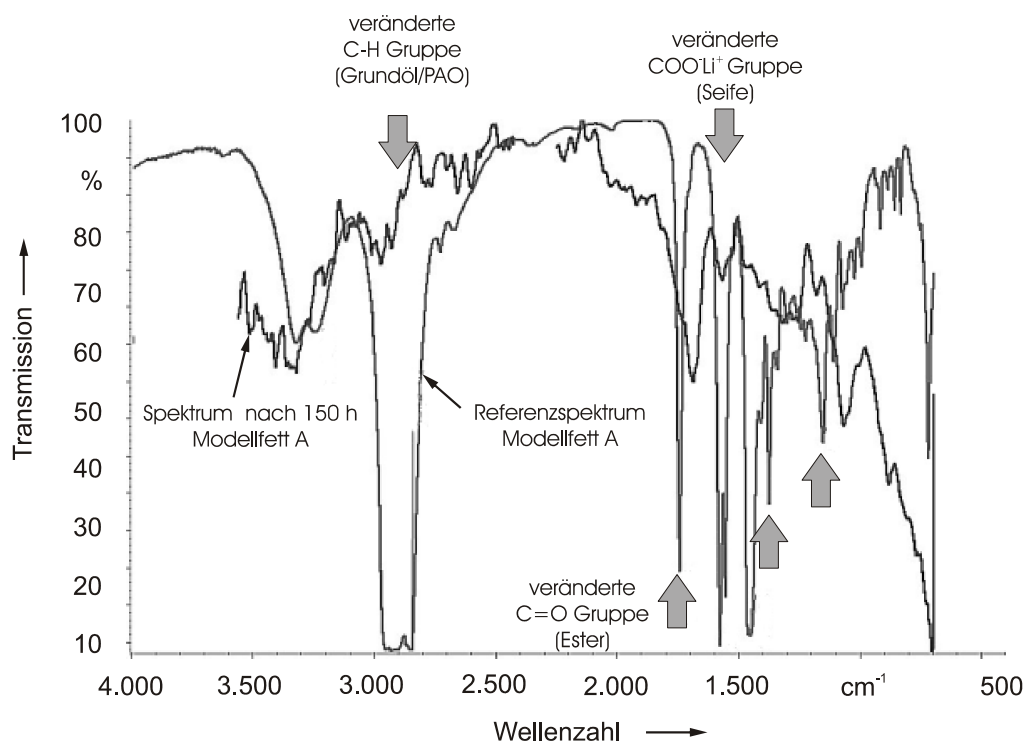


Abbildung 6-6: Verändertes IR-Spektrum nach dem Kurzversuch von Modellfett A [60]

Weiterhin ist eine Verringerung der Verdickerbande ( $1.580 \text{ cm}^{-1}$ ) und eine Ausweitung der Grundölbande bei  $3.000 - 2.800 \text{ cm}^{-1}$  zu erkennen. Diese Veränderungen sind nach 150 Stunden erkennbar und ein Hinweis auf die oxidative und hydrolytische Zersetzung des Basisöls und des Verdickers.

Um die Verteilung der funktionellen Gruppen im Laufbahnbereich zu untersuchen, erfolgte eine Untersuchung der Probenoberfläche über eine gerasterte Erstellung von IR-Spektren. Bei dieser Untersuchung wird die Oberfläche in ein Raster unterteilt und an den Schnittpunkten des Rasters jeweils ein Spektrum aufgenommen. Die untersuchte Fläche wurde dabei so gewählt, dass eine Abbildung des druckpolierten Laufbahnbereichs und der angrenzenden unbeanspruchten Flächen erfolgte. Dadurch war es möglich, den Bereich innerhalb und

außerhalb der Laufspur zu vergleichen. Diese gerasterten Spektren werden als Chemigramme dargestellt, in denen funktionelle Gruppen, die unterschiedliche Alterungsprozesse der Fettkomponenten kennzeichnen, farblich codiert werden. Tabelle 6-3 benennt funktionelle Gruppen und deren Bereiche im IR-Spektrum sowie zugeordnete typische Prozesse der Fetalterung.

Tabelle 6-3: Alterungsprozesse der Schmierstoffbestandteile und bezeichnende funktionelle Gruppen

Wellenzahlbereich [ $\text{cm}^{-1}$ ]	Funktionelle Gruppe	Alterungsprozess
3.400-3.200	-O-H	Oxidations- und Korrosionsprozesse
3.000-2.800	-C-H	Belegung durch Ölreste
2.700-2.500	-X-H	Bildung aggressiver Säuren

In einem Vergleich der Konzentrationen (farbliche Kodierung) dieser funktionellen Gruppen unterscheiden sich die Chemigramme der Modellfette A, B und C nur wenig. Die Ergebnisse weisen durch eine erhöhte OH-Verteilung und eine reduzierte CH-Verteilung einsetzende Oxidations- und Korrosionsprozesse im Wälzkontakt nach. Ein Anstieg der XH-Konzentration, der für den Nachweis von aggressiven Säuren steht, ist nach 150 Stunden nicht nachweisbar. Abbildung 6-7 zeigt exemplarisch das Chemigramm eines Außenrings. Helle Bereiche kennzeichnen hohe Konzentrationen der jeweiligen funktionellen Gruppe und dunkle Bereiche geringe Konzentrationen.

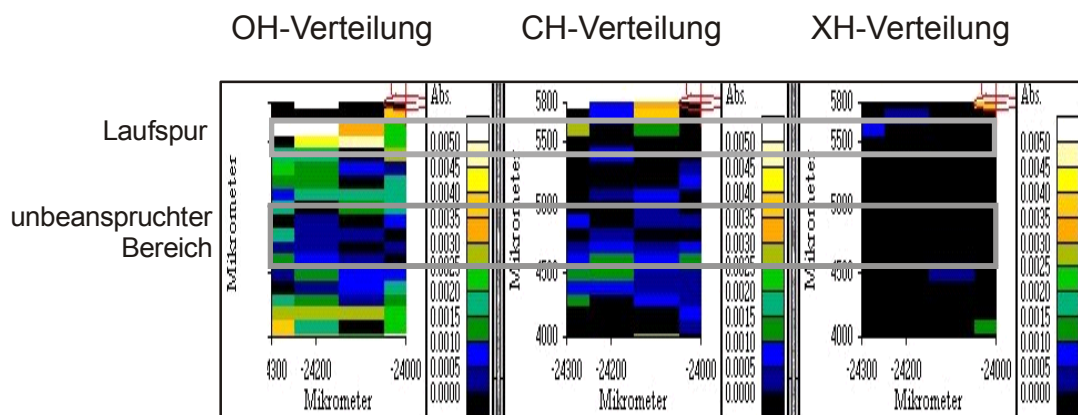


Abbildung 6-7: Chemigramme eines Außenrings, Modellfett A, 150 h Laufzeit [115]

Die Modellfette D, E und F zeigen dabei im Vergleich zu den Modellfetten A, B, C weniger Hinweise auf Zersetzungsprodukte durch Oxidationsvorgänge (Abbildung 6-8). Die Fette D und F zeigen zusätzlich eine Belegung der Lageroberflächen, die aufgrund der Reinigung mit n-Hexan nicht entfernt werden kann. Diese Belegung führt zu Schwingungsbanden, die bei  $1.740\text{ cm}^{-1}$  sowie  $1.330\text{ cm}^{-1}$  auftreten und dem phenolischen Oxidationsinhibitor zugeordnet werden. Phenole bilden mit metallischen Reaktionspartnern so genannte Chelate. Dabei kann es unter Abgabe von ein oder zwei Wasserstoffatomen der Hydroxidgruppe zu einer Bindung des Phenols mit der Werkstoffoberfläche kommen. Auf diese Weise entwickeln sich

Bindungen, die schwer löslich sind und die durch die angewendete Reinigungsmethode nicht entfernt werden können.

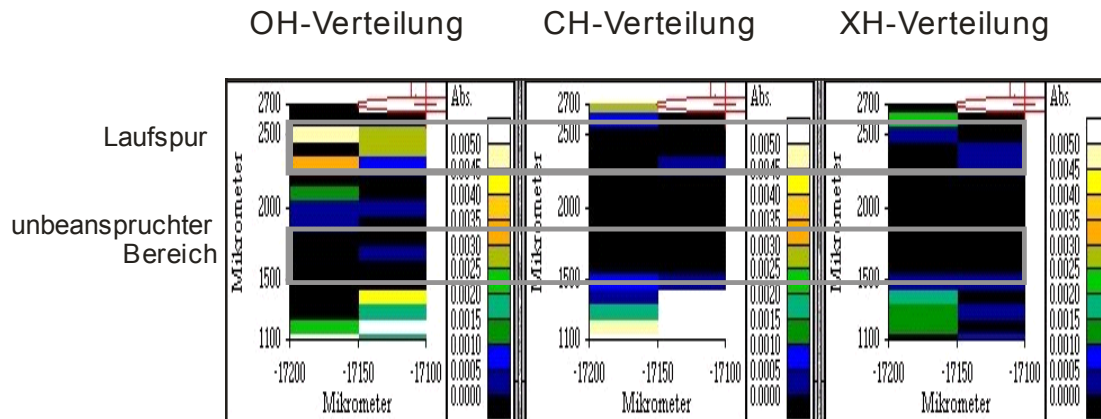


Abbildung 6-8: Chemigramme eines Außenrings, Modellfett D, 150 h Laufzeit [115]

Zusammenfassend zeigen die IR-Untersuchungen der Proben aus den Kurzversuchen, dass nach kurzer Zeit leichte Veränderungen der Schmierfette auftreten, die auf oxidative und hydrolytische Prozessen zurückzuführen sind. Auffällig ist dabei, dass bei den Proben von Modellfett D und F eine Belegung nachweisbar ist, die sich aus Komponenten des phenolischen Antioxidans zusammensetzt. Diese Rückstände zeichnen sich dadurch aus, dass sie mit der Reinigung durch n-Hexan nicht entfernt werden können. Es handelt sich daher um polare oder möglicherweise chemisch gebundene Produkte, die fest an der Werkstoffoberfläche haften [115].

### Ergebnisse der IR-Untersuchungen (Dauerversuche)

Die Proben aus den Dauerversuchen wurden mit identischen Testparametern im Vergleich zu den Proben der Kurzversuche untersucht. Dadurch kann eine Charakterisierung der chemischen Veränderungen der Schmierfette nach dem Ausfall erfolgen. Die Proben wurden dazu im befetteten Zustand und nach der Wischpräparation mit n-Hexan untersucht. Die Reinigung mit n-Hexan führte zu einer weitgehenden Entfettung, bei der aber ein für die Untersuchung ausreichender Schmierfilm auf der Oberfläche verblieb. Die Proben zeigen bei beiden Reinigungsverfahren aufgrund der verschiedenen Untersuchungspositionen und Laufzeiten Spektren von nahezu unveränderten Fetten neben der Laufspur bis zu deutlich veränderten Spektren im Laufspurbereich. Eine Normierung der Ergebnisse auf einen Standard erfolgte aufgrund dieser unterschiedlichen ortsabhängigen Verteilungen nicht. Abbildung 6-9 zeigt exemplarisch die Spektren von Modellfett A vor und nach einem Dauerversuch. Nach den Versuchen werden in den anhaftenden Modellfetten vorwiegend im Kontaktbereich Alterungsprodukte der Fettbestandteile festgestellt. Neben der Zersetzung der Esterkomponenten ist eine nahezu vollständige Abnahme der Sauerstoff-Valenzschwingung (O-H) im Wellenzahlbereich von  $3.400\text{-}3.200\text{ cm}^{-1}$  und der Absorptionsbande bei  $1.650\text{-}1.500\text{ cm}^{-1}$  ( $\text{COO}^-\text{Li}^+$ ) feststellbar, die auf eine vollständige Zersetzung des Verdickers hinweist.

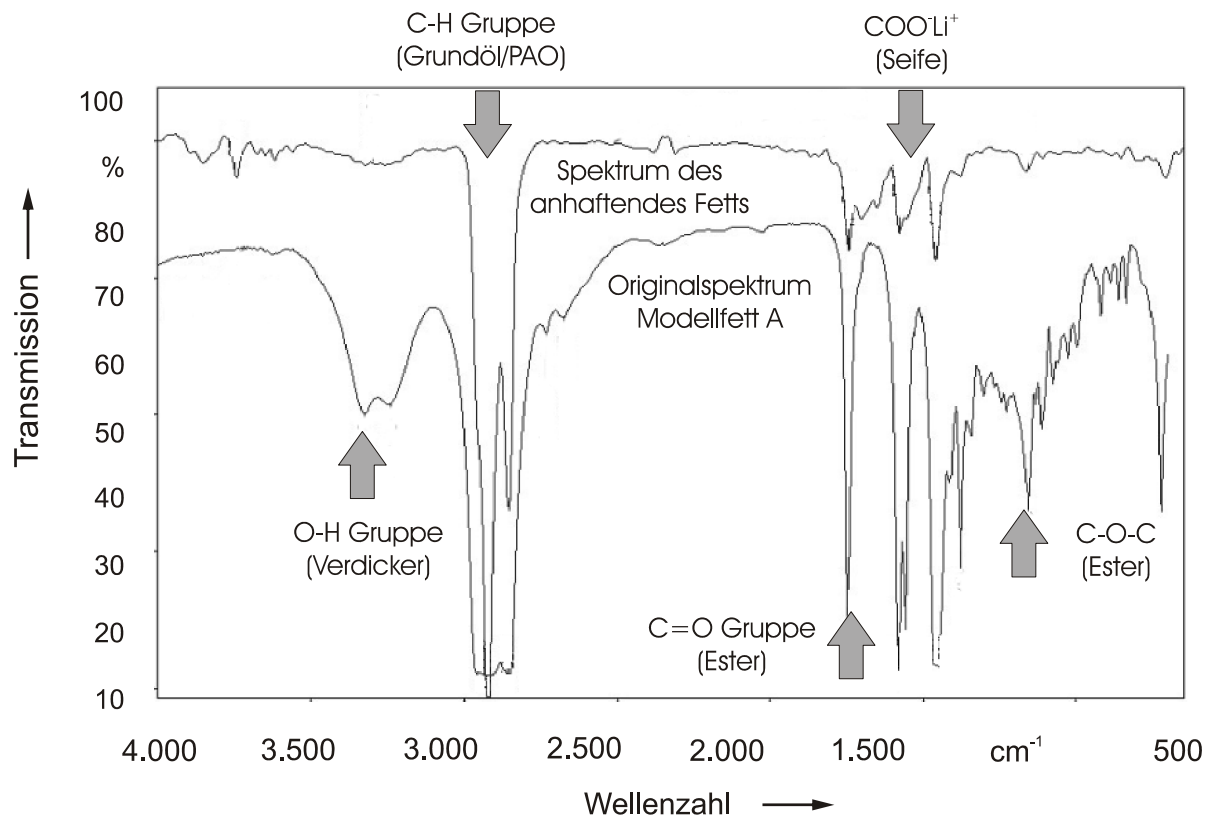


Abbildung 6-9: IR-Spektren von Modellfett A vor und nach einem Dauerversuch (Ausfall-Lager) [115]

Der Zersetzungsprozess des Esters wird anhand der Vergrößerung des Bereichs von 2.200-1.600  $\text{cm}^{-1}$  in Abbildung 6-10 dargestellt. Die Absorptionsbande des Esters (C=O) bei 1.740  $\text{cm}^{-1}$  ist nach dem Versuch deutlich verbreitert und weist rechts und links neben der ursprünglichen Bande neue Absorptionsmaxima auf. Hauptsächlich Zersetzungsprodukte des Esters sind dabei Karbonsäuren, die rechts neben der ursprünglichen Absorptionsbande im Wellenzahlbereich von 1.720 - 1.690  $\text{cm}^{-1}$  zu finden sind. Die links neben der ursprünglichen Bande auftretenden Schwingungen sind charakteristisch für Lactone, die aus fünf oder sechsgliedrigen Ringen der Esterverbindungen bestehen. Diese entstehen unter Einwirkung von hoher Wärmeenergie, die infolge von lokaler Überhitzung eingebracht wird. Die Aktivierung der Oxidationsreaktionen (Gleichung (2.7)), die vorwiegend bei deutlich höheren Temperaturen ablaufen, ist damit aufgrund der dynamischen Beanspruchung in Verbindung mit katalytisch wirksamen Metallionen aus dem Lagerwerkstoff bereits unter 100°C möglich.

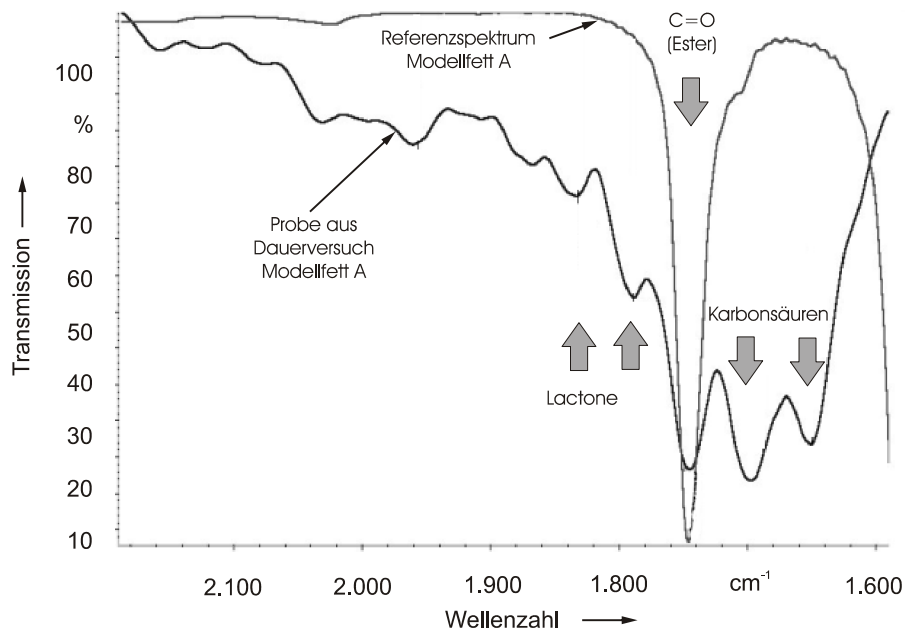


Abbildung 6-10: Vergrößerung von Abbildung 6-9 im Bereich der Verdickerbande [115]

An einigen Probenoberflächen der Modellfette D und F war nach hohen Laufzeiten eine Belegung festzustellen, die als Ursprung eine phenolische Zusammensetzung aufwies [115]. Aufgrund des fortgeschrittenen Verschleißzustands der Käfige bei diesen Versuchen wird die Belegung auf Bestandteile des Käfigmaterials zurückgeführt. Weiterhin zeigten die Fettrückstände an den Lagerproben Unterschiede in der Konsistenz und Veränderungen der Farbe im Vergleich zum Frischfettzustand. Bei den Modellfetten B und F traten nach den Laufzeiten rote Verfärbungen auf, die auf die Bildung von chromophoren Gruppen zurückzuführen sind. Abbildung 6-11 zeigt diese Verfärbungen anhand von gealterten Grundölmischungen.

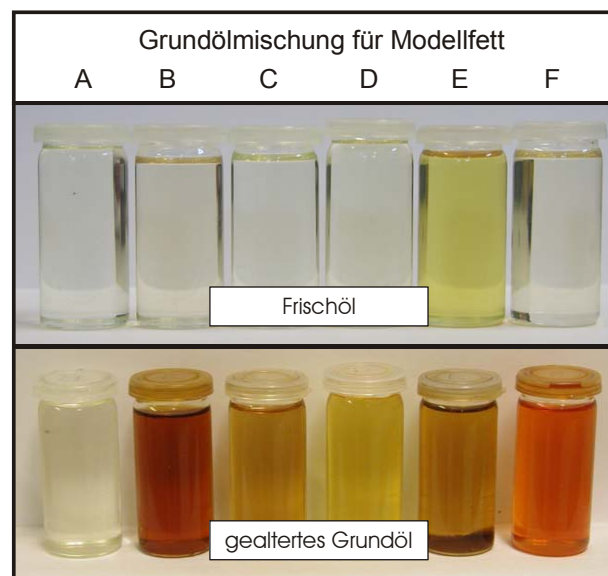


Abbildung 6-11: Verfärbung der Grundölmischungen von Modellfett A - F (oben: Frischöl / unten: gealtertes Grundöl - zwei Jahr bei RT gelagert)



Diese stark gefärbten Gruppen entstehen bei Reaktionen der Oxidationsinhibitoren mit den Radikalen und treten auch bei Raumtemperatur (RT) auf [6]. Neben diesen Verfärbungen wiesen einige Proben Rückstände auf, die nicht durch die Reinigung zu entfernen waren und auf Polymerisationsprodukte hinweisen [115].

Zusammenfassend zeigen die IR-Untersuchungen der Proben aus den Dauerversuchen, dass die bei den Kurzversuchen nachgewiesenen Oxidationsreaktionen des Basisöls, der Verdickerbestandteile und des Esters fortschreiten. Als Endprodukte der Zersetzung des Esters bilden sich dabei verstärkt Karbonsäuren (Absorptionsbereich:  $1.720\text{-}1.640\text{ cm}^{-1}$ ) und in einzelnen Fällen Lactone (Absorptionsbereich:  $1.900\text{-}1.760\text{ cm}^{-1}$ ), die aufgrund von lokaler Überhitzung entstehen.

### 6.3.2 TOF-SIMS Untersuchungen

Die Sekundärionen-Massenspektrometrie (SIMS) ist ein Verfahren zur Bestimmung der molekularen Zusammensetzung von Oberflächen. Die SIMS zeichnet sich durch eine hohe Nachweis- und Oberflächenempfindlichkeit aus. Die Anwendungsschwerpunkte liegen in der Spurenanalyse, der Messung von lateralen Elementverteilungen auf Oberflächen und der Analyse der Randschichtzusammensetzung durch die Erstellung von Tiefenprofilen. Bei diesem Verfahren wird die Oberfläche eines Festkörpers mit energiereichen Primärionen beschossen. Dies führt zu einer Zerstäubung der obersten Monolage des Körpers. Die dabei emittierten Sekundärteilchen bestehen überwiegend aus neutralen Atomen und Molekülen. Ein geringerer Teil wird in Form positiv oder negativ geladener Teilchen desorbiert. Diesen Teil bezeichnet man als Sekundärionen, die aufgrund ihrer elektrischen Ladung direkt der Analyse mit einem Massenspektrometer zugänglich sind. Sie werden bezüglich ihres Masse / Ladungs-Verhältnisses getrennt und anschließend mit einem Detektor nachgewiesen. Schwierigkeiten bereitet dieses Verfahren bei der Quantifizierung der Sekundärionen-Signale (SI-Signale), da die Zerstäubung und die Ionisation der Sekundärionen durch den Emissionsprozess voneinander abhängen und durch die vorliegende Oberflächenstruktur beeinflusst werden. Zur Kompensierung dieses so genannten Matrixeffekts ist die Messung von Probenstandards für die Quantifizierung erforderlich.

Am Physikalischen Institut der Universität Münster wird die bei den hier vorgestellten Untersuchungen angewandte Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (Time of Flight Secondary Ion Mass Spectrometry, TOF-SIMS) zur Analyse von Oberflächen verwendet. Es handelt sich dabei um eine Variante der Sekundärionen-Massenspektrometrie (SIMS). Das Verfahren beruht auf dem Umstand, dass die Sekundärionen mit einer identischen Primärenergie beschleunigt werden und bei dem Eintritt in den Analysator ein identisches Energiepotential aufweisen. Leichte Ionen weisen deshalb eine höhere Fluggeschwindigkeit auf als schwerere, so dass deren Flugzeit für eine vorgegebene Strecke ein Maß für deren Masse ist. Die Kombination eines Sekundärionen-Massenspektrometers mit einer Flugzeitmessung ermöglicht so eine sehr genaue und simultane Massenbestimmung desorbierter Teilchen (Abbildung 6-12). Der Primärionenstrahl (PI) muss zur simultanen Erfassung gepulst werden. Er weist eine sehr geringe Stromdichte auf, so dass nur ein

Bruchteil einer Monolage bei der Oberflächenanalyse abgetragen wird. Mit dieser nahezu zerstörungsfreien ("statischen") Analyse können auch große Moleküle und charakteristische Fragmente von organischen und anorganischen Materialien nachgewiesen werden. Der Vorteil des TOF-SIMS-Verfahrens liegt daher in einer nahezu zerstörungsfreien Analyse von Oberflächen gekoppelt mit einer simultanen Erfassung. Der erfasste Massenbereich schließt bei einer sehr hohen Nachweisempfindlichkeit auch organische Moleküle mit Massenzahlen über 10.000 amu (atomic mass unit, Formelzeichen:  $u = 1,6605387313 \cdot 10^{-27}$  kg) ein.

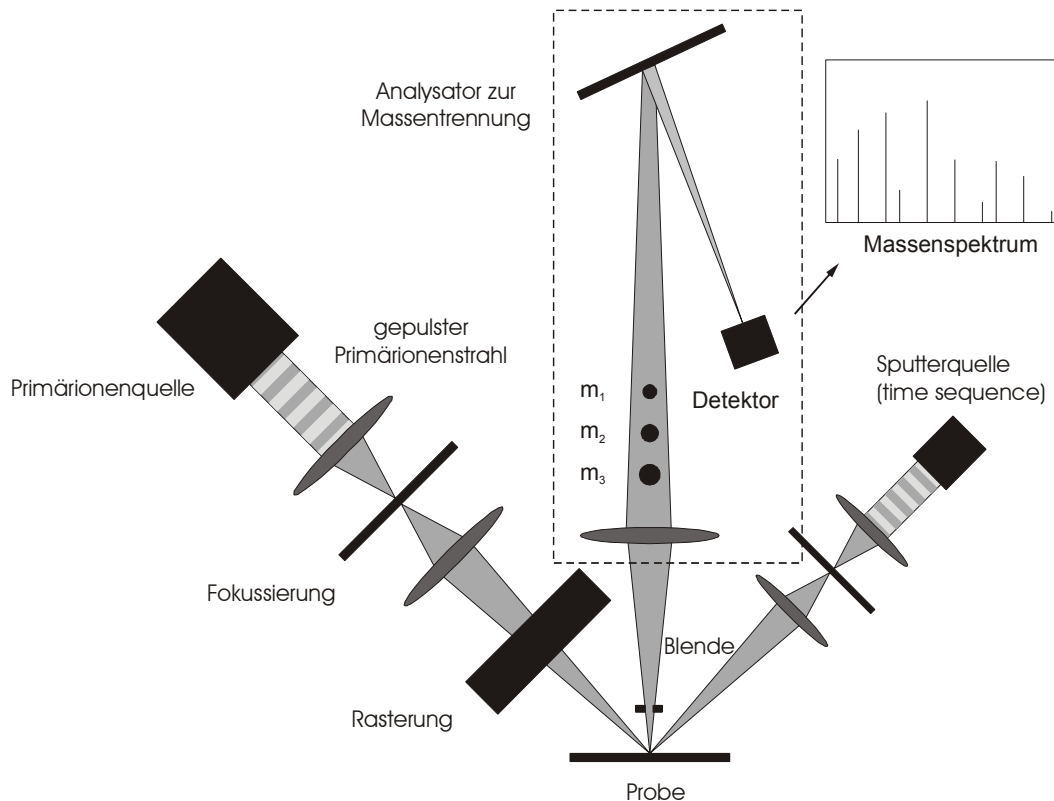


Abbildung 6-12: Schematischer Aufbau eines Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometers in Verbindung mit einer Sputterquelle

Die statische TOF-SIMS kann dabei zur Bestimmung der lokalen organischen und anorganischen Oberflächenszusammensetzungen verwendet werden. Zur Bestimmung der Element- und Molekülverteilung erfolgt dazu eine Positionierung des Primärionenstrahls durch eine Rasterung. Dieses so genannte TOF-SIMS Imaging ermöglicht eine orts aufgelöste Darstellung der Sekundärionen-Signale. Als Ergebnis dieser Untersuchungen können die ermittelten Sekundärionen-Intensitäten (SI-Intensitäten) für ausgewählte Massen farbcodiert auf einer Fläche von 128 x 128 Pixeln, dies entspricht einer Größe von 750 x 750  $\mu\text{m}$ , dargestellt und ausgewertet werden.

Die Erstellung von Tiefprofilen wird durch die Kombination des TOF-SIMS mit einer zweiten hochenergetischen Primärionenquelle ermöglicht. Diese so genannte Dual Beam Methode ermöglicht durch das zeitversetzte Abtragen (Sputtern) der Oberfläche mit der

zweiten Primärionenquelle und Analyse mit der TOF-SIMS Primärionenquelle die Bestimmung der Randschichtzusammensetzung. Die Primärionenstrahlen der TOF-SIMS sowie der Sputterquelle werden an der Analysestelle auf der Oberfläche zentriert und treffen zeitlich versetzt (TOF-SIMS timing sequence) auf der Probe auf. Die Tiefenauflösung wird dabei hauptsächlich von der Sputterquelle beeinflusst.

Die chemische Analyse mit dem TOF-SIMS Verfahren erstreckt sich im Rahmen der Untersuchungen auf die anhaftenden Schmierfette, die gereinigten Oberflächen und die Erstellung von Tiefenprofilen an Proben aus den Kurz- und Dauerversuchen. Die Ergebnisse werden wie bei den IR-Untersuchungen mit Daten aus Referenzuntersuchungen der Ausgangsmaterialien verglichen, um den Einfluss der Oxidationsinhibitoren zu ermitteln.

### Untersuchung der anhaftenden Fette

Die TOF-SIMS Untersuchungen der anhaftenden Fette weisen nach, dass außerhalb der Laufbahnbereiche keine qualitativen Änderungen der Sekundärionen-Signale von Grundöl und Verdicker im Vergleich zum Referenzzustand auftreten. Innerhalb der Laufbahn werden lateral unterschiedliche Verteilungen für Lithium und Kohlenwasserstoffe nachgewiesen (Abbildung 6-13).

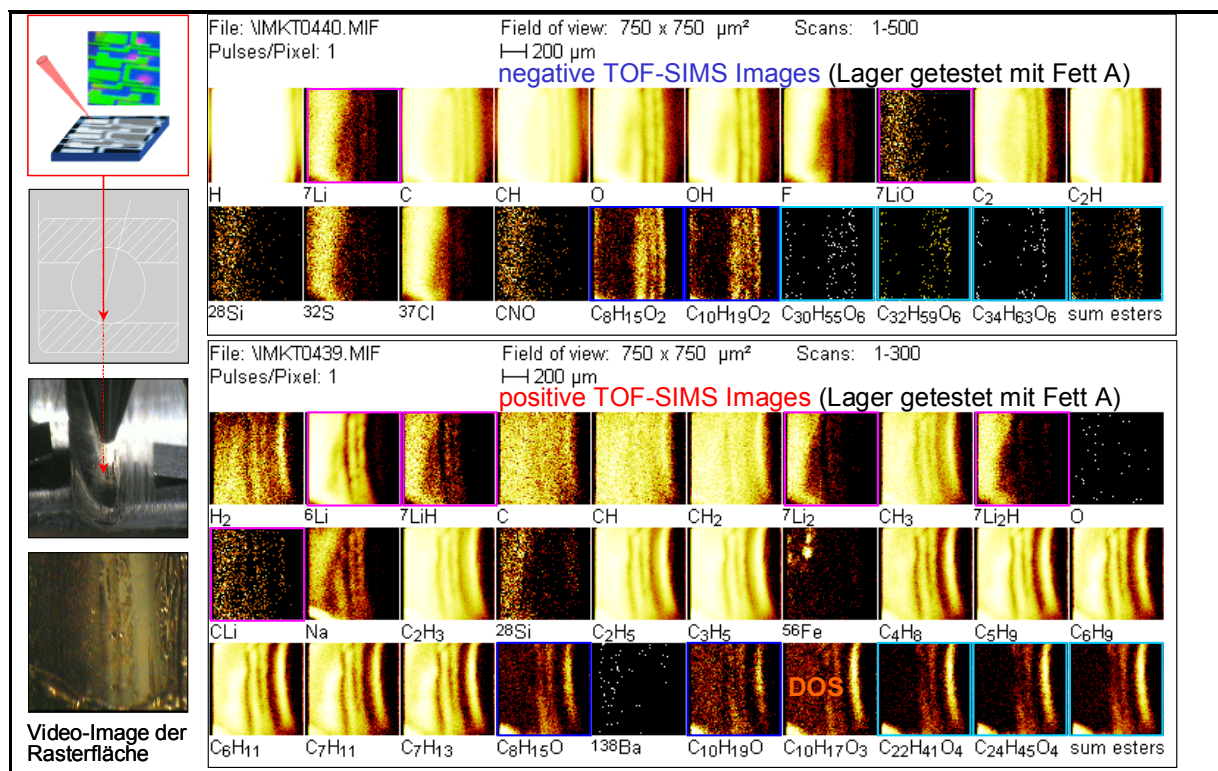


Abbildung 6-13: TOF-SIMS Imaging der anhaftenden Fettschicht; Darstellung von Oberflächen - Verteilungen für Lithium und schmierstoffspezifische Sekundärionen [115]

Diese mit TOF-SIMS Imaging ermittelten lokalen Zusammensetzungen des anhaftenden Schmierstoffs beziehungsweise der an der Oberfläche angereicherten Schmierstoffanteile bestätigen einen Grenzschichtaufbau aus Schmierstoffbestandteilen im Kontaktbereich. Dabei

können die charakteristischen SI-Signale der Oxidationsinhibitoren in den beanspruchten Fetten in gleicher Weise wie in den Frischfetten nachgewiesen werden. Nach kurzen Laufzeiten treten bei dem Modellfett B trimere und tetramere Verbindungen des Oxidationsinhibitors auf. Dieser Nachweis ist nach langen Laufzeiten nicht mehr möglich. Dieses Ergebnis entspricht der Polymerisation des Additivs nach dem Wirkungsmechanismus aus Abbildung 2-22. In Modellfett F können Polymerisationsprodukte der Oxidationsinhibitoren B und D in Form einer Verbindung B (Dimer) – D (Monomer) nachgewiesen werden. Neben diesen Reaktionsprodukten lassen sich im Randbereich der Laufspur im Fett Karbonsäuren in Form von Capryl- und Caprinsäuren feststellen. Diese Säuren entstehen als Reaktionsprodukte der Hydrolyse des Esters und werden auch mit dem FTIR-Verfahren nachgewiesen.

Als Maß für den Verschleiß in einem Wälzlager kann nach *Bartz* [6] der Metallgehalt im Schmierstoff herangezogen werden. Der Metallgehalt kann dabei in Form von Nano- und Mikropartikeln vorliegen und einen abrasiven Einfluss auf die Kontaktoberfläche besitzen. Als weitere Zustände treten metallorganische Verbindungen bzw. Kationen im Schmierstoff auf. Die Oxidation der Schmierstoffbestandteile kann durch die katalytische Wirkung der Metallbestandteile beschleunigt beziehungsweise erst ermöglicht werden (siehe Kapitel 2.5.1). Die Metalle im Schmierstoff beeinflussen so die Degradation des Schmierstoffs und damit die Gesamtnutzdauer des Systems fettgeschmierter Wälzlager.

Aufgrund der hohen Massenaufösungen des Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometers können das  $^{56}\text{Fe}^+$  und  $\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Signal sehr gut voneinander getrennt werden. Damit ist eine Aussage über den Eisenanteil im Vergleich zum vorliegenden Schmierstoffanteil unter Berücksichtigung identischer Analyseparameter möglich.

Abbildung 6-14 und Abbildung 6-15 stellen die SI-Intensitäten der  $^{56}\text{Fe}^+$ - und  $\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Signale als Verhältnis dar. Abbildung 6-14 zeigt die  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  SI-Intensitäts-Verhältnisse als Mittelwerte für die Dauerversuche. Abbildung 6-15 gibt zum Vergleich die Mittelwerte bezogen auf die erzielten Laufzeiten der untersuchten Proben wieder. Da die Ergebnisse der Außenringe und Innenringe qualitativ gleichwertig sind, werden im Folgenden nur die Außenringe betrachtet. Es werden die Verhältnisse über alle untersuchten Lager, die ausgefallenen und nicht ausgefallenen Lager und die konstruktiv bedingten Fest- und Loslager differenziert. Der Vergleich zeigt, dass die Oxidationsinhibitoren in den Modellfetten einen Einfluss auf die  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  SI-Intensitäts-Verhältnisse haben.

Für die Mittelwerte gilt, dass das für den Ausfall verantwortliche Lager zumeist das höhere SI-Intensitäts-Verhältnis aufweist. Ferner ergibt der Vergleich des Mittelwerts über alle Lager, dass die Modellfette A, B, C und E im Vergleich zu den Modellfetten D und F höhere Werte der SI-Intensitäts-Verhältnisse annehmen. Zusätzlich fällt auf, dass zumeist das Festlager als Ausfall-Lager detektiert wird. Möglicherweise ist durch die konstruktive Festlegung des Festlagergehäuses kein Ausgleich der Fertigungstoleranzen möglich.

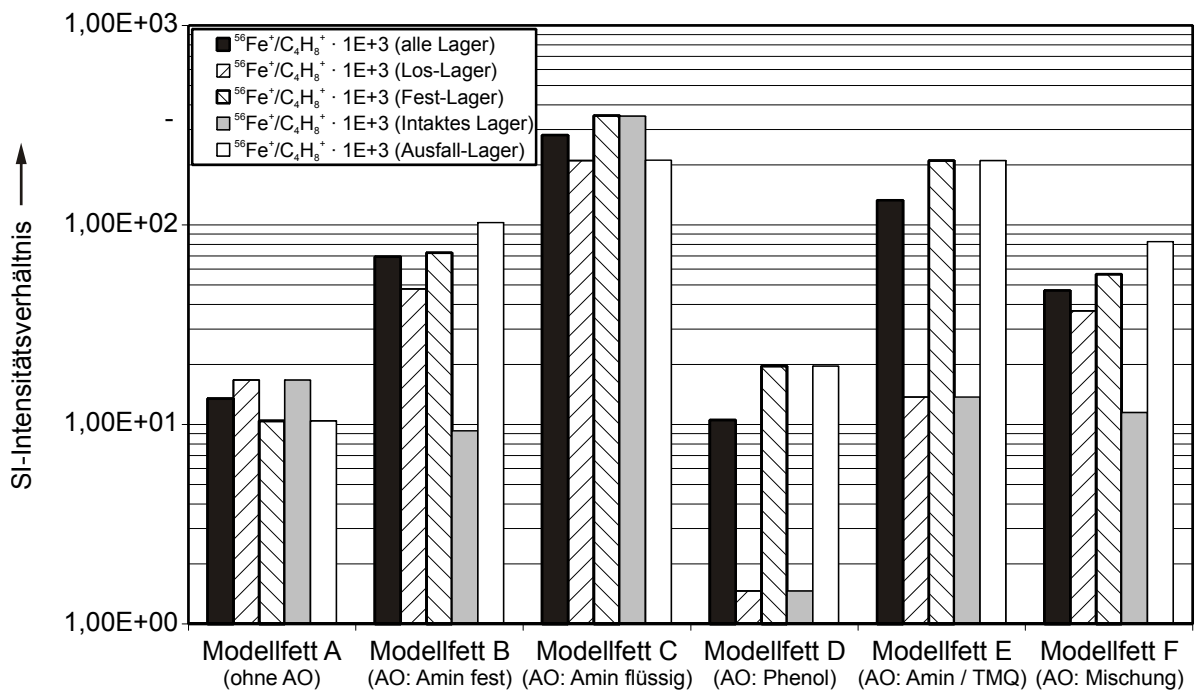


Abbildung 6-14: Gemittelte SI-Intensitätsverhältnisse  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  der Außenringe aus den Dauerversuchen [115]

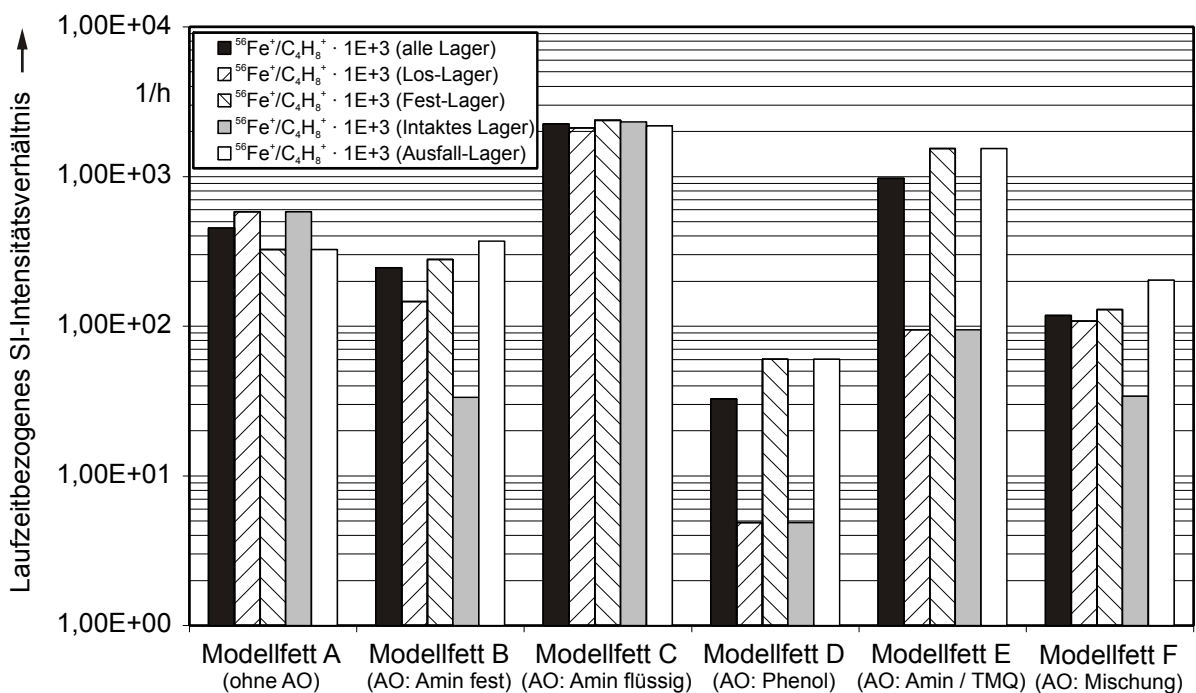


Abbildung 6-15: Laufzeitbezogene SI-Intensitätsverhältnisse  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  der Außenringe aus den Dauerversuchen [115]

Die Betrachtung der auf die Laufzeit bezogenen Mittelwerte bestätigt die vorher erläuterten Ergebnisse. Bei einem Vergleich mit den Gebrauchsdauern  $F_{10}$  der Schmierfette besteht zu den laufzeitbezogenen Mittelwerten der Verhältnisse eine sehr gute Übereinstimmung. Dabei

weisen die Modellfette A, B, C und E mit den kurzen Gebrauchsdauern hohe SI-Intensitäts-Verhältnisse auf, während die Modellfette D und F mit dem phenolischen Oxidationsinhibitor lange Gebrauchsdauern bei geringen SI-Intensitäts-Verhältnissen zeigen. Die Ergebnisse bestätigen damit die These, dass sich das phenolische Antioxidans auf der Oberfläche anlagert und einen Eintrag von Metallbestandteilen der Oberfläche in den Schmierstoff verringert.

Abbildung 6-16 gibt im Vergleich zu den Dauerversuchen die über alle Proben gemittelten SI-Intensitätsverhältnisse  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  der Kurzversuche wieder. Zusätzlich werden die Verhältnisse für die Fest- und Loslager gezeigt. Wie in den Dauerversuchen traten die höheren Verhältnisse zumeist in den Festlagern auf. Weiterhin wird vergleichbar zu den Dauerversuchen das größte Verhältnis bei Modellfett C detektiert.

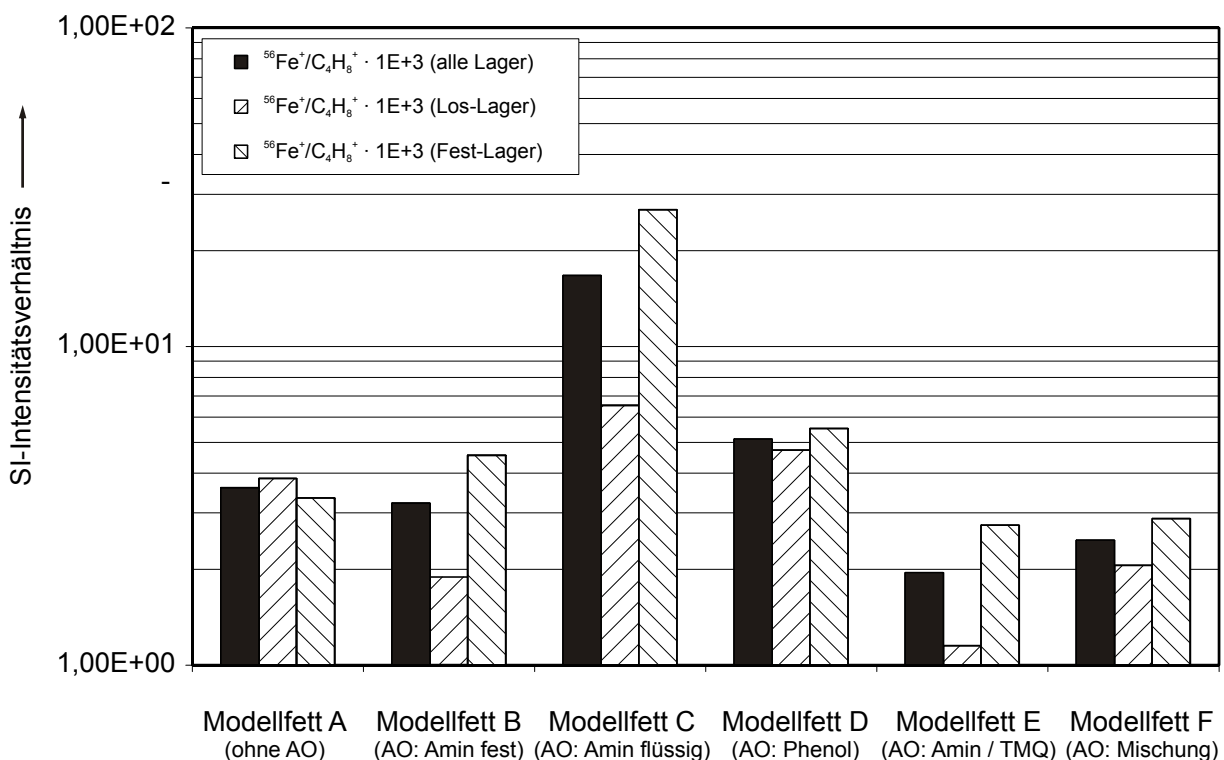


Abbildung 6-16: Gemittelte SI-Intensitätsverhältnisse  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$  bestimmt über alle Außen- und Innenringe der Kurzversuche [115]

### Untersuchung der gereinigten Oberflächen und Grenzschichten

Die Untersuchung der gereinigten Oberflächen erfolgte an den Bauteilen der Kurz- und Dauerversuche mit der statischen TOF-SIMS. Die Zusammensetzung der Grenzschichten wurde über die Erstellung von Tiefenprofilen an den Kugeln der Wälzlager ermittelt. Die Untersuchung der Kugeln erfolgte hierbei aufgrund ihrer besseren Zugänglichkeit. Diese Untersuchungen bestimmen die zeitabhängige chemische Veränderung der Oberflächenszusammensetzung und die Einbringung von Sauerstoff und Schmierstoffbestandteilen in die Grenzschicht. Bei dem verwendeten Dual-Beam-Verfahren ist eine Zuordnung der Grenzschichtzusammensetzung zur Tiefe insitu nicht möglich, da die

Abtragsrate von den verwendeten Sputterparametern (Zeit, Energiedichte, Primärionendosis) sowie der Oberflächenzusammensetzung und -topographie (Matrixeffekt) abhängt. Daher wird die Sputterzeit der Tiefenprofile in Bezug gesetzt zu der Abtragsrate einer 100Cr6 Probe, die mit identischen Analyseparametern bearbeitet wurde. Eine Vermessung der Sputterkrater auf den Wälzlagerproben war aufgrund der Krümmung der Probenoberflächen nicht möglich.

Unabhängig von den Oxidationsinhibitoren ergeben sich bei der Untersuchung der gereinigten Oberflächen drei signifikante Bereiche. Primär ist innerhalb der Laufspur eine Oberflächenzusammensetzung mit hohen Anteilen von Lithium und Lithiumverbindungen nachzuweisen. Im Randbereich der Laufspur werden vermehrt organische Lithium- und Kohlenwasserstoffverbindungen detektiert, wohingegen außerhalb der Spur für den Wälzlagerstahl charakteristische SI-Signale überwiegen. Durch diese drei Bereiche wird eine Oberflächenbelegung aus Schmierstoffbestandteilen im tribologischen Kontakt nachgewiesen.

Die Charakterisierung der chemischen Randschichtzusammensetzung mit Hilfe der Tiefenprofilierung zeigt, dass innerhalb der primären Kontaktzone (Laufspur) eine durch den Schmierstoff und die mechanische Beanspruchung erzeugte tribologische Schicht entstanden ist (Abbildung 6-17). Diese Schicht besteht aus Lithiumverbindungen sowie Resten von organischen Molekülen. Unter Verwendung isotonen-angereicherter Sauerstoffs ( $^{18}\text{O}_2$ ) als Molekularstrahl bei der TOF-SIMS Messung können weiterhin Oxidverbindungen nachgewiesen werden. Die Schichtendicke ist dabei abhängig von der Laufzeit und die Zusammensetzung ändert sich mit der Beanspruchungszeit. Abbildung 6-18 zeigt im Vergleich dazu ein Tiefenprofil außerhalb einer Laufspur. Beide Tiefenprofile wurden unter identischen Analyseparametern an einer Außenringprobe aus einem Dauerversuch mit Modellfett D gemessen.

An beiden Messungen ist eine Schicht im oberflächennahen Bereich erkennbar, in der Schmierstoffbestandteile in Form von Lithium- und Kohlenstoffverbindungen eingebracht werden. Weiterhin werden verschiedene Oxidverbindungen nachgewiesen, die einen tiefer liegenden sauerstoffhaltigen Schichtbereich charakterisieren. Dieser Bereich nimmt insbesondere durch die tribologische Beanspruchung in seiner Höhe während der Laufzeit zu. Im Vergleich dazu weist eine tribologisch unbeanspruchte und gereinigte 100Cr6 Probe eine durch Oxidation passivierte Grenzschicht auf, die keine Schmierstoffbestandteile beinhaltet und eine Höhe von ungefähr 3 nm besitzt (Abbildung 6-19).

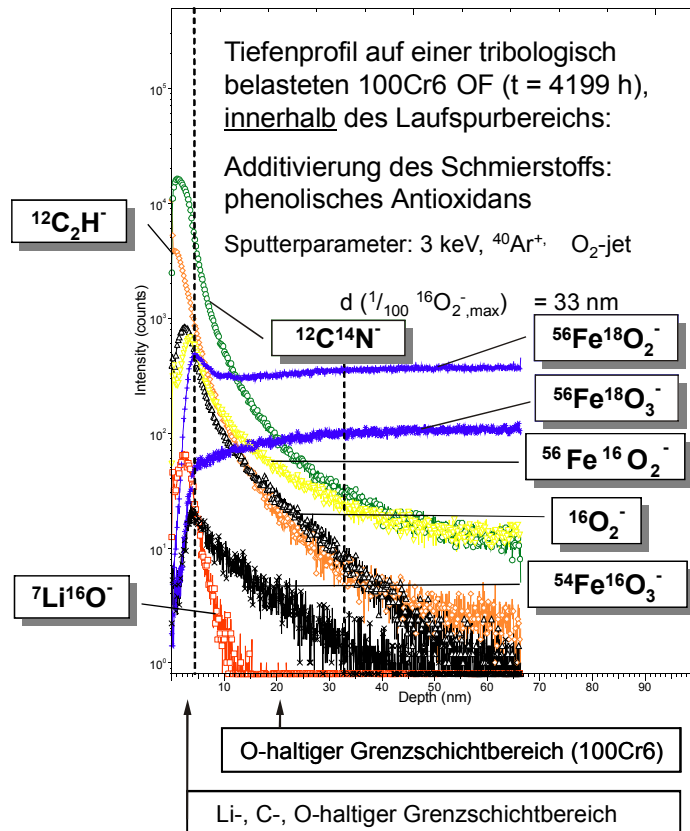


Abbildung 6-17: Tiefenprofil innerhalb der Laufspur, Modellfett D, Dauerversuch [115]

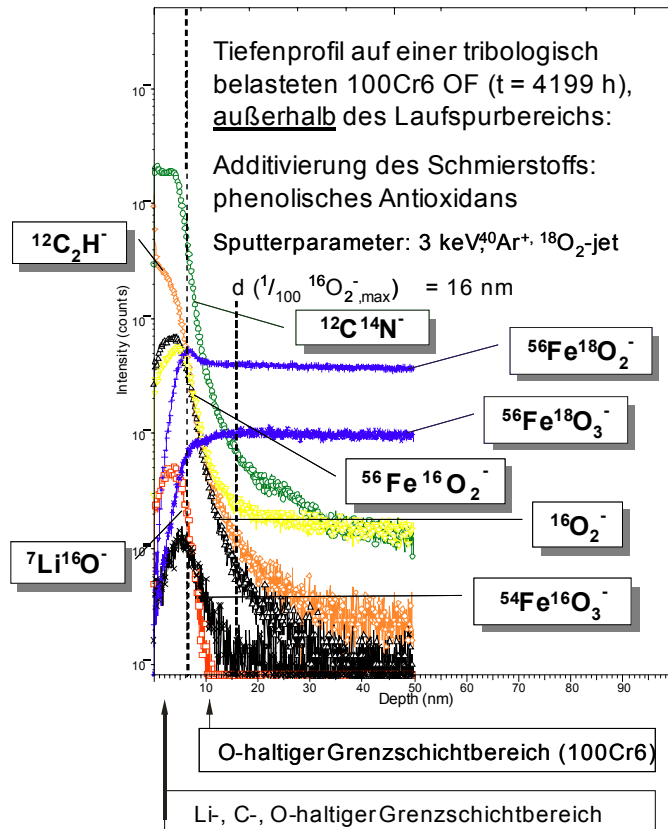


Abbildung 6-18: Tiefenprofil außerhalb der Laufspur, Modellfett D, Dauerversuch [115]



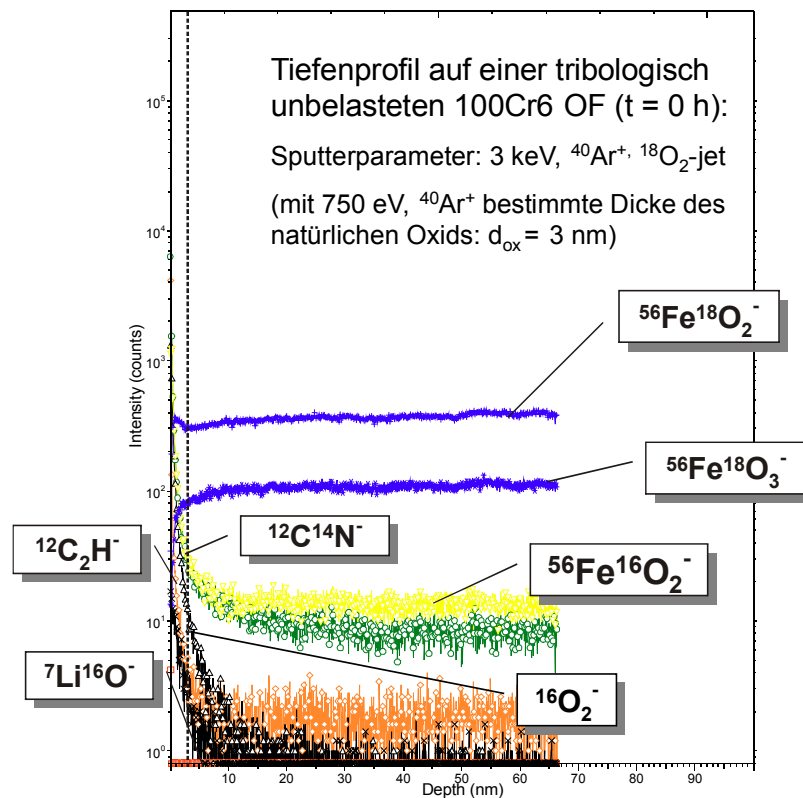


Abbildung 6-19: Tiefenprofil einer unbeanspruchten 100 Cr6- Oberfläche [115]

Um den Einfluss der verwendeten Oxidationsinhibitoren auf die Schichtzusammensetzung zu ermitteln, wurden mit dem TOF-SIMS Verfahren die emittierten Sekundärionen gezählt. Dazu wurde die Anzahl der detektierten Elemente und Moleküle über ein festgelegtes Zeitintervall integriert. Abbildung 6-20 stellt exemplarisch Tiefenintegralwerte (pos. SI) ausgewählter SI-Signale aus Randschichten der Dauerversuche für die Modellfette B-F dar. Diese Signale sind auf die Signale von Modellfett A normiert. Sie wurden aus den Tiefenprofilen der Außen- und Innenringe jeweils eines Versuchsansatzes bestimmt. Weiterhin wird der in die Grenzschicht eingebrachte Sauerstoff dargestellt.

Die Tiefenintegralwerte der genannten Elemente und Verbindungen zeigen für die Kurz- und Dauerversuche qualitativ gleiche Ergebnisse [115]. Es wird deutlich, dass der Verdicker (Lithium-12-Hydroxystearat) maßgeblich am Aufbau der Grenzschicht beteiligt ist und ein additivabhängiger Schichtaufbau während der tribologischen Belastung stattfindet. Die Modellfette A und C sind dabei gekennzeichnet durch einen erhöhten Oxidanteil, der mit den kurzen Schmierfettgebrauchsdauern korreliert. Weiterhin sind bei den Modellfetten B, D, E und F, die höhere Schmierfettgebrauchsdauern aufweisen, höhere Schmierstoffanteile in der Grenzschicht nachweisbar. Der Vergleich mit dem laufzeitbezogenen  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Sekundärionen-Intensitätsverhältnis zeigt, dass die Modellfette, welche in der Lage sind,

höhere Schmierstoffanteile in die Grenzschicht einzubringen, geringere Eisenanteile im anhaftenden Schmierfett aufweisen und lange Gebrauchsdauern erzielen.

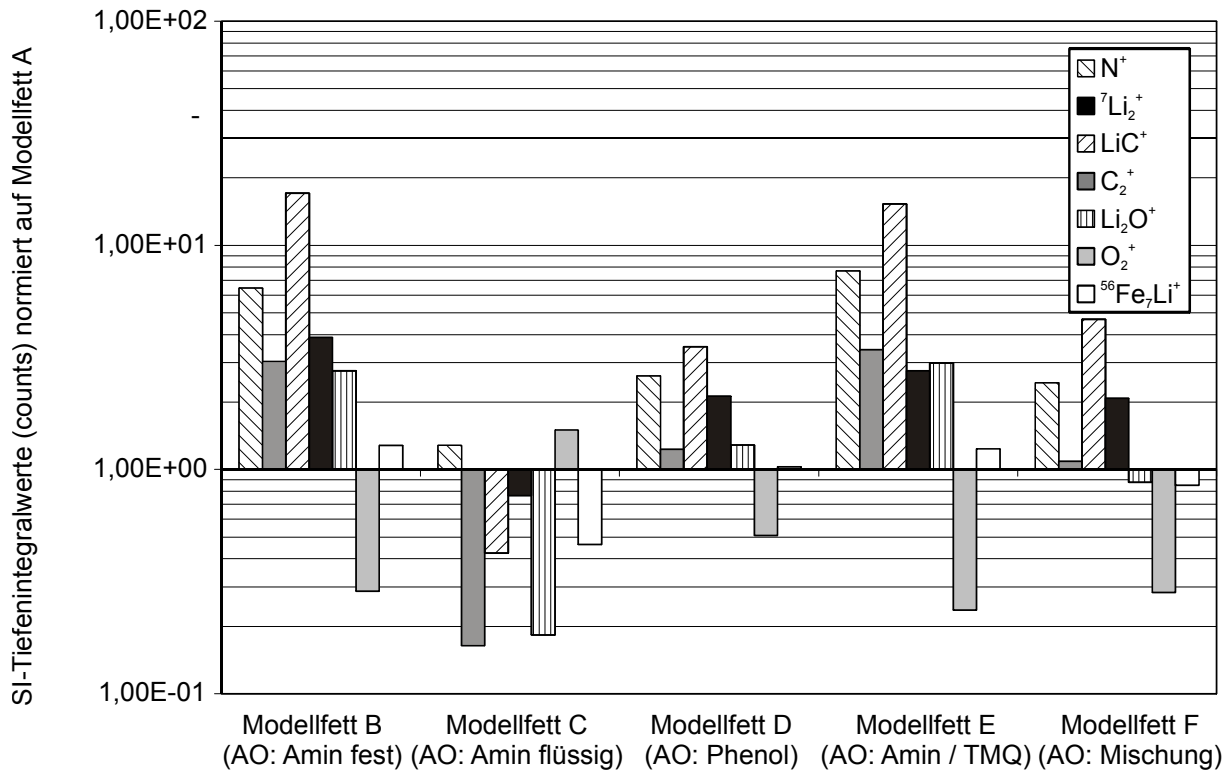


Abbildung 6-20: SI-Tiefenintegralwerte der auf Modellfett A normierten SI-Signale bestimmt aus Tiefenprofilen der Proben aus den Dauerversuchen der Modellfette B-F [115]

### 6.3.3 Nanoindentierung der Oberfläche

Zur Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften der Randschicht im Kontakt wurden am Institut für Mikrotechnologie (imt) der Universität Hannover die Härte, der E-Modul, das elastische und plastische Verformungsverhalten sowie der eindringtiefenabhängige Reibwert ermittelt. Im Rahmen der Oberflächenuntersuchungen erfolgte dies durch die Verwendung eines Nanoindenters in Verbindung mit einem Rasterkraftmikroskop (RKM). Dieses berührende und eindringende Verfahren wird aufgrund seiner sehr hohen Messauflösung (Subnanometerbereich) in der Mikrotechnologie angewendet. Dabei unterliegt es aber bisher keiner nationalen bzw. internationalen Normung.

Das Testsystem besteht aus zwei senkrecht zueinander angeordneten Plattenkondensator-Systemen. Das erste System ist für die tangentielle Bewegung der Prüfvorrichtung im Bezug zur Probenoberfläche verantwortlich. Das zweite System ermöglicht zeitgleich das Aufbringen einer Normalkraft auf die Oberfläche über eine Prüfspitze und die Messung der Eindringtiefe. Für die verschiedenen Messungen kommen dabei zwei Prüfspitzen unterschiedlicher Geometrie zum Einsatz.

Zur Charakterisierung von Härte und E-Modul wird als Prüfspitze (Indenter) eine *Berkovich* Diamantspitze verwendet, die die Geometrie einer dreiseitigen Pyramide mit einem

eingeschlossenen Winkel von  $142,3^\circ$  und einem Halbwinkel von  $65,3^\circ$  aufweist. Der Spitzenradius ist dabei kleiner als 100 nm.

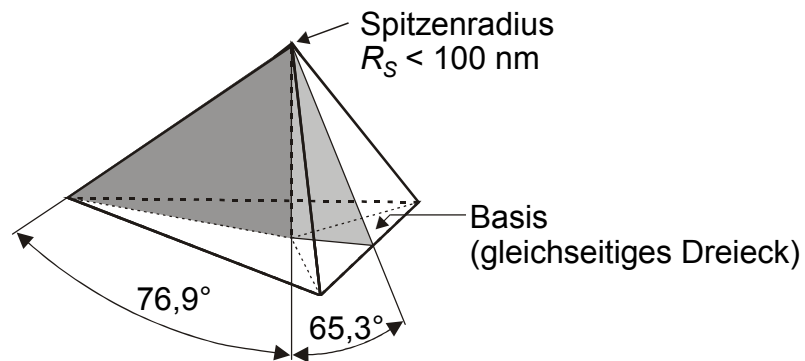


Abbildung 6-21: Geometrie eines *Berkovich*-Indenters [115]

Zur Bestimmung der Kennwerte wird in einem Messzyklus die Oberfläche mit der Prüfspitze belastet und entlastet. Zeitgleich wird während dieser Vorgänge das Kraft-Eindring-Verhalten gemessen. Die mechanischen Eigenschaften werden anschließend mit Hilfe eines methodischen Ansatzes nach *Oliver* und *Pharr* [83] aus dem registrierten Entlastungsvorgang bestimmt. Diese Methode wird angewandt, da konventionelle Härtemessverfahren im Mikro- und Nanometerbereich oftmals zu hohe Härtewerte liefern. Diese Fehlinterpretation lässt sich darauf zurückführen, dass bei der Entlastung der Probe eine Rückfederung der mikroverformten Oberfläche eintritt. Der verbleibende Kontakteindruck entspricht somit nicht der realen Kontaktfläche.

Zur Bestimmung des elastischen und plastischen Verformungsverhaltens der Oberfläche wird hingegen ein konischer Indenter verwendet. In einem so genannten Mikro-Ritztest tastet dieser Indenter die Oberfläche über eine vorgegebene Strecke bei verschiedenen Belastungszuständen an der gleichen Stelle mehrmals ab (Abbildung 6-23). Die Belastung kann dabei in einem Bereich von  $1 \mu\text{N}$  bis  $10 \text{ mN}$  variiert werden. Im Wesentlichen besteht der gesamte Ritztest aus drei nacheinander durchgeführten Antastungen. Im ersten Schritt, dem Prescan, wird die Oberfläche mit einer konstanten, sehr geringen Normalkraft über eine definierte Strecke mit dem Indenter abgefahren, um die originale Oberflächenkontur zu bestimmen. Im zweiten Schritt, dem eigentlichen Ritzen, wird diese Strecke erneut bei einer linear ansteigenden Belastung abgetastet. Im dritten und letzten Schritt, dem Postscan, wird die geritzte Oberfläche wieder mit einer konstanten, sehr geringen Normalkraft abgefahren, um die nach dem Ritzvorgang verbleibende Oberflächenkontur zu bestimmen.

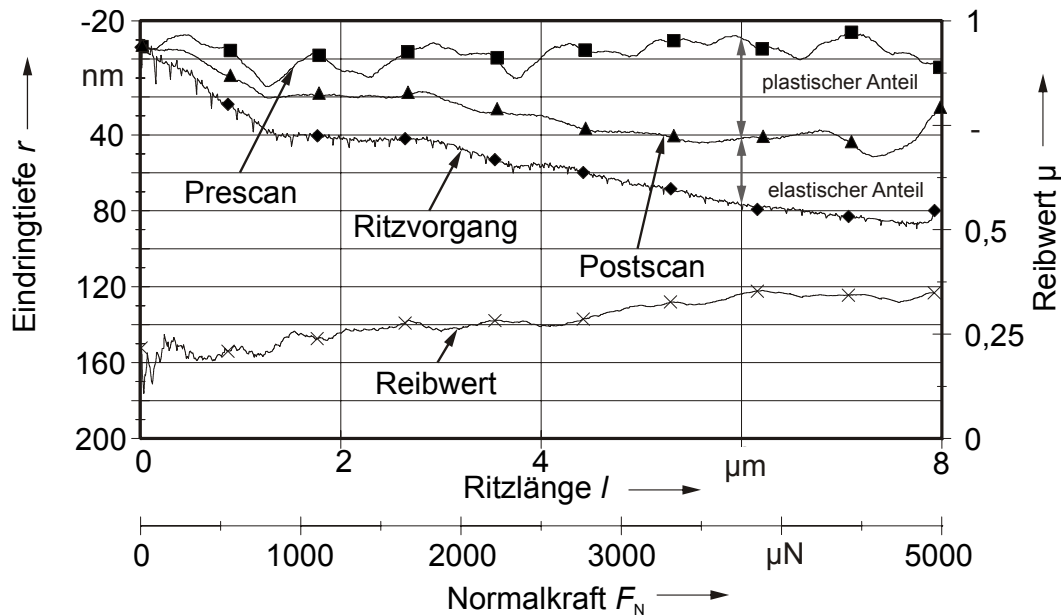


Abbildung 6-22: Gemessene Eindringkurven der Vorgänge eines Ritzversuchs

Während des Ritzens wird, vergleichbar zur Härtemessung, das Kraft-Eindring-Verhalten gemessen. Die Gesamteindringtiefe aufgrund der linear ansteigenden Normalkraft  $F_N$  setzt sich dabei aus dem elastischen Anteil  $r_{El}$ , der nach der Beanspruchung zurückfedert, und dem plastischen und somit verbleibenden Anteil  $r_{Plas}$  zusammen (Abbildung 6-23). Diese Anteile können über die Kontur vor dem (Prescan) Ritz und nach dem Ritz (Postscan) als beanspruchungsabhängige Größe bestimmt werden. Da bei dem Ritzen die Normalkraft vorgegeben ist und die auftretenden Tangentialkräfte gemessen werden, kann ein Mikro-Reibwert in Abhängigkeit der Eindringtiefe bestimmt werden (Abbildung 6-22).

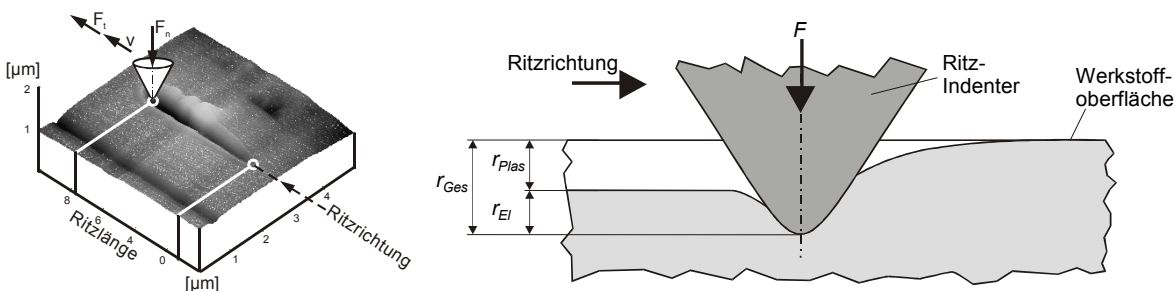


Abbildung 6-23: Topographie eines Ritzversuchs und schematische Darstellung der auftretenden Eindringtiefen-Anteile im Ritzversuch (konischer Indenter) [115]

Für die Messungen am Außenring wurde, wie bei der Bestimmung der makroskopischen Rauheitskennwerte, die innere Kante der flachen Schulter als Bezugskante verwendet. Im Abstand von  $300 \mu\text{m}$  wurden Mehrfachindents (Mehrfachmessungen) zur Bestimmung der Härte und des E-Moduls durchgeführt. An diesen Stellen erfolgten danach die Ritzversuche, die parallel zur Laufspur und leicht in Umfangsrichtung versetzt, platziert wurden.

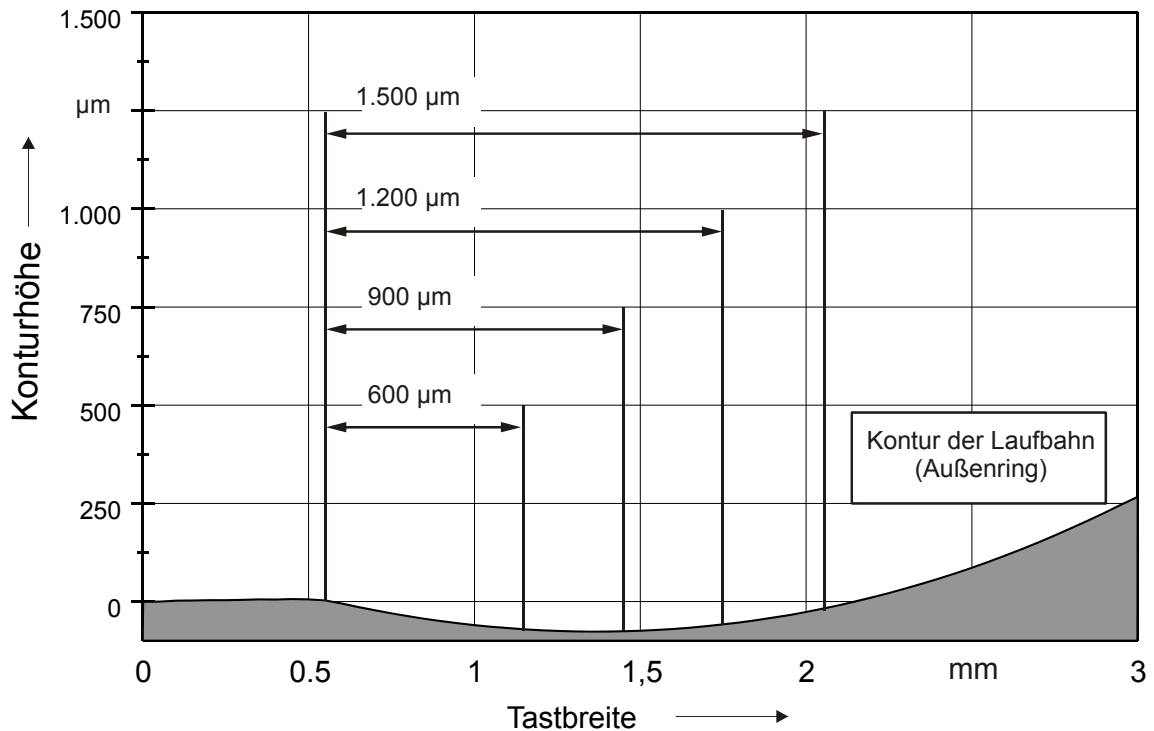


Abbildung 6-24: Messstellen für die Charakterisierung der Oberfläche einer Außenringprobe

### **Mechanische Oberflächeneigenschaften (Härte und E-Modul)**

Bei den Untersuchungen der Proben aus den Kurzversuchen konnte weder am Innen- noch am Außenring eine für die Oxidationsinhibitoren signifikante Veränderung der Härte gemessen werden. Es war nur ein Anstieg der Härte an allen Messpunkten im Kontaktbereich der Druckellipse feststellbar. Dieses Ergebnis und die Erkenntnisse aus den Rauheitsmessungen zeigen eine Verfestigung der Oberfläche, die auf den Einlaufprozess zurückzuführen ist.

Bei den Proben der Dauerversuche ergeben sich bei der Betrachtung der einzelnen Messstellen zwei Gruppen. Erstens die Modellfette A bis C, bei denen an den unterschiedlichen Messpositionen deutliche Härteunterschiede auftreten und zweitens die Modellfette D bis F, die eine gleichmäßig Härteverteilung aufweisen. Die erste Gruppe ist weiterhin gekennzeichnet durch kurze Gebrauchsdauern und einen Anstieg der Rauheitskennwerte.

### **Mikro-Ritztest (elastischer und plastischer Grenzschichtanteil)**

Mit den Mikro-Ritztests bestätigen sich Erkenntnisse über die Bildung einer schmierstoff- und laufzeitabhängigen Grenzschicht. Die jeweils gemittelten elastisch und plastisch verformbaren Anteile der Oberfläche werden in Abhängigkeit der Laufzeit in Abbildung 6-25 bei einer Prüflast von 2.500 µN gegenübergestellt.

Wie bei den Härtemessungen sind keine signifikanten Unterschiede der elastischen und plastischen Anteile in Abhängigkeit der Schmierstoffzusammensetzung nach den Kurzversuchen (K) festzustellen. Im Vergleich zu der Referenzprobe ist aber ein Anstieg des plastischen Anteils messbar, der auf den Aufbau einer schmierstoffabhängigen Grenzschicht

zurückgeführt wird. Der scheinbare Widerspruch, dass der elastische Anteil ansteigt, obwohl die Härte zunimmt, wird darauf zurückgeführt, dass bei der Härtemessung eine größere Eindringtiefe im Vergleich zu den Ritzversuchen vorlag. Diese erhöhte Eindringtiefe führt dazu, dass die gemessene Härte einen Mittelwert aus der Härte des verfestigten metallischen Grundmaterials und der veränderten Randschicht darstellt.

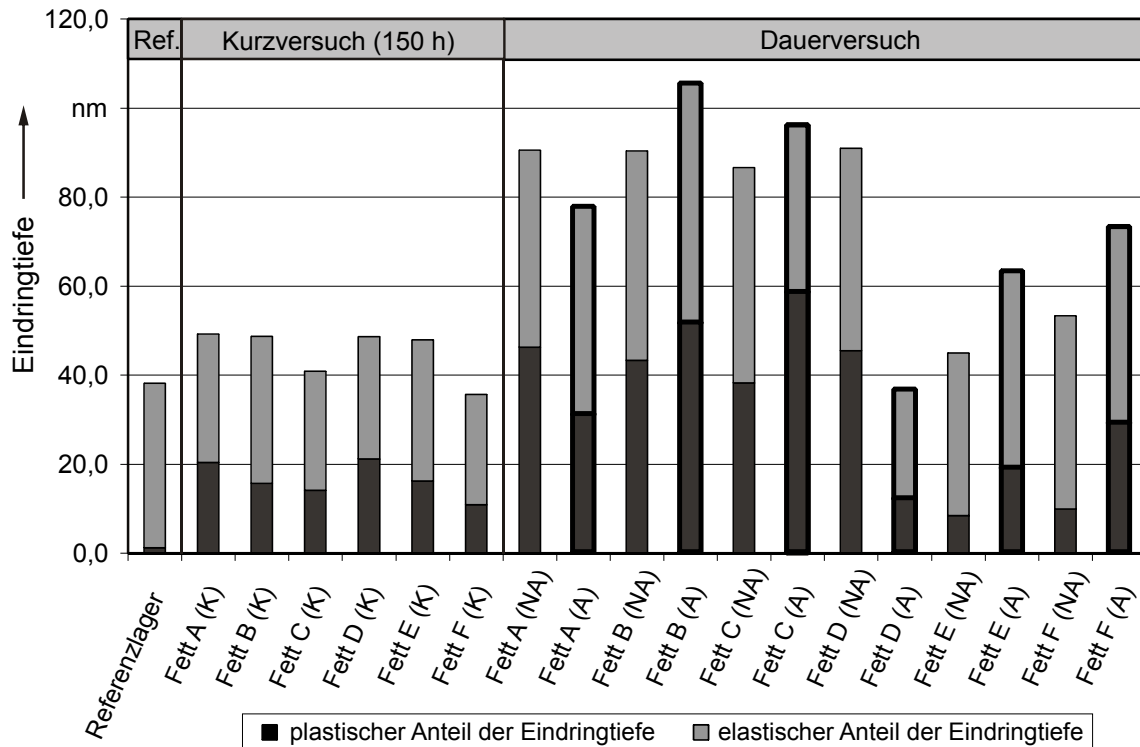


Abbildung 6-25: Gemittelte Werte der elastischen und plastischen Anteile an der Gesamteindringtiefe der Lagerproben aus den (K)urz- und Dauerversuchen (A = ausgefallen, NA = nicht ausgefallen) im Vergleich zum Referenzlager

Im Gegensatz zu den Kurzversuchen ist eine Differenzierung der Modellfette nach den Dauerversuchen möglich. Im Mittel ist ein Anwachsen der Gesamteindringtiefe über die Laufzeit nachzuweisen. Dieses Ergebnis bestätigt die Erkenntnisse aus den TOF-SIMS Untersuchungen, bei denen ein laufzeitabhängiges Anwachsen der Grenzschicht für die Modellfette A und D festgestellt wurde.

Die über alle Proben gemittelten plastischen Anteile (A = Ausfall-Lager und NA = intaktes Lager) der Eindringtiefe nach den Dauerversuchen zeigen weiterhin, dass, wie bei den Härtewerten, die Gruppen A bis C und D bis F zu unterscheiden sind. Die erste Gruppe (A bis C) weist dabei einen hohen plastischen Anteil an der Gesamteindringtiefe im Vergleich zu einem niedrigen Anteil bei der zweiten Gruppe auf. Weiterhin steigt der plastische Anteil der Modellfette D bis F im Vergleich zu den Kurzversuchen nur wenig an. In Bezug auf die Gebrauchsdauern weisen damit hohe Gesamteindringtiefen im Ritzversuch in Verbindung mit einem großen plastischen Anteil auf eine Randschicht hin, die sich laufzeitmindernd auswirkt. Hingegen führen gleich bleibende Eindringtiefen und gleich bleibende plastische Anteile der Randschicht zu hohen Gebrauchsdauern.

### Mikro-Ritztest (Mikro-Reibwert)

Die im Ritzversuch protokollierten eindringtiefenabhängigen Reibwerte zeigen ein vergleichbares Bild. Abbildung 6-26 stellt exemplarisch die für eine Eindringtiefe von 0-5 nm gemittelten Reibwerte der Referenzprobe, der Kurzversuche (K) und der Dauerversuche (NA = nicht ausgefallen, A = ausgefallen) im primären Kontakt (1,2 mm von der Bezugskante) dar. Die gereinigte Referenzoberfläche liefert einen Reibwert von  $\mu = 0,38$ . Nach der Laufzeit von 150 Stunden sinkt der Reibwert auf eine Höhe von  $\mu = 0,13-0,17$  ab. Dabei ist eine Differenzierung der Modellfette nicht möglich. Die strukturelle Veränderung der Grenzschicht während des Ausfalls (A) äußert sich bei der Gruppe A bis C durch einen Anstieg der Mikro-Reibwerte auf  $\mu = 0,17-0,38$ . Dieser Anstieg kann in Verbindung gebracht werden mit dem Anstieg der makroskopischen Rauheitskennwerte (Kapitel 6.2) und der  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Verhältnisse, die eine Aufrauung der Oberfläche und eine erhöhte Einbringung von metallischen Bestandteilen in den Schmierstoff bestätigen. Bei der Gruppe D bis F wird keine Veränderung der Mikro-Reibwerte im Vergleich zu den Kurzversuchen festgestellt. Damit kann bei diesen Modellfetten davon ausgegangen werden, dass auch nach dem Ausfall eine Schichtzusammensetzung vorliegt, die reibungsmindernde Bestandteile beinhaltet. Weiterhin wird bei nicht ausgefallenen Lagern (NA) der additivierten Modellfette B-F eine weitere Abnahme des Reibwerts im Vergleich zu den Kurzversuchen festgestellt. Eine direkte Korrelation der Mikro-Reibwerte mit dem Gesamtreibmoment der Lager besteht nicht, was dadurch zu erklären ist, dass der Mikro-Reibwert die Grenzreibung charakterisiert, diese aber nur einen geringen Anteil an der makroskopischen Reibung im Wälzlager besitzt.

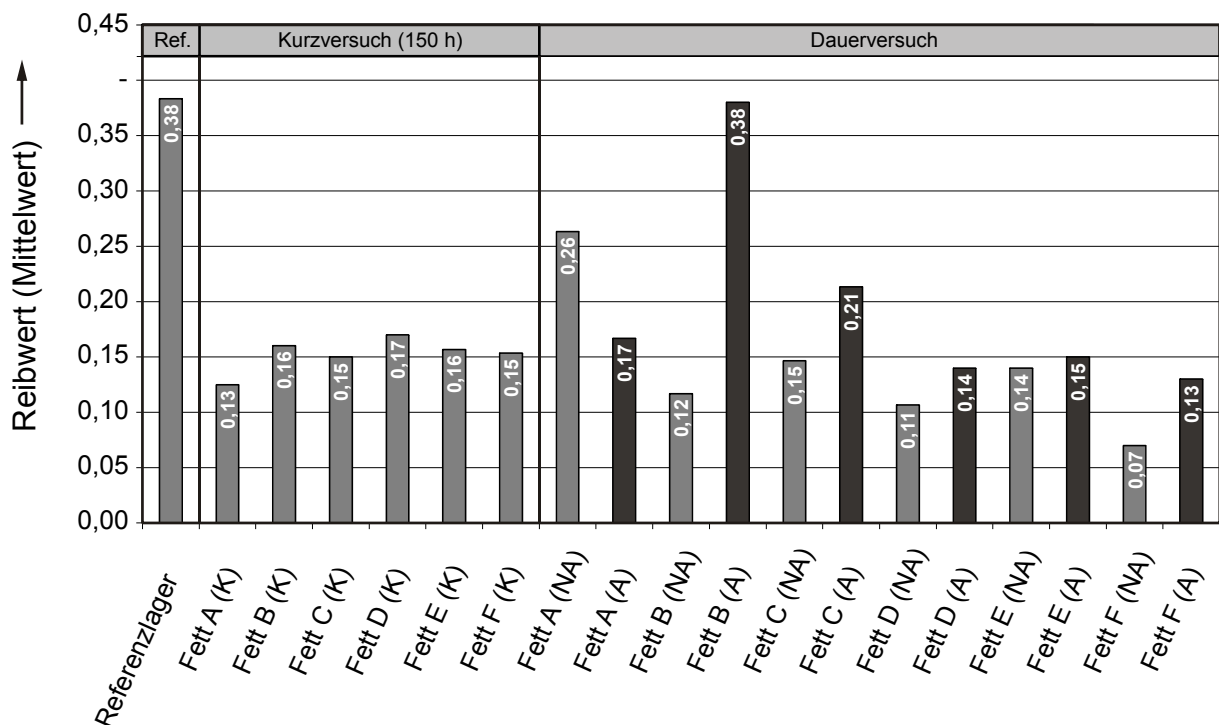


Abbildung 6-26: Mittelwerte der Mikro-Reibwerte an der Lageroberfläche von Proben der (K)urz- und Dauerversuchen (A = ausgefallen, NA = nicht ausgefallen) im Vergleich zum Referenzlager (gemittelt über eine Gesamteindringtiefe von 0-5 nm)

In Tabelle 6-4 sind abschließend die charakteristischen Kennwerte der Oberflächen aus den Kurzversuchen und der Referenzmessung zusammengefasst. Darin wird aufgezeigt, dass der Mikro-Reibwert im Unterschied zum Referenzmaterial mit der Eindringtiefe zunimmt. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass der durch den Schmierstoff und die Sauerstoffeinbringung modifizierte Grenzsichtbereich bei den Ritzversuchen durchdrungen wird und im Volumenmaterial ein zur Referenzoberfläche vergleichbarer Reibwert vorliegt.

Tabelle 6-4: Im Ritzversuche ermittelte Oberflächenkennwerte der Proben aus den Kurzversuchen im Vergleich zu der Referenzprobe

Probe	Eindringtiefe <sup>5</sup> gesamt [nm]	Eindringtiefe <sup>5</sup> plastisch [nm]	Eindringtiefe <sup>5</sup> elastisch [nm]	gemittelter Reibwert (0-5nm) [-]	Reibwert $\mu_{\max}$ ( $F_N > 2500\mu\text{N}$ ) [-]
Referenz	38	1	37	0,38	0,19
Fett A (K)	49	20	29	0,13	0,31
Fett B (K)	49	16	33	0,16	0,32
Fett C (K)	41	14	27	0,15	0,30
Fett D (K)	49	21	28	0,17	0,32
Fett E (K)	48	16	32	0,16	0,33
Fett F (K)	36	11	25	0,15	0,23

Zusammenfassend weisen die Ergebnisse der physikalischen Oberflächenkennwerte den Aufbau von Randschichten nach, die im Vergleich zur unbeanspruchten Oberfläche größere, plastisch deformierbare Anteile und ein abweichendes Reibungsverhalten besitzen. Lagerproben, die nach dem Ausfall einen hohen plastischen Deformationsanteil der Oberfläche aufweisen, erzielen in den Dauerversuchen kurze Gebrauchsdauern, so dass eine gleich bleibende physikalische Schichtcharakteristik hohe Gebrauchsdauern fördert. Die physikalischen Veränderungen der Randschichten bestätigen zusätzlich Beobachtungen der chemischen Oberflächenuntersuchungen und der makroskopischen Rauheitskennwerte. Hingegen ermöglicht die Bestimmung der physikalischen (Nano-) Oberflächenkennwerte nach den Kurz- und Dauerversuchen keinen Rückschluss auf z.B. das Betriebsreibmoment im Dauerversuch.

<sup>5</sup> Versuchsergebnisse des DGMK-Vorhabens 569 [115], bei einer Normalkraft von  $F_N > 2500 \mu\text{N}$



## 7 Diskussion der Ergebnisse

Die experimentellen und theoretischen Untersuchungen mit den Modellfetten führen zu der Erkenntnis, dass Oxidationsinhibitoren einen deutlichen Einfluss auf die Betriebsbedingungen im tribologischen Kontakt von schnellaufenden Wälzlagern ausüben. Sie beeinflussen dabei abhängig von ihrer chemischen Zusammensetzung und Wirkungsweise die Alterung des Schmierstoffs, die Betriebsparameter, das rheologische Verhalten, den Aufbau der Grenzschichten im tribologischen Kontakt sowie das Verschleißverhalten. In diesem Abschnitt werden zusammenfassend die Ergebnisse der Arbeit diskutiert.

Bei der Verwendung von Oxidationsinhibitoren in fettgeschmierten, schnelldrehenden Wälzlagern sind hauptsächlich zwei Effekte zu berücksichtigen. Einerseits besteht allgemein ein temperaturabhängiges Verhalten der Fettgebrauchsdauer, das sich deutlich bei additivierten und unadditivierten Modellfetten unterscheidet. Dieses Verhalten wird anhand der Fettgebrauchsdauer  $F_{10}$  in Kapitel 5 diskutiert. Andererseits führen unterschiedliche Oxidationsinhibitoren unter sonst gleichen Betriebsbedingungen zu unterschiedlichen Gebrauchsdauern. Dieses Verhalten kann auf die Wirkungsweise der Inhibitoren im Schmierstoff und an den Kontaktoberflächen zurückgeführt werden. Im Einzelnen ergibt sich Folgendes:

### **Betriebsverhalten**

- Oxidationsinhibitoren bewirken eine deutliche Verlängerung der Fettgebrauchsdauer, die auf eine Verzögerung bzw. Verhinderung der Degradation des Schmierstoffs durch die Neutralisation reaktiver Radikale zurückzuführen ist. Bei diesem Vorgang werden die Inhibitoren verbraucht und liegen als polymere, zumeist inaktive Verbindungen im Schmierstoff vor.
- Die untersuchten Modellfette können anhand der erzielten Gebrauchsdauern  $F_{10}$  in drei Gruppen unterteilt werden:
  1. Das unadditivierte Modellfett A und das Modellfett C, mit dem aminisch flüssigen Oxidationsinhibitor, erzielen sehr kurze Fettgebrauchsdauern  $F_{10}$  von weniger als 650 Stunden. Modellfett A weist dabei im Gegensatz zu Modellfett C eine geringe Streuung der Einzelversuchslaufzeiten auf.
  2. Die Modellfette B und E mit aminisch festen Oxidationsinhibitoren erreichen mittlere Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  von 970 bis 1.300 Stunden bei hoher Streuung der Einzellaufzeiten.
  3. Die Modellfette D und F, die ganz oder teilweise mit einem phenolischen Oxidationsinhibitor versetzt sind, weisen die längsten Gebrauchsdauern  $F_{10}$  von 1.750 und 2.610 Stunden auf. Die auftretenden Streuungen sind im Vergleich zu Modellfett A größer, aber geringer als bei den Modellfetten B, C und E. Damit liefern die Modellfette D und F die besten Ergebnisse der additivierten Modellfette.

- Die Parameter, welche die Gebrauchsdauer von Schmierfetten primär beeinflussen, sind die Temperatur, die Art des Grundöls und die Art des verwendeten Oxidationsinhibitors. Dies ergibt der Vergleich mit den Untersuchungen von *Franke*.
- Die Verwendung synthetischer Grundöle steigert im Vergleich zu mineralischen Grundölen die Schmierfettgebrauchsdauer. Eine weitere, deutlich größere Steigerung wird durch den Einsatz von Oxidationsinhibitoren ermöglicht.
- Die gleichzeitige Verwendung eines synthetischen Grundöls mit einem Oxidationsinhibitor führt zu einer Überlagerung der laufzeitverlängernden Wirkungen.
- Generell wird durch den Einsatz der Oxidationsinhibitoren der Temperatureinsatzbereich in Richtung höherer Temperaturen erweitert.
- Die Inhibitoren beeinflussen die Beharrungstemperatur und das Betriebsreibmoment, wobei es aber keinen einheitlichen Trend gibt. Alle Inhibitoren senken in den Dauerversuchen das Beharrungsreibmoment im Vergleich zum unadditivierten Modellfett A.
- Die nach theoretischen Ansätzen aus gemessenen Kapazitäten der Wälzkontakte bestimmten Schmierfilmhöhen ergeben erwartungsgemäß Werte, die deutlich unter der EHD-Schmierfilmhöhe liegen. Auffällig ist, dass bei Verwendung von Oxidationsinhibitoren ein Anstieg der Schmierfilmhöhen um den Faktor 2 bis 3,5 im Vergleich zum unadditivierten Modellfett A nachweisbar ist. Die Oxidationsinhibitoren ermöglichen damit, neben der Verzögerung des Alterungsprozesses, entweder die längerfristige Bereitstellung einer aus dem Fettkragen nachfließenden Ölmenge oder unterstützen die Bildung einer isolierenden Grenzschicht.
- Die Inhibitoren verändern das Fließ- und das statische Ölabgabeverhalten. Dies wird auf die Veränderung der Verdickerstruktur zurückgeführt. Aminische Antioxidantien (Fett B, C, E, F) führen dabei zu einer Abnahme der Scherfestigkeit, verbunden mit einer Steigerung der Ölabgabe im Vergleich zum Modellfett A. Das phenolische Antioxidans D bewirkt aufgrund seiner Struktur eine Eindickung des Schmierfetts, was auf eine zusätzliche Vernetzung der Verdickerstruktur zurückgeführt wird. Gleichzeitig ist eine Verringerung der statischen Ölabgabe nachweisbar. Über die Ölabgabe lässt sich aber keine direkte Korrelation zu den gemessenen Schmierfilmhöhen herstellen; anscheinend sind aber mit einer geringeren Ölabgabe ein kleineres Reibmoment und eine längere Gebrauchsdauer verbunden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Verwendung von Oxidationsinhibitoren einen Einsatz von einfachen Lithiumseifenfetten bei hohen Betriebstemperaturen und Drehzahlen ermöglicht und zu einer deutlichen Verlängerung der Gebrauchsdauer führt, vor allem wenn phenolische Bestandteile verwendet werden. Dabei bleibt die grundsätzliche

Temperaturabhängigkeit der Gebrauchsdauer entsprechend dem vorgestellten Modell erhalten, bewegt sich allerdings bei jedem Modellfett auf einem unterschiedlichen Niveau.

### **Wirkungsmechanismen**

Neben dem immer vorhandenen Einfluss der Temperatur ist für die Gebrauchsdauer jedes Modellfetts die Wirkungsweise des Inhibitors entscheidend.

- Der Vorgang der Alterung und die Wirkungsweise der Oxidationsinhibitoren in Grundölen kann mit den Ergebnissen von *Bolland*, *Gee* und *Bartz* beschrieben werden. Auf der Basis dieser vereinfachten chemischen Reaktionsmechanismen lässt sich für den Oxidationsinhibitor B direkt und die Oxidationsinhibitoren C, D und E indirekt der Reaktionsmechanismus ableiten.
- Bei den untersuchten aminischen Oxidationsinhibitoren werden hohe Gebrauchsdauern erzielt, wenn in ihnen ein hoher Stickstoffanteil vorliegt. Als Einschränkung muss dabei berücksichtigt werden, dass für jedes Modellfett eine optimale Konzentration besteht, die im Versuch ermittelt werden muss (siehe Abbildung 2-16).
- TOF-SIMS Oberflächenuntersuchungen zeigen, dass bei den Modellfetten B, D, E und F, die hohe Schmierfettgebrauchsdauern erzielen, charakteristische Fragmente der verwendeten Oxidationsinhibitoren nach kurzen Versuchszeiten an den Lageroberfläche nachweisbar sind.
- Darüber hinaus zeigen FTIR-Untersuchungen, dass das zweikernige phenolische Antioxidans (Modellfett D) an der mit n-Hexan gereinigten Metalloberfläche nachweisbar ist.
- TOF-SIMS Untersuchungen des anhaftenden Schmierfetts zeigen anhand des  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Verhältnisses, dass speziell bei Verwendung des phenolischen Oxidationsinhibitors in Modellfett D und F der Eintrag von Metallionen in den Schmierstoff verringert wird.
- Die Kombination der Inhibitoren B und D führt zu einem synergistischen Effekt in Bezug auf die Gebrauchsdauer, der möglicherweise auf die zeitlich aufeinander folgende Wirksamkeit der Inhibitoren zurückgeführt werden kann.

Neben der antioxidativen Wirkung im Schmierstoff beeinflussen die Inhibitoren in erheblichem Maß auch den Aufbau der Randschicht im Wälzkontakt. Dieser Sachverhalt ist bisher wenig untersucht, da davon ausgegangen wurde, dass die Inhibitoren nur eine sehr geringe Oberflächenaffinität besitzen. Nachweisbar ist aber, dass sich die Inhibitoren im Modellfett B, D, E und F nach kurzen Betriebszeiten an der Oberfläche anlagern und schwer lösliche Bindungen eingehen. Diese Bindungen selber sind nach langen Betriebszeiten nicht mehr nachweisbar, sehr wohl aber deren Auswirkungen auf den Randschichtaufbau:

- Während der gesamten Laufzeit eines Versuchs baut sich abhängig vom Schmierstoff und dem Oxidationsinhibitor eine Grenz- beziehungsweise Randschicht auf. Sie besteht aus Schmierstoffbestandteilen sowie deren Reaktionsprodukten und Oxiden und ist schon nach kurzen Laufzeiten mit TOF-SIMS Analysen nachweisbar.
- Ein Vergleich an Proben aus Kurz- und Dauerversuchen bestätigt, dass die Schichtdicken mit der Laufzeit wachsen, wobei vorwiegend der tiefer liegende, oxidierte Randbereich (siehe Abbildung 6-17) zunimmt. Außerhalb der wälzbeanspruchten Oberflächenbereiche sind die Schichten weniger ausgeprägt.
- Tiefenprofile an Proben aus Dauerversuchen zeigen, dass sich bei den Modellfetten B, D, E und F im Gegensatz zu den Modellfetten A und C an der Oberfläche Bestandteile aus dem Verdicker anreichern. In tiefer liegenden Bereichen sind, wie auch bei den Modellfetten A und C, vorwiegend oxidierte Bestandteile des Grundwerkstoffs feststellbar.
- Integralwerte der Sekundärionen-Signale bestätigen weiterhin, dass bei den Modellfetten B, D, E und F im Vergleich zu Modellfett A und C weniger Sauerstoff in der Randschicht gebunden wird. Eine Erklärung dafür ist, dass diese Inhibitoren den Aufbau von passivierenden, oberflächennahen Schichten aus Schmierstoffbestandteilen unterstützen.

Zusammenfassend kann für die Wirkungsweise festgestellt werden, dass die Oxidationsinhibitoren in den Modellfetten B, D, E und F neben ihrem eigentlichen Oxidationsschutz in Bezug auf die Alterungsvorgänge im Schmierstoff auch oberflächenaktiv sind. Diese Inhibitoren sind in der Lage, die Einbringung von Sauerstoff in die Randschicht zu verringern. Bei den Modellfetten D und F vermindert der phenolische Oxidationsinhibitor zusätzlich den Eintrag von Metallionen in den anhaftenden Schmierstoff. Dies wird auf seine Fähigkeit zurückgeführt, Metallionen zu binden.

## 8 Zusammenfassung

Aufgrund einer Vielzahl von Vorteilen setzt sich in den Bereichen der Wälzlagertechnik, in denen bisher die Ölschmierung verwendet wurde, zunehmend die Schmierung mit Fett durch. Speziell sind dabei Bereiche mit hohen Drehzahlkennwerten  $n \cdot d_m$  und hohen Anwendungstemperaturen zu nennen.

In diesem Zusammenhang bestand die Aufgabe für die vorliegende Arbeit darin, eine bestehende Datenbasis zu erweitern und den Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf Schmierfette und das Betriebsverhalten von schnelllaufenden Wälzlagern zu ermitteln und so einen Beitrag zur Verbesserung des Verständnisses der Fettschmierung zu liefern. Schwerpunkte waren dabei:

- Die Ermittlung von statistischen Kennwerten zur Fettgebrauchsdauer und deren Vergleich mit bestehenden Untersuchungsergebnissen.
- Die Beschreibung der Wirkung von Oxidationsinhibitoren auf die Betriebstemperatur, das Reibmoment und die Schmierfilmhöhe.
- Die Untersuchung und Beschreibung der tribologischen Vorgänge im Wälzkontakt mit Hilfe von physikalischen Untersuchungsverfahren, die die chemischen und physikalischen Randschichteigenschaften charakterisieren.

Dazu wurden unter praxisnahen Betriebsbedingungen sechs einfachverseifte Lithiumseifenfette in Prüfstandsversuchen mit schnelllaufenden Wälzlagern in Dauer- und Kurzversuchen beansprucht. Die Modellfette wurden dabei mit verschiedenen aminischen und einem phenolischen Antioxidantien additiviert und zwei unterschiedliche in einem der Modellfette kombiniert. Die aus den Versuchen ermittelten statistischen Kennwerte dieser Modellfette wurden mit denen eines unadditivierten Modellfetts mit identischer Grundzusammensetzung verglichen. Parallel wurde die Wirkungsweise der Inhibitoren auf rheologischen Schmierfetteigenschaften, physikalische Oberflächenkennwerte und chemischen Randschichtzusammensetzungen untersucht. Um die chemischen Vorgänge im Schmierstoff und an den Randschichten der Lageroberflächen zu bestimmen, wurden Lager- und Fettproben bei der Technologischen Beratung Dr. Holweger mit der Infrarotspektroskopie (FTIR) und am Physikalischen Institut der Universität Münster mit der Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (TOF-SIMS) analysiert. Die Beschreibung der geometrischen Randschichtveränderungen aufgrund der tribologischen Beanspruchung erfolgte über die Bestimmung von Rauheitskennwerten. Ferner erfolgten am Institut für Mikrotechnologie (imt) der Universität Hannover ergänzende Messungen mit einer Kombination aus Rasterkraftmikroskop und Nanoindenter. Abschließend wurden die Ergebnisse der Schmierstoff- und Randschichtanalysen mit den Ergebnissen der Bauteilversuche verglichen.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einsatz von Oxidationsinhibitoren die Gebrauchsdauer von Schmierfetten deutlich verlängert. Dies kann, abhängig vom verwendeten Inhibitor, auf unterschiedliche Wirkungsmechanismen im Schmierstoff und an der metallischen Oberfläche

zurückgeführt werden. Weiterhin ist festzustellen, dass die mit Oxidationsinhibitoren versetzten Modellfette bei den sich einstellenden Beharrungstemperaturen von 70 – 80 °C hohe Laufzeiten ermöglichen, die mit einem unadditivierten Modellfett nicht erreicht werden können. Die Verlängerung der Gebrauchsdauer ist dabei nicht auf eine Absenkung der Beharrungstemperatur durch die Oxidationsinhibitoren sondern auf deren chemische und physikalische Wirkungsweise zurückzuführen.

Der Vergleich der Schmierfettgebrauchsdauern  $F_{10}$  mit bestehenden Erkenntnissen zeigt, dass die Schmierfettbestandteile Grundöl und Oxidationsinhibitor die Haupteinflussparameter auf die Ölalterung und damit die Schmierfettgebrauchsdauer in Abhängigkeit der gemittelten Betriebstemperatur darstellen. So lässt sich durch die Verwendung von synthetischem Grundöl eine Steigerung der Gebrauchsdauer im Vergleich zu einem Mineralöl erzielen. Diese Steigerung wird deutlich übertroffen durch die Verwendung von Oxidationsinhibitoren. Der Vorgang der Alterung ist dabei abhängig von der stationären Betriebstemperatur und kann in einem Bereich von 40-70°C auf der Basis der RTG-Regel (Reaktionsgeschwindigkeits-Temperatur-Regel) angenähert werden. Nach dieser Regel, die auf die *Arrhenius*-Gleichung zurückzuführen ist, verdoppelt sich die chemische Reaktionsgeschwindigkeit bei Steigerung der Temperatur um 15 K. Zu berücksichtigen ist dabei, dass die Schmierfettgebrauchsdauer für jedes Modellfett einen eigenen, charakteristischen Temperaturverlauf aufweist. Daher werden neben einem Basiswert bei definierter Temperatur (z.B. 70°C) weitere Werte bei anderen Betriebstemperaturen zur Verifizierung benötigt. Für die Modellfette kann anhand der Ergebnisse dieses Verhalten abgeschätzt werden.

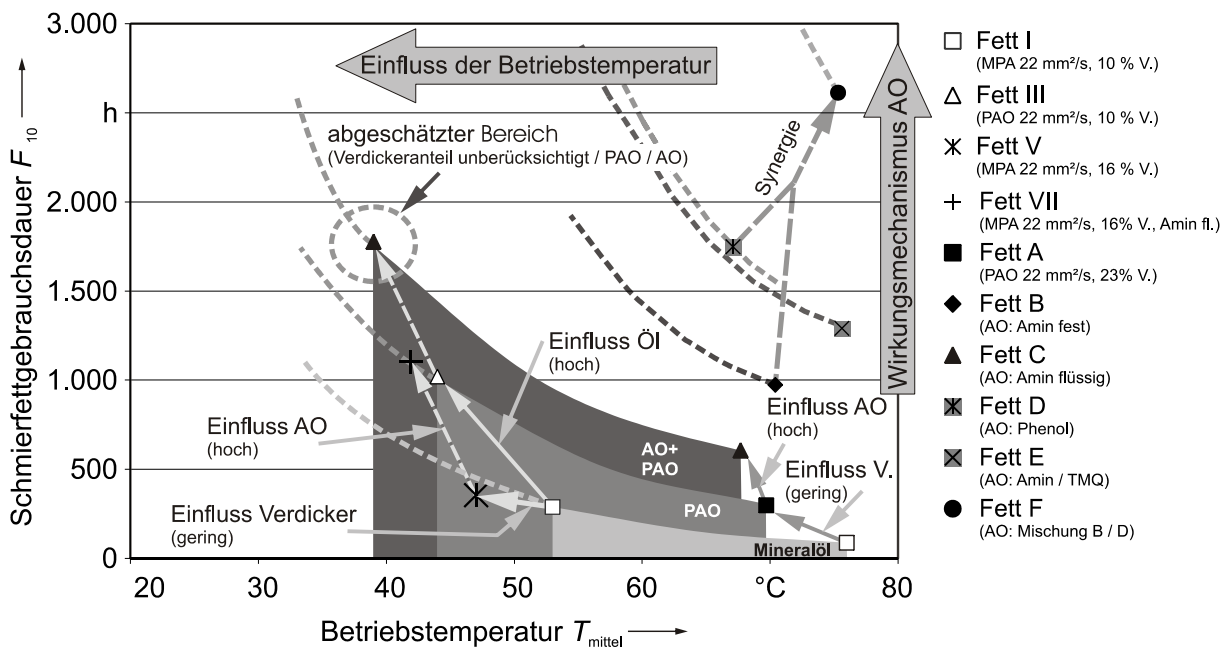


Abbildung 8-1: Einfluss der Betriebstemperatur auf die Schmierfettgebrauchsdauer in Abhängigkeit vom Grundöl und den Oxidationsinhibitoren

Die physikalischen und chemischen Untersuchungen der Schmierfette und Kontaktflächen bestätigen, dass Antioxidantien die rheologischen Eigenschaften der

Schmierfette und den Randschichtaufbau der Kontaktpartner im Wälzkontakt beeinflussen. Bei geeigneter Auswahl können einige Inhibitoren die strukturelle und elementare Zusammensetzung der Randschicht verändern und dadurch die Gebrauchsdauer von fettgeschmierten Wälzlagern verbessern. So zeigen Modellfette, bei denen an der Oberfläche Fragmente der aminischen und phenolischen Antioxidantien nachgewiesen werden, Einlagerungen von oberflächennahen Schmierstoffbestandteilen und eine geringere Sauerstoffeinbringung in die Randschicht. Eine solche Zusammensetzung verändert die physikalischen Randschichteigenschaften und korreliert mit verlängerten Gebrauchsdauern. Hervorzuheben ist dabei die Wirkung des verwendeten Phenols, das durch Anreicherung an der Metalloberfläche zu einer Verringerung des Metalleintrags in den Schmierstoff führt und damit die längsten Fettgebrauchsdauern in Reinform (Modellfett D) sowie in gemischter Form (Modellfett F) erzielt.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] Åström H.; Venner, C. H.: Soap-thickener induced local pressure fluctuations in a grease-lubricated elastohydrodynamic point contact. Proc. Instn. Mech. Engrs., Band 208, Part J: Journal of Engineering Tribology (1994), Heft J3, Seite 191-198
- [2] Åström H.; Östensen, J. O.; Höglund, E.: Lubricating grease replenishment in an elastohydrodynamic point contact. Journal of Tribology, Band 115 (1993), Heft 3, Seite 501-506
- [3] Amontons, G.: De la résistance causée dans les machines, tant par les frottements des parties qui les composent, que par la roideur des cordes qu'on y employe, et de la manière de calculer l'n et l'autre. Mémoires de l'Academe Royale, 1699
- [4] Anonym: Aufbau und Kenndaten von Schmierstoffen. Trans Aktuell Spezial 8, Stuttgart ETM-Verlag, 2001
- [5] Baker, A. E.: Grease bleeding – a factor in ball bearing performance. NLGI Spokesman 22 (1958), Seite 271-279
- [6] Bartz, W. J.: Additive für Schmierstoffe. Expert Verlag Renningen-Malmsheim, 1994
- [7] Bartz, W. J.: Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik. Band 1. Expert Verlag Renningen-Malmsheim, 1988
- [8] Bartz, W. J.: Schmierfette, Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung. Expert Verlag Renningen-Malmsheim, 2000
- [9] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Spindellagern. Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1996
- [10] Barz, M.: Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnellaufenden Wälzlagern. DGMK-Projekt 379, Abschlußbericht, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover, 1992
- [11] Bayer, O.; Karbacher, R.: Schmierung von Wälzlagern bei hohen Drehzahlen. Tribologie und Schmierungstechnik, Band 48 (2001), Heft 6, Seite 21-25
- [12] Beitz, W.; Grote, K. H.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage, Springer Verlag Berlin, 2001
- [13] Berger, Th.: Ermittlung der theoretischen Fettgebrauchsdauer. VDI-Bericht 1706, Gleit- und Wälzlagerungen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002, Seite 185-205
- [14] Besa, A.: Entwicklung eines Verfahrens zur Wiederaufbereitung von Schmierstoffen. Dissertation, Universität Paderborn, Shaker Verlag Aachen, 2003
- [15] Bolland, J.L. und Gee G., Kinetic Studies in the Chemistry of Rubber and Related Materials, Trans. Faraday Soc. 42, 236 und 244, 1946
- [16] Booser, E. R.; Wilcock, D. F.: Minimum oil requirements of ball bearings, Lubrication Engineers, 9 (1953), Seite 140-143, 156-158
- [17] Bowden, F. P., Tabor, D.: Reibung und Schmierung fester Körper. Springer-Verlag, 1959
- [18] Bowden, F. P.; Tabor, D.: The friction and lubrication of solids, Clarendon Press, Oxford, 1954



- [19] Bowden, F. P.; Tabor, D.: Die Kontaktfläche zwischen stationären und sich bewegenden Oberflächen. Proceedings of Royal Society 196, 1939, S. 391–413
- [20] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis; 3. Auflage, Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995
- [21] Bressan, J. D.; Genin, G.; Williams, J. A.: The influence of pressure, boundary film shear strength and elasticity on the friction between a hard asperity and a deforming softer surface. Proceedings of the 25<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Tribology Series 36, Elsevier, 1998
- [22] Brüser, P.: Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontaktflächen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1972
- [23] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle: Entwicklung der Inlandsablieferung von Schmierstoffen von 1995-2003, 2003
- [24] Cann P.M.: Grease film thickness and friction in EHL contacts. Tribologie 2001, Proceedings of the 2<sup>nd</sup> World Tribology Congress WTC 2001, Wien, Seite 159-163
- [25] Cann P.M.; Lubrecht, A. A.: An analysis of the mechanisms of grease lubrication in rolling element bearings. Lubrication Science 11-3 (1999), Heft 3, Seite 227-245
- [26] Czichos, H., Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch: Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 2003
- [27] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie: Handbuch, Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Braunschweig / Wiesbaden, Deutschland, 1992
- [28] Damiens, B.; Venner, C. H., Cann, P. M. E.; Lubrecht, A. A.: Starved lubrication of elliptical EHD contacts. Journal of Tribology, Vol. 126, Jan. 2004, Seite 105-111
- [29] Deters, L.; Engel, S.: Reibungsberechnung im Wälzkontakt bei Festkörper- und Mischreibung. GfT-Tagung Göttingen (2002), Band 1, Seite 30/1-30/10
- [30] Deters, L.; Thiede, K.-U.: Einfluß von Trennschichten in Gleitlagern bei Grenzreibung. VDI-Berichte 1380, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998, Seite 223-234
- [31] Dornhöfer, G.: Hochleistungsschmierstoffe für Bosch-Erzeugnisse, Bosch Technische Berichte 1991, Heft 53, Seite 12-21
- [32] Dowson, D.; Higginson, G. R.: A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problem. Journal of Mech. Engineering Science, 1959, Band 1, Nr. 1, Seite 188-194
- [33] Dresel, W. H.: Moderne Schmierfette mit verlängerter Lebensdauer. Tribologie und Schmierungstechnik, Band 36 (1989), Heft 6, Seite 305-311
- [34] Engel, L.; Winter, H.: Wälzlagerschäden. Antriebstechnik 18, 1979, Nr. 3, Seite 71-74
- [35] Eschmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin: Springer Verlag, 1964
- [36] FAG OEM und Handel AG: FAG Wälzlager. Katalog der FAG, Publ.-Nr. WL 41 520/3 DB, Schweinfurt, 1999
- [37] Farcas, F.; Gafitanu, M. D.; Hagi, G. D., Tiron, M.C.: Some aspects concerning speeds influence on rolling bearings greases service life. Tribology 2000 Plus, 12<sup>th</sup> International Colloquium Band 1 (2000), Seite 229-234
- [38] FAG OEM und Handel AG: Schmierung von Wälzlagern. Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA Schweinfurt, 1996

- [39] Föhl, J.: Untersuchung von Triboprozessen in der Grenzfläche von Metallpaarungen bei Mischreibung, insbesondere im Hinblick auf Werkstoffübertragung Reaktionsschichtbildung und Verschleiß. Dissertation, Staatliche Materialprüfanstalt Stuttgart, 1975
- [40] Ford, J. F.: Lubricating oil additives – A chemists eye view. Journal of the Institute of Petroleum, Band 54 (1968), Seite 535
- [41] Franke, J. E.: Der Einfluss der Schmierfettzusammensetzung auf das tribologische Verhalten schnelllaufender Wälzlager. Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1999
- [42] Franke, J. E.: Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. DGMK-Projekt 379-1, Abschlußbericht, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover, 1997
- [43] Franke, W.-D.; Schmierstoffe und ihre Anwendung, Carl Hanser Verlag München, 1971
- [44] Gatto, V. J.; Grina, M. A.: Effects of base oil, oxidation test conditions and phenolic antioxidant structure on the detection on magnitude of hindered phenol/diphenylamine synergism. Lubrication Engineering, Band 55 (1999), Heft 1, Seite 11-20
- [45] Gebert, K.: Ein Beitrag zur thermischen Modellbildung von schnelldrehenden Motorspindeln. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Shaker Verlag Aachen, 1997
- [46] Gerstenberger, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 2000
- [47] Gesellschaft für Tribologie (GfT): GfT-Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung. Mai 1993
- [48] Gesellschaft für Tribologie (GfT): GfT-Arbeitsblatt 7: Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung. August 2002
- [49] Greenwood, J. A.; Williamson, J. B. P.: Contact of nominally flat surfaces. Proc. Royal Society London, 1966
- [50] Gold, P. W.; Loos, J.; Aßmann, C.: Funktionsgerechte Oberflächenanalyse am Beispiel von Wälzlagern. GfT-Tagung Göttingen 2000, Band 2 (2000), Seite 67/1-67/18
- [51] Gold, P. W.; Aßmann, C.; Loos, J.; van de Sandt, N.: Eignung von Wälzlagerschmierstoffen. VDI-Berichte 1706, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002, Seite 169-184
- [52] Gafitanu, M. D.; Ianus, G.M.; Farcas, F.; Olaru, D. N.: Grease reliability in ball bearing applications. Industrial and Automotive Lubrication, 11<sup>th</sup> International Colloquium, Band 1 (1998), Seite 587-591
- [53] Gunst, U.; Wiendl, S. B.; Zabel, W.-R.; Arlinghaus, H. F.; Gatzert, H. H.; Poll, G.: Characterization of high-speed rolling element bearing, greases and additives with TOF-SIMS. Proc. SIMS Europe, Münster, 2002, Seite 32
- [54] Habig, K.-H.: Verschleiß und Härte von Werkstoffen. Hanser-Verlag, München, 1980
- [55] Hamrock, B.; Dowson, D.: Ball Bearing Lubrication – The elastohydrodynamics of elliptical contacts. John Wiley & Sons Inc.: New York, 1981
- [56] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part III – Fully flooded results. Journal of Lubrication Technology, April 1977, Seite 264-276

- [57] Harris, T. A.: Ball motion in thrust- loaded, angular-contact bearings with Coulom Friction. *Journal of Lubrication Technology*, ASME Transaction 93 (1971) 1, Seite 17-24
- [58] Harris, T. A.: *Rolling bearing analysis*, Zweite Auflage. Verlag John Wiley an sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1984
- [59] Holweger, W. et al.: *Schmierfette – Struktur und Dynamik*. *Tribologie und Schmierungstechnik* 44, Band 1, 1997, Seite 34-36
- [60] Holweger, W.: *Unveröffentlichter Bericht zum Teilbereich Infrarotspektroskopie und Infrarotmikroskopie*. DGMK-Vorhaben 569, Trichtingen, 2003
- [61] Jedrzejewski, J.; Kwasny, W.; Potrykus, J.: Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern, *Schmierungstechnik* 20 (1989), Seite 243-244
- [62] Jensen, R. K.; Johnson, M. D.; Korcek, S.; Rokosz, M. J.: Friction reducing and antioxidant capabilities of engine oil additive systems under oxidative conditions. *Lubrication Science*, Band 10 (1998) Heft 2, Seite 99-120
- [63] Jost, H. P.: *Lubrication (Tribology) Education and Research – A Report on the present position and industry’s needs*. Her Majesty’s Stationery Office, London, England, 1966
- [64] Jubault; I.; Mansot, J. L.; Vergne, P.; Lubrecht, A. A.; Molimard, J.: In situ pressure measurements in an elastohydrodynamically lubricated point contact using Raman microspectrometry. Comparison with numerical calculation. *Proceedings of the 29<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Tribology Series 41, Elsevier, 2003
- [65] Karbacher, R.: Entwicklung und Prüfung eines neuen Hochleistungsfettes für hohe Drehzahlen. *VDI-Berichte 1706*, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002, Seite 309-324
- [66] Kispert, K.: Das Su-Lager – ein hochbelastbares Radial-Zylinderrollenlager. *VDI-Zeitschrift*, Band 123 (1981), Heft ½, Seite 31-34
- [67] Kispert, K.: Entwicklung und Anwendung axial hochbelastbarer Radial-Zylinderrollenlager. *Schmierungstechnik und Tribologie*, Band 23 (1982), Heft 1
- [68] Klamann, D.: *Schmierstoffe und verwandte Produkte – Herstellung, Eigenschaften, Anwendung*. Verlag Chemie, Weinheim, 1982
- [69] Kleinlein, E.: Einsatz von Wälzlagern bei extremen Betriebs- und Umgebungsbedingungen. *Expert Verlag Renningen-Malmsheim*, 1998
- [70] Kleinlein, E.; Karbacher, R.; Kröner, H.: Ermittlung der Fettgebrauchsdauer von Hochleistungs-Schmierfetten für Wälzlager. *Lubricants, Materials, and Lubrication Engineering*, 13<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, Band 3 (2002), Seite 1975-1980
- [71] Kleinlein, E.; Kröner, H.: Neufassung des GfT-Arbeitsblattes 3 - Wälzlagerschmierung. *Tribology and Lubrication Engineering*, 14th International Colloquium Tribology, Band 3 (2004), Seite 1341-1360
- [72] Korcek, S.; Jensen, R.: Relation between base oil composition and oxidation stability at increased temperatures. *ASLE-Trans.*, Band 19 (1976) Heft 2, Seite 83-94
- [73] Kragelskij, I. J.: *Calculation of dry friction forces*. The Institution of Mechanical Engineers, *Proceedings of the Conference on Lubrication and Wear*, London, 1957
- [74] Krause, H., Poll, G.: Die Dissipation mechanischer Energie bei der Festkörperreibung, *Schmiertechnik – Tribologie*, Band 26 (1979), Heft 5, Seite 174–176

- [75] Kuhn, E.; Holweger W.: Topography and tribological behaviour of lubricating greases – an experimental study. *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 56, Heft 1, 2004, Seite 14-18
- [76] Laufer, W.: Direktoxidation von ausgewählten Olefinen und Aromaten mit Sauerstoff in Gegenwart von Wasserstoff. Dissertation, RWTH Aachen, Shaker Verlag Aachen, 2001
- [77] Lugscheider, E. et al.: Untersuchungen von PVD-beschichteten Wälzlagern für umweltverträgliche schnelldrehende Werkzeugspindeln, VDI-Bericht 1706, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002, Seite 77-96
- [78] Majumdar, A.; Bushan, B.: Fractal Model of Elastic-Plastic Contact between Rough Surfaces. *ASME J. Tribology*, Vol. 113, 1991, Seite 1-11
- [79] Meyer, K., Kloß, H.: Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme. Expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993
- [80] Morin, A.: *Nouvelles Expériences sur la Trottement*. Metz, 1832
- [81] N.N.: High Precision Bearings. Katalog der SKF, Publ.-Nr. 4950 E, 2000
- [82] N.N.: Datenblatt Rhein Chemie, Ver. 1/01, 1995
- [83] Oliver, W.C.; Pharr, G.M.: An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. *J. Mater. Res.*, Vol. 7, No. 6, 1992, Seite 1564-1583
- [84] Palmgren A.: *Grundlagen der Wälzlagerpraxis*, 3. Auflage, Franckh'sche Verlagshandlung W. Keller & Co., Stuttgart, 1964
- [85] Palmgren A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlager. *VDI-Berichte*, Band 10, 1957, Seite 117-121
- [86] Panzer, E.: Untersuchungen zum Alterungsverhalten von Motorenölen. Dissertation, Technische Universität Clausthal-Zellerfeld, Clausthal-Zellerfeld: Papierflieger, 1997
- [87] Perponcher, C. von: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. Dissertation, Universität München, 1998
- [88] Plank, M.; Lechner, G.: Kleinstmengenschmierung schnelllaufender Wälzlager. *Tribologie und Schmierungstechnik*, Band 37, 1990, Heft 4, Seite 222-229
- [89] Potykus, J.: Das Reibmoment radialer Wälzlager mit negativem Betriebsspiel, *Konstruktion* 27, 1975, Seite 92-95
- [90] Quinn, T. F.; Hong, H.; Hochmann, R. F.: A new approach to the oxidational theory of mild wear. *ASLE Transactions*, Band 31, (1988) Heft 1, Seite 71-75
- [91] Reyes-Gavilan J. L.; Odorisio P.: A Review of the mechanisms of action of antioxidants, metal desactivators and corrosion inhibitors, *NLGI Spokesman* 64, 2000, Heft 11
- [92] Rizvi, S.Q.A.: Additives for Automotive Fuels and Lubricants: *Lubrication Engineering*, Band 55, 1999, Seite 33-39
- [93] Snare, B.: Der Rollwiderstand in leicht belasteten Lagern, *Kugellagerzeitschrift* 42 1967, Band 152, SKF Kugellagerfabrik, Schweinfurt, 1967
- [94] Scarlett, N. A.: Use of grease in rolling bearings. *Proc. Inst. Mech. Eng.*; Part 3A, 182, 1967, Seite 167-177
- [95] Schmidt, W.: *Synthetische Industrieschmierstoffe*. Mobil Oil A.G. Deutschland, 1980

- [96] Schrader, R.: Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakten. Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1988
- [97] Scott, G.: Mechanisms of Antioxidant action. Developments in Polymer Stabilization, Applied Science Publishers LTD London, Band 4, 1981, Seite 1-23
- [98] Scott, G.; Berger, H.; Bolsmann, T. A. B.; Brower, D. M.: Catalytic inhibition of hydrocarbon Autoxidation by secondary amines and nitroxyls. Developments in polymer stabilisation-6. Applied science publishers London New York, 1983, Seite 1-27
- [99] Scott, G.; Peroxidolytic antioxidants: sulphur antioxidants and autsynergistic stabilisers based on alkyl and aryl sulphides. Developments in polymer stabilisation, Applied science publisher London New York, Band 6, 1983, Seite 29-71
- [100] Scott, G.; Shelton, J. R.: Organic sulphur compounds as preventive antioxidants. Developments in Polymer Stabilization, Applied Science Publishers LTD London, Band 4 (1981), Seite 23-70
- [101] SKF GmbH: Hauptkatalog 4000/IV T. Media Print Informationstechnologie Paderborn, 1994
- [102] Steinert, T.: Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [103] Stribeck, R.: Kugellager für beliebige Belastungen. VDI-Zeitschrift, Band 45, 1901, Heft 3, Seite 73-79; 118-125
- [104] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI-Zeitschrift. 46, 1902, Seite 1341, 1432, 1463, 1902
- [105] Thomas, J. R.; Tolman, C. A.: Journal American Chemical Society. Band 84, 1962, Seite 2930-2935
- [106] Tomaru, M., Suzuki, T., Ito, H.: Grease life estimation and grease deterioration in sealed ball bearings. Proceeding of the JSLE international Tribology Conference, Amsterdam Elsevier, 1985, Seite 1039-1044
- [107] Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter schnelldrehender Schrägkugellager. Dissertation, RWTH Aachen, 1999
- [108] Ullman's Encyclopedia of industrial chemistry, 7<sup>th</sup> Edition, Wiley-VCH, Weinheim, 2004
- [109] Venner, C. H.; Berger, G.; Lugt, P. M.: Waviness deformation in starved EHL circular contacts. Journal of Tribology, Vol. 126, Apr. 2004, Seite 248-257
- [110] Wachter, G.: Das Infrarotspektrometer - Aufbau und Funktion. Heft 26, Perkin Elmer Technische Schule, 1995
- [111] Weck, M.; Butz, F.: Schrägkugellager – Maschinenelement zur Lagerung schnelldrehender Spindeln. VDI-Bericht 1706, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002, Seite 309-324
- [112] Wiendl, S. B.; Zabel, W.-R.; Gatzert, H. H.; Poll, G. The Influence of Boundary Layer Properties on Grease Lubricated High-Speed Ball Bearing Performance Transient Processes in Tribology, Proceedings of the 30<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Tribology Series 43, Elsevier, 2004
- [113] Williams, D.H.; Felmin, I.: Spektroskopische Methoden zur Strukturaufklärung, 4. Auflage, G. Thieme, 1979

- [114] Wilson, A. R.: The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings. Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 193, 1979, Seite 185-192
- [115] Zabel, W.-R.; Poll, G.: Einfluss von Antioxidantien auf die Schmierfettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. DGMK-Projekt 569, Abschlussbericht, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover, 2004
- [116] Zabel, W.-R.; Gunst, U.; Wiendl, S. B.; Arlinghaus, H. F.; Gatzen, H. H.; Poll, G.: Einfluss von chemischen und physikalischen Grenzschichteigenschaften auf die Schmierfettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. 14<sup>th</sup> Intern. Coll. on Tribology, Tribology and Lubrication Engineering, Vol. III, Stuttgart/Ostfildern, 2004, Seite 1385-1393
- [117] Zabel, W.-R.; Gunst, U.; Wiendl, S.B.; Arlinghaus, H.F.; Gatzen, H. H.; Poll, G.: Grenzschichtuntersuchungen an schnelllaufenden fettgeschmierten Schrägkugellagern. 44. Tribologie Fachtagung Göttingen, Band II, Seite 58/1-58/12, 2003
- [118] Zabel, W.-R.; Gunst, U.; Wiendl, S. B.; Gatzen, H. H.; Arlinghaus, H. F.; Poll, G.: Einfluss von Antioxidantien auf die Schmierfettgebrauchsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. Mineralöltechnik, 49 (2004), Heft 7, Seite 1 -18
- [119] Zechel, R.: Vorteile und Möglichkeiten der Trockenschmierung von Wälzlagern, VDI-Berichte 1706, Gleit- und Wälzlagerungen, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002, Seite 103-110
- [120] Zum Gahr, H.H.: Microstructure and Wear of Materials. Zeitschriftenaufsatz: Tribology Series, Vol. 10 Elsevier Amsterdam, 1987, Seite 96-98

**Verwendete Normen**

- ASTM D 942 Standard Test Method for Oxidation Stability of Lubricating Greases by the Oxygen Bomb Method
- DIN 50281 Reibung in Lagerungen; Begriffe, Arten, Zustände, physikalische Größen. Oktober 1977, (zurückgezogen)
- DIN 50320 Verschleiß: Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. Dezember 1979, (zurückgezogen)
- DIN 50323 Tribologie: Begriffe. November 1988, (zurückgezogen)
- DIN 51006 Thermische Analyse (TA); Thermogravimetrie (TG); Grundlagen, Ausgabe 10, 1990
- DIN 51802 Prüfung von Schmierstoffen; Prüfung von Schmierfetten auf korrosionsverhindernde Eigenschaften; SKF-Emcor-Verfahren. 1990
- DIN 51808 Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit von Schmierstoffen, Sauerstoff-Verfahren. 1978
- DIN 51818 Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen. 1981
- DIN 51825 Schmierstoffe; Schmierfette K; Einteilungen und Anforderungen. 2004
- DIN 51826 Schmierstoffe; Schmierfette; Schmierfett G. 1984
- DIN 53017 Viskosimetrie, Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität von Flüssigkeiten. Ausgabe 11, 1997
- ISO 11007 Mineralölerzeugnisse und Schmierstoffe - Bestimmung der korrosionsverhindernden Eigenschaften von Schmierfetten. 1997
- DIN ISO 281/A2 Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer - Lebensdauerbeiwert  $a_{xyz}$ ; Änderung 2. Ausgabe 09, 2001

## 10 Anhang

Tab. 1: Modellfett A (nicht additiviertes Referenzfett)

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
A_1_2	24.000	383	1/1	63,5	66	64,8	41,3	Temperatur
A_1_4	24.000	348	1/1	66,9	69,1	68	29,8	Temperatur
A_1_6	24.000	313	1/1	71,9	78,4	75,2	39,3	Temperatur
A_1_7	24.000	280	1/1	71,2	70,9	71,1	37,7	Temperatur

Tab. 2: Modellfett B (aminisch festes Antioxidans)

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
B_1_1	24.000	836	1/1	70,1	72	71	40,2	Temperatur
B_1_2	24.000	3639	1/1	66,4	68,3	67,4	25,7	Temperatur
B_1_3	24.000	531	1/1	71	71,9	71,5	30,3	Temperatur
B_1_4	24.000	3433	1/1	68	69,1	68,6	26,6	Temperatur
B_1_5	24.000	3376	0/2	71,7	75,3	73,5	38	Abbruch

Tab. 3: Modellfett C (aminisch flüssiges Antioxidans)

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
C_1_3	24.000	284	1/1	68,8	71,4	70,1	44,7	Temperatur
C_1_5	24.000	3150	1/1	56,5	57,3	56,9	22,6	Temperatur
C_1_6	24.000	941	1/1	76,4	75,8	76,1	33,9	Temperatur
C_1_7	24.000	2323	1/1	66,3	69,4	67,9	31,1	Temperatur



Tab. 4: Modellfett D (phenolisches Antioxidans)

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
D_1_1	24.000	2731	1/1	62,8	65,2	64	29,9	Temperatur
D_1_2	24.000	1212	1/1	69,9	72,7	71,3	36,5	Temperatur
D_1_3	24.000	5591	0/2	67,1	68,2	67,7	27,4	Abbruch
D_1_4	24.000	4199	1/1	64,8	65,9	65,4	22,3	Moment

Tab. 5: Modellfett E (aminisch festes Antioxidans (TMQ))

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
E_1_2	24.000	5701	1/1	73,3	72	72,7	24	Moment
E_1_4	24.000	1352	1/1	83,2	89,6	86,4	42,7	Temperatur
E_1_6	24.000	5706	0/2	65,4	68,8	67,1	30,3	Abbruch
E_1_7	24.000	1357	1/1	78,2	80,2	79,2	39,4	Temperatur
E_1_8	24.000	1901	1/1	71,5	74,3	72,9	27,8	Temperatur

Tab. 6: Modellfett F (Mischung aus Antioxidantien B und D)

Nr.	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Laufzeit [h]	Anzahl: Ausfälle / Entnahmen	Temperatur Lager 1 (links) [°C]	Temperatur Lager 2 (rechts) [°C]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	mittleres Reibmoment (2 Lager) [Nmm]	Bemerkung
F_1_1	24.000	3436	1/1	80,6	81,2	80,9	36,4	Temperatur
F_1_2	24.000	3114	1/1	74,3	73,9	74,1	35,4	Temperatur
F_1_3	24.000	2011	1/1	79,9	81,6	80,8	35,9	Temperatur
F_1_4	24.000	5773	1/1	77,5	79,6	78,5	39,4	Temperatur
F_1_5	24.000	4215	0/2	65,7	59,2	62,4	27,7	Abbruch

Tabelle 10-1: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett A in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

Modellfett A	Temperatur			
Beanspruchungszustand	20°C	40°C	60°C	80°C
0	3,28	3,58	3,87	4,13
1	3,19	3,39	3,57	3,70
2	3,16	3,38	3,52	3,69
3	3,18	3,38	3,54	3,64
6	3,15	3,36	3,54	3,64
13	3,13	3,34	3,50	3,59
23	3,16	3,31	3,46	3,54
PAO	2,27	2,24	2,20	2,17
Grundölmischung A	2,29	2,25	2,22	2,18

Tabelle 10-2: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett B in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

Modellfett B	Temperatur			
Beanspruchungszustand	20°C	40°C	60°C	80°C
0	3,28	3,53	3,74	3,93
1	3,17	3,40	3,59	3,73
2	3,18	3,40	3,57	3,71
3	3,17	3,38	3,55	3,64
6	3,16	3,37	3,53	3,64
13	3,17	3,38	3,54	3,65
23	3,17	3,38	3,52	3,63
PAO	2,27	2,25	2,20	2,17
Grundölmischung B	2,30	2,27	2,23	2,19

Tabelle 10-3: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett C in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

Modellfett C	Temperatur			
Beanspruchungszustand	20°C	40°C	60°C	80°C
0	3,23	3,50	3,76	3,89
1	3,18	3,41	3,61	3,72
2	3,16	3,38	3,56	3,69
3	3,14	3,35	3,51	3,61
6	3,15	3,37	3,50	3,62
13	3,13	3,35	3,53	3,66
23	3,14	3,34	3,50	3,61
PAO	2,27	2,25	2,20	2,17
Grundölmischung C	2,29	2,26	2,22	2,18

Tabelle 10-4: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett D in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

Modellfett D	Temperatur			
	20°C	40°C	60°C	80°C
Beanspruchungszustand				
0	3,30	3,65	3,86	3,96
1	3,19	3,41	3,59	3,67
2	3,18	3,42	3,58	3,70
3	3,16	3,37	3,53	3,65
6	3,16	3,41	3,55	3,64
13	3,15	3,37	3,51	3,63
23	3,15	3,38	3,55	3,61
PAO	2,27	2,25	2,20	2,17
Grundölmischung D	2,31	2,27	2,23	2,19

Tabelle 10-5: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett E in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

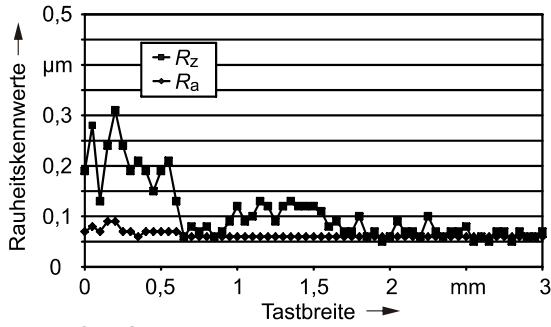
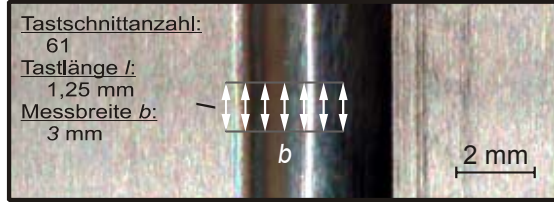
Modellfett E	Temperatur			
	20°C	40°C	60°C	80°C
Beanspruchungszustand				
0	3,28	3,57	3,88	4,03
1	3,18	3,42	3,57	3,73
2	3,18	3,41	3,58	3,70
3	3,18	3,40	3,54	3,65
6	3,17	3,38	3,53	3,62
13	3,16	3,38	3,50	3,61
23	3,13	3,35	3,49	3,57
PAO	2,27	2,25	2,20	2,17
Grundölmischung E	2,30	2,27	2,23	2,19

Tabelle 10-6: Dielektrizitätskennwerte von Modellfett F in Abhängigkeit des Beanspruchungszustands und der Temperatur

Modellfett F	Temperatur			
	20°C	40°C	60°C	80°C
Beanspruchungszustand				
0	3,27	3,57	3,88	3,98
1	3,23	3,45	3,64	3,71
2	3,21	3,42	3,57	3,67
3	3,18	3,37	3,50	3,56
6	3,16	3,36	3,48	3,53
13	3,13	3,31	3,44	3,51
23	3,12	3,31	3,43	3,48
PAO	2,27	2,25	2,20	2,17
Grundölmischung F	2,31	2,27	2,23	2,19

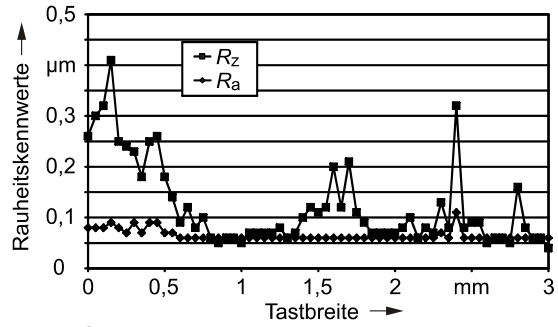
**Modellfett A**

(Laufzeit: 348 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_4)



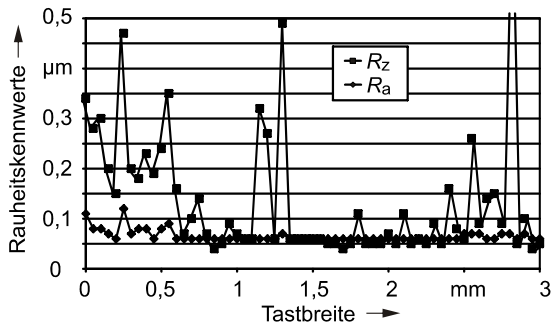
**Modellfett B**

(Laufzeit: 3639 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_2)



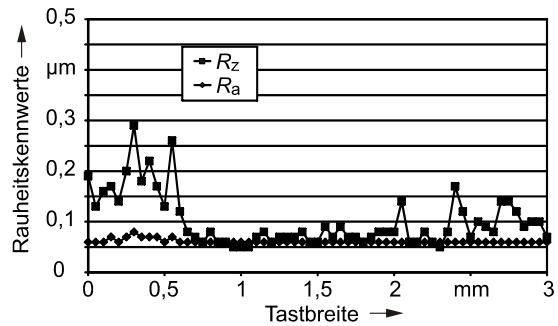
**Modellfett C**

(Laufzeit: 3150 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_5)



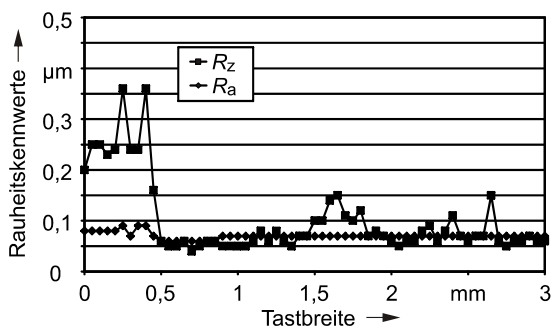
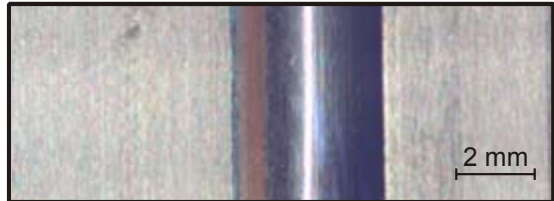
**Modellfett D**

(Laufzeit: 4199 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_4)



**Modellfett E**

(Laufzeit: 1901 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_8)



**Modellfett F**

(Laufzeit: 2011 h / NA-Lager / Außenring / Versuch: 1\_3)

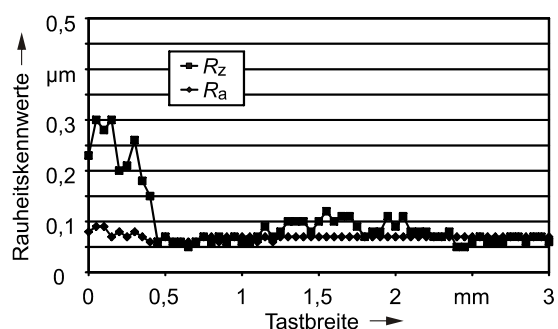
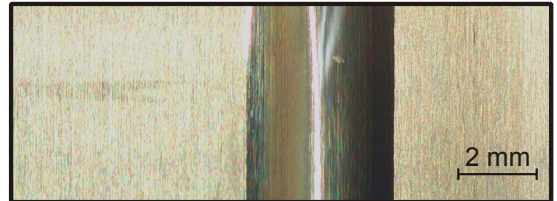
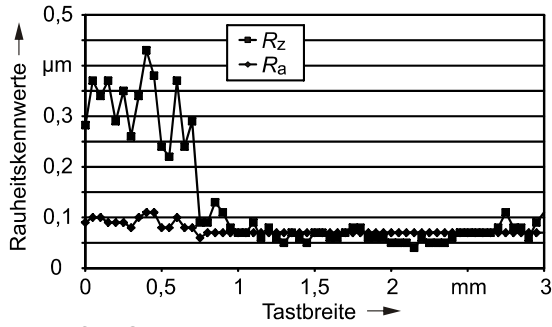
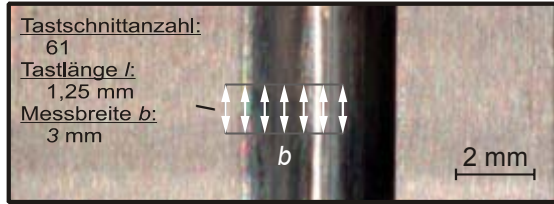


Abbildung 10-1: Rauheitskennwerte von Außenringen (Intaktes (NA) Lager / Dauerversuch)

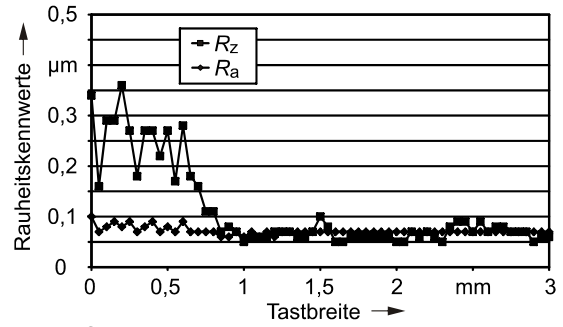
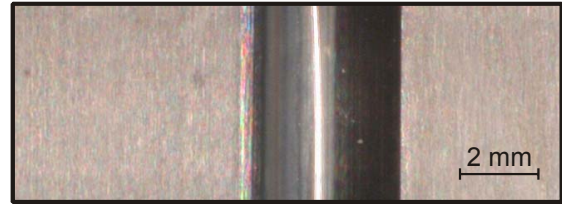
**Modellfett A**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)



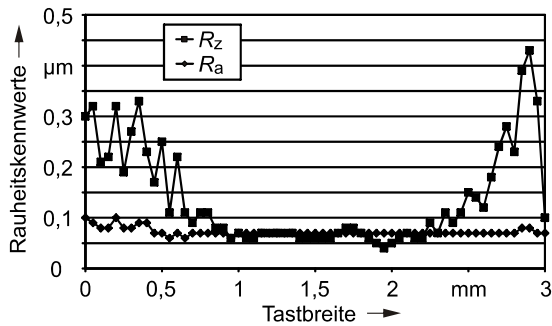
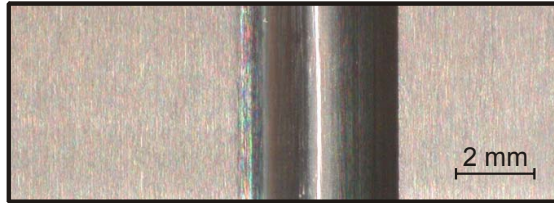
**Modellfett B**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)



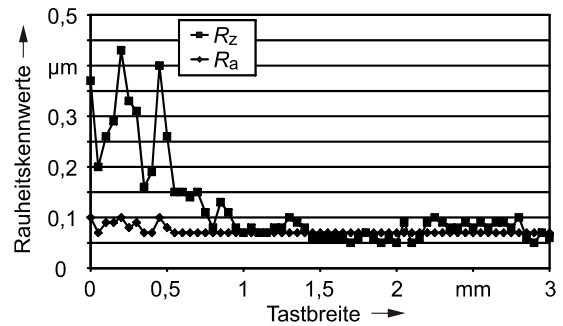
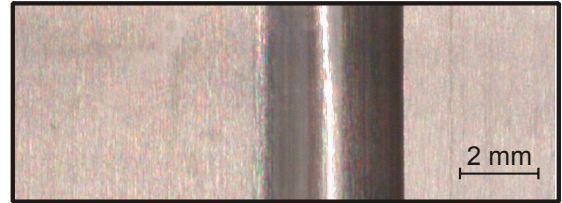
**Modellfett C**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)



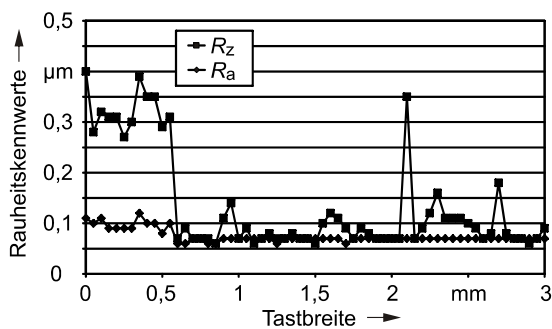
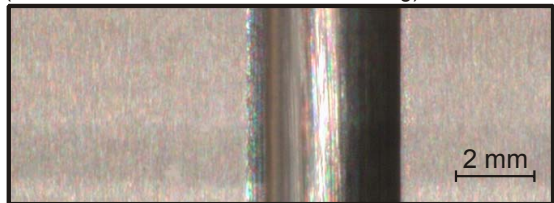
**Modellfett D**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)



**Modellfett E**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)



**Modellfett F**

(Laufzeit: 150 h / Kurzversuch / Außenring)

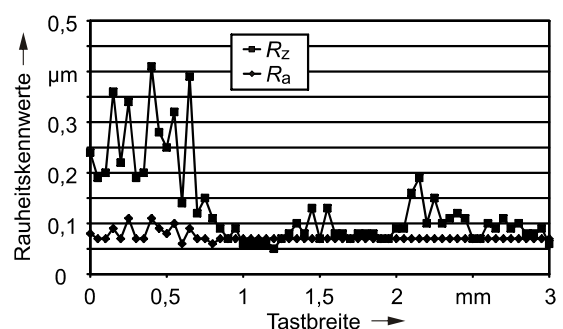
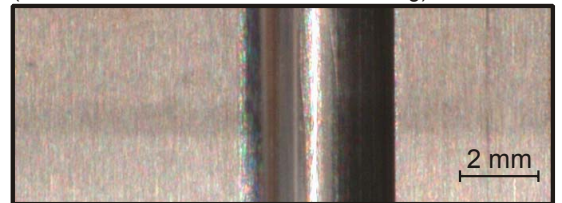


Abbildung 10-2: Rauheitskennwerte von Außenringen (Kurzversuch)

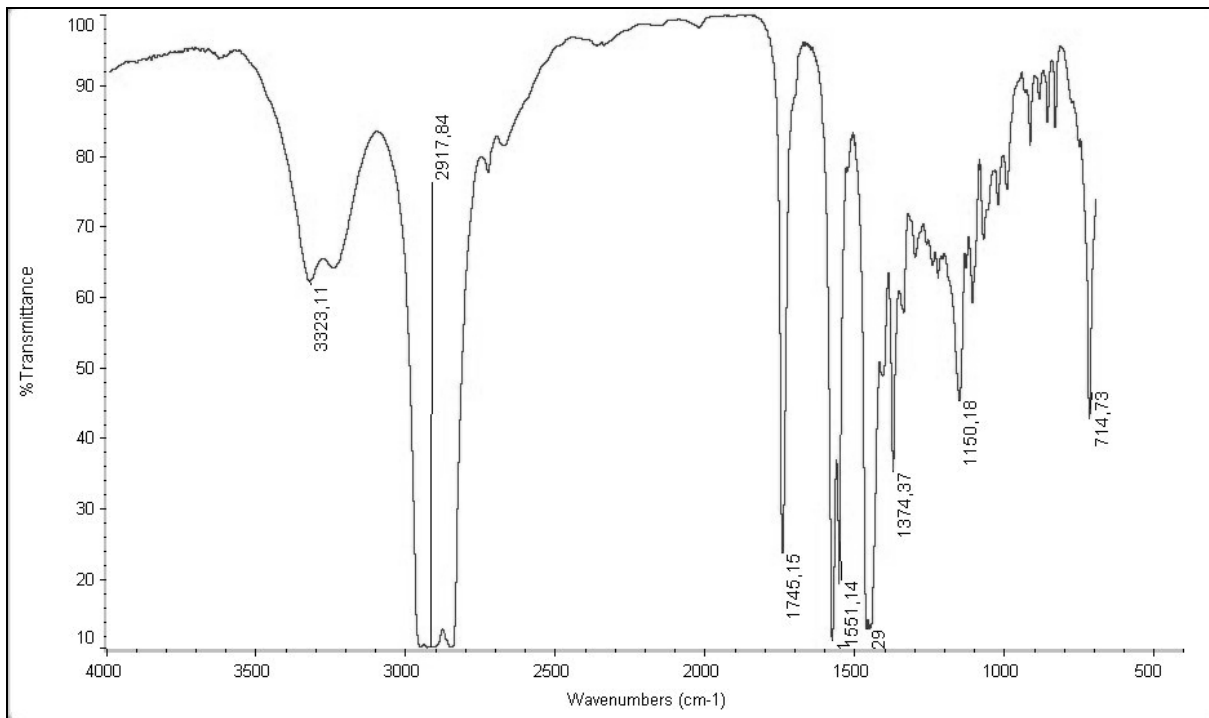


Abbildung 10-3: IR-Spektrum von Modellfett A in Neuzustand [60]

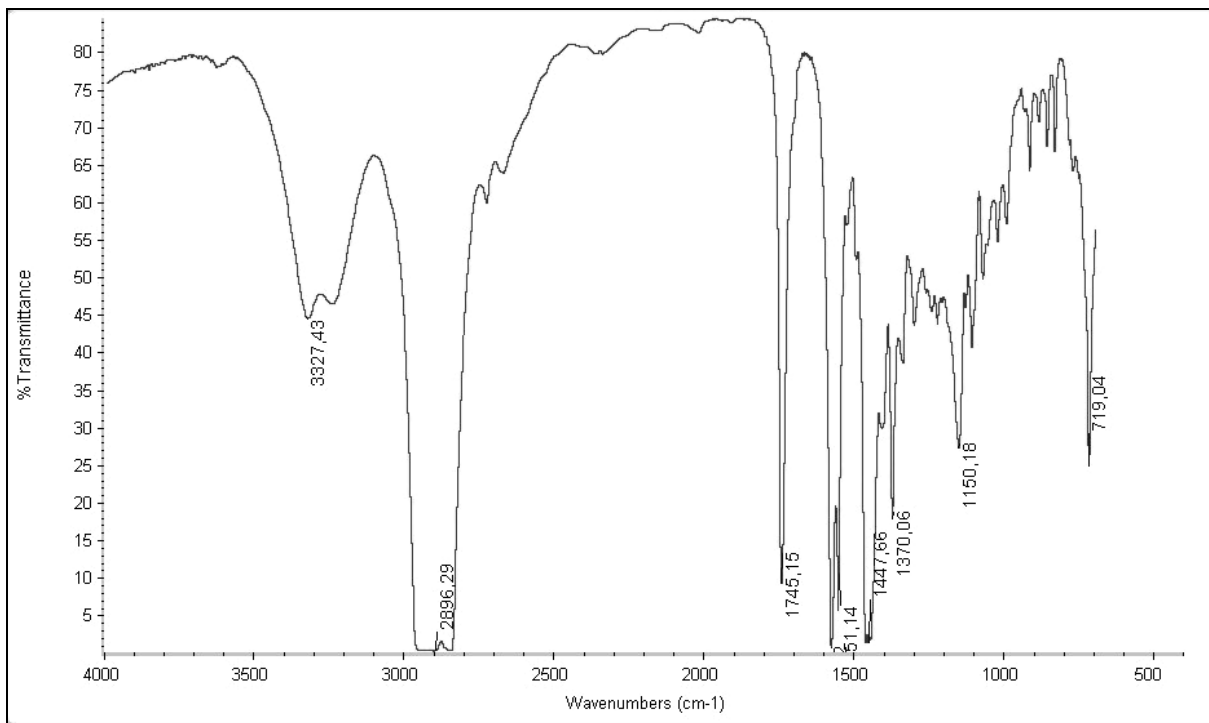


Abbildung 10-4: IR-Spektrum von Modellfett B in Neuzustand [60]

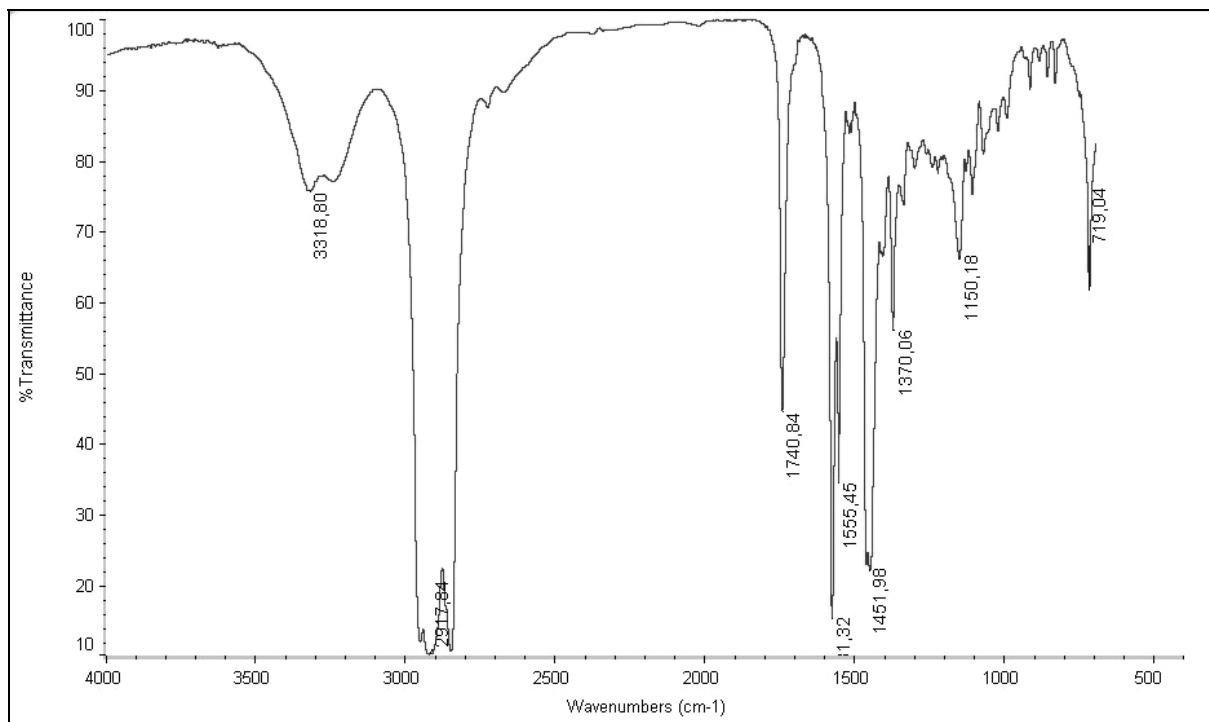


Abbildung 10-5: IR-Spektrum von Modellfett C in Neuzustand [60]

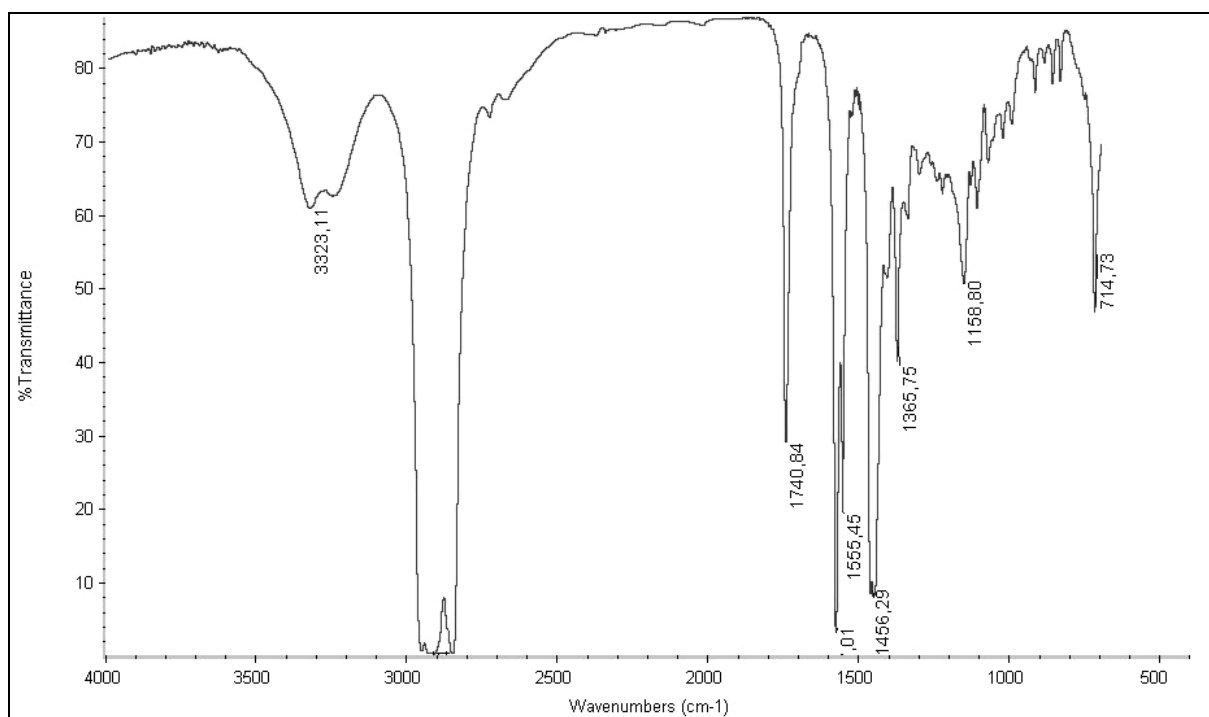


Abbildung 10-6: IR-Spektrum von Modellfett D in Neuzustand [60]

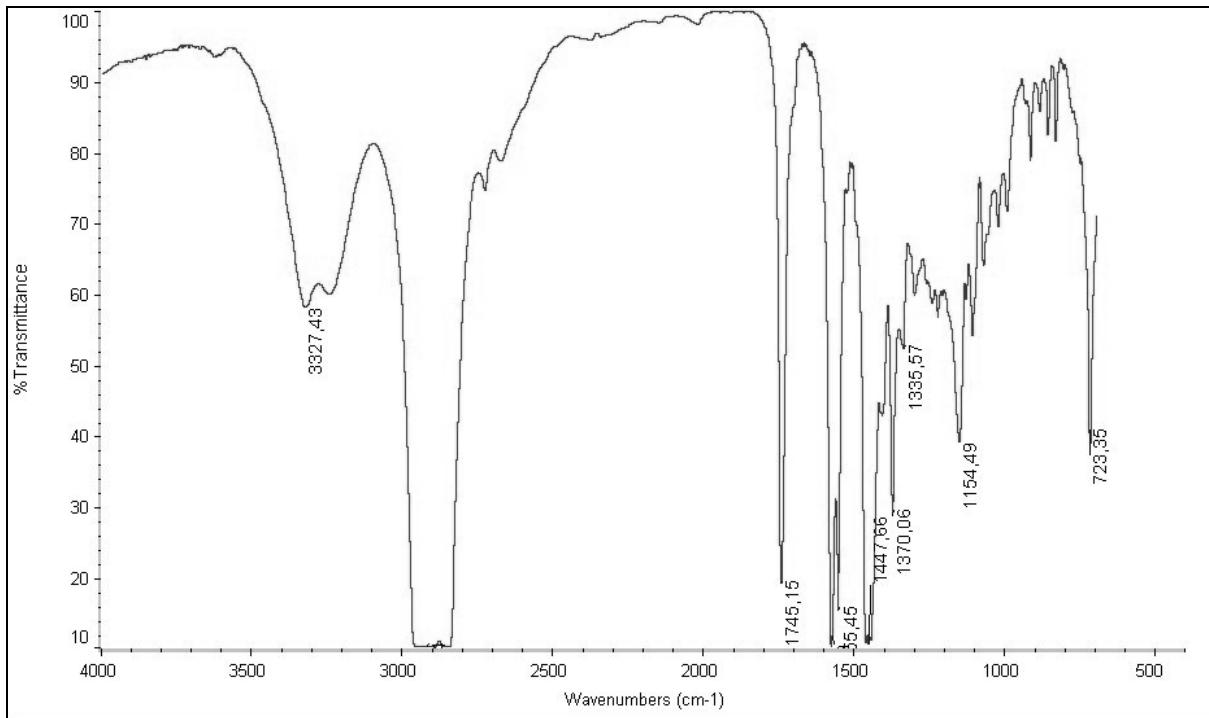


Abbildung 10-7: IR-Spektrum von Modellfett E in Neuzustand [60]

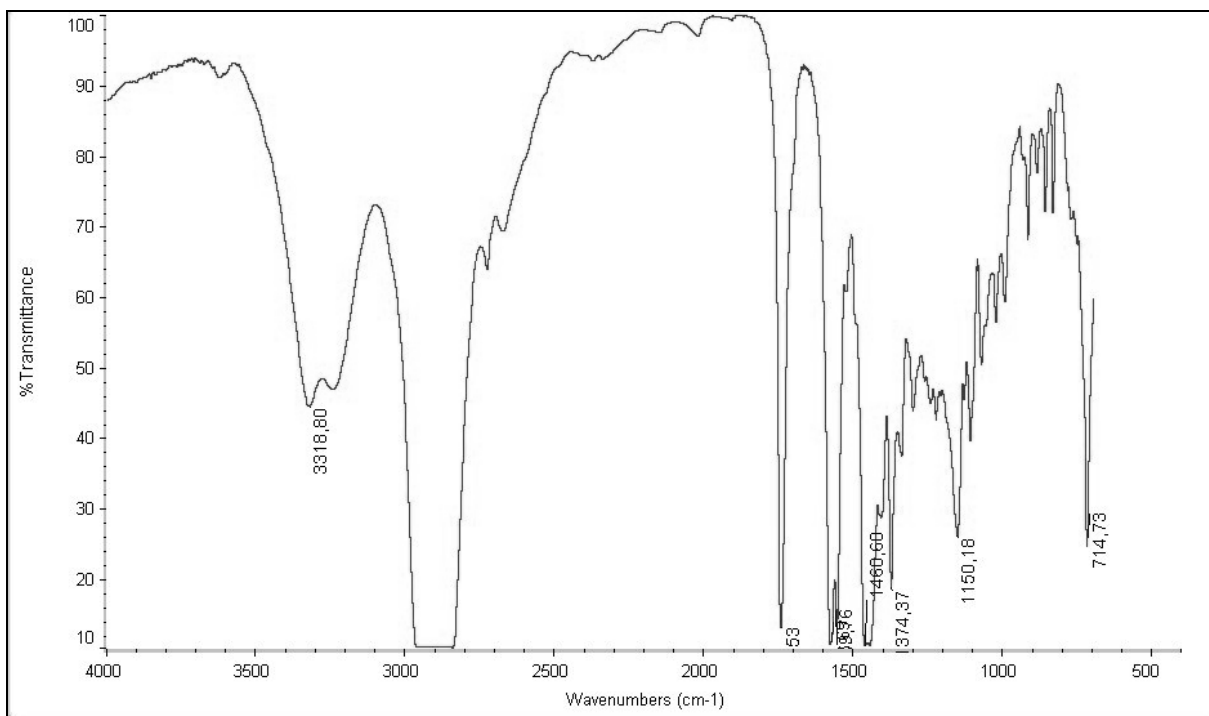


Abbildung 10-8: IR-Spektrum von Modellfett F in Neuzustand [60]



Tabelle 10-7: Zusammensetzung der von *Franke* untersuchten Modellfette [41]

Bezeichnung	Grundöl		Verdicker		Additiv	Variable
	Typ	Viskosität <sup>6</sup> $\nu_{40}$ [mm <sup>2</sup> /s]	Typ	Gehalt [%]		
Lithiumfett I	MPA	22,0	Li-12-OH	10	-	Grundölviskosität
Lithiumfett II	MPA	220,0	Li-12-OH	10	-	
Lithiumfett III	PAO	22,0	Li-12-OH	10	-	Grundöltyp
Lithiumfett IV	EST	19,6	Li-12-OH	10	-	
Lithiumfett V	MPA	22,0	Li-12-OH	16	-	Verdickergehalt
Lithiumfett VI	MPA	22,0	Li-12-OH	10	AO	Antioxidans
Lithiumfett VII	MPA	22,0	Li-12-OH	16	AO	V.-gehalt/Antiox.
Calciumfett I	MPA	22,0	Ca-12-OH	10	-	Verdickertyp
Calciumfett II	MPA	22,0	Ca-Komplex	17	-	Verdickertyp/-gehalt
NBU 15	EST, MPA	23,0	Ba-Komplex	35	EP	Standardfett

Tabelle 10-8: Ergebnisse der Untersuchungen nach *Franke* [41]

Prüffett	$F_{10}$ [h]	$F_{50}$ [h]	mittleres Reibmoment (Einzellager) [Nmm]	mittlere Betriebs- temperatur [°C]	gemessene Filmhöhe $h_{\text{mess}}$ [µm]	
					Innenring	Außenring
Lithiumfett I	288	1.038	32,5	53	0,098	0,100
Lithiumfett II	204	782	38,0	59	0,087	0,089
Lithiumfett III	1.021	2.115	15,5	44	0,110	0,112
Lithiumfett IV	601	1.707	17,5	46	0,198	0,200
Lithiumfett V	350	1.760	20,5	47	0,153	0,155
Lithiumfett VI	406	1.701	20,0	47	0,115	0,117
Lithiumfett VII	1.103	3.649	17,5	42	0,175	0,177
Calciumfett I	129	289	21,0	50	0,093	0,095
Calciumfett II	492	2.359	16,5	45	0,121	0,123
NBU 15	--	>3.500	16,5	44	0,146	0,148

<sup>6</sup> DIN 51562 T1



# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Wolf-Rüdiger Zabel  
Geburtsdatum: geb. 08.05.1970 in Lehrte  
Familienstand: verheiratet

## Schulbildung

08/76 – 07/80 Albert-Schweitzer Schule, Lehrte  
08/80 – 07/82 Orientierungsstufe, Lehrte  
08/82 – 07/83 Gymnasium, Lehrte  
08/83 – 07/87 Realschule, Lehrte  
08/87 – 05/90 Herschelschule, Hannover

## Studium

09/90 – 03/97 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover,  
Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik  
03/94 Diplomvorprüfung  
03/97 Diplomprüfung  
02/95 – 03/95 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS) der  
Universität Hannover  
08/95-03/96 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Werkstoffkunde der  
Universität Hannover

## Zivildienst

04/97 – 04/98 Technische Abteilung, Kreiskrankenhauses Lehrte

## Praktika

06/90 – 07/90 Metallbau Bertram GmbH, Aligse  
03/93 – 04/93 Metallbau Bertram GmbH, Aligse  
06/95 – 08/95 Miele & Cie. KG, Lehrte  
09/96 – 10/96 Max Müller Werkzeugmaschinen GmbH, Hannover

## Berufstätigkeit

04/98 – 07/98 Entwicklungsingenieur, Mannesmann Dematic AG, Wetter  
07/98 – 02/99 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für  
Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie  
(IMKT) der Universität Hannover  
seit 03/99 Wissenschaftlicher Assistent am Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität  
Hannover