

# Wälzlagerschmierung mit polymerhaltigen Fetten

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Matthias Gatzen

geboren am 29.03.1979 in München

2010

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze  
3. Referent: Prof. i. R. Dr.-Ing. Reinhard Braune  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens  
Tag der Promotion: 21.09.2010

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, gilt mein besonderer Dank für die Förderung meiner Arbeit durch fachlichen Rat und persönlicher Unterstützung.

Prof. Dr.-Ing. Schwarze danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Prof. i. R. Dr.-Ing. Braune danke ich für ebenfalls für die Übernahme des Korreferates.

Prof. Dr.-Ing. Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Für die finanzielle Unterstützung im Rahmen der Forschungsarbeit bedanke ich mich bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. AiF sowie bei der Deutschen Wissenschaftlichen Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK). Für ihr persönliches Engagement und die fachliche und technische Unterstützung danke ich dem projektbegleitenden Ausschuss und den projektbegleitenden Firmen, insbesondere Dr. Sohn, Herrn Litters, Dr. Herrmann, Herrn Schweder, Dr. Dornhöfer, Herrn Karbacher, Herrn Kühl, Dr. Janeda, Dr. Müller und Dr. Elfrath. Ebenfalls bedanke ich mich bei Herrn Pape und Herrn Brüning für die fruchtbare Zusammenarbeit.

Besonders herzlicher Dank gilt meinen Eltern für die Anregungen und fürs Korrekturlesen. Ferner bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts, insbesondere Carsten Meyer und Ding Wang, sowie meinen studentischen Hilfskräften und Projektarbeitern für die Hilfsbereitschaft sowie technische und fachliche Unterstützung während der Entstehung dieser Arbeit.

# Zusammenfassung

Matthias Gatzen

## Wälzlagerschmierung mit polymerhaltigen Fetten

Bei jüngsten Entwicklungen von modernen Lagern und deren Einsatz zeichnet sich verstärkt ein Trend ab, der deutlich hin zu höheren Drehzahlen und größerer Lebensdauer führt; allerdings bedeutet dies, dass Lager gleichzeitig steigenden Lagerbeanspruchungen ausgesetzt sind. Für diese erhöhten Ansprüche neu entwickelte Schmierstoffe haben nicht nur die Aufgabe, Laufflächen und Wälzkörper durch einen tragenden Film zu trennen, sie sollen mehr denn je geringstmögliche Reibung verursachen und gleichzeitig hohe Lebensdauer gewährleisten. Um dieser Weiterentwicklung von Schmierfetten Rechnung zu tragen, bietet es sich an, das Additivpaket anzupassen bzw. neue Additive einzusetzen. Dabei werden zum Teil Additive verwendet, die sich in der Vergangenheit beim Einsatz in Schmierölen bewährt haben. Aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften von Ölen und Fetten ist es jedoch nicht ohne weiteres möglich, die Funktionsweise von Additiven in Ölen auf Fette direkt zu übertragen.

Diese Arbeit liefert einen Beitrag zur Weiterentwicklung von Spindellagerschmierfetten. Untersucht wird der Einfluss von polymeren Additiven in Schmierfett mit PAO-Ester Grundöl und Li-12-OH Verdicker auf die Betriebseigenschaften schnelllaufender Lager. Bei den Polymerzusätzen handelt es sich um nicht dispergierende PAMA (Polyalkylmethacrylat) mit unterschiedlichen Molekulargewichten, dispergierendes PAMA mit statistisch angeordneter Struktur, dispergierendes PAMA mit Blockstruktur und PIB (Polyisobutylen).

Im Schmierstofflabor wurden die rheologischen Eigenschaften der Schmierfette und deren Grundöle erfasst und ausgewertet. Mittels Spindellager-Prüfständen erfolgten Dauerlauf- und Kurzversuche zur Untersuchung des Einflusses der Polymerzusätze auf die Betriebseigenschaften schnelllaufender Wälzlager. Ziel war es, neben der Bestimmung der Schmierfettgebrauchsdauer und der Erfassung der Betriebstemperatur, das Reibungsverhalten und die Schmierfilmdicke zu charakterisieren. Diese Untersuchungen zeigten, dass unterschiedliche Polymerzusätze erheblichen Einfluss auf die Betriebsparameter fettgeschmierter Lager nehmen. Nach Abschluss der Bauteilversuche erfolgte die Charakterisierung der durch die polymeren Additive gebildeten Grenzschichten auf den Wälzlagerlaufflächen. Physikalische Untersuchungen erfolgten mittels Nanoindenter und chemische mittels Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (ToF-SIMS). Ein Modell zur Beschreibung des makroskopischen Einflusses von Polymeren in fettgeschmierten Spindellagern veranschaulicht die Wirkungsweise der hier eingesetzten Polymerzusätze. Es wurde verdeutlicht, dass die Polymere auf vielfältige Weise fettgeschmierte Spindellager beeinflussen. Als wesentliche Wirkmechanismen wurden die Steuerung der Schmierstoffversorgung und die Ausbildung von Grenzschichten genannt.

# Abstract

Matthias Gatzert

## Ball Bearing Lubrication with Greases Containing Polymer Additives

Recent developments in state of the art ball bearing applications emphasize a trend towards higher rotational speeds and greater service life. In order to be able to meet these expectations, it is essential that the lubricants used in these applications are constantly improved. Therefore, newly developed greases for bearings are not only designed to separate the tribological surfaces; they are also supposed to help reduce frictional losses while at the same time allowing high service lives. One possibility to improve grease performance is to modify the additives or to implement newly developed ones. Partially, additives are applied that in the past have mainly been implemented in oils. Due to the different rheological properties of oils and greases, one cannot directly transfer the functionality of additives in oils to the functionality of the same additives in greases.

This work provides a contribution to the ongoing development efforts on ball bearing grease. The effects of polymer additives in grease containing a PAO-ester (polyalphaolefin-ester) base oil and Li-12-OH (lithium-12-hydroxystearate) thickener on high speed angular contact ball bearings is studied. In total five polymers are investigated, two PAMA (polyalkylmethacrylate) with different molecular weights, a dispersant PAMA with randomly distributed monomers, a dispersant PAMA with block alignment and a PIB (polyisobutene).

In laboratory tests, the greases and base oils were characterized. The effects of polymers in greases on ball bearing performance was studied on high speed ball bearing test rigs. The main goal was to determine the service lives, operating temperatures, frictional losses and film thicknesses for all greases. The studies indicated that polymers in greases significantly influence bearing performance. After completing the rig tests, the bearings' tribological surfaces were studied. Mechanical investigations of the boundary layers were conducted with a nanoindenter, chemical studies were performed implementing Time of Flight Secondary Mass Ion Spektroskopie (ToF-SIMS). Furthermore a theoretical model describes the macroscopic effect of polymers in greases.

Schlagworte:

Polymerzusätze, Schmierfett, Wälzlager

Polymers, Grease, Ball Bearing

# Inhaltsverzeichnis

<b>INHALTSVERZEICHNIS .....</b>	<b>I</b>
<b>NOMENKLATUR .....</b>	<b>V</b>
<b>1. EINLEITUNG.....</b>	<b>1</b>
<b>2. THEORETISCHE GRUNDLAGEN.....</b>	<b>2</b>
2.1 TRIBOTECHNISCHE SYSTEME .....	2
2.1.1 Definition der Tribologie .....	2
2.1.2 Struktur tribotechnischer Systeme .....	3
2.2 SYSTEMELEMENT WÄLZLAGER .....	5
2.2.1 Wälzlagergrundlagen .....	5
2.2.1.1 Aufbau Wälzlager .....	5
2.2.1.2 Spindellager .....	8
2.2.2 Wälzlagerlebensdauer .....	10
2.2.3 Wälzlagerreibung .....	11
2.2.3.1 Reibungsarten und Reibungszustände .....	14
2.2.3.2 Berechnung der Wälzlagerreibung .....	15
2.2.4 Wälzlagerverschleiß .....	19
2.3 SYSTEMELEMENT SCHMIERFETT.....	22
2.3.1 Rheologische Grundlagen .....	22
2.3.1.1 Viskosität .....	22
2.3.1.2 Viskositäts-Temperatur-Verhalten .....	24
2.3.1.3 Viskositäts-Druck-Verhalten .....	25
2.3.1.4 Scherratenabhängiges Verhalten .....	25
2.3.2 Schmierfette.....	26
2.3.2.1 Grundöl .....	27
2.3.2.2 Verdicker .....	27
2.3.2.3 Additive .....	28
2.3.2.4 Aktuelle Trends .....	29
2.3.3 Polymere Additive.....	30
2.3.3.1 Beeinflussung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens .....	33
2.3.3.2 Verhalten bei hohen Schergefällen und Drücken.....	34
2.3.3.3 Randschichteigenschaften .....	35
2.3.3.4 Aktuelle Trends .....	37
2.3.4 Schmierfilmbildung und Elastohydrodynamische Schmierung .....	40
<b>3. PROBLEMSTELLUNG UND ZIELE DER ARBEIT.....</b>	<b>46</b>
3.1 PROBLEMSTELLUNG .....	46
3.2 ZIELSETZUNG UND LÖSUNGSWEG .....	47
<b>4. EXPERIMENTELLE GRUNDLAGEN .....</b>	<b>49</b>

---

4.1	WÄZLAGERPRÜFSTÄNDE .....	49
4.1.1	Dauerlauf-Prüfstand.....	49
4.1.2	Kurzversuch-Prüfstand.....	50
4.1.3	Schmierfilmdickenmessung .....	51
4.1.4	Plattenkondensator zur Dielektrizitätskennwertbestimmung .....	53
4.2	ANLAGEN ZUR BESTIMMUNG DER PHYSIKALISCHEN UND CHEMISCHEN EIGENSCHAFTEN VON GELAUFENEN WÄZLAGERN .....	53
4.2.1	Triboindenter zur physikalischen Untersuchung von oberflächennahen Schichten.....	53
4.2.1.1	Härtemessung .....	54
4.2.1.2	Tiefenabhängiger Reibbeiwert.....	55
4.2.2	ToF-SIMS zur chemischen Untersuchung von oberflächennahen Schichten .....	56
4.3	LABORVERFAHREN ZUR CHARAKTERISIERUNG DER SCHMIERSTOFFRHEOLOGIE .....	57
4.3.1	Hochdruckviskosimeter.....	57
4.3.2	Tapered Bearing Simulator nach ASTM D 4693-04 .....	58
4.3.3	Rotations- und Quarzviskosimeter .....	59
4.3.4	Kegelrollenlager-Schertester nach DIN 51350.....	59
4.3.5	Konuspenetration nach DIN ISO 2137 .....	60
4.3.6	Walkapparatur nach Klein.....	61
4.3.7	Methoden zur Bestimmung von Fließeigenschaften.....	62
4.3.7.1	Fließkurven.....	62
4.3.7.2	Fließgrenze .....	63
4.3.7.3	Fließdruck.....	63
4.3.8	Methoden zur Bestimmung der Ölabscheidung.....	64
4.3.8.1	Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 .....	64
4.3.8.2	Statische Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode .....	65
4.3.9	Kugel-Scheibe-Apparat zur Bestimmung von Schmierfilmdicken .....	66
<b>5.</b>	<b>MODELLFETTE .....</b>	<b>68</b>
5.1	MODELLFETTZUSAMMENSETZUNG .....	68
5.2	RHEOLOGISCHE EIGENSCHAFTEN DER ADDITIVIERTEN GRUNDÖLE UND FETTE.....	71
5.2.1	Öluntersuchungen .....	71
5.2.1.1	Viskositätsindex .....	71
5.2.1.2	Scherviskosität in Abhängigkeit des Drucks.....	72
5.2.1.3	Druck-Viskositäts-Koeffizient.....	74
5.2.1.4	Scherviskosität in Abhängigkeit der Scherrate bei Umgebungsdruck.....	76
5.2.1.5	Scherviskosität in Abhängigkeit der Temperatur bei Umgebungsdruck ....	77
5.2.1.6	Scherstabilität nach DIN ISO 51350 Teil 6.....	79
5.2.1.7	Dielektrizitätskennwerte.....	80
5.2.1.8	Schmierfilmdicken Kugel-Scheibe-Apparat .....	81
5.2.2	Fettuntersuchungen.....	83
5.2.2.1	Schmierfettkonsistenz .....	83

5.2.2.2	Scherstabilität nach der Klein'schen Methode .....	84
5.2.2.3	Fließeigenschaften .....	85
5.2.2.4	Ölabscheidung.....	88
5.2.2.5	Polymergehalt im ausgebluteten Öl .....	90
<b>6.</b>	<b>DAUERVERSUCHE.....</b>	<b>93</b>
6.1	VERSUCHSBEDINGUNGEN UND VERSUCHSABLAUF .....	93
6.2	EINLAUFVERHALTEN .....	96
6.2.1	Modellfette mit nicht dispergierenden PAMA sowie PIB.....	96
6.2.2	Modellfette mit dispergierenden PAMA .....	98
6.3	SCHMIERFETTGEBRAUCHSDAUER .....	100
6.3.1	Modellfett I .....	100
6.3.2	Modellfett II (PAMA, nicht dispergierend, niedriges Molekulargewicht) .....	101
6.3.3	Modellfett III (PAMA, dispergierend, niedriges Molekulargewicht).....	102
6.3.4	Modellfett IV (PAMA, nicht dispergierend, hohes Molekulargewicht) .....	103
6.3.5	Modellfett V (PIB).....	104
6.3.6	Modellfett VI (PAMA, dispergierend, sehr niedriges Molekulargewicht) .....	105
6.3.7	Vergleich der Ergebnisse.....	106
6.4	MITTLERE BETRIEBSTEMPERATUR .....	108
6.5	GEGENÜBERSTELLUNG MITTLERE BETRIEBSTEMPERATUR - SCHMIERFETTGEBRAUCHSDAUER .....	109
6.6	SCHMIERFILMDICKENUNTERSUCHUNGEN .....	110
6.6.1	Ergebnisse .....	111
6.6.2	Beobachtungen .....	113
<b>7.</b>	<b>KURZVERSUCHE .....</b>	<b>117</b>
7.1	VERSUCHSBEDINGUNGEN UND VERSUCHSABLAUF .....	117
7.2	REIBMOMENTEN- UND TEMPERATURVERLÄUFE .....	118
7.3	SCHMIERFILMDICKENUNTERSUCHUNGEN.....	120
7.4	BEOBSACHTUNGEN .....	125
<b>8.</b>	<b>TRIBOLOGISCHE UNTERSUCHUNGEN DER KONTAKTPARTNER .....</b>	<b>127</b>
8.1	PHYSIKALISCHE OBERFLÄCHENCHARAKTERISIERUNG .....	127
8.1.1	Härtemessungen .....	128
8.1.2	Ritzuntersuchungen .....	130
8.2	CHEMISCHE FETT UND OBERFLÄCHENCHARAKTERISIERUNG .....	132
8.2.1	Untersuchung der anhaftenden Schmierstoffreste.....	132
8.2.2	ToF-SIMS Depth Profiling .....	133
<b>9.</b>	<b>MODELLVORSTELLUNG ZUR BESCHREIBUNG DES MAKROSKOPISCHEN EINFLUSSES VON POLYMEREN IN FETTGESCHMIERTEN SPINDELLAGERN.....</b>	<b>136</b>
9.1	STARVATION-EFFEKT.....	137
9.2	DRUCK UND SCHERUNG IM FLUIDFILM.....	137
9.3	ADSORPTIONS- UND GRENZSCHICHTEN .....	138

---

9.4	WANDGLEITEN.....	139
<b>10.</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....</b>	<b>141</b>
10.1	ZUSAMMENFASSUNG .....	141
10.2	AUSBLICK.....	143
<b>11.</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>144</b>

## Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	°	Nenndruckwinkel
$\alpha_1$	°	Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Außenring
$\alpha_2$	°	Druckwinkel zwischen Innenring und Wälzkörper
$\alpha_p$	mm <sup>2</sup> /N	Druck-Viskositäts-Koeffizient
$\beta$	-	Ausfallsteilheit
$\beta_{th}$	1/K	Temperaturviskositätskoeffizient
$\dot{\gamma}$	s <sup>-1</sup>	Scherrate
$\epsilon_r$	-	Dielektrizitätskennwert
$\eta$	Pas	Scherviskosität
$\eta_0$	Pas	Scherviskosität bei 1 bar
$\eta_p$	Pas	Scherviskosität bei Betriebsdruck
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\kappa$	-	Viskositätsverhältnis
$\mu$	-	Reibbeiwert
$\mu_L$	-	Reibbeiwert Lagerberechnung
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\nu_x$	-	Querkontraktionszahl
$\nu_{100,Grundöl,neu}$	mm <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität des Grundöls vor der Scherung bei 100°C mm <sup>2</sup> /s
$\nu_{100,KRL}$	mm <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität des Schmierstoffs nach der Scherung bei 100°C mm <sup>2</sup> /s
$\nu_{100,neu}$	mm <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität des additivierten Schmierstoffs vor der Scherung bei 100°C mm <sup>2</sup> /s
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung
$a_e$	mm	Große Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in x-Richtung
$a_1$	-	Lebensdauerbeiwert für die von 90% abweichende Erlebniswahrscheinlichkeit
$A$	mm <sup>2</sup>	Fläche
$A_a$	mm <sup>2</sup>	Geometrische Kontaktfläche
$A_b$	g	Abgeschiedene Ölmenge
$A_r$	mm <sup>2</sup>	Reale Kontaktfläche
$A_{ri}$	mm <sup>2</sup>	Metallische Kontaktfläche
$A_s$	mm <sup>2</sup>	Kontaktfläche mit Schmierstoff bedeckt
$a_{DIN}$	-	Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen
$b_e$	mm	Kleine Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in y-Richtung
$a, b$	mm	Seitenlängen

$A, B$	-	Fettspezifische Beiwerte
$C$	kN	Dynamische Tragzahl
$C_{Auslauf}$	pF	Kapazität Auslaufbereich
$C_{Einlauf}$	pF	Kapazität Einlaufbereich
$C_{ges}$	pF	Gesamtkapazität
$C_{HERTZ}$	pF	Kapazität Hertz'scher-Kontakt
$C_L$	$s^2/mm^2$	Lagerbeiwert
$C_{th}$	-	Thermischer Korrekturfaktor
$C_u$	kN	Ermüdungsgrenzbelastung des Lagers
$d_b$	mm	Durchmesser der Lagerbohrung
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
$e_c$	-	Verunreinigungsbeiwert
$E$	g	Einwaage
$E_0$	$N/mm^2$	Reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
$E_x$	$N/mm^2$	Elastizitätsmodul des Kontaktpartners x
$f_0$	-	Beiwert, der die Lagerbauform und die Art der Schmierung berücksichtigt
$f_1$	-	Beiwert für die Lasthöhe und Lastrichtung
$F_{10}$	h	Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 10-prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit
$F_{50}$	h	Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 50-prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibungskraft
$f_R$	$s^{-1}$	Resonanzfrequenz
$G$	-	Werkstoffparameter
$H$	$\mu m$	Plattenabstand
$h_0$	$\mu m$	Schmierfilmhöhe
$h_{EHD,min,th_a}$	$\mu m$	Berechnete thermische Schmierfilmdicke zwischen Außenring und Wälzkörper
$h_{EHD,min,th_i}$	$\mu m$	Berechnete thermische Schmierfilmdicke zwischen dem Innenring und den Wälzkörpern
$h_{mess_a}$	$\mu m$	Gemessene Schmierfilmdicke zwischen Außenring und Wälzkörper
$h_{mess_i}$	$\mu m$	Gemessene Schmierfilmdicke zwischen dem Innenring und den Wälzkörpern
$h_{min,isoth}$	$\mu m$	Minimale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{min,th}$	$\mu m$	Minimale thermische EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{min}$	$\mu m$	Minimale Schmierfilmhöhe

$h_{0,isoth}$	$\mu\text{m}$	Zentrale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{0,th}$	$\mu\text{m}$	Zentrale thermische EHD-Schmierfilmhöhe
$K$	-	Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche
$k_{th}$	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	Wärmeleitkoeffizient
$KV_{40}$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität bei 40°C
$KV_{100}$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität bei 100°C
$L_{10h}$	h	Nominelle Lebensdauer
$L_{hna}$	h	erweiterte modifizierte Lebensdauer
$m$	-	Steigung
$m_i$	g	Masse
$M_0$	Nmm	Drehzahlabhängiger Reibmomentenanteil
$M_{Bohr}$	Nmm	Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln
$M_{drag}$	Nmm	Reibmoment bedingt durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste
$M_i$	g/mol	Molekulargewichte
$M_{seal}$	Nmm	Reibmoment von Berührungsdichtungen
$M_{sl}$	Nmm	Gleitreibmoment
$M_{Verform}$	Nm	Irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln
$M_{Roll}$	Nm	Rollreibung zwischen Lagerringen und Kugeln
$M_R$	Nm	Reibmoment
$M_{rr}$	Nmm	Rollreibmoment
$n \times d_m$	$\text{min}^{-1}\text{mm}$	Drehzahlkennwert
$p$	-	Lebensdauerexponent
$P$	kN	Dynamisch äquivalente Lagerlast
$P_1$	kN	maßgebende Belastung Reibmomentenberechnung Wälzlager
$p_b$	GPa	Betriebsdruck
$p_u$	bar	Umgebungsdruck
$R_v$	-	Relativer Viskositätsabfall
$P_{sk}$	0,1 mm	Penetration nach Scherung Klein
$P_{sk24}$	0,1 mm	Penetration nach Scherung Klein 24 Stunden Ruhezeit
$P_u$	0,1 mm	Ruhpenetration
$P_{w60}$	0,1 mm	Walkpenetration 60 Doppelhübe
$P_{w100.000}$	0,1 mm	Walkpenetration 100.000 Doppelhübe
$P_{w_24}$	0,1 mm	Penetration nach 24 Stunden Ruhezeit
$RV_{40}$	-	Relativer Viskositätsverlust bei 40°C nach 20 h Scherung im Kegelrollenlager-Schertester
$RV_{100}$	-	Relativer Viskositätsverlust bei 100°C nach 20 h Scherung im Kegelrollenlager-Schertester

$R_x$	mm	Reduzierter Hauptachsenradius
$S$	h	Beliebige Erlebniswahrscheinlichkeit
$T$	°C	Betriebstemperatur
$T_{mit\_ges}$	°C	Mittlere Temperatur aller Lager
$SSI$	-	Scherstabilitätsindex
$t_{Laden}$	s	Ladezeit
$U$	-	Geschwindigkeitsparameter
$U_{max}$	V	Maximale Spannung
$v_{hd}$	m/s	Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
$v_1$	m/s	Geschwindigkeit 1
$v_2$	m/s	Geschwindigkeit 2
$W$	-	Belastungsparameter

Abkürzungen	Beschreibung
ATF	Automatik-Transmission-Fluid
DLC	Diamond Like Carbon
EHD	Elastohydrodynamische Schmierung
fPAMA	funktionalisiertes PAMA
GW-Modell	Greenwood-Williamson-Modell
HS	hohe Scherraten
HT	hohe Temperaturen
KRL	Kegelrollenlager
MTF	Manual-Transmission-Fluid
MW	Molekulargewicht
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PAMA	Polyalkylmethacrylat
PAO	Polyalphaolefine
PIB	Polyisobutylene
SSI	Scherstabilitäts-Index
TBS	Tapered Bearing Simulator
ToF-SIMS	Time of Flight Secondary Ion Mass Spectroscopy
TEM	Transmissionselektrodenmikroskopie
VI	Viskositätsindex

## 1. Einleitung

Bei jüngsten Entwicklungen von modernen Lagern und deren Einsatz zeichnet sich verstärkt ein Trend ab, der deutlich hin zu höheren Drehzahlen und größerer Lebensdauer führt, allerdings bedeutet dies, dass Lager gleichzeitig steigenden Lagerbeanspruchungen ausgesetzt sind [BRE07]. Um dieser Aufgabe gerecht zu werden ist es erforderlich, die in den Lagern eingesetzten Schmierstoffe kontinuierlich zu verbessern und zu optimieren. Heutzutage ist die Industrie stets bemüht, verlustarme Maschinen und Anlagen auf den Markt zu bringen. Daher haben neu entwickelte Schmierstoffe für Lageranwendungen nicht nur die Aufgabe, Laufflächen und Wälzkörper durch einen tragenden Film zu trennen, sie sollen mehr denn je geringstmögliche Reibung verursachen und gleichzeitig hohe Lebensdauer ermöglichen.

Im Gegensatz zur Ölschmierung, die oftmals in schnelllaufenden Anwendungen in Form einer Öl-Nebel-Schmierung zum Einsatz kommt, bietet eine Fettschmierung zahlreiche Vorteile. Insbesondere die einfachere Abdichtung von Umbauteilen und das Fehlen von Pumpen und Filtern führt dazu, dass zunehmend Schmierfette bei schnelllaufenden Anwendungen eingesetzt werden. Um den Anforderungen der Kunden gerecht zu werden ist es Ziel vieler Fetthersteller, bedarfsgerechte Schmierfette durch gezielte Zusammenstellung von Grundöl, Verdicker und Additiven anzubieten. Da neben der Rheologie auch die chemischen und physikalischen Eigenschaften der Grenz- und Randschichten der Lager erheblich durch die Schmierfettzusammensetzung beeinflusst werden, stellt die Weiter- oder Neuentwicklung von Schmierfetten stets eine große Herausforderung dar.

Bei der Weiterentwicklung von Schmierfetten bietet es sich an, das Additivpaket anzupassen bzw. neue Additive einzusetzen. Dabei werden zum Teil Additive verwendet, die sich in der Vergangenheit in Schmierölen bewährt haben. Aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften von Ölen und Fetten ist es jedoch nicht ohne weiteres möglich, die Funktionsweise von Additiven in Ölen auf Fette direkt zu übertragen.

Derzeit werden in vielen Schmierölen Polymerzusätze verwendet, es ist jedoch wenig über den Einfluss von Polymeren auf die Betriebseigenschaften fettgeschmierter Wälzlager bekannt. Derartige Additive, die sich in der Vergangenheit in Motor- und Getriebeölen als Viskositätsindexverbesserer bewährt haben, könnten zu einer Steigerung der Leistungsfähigkeit von Hochleistungsfetten beitragen.

Um aussagekräftige Kenntnisse hinsichtlich der Eignung von Polymerzusätzen für fettgeschmierte schnelllaufende Anwendungen zu gewinnen, ist es von Bedeutung zu untersuchen, welche Polymere sich positiv auf die Betriebseigenschaften auswirken. Nach wie vor sind aber auch Erkenntnisse hinsichtlich der Wirkungsweise der Polymere eine Voraussetzung für die zukünftige Weiterentwicklung noch effizienterer Polymere. Um diese Ziele zu erreichen, sind sowohl theoretische und experimentelle Untersuchungen erforderlich, die nachfolgend diskutiert werden. Diese Arbeit liefert damit einen Beitrag zur Erweiterung der Wissensbasis über den Einsatz von Polymerzusätzen in Schmierfetten.

## 2. Theoretische Grundlagen

### 2.1 Tribotechnische Systeme

#### 2.1.1 Definition der Tribologie

Tribologie ist eine Wissenschaft, die sich mit der Beschreibung von Reibung, Verschleiß und Schmierung beschäftigt [GFT07]. Obwohl die Betrachtung einiger tribologischer Teilaspekte schon bereits zu Zeiten der Ägypter erfolgte [DOW98] – diese setzten geschmierte Schlitten zum Transport von Statuen ein – verwendete der Engländer Jost den Begriff Tribologie erstmals im Jahre 1966. Jost bezeichnete Tribologie als Wissenschaft der aufeinander einwirkenden, in Relativbewegung befindlichen Oberflächen und der damit zusammenhängenden Vorgänge [JOS66]. Nach der deutschen Gesellschaft für Tribologie ist Tribologie „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“ [GFT07]. Der Begriff Tribologie ist vom griechischen Wort tribos abgeleitet und bedeutet damit „Wissenschaft der Reibung“ [BHU99, BHU02]. Tribologie umfasst die Themenkreise tribo science und tribo technology [FIT06].

Erste wissenschaftliche Ansätze zur Untersuchung der Reibung stammten von Leonardo da Vinci (1452-1519), der seinerseits für seine militärischen Konstruktionen, aber auch für seine Bilder und Skulpturen bekannt war. Da Vinci leitete Regeln ab, die die Bewegung eines Würfels auf einer ebenen Fläche beschreiben. Dabei führte er als Erster den Reibbeiwert ein, der als Verhältnis der Reibungskraft zur Normalkraft gilt. Trotz da Vincis umfangreicher Arbeiten auf diesem Gebiet hatten die von ihm hergeleiteten Regeln keinen historischen Einfluss. Die Bedeutung seiner Arbeiten wurde erstmals 1797 erkannt und die Erschließung seines Nachlasses als ernst zu nehmende geschichtliche Quelle begann erst 1874 [HÖT08].

Der französische Physiker Guillaume Amontons (1663-1705) leitete 1699 erneut die Gesetzmäßigkeiten der Reibung her, als er die Gleitbewegung zwischen zwei planen Flächen untersuchte. Er definierte den Reibbeiwert und stellte fest, dass die Größe der Reibungskraft nicht von der Kontaktfläche der Reibpaarung abhängt. Diese Ergebnisse wurden auch später vom französischen Physiker Charles Augustin Coulomb (1738-1808) verifiziert. Er fügte als dritte Beobachtung hinzu, dass die Reibungskraft bei einer Bewegung von der Relativgeschwindigkeit der beiden Oberflächen abhängt [BHU02].

Obwohl bereits Mitte des 17. Jahrhunderts grundlegende Erkenntnisse über die Strömung hochviskoser Flüssigkeiten von Isaac Newton (1643-1727) gewonnen werden konnten, erfolgten die ersten gezielten wissenschaftlichen Untersuchungen des geschmierten Wälzkontakts zu Ende des 19. Jahrhunderts. Die Wissenschaftler N.P. Petrov (1883-1920), B. Tower

(1845-1904), O. Reynolds (1842-1912) sowie R. Stribeck (1861-1950) leiteten auf Basis von experimentellen Untersuchungen die Grundlagen der hydrodynamischen Schmierung her [PET83, TOW83, REY86, STR02], die für die Berechnung von Gleitlagern heute noch Anwendung finden.

Sowohl im letzten als auch in diesem Jahrhundert trat und tritt die wirtschaftliche Bedeutung der Tribologie zunehmend in den Vordergrund. Bereits 1966 prognostizierte Jost ein mögliches Einsparpotenzial in Großbritannien von 500 Millionen Pfund pro Jahr [JOS66, JOS76]. Heute wird davon ausgegangen, dass durch Reibung und Verschleiß den jeweiligen Volkswirtschaften der Industrieländer Verluste in Höhe von ca. fünf Prozent des Bruttozialproduktes entstehen; in Deutschland wird demzufolge von einem Verlust von ca. 35 Milliarden Euro ausgegangen [GFT10]. Darüber hinaus rechnen Ökonomen damit, dass durch eine konsequente Umsetzung der in der Vergangenheit erzielten Forschungsergebnisse auf diesem Gebiet wiederum Einsparungen von 5 Milliarden Euro pro Jahr erzielt werden könnten [GFT10]. Auch eine US-amerikanische Studie aus dem Jahr 2000 hebt die Bedeutung der Tribologie-Forschung hervor. Dort wird gezeigt, dass kurzfristig durch gezielte Forschungsaktivitäten Einsparungen in Höhe von bis zu einem 50-fachen dieser Forschungsausgaben erzielt werden können [BHU02].

Der Hauptschwerpunkt der heutigen Tribologie-Forschung ist die Verminderung von Verlusten, die durch Reibung und Verschleiß insbesondere dann entstehen, wenn zwei Oberflächen im dynamischen Kontakt stehen. Die Ergebnisse der Forschungsaktivitäten sollen zu Anwendungen mit hoher Lebensdauer führen, ungeplanten Stillstände vermeiden und damit auftretende Kosten minimieren. Die Umsetzung des tribologischen Wissens wiederum soll sich über alle Bereiche der Entwicklung, Konstruktion, Fertigung und Instandhaltung erstrecken [CZI10].

### **2.1.2 Struktur tribotechnischer Systeme**

Die Aufgabe von technischen Systemen ist die Veränderung und Leitung von Stoffen, Energien und Signalen. Beschreiben lassen sie sich mithilfe der zu erfüllenden technischen Funktion sowie den Rück- bzw. Wechselwirkungen zwischen einzelnen Systemelementen untereinander, respektive der Umgebung [DET08]. Dabei sind die Systeme untereinander abgegrenzt, wobei die einzelnen technischen Systeme mit ihrer Umgebung durch Eingangs-, Ausgangs-, Stör- und Verlustgrößen verbunden sind [CZI10].

Ein technisches System, dessen Systemgrenzen unmittelbar an die Schnittstelle der Reibung und Verschleiß beteiligten Bauteile und Stoffe gelegt wird, kann als tribotechnisches System bezeichnet werden [CZI10]. Die Funktion des tribotechnischen Systems besteht darin, Eingangsgrößen über die Systemstruktur in technisch nutzbare Ausgangsgrößen umzusetzen. Im tribologischen System laufen Prozesse dergestalt ab, dass sich die Verlustgrößen Reibung und Verschleiß zeigen [DET08, CZI10].

Abbildung 1 stellt die Systemstruktur des tribotechnischen Systems dar. Im mittleren Feld ist die allgemeine Struktur des Tribosystems zu erkennen. Dieses besteht aus den vier Elementen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium. Zeigen sich in jedem tribologischen System Grund und Gegenkörper, ist der Zwischenstoff sowie das Umgebungsmedium optional, bei letzterem ist auch ein Vakuum möglich. In den meisten tribotechnischen Systemen wird jedoch als Zwischenmedium ein Schmierstoff eingesetzt, im ungünstigen Fall kann er aber auch aus Verschleißpartikeln bestehen [CZI10, DET08]. Das Zusammenspiel dieser vier Systemkomponenten beeinflusst maßgeblich die Lebensdauer des tribotechnischen Systems. Aufgrund der Vielzahl möglicher Eingangs-, Ausgangs- und Verlustgrößen ist ein tribotechnisches System in der Regel komplex. Insbesondere die zahlreichen Wechselwirkungen im System führen dazu, dass eine große Anzahl von Einzelfaktoren berücksichtigt werden müssen, um eine Reduzierung der Verlustgrößen zu erzielen. Hierfür werden insbesondere die Werkstoffauswahl, konstruktive Maßnahmen und geeignete Stoffe zur Trennung der im System eingeschlossenen Kontaktflächen berücksichtigt [ZAB05]. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Systemelemente Wälzlager und Schmierfett ausführlich untersucht und werden deshalb in den nachfolgenden Kapiteln weitergehend erläutert.

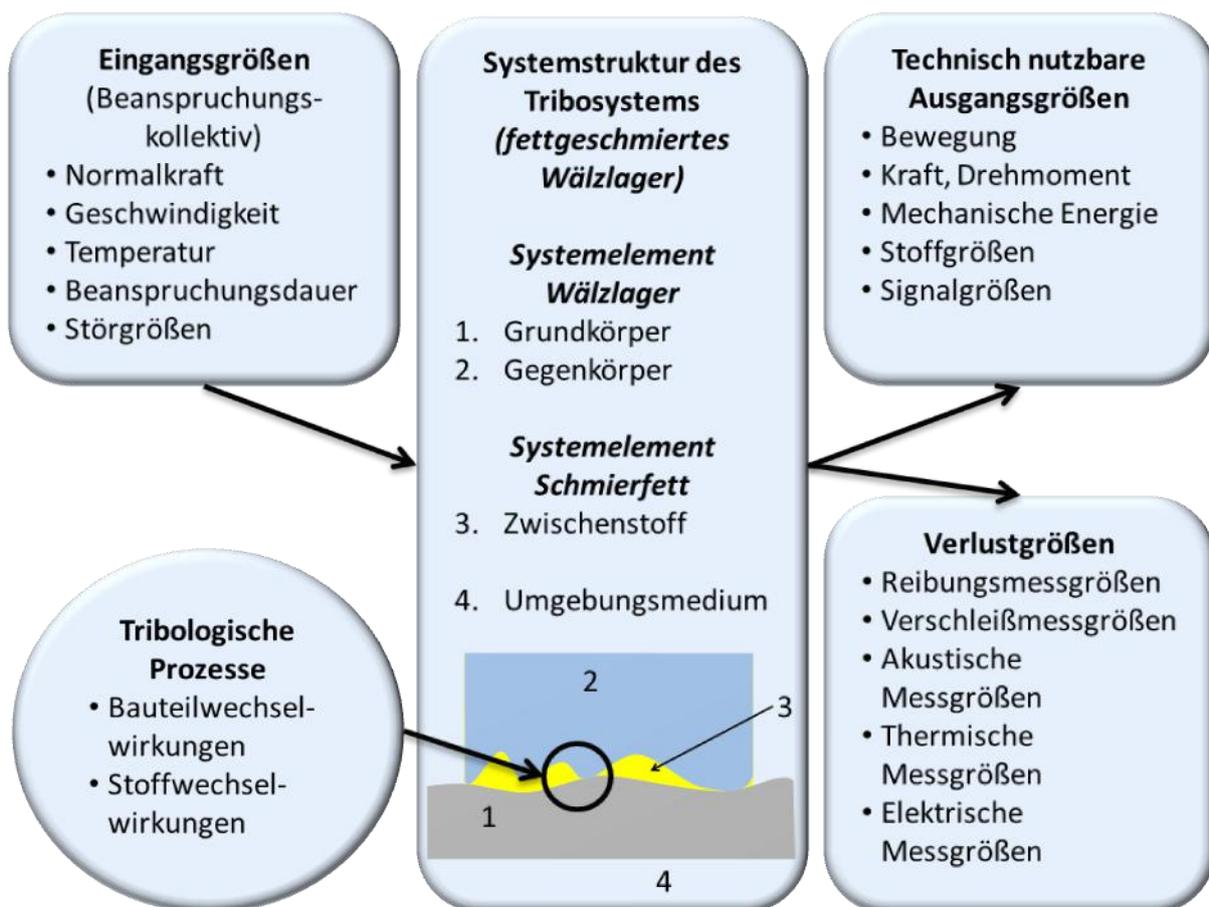


Abbildung 1: Darstellung eines tribotechnischen Systems [in Anlehnung an CZI10 und DET08]

## 2.2 Systemelement Wälzlager

### 2.2.1 Wälzlagergrundlagen

Die maßgebliche Aufgabe von Lagern ist die Übertragung von Kräften zwischen Maschinenelementen, die sich relativ zueinander bewegen, sowie die Führung von Maschinenteilen [POL08b]. Grundsätzlich wird, je nach kinematischem Bewegungsablauf der sich im Kontakt befindenden Körper, zwischen den Bewegungsformen Gleiten, Rollen, Wälzen und Bohren differenziert [DET08], die sich je nach Lagerbauart auch überlagert zeigen können. Gleiten liegt dann vor, wenn sich die Oberflächen parallel zueinander bewegen. Ein Beispiel hierfür ist das Auftreten einer Gleitbewegung im Gleitlager. Von Rollen wird gesprochen, wenn der Körper um den in der Kontaktzone liegenden Momentanpol rotiert. In vielen Fällen liegt jedoch kein reines Abrollen vor, sondern es treten zusätzliche mikro- oder makroskopische Gleitanteile auf. Dies wird als Wälzen definiert. Beispiele für eine Wälzbewegung ist der Bewegungsablauf von Rillenkugellager-Wälzkörpern. Dass sich kein reines Abrollen zeigt, kann im Wesentlichen auf die Krümmung der Hertz'schen Kontaktflächen, die Lagerkinematik und die unterschiedlichen elastischen Verformungen der sich berührenden Körper zurückgeführt werden [POL08a]. Eine Bohrbewegung ist wiederum dadurch charakterisiert, dass der Drehkörper sich um eine Achse normal zur Berührfläche dreht. Diese Bewegungsart zeigt sich bei ausgewählten Wälzlager als überlagerte Bewegungsform. Ein Beispiel hierfür sind Schrägkugellager. Vorteile von Wälzlager im Gegensatz zu Gleitlagern sind insbesondere der geringe Bewegungswiderstand beim Anlaufen, der geringe Schmierstoffbedarf, da eine Fettschmierung möglich ist, sowie der leichte Aufbau einer elasto-hydrodynamischen (EHD) Schmierung im Betrieb [POL07, POL08a]. Darüber hinaus sind Wälzlager weltweit verfügbare Normteile, die in der Regel einbaufertig beschafft werden können. Je nach Bauart können sie radiale, axiale oder kombinierte Lasten aufnehmen, dabei ist aufgrund von Vorspannungen ein fast komplett spielfreier Einbau möglich. Aus diesem Grund kommen bei Getrieben, Motoren und Bearbeitungsmaschinen fast ausschließlich Wälzlager zum Einsatz.

#### 2.2.1.1 Aufbau Wälzlager

Wälzlager setzen sich meistens aus zwei unterschiedlich großen Ringen, mehreren Wälzkörpern und einem Käfig, der die Wälzkörper auf Distanz zueinander hält, zusammen [HAR01]. Die Ringe des Wälzlagers bestehen überwiegend aus gehärtetem Stahlwerkstoff mit hoher Oberflächenhärte, Formtreue und Oberflächengüte [POL08a]. Als Standardwerkstoff setzt die Wälzlagerindustrie für die Ringe die Stahl-Legierung 100Cr6 gemäß DIN EN ISO 683 Teil 17 ein, die oft auch die Bezeichnung Wälzlagerstahl trägt [DIN99]. Insbesondere die gestiegenen Anforderungen im Bereich des Leichtbaus, mit stets zunehmend höheren Anforderung an die Wälzlager bei gleichzeitig abnehmenden Baugrößen, haben zu einer Weiterentwicklung der Lagerwerkstoffe geführt. Verschleißmindernde Werkstoffe wie z. B. AISI 440 C (X 102 CrMo 17) und Cronidur (30 X 30 Cr MoN 15), mit einem Anteil von 0,33 Prozent Stickstoff, wurden entwickelt, um den Anforderungen der Anwender gerecht zu werden [POL01].

Für Hochleistungsanwendungen werden darüber hinaus spezielle anwendungsspezifische Oberflächenbeschichtungen entwickelt und eingesetzt; einige Lagerhersteller vertreiben Wälzlager mit Beschichtung [EIC07]. Dabei bietet sich an, mittels physikalischer oder chemischer Abscheidung aus der Dampfphase (PVD- und CVD-Beschichtungstechnologien) Schichten auf Laufflächen und Wälzkörper aufzutragen, die bis zu einige Mikrometer dick sein können [WEC03a, KUH06]. Als Schichtwerkstoff kommen Keramik und amorphe Kohlenstoffschichten zum Einsatz [SKF04, SCH07]. So hat z.B. der Wälzlagerhersteller SKF für einen Teil des Sortiments keramisch beschichtete Laufflächen und Wälzkörper zur Minderung von Reibung und Verschleiß im Produktumfang. Diese Lager werden insbesondere dann empfohlen, wenn sie unter Mangelschmierung, hohen Temperaturen und häufigen Lastwechseln betrieben werden. Durch die verschleißmindernden Eigenschaften dieser Schichten kann z.T. auf Additivpakete im Schmierstoff verzichtet werden [SKF04]. Die Fertigungsprozesse sind jedoch komplex, da eine große Herausforderung darin besteht, die Beschichtung bei Temperaturen unter 160°C aufzubringen, um eine Phasenumwandlung des Stahlwerkstoffes zu vermeiden [BRE05, ERK99]. Eine vielversprechende neue Entwicklung ist der Einsatz von amorphen Kohlenstoffschichten [KUH06, LIF08]. Diese auch als DLC- (Diamond Like Carbon) bekannten Schichten wirken reibungs- und verschleißmindernd [VAN07, LIF08]. Beschichtungen führen jedoch dazu, dass diese Art der Fertigung der Wälzlager mit erheblichen Zusatzkosten verbunden ist. Darüber hinaus stellt sich die Herausforderung, die Schichten so aufzutragen, dass sie sich im Betrieb nicht von der Oberfläche lösen.

Wälzkörper stehen für unterschiedlichste Beanspruchungen und Nenndrehzahlen im breiten Sortiment zur Verfügung. In Abhängigkeit der Form der eingesetzten Wälzkörper wird zwischen Kugel- und Rollenlagern differenziert (Abbildung 2), wobei bei den Rollenlagern unterschiedliche Rollen zum Einsatz kommen. Typische Rollen zeigen Zylinderformen, Kegelfor-

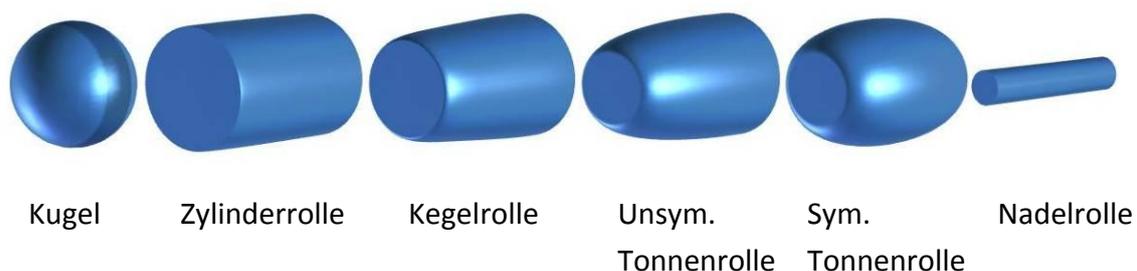


Abbildung 2: Formen von Rollkörpern [in Anlehnung an BRÄ95]

men, sowie unsymmetrische bzw. symmetrische Tonnenformen. Längliche Zylinderrollen mit geringem Durchmesser werden als Nadelrollen bezeichnet. Von den genannten Wälzkörpern werden am häufigsten Kugeln und Zylinderrollen eingesetzt. Je nach Wälzkörperform zeigen sich auch unterschiedliche Kontaktformen zwischen den Laufflächen und den Wälzkörpern. Im unbelasteten Zustand ergeben sich bei Kugellagern punktförmige Kontakte, da der Kugelradius kleiner als der Radius der Laufbahnvertiefung quer zur Laufrichtung ist. Im belasteten Zustand bildet sich wiederum eine Kontaktfläche in Form einer Ellipse. Bei Rollen stellt sich

theoretisch im unbelasteten Kontakt eine Linienberührung ein, im belasteten Zustand bildet sich ein Rechteck [BRÄ95]. Um die zwangsläufig entstehenden Spannungsspitzen am Ende der Linienberührung abzubauen, wurden Wälzkörper mit einer modifizierten Linienberührung entwickelt, bei der die Rolle zur Stirnseite hin leicht ballige Übergangszonen zeigt. Im Gegensatz zu Kugeln haben Rollen aufgrund ihrer jeweiligen Formen klar definierte Rotationsachsen, ein Schräglauf muss deshalb vermieden werden. Um eine gezielte Führung der Rollen zu ermöglichen sind Kegelrollenlager und Zylinderrollenlager daher mit Borden versehen [POL08a].

Bei vielen Lagern bestehen die Wälzkörper aus dem gleichen Werkstoff wie die Ringe. Erwähnenswert sind ferner auch Lager, deren Wälzkörper aus einem Keramikwerkstoff, z.B. aus Siliziumnitrid ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ), gefertigt werden. Diese sogenannten Hybridlager, mit Ringen aus Wälzlagerstahl, eignen sich für Spezialanwendungen mit hohen Drehzahlkennwerten  $n \times d_m$  (Drehzahl mal mittlerer Lagerdurchmesser des Lagers). Einen Einsatz finden solche Lager beispielsweise in Turbinen, da einerseits der Keramikwerkstoff äußerst temperaturbeständig ist und andererseits, aufgrund der niedrigen Dichte im Vergleich zu Stahlwerkstoffen, die Fliehkräfte bei hohen Drehzahlen geringer sind [SHO97, CEN99, KAH99, POL08a].

Käfige sind Zwischenringe, in denen sich Taschen für Wälzkörper befinden. Je nach Lagerbauart und vorgesehener Funktion des Lagers haben Käfige die Aufgaben, einerseits die Wälzkörper gleichmäßig auf den Umfang zu verteilen, sowie andererseits eine unmittelbare gegenseitige Berührung der Wälzkörper zu verhindern, da dadurch der Schmierfilmaufbau behindert werden kann. Bei Nadellagern unterstützen Käfige darüber hinaus die Führung der Wälzkörper [POL08a].

Im Fall der Abstützung des Käfigs auf den Wälzkörpern, spricht man von einem wälzkörpergeführten Käfig; erfolgt die Führung über den Innen- oder Außenring, so handelt es sich um einen bordgeführten Käfig. Je nach Anwendung und geforderter Zerlegbarkeit des Lagers sind die Käfige einteilig oder aus mehreren Teilen zusammengesetzt. Bei letzteren erfolgt die Verbindung der Einzelteile durch Nieten, Klammern oder Schrauben sowie durch Schweißen.

Die Käfige vieler Lagerbauarten bestehen aus einem glasfaserverstärkten Polyamid. Weitere gebräuchliche Käfigwerkstoffe sind Blech, Messing, Leichtmetall, Stahl und Sintereisen. Für Spezialanwendungen kommen oftmals weitere Werkstoffe zum Einsatz. So werden z.B. Käfige für Hochtemperaturanwendungen aus Polyetherketon, Polyethersulfon und Polyamid gegossen und Käfige für hohe Drehzahlen aus in duroplastischen Phenolharzen getränkten Textilfasern gefertigt [BRÄ95, SKF04, SCH06, POL08a].

Neben der Unterscheidung der Lager nach ihren Wälzkörpern ist ein weiteres Unterscheidungsmerkmal die Hauptbelastungsrichtung der Lager [BRÄ95]. Hier wird zwischen Radiallagern, Schräglagern und Axiallagern differenziert. Bei Radiallagern beträgt, entsprechend der Bezeichnung, der Nenndruckwinkel  $\alpha$  (die Senkrechte der Berührtangente zwischen Wälzkörpern und Laufbahn)  $0^\circ$  [POL08a]. Axiallager, die eingesetzt werden um Kräfte in Wellen-

richtung aufzunehmen, haben einen Druckwinkel  $\alpha$  von  $90^\circ$ . Schräglager wiederum haben einen Druckwinkel  $\alpha$  der zwischen  $0$  und  $90^\circ$  liegt. Bei wachsendem Druckwinkel nimmt die axiale Tragfähigkeit zu, wobei die radiale Tragfähigkeit gleichzeitig abnimmt [BRÄ95].

### 2.2.1.2 Spindellager

Spindellager sind eine Klasse von einreihigen Schrägkugellagern mit Nenndruckwinkeln  $\alpha$  zwischen  $12^\circ$  und  $25^\circ$ , die besonders für schnell-drehende Anwendungen geeignet sind. Sie können mit Fett oder Öl geschmiert werden [SHO97], verfügen über eine hohe Kugeldichte und verursachen aufgrund ihrer Kontaktverhältnisse ein verhältnismäßig geringes Reibmoment [BAR96]. Ihre Fertigung erfolgt in besonderen Genauigkeitsklassen, was dazu führt, dass sie in anspruchsvollen Anwendungen eingesetzt werden, die bei hohen Betriebsdrehzahlen eine hohe Führungsgenauigkeit erfordern. Hierzu zählen beispielsweise bei Werkzeugmaschinen die Lagerung der Hauptspindeln oder schnelllaufende Bauteile in Flugzeugturbinen [WEC03b, MET04, BRE07]. Aufgrund ihrer Kontaktgeometrie erhöht sich bei zunehmenden Nenndruckwinkeln die axiale Steifigkeit [ANT06]. Gleichzeitig nimmt die maximal zulässige Drehzahl mit zunehmendem Druckwinkel ab. Abbildung 3 zeigt ein aufgeschnittenes Spindellager, dessen Nenndruckwinkel  $\alpha$   $15^\circ$  beträgt. Dieser Winkel stellt sich ein, wenn der Innenring und der Außenring in axialer Richtung so lange gegeneinander verschoben werden, bis sich die Ringe und Kugeln gerade berühren. Die anschließend in dieser Position eingezeichnete verlängerte Verbindungslinie der beiden Kontaktpunkte hat gegenüber der Normalen auf die Lagerachse den Winkel  $\alpha$ .

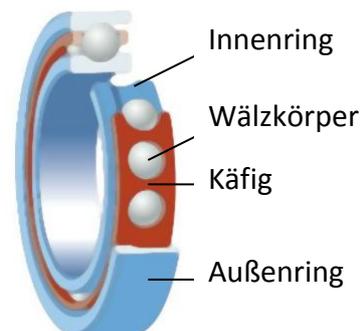
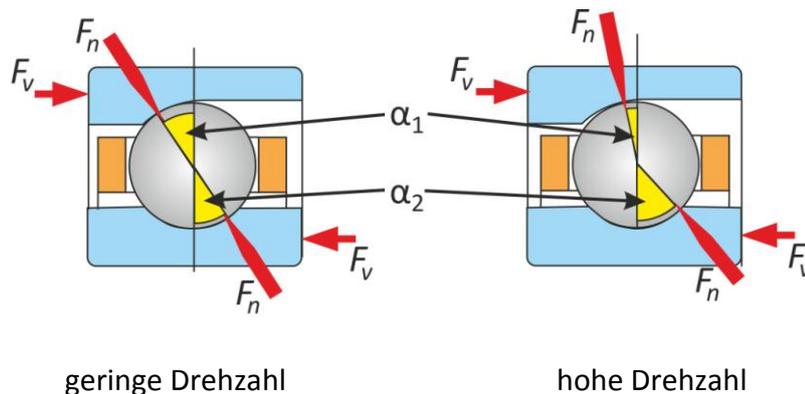


Abbildung 3: Spindellager; Volumenmodell [SKF04]

Im Gegensatz zum Rillenkugellager, bei dem lediglich eine Wälzbewegung vorliegt, zeigt sich in Spindellagern aufgrund der Laufbahnkontur sowohl ein Wälz- als auch ein Bohranteil, wobei ein Großteil der Verluste auf die Bohrbewegung zurückgeführt werden kann. Hier sind die Gleitanteile wesentlich größer als diejenigen der Wälzbewegung [STE95, TÜL99]. Mit steigendem Nenndruckwinkeln  $\alpha$  nimmt der Bohranteil stetig zu, weshalb Nenndruckwinkel  $\alpha$  von mehr als  $25^\circ$  in den meisten Fällen vermieden werden. Bei der Bestimmung des Bohranteils ist zu beachten, dass in Spindellagern der momentane Betriebsdruckwinkel vom jeweiligen Betriebszustand abhängt. Obwohl Spindellager nach Nenndruckwinkeln  $\alpha$  klassifiziert werden, z.B.  $15^\circ$ , hängen die tatsächlich sich einstellenden Druckwinkel in einem mit konstanter Vorspannung eingestellten System maßgeblich von der Betriebsdrehzahl ab (vgl. Abbildung 4). Nach Weck et. al. kann zwischen zwei wesentlichen Einflüssen unterschieden werden [WEC97]. Zum einen nimmt aufgrund von zunehmenden Fliehkräften an den Wälzkörpern der Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Außenring  $\alpha_1$  ab und zwischen Innenring und Wälzkörper  $\alpha_2$  zu. Zum anderen weitet sich der Innenring auf, wodurch die Lagerluft abnimmt. Darüber hinaus trägt

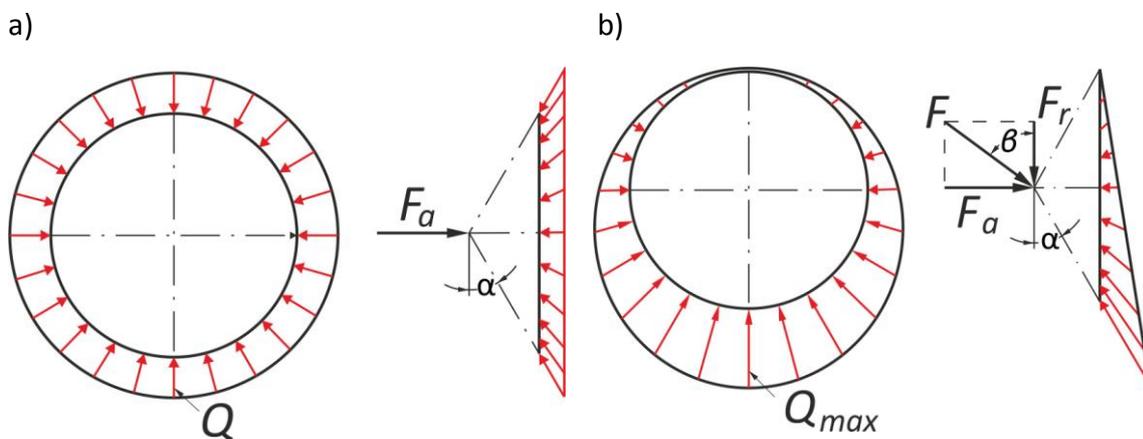
die axiale Vorspannung zu den sich einstellenden Winkeln  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bei und beeinflusst somit maßgeblich die Kinematik des Lagers [BAL05].



2009 IMKT 314317

Abbildung 4: Betriebsdruckwinkel in Abhängigkeit der Drehzahl [nach Tül99]

Alle Spindellager müssen im Betrieb eine Rechenregeln folgende Mindestvorspannung aufweisen, da sonst die Wälzkörper aufgrund der zu geringen Anpresskraft einen hohen Gleitanteil zeigen. Die Größe der eingestellten Vorspannkraft beeinflusst dabei erheblich die Lagerlebensdauer und die Axialsteifigkeit der Lageranordnung [TÜL99, GÖT06]. Je nach angreifender radialer Kraft ändert sich die Kraftverteilung im Umfang. Ist bei einer reinen Axialkraft (Abbildung 5a) die axiale Belastung aller Wälzkörper im Umfang nahezu gleichmäßig, nimmt die resultierende Kraft in der Lastzone zu, wenn eine radiale Komponente hinzukommt (Abbildung 5b). Dies kann dazu führen, dass die Wälzkörper sich im unbelasteten Bereich



2009 IMKT 31432

Abbildung 5: Kräfte: a) eines axial belasteten Schrägkugellagers; b) radial und axial kombiniert [nach BRÄ95]

langsamer drehen, um dann beim Einlaufen in die Lastzone beschleunigt zu werden. Dieser Vorgang kann einerseits Ermüdungsschäden in den Laufbahnen verursachen, andererseits aber auch zu einem Käfigbruch führen, da die Beschleunigungskräfte über den Käfig übertragen werden [BRÄ95].

Obwohl Spindellager bereits für die oben beschriebenen schnelllaufenden Bauteile entwickelt wurden, führen die immer weiter steigenden Anforderungen der Anwender dazu, dass auch diese Lager technologisch weiterentwickelt werden müssen. Es zeichnete sich frühzeitig

ab, dass eine weitere Steigerung der Betriebsdrehzahlen durch eine Reduzierung der Masse der einzelnen Wälzkörper zu realisieren ist, da bei Drehzahlerhöhungen die quadratisch einfließenden Fliehkräfte in unerwünschter Weise zur Erhöhung der Reibung führen. Aus diesem Grund stehen heute spezielle Baureihen mit kleineren Stahl-Wälzkörpern zur Verfügung, von denen dann aber eine höhere Anzahl pro Wälzlager zum Einsatz kommen [SCH05].

Eine Weiterentwicklung dieser Baureihe stellt das im vorherigen Abschnitt beschriebene Hybridlager mit ihren keramischen Wälzkörpern dar. Es zeigt sich bei diesen Sonderbaureihen nicht nur, dass die Reibung vermindert werden kann, auch die Steifigkeit der Lager ist bei gleicher Vorspannung größer. Dies kann auf die höhere Kontaktsteifigkeit der kleineren Wälzkörper zurückgeführt werden. Ein Nachteil ist die insgesamt höhere Hertz'sche Pressung im Wälzkontakt [TÜL99].

### 2.2.2 Wälzlagerlebensdauer

Aufgrund von Unregelmäßigkeiten im Werkstoffgefüge der wälzbeanspruchten Bauteile streut die Lagerlebensdauer erheblich, so dass eine exakte Berechnung der Lagerlebensdauer nicht möglich ist [POL08a]. Aus diesem Grund wird die nominelle Lebensdauer  $L_{10h}$  bestimmt; diese ist die Laufzeit, bei der theoretisch maximal 10 Prozent der Lager ausfallen bzw. die Überlebenswahrscheinlichkeit 90 % beträgt. Der Ansatz dieser Berechnungsmethode kann auf Lundgren und Palmgren [LUN47, LUN52] zurückgeführt werden und ist entsprechend DIN ISO 281 genormt [DIN07b]. Die Lebensdauer lässt sich bei bekannter dynamischer Tragzahl, äquivalenter Lagerlast (Axial- und Radiallast) und Lagerexponent (3 für Rillenkugellager und 10/3 für Rollenlager), wie folgt berechnen:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (\text{Gl. 2-1})$$

mit:

$L_{10h}$ :	Nominelle Lebensdauer	$C$ :	Dynamische Tragzahl
$P$ :	Dynamisch äquivalente Lagerlast	$p$ :	Lebensdauerexponent
$n$ :	Drehzahl (konstant)		

Diese Berechnungsmethode beruht auf idealen Schmierungsbedingungen im Hertz'schen Kontakt, was teilweise dazu führt, dass die berechnete nominelle Lebensdauer erheblich von den experimentell ermittelten Werten abweicht. Um die relevanten praxisnahen Betriebsbedingungen zu berücksichtigen, wurde im Beiblatt 1 der DIN ISO 281 die erweiterte modifizierte Lebensdauer  $L_{hna}$  eingeführt [DIN07b].

$$L_{hna} = a_{DIN} \cdot a_1 \cdot L_{10h} \quad (\text{Gl. 2-2})$$

mit:

$a_1$ :	Lebensdauerbeiwert für die von 90% abweichende Erlebnismwahrscheinlichkeit	$a_{DIN}$ :	Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen
---------	---	-------------	--

Der Lebensdauerbeiwert  $a_{DIN}$  lässt sich gemäß Gleichung 2-3 berechnen [WEN07]. Für Standardkugellager, z. B. Rillenkugellager, stehen im Beiblatt Tabellen zur Bestimmung von  $a_{DIN}$  zur Verfügung.

$$a_{DIN} = f\left(e_c \cdot \frac{C_u}{P}, \kappa\right) \quad (\text{Gl. 2-3})$$

mit:

$e_c$ : Verunreinigungsbeiwert

$C_u$ : Ermüdungsgrenzbelastung des Lagers

$\kappa$ : Viskositätsverhältnis

Der zusätzliche Lebensdauerbeiwert  $a_1$  wird dazu eingesetzt die Lebensdauer dann zu ermitteln, wenn es eine von zehn Prozent abweichende Ausfallwahrscheinlichkeit zu berechnen gilt. Für beliebige Erlebniswahrscheinlichkeiten  $S$ , die Inversion der Ausfallwahrscheinlichkeit, kann der Wert  $a_1$  wie folgt bestimmt werden:

$$a_1 = \left( \frac{\ln \frac{100}{S}}{\ln \frac{100}{90}} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (\text{Gl. 2-4})$$

mit:

$S$ : Beliebige Erlebniswahrscheinlichkeit

In vielen Fällen ist nicht die Lagerlebensdauer, sondern die Schmierfettgebrauchsdauer für die Gebrauchsdauer der Lagerung entscheidend. Nach GfT Arbeitsblatt 3 ist die Schmierfettgebrauchsdauer als "Zeit vom Anlaufen bis zum Ausfall eines Lagers als Folge eines Versagens des Schmierfetts, ermittelt unter definierten Prüfbedingungen" zu verstehen [GFT03]. Die Schmierfettgebrauchsdauer wird anhand mehrerer Versuchsansätze bestimmt, die anschließend statistisch ausgewertet werden. Dabei werden die Versuche in der Regel so durchgeführt, dass die mit Fett befüllten Lager eine Beharrungstemperatur gemäß DIN 51825 [DIN04] aufweisen [GFT03]. In diesem Temperaturbereich kann sich die Schmierfettgebrauchsdauer bei einer Temperaturerhöhung um 10°C bis 15°C halbieren. Mittels Weibullanalyse wird nach Versuchsende die Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 10-prozentigen  $F_{10}$  bzw. einer 50-prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{50}$  bestimmt.

### 2.2.3 Wälzlagerreibung

Die Erforschung der Reibung ist, wie die des Verschleißes, ein wesentlicher Bestandteil der Tribologie. Definitionsgemäß ist Reibung bedingt durch die Wechselwirkung zweier im Kontakt stehender Körper und wirkt einer Relativbewegung entgegen [BHU02, CZI10]. Reibung wird in den unterschiedlichsten Anwendungsfällen, je nach technischen Voraussetzungen durch den Reibbeiwert  $\mu$ , die Reibungskraft  $F_R$  oder das Reibmoment  $M_R$  beschrieben [KRA80, ZAB05, DET08]. Die Bestimmung des Reibbeiwerts erfolgt für trockene Reibung heu-

te noch immer rechnerisch nach der von Coulomb hergeleiteten und nach ihm benannten Gleichung:

$$\mu = F_R / F_N \quad (\text{Gl. 2-5})$$

mit:

$\mu$ : Reibbeiwert  $F_R$ : Reibungskraft  
 $F_N$ : Normalkraft

Dabei ist  $F_R$  die entgegengesetzt der Bewegungsrichtung wirkende Reibungskraft und  $F_N$  die auf die Reibkörper wirkende Normalkraft [SEI98]. Das Verhältnis aus Reibungskraft und Normalkraft stellt wiederum für den idealisierten trockenen Kontakt den Reibbeiwert  $\mu$  dar.

Ausführliche Untersuchungen haben gezeigt, dass die tatsächlich in einem System wirkende trockene Reibung neben den Eingangs- und Störgrößen des tribologischen Systems erheblich von den Kontaktflächen und den Zwischenstoffen beeinflusst wird [CZI10]. In einer in 1954 von Bowden und Tabor veröffentlichten Arbeit wird ein Modell für Grenzreibung in einem metallischen Kontakt aufgestellt, bei dem die nominelle geometrische Kontaktfläche  $A_a$  in eine tatsächlich in dem System vorliegende metallische Kontaktfläche  $A_r$  und den mit Schmierstoff bedeckten Bereich  $A_s$  aufgeteilt wird [BOW54]. Die geometrische Kontaktfläche  $A_a$  entspricht dabei der makroskopischen Oberfläche der sich im Kontakt befindenden Körper. In Abbildung 6 ist der Rand der scheinbaren Kontaktfläche mit den Seitenlängen  $a$  und  $b$  gekennzeichnet. Die Fläche ist somit:

$$A_a = a \cdot b \quad (\text{Gl. 2-6})$$

mit:

$A_a$ : Geometrische Kontaktfläche  $a, b$ : Seitenlängen

Da technische Oberflächen niemals ideal glatt sind, werden zur Bestimmung der tatsächlichen Kontaktfläche des ungeschmierten Kontakts die Rauheiten und die Welligkeiten der Körper berücksichtigt [KRA83, DET08]. Somit ist die tatsächliche Kontaktfläche von der Anzahl der Mikrokontakte und der jeweiligen Größe der Flächen der Mikrokontakte  $A_{ri}$  abhängig (vgl. Abbildung 6).

$$A_r = \sum_{i=1}^{i=n} A_{ri} \quad (\text{Gl. 2-7})$$

mit:

$A_r$ : Reale Kontaktfläche  $A_{ri}$ : Flächen der Mikrokontakte

Die reale Kontaktfläche  $A_r$  als Summe der Mikro-Kontaktflächen  $A_{ri}$  kann in einem Bereich zwischen einem Zehntel und einem Zehntausendstel der scheinbaren Kontaktfläche  $A_a$  eingeordnet werden [DET08]. Dadurch sind auch die Flächenpressungen in den tatsächlichen Mikrokontakten deutlich größer als dies aufgrund der scheinbaren Kontaktflächen zu erwarten ist [KRA01]. Dies kann wiederum dazu führen, dass bei fehlender Berücksichtigung der

tatsächlichen Kontaktfläche bei einem überwiegenden Anteil der Mikrokontakte plastische Verformungen auftreten, obwohl die Berechnung der Flächenpressung auf Basis der scheinbaren Kontaktfläche elastisches Werkstoffverhalten nahelegt.

Da es sich als Herausforderung darstellte, die Größe der tatsächlichen Mikrokontakte zu erfassen, entwickelten 1966 Greenwood und Williamson ein übersichtliches statisches Annäherungsmodell zur Ermittlung der realen Kontaktfläche zwischen zwei Körpern. Abbildung 7 zeigt das Greenwood-Williamson-Modell (GW-Modell). Das GW-Modell ver-

legt alle Oberflächenabweichungen in eine der zwei Oberflächen, die andere wird als eben angenommen. Die Abweichung tritt in Form von Kugelkuppen auf, die alle den gleichen Kugelradius besitzen aber unterschiedliche Höhenlagen aufweisen. Eine Absenkung der Gegenfläche führt zu Hertz'schem Flächenkontakt an den Kugeln; dieser ist umso ausgeprägter, je stärker die Kuppen herausragen [GRE66].

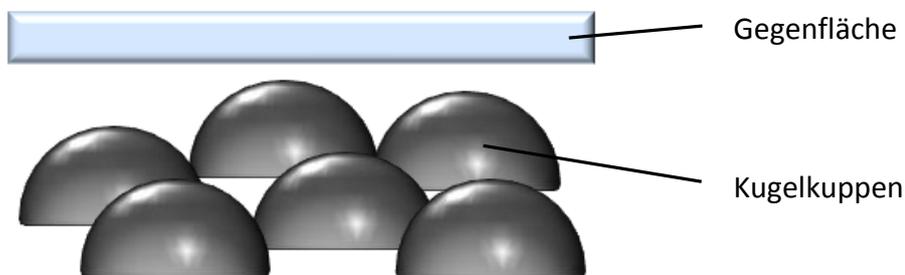


Abbildung 7: Greenwood-Williamson-Modell

Ein Vorzug des GW-Modells ist die Möglichkeit einer Festlegung der Dichte der am Kontakt beteiligten Kuppen. Darüber hinaus lässt das Modell eine Abschätzung zu, ob die Kuppen sich elastisch oder plastisch verformen. So kann durch eine geeignete Wahl der Parameter der Einsatzbereich derart gewählt werden, dass eine plastische Verformung vermieden wird, was zur Verringerung des Verschleißes führt.

Obwohl das GW-Modell für polykristalline Werkstoffe eine hinreichend genaue Abbildung liefert, wurde nach einem Modell verlangt, mit dem noch präziser die tatsächlichen Oberflächen von Werkstoffen nachgebildet und mit dem insbesondere die Oberflächenrauheit der zu untersuchenden Körper berücksichtigt werden können. So werden in jüngeren Arbeiten z.B. zusätzlich die Kuppelradien variiert oder aber auch die druckabhängigen Schwerwiderstände von Oberflächenschichten berücksichtigt [BHU02, ZAB05].

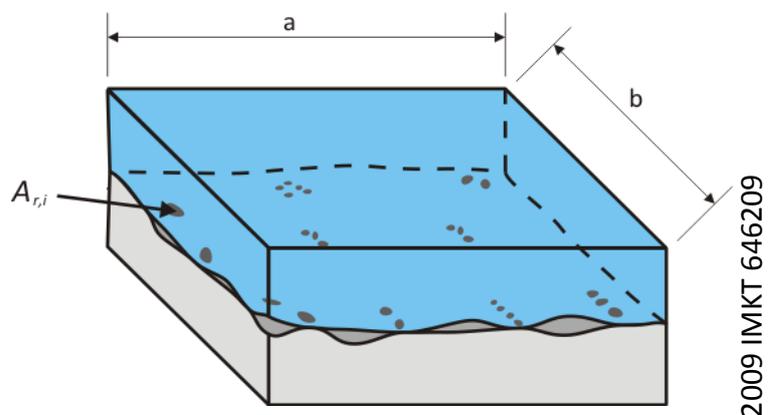


Abbildung 6: Kontaktflächen eines tribologischen Systems [nach DET08]

Durch verbesserte Rechnerkapazitäten können inzwischen auch weitaus komplexere, teilweise auch dynamische Modelle berechnet werden. Eine ausführliche Übersicht der bekanntesten Berechnungsmodelle für die Modellierung von statischen und dynamischen Kontakten bietet Wiersch [WIE05b].

### 2.2.3.1 Reibungsarten und Reibungszustände

Da die im einleitenden Abschnitt erläuterten unterschiedlichen Bewegungsarten maßgeblich die Reibung in Tribosystemen beeinflussen, wird analog zu diesen Bewegungsarten zwischen den Reibungsarten Gleit-, Roll-, Wälz- und Bohrreibung differenziert. Es zeigt sich jedoch, dass nicht nur die kinematischen Bewegungsabläufe der Relativbewegung im tribologischen System auf die Reibung Einfluss nehmen, auch die Reibungszustände sind von Bedeutung.

Zur Beschreibung von Gleitlagern entwickelte Stribeck 1902 ein Modell für ölgeschmierte Systeme [STR02]. Die nach ihm benannte Kurve (Abbildung 8) zeigt den Reibbeiwert als

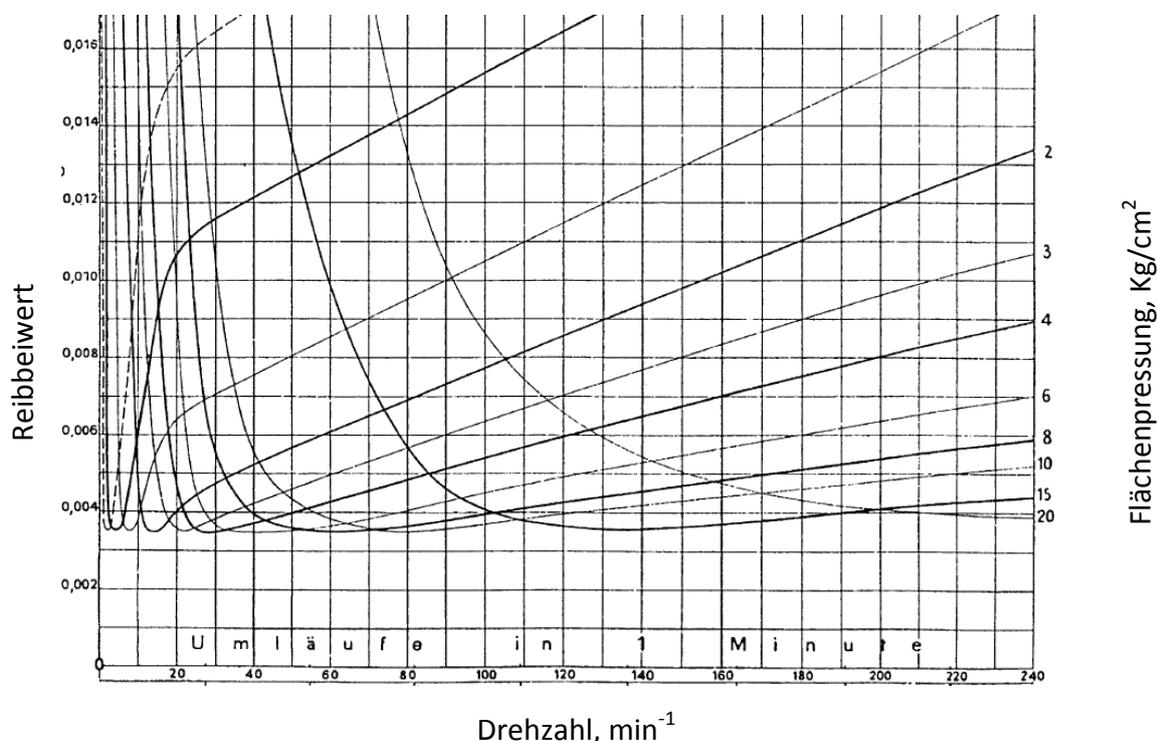


Abbildung 8: Stribeck- Kurven; Reibbeiwert als Funktion der Drehzahl, bei verschiedenen Pressungen [JAC03]

Funktion der Drehzahl und der Flächenpressung. Die Reibkurve startet mit hohen Reibwerten im niedrigen Geschwindigkeitsbereich – hier liegt Festkörperreibung vor. Bei zunehmender Geschwindigkeit tritt Mischreibung auf, die Reibung nimmt dabei ab, bis ein Minimalwert erreicht wird. Erhöht sich die Geschwindigkeit weiter, trennt der Schmierfilm die Reibpartner und es tritt nur noch Flüssigkeitsreibung auf. Da der Schmierfilm mit zunehmender Geschwindigkeit immer dicker wird, steigt der hydrodynamische Widerstand an und die Reibung nimmt wieder zu. Ein vergleichbares Verhalten zeigt sich auch bei geschmierten Wälzlagern [HAB07, DET08, CZI10].

Bei Wälzlagern werden zur Minderung des Verschleißes fast immer Schmierstoffe zur Trennung der Wirkflächen eingesetzt. Auch hier kommt es bei nicht vollständiger Trennung der Oberflächen zu Mischreibung und bei vollständiger Trennung zu Flüssigkeitsreibung [SPI03]. Hier hängt der Reibbeiwert  $\mu$  von einer Vielzahl unterschiedlicher Parameter ab, wobei die Viskosität des Schmierstoffs, die Gleitgeschwindigkeit und die daraus resultierende tatsächliche Flächenpressung wesentliche Einflussfaktoren darstellen [CZI10].

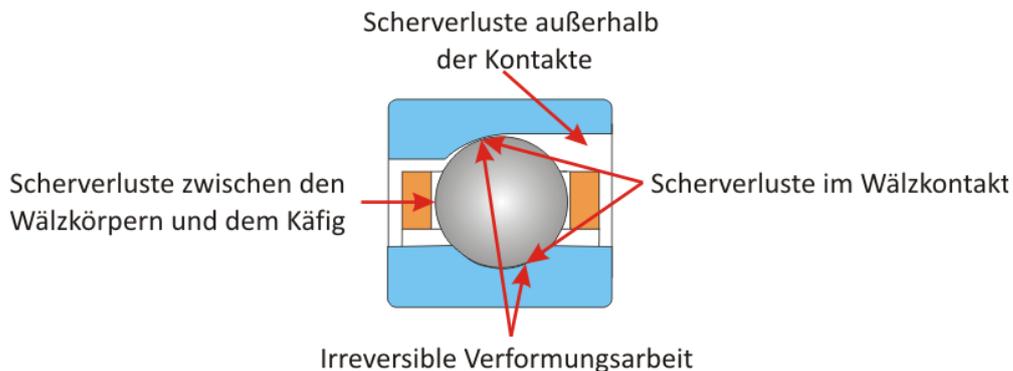
### 2.2.3.2 Berechnung der Wälzlagerreibung

In allen geschmierten Wälzlagern tritt Reibung auf. Dabei geht die Reibenergie in thermische Energie über, was zu einer Wärmeabgabe an die Umgebung führt. Die Minimierung von Reibung in Maschinen und Getrieben kann nicht nur zu erheblichen energetischen Einsparungen führen, auch die Fettgebrauchsdauer nimmt mit abnehmender Reibung aufgrund sinkender Betriebstemperaturen zu.

Die Reibung, die in einem vollständig geschmierten Wälzlager auftritt, setzt sich aus verschiedenen Anteilen zusammen, die vom kinematischen Bewegungsablauf, dem Schmierstoff und dem Lagerwerkstoff abhängig sind. Bei vollständig geschmierten Kontakten können die beiden Hauptanteile auf Scherverluste im Schmierstoff und irreversible Verformungsarbeit im Lagerwerkstoff zurückgeführt werden [POL08a].

Die Scherverluste im trennenden Fluid rühren daher, dass durch die unterschiedlichen Relativgeschwindigkeiten der Kontaktpartner das Fluid geschert wird und hierdurch ein innerer Widerstand entsteht. In Schrägkugellagern zeigen sich die Scherverluste im Wälzkontakt, im Wälzkörpern-Käfig-Kontakt sowie außerhalb der Kontaktbereiche im gesamten bewegten Schmierstoffvolumen. Die Scherverluste im Wälzkontakt werden durch Wälz- und Bohrbe-  
wegung verursacht, wobei in Spindellagern diese Verluste überwiegend durch die Bohrbe-  
wegung der Wälzkörper verursacht werden [BAL05].

Irreversible Verformungsarbeit kann darauf zurückgeführt werden, dass die Oberflächen der Kontaktpartner im Einlaufbereich belastet und im Auslauf entlastet werden. Obwohl die einzelnen Reibpartner durch einen im Extremfall nur wenige Mikrometer dicken Schmierfilm getrennt sind, bauen sich im Kontakt Drücke bis 1,5 GPa auf, die zu einer Verformung der Oberflächen führen. Jedes Mal, wenn ein Volumenelement belastet wird, nimmt dieses elastische Energie auf. Obwohl ein Großteil dieser Energie nach der Entlastung wieder freigesetzt wird, geht ein Teil der Energie als Wärmeverlust verloren. Demzufolge werden die Verluste infolge elastischer Deformation erheblich von den Elastizitätsmodulen der Kontaktpartner beeinflusst [TAN61]. Eine Übersicht der reibungsbehafteten Bereiche im Spindellager gibt Abbildung 9.



2009 IMKT 314324

Abbildung 9: Übersicht der reibungsbehafteten Stellen/Bereiche im Spindellager [BAL05]

Eine überschlägige Berechnung des Lagerreibmoments  $M$  ist nach der folgenden, aus der Coulombschen Gleichung abgeleiteten Definition möglich, wobei typische Reibbeiwerte  $\mu_L$  für die gängigsten Lagerbauarten dem GfT Arbeitsblatt 3 zu entnehmen sind [GFT03]:

$$M = \mu_L \cdot P \cdot \frac{d_b}{2} \quad (\text{Gl. 2-8})$$

mit:

$\mu_L$ : Reibbeiwert des Lagers  $d_b$ : Durchmesser der Lagerbohrung

$P$ : Dynamisch äquivalente Lagerlast

Obwohl diese Gleichung hinreichend genaue Ergebnisse unter normalen Betriebsbedingungen, guter Schmierung und dynamisch äquivalenten Lagerlasten von  $P$  ca.  $0,1 \cdot C$  liefert [SKF04], wurde nach einer verfeinerten Berechnungsmethode verlangt, die insbesondere bei abweichenden Betriebsbedingungen genauere Ergebnisse liefert. 1957 stellte Palmgren einen wesentlich genaueren Berechnungsansatz auf, der bis heute umfangreiche Nutzung findet [PAL57]. Hier wird zwischen einem drehzahlabhängigen und einem lastabhängigen Anteil differenziert [GFT03]:

$$M = M_0 + M_1 \quad (\text{Gl. 2-9})$$

mit:

$M_0$ : Drehzahlabhängiger Anteil  $M_1$ : Lastabhängiger Anteil

In den drehzahlabhängigen Anteil fließt die Lagerdrehzahl, der mittlere Lagerdurchmesser, die Betriebsviskosität sowie der Beiwert  $f_0$ , der die Lagerbauform und die Art der Schmierung berücksichtigt (vgl. GFT03), ein.

$$\text{Drehzahl} > 2.000 \text{ min}^{-1} \quad M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (\text{Gl. 2-10})$$

mit:

$f_0$ : Beiwert, der die Lagerbauform und die Art der Schmierung berücksichtigt

$\nu$ : Betriebsviskosität des Schmierstoffs  
 $d_m$ : mittlerer Lagerdurchmesser

Bei Drehzahlen unter  $2.000 \text{ min}^{-1}$  kann die Gleichung vereinfacht werden.

$$\text{Drehzahl} < 2.000 \text{ min}^{-1} \quad M_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad (\text{Gl. 2-11})$$

Der lastabhängige Anteil setzt sich aus dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$ , einem Beiwert für die Lasthöhe  $f_1$  und der Belastung  $P_1$  zusammen.

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^3 \cdot d_m^3 \quad (\text{Gl. 2-12})$$

mit:

$f_1$ :	Beiwert für die Lasthöhe und Last- richtung	$P_1$ :	Die für das Reibmoment maßgebende Belastung durch eingeleitete Kräfte
---------	--	---------	--

Viele Lagerhersteller geben für die Lagerauslegung in ihren Katalogen den Ansatz nach Palmgren an, wobei in den meisten Fällen die Beiwerte an das jeweilige Sortiment angepasst sind [KOR07]. In der jüngeren Vergangenheit werden aber auch zunehmend ursachenorientierte Berechnungsverfahren verfolgt. 2004 führte SKF ein neues Berechnungsverfahren ein, bei dem das Reibmoment in vier ursachenabhängige Anteile aufgeteilt wird. Das Gesamtreibmoment setzt sich dort aus Rollreibmoment, Gleitreibmoment, Reibmoment durch Berührungsdichtungen sowie das Reibmoment durch Plansch-, Strömungs-, Spritz- und Verlustgrößen zusammen:

$$M = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (\text{Gl. 2-13})$$

mit:

$\phi_{ish}$ :	Schmierfilmdickenfaktor	$\phi_{rs}$ :	Schmierstoffverdrängungsfaktor (SKF)
$M_{drag}$ :	Reibmoment bedingt durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste	$M_{rr}$ :	Rollreibmoment
$M_{seal}$ :	Reibmoment von Berührungsdichtungen	$M_{sl}$ :	Gleitreibmoment

Um den Anteil des Rollreibmoments genauer zu berechnen, wurde zusätzlich der Schmierfilmdickenfaktor  $\phi_{ish}$  und der Schmierstoffverdrängungsfaktor  $\phi_{rs}$  eingeführt. Der Schmierfilmdickenfaktor berücksichtigt den Einfluss der durch Scherbeanspruchung erzeugten Wärme im Einlaufbereich auf die Betriebsviskosität und demzufolge auf die Schmierfilmdicke und das Reibmoment im Wälzkontakt. Mit dem Schmierstoffverdrängungsfaktor wird wiederum der Einfluss von Minimalmengenschmierung auf das Rollreibmoment berücksichtigt. Unter Minimalmengenschmierung wird ein Zustand verstanden, bei dem Schmierstoff aus dem Kontakt verdrängt wird, wodurch sich dünne Schmierfilme bilden. In so einem Fall, der oftmals auf fettgeschmierte Systeme zutrifft, ist mit einer geringeren Reibung als bei Vollschmierung zu rechnen [SKF04]. In der Literatur wird für Minimalmengenschmierung auch der Begriff Starvation verwendet.

Ein analytisches Modell zur Bestimmung des Reibmoments unter anderem von ölgeschmierten Spindellagern entwickelte Steinert [STE95]. In dem Berechnungsansatz werden die physikalischen Effekte, die in diesen Lagerbauarten die Reibung bei Minimalmengenschmierung verursachen, entkoppelt betrachtet.

$$M = M_{\text{Verform}} + M_{\text{Roll}} + M_{\text{Bohr}} \quad (\text{Gl. 2-14})$$

mit:

$M_{\text{Verform}}$  : Irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln

$M_{\text{Roll}}$  : Rollreibung zwischen Lagerringen und Kugeln

$M_{\text{Bohr}}$  : Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln

Zur Verifizierung des Ansatzes führte Steinert Versuche mit rein axial beanspruchten Schrägkugellagern durch, die eine Ölminimalmengenschmierung aufweisen [STE95]. Ein Vergleich der Berechnung mit den experimentell ermittelten Werten zeigte nur geringe Abweichungen, sodass für Spindellager mit Ölminimalmengenschmierung eine hinreichend genaue Berechnungsmethode zur Verfügung steht. Bei fettgeschmierten Lagern zeigen sich jedoch erhebliche Unterschiede zwischen den berechneten und empirisch ermittelten Werten. Aus diesem Grund wird in der Arbeit von Baly eine Methode zur Berechnung von Reibmomenten und Schmierfilmdicken von axial vorgespannten fettgeschmierten Spindellagern erarbeitet [BAL05]. Als Grundlage dient der Ansatz von Steinert, dieser wird jedoch um einen empirisch ermittelten Schmierstoff-Verdrängungsfaktor ergänzt, der eine Umrechnung des von Steinert berechneten Rollreibmomentenanteils in den für Fettschmierung real vorliegenden Rollreibmomentenanteil erlaubt.

$$M = M_{\text{Verform}} + \phi_{FS} \cdot M_{\text{Roll}} + M_{\text{Bohr}} \quad (\text{Gl. 2-15})$$

mit:

$\phi_{FS}$  : Schmierstoff-Verdrängungsfaktor

Der in Gleichung 2-16 dargestellte Schmierstoffverdrängungsfaktor ist exponentiell von der Drehzahl abhängig und berücksichtigt die Viskositätswerte des vorliegenden Fettes sowie einige weitere fettspezifische Beiwerte, die für jedes Fett individuell zu bestimmen sind. Darüber hinaus fließt ein Beiwert zur Berücksichtigung der Lagerbauform ein.

$$\phi_{FS} = \frac{A}{e^{\frac{B \cdot v}{v_{40}} n C_L}} \quad (\text{Gl. 2-16})$$

mit:

$A, B$ : Fettspezifische Beiwerte

$C_L$ : Lagerbeiwert

Ein Vergleich der am Prüfstand gemessenen Reibmomente und der mit dem Schmierstoff-Verdrängungsfaktor berechneten Werte zeigte eine gute Übereinstimmung. Ferner konnte Baly in seiner Arbeit verdeutlichen, dass der Schmierstoffverdrängungsfaktor positiv mit dem Starvation-Faktor korreliert (vgl. Abbildung 10) [BAL05]. Der Starvation-Faktor beschreibt

wiederum die Abweichung der gemessenen und der nach EHD Theorie berechneten Schmierfilmdicke (Quotient von  $h_{mess}$  zu  $h_{EHD}$ ). Somit bestätigt sich, dass mit dem Schmierstoffverdrängungsfaktor zum einen das Reibmoment von fettgeschmierten axial vorgespannten Spindellagern berechnet werden kann, zum anderen aber auch ein Term für die genaue Berechnung der Schmierfilmdicke in fettgeschmierten Lagern zur Verfügung steht.

In einer anschließenden Arbeit verfeinerte Meyer das Berechnungsprogramm von Baly [MEY09, MEY10]. Ziel war es, die Genauigkeit der berechneten Bohrreibung im Kontakt zu erhöhen, da sich gezeigt hat, dass das Bohrmoment bei kleinen Drehzahlen in vielen Fällen zu hoch und bei hohen Drehzahlen zu niedrig ist. In den erweiterten Berechnungsansatz von Meyer fließen zusätzlich empirisch am Zwei-Scheiben-Prüfstand gewonnene Daten zur Grenzschubspannung der Grundöle der jeweiligen Fette bei unterschiedlichen Kontaktpressungen, Temperaturen und Wälzgeschwindigkeiten ein.

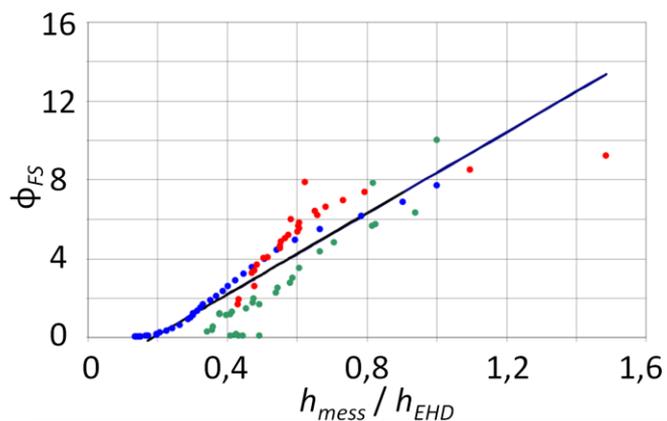


Abbildung 10: Korrelation zwischen dem Schmierstoffverdrängungsfaktor und dem Starvation-Faktor [BAL05]

Mit dem erweiterten Programm lässt sich berechnen, dass das Bohrmoment von rein axial vorgespannten Lagern bei zunehmenden Druckwinkeln und gleichbleibender Wälzkörperbelastung ansteigt, was sich auch bei den anschließend durchgeführten Bauteilversuchen bestätigte.

### 2.2.4 Wälzlagerverschleiß

Verschleiß ist der „fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen“ [GFT07]. Die Intensität des Verschleißes hängt nicht vom Reibbeiwert des Werkstoffes ab. Dies lässt sich insbesondere bei Polymerwerkstoffen verdeutlichen, die meist einen niedrigen Reibbeiwert zeigen, jedoch oft schnell verschleifen. Obwohl Anwendungen genannt werden können, bei denen Verschleiß gewollt ist, z.B. die Übertragung von Graphit eines Bleistiftes auf Papier, wird in den meisten Maschinenanwendungen versucht, Verschleiß zu mindern, um einen frühzeitigen Ausfall zu vermeiden.

Die Oberflächen der Lagerauflagen und Wälzkörper sind in der Regel aus mehreren komplexen Schichten aufgebaut, die den Verschleiß maßgeblich beeinflussen. Im Wesentlichen werden die Oberflächen durch das Grundmaterial, die Aufbereitung (z.B. Härtung) sowie durch Wechselwirkung zwischen Oberflächen und Schmierstoff beeinflusst [COL07]. Bei der äußersten Schicht handelt es sich um eine Adsorptionsschicht, die sich auf einer Reaktions-

schicht bzw. Oxidschicht anlagert. Die darunterliegende verformte Schicht, die auf die Schleif- und Härtingsprozesse zurückgeführt werden kann, schützt wiederum das Ausgangsmaterial. Beispielhaft ist in Abbildung 11 der Aufbau einer Oberfläche im Schnitt dargestellt.

Je nach Auslegung des tribologischen Systems kann zwischen unterschiedlichen Verschleißmechanismen differenziert werden. Als wichtigste werden Abrasion, Adhäsion, Tribochemische Reaktion und Oberflächenzerrüttung genannt, die typischerweise in Wälzlagern auftreten (vgl. Abbildung 12) [BHU02, BAY04a, CZI10]. Hinzu kommen die Mechanismen Gleitverschleiß, Werkstoffkavitation, Korngleitverschleiß, Kornwälzverschleiß, Erosionsverschleiß u.v.a auf die im Nachfolgenden nicht näher eingegangen werden soll [ZAB05, DET08, GFT07, LUD96, MEY93].



Abbildung 11: Schematische Zusammensetzung einer Oberfläche

Abrasiver Verschleiß ist ein Verschleißmechanismus der auftritt, wenn durch Furchung der härteren Kontaktpartner die Oberfläche des weicheren Körpers plastisch verformt [BAY04b]. Adhäsiver Verschleiß tritt dann auf, wenn die Festigkeit der auftretenden bauteilübergreifenden atomaren oder molekularen Bindungen höher ist, als die Bindungen des weicheren Reibpartners. Dieses Phänomen wird auch als Kaltverschweißen bezeichnet. Bewegen sich die beiden Reibpartner relativ zueinander, dann brechen Teile aus dem weicheren Körper aus und werden entweder durch den härteren Körper auf dem weicheren Körper verschoben, um dort wieder abgelagert zu werden oder sie werden dauerhaft auf den härteren Körper übertragen [MEY93]. Der Materialübertrag zwischen den Kontaktpartnern wird häufig als lokales Fressen bezeichnet und tritt insbesondere bei falscher oder nicht ausreichender Schmierung auf [SEI98].

Chemische Reaktionen, die zwischen Körpern eines tribologischen Systems, einschließlich der Bestandteile des Umgebungs- und Zwischenstoffs, stattfinden, werden der Gruppe der tribochemischen Reaktionen zugeschrieben [CZI10]. Tribochemische Reaktionen verändern die Eigenschaften der Oberflächen im Bereich der äußersten Grenzschichten. Im Gegensatz zu den Reibkörpern zeigen die chemischen Reaktionsschichten veränderte Materialeigenschaften. Diese können nach Erreichen einer Mindestdicke aufgrund von Spannung in der Oberfläche durch fortlaufende Beanspruchung spröde ausbrechen, aber auch im Gegenteil, je nach Werkstoffpaarung und Reaktionspartner, teilweise Reibungs- und Verschleiß mindernd wirken [SET03]. Im allgemeinen beschleunigt eine reibungsbedingte Temperaturerhöhung sowie ein Wassergehalt im Zwischenmedium tribochemische Reaktionen [WAH06].

Darüber hinaus kann ein Trennen von bereits vorhandenen Reaktionsschichten dazu führen, dass weitere Reaktionen, z.B. zwischen Verschleißpartikel und Schmierstoff, stattfinden [BHU02].

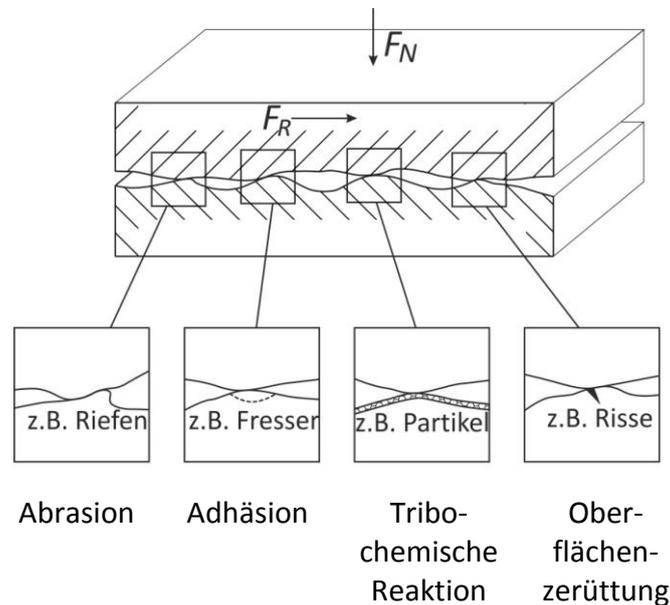


Abbildung 12: Verschleißmechanismen [CZI10]

Tribochemischer Verschleiß zeigt sich in der Regel in Kombination mit abrasivem Verschleiß. Bei Wälzlagern können sich durch tribochemische Reaktionen im Grenzschichtbereich  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  Partikel bilden, die sich wiederum nach dem Lösen aus der Oberfläche abrasiv verhalten und somit zu einem Beschleunigen des Gesamtverschleißes beitragen.

Oberflächenzerüttung wiederum kommt durch Beanspruchung in oberflächennahen Bereichen zustande. Insbesondere durch überlagerte Normal- und Tangentialbeanspruchungen in Verbindung mit einer hohen Anzahl von Lastspielen entstehen Mikrorisse im oberflächennahen Bereich. Aufgrund der periodischen Belastung können sich die Mikrorisse in den am stärksten beanspruchten Bereichen ausbreiten, wodurch wiederum langfristig Ermüdungsausbrüche entstehen. Bei der Oberflächenzerüttung werden zwischen Kurzzeit- und Langzeitschäden differenziert. Kurzzeitschäden zeigen sich dann, wenn die Spannungsspitzen im Werkstoff die Zugfestigkeit deutlich übersteigen. Langzeitschäden wiederum lassen sich beobachten, wenn bei einer vergleichsweise geringen Belastung, jedoch bei einer hohen Anzahl von Lastspielen, fortschreitende Verschleißerscheinungen, hervorgerufen durch eine Veränderung der Mikrostruktur, auftreten. Dieser Verschleißmechanismus kann insbesondere bei Wälzlagern aufgrund der periodischen Überrollung der Lastzone beobachtet werden [BAY04a, CZI10].

Obwohl die unterschiedlichen Verschleißmechanismen jeweils eigene charakteristische Eigenschaften aufweisen, besteht die Gemeinsamkeit, dass sie in Wälzlagern Materialausbrüche hervorrufen [RAB95]. In der Regel zeigen sich die angesprochenen Verschleißmechanis-

men nicht einzeln, vielmehr handelt es sich um eine Überlagerung mehrerer Mechanismen, die als Ganzes zur Beschädigung der Oberflächen führen. Einer US-amerikanischen Studie zufolge werden circa drei Viertel der Verschleißfälle in industriellen Anwendungen auf eine Kombination von Adhäsion und Abrasion zurückgeführt [BHU02].

## 2.3 Systemelement Schmierfett

Schmierfette sind feste bis hochviskose Stoffe, die durch Dispersion eines Verdickers in einem Grundöl hergestellt werden. Zusätzlich zu dem auch als Grundsud bezeichneten System aus Öl und Verdicker können weitere Wirkstoffe, sogenannte Additive, beigemischt werden, um gezielt die rheologischen und tribologischen Eigenschaften zu beeinflussen. Das Schmierfett hat mehrere Aufgaben, wobei die Minderung von Reibung und Verschleiß im Vordergrund steht [BAR00]. Ergänzend hierzu kann Schmierfett Kontaktzonen gegen Verunreinigungen abdichten oder Korrosion verhindern.

Ziel ist es, Schmierfette so auszulegen, dass sie die Oberfläche vollständig benetzen und in der Umgebung der Kontaktzone haften bleiben [LUD96, ZAB05]. Darüber hinaus sollen sie möglichst geringe Scherverluste bei Scherbeanspruchung verursachen. Im Gegensatz zu Ölen werden Schmierfette dann verwendet, wenn der Einsatz aus technischer und wirtschaftlicher Sicht vorteilhaft erscheint. Nach Lansdown [LAN96] sind Vorteile von Schmierfetten, dass sie bereits zu Beginn des Einlaufens verschleißmindernd wirken, eine einfache Gestaltung der Dichtungen der betroffenen Maschinenelemente ermöglichen, selbstständig Öl in den Kontakt abgeben und den Gebrauch von festen Additiven ermöglichen. Allerdings gibt es auch Nachteile beim Einsatz von Schmierfetten. Die im Kontakt entstehende Wärme wird nicht so gut abgeführt wie bei Ölschmierungen, bei der in der Regel in einem temperierten Kreislauf ein kontinuierlicher Schmierstoffaustausch im Kontakt stattfindet. Ferner setzen sich mit zunehmender Laufzeit Verschleißpartikel im Fett ab, die nicht aus dem Kontakt gespült werden.

### 2.3.1 Rheologische Grundlagen

Detaillierte Kenntnisse über Schmierstoffeigenschaften sind für die Schmierstoffauswahl unerlässlich. Daher beschäftigt sich die Rheologie mit dem Fließ- und Deformationsverhalten materieller Systeme [DRG09]. Je nach Viskosität des Grundöls gelangt mehr oder weniger Schmierstoff in den Kontakt, bzw. kann nach der Beanspruchung in den Kontakt nachfließen, um diesen mit Schmierstoffnachschub zu versorgen. Die Versorgung des Schmierpalts eines tribologischen Systems ist maßgeblich von der Viskosität und den Fließeigenschaften des verwendeten Grundöls abhängig [BAR00].

#### 2.3.1.1 Viskosität

Zur Beschreibung der Viskosität bietet es sich an, in einer Modellvorstellung Fluide als Medien mit mehreren Molekülschichten zu betrachten, die sich zwischen Platten befinden (vgl. Abbildung 13).



Der Quotient aus Scherviskosität und Dichte wird als kinematische Viskosität bezeichnet [DET08].

$$v = \frac{\eta}{\rho} \left[ \frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}} = \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] \quad (\text{Gl. 2-20})$$

mit:

$\rho$ : Dichte

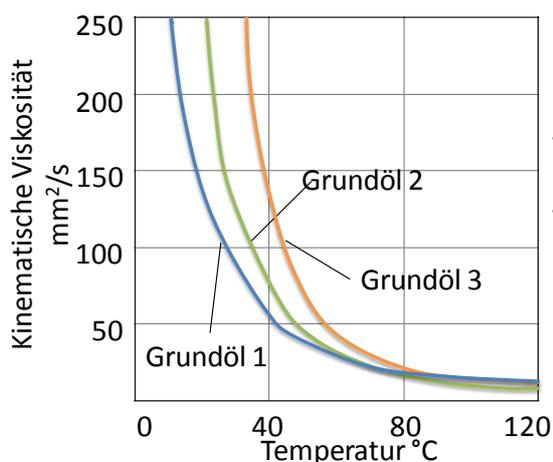
$v$ : Kinematische Viskosität

Obwohl die Scherviskosität zur Beschreibung des Verhaltens von Schmierstoffen in tribologischen Systemen geeigneter erscheint, dominiert in der Schmierstoffindustrie weiterhin die Nutzung der kinematischen Viskosität [MAN07], die sich insbesondere zur Beschreibung der Zähigkeit von Schmierstoffen durchgesetzt hat. Da sich jedoch dieser Wert in Abhängigkeit der Temperatur ändert, erfolgt seine Angabe in Verbindung mit der Temperatur.

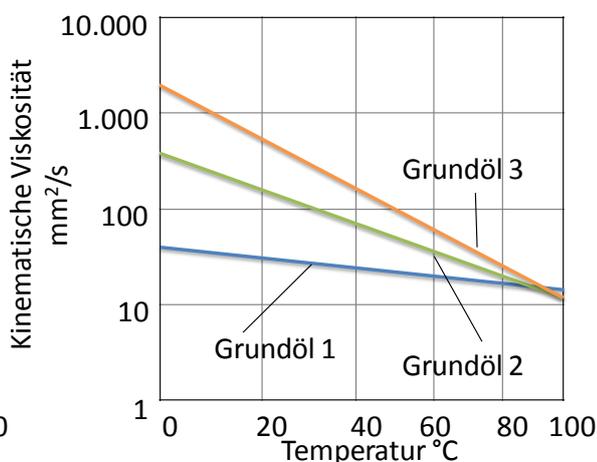
### 2.3.1.2 Viskositäts-Temperatur-Verhalten

Die Viskosität von unadditivierten Schmierstoffen nimmt bei steigenden Temperaturen erheblich ab, daher ist es von entscheidender Bedeutung, die Viskosität bei der Betriebstemperatur des Schmierstoffes zu kennen. In Abbildung 14 sind in einem linearen Koordinatensystem beispielhaft (kinematische) Viskositäts-Temperatur-Kurven (VT-Kurven) von drei unterschiedlichen Grundölen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Viskosität sich nicht linear verhält und in diesem Fall bis ca. 45°C stark abfällt. Daher ist es in der praktischen Anwendung nicht möglich, durch wenige Viskositätsmessungen bei unterschiedlichen Temperaturen den kompletten Verlauf in einem linearen VT-Diagramm darzustellen. Eine anerkannte Darstellungsweise von VT-Diagrammen liefert das logarithmische Ubbelohde-Walther-Diagramm [MAN07].

a)



b)



2009 /IMKT 314330

Abbildung 14: Viskositäts-Temperatur (VT)-Diagramm: a) lineare Darstellung; b) logarithmische Darstellung [in Anlehnung an MAN07]

Die jeweilige Steigung der Geraden lässt sich nach DIN 51563 berechnen [DIN76]:

$$m = \frac{\lg \lg(v_1 + 0,8) - \lg \lg(v_2 + 0,8)}{\lg \vartheta_2 - \lg \vartheta_1} \quad (\text{Gl. 2-21})$$

Bei üblichen Grundölen liegt der  $m$ -Wert zwischen 1,1 und 4,5 [MAN07] und ist maßgeblich von der Zusammensetzung des Schmierstoffs abhängig. Je kleiner der Wert, desto unempfindlicher ist das Öl gegenüber Temperatureinflüssen. In der Praxis hat sich zur Beschreibung des VT-Verhaltens der Wert  $m$  nicht durchgesetzt. Meistens wird eine Änderung der kinematischen Viskosität eines Mineralölerzeugnisses in Abhängigkeit der Temperatur mit dem in der DIN ISO 2909 beschriebenen Viskositätsindex (VI) gekennzeichnet [DIN02]. Dieser rechnerisch zu ermittelnde Wert beschreibt die Neigung der VT-Geraden des betrachteten Schmierstoffs im Ubbelohde-Walther-Diagramm im Vergleich zu einem Bezugsschmierstoff [HÖH05]. Je größer der Viskositätsindex, desto geringer ist die Steigung der Geraden und desto geringer die Änderung der Viskosität bei variabler Temperatur. Öle, die hohen Temperaturdifferenzen ausgesetzt werden, wie z.B. Motorenöle, haben in der Regel einen hohen Viskositätsindex.

### 2.3.1.3 Viskositäts-Druck-Verhalten

Das Viskositäts-Druck-Verhalten ( $V$ - $p$ -Verhalten) von Schmierstoffen ist ein elementarer Bestandteil von EHD Schmierfilmdickenberechnungen, da in konzentrierten tribologischen Kontakten der Schmierstoff unter großem Druck steht. Die Viskosität von Schmierstoffen nimmt mit zunehmendem Druck exponentiell zu, so dass in der Regel erst hohe Drücke eine deutliche Änderung der Viskosität herbeiführen [JAC91]. Nachfolgend ist eine Näherungsgleichung zur Bestimmung des  $V$ - $p$ -Verhaltens nach Barus [BAR93] dargestellt.

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha_p (p_b - p_u)} \quad (\text{Gl. 2-22})$$

mit:

$\eta_p$ : Scherviskosität bei Betriebsdruck                       $\alpha_p$ : Druck-Viskositäts-Koeffizient

$\eta_0$ : Scherviskosität bei 1 bar                                       $p_b$ : Betriebsdruck

$p_u$ : Umgebungsdruck

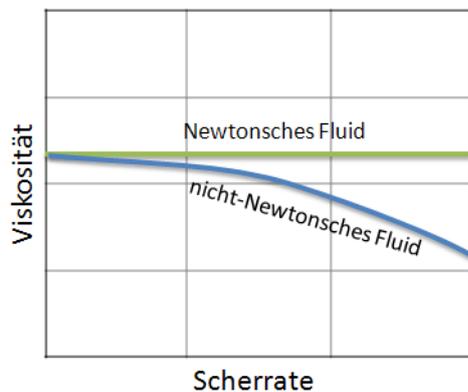
Jeder Schmierstoff hat einen eigenen charakteristischen Wert  $\alpha_p$ , der auch als  $V$ - $p$ -Koeffizient bekannt ist.  $\alpha_p$  hängt maßgeblich von den physikalischen Eigenschaften der im Grundöl verwendeten Stoffe ab.

### 2.3.1.4 Scherratenabhängiges Verhalten

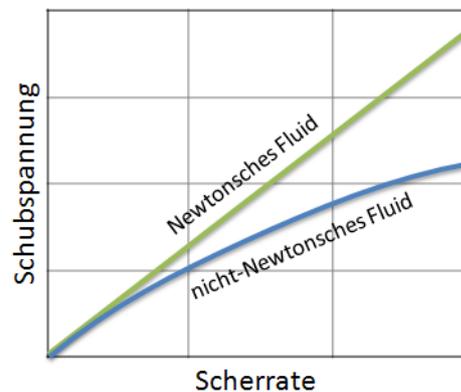
Die Scherrate  $\dot{\gamma}$  kann in Ölen und Fetten die Schubspannung  $\tau$  erheblich beeinflussen. Fluide, die unabhängig von der Scherrate eine konstante Scherviskosität bei konstant gehaltenem Druck und Temperatur aufweisen, werden als Newtonsche Fluide bezeichnet (vgl. Abbil-

dung 15 a). Diese Fluide zeigen wiederum im Scherraten-Schubspannungsdiagramm (Abbildung 15 b) ein lineares Verhalten das durch den Ursprung geht. Alle Fluide, die eine Abhängigkeit der Scherviskosität von der Scherrate aufweisen, werden hingegen als nicht-Newton'sche Fluide berechnet (vgl. Abbildung 15b) [RAO07].

a)



b)



2009 /MKT 314332

Abbildung 15: Verhalten Newtonscher und Nichtnewtonscher Fluide: a) Viskosität; b) Schubspannung [in Anlehnung an MAN07]

Mineralöle zeigen bei Umgebungsbedingungen in der Regel Newtonsches Verhalten. Bei sehr hohen Scherraten und Drücken, wie z.B. im Wälzkontakt, kann sich jedoch auch nicht-Newton'sches Verhalten einstellen [BAI07]. Eine einfache Möglichkeit, das Verhalten von Schmierstoffen zu ändern, bieten Additive. So können durch Zugabe von polymeren Additiven Newton'sche Mineralöle derart modifiziert werden, dass sie ein nicht-Newton'sches Verhalten aufweisen [FAN07].

Die oben beschriebenen Fluideigenschaften sind unabhängig von der Beanspruchungszeit. Bei ausgewählten Schmierstoffen kann sich jedoch die Viskosität mit längerer Scherzeit ändern. Diese Eigenschaft wird als Thixotropie bezeichnet, wenn die Viskosität abnimmt. Thixotropie kann auf eine Zerstörung der Fluidstruktur mit zunehmender Scherdauer zurückgeführt werden. Solch ein Verhalten kann teilweise reversibel sein, wobei sich die Struktur des Fluides erholt, sobald die Beanspruchung weniger ausgeprägt ist. Im Gegensatz zu thixotropen Fluiden sind rheopexe jene, bei denen sich bei Beanspruchung eine höhere Viskosität einstellt [DET08].

### 2.3.2 Schmierfette

Wie bereits erwähnt, setzen sich Schmierfette aus Grundöl, Verdicker und Additiven zusammen. Diese Komponenten des Schmierstoffsystems sollen nun etwas genauer betrachtet werden.

### 2.3.2.1 Grundöl

Grundöle bilden mit 75 bis 95 Gewicht-Prozent den Hauptbestandteil von Fetten. Je nach Aufgabe des Schmierfettes kommen Mineralöle, Syntheseöle oder Nativöle zum Einsatz. Mineralöle sind insbesondere dann von Vorteil, wenn die vorgesehene Anwendung nicht hochbelastet ist und das Schmierfett möglichst kostengünstig sein soll. Syntheseöle sind bei Anwendungen mit hohen Drehzahlkennwerten  $n \times d_m$  und möglichst langen Schmierfettgebrauchsdauern von Vorteil. Besonders häufig kommen Syntheseöle wie Alkylbenzole, Polyalphaolefine (PAO) und Ester bei Schmierfetten zum Einsatz. Neben den beiden bereits beschriebenen Grundölen werden immer häufiger native Öle verwendet. Diese sind Öle aus pflanzlichen Bestandteilen, sie eignen sich besonders für Anwendungen, bei denen aufgrund gesetzlicher Bestimmungen umweltverträgliche Öle zum Einsatz kommen müssen, wie z.B. in der Landwirtschaft. In Deutschland kommen hierfür überwiegend Rapsöle zum Einsatz, die sich durch ihre schnelle biologische Abbaubarkeit auszeichnen [BAR00].

### 2.3.2.2 Verdicker

Die Aufgabe des Verdickers ist primär die Bildung eines netzartigen Gerüsts, welches das Öl und die Additive aufnimmt. Der Verdicker fungiert als Speicher für das Grundöl und die Additive, soll aber auch geringe Öl- und Additivmengen an den Bereich des Wälzkontakts abgeben. Verdicker werden je nach ihrer chemischen Zusammensetzung als Einfachseifenfette, Komplexseifenfette oder Gemischtseifenfette klassifiziert.

Metallseifen sind chemisch betrachtet Salze von Fettsäuren mit den Oxiden der Leichtmetalle Lithium, Natrium, Calcium, Barium oder Aluminium. In einigen osteuropäischen Ländern werden darüber hinaus weiterhin die Schwermetalle Zink und Blei eingesetzt [BAR00]. In der Regel werden sie nach dem jeweils eingesetzten Metallhydroxid bezeichnet. Dabei bestimmt die Größe der Metallkationen die Feinstruktur der Metallseife, weshalb die einzelnen aus den Metallen hergestellten Fette im Betrieb unterschiedliche Eigenschaften zeigen. Kleine Kationen wie  $\text{Li}^+$ ,  $\text{Ca}^{++}$ ,  $\text{Al}^{+++}$  bilden feine Kristallite, die wiederum gutes Verdickungsverhalten zeigen. Im Gegensatz hierzu bilden große Kationen wie  $\text{Na}^+$  und  $\text{Ba}^{++}$  größere Kristallite, was wiederum zu einer geringeren Verdickung führt [BAR00]. Bei Fetten mit Metallseifen machen Einfachseifenfette den prozentual größten Anteil am Weltschmierstoffbedarf aus. Sie bestehen aus einem Metallhydroxid (Lauge) und einer Fettsäure.

Im Gegensatz zu den Einfachmetallseifen werden Komplexseifenfette aus einem Metallhydroxid, einer Fettsäure und einer Nichtfettsäure, wie z. B. Benzoesäure, Borsäure oder Essigsäure produziert. Aufgrund ihrer besonderen Eigenschaften kommen diese Verdicker bei Anwendungen mit hoher Beanspruchung zum Einsatz [BAR00]. Komplexseifenfette haben darüber hinaus weitaus höhere Tropfpunkte, also Temperaturen bei denen ein Schmierfett unter genormten Prüfbedingungen einen langen Tropfen bildet [DIN95], als Einfachseifenfette. Im Schnitt liegen die Tropfpunkte zwischen 50°C und 100°C höher als bei den Einfachseifenfetten [DIE07]. Komplexseifenfette sind demnach besonders für Hochtemperatur-

anwendungen geeignet, aber auch für Anwendungen, die einen geringen Schmierstoffbedarf haben, wie es oft bei Mangelschmierung der Fall ist. Der Anteil an Komplexseifenfetten auf dem Weltschmierstoffmarkt liegt, aufgrund der insgesamt gestiegenen Anforderungen an Fette und der hervorzuhebenden rheologischen Eigenschaften, inzwischen bei ca. 20 Prozent aller verkauften Schmierfette [DIE07].

Die letzte zu nennende Gruppe, die Gemischtseifenfette, bestehen, wie der Name bereits andeutet, aus einem Gemisch von mehreren einfachen Metallseifen. Durch gezielte Auswahl von einzelnen Einfachmetallseifen können Fette systematisch nach den jeweiligen Anforderungen hergestellt werden, da sich die Eigenschaften von Gemischtseifenfetten anteilig aus den Eigenschaften der eingesetzten Einfachseifenfette zusammensetzen. Typische hier zu nennende Gemischtseifenfette sind Natrium-Calcium-Fette und Lithium-Calcium-Fette [BAR94].

### 2.3.2.3 Additive

Als dritte Komponente in Schmierfetten haben Additive einen sehr großen Einfluss auf die Betriebseigenschaften der einzusetzenden Fette. In der Regel zeigen Fette ohne Additive bei gering beanspruchten Bauteilen gute Betriebseigenschaften. Dies trifft jedoch nur auf eine kleine Prozentzahl der Anwendungen zu; in den meisten Fällen liegen höhere Beanspruchungen vor, bei denen Fette ohne Additive der Aufgabe nicht gerecht werden. Demzufolge sind die meisten kommerziell vertriebenen Fette additiviert [BAR00].

Additive können in zwei Gruppen eingeteilt werden; einerseits gibt es Additive, die primär Rand- und Grenzschichten der metallischen Oberflächen modifizieren und solche, die im Wesentlichen die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Grundöle beeinflussen [BRA07]. Im Nachfolgenden wird eine Auswahl häufig eingesetzter Additive diskutiert.

Ziel von Fressschutzwerkstoffen (Extreme Pressure-Additives) ist der Schutz von Oberflächen von Laufbahnen, insbesondere beim Einlauf, wenn noch kein ausreichender Schmierfilm verfügbar ist oder wenn, aufgrund von hohen Betriebslasten, Mischreibung vorliegt. Diese Additive weisen einen polaren Aufbau auf, der bewirkt, dass die Moleküle auf der Stahl-Oberfläche der Laufbahn eine Adsorptionsschicht bilden [FAN07], die bereits beim Einlauf die Oberfläche schützt. Bei hohen Betriebstemperaturen im Tribosystem können die Wirkstoffe zusätzlich mit den Metallen der Kontaktflächen reagieren, wodurch sich tribochemische Grenzschichten bilden. Diese wiederum verhindern Mikro-Fressen und führen zu einer Verringerung der Reibung [BAR00].

In vielen Tribosystemen kann die Reibung durch eine Verringerung der Grundölviskosität vermindert werden. Ein damit einhergehender Nachteil ist jedoch, dass sich dann im Wälkontakt Mischreibung zeigen kann, wodurch wiederum die beanspruchten Bauteile schneller verschleifen. Reibbeiwert-Modifizierer (Friction Modifiers) werden dazu eingesetzt, Stick-Slip-Effekte und die damit einhergehenden Schallemissionen zu verhindern. Indem sich auf den Oberflächen dünne mono-molekulare Schichten von in Öl löslichen polaren Produkten

bilden, kann die Anlaufreibung verringert werden. Im Gegensatz zu den Fressschutzwirkstoffen wirken Reibbeiwert-Modifizierer bei niedrigeren Temperaturen und vermindern Reibung und Verschleiß bereits zu Beginn beim Einsetzen von Mischreibung [BRA07].

Korrosionsinhibitoren sind Wirkstoffe, die in nahezu allen Schmierstoffen Verwendung finden und dazu eingesetzt werden, den Einfluss von Sauerstoff, Feuchtigkeit und aggressiven Medien auf tribologische Systeme zu vermindern. Diese Additive bilden auf den Oberflächen dicht bepakte Molekülschichten, die chemisch und physikalisch mit den Metalloberflächen interagieren; dieser für Feuchtigkeit undurchlässige Film verhindert korrosive Angriffe. Wie die meisten oberflächenaktiven Wirkstoffe, sind Korrosionsinhibitoren polar aufgebaut. Aufgrund der hohen Oberflächenaktivität dieses Additivs kann die Wirkung anderer polarer oberflächenaktiver Additive wie Fressschutzadditive oder Reibbeiwert-Modifizierer gehemmt werden. Bei Kombination mehrerer oberflächenaktiver Additive kann bei gezielter Applikation dennoch eine Steigerung der Schutzwirkung erzielt werden [BAR94, BAR00].

Ziel von Fließpunktverbesserern (Pourpointdepressants) ist die Verringerung des Stockpunkts von Schmierstoffen. Unerwünschter Weise zeigt das Paraffin in Fetten die Tendenz, bei tiefen Temperaturen zu kristallisieren, wodurch die Schmierstoffrheologie erheblich beeinflusst wird. Befinden sich im Fett Fließpunktverbesserer, kokristallisieren diese, wodurch die Ausbildung großer Kristallstrukturen verhindert wird. Dadurch verschiebt sich die Fließgrenze zu tieferen Temperaturen [BAR94].

Ähnlich wie die Oberflächen von tribologischen Systemen kann sich bei hohen Betriebstemperaturen und in sauerstoffhaltiger Umgebung auch das Zwischenmedium, das Schmierfett, verändern. Bei dieser sogenannten Alterung von Schmierfetten bilden sich sowohl Säuren, öllösliche Kondensate und Polymerisate als auch lack- und schlammartige Ablagerungen, die die Lebensdauer des Tribosystems vermindern können. Eine Verlangsamung dieses ablaufenden Prozesses kann durch Ergänzung des Grundöls mit Oxidationsinhibitoren erzielt werden. Zwar haben Rohöle natürliche Bestandteile von Oxidationsinhibitoren die einer Autooxidation entgegenwirken, diese werden aber bei der Raffination fast komplett entfernt [ZAB05]. Obwohl Oxidationsinhibitoren vornehmlich dazu eingesetzt werden, der Schmierstoffalterung entgegen zu wirken, konnte Zabel [ZAB05] zeigen, dass auch die Rand- und Grenzschichten von Wälzlagern durch Zugabe solcher Additive beeinflusst werden können. Durch geeignete Auswahl von Inhibitoren wurde die Änderung der Zusammensetzung der oberflächennahen Schichten nachgewiesen. Insbesondere bei Oberflächen, an denen sich Fragmente von Inhibitoren zeigten, lässt sich ein geringer Sauerstoffeintrag in die Randschicht feststellen.

#### **2.3.2.4 Aktuelle Trends**

Heutzutage erfolgt die Entwicklung und Produktion von Fetten für hochbelastete Anwendungen zunehmend kundenspezifisch. Hierbei wird auf eine Vielzahl weiterer Additive zurückgegriffen, die untereinander und mit den anderen Komponenten so kombiniert werden,

dass sie den Anforderungen gerecht werden. Eine ausführliche Beschreibung von Additiven in Schmierfetten, insbesondere über ihre chemischen Wirkungsweisen, geben Bartz [BAR00] sowie Braun [BRA07]. Für die Entwicklung von Fetten für Spezialanwendungen wird teilweise auf Additive zurückgegriffen, die sonst vornehmlich in Öl Verwendung finden. Im Gegensatz zur Ölschmierung steht bei fettgeschmierten Systemen wesentlich weniger Grundöl zur Verfügung, darüber hinaus liegt bei Fetten ein Verdickergerüst vor. Diese Unterschiede können dazu führen, dass Additive in fettgeschmierten Systemen anders wirken. Hier bedarf es ausführlicher Systemtests, bevor diese Additive zum Einsatz kommen können. Hierzu zählen unter anderem polymere Additive, die sich seit längerem für den Einsatz in ölgeschmierten System bewährt haben und als Viskositätsindex-Verbesserer bekannt sind. Diese Additive werden gesondert im nächsten Abschnitt diskutiert.

### 2.3.3 Polymere Additive

Die steigenden Anforderungen an Motoren und Getriebe setzten voraus, dass leistungsstarke Schmierstoffe zur Verfügung stehen, die in einem weiten Temperaturbereich eingesetzt werden können [GAT09a]. Bis in die dreißiger Jahre des letzten Jahrhunderts ließen sich bei der Herstellung von Ölen Viskositätsindex-Werte von maximal 115 erzielen; diese waren demzufolge nicht für Anwendungen mit hohen Temperaturschwankungen geeignet [STA97]. Es wurde aber auch beobachtet, dass bereits die Beimengung kleiner Mengen Gummi zum Anstieg des Viskositätsindexes führt. Diese Additive zeigten jedoch einen hohen Oxidationsgrad und bildeten teilweise Schlacken, was wiederum den kommerziellen Einsatz weitestgehend ausschloss. Weitere Untersuchungen zeigten aber auch, dass die beobachteten Nebenwirkungen nicht auftreten, wenn Öle mit ausgewählten hochmolekularen, synthetischen Polymeren veredelt werden [OTT34]. Unter Polymer werden organische Verbindungen, die durch Aneinanderlagerung niedermolekularer Grundbausteine entstehen, verstanden [EYE08].

Die ersten wesentlichen Patente wurden 1937 von den Firmen Röhm und Haas und I.G. Farbenindustrie AG für Polyalkylmethacrylat sowie Polyisobutylen eingereicht [STA97, KIN03]. Seit Mitte der 50er Jahre ist es gängige Praxis, Polymerzusätze in Ölen einzusetzen. Die fortlaufenden intensiven Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet führen dazu, dass immer weitere Polymere für Schmierstoffe entwickelt werden, um den Anforderungen der Kunden nach Mehrbereichsölen gerecht zu werden. Da Polymerzusätze in Ölen primär zum Einsatz kommen, um den Viskositätsindex zu erhöhen, werden sie in der Literatur häufig als VI-Verbesserer (Viscosity Index Improver) bezeichnet. Zusätzlich werden sie je nach Polymerzusammensetzung als Reibbeiwert-Modifizierer, Dispergiermittel, Fließpunktverbesserer und Haftverbesserer eingesetzt. Heutzutage enthalten neben Motorölen nahezu alle Getriebeöle und Hydraulikflüssigkeiten wie Automatik-Transmission-Fluid (ATF) oder Manual-Transmission-Fluid (MTF) Polymerzusätze, um eine Modifikation des VI-Verhaltens herbeizuführen [KOP00, FAN07].

Für die Additivierung von Schmierstoffen steht eine Vielzahl unterschiedlicher Polymerzusätze zur Verfügung. Zwei häufig in der Schmierungstechnik eingesetzte Klassen sind die Esterpolymerisate wie Polyalkylmethacrylat (PAMA) und die polymerisierbaren Kohlenwasserstoffe wie Polyisobutylen (PIB), die im Folgenden diskutiert werden. Den Ablauf der Polymerisation von PAMA stellt Abbildung 16 dar. PAMA entsteht durch Polymerisation von Estern der Methacrylsäure. Der Rest R deutet Kohlenwasserstoffketten unterschiedlicher Längen an. Nach Fan können PAMA, je nach Länge des Restes, in drei Kategorien eingeteilt werden: kurz, mittel und lang [FAN07].

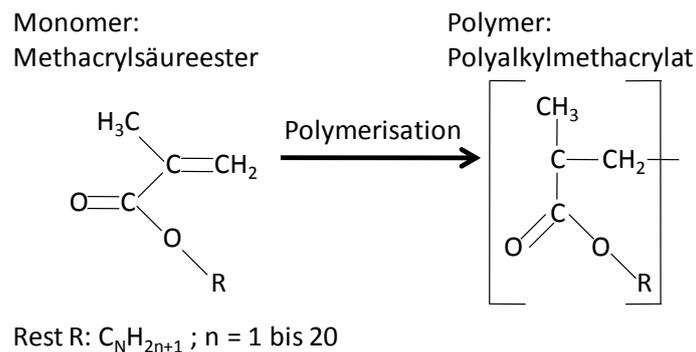


Abbildung 16: Chemische Struktur von PAMA

Die kurzen Alkylmethacrylate mit Kettenlängen von 1-7 Kohlenstoff-Atomen beeinflussen erheblich die Größe der Polymerknäuel und haben demzufolge Einfluss auf den Viskositätsindex der Öle. Zur mittleren Kategorie gehören diejenigen mit Kettenlängen zwischen acht und 13 Molekülen. Diese erhöhen die Löslichkeit des Polymers in Öl. Die langen Alkylmethacrylate bestehen aus Ketten mit mehr als 16 Kohlenstoffatomen und wirken als Fließpunktverbesserer. Um alle beschriebenen Effekte in den formulierten Ölen zu vereinen, bestehen PAMA in der Regel aus Monomeren aller drei Kategorien. Die weite Verbreitung von PAMA als Schmierstoffzusatz kann auf die Wandlungsfähigkeit dieses Polymers zurückgeführt werden. Insbesondere die modernen chemischen Syntheseprozesse erlauben es, maßgeschneiderte PAMA mit nahezu jedem Molekulargewicht und den verschiedensten funktionalen Gruppen zu produzieren. Oftmals werden PAMA derart modifiziert, dass sie oberflächenaktiv werden und dadurch auf Wälzlagerstahl Adsorptionsschichten bilden. Bei diesen PAMA spricht man von „dispergierenden PAMA“ oder auch von funktionalisierten PAMA (fPAMA). Um diese Adsorptionseigenschaften zu erzielen, werden bei dispergierenden PAMA fein verteilte polare Monomere an vorgegebenen Positionen eingebracht. Diese bewirken, dass das dispergierende PAMA von Stahl-Oberflächen angezogen wird. Je nach Anordnung der dispergierenden Monomere können verschiedene Architekturen erzeugt werden. Einige typische Anordnungen stellt Abbildung 17 dar. Eine detaillierte Beschreibung von dispergierenden PAMA ist in der Ausführung von Fan zu finden [FAN07].

Wechselnd	A-B-A-B-A-B-A-B-A
Statistisch	A-A-B-A-B-B-A-B
Diblock	A-A-A-A-B-B-B-B
Triblock	A-A-A-A-B-B-B-B-A-A-A-A
Graft	<pre>           B                       B             A-A-A-A-A-A-A           B   B           B   B </pre>

Abbildung 17: Mögliche Anordnungen der Monomere A und B [nach FAN07]

Auch Polyisobutylen ist bei den Fahrzeugschmierstoffen ein weit verbreitetes Additiv und wird häufig in Verbindung mit PAO- und Ester-Grundölen eingesetzt. Abbildung 18 stellt die Polymerisation von Monoisobutylen in Polyisobutylen dar [FAN07]. Da die Hauptketten der Makromoleküle Einfachbindungen aufweisen zeigt dieses Polymer einen schlanken, langgestreckten Aufbau. Die Atommasse des Polyisobutylen verteilt sich je zur Hälfte auf die Hauptkette und auf die Seitenketten [KOP00]. Bei der Herstellung lässt sich durch Anpassung des Polymerisationsgrads das Molekulargewicht des Polymers und demzufolge der Einfluss

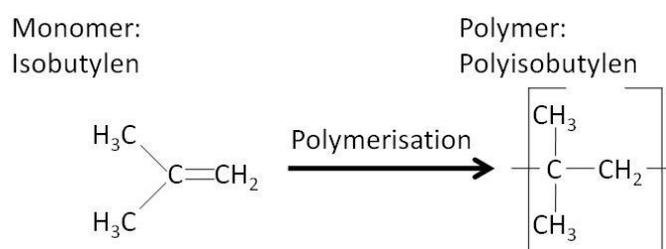
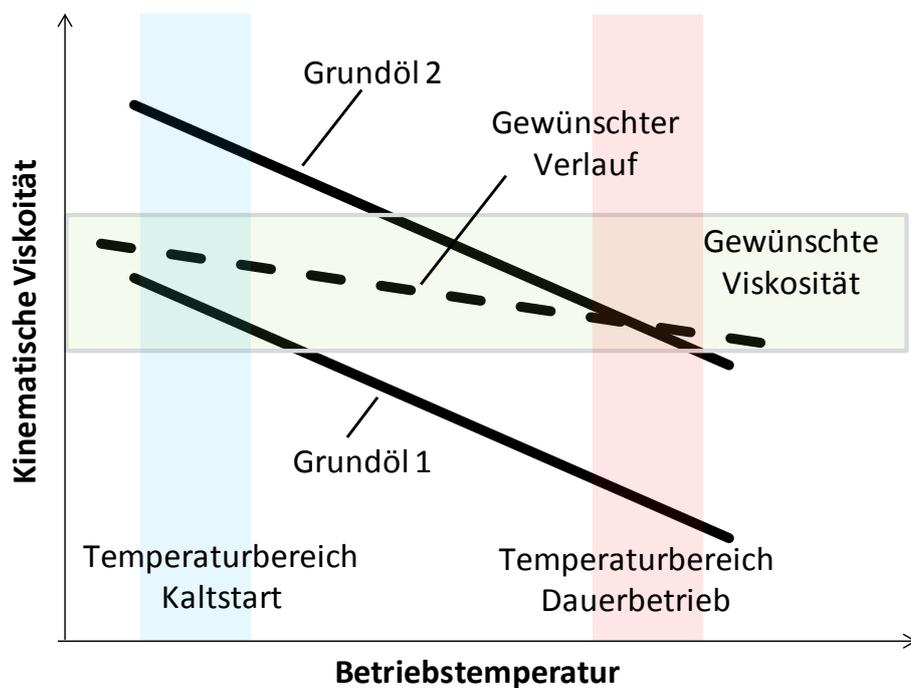


Abbildung 18: Chemische Struktur von PIB

auf den Viskositätsindex verändern [DEC06]. Polymerzusätze beeinflussen die Rheologie von Ölen auf vielfältige Weise. Neben der Änderung des Viskositätsindex bei unterschiedlichen Temperaturen können sie Einfluss auf das scherratenabhängige Verhalten der Öle und auf die Randschichten der Kontaktpartner nehmen. Im Nachfolgenden werden die wesentlichen Effekte detailliert erläutert.

### 2.3.3.1 Beeinflussung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens

Insbesondere bei Anwendungen mit großen Temperaturschwankungen, z.B. Fahrzeugmotoren im Winter, werden hohe Ansprüche an die Schmierstoffe gestellt. Dabei ist notwendig, dass der Schmierstoff im gewünschten Viskositätsbereich bleibt. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit von unlegierten Ölen ist dies jedoch oft nicht der Fall. Zeigt z.B. in Abbildung 19 Grundöl 1 ohne Polymerzusätze beim Kaltstart eine zulässige Viskosität, bilden



2009 /MKT 314336

Abbildung 19: VT-Diagramm additiver und unadditiver Öle

sich bei hohen Temperaturen aufgrund der niedrigen Viskosität dünne EHD-Schmierfilme. Da in diesem Fall die Wälzlager im Mischreibungsgebiet betrieben werden, ist mit erheblichem Verschleiß zu rechnen. Grundöl 2 weist hingegen bei niedrigen Temperaturen eine sehr hohe Viskosität auf, weshalb das Öl schlecht in den Kontakt nachfließen kann. In diesem Fall ist der Kontakt unterversorgt. Der gewünschte (gestrichelte) Verlauf stellt sich ein, wenn das Öl mit polymeren Additiven formuliert wird. Die Polymere in diesem Öl führen zu einer Erhöhung des Viskositätsindex bzw. zu einer Verringerung der Temperaturabhängigkeit. Demzufolge liegt die Betriebsviskosität des Öls sowohl bei niedrigen als auch hohen Temperaturen im gewünschten Bereich [BRA07]. Nach Selby kann dieses Verhalten darauf zurückgeführt werden, dass sich die in Öl gelösten Polymerknäuel bei steigender Temperatur ausdehnen (vgl. Abbildung 20) [SEL58]. Dadurch nehmen die Moleküle bei höheren Temperaturen ein größeres Volumen ein. Hinzu kommt, dass sich die Moleküle gleichzeitig vernetzen, wodurch deren Bewegungsfreiheit eingeschränkt wird. Dadurch hemmen die Polymere die Strömung des Öls und die Viskosität des Schmierstoffs erhöht sich. Eine ausführliche Übersicht über den Einfluss der Temperatur auf VI-Verbesserer mit weiteren Theorien und Modellvorstellungen ist in der Arbeit von Fischer zu finden [FIS95].

Neben einer Änderung des Viskositätsindexes besteht auch die Möglichkeit, Polymere gezielt dazu einzusetzen, die Tieftemperatureigenschaften von Ölen zu verbessern. So werden Fließpunktverbesserer dazu verwendet, den Stockpunkt von Ölen zu verändern. Gerade bei

tiefen Temperaturen beginnt unerwünschter Weise das Paraffin im Öl zu kristallisieren, was wiederum dazu führt, dass unadditivierte Öle in einigen isothermen Anwendungen bei dauerhaft niedrigen Temperaturen nicht eingesetzt werden können [KUH09]. Durch Zugabe von Fließpunktverbesserern kann die Temperatur reduziert werden, bei der sich Kristallnetze bilden. Dazu werden Polymere beigemischt, welche die einzelnen Kristalle umschließen und somit eine Vernetzung verhindern.

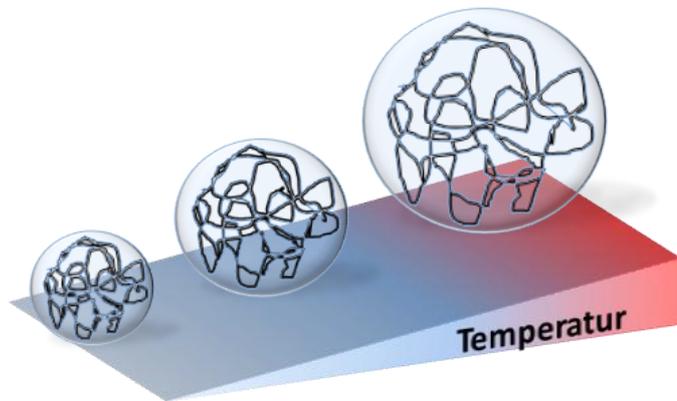


Abbildung 20: Wirkungsweise von Viskositätsindex-Verbesserern [nach Selby SEL58]

### 2.3.3.2 Verhalten bei hohen Schergefällen und Drücken

Nicht nur die Temperatur wirkt sich auf die Viskosität von Ölen mit Polymerzusätzen aus, auch die Schergefälle und Druckunterschiede stellen Einflussfaktoren dar [BAI03]. Polymerzusätze zeigen in ungeschertem Zustand bei Umgebungsdruck eine zufällige Anordnung der Molekülknäuel. In Bereichen, in denen die Scherraten hoch sind, richten sich die Moleküle entsprechend dem Strömungsfeld aus, wodurch ein Teil der viskositätssteigernden Wirkung verloren geht.

Besonders im Bereich eines Elastohydrodynamischen- (EHD-) Kontakts – in Abschnitt 2.3.4 dargestellt – ist mit derartigen Effekten zu rechnen. Bereits im Einlauf des Kontakts zeigt sich ein Einlaufschergefälle, das auf eine Rückstauung und Zirkelströmung des Öls vor Eintritt in den Kontakt zurückgeführt werden kann. Im tatsächlichen Kontakt ist auch mit hohen Scherraten zu rechnen, wenn außer Rollen auch Bohr- und Gleitbewegungen auftreten. Hinzu kommt, dass in hochbelasteten Wälzkontakten der Betriebsdruck so weit ansteigt, dass der Einfluss ausgewählter Polymere in Relation zur druckabhängigen Viskositätssteigerung des Grundöls äußerst klein ist. Insgesamt gilt damit, dass sich mit Polymerzusätzen außerhalb des EHD-Kontakts die Viskosität modifizieren lässt, im EHD-Kontakt fällt der Einfluss der Polymere geringer aus [WAL04].

Der Einfluss von Scherung auf die Viskositätsverluste ist stets von der jeweiligen Polymerarchitektur abhängig. Grundsätzlich lässt sich der Verlust im Bereich des EHD-Kontakts in einen reversiblen und irreversiblen Anteil aufteilen. Tritt ein reversibler Verlust auf, dann ist die Abnahme der Viskosität nur temporär und wiederholt sich bei jeder Überrollung. Bei den irreversiblen Viskositätsverlusten führt hingegen die Scherung zu einer dauerhaften Zerstö-

rung der chemischen Struktur der Polymermoleküle. In diesem Fall werden die Moleküle in kürzere Ketten zerteilt, die nicht mehr im selben Maße viskositätserhöhend wirken. Je länger die anfangs vorhandenen Moleküle, bzw. je höher das Molekulargewicht, desto größer sind die reversiblen und irreversiblen Verluste. In der Schmierstoffrheologie beschreibt der Scherstabilitätsindex die irreversiblen Viskositätsverluste. In den meisten Anwendungsfällen kommen bevorzugt Polymere zum Einsatz, die die Viskosität im gewünschten Maße beeinflussen und gleichzeitig eine hohe Scherstabilität aufweisen [FIS95, KOP00, MAN05].

Ausführliche Untersuchungen zur Scherstabilität von VI-Verbesserern erfolgen durch Fischer [FIS95]. Hierzu wurden additivierte Öle mechanisch in einem Kegelrollenlager- (KRL-) Prüfstand beansprucht. In dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass bei hoher Beanspruchung die Polymere mechanisch irreversibel geschert werden, wodurch die Viskosität des Öls abnimmt.

Bartz und Nemis [BAR77] untersuchen die Scherstabilität und den Einfluss verschiedener Polymere, u.a. PIB und PAMA. Sie zeigen, dass PIB im Vergleich zu PAMA eine höhere Stabilität hinsichtlich Temperatur und Scherbelastung aufweist. Ferner zeigen sie, dass PAMA mit höheren Molekulargewichten mehr Einfluss auf das Viskositäts-Temperatur Verhalten aufweisen.

### 2.3.3.3 Randschichteigenschaften

Obwohl Polymere überwiegend dazu dienen, den Viskositätsindex zu beeinflussen, zeigt sich, dass sie teilweise auch Randschichten bilden und somit auch als Reibbeiwert-Modifizierer fungieren [SME96a, FAN07]. Dabei bilden die Polymere auf den Oberflächen der Kontaktpartner Adsorptionsschichten. Unter Adsorption wird ein Prozess verstanden, bei dem sich Moleküle an den Oberflächen von Körpern (Stahl, Ruß, Paraffin) anlagern und Van-der-Waals-Kräfte sie dort festhalten. Dies kann dazu führen, dass zwischen den Polymerfilmen, Öl-Schmierfilmen und den glatten Oberflächen der Kontaktpartner Wandgleiteneffekte auftreten, die reibungsmindernd wirken [CHO07]. In diesem Fall weichen die oberflächennahen hydrodynamischen Geschwindigkeiten von den Geschwindigkeiten der Kontaktpartner ab [STA03, GUO09].

Smeeth et al. [SME96a, SME96b] haben in Untersuchungen an einem Kugel-Scheibe Tribometer verdeutlicht, dass ausgewählte Viskositätsindexverbesserer EHD-Filme bilden, die bei geringen Wälzgeschwindigkeiten und sehr dünnen Schmierfilmen über den theoretischen Vorhersagen liegen. Bei zunehmenden Wälzgeschwindigkeiten nähern sich wiederum die Schmierfilmdicken an. Die Autoren zeigen, dass sich im Bereich der Oberflächen der Kontaktpartner viskose Schichten mit höherer Viskosität bilden. Diese Effekte zeigen sich aber auch nur, wenn dispergierende, polare Polymere eingesetzt werden.

Untersuchungen von Fan [FAN07] mit einem baugleichen Kugel-Scheibe-Apparat liefern bei niedrigen Wälzgeschwindigkeiten Hinweise auf eine wenige Nanometer dünne Adsorptionsschicht, wenn dispergierende PAMA eingesetzt werden (vgl. Abbildung 21). Der anschließen-

de Vergleich verschiedener dispergierender PAMA lässt erkennen, dass der Polymeraufbau die Randschicht wesentlich beeinflusst. Dabei zeigt das Polymer mit einer gleichmäßigen Anordnung von funktionalen Gruppen die besten Ergebnisse. Ferner wird eine Zunahme der Filmdicke im Bereich niedriger Wälzgeschwindigkeiten mit steigendem Molekulargewicht beobachtet. Dies führt Fan darauf zurück, dass die freien Enden der Polymerknäuel senkrecht zur Oberfläche stehen und mit zunehmendem Molekulargewicht weiter aus der Fläche herausragen (vgl. Abbildung 22). Bei hohen Wälzgeschwindigkeiten verursachen die mit Polymeren additivierten Öle dünnere Schmierfilme als die Referenzschmierstoffe.

Auch die Polymerkonzentration wirkt sich auf die Filmbildungseigenschaften aus. Bereits ein Prozent Polymer im Öl zeigt einen positiven Einfluss auf den Schmierfilmaufbau und das Reibungsverhalten bei dünnen Filmen im Bereich niedriger hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeiten. Ferner wird beobachtet, dass dispergierende PAMA in gering belasteten Wälzkontakten die stabilsten Randschichten bilden. Bei ergänzenden Untersuchungen im Gleitreibungsprüfstand weisen viele dispergierenden PAMA keine schützende Wirkung auf. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die gebildeten Adsorptionsschichten aufgrund der Reibkräfte abgelöst werden und somit nicht mehr reibungsmindernd wirken.

Obwohl der Einfluss der verschiedensten Polymere auf Grenz- und Randschichten bereits untersucht wurde, ist wenig über den Aufbau von polymeren Randschichten bekannt [FAN07]. Hsu und Gates haben 2005 eine vereinfachte Modellvorstellung für den Aufbau einer polymeren Randschicht entwickelt, Abbildung 23 [HSU05]. Dieser baut auf einer Fülle experimenteller Daten auf. Eine solche Grenz- bzw. Randschicht besteht demnach aus zwei Phasen, einer harten Phase, die hohen Drücken standhält, und einer flüssigen Phase, die aus leicht scherbaren Polymeren besteht. Dabei muss die für den Aufbau der Schicht nötige Aktivierungsenergie mit den tatsächlich im Kontakt vorliegen-

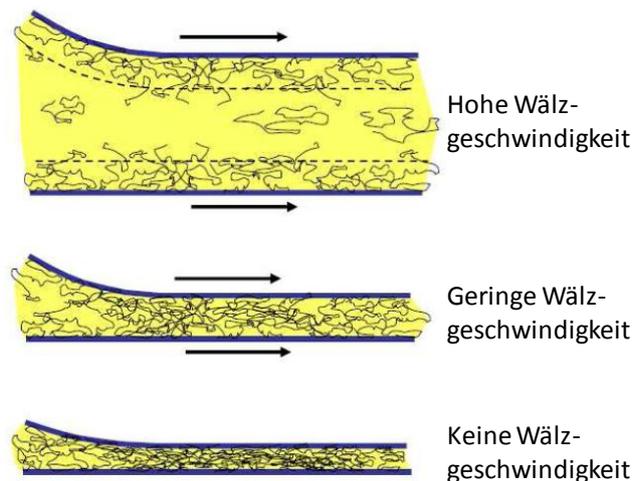


Abbildung 21: Schmierfilmaufbau Öl mit dispergierenden PAMA [FAN07]

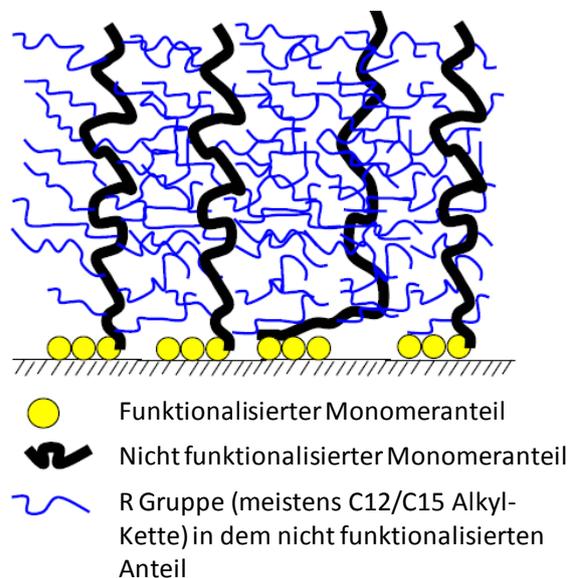


Abbildung 22: Adsorptionsschicht von dispergierenden PAMA [FAN07]

den Temperaturen kompatibel sein. Dadurch lässt sich ein Selbstreparaturmechanismus erzielen, bei dem Schichtaufbau und Verschleiß im Einklang stehen.

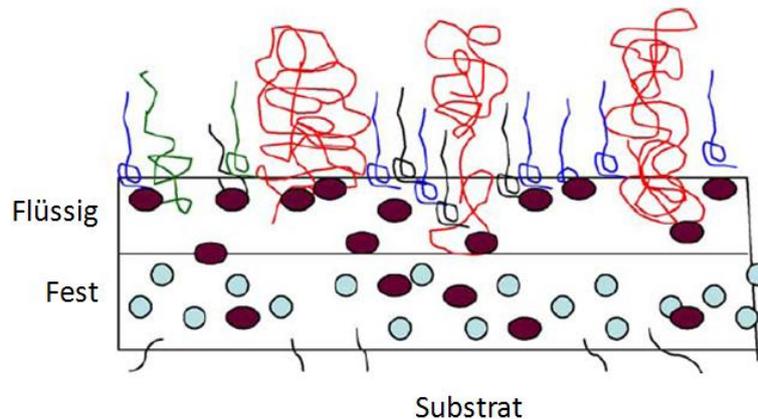


Abbildung 23: Ideale Grenz- und Randschicht nach Hsu und Gates [HSU05]

### 2.3.3.4 Aktuelle Trends

In zahlreichen experimentellen Arbeiten wurde der Einfluss von PAMA und PIB auf EHD-Kontakte untersucht. Walbeck [WAL04] ermittelte experimentell mittels Wälzlagerprüfstand und rechnerisch die Schmierfilmdicke von Ölen mit und ohne Polymerzusätze. Für unadditivierte Öle ergab sich eine sehr große Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Werten. Im Gegensatz dazu wichen diese Werte bei polymerhaltigen Ölen erheblich voneinander ab. Ferner wurden die gemessenen Schmierfilmdicken der unadditivierten und additivierten Öle verglichen. Dabei zeigten die additivierten Schmierstoffe, bei höheren Scherraten als bei den zuvor diskutierten Kugel-Scheibe Messungen, dünnere Filme als vergleichbare Referenzöle, und zwar sowohl für PIB als auch für PAMA. Mit den gewonnenen Erkenntnissen konnte anschließend ein Viskositäts-Temperatur-Koeffizient festgelegt werden, mit dem sich das Mehrbereichsverhalten additiverter Öle mit hoher Genauigkeit beschreiben lässt. Ferner führte der Autor den Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_{p2000}$  ein, mit dem sich der Einfluss von Druck auf die Viskosität von Mehrbereichsölen beschreiben lässt.

Den Einfluss von VI-Verbesserern auf ölgeschmierte Zahnradkontakte untersuchte Mann mittels Prüfstandsversuchen [MAN05]. Parallel wurde mit einem Hochdruckviskosimeter bis zu einem Maximaldruck von 800 MPa die viskositätssteigernde Wirkung nachgewiesen. Es konnte gezeigt werden, dass bei geringen Schergefällen die viskositätssteigernde Wirkung bis zu 800 MPa erhalten bleibt. Untersuchungen am Zweischeiben-Prüfstand ließen erkennen, dass die Schmierfilmdicken im Wesentlichen von den Vorgängen im Einlaufbereich beeinflusst werden. Dabei konnte verdeutlicht werden, dass unter praxisnahen Bedingungen Öle mit Polymerzusätzen geringere Schmierfilmdicken bilden als unlegierte Öle gleicher nomineller Viskosität. Ferner verursachten die Polymere weniger Reibung.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Mann untersuchte Kopatsch [KOP00] den Einfluss von Polymerzusätzen auf den Reibbeiwert in Flüssig- und Mischreibungsgebieten. Es wurde verdeutlicht, dass Polymerzusätze unter beiden Schmierungsbedingungen reibungsmindernd wirken. Ergänzende Schmierfilmdickenmessungen zeigten im Verhältnis zu den unlegierten Ölen dünnere Schmierfilme für die additvierten Öle gleicher nomineller Viskosität. Dies konnte im Wesentlichen auf den geringeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten zurückgeführt werden, wobei die Polymere mit den anfänglich höchsten Molekulargewichten die dünnsten Schmierfilme verursachten.

Wincierz et al. [WIN04] untersuchten den Einfluss von Polymeren sowohl auf die Planschverluste als auch auf die Verluste unter Last mittels des FZG-Zahnradprüfstandes. Dazu wurden zwei Grundöle mit anfänglich unterschiedlichen  $KV_{100}$  (kinematische Viskosität bei 100°C) mit der entsprechenden Polymermenge aufgestockt, die zum gleichen  $KV_{100}$  führt. Bei den Versuchen ohne Last zeigten bei niedrigen Temperaturen (20°C) das Öl mit dem höheren Polymeranteil geringere Reibverluste, was auf die verminderten Planschverluste zurückgeführt werden konnte. Bei hohen Temperaturen um 90°C waren wiederum, aufgrund der nahezu identischen kinematischen Viskositäten, die Planschverluste fast gleich. Beim gleichen Versuch unter Last verursachte das Öl mit dem höheren Polymeranteil weniger Reibung.

Die oben beschriebenen Untersuchungen beschäftigen sich alle mit dem Einfluss von additvierten Ölen auf das tribologische Verhalten von Wälzlagern. Scharf et al. [SCH96] und Nolan et al. [NOL02] untersuchten wiederum die rheologischen Eigenschaften von Fetten mit dispergierenden Polymerzusätzen. Die Autoren zeigten, dass die Beimengung von Polymerzusätzen die Seifenstruktur und demzufolge die Schmierstoffrheologie erheblich verändern kann (vgl. Abbildung 24). Sie untersuchten vier Fette mit Li-12-OH Verdicker, wobei drei da-

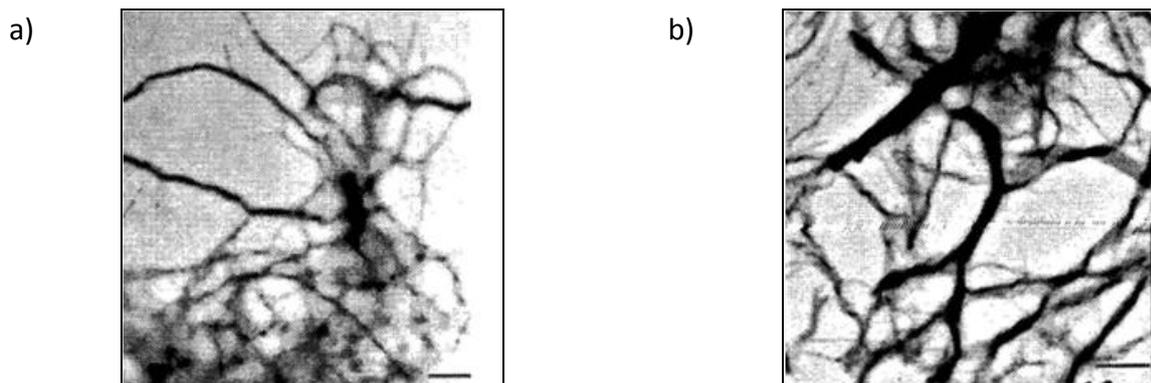


Abbildung 24: TEM-Aufnahmen: Einfluss von Polymeren auf den Verdicker a) ohne Polymer, b) mit Polymer, Vergrößerung 11.000 fach [SCH96]

von mit unterschiedlichen Polymeren additviert wurden und eines davon zusätzlich funktionalisiert war. Die rheologischen Messungen ließen beim Fett mit einem funktionalisierten PAMA eine wesentlich höhere Scherstabilität als bei den übrigen Fetten erkennen. Anschließend wurden die Ölabscheidung der additvierten Fette untersucht. Es wurde verdeutlicht, dass der prozentuelle Anteil von Polymeren im ausgebluteten Grundöl bei den fPAMA we-

sentlich geringer als bei den herkömmlichen Polymeren war. Eine weiterführende Untersuchung der Verdickerstruktur mittels Transmissionselektrodenmikroskopie (TEM) lieferte Aufschluss über den Einfluss der Polymere auf die Verdickerstruktur. Es konnte gezeigt werden, dass die Beimengung von fPAMA zu einer Zunahme der Stärke und Dicke der Verdickerstruktur führte. Abbildung 24 zeigt TEM-Aufnahmen von Li-12-OH Verdickern, einmal ohne und einmal mit Polymerzusätzen. In der Aufnahme ist die Veränderung des Verdickers durch die Beimengung des Additivs zu erkennen [SCH96].

In jüngeren Arbeiten untersuchten Ward und Qureshi [WAR07] polymerhaltige Öle und Fette, die unter anderem mit dispergierenden Polymeren additiviert wurden. Bei der Charakterisierung der additvierten Grundöle mittels Kugel-Scheibe-Apparatur konnte gezeigt werden, dass einige Polymere bei sehr niedrigen Wälzgeschwindigkeiten insbesondere bei hohen Temperaturen dickere Schmierfilme bilden. Anschließend wurden Ölabscheidungs-messungen, Messungen der mechanischen Stabilität, Oxidationstest und Tieftemperaturuntersuchungen mit den fertig formulierten Fetten durchgeführt. Es konnte verdeutlicht werden, dass die einzelnen Polymere, je nach Zusammensetzung, sich unterschiedlich auf die jeweiligen Eigenschaften auswirken. Daher empfehlen die Autoren, für jede kommerzielle Anwendung die Polymere spezifisch auszuwählen, um den Anforderungen der Kunden gerecht zu werden.

Martin-Alfonso et. al [MAR09] führten rheologische Messungen an Lithium-Fetten, die mit Polymeren additiviert wurden, mit unterschiedlichen Verdicker- und Polymerkonzentrationen, durch. Die Zugabe der Polymere führte zu einer Erhöhung der Viskosität, gleichzeitig wurde aber auch die Verdickerstruktur mechanisch verstärkt. Dies bewirkte wiederum, dass die Konsistenz bei Penetrationsmessungen zunahm. Die besten Ergebnisse für die Penetration, sowohl vor als auch nach der Messung, wurden mit mittleren Polymer- und Verdickerkonzentrationen erzielt.

DeVore, Larson, und Mroczek [DEV09] untersuchten die rheologischen Eigenschaften von polymerhaltigen Fetten. Es konnte gezeigt werden, dass manche Polymere das dreidimensionale Verdickergerüst verstärken, wodurch sich die Scherstabilität erhöht. Darüber hinaus erhöht sich dadurch die Fließgrenze der Fette. In weiteren Messungen wurde gezeigt, dass die Beständigkeit der Fette gegenüber Wasser durch Einsatz von Polymeren erhöht werden kann.

Die bisherigen Untersuchungen verdeutlichen, dass Polymere dazu eingesetzt werden die Verdickerstruktur von Fetten zu beeinflussen und die rheologischen Eigenschaften der Grundöle im elastohydrodynamischen Kontakt zu modifizieren. Die Grundlagen der Schmierfilmbildung und der Elastohydrodynamischen Schmierung werden anschließend im nächsten Abschnitt diskutiert.

### 2.3.4 Schmierfilmbildung und Elastohydrodynamische Schmierung

Die Eigenschaften geschmierter Kontakte, wie sie z.B. in Wälzlagern, Radialwellendichtringen, Zahnräder oder auch Synchronisierungen zu finden sind haben im Bereich der Maschinenelemente große Bedeutung. Einige der heute noch wichtigsten Gleichungen auf diesem Gebiet stammen aus den Jahren 1881 und 1882 von Hertz, der unter Anderem auch auf dem Gebiet der Kontaktmechanik forschte. In seinen Veröffentlichungen stellte Hertz mathematische Gleichungen zur Berechnung der Normalspannungsverteilung (Pressung) in trockenen Wälzkontakten auf [HER81, HER85]. Darüber hinaus erarbeitete er eine Näherungslösung für die Größe der elliptischen Kontaktfläche und der Gesamtverformung der beiden Kontaktpartner als Funktion von Körpergeometrie, Belastung und Materialeigenschaften. Weitere Grundsteine lieferten die von Tower und Reynolds erarbeiteten Erkenntnisse der Hydrodynamik [TOW83, REY86]. Sie untersuchten den Druckaufbau des Schmierfilms in einem Gleitlager, wobei Reynolds eine partielle Differentialgleichung zur Beschreibung des Druckaufbaus in dünnen laminar strömenden Schmierfilmen aufstellte.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen hydrodynamischer Schmierfilmdicken unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung zeigten jedoch, dass diese in vielen Fällen voneinander abweichen [FRA89]. Daher wurden in späteren Überlegungen zusätzliche Parameter, wie die elastische Verformung der Kontaktpartner oder die rheologischen Eigenschaften der Öle, berücksichtigt. Dieser Ansatz trägt den Namen Elastohydrodynamik (EHD) [HAM04].

Ziel der EHD-Schmierfilmtheorie ist die Beschreibung physikalischer Vorgänge in hydrodynamisch geschmierten Hertz'schen Kontakten [HER85, LAN86, GOH88] mit einer nicht zu vernachlässigenden elastischen Verformung. Daher beinhaltet die EHD die elastischen Verformungen der Kontaktpartner. Aufgrund der vielen zu berücksichtigenden Parameter werden zur Analyse von EHD-Schmierfilmhöhen in erster Linie vier gekoppelte Differenzialgleichungen gelöst, die aus folgenden Gleichungsbestandteilen bestehen [BAR96]: der Elastizitätsgleichung zur Berücksichtigung der elastischen Verformung der Kontaktpartner, der Reynoldsgleichung zur Berücksichtigung der Hydrodynamik, einer Gleichung zur Beschreibung des rheologischen Verhaltens des Schmierstoffs unter Druck und Temperatur sowie einer Energiegleichung zur Beschreibung der Wärmebilanz im Schmierpalt.

Abbildung 25 zeigt den idealisierten Schmierfilmaufbau in einem EHD-Kontakt. Zwischen den beiden Kontaktpartnern bildet sich ein trennender Schmierfilm, der durch die Relativbewegung der beiden Körper ständig mit nachfließendem Schmierstoff versorgt wird. Grundsätzlich wird zwischen dem Einlassbereich, dem tatsächlichen Hertz'schen Kontakt und dem Auslassbereich differenziert. Vor dem Einlass baut sich der Schmierfilm im sogenannten Ölmeniskus auf. Steht wenig Schmierstoff zur Verfügung, z. B. dann, wenn der Kontakt zwischen den einzelnen Überrollungen nicht ausreichend mit Schmierstoff versorgt wird, verkleinert sich der Ölmeniskus und die Schmierfilmdicke nimmt ab. Diese Betriebsbedingung, die sich

oftmals in fettgeschmierten Lagern zeigt, wird – wie bereits erwähnt – als Starvation bzw. Minimalmengenschmierung bezeichnet.

Es ist zu erkennen, dass fast im gesamten Spalt die Schmierfilmdicke annähernd konstant bleibt, (Schmierfilmhöhe  $h_0$ ) wobei zwischen dem Hertz'schen Kontaktbereich und dem Auslassbereich eine Verengung zu sehen ist, (Schmierfilmhöhe  $h_{min}$ ). In der Abbildung lässt sich darüber hinaus die Druckverteilung im Schmierpalt ablesen. Dieser steigt, wie zu erwarten ist, im Einlassbereich an, hat ein relatives Maximum in der Mitte des Hertz'schen Kontaktbereichs und eine Spitze bei  $h_{min}$ , wonach der Druck wieder abnimmt.

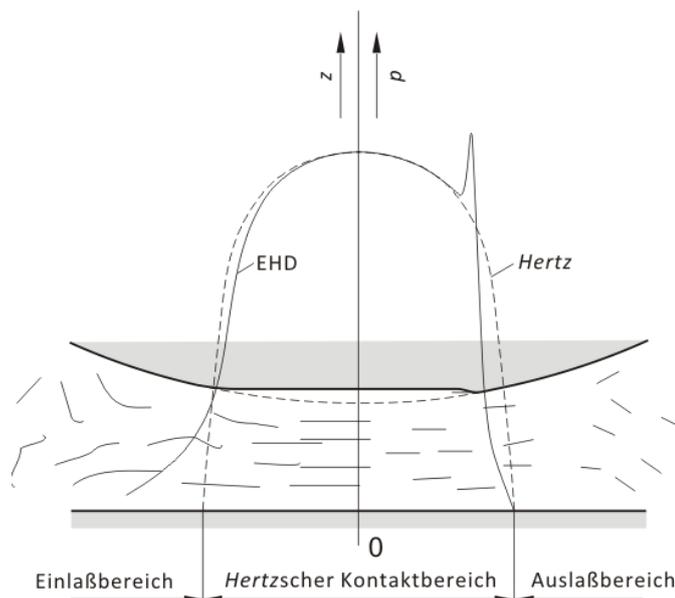


Abbildung 25: EHD Schmierfilmdicke nach Dowson und Higginson

Erste Ansätze zur Berechnung von EHD-Schmierfilmen in Linienkontakten lieferten 1949 Grubin und Ertel [GRU49] sowie 1959 Dowson und Higginson [DOW59]. Insbesondere die gekoppelte Näherungsformel von Dowson und Higginson findet heute noch breite Anwendung [CHA08, EVA08]. 1977 stellten Hamrock und Dowson eine Gleichung zur Bestimmung der minimalen Schmierfilmhöhe in einem elliptischen EHD-Punktkontakt auf [HAM77], wie er in Spindellagern vorliegt. Diese Gleichung, die in der Literatur als isothermische EHD-Gleichung bezeichnet wird, geht von isothermen Bedingungen und ideal glatten Oberflächen aus [BAR96].

$$h_{0,isoth} = R_x \cdot 2,69 \cdot \frac{U^{0,67} \cdot G^{0,53}}{W^{0,067}} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot k}) \quad (\text{Gl. 2-23})$$

mit:

$h_{0,isoth}$	Zentrale isotherme Schmierfilmhöhe	EHD-	$R_x$	Reduzierter Hauptachsenradius
$U$	Geschwindigkeitsparameter		$G$	Werkstoffparameter
$W$	Belastungsparameter		$k$	Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche

Der Werkstoffparameter  $G$  setzt sich aus dem Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  und dem reduzierten Elastizitätsmodul  $E_0$  zusammen.

$$G = \alpha_p \cdot E_0 \quad (\text{Gl. 2-24})$$

mit:

$\alpha_p$  Druck-Viskositäts-Koeffizient       $E_0$  Reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktpartner

Einen typischen Ansatz zur Bestimmung des Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  liefert die folgende Gleichung [INA87, BAR96]:

$$\alpha_p = [2,06 + 1,375 \cdot \lg \lg KV_{40} - 0,015 \cdot T + 5 \cdot 10^{-5} \cdot T^2] \cdot 10^{-2} \quad (\text{Gl. 2-25})$$

mit:

$KV_{40}$  Kinematische Viskosität bei 40°C       $T$  Betriebstemperatur

Der reduzierte Elastizitätsmodul  $E_0$  setzt sich wie folgt zusammen:

$$E_0 = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad (\text{Gl. 2-26})$$

mit:

$\nu_x$  Querkontraktionszahl       $E_x$  Elastizitätsmodul des Kontaktpartners x

Der Geschwindigkeitsparameter  $U$  wird nach (Gl. 2-27) berechnet und beinhaltet die dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck und Betriebstemperatur  $\eta_0$ , die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit  $V_{hd}$ , den reduzierten Elastizitätsmodul  $E_0$  und den effektiven Radius in Laufrichtung  $R_x$ .

$$U = \frac{\eta_0 \cdot V_{hd}}{E_0 \cdot R_x^2} \quad (\text{Gl. 2-27})$$

mit:

$\eta_0$  Scherviskosität bei Umgebungsdruck und Betriebstemperatur       $V_{hd}$  Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit

Der effektive Radius  $R_x$  lässt sich wie folgt berechnen:

$$R_x = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (\text{Gl. 2-28})$$

mit:

$r_x$  Radius Kontaktpartner x

Der Belastungsparameter  $W$  setzt sich aus der Normalkraft  $F_N$ , dem reduzierten Elastizitätsmodul  $E_0$  und dem effektiven Radius in Laufrichtung  $R_x$  zusammen.

$$W = \frac{F_N}{E_0 \cdot R_x^2} \quad (\text{Gl. 2-29})$$

mit:

$F_n$  Normalkraft

Ein weiterer Parameter ist das Halbachsenverhältnis  $k$ .

$$k = \frac{a_e}{b_e} \quad (\text{Gl. 2-30})$$

mit:

$a_e$  Große Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in x-Richtung       $b_e$  Kleine Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in y-Richtung

Die minimale Schmierfilmdicke lässt sich wiederum mit folgender Gleichung berechnen:

$$h_{min, isoth} = R_x \cdot 3,63 \cdot \frac{U^{0,68} \cdot G^{0,49}}{W^{0,073}} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}) \quad (\text{Gl. 2-31})$$

mit:

$h_{min, isoth}$  Minimale isotherme EHD- Schmierfilmhöhe

Bei diesen Berechnungen ergeben sich jedoch bei hohen Betriebsdrehzahlen zu hohe Schmierfilmdicken [BAR96, FRA99]. Um eine genauere Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke zu ermöglichen, wurde eine thermische Korrektur zur Schmierfilmhöhenbestimmung eingeführt  $C_{th}$ . Grund ist, dass der Schmierstoff sich durch Kompression erwärmt und demzufolge die Wärmeübertragung im Schmierfilm sowie zwischen dem Schmierfilm und der Oberfläche berücksichtigt werden muss [SCH85]. Die Gleichungen für die zentrale thermische EHD-Schmierfilmhöhe und die minimale thermische EHD-Schmierfilmhöhe sind nachfolgend abgebildet.

$$h_{0, th} = C_{th} \cdot h_{0, isoth} \quad (\text{Gl. 2-32})$$

$$h_{min, th} = C_{th} \cdot h_{min, isoth} \quad (\text{Gl. 2-33})$$

mit:

$h_{0, th}$  Zentrale thermische EHD- Schmierfilmhöhe       $h_{min, th}$  Minimale thermische EHD- Schmierfilmhöhe

$C_{th}$  Thermischer Korrekturfaktor

Der Korrekturfaktor lässt sich mit dem thermischen Belastungsfaktor berechnen, der sich aus der Scherviskosität des Schmierstoffs, dem Temperatur-Viskositäts-Koeffizienten, dem Wärmeleit-Koeffizienten und der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit zusammensetzt.

$$C_{th} = \frac{1}{1 + 0,39 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (\text{Gl. 2-34})$$

$$L_{th} = \eta_{0,k} \cdot \frac{\beta_{th} \cdot v_{hd}}{k_{th}} \quad (\text{Gl. 2-35})$$

mit:

$\eta_{0,k}$	Scherviskosität des Schmierstoffs bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur der Kontaktpartner in der Einlasszone	$\beta_{th}$	Temperatur-Viskositäts-Koeffizient
$k_{th}$	Wärmeleit-Koeffizient	$v_{hd}$	Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit

Die oben beschriebene Näherungsberechnung der Schmierfilmhöhe wurde insbesondere unter Berücksichtigung der tribologischen Eigenschaften von Ölen entwickelt. Da viele EHD-Kontakte fettgeschmiert sind, ist eine Berechnung der zentralen Schmierfilmdicke auch dieser Kontakte wünschenswert [BAR96, FRA99].

Cann et al. untersuchten den Einfluss des Verdickers auf den Schmierfilmaufbau und auf die Schmierfilmbildung in EHD-Kontakten [CAN92, CAN95, CAN98, CAN07]. Es zeigt sich, dass zu Beginn der Versuchsläufe die Schmierfilme von fettgeschmierten Kontakten höher als diejenigen der ölgeschmierten Kontakte ausfallen. Dies tritt insbesondere dann auf, wenn hohe Verdickerkonzentrationen eingesetzt werden. Wird jedoch nicht nachgeschmiert, stellt sich auf Dauer ein Mangelschmierungszustand ein, so wie er sich bei manchen fettgeschmierten schnelllaufenden Lagern oder bei tiefen Temperaturen [KUH09] zeigt. Wird in diesen Fällen die theoretische Schmierfilmhöhe mit den Daten des Grundöls des jeweiligen Fettes berechnet, ist diese höher als sie tatsächlich in der Praxis gemessen wird [CAN92].

Åstrom untersucht mit einem Kugel-Scheibe Apparat unter Vollschmierungsbedingungen den Schmierfilmaufbau von verschiedenen Lithiumfetten mit unterschiedlichen Verdickerkonzentrationen. Es zeigte sich, dass je nach chemischer Struktur des Fettes und Verdickergehalt der Schmierfilmaufbau durch die Verdickerstruktur gestört werden kann. Ein Einfachlithiumfett mit elf Prozent Verdickeranteil zeigte z.B. einen geringen Einfluss, während ein Lithiumkomplexfett mit 18 Prozent Verdickeranteil größere Störungen und demzufolge geringere zentrale Schmierfilmdicken aufweist [ÅST92, ÅST93].

In der Arbeit von Kaneta et al. wird auch der Einfluss unterschiedlicher Grundöle und Verdickerstrukturen auf die Schmierfilmhöhe mittels Kugel-Scheibe-Apparat untersucht [KAN00]. Ergebnis der Versuche ist, dass bei den meisten Fetten höhere Grundölviskositäten und höhere Verdickerkonzentrationen zu höheren Schmierfilmen führen. Darüber hinaus wird beobachtet, dass bei fast allen Fetten die Schmierfilmdicke von der Betriebstemperatur abhängig ist und jedes Fett eine optimale Betriebstemperatur zeigt, bei der sich ein Schmierfilm-

maximum bildet. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass zwei grundlegende Fälle unterschieden werden können. Im ersten Fall ist der gemessene Schmierfilm dicker als berechnet, derartige Betriebsbedingungen zeigen sich unter Vollschnierung [KAN00, WED71, PAL80]. Im zweiten Fall weist die tatsächliche Schmierfilmdicke zuerst höhere Werte als berechnet auf, nach dem Einlauf fällt die tatsächliche Schmierfilmdicke ab und ist im weiteren Betrieb dünner als berechnet. Dieser zweite Fall tritt hauptsächlich bei Mangelschnierung auf, und ist von den rheologischen Eigenschaften des Fettes und der Beanspruchung der Fettstruktur im Betrieb abhängig [KAN00, DYS70, CAN99]. Bei Versuchen mit schnelllaufenden fettgeschmierten Spindellagern treten ebenfalls Mangelschnierungs-Bedingungen auf. Dort sind die gemessenen Schmierfilmhöhen nur ein Bruchteil von denen nach thermischer Theorie berechneten Höhen [BAL05].

### 3. Problemstellung und Ziele der Arbeit

#### 3.1 Problemstellung

Frühere Untersuchungen mit Modellfetten in schnelllaufenden Spindellagern haben gezeigt, dass die Zusammensetzung des Fettes erheblichen Einfluss auf die Betriebseigenschaften der Lager nehmen kann. Dabei verdeutlicht die Arbeit von Franke [FRA97] die Möglichkeit einer erheblichen Steigerung der Schmierfettgebrauchsdauer im Vergleich zu einem mineralischen Grundöl durch Einsatz eines synthetischen Grundöls derselben Viskosität, bestehend aus PAO und Ester. Gleichzeitig wird beobachtet, dass sich beim synthetischen Grundöl geringere Betriebsreibmomente und Temperaturen einstellen. Eine Steigerung der Grundölviskosität desselben Grundöls führt wiederum zu höheren Betriebstemperaturen, wodurch die Schmierfettgebrauchsdauer reduziert wird. Andererseits führt eine Erhöhung des Lithium-12-Hydroxystearat Verdickergehalts auf bis zu 23-Prozent zu einer Steigerung der Schmierfettgebrauchsdauer, da sich dadurch im Betrieb ein Mangelschmierungszustand einstellt. Aufbauend auf diesen Arbeiten untersucht Zabel den Einfluss von Antioxidantien in Schmierfetten auf die Schmierfettgebrauchsdauer schnelllaufender Wälzlager [ZAB05]. Dabei kam wiederum ein Lithiumfett zum Einsatz, das 23-Prozent Verdickeranteil und einem PAO-Ester Grundölgemisch aufwies und mit Antioxidantien veredelt war. Er zeigt auf, dass durch Zugabe eines phenolischen Antioxidants die mittlere Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 50-prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{50}$  um ca. das 15-fache gesteigert werden kann. Gleichzeitig stellen sich durch Zugabe des Additivs geringere mittlere Betriebstemperaturen und Reibmomente ein. Dies kann unter anderem auf Verschleiß mindernde Grenzschichten auf den Laufbahnen zurückgeführt werden.

Wesentliche Erkenntnisse beider Arbeiten sind, dass zum einen ein sehr hoher Verdickergehalt sich positiv auf die Schmierfettgebrauchsdauer auswirkt und zum anderen oberflächenaktive Additive die tribologisch beanspruchten Laufflächen durch Bildung von Grenzschichten schützen und dadurch z.T. die Schmierfettgebrauchsdauer steigern können. Da mit dem bereits sehr hohen Verdickergehalt von 23 Prozent derzeit ein Maximum erreicht scheint – üblicherweise werden ähnliche Lithium-Fette nur mit einem Verdickergehalt von zehn bis 14 Prozent hergestellt [LIT09b] –, lässt sich über diese Einflussgröße die Gebrauchsdauer von Fetten nicht weiter steigern. Daher werden andere Möglichkeiten gesucht, die Schmierstoffversorgung des EHD-Kontaktes zu beeinflussen. Schmieröle mit polymeren Additiven, die als Viskositätsindex-Verbesserer eingesetzt werden, kommen seit Jahren erfolgreich zum Einsatz. Einerseits beeinflussen sie erheblich die Schmierstoffrheologie, andererseits können sie so produziert werden, dass sie sich an den Laufflächen anlagern und dadurch die oberflächennahen Schichten beeinflussen.

### 3.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Über die Wirkungsweise von Polymerzusätzen in Spindellagerschmierfetten ist bisher nur wenig bekannt. In dieser Arbeit wird der Einfluss von Polymerzusätzen auf die Betriebseigenschaften schnelllaufender Wälzlager untersucht. Darüber hinaus werden die entsprechenden Wirkmechanismen charakterisiert. Abbildung 26 zeigt den Lösungsweg. Dabei wird ein Vorgehen ausgewählt, bei dem der Einfluss von Polymeren in Fetten in vier Schritten untersucht wird (vgl. Abbildung 26).

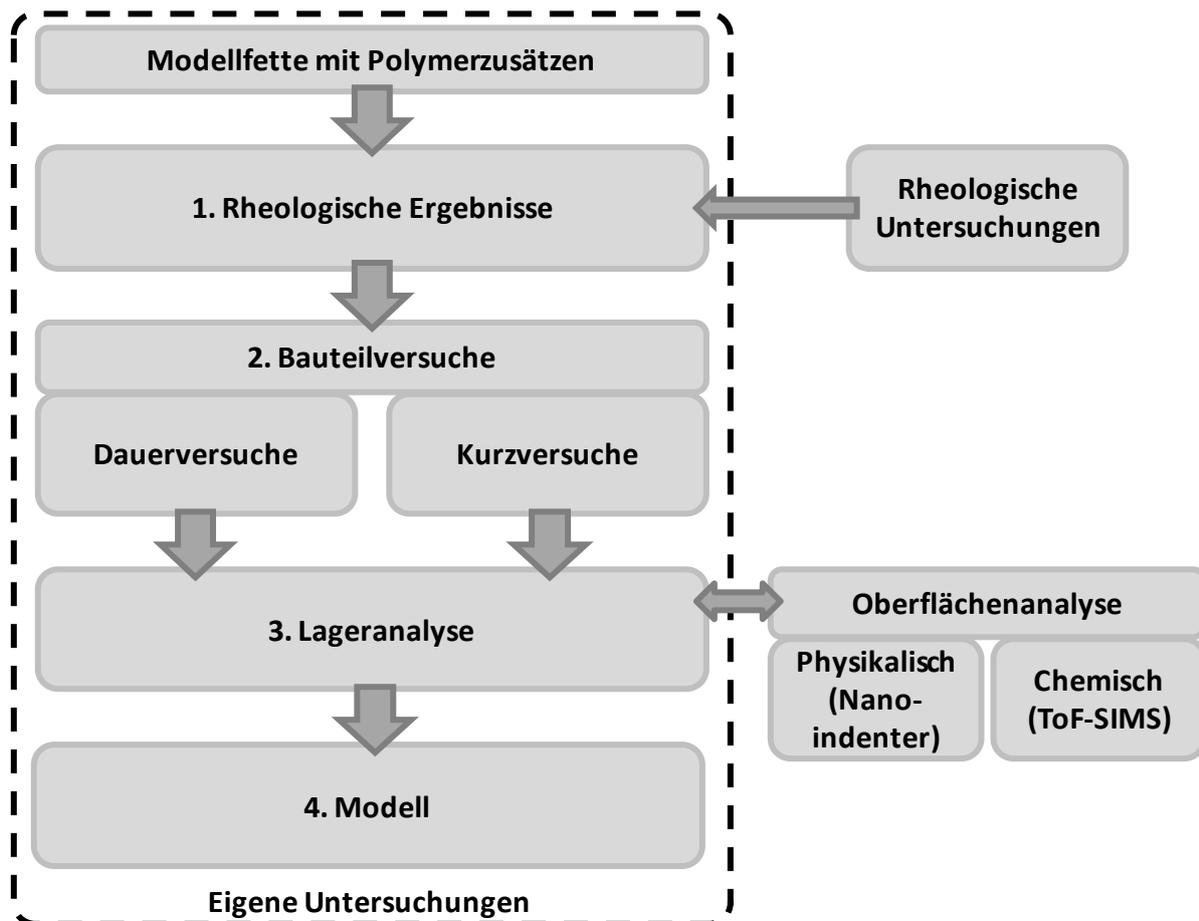


Abbildung 26: Lösungsweg

Im ersten Schritt werden die Schmierfette rheologisch charakterisiert. In der Vergangenheit hat es sich immer wieder gezeigt, dass rheologische Untersuchungen nicht nur für die Bestimmung von Schmierstoffeigenschaften herangezogen werden können, auch für die spätere Auswertung von Bauteilversuchen liefern derartige Untersuchungen hilfreiche Erkenntnisse. Die rheologischen Messungen, welche in dieser Arbeit ausgewertet werden, erfolgen bei den Schmierstoff- und Additivlieferanten. Im zweiten Schritt werden die additivierten Schmierfette in Spindellagern in Dauer- und Kurzversuchen untersucht. Ferner können Polymerzusätze eventuell auch in Schmierfetten erheblichen Einfluss auf die Schmierstoffversorgung nehmen. Daher wird mittels ergänzender Schmierfilmdickenmessungen der Einfluss von Polymeren auf die Schmierstoffversorgung untersucht. Im dritten Schritt erfolgt

eine chemische und physikalische Untersuchung der Lagerlaufflächen. Hierzu werden Messungen am Institut für Mikrotechnologie (imt) der Leibniz Universität Hannover und am physikalischen Institut (PI) der Universität Münster durchgeführt. Im vierten Schritt wird ein Modell zur Beschreibung des Einflusses von Polymeren in Schmierfetten auf den EHD-Kontakt schnelllaufender Spindellager aufgestellt. Dabei sollen alle im Rahmen dieser Arbeit gewonnen Erkenntnisse in das Modell einfließen.

## 4. Experimentelle Grundlagen

In diesem Kapitel erfolgt die Beschreibung der für die Durchführung der Versuche eingesetzten Prüfstände und Verfahren. Die Untersuchungen gliedern sich in drei Kategorien: Bauteilversuche mit Wälzlagern, weiterführende Untersuchungen zur Charakterisierung der Grenzschichten der gelaufenen Wälzlager und rheologische Untersuchungen der Schmierstoffe.

### 4.1 Wälzlagerprüfstände

Für die Durchführung der Wälzlagerversuche kommen zwei unterschiedliche Prüfstandversionen zum Einsatz. Dies sind einerseits Dauerlauf-Prüfstände zur Untersuchung der Schmierfettgebrauchsdauer, in denen Lager bis zum Erreichen festgelegter Grenzbedingungen laufen. Andererseits kommt ein Kurzversuchs-Prüfstand zum Einsatz, der mit einer hochwertigen Messtechnik ausgestattet ist und der Durchführung zeitlich begrenzter Versuche zur Bestimmung des Betriebsreibmoments dient.

#### 4.1.1 Dauerlauf-Prüfstand

Für die Lebensdauerversuche stehen fünf baugleiche Hochgeschwindigkeitsprüfstände zur Verfügung. Eine schematische Darstellung des Prüfstands gibt Abbildung 27.

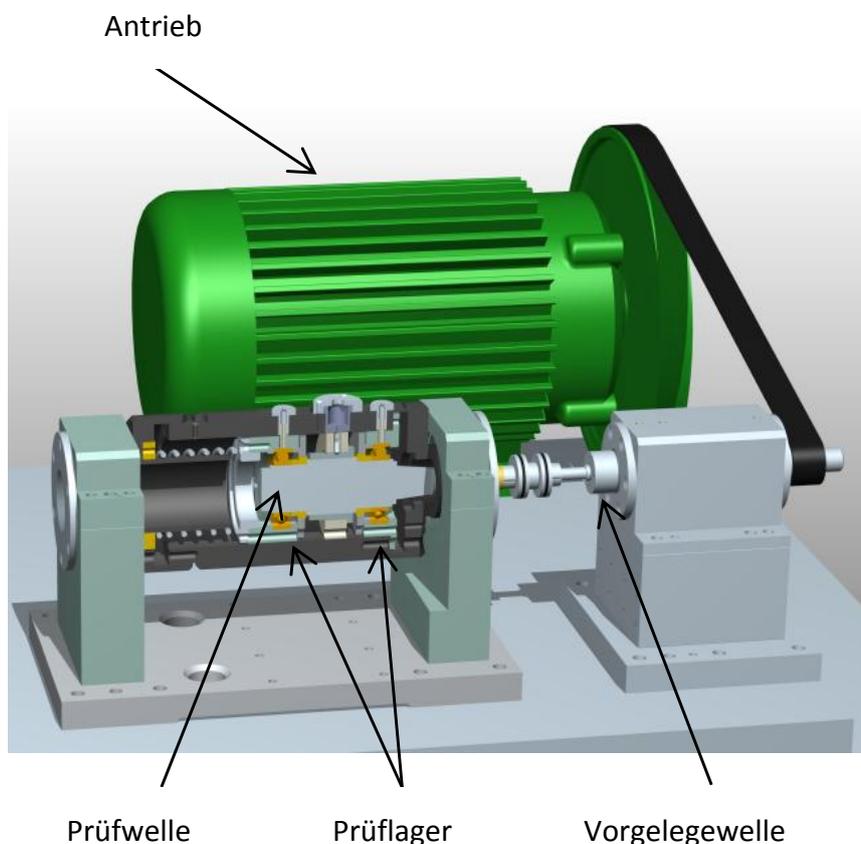
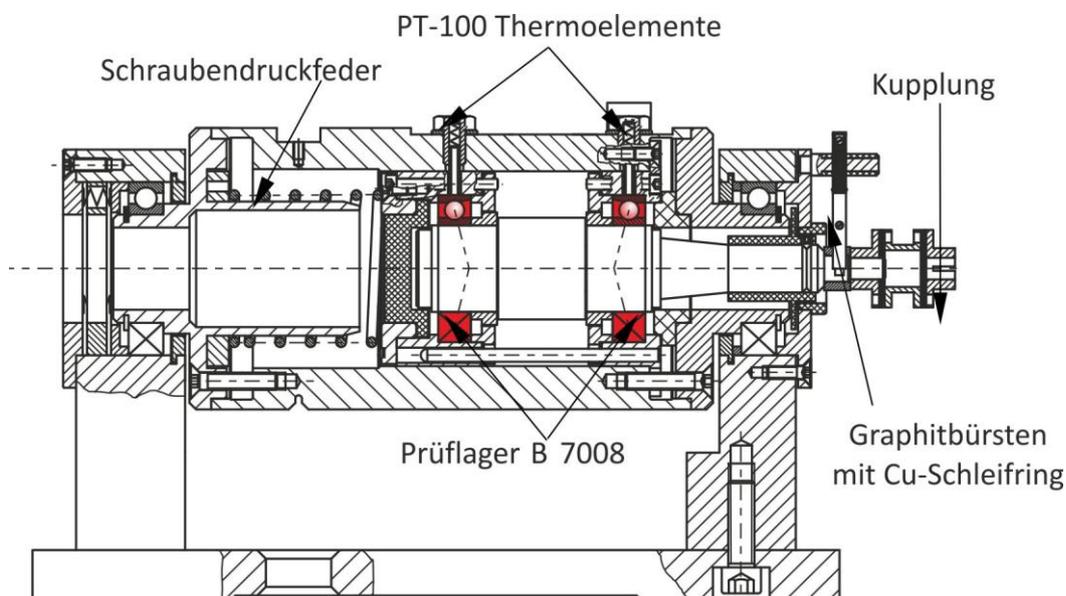


Abbildung 27: Spindellagerprüfstand für Dauerversuche

Ein Drehstromasynchronmotor mit Riemenscheibe treibt mit einer Übersetzung von 1 zu 10 über einen Flachriemen eine Vorgelegewelle an. Diese ist in kleinen axial vorgespannten Spindellagern gelagert und dient dazu, die Radialkräfte der Riemenscheibe aufzunehmen. Die Vorgelegewelle ist wiederum über eine Miniatur-Lamellenkupplung mit der Prüfwellen verbunden. Dadurch ist die Prüfwellen trotz Verbindung mit der Vorgelegewelle weitestgehend von den durch den Riemetrieb verursachten Schwingungen entkoppelt. Der Prüfstand erlaubt mit dem gewählten Übersetzungsverhältnis Drehzahlen zwischen 0 und  $30.000 \text{ min}^{-1}$ . Mithilfe einer kleinen Zahnscheibe, die an der Vorgelegewelle montiert ist und einem Hall-Sensor wird die Drehzahl des Prüfstands bestimmt. Während des gesamten Prüfbetriebs werden die Drehzahlen über einen extern angeschlossenen Rechner gesteuert. Dadurch können vordefinierte Betriebsabläufe wie z.B. Einlauframpen ohne zusätzliches Eingreifen erzielt werden. Abbildung 28 zeigt einen Schnitt durch die Prüfwellen.



2009 /MKT 314052

Abbildung 28: Schnitt durch die Prüfwellen des Dauerlauf-Prüfstandes

Wie in der Zeichnung zu erkennen ist, werden die beiden Spindellager mit einer axialen Vorspannkraft beaufschlagt. Während des gesamten Prüfablaufs werden die Betriebstemperaturen von Temperaturfühlern gemessen und mit einem extern angeschlossenen Rechner überwacht und aufgezeichnet. Hierzu befinden sich an den Außenringen der Prüflager zwei PT-100 Thermoelemente. Neben den automatisch erfassten Messwerten können manuell die Schmierfilmdicken bestimmt werden, indem die elektrischen Kapazitäten zwischen der Welle und dem Prüfkopf erfasst werden. Hierzu greifen Kupferschleifgabeln auf einen auf der Prüfwellen montierten Schleifring über den ein Strom in die Welle eingeleitet wird. Der weitere Stromkreis schließt sich über die Lager und den Prüfkopf.

#### 4.1.2 Kurzversuch-Prüfstand

Wenn zusätzlich zu den Betriebstemperaturen und Lebensdauern die Betriebsreibmomente bestimmt werden sollen, kommt ein Kurzversuchs-Prüfstand zum Einsatz, bei dem es sich

um eine Weiterentwicklung der Dauerlauf-Prüfstände handelt. Auch bei diesem Prüfstand ist eine Vorgelegewelle über einen Riemen mit dem Antrieb gekoppelt. Im Gegensatz zu den Dauerlauf-Prüfständen ist die Vorgelegewelle nicht direkt mit der Prüfwellen verbunden, zwischen den beiden Wellen befindet sich zusätzlich ein Drehmoment-Aufnehmer, der bis zu einem Maximaldrehmoment von zwei Nm betrieben werden kann. Eine Schnittzeichnung des Prüfstands zeigt Abbildung 29.

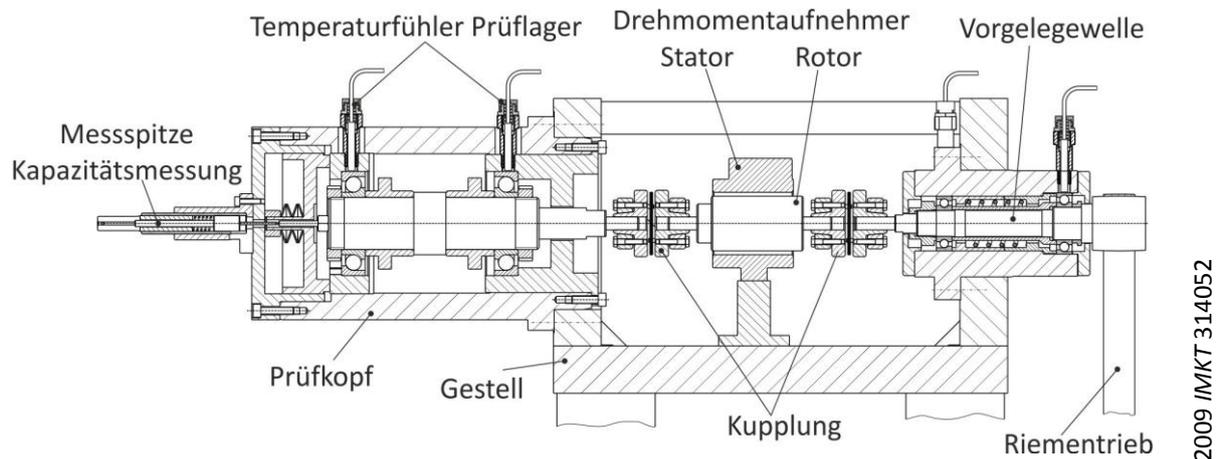


Abbildung 29: Kurzversuchs-Prüfstand, Schnittzeichnung

Der Drehmoment-Aufnehmer besteht aus einer Drehmoment-Messwelle (Rotor) und einem Stator. Die Drehmoment-Messwelle ist seitlich jeweils über eine Lamellenkupplung mit den benachbarten Wellen verbunden. Die von der Messwelle erfassten Messdaten werden induktiv an den Stator übermittelt, so dass kein zusätzliches Reibmoment in das System eingeleitet wird. Zusätzlich zum Drehmoment wird mit diesem System die Drehzahl erfasst. Der zulässige Drehzahlbereich des elektronisch geregelten Prüfstandes befindet sich zwischen 0 und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  und wird nach oben durch die Drehmomentenmesswelle begrenzt.

Die Prüfwellen sind genau wie beim Dauerlauf-Prüfstand mit zwei Spindellagern der Bauart 7008 gelagert. Im Gegensatz zum Dauerlauf-Prüfstand werden die Axialkräfte durch ein Tellerfederpaket aufgebracht. Dieses stützt sich einerseits am Prüfkopf ab und drückt auf der anderen Seite gegen einen Stempel, der wiederum die Kraft auf eine Lagerschale überträgt, in der sich der Außenring eines Spindellagers befindet. Der Kraftfluss dieses Aufbaus ist identisch mit dem des Dauerlauf-Prüfstandes. Ergänzend zum Reibmoment werden an diesem Prüfstand die Temperaturen der Lageraußenringe mit PT-100 Thermoelementen erfasst. Ferner bietet der Prüfstand die Möglichkeit, die Kapazitäten zwischen den Innen- und Außenringen zu bestimmen. Hierzu dient eine Tastspitze, die axial gegen die Wellen verfahren werden kann.

### 4.1.3 Schmierfilmdickenmessung

Die Berechnung der Schmierfilmdicken erfolgt mit Hilfe der in den Wälzkontakten gemessenen Kapazitäten. Ein EHD-Kontakt kann als Plattenkondensator betrachtet werden, bei dem die Wälzkörper bzw. die Laufflächen die Platten darstellen zwischen denen sich ein Schmier-

stoff als Dielektrikum befindet. Die Kapazität eines Wälzkontakts kann vereinfacht als Parallelschaltung aus drei verschiedenen Kapazitäten betrachtet werden, der Kapazität des Einlaufbereichs ( $C_{\text{Einlauf}}$ ), der Kapazität des Hertz'schen-Kontakts ( $C_{\text{HERTZ}}$ ) sowie der Kapazität des Auslaufbereichs ( $C_{\text{Auslauf}}$ ). Abbildung 30 zeigt schematisch den Aufbau der kapazitiven Spaltmesssystems.

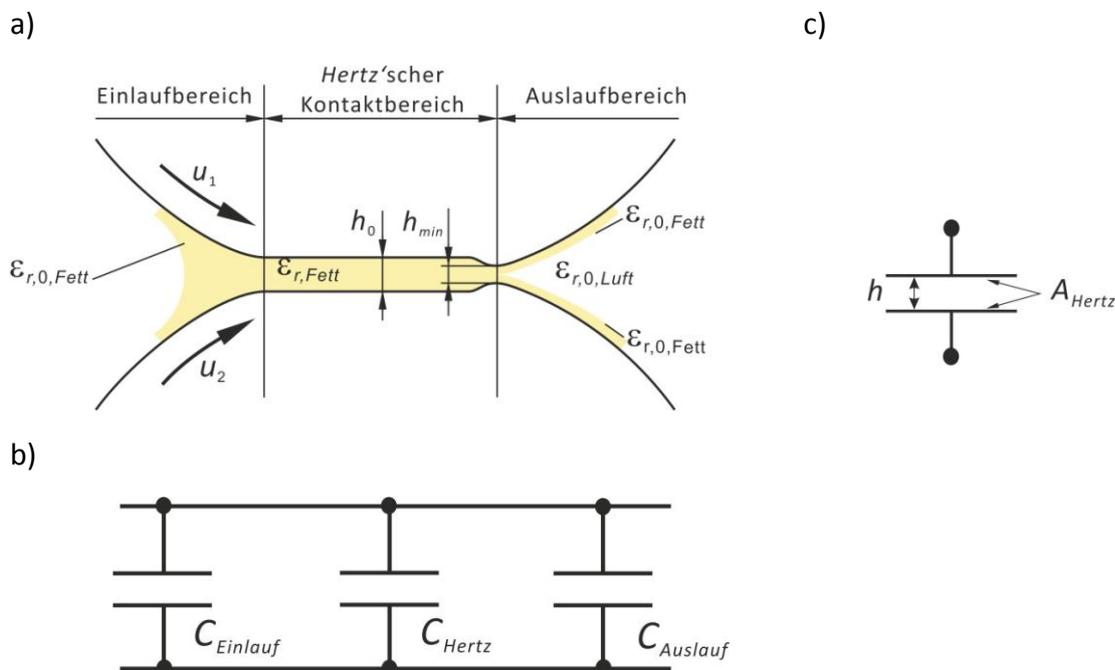


Abbildung 30. Kapazitives Spaltmesssystem: a) Kontaktgeometrie; b) Kapazitives Ersatzmodell; c) Kondensatorgeometrie als Wälzkontakt

Um die Gesamtkapazität  $C_{\text{ges}}$  zu bestimmen wird die Methode der Konstantstromladung eingesetzt, bei der die entladenen Kondensatoren mit einem konstanten Strom  $I_0$  aufgeladen werden. Im Laufe des Ladevorgangs steigt die Spannung mit der Zeit an. Die zu bestimmende Gesamtkapazität  $C_{\text{ges}}$  ist demzufolge direkt proportional zur Ladezeit  $t_{\text{Laden}}$ , die das System bis zum Erreichen einer vorgegebenen Spannung  $U_{\text{max}}$  benötigt.

$$C_{\text{ges}} = \frac{I_0}{U_{\text{max}}} \cdot t_{\text{Laden}} \quad (\text{Gl. 4-1})$$

Mithilfe eines theoretischen Berechnungsmodells können aus der ermittelten Gesamtkapazität  $C_{\text{ges}}$  über beide Prüflager die Einzelkapazitäten von Wälzkörper/Innenring und Wälzkörper/Außenring ermittelt werden. Hierzu sind Kenntnisse über die geometrischen Kontaktverhältnisse im jeweiligen Betriebszustand, der Drehzahl, der Betriebstemperatur sowie des schmierstoffabhängigen Dielektrizitätskennwerts erforderlich, die mittels Labormessmethoden bestimmt werden. Eine detaillierte Beschreibung der kinematischen und geometrischen Verhältnisse in den eingesetzten Versuchslagern sowie eine ausführliche Beschreibung des Berechnungsmodells geben Barz [BAR96] und Franke [FRA99].

Die Bestimmung der Gesamtkapazität erfolgt mit einer externen Messapparatur. Das Messgerät wird auf einer Seite an die Schleifkontakte auf der Prüfwelle angeschlossen. Der Kreislauf wird über die Lager und das geerdete Gehäuse geschlossen, welches wiederum mit dem Messgerät verbunden ist. Um parallele Strompfade anzuschließen, ist die Verbindung zwischen Vorgelege und Prüfwelle elektrisch isoliert.

#### 4.1.4 Plattenkondensator zur Dielektrizitätskennwertbestimmung

Zur Bestimmung von Dielektrizitätskennwerten unterschiedlicher Schmierstoffe in Abhängigkeit der Temperaturen bei Umgebungsdruck wird am IMKT eine Plattenkondensator-Messeinrichtung eingesetzt. Die Messeinrichtung besteht aus zwei Platten, die miteinander verschraubt werden. Zwischen den Platten befindet sich Luft als Dielektrikum. Wird anschließend ein Fluid in den Messspalt ohne Veränderung des Plattenabstands eingebracht, ändert sich die gemessene Kapazität. Der Dielektrizitätskennwert für Luft ist bekannt, somit kann der Dielektrizitätskennwert des Schmierstoffes berechnet werden. Da der Dielektrizitätskennwert eine Temperaturabhängigkeit aufweist, wird  $\epsilon_r$  bei unterschiedlichen Temperaturen bestimmt. Dies erfolgt in einem Klimaschrank, in den die Messeinrichtung eingebaut wird. Die Temperaturvarianz des Klimaschranks reicht von  $-20^\circ\text{C}$  bis  $+140^\circ\text{C}$ .

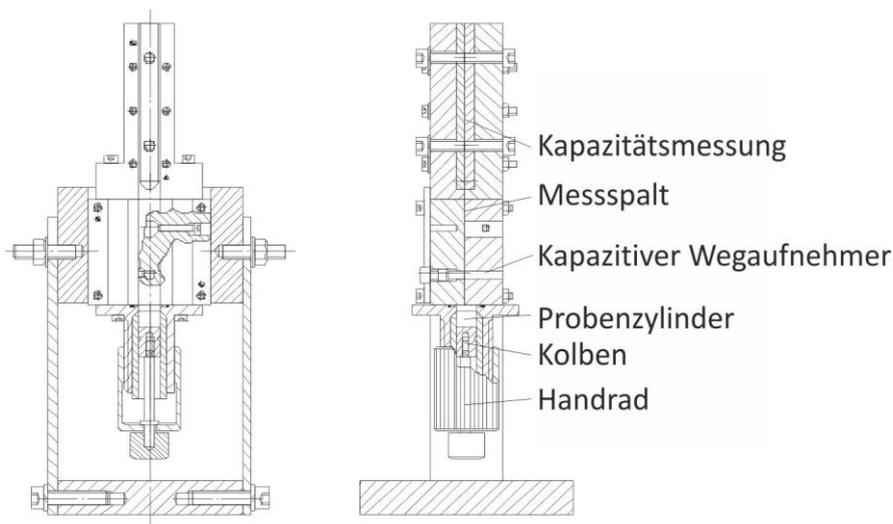


Abbildung 31: Messeinrichtung zur Bestimmung von Dielektrizitätskennwerten

## 4.2 Anlagen zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften von gelaufenen Wälzlagern

### 4.2.1 Triboindenter zur physikalischen Untersuchung von oberflächennahen Schichten

Die Oberflächenuntersuchungen erfolgen durch das Institut für Mikrotechnologie mit einem dort zur Verfügung stehenden Hysitron TriboIndenter<sup>TM</sup>, nachfolgend Triboindenter be-

zeichnet. Dieses System wird dazu eingesetzt, die mechanischen Mikro- und Nano-Eigenschaften der Rand- und Grenzschichten der Lagerlaufbahnen zu charakterisieren. Neben der Bestimmung der Oberflächenhärten dieser Schichten eignet sich der Triboindenter zusätzlich zur Charakterisierung des elastischen und plastischen Verformungsverhaltens sowie zur Bestimmung von tiefenabhängigen Reibbeiwerten [PAP07, WIE05a, ZAB05].

Der schematische Aufbau des Triboindenters ist in Abbildung 32 dargestellt. Der Antriebsteil besteht aus drei Plattenkondensatorsystemen, welche zwei Vorschubrichtungen (X und Z) ermöglichen. Auf der Platte des Z-Systems können unterschiedliche Messspitzen montiert werden. Somit ist die Messspitze in Relation zur Probe sowohl in horizontaler- (X-System)

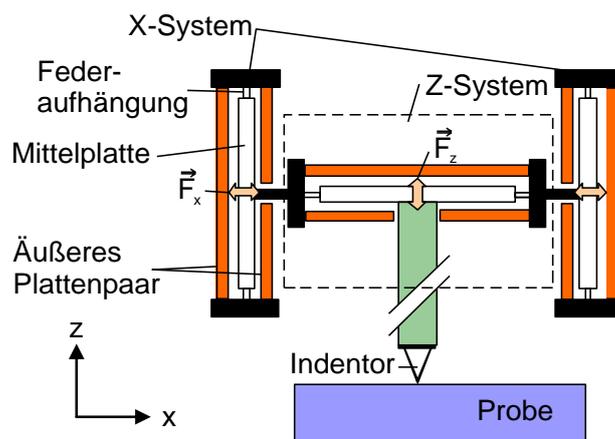


Abbildung 32: Aufbau des Hysitron Triboindenters<sup>TM</sup> für die Nanohärtemessungen [PAP07]

und in lateraler Richtung verschiebbar. Mit dem System kann über die Messspitze auf die Probe eine Kraft aufgebaut werden, gleichzeitig erfolgt aber auch die Erfassung der Eindringtiefe und der Kraft in tangentialer Richtung.

#### 4.2.1.1 Härtemessung

Die Bestimmung der Härte von Wälzlagerproben erfolgt mit einer Berkovic-Spitze. Dabei handelt es sich um eine Diamantspitze mit der Form einer dreiseitigen Pyramide mit einem Spitzenradius kleiner 100 nm (vgl. Abbildung 33). Die Härtebestimmung erfolgt, indem die Messspitze über einen Zeitraum von fünf Sekunden mit einer linear zunehmenden Kraft von 0 bis 1.500  $\mu\text{N}$  beaufschlagt wird. Nachdem die Maximalkraft drei Sekunden gehalten wird erfolgt die Entlastung der Probe über ebenfalls fünf Sekunden. Während des gesamten Ablaufs wird die Eindringtiefe mit einer Messunsicherheit von 0,04 nm aufgezeichnet, sodass eine Kraft-Eindringtiefenkurve nach der Messung zur Verfügung steht. Mit Hilfe des Ansatzes von Oliver und Pharr [OLI92] kann dann anschließend aus der Kurve E-Modul und Härte der Probe an der Messstelle bestimmt werden.

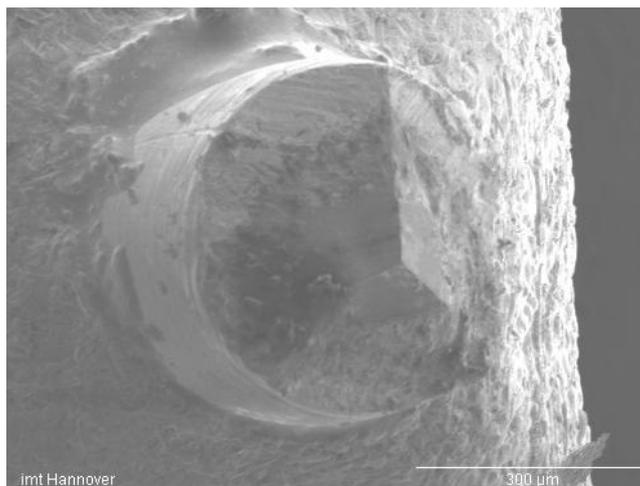


Abbildung 33: SEM-Aufnahme einer Berkovich-Spitze [imt, Leibniz Universität Hannover]

#### 4.2.1.2 Tiefenabhängiger Reibbeiwert

Die Charakterisierung der elastischen und plastischen Eigenschaften der oberflächennahen Schichten erfolgt durch Mikro-Ritzuntersuchungen, die in Anlehnung an DIN EN 1071-1 durchgeführt werden [DIN03]. Hierzu wird ein konischer Indenter verwendet, wie Abbildung 34 zeigt.

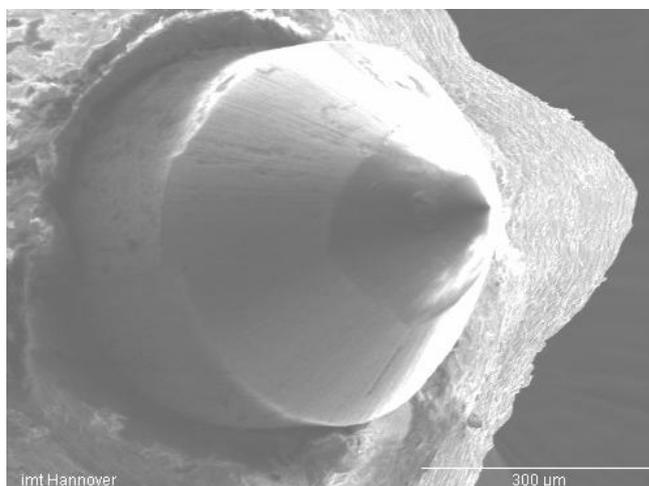


Abbildung 34: SEM-Aufnahme einer konischen Ritzspitze [imt, Leibniz Universität Hannover]

Ritzuntersuchungen werden in drei Schritten durchgeführt. Im ersten Schritt, dem sogenannten Prescan, wird die Ausgangskontur der Probe erfasst, die Abtastlänge ist dabei in der Regel 10 µm. Anschließend wird im tatsächlichen Ritzvorgang die Spitze über dieselbe Strecke verfahren, diesmal jedoch mit Normalkraft, die sich linear auf bis zu 10.000 µN erhöht. Dabei setzt sich die Eindringtiefe aus einem elastischen und einem plastischen Anteil zusammen, die es bei der anschließenden Auswertung des Versuchs zu bestimmen gilt. Abschließend, im Postscan, wird erneut die Oberfläche abgetastet um die veränderte Kontur zu

erfassen. Die Differenz zwischen dem Postscan und dem Prescan verleiht Aufschluss über den plastischen Anteil der Verformung, wohingegen die Differenz aus Ritz und dem Postscan den elastischen Anteil liefert. Während des Ritzes wird darüber hinaus auch die Tangentialkraft erfasst, so dass der tiefenabhängige Reibbeiwert bestimmt werden kann. Ein exemplarischer Messschrieb eines Ritzversuchs ist zur Verdeutlichung nachfolgend in Abbildung 35 dargestellt.

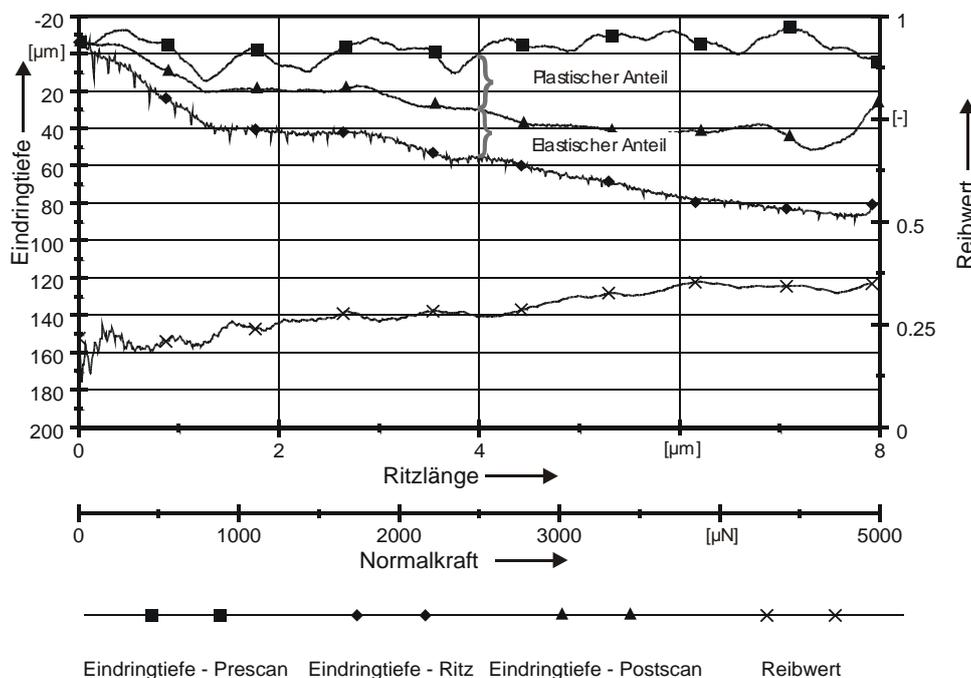


Abbildung 35: Schematische Darstellung eines Ritzversuchs [WIE05a]

#### 4.2.2 ToF-SIMS zur chemischen Untersuchung von oberflächennahen Schichten

Die chemischen Untersuchungen von anhaftenden Fettschichten und oberflächennahen Schichten der gelaufenen Lager erfolgten mit einem Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometer (Time of Flight Secondary Ion Mass Spectrometry – ToF-SIMS) des Physikalischen Instituts der Universität Münster. Dieses Verfahren ist dazu geeignet, die Lagersoberflächen nahezu zerstörungsfrei bezüglich der chemischen Eigenschaften zu untersuchen. Ferner bietet die Anlage die Option, oberflächennahe Schichten abzusputtern, wodurch ein Tiefenprofil der Werkstoffzusammensetzung erstellt werden kann. Mit ToF-SIMS können mit einer hohen Auflösung sowohl organische als auch anorganische Stoffe detektiert werden [ARL02].

Abbildung 36 stellt schematisch den Aufbau einer ToF-SIMS Apparatur dar. Das Prinzip beruht darauf, dass der Beschuss einer Probenoberfläche mit energiereichen Primärionen zur Emission von Sekundärionen führt. Die positiv und negativ geladenen Ionen werden beschleunigt und durchlaufen je nach Masse eine Driftstrecke mit unterschiedlicher Geschwindigkeit. Anschließend werden sie mit einem hochauflösenden Detektor nachgewiesen. Die

Masse der am Detektor angekommenen Sekundärionen kann wiederum aus der Flugzeit in Abhängigkeit der Masse-Ladungsverhältnisse ( $m/q$ ) hergeleitet werden.

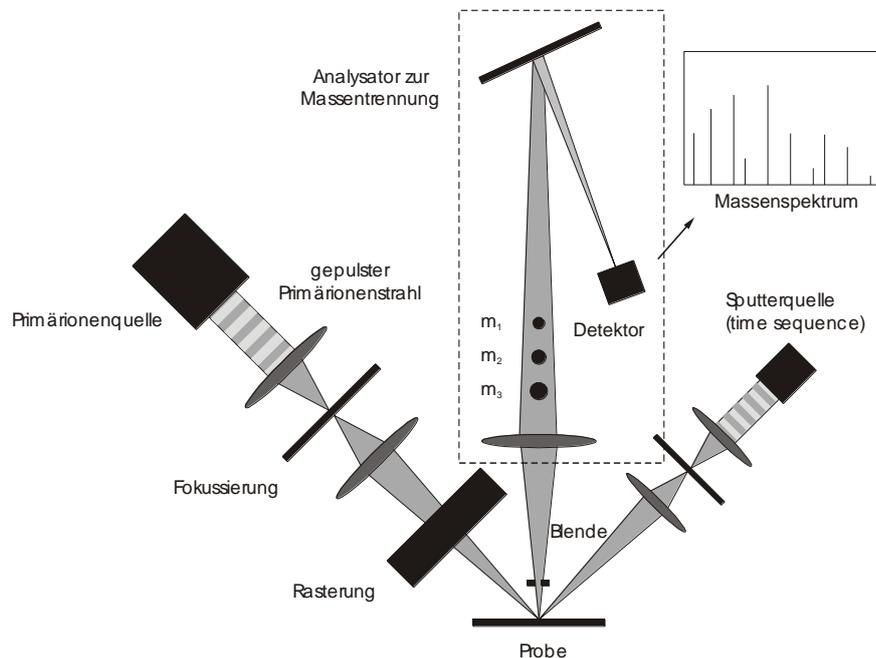


Abbildung 36: Schematischer Aufbau einer ToF-SIMS Apparatur

Es werden zwei unterschiedliche Verfahren zur Charakterisierung der chemischen Eigenschaften der anhaftenden Schmierfette und der oberflächennahen Schichten eingesetzt. Bei der statischen ToF-SIMS wird durch Verwendung geringer Primärionendosisdichten nur ein Bruchteil einer Monolage abgetragen [ARL02]. Dadurch kann gezielt die äußerste Rand-schicht einer Probe untersucht werden. Unter anderem können mit dieser Methode die Eigenschaften von anhaftenden Schmierstoffen bestimmt werden.

Die ToF-SIMS Tiefenprofilierung erfolgt im Dual-Beam-Verfahren. Dabei kommt eine weitere Ionenquelle zum Einsatz, welche sukzessive die Oberfläche im untersuchten Bereich abträgt. Sie weist eine beträchtlich höhere Ionendichte als die zur Analyse verwendeten Primärionenquellen auf und ist auch für die Tiefenauflösung verantwortlich. Der Versuchsablauf sieht vor, dass die beiden gepulsten Primärionenstrahlen zwar auf die selbe Oberflächenkoordinate ausgerichtet sind, sie jedoch zeitlich verzögert auftreffen.

### 4.3 Laborverfahren zur Charakterisierung der Schmierstoffrheologie

Für die Untersuchungen der rheologischen Eigenschaften der in dieser Arbeit eingesetzten Modellfette kommt eine Vielzahl unterschiedlicher Laborverfahren zum Einsatz. Diese werden im Nachfolgenden beschrieben.

#### 4.3.1 Hochdruckviskosimeter

Die Charakterisierung der Schmierstoffe bei hohen Drücken und Scherraten erfolgte an einem Hochdruckviskosimeter des Instituts für Tribologie und Energieumwandlungsmaschinen

der Technischen Universität Clausthal. Der zu untersuchende Schmierstoff befindet sich mit einem Schwingungsquarzsensoren in einer abgeschlossenen Messkammer. Diese wird in einen Autoklaven eingebaut, der mit Drücken von bis zu 10 kbar beaufschlagt werden kann, gleichzeitig ist der Autoklav in einem Bereich von 20°C bis 125°C temperierbar [BRO01].

Der zu untersuchende Schmierstoff wird dazu eingesetzt, einen Schwingungsquarzsensoren zu dämpfen, wobei die Dämpfung von den Fluidparametern Dichte und Viskosität abhängt. Bei unterschiedlicher Dämpfung verschiebt sich die Resonanzfrequenz  $f_R$  des Quarzes, die im Betrieb gemessen wird. Der Zusammenhang zwischen Resonanzfrequenz, Dichte und Scherviskosität zeigt die folgende Gleichung:

$$f(f_R) = \eta_{(\rho,T)} \cdot \rho_{(\rho,T)} \quad (\text{Gl. 4-2})$$

mit:

$\eta_{(\rho,T)}$ : Scherviskosität in Abhängigkeit von Druck und Temperatur       $\rho_{(\rho,T)}$ : Dichte in Abhängigkeit von Druck und Temperatur  
 $f_R$ : Resonanzfrequenz

Ist das temperatur- und druckabhängige Dichtekennfeld vorab bekannt, kann die Scherviskosität berechnet werden. Eine detaillierte Beschreibung des Messprinzips gibt Bode [BOD88].

### 4.3.2 Tapered Bearing Simulator nach ASTM D 4693-04

Die Scherviskosität bei hohen Scherraten (HS) und hohen Temperaturen (HT) lässt sich nach ASTM D 4693-04 [AST04] mittels Tapered Bearing Simulator (TBS) Viskosimeter bestimmen. Diese Messmethode eignet sich insbesondere dazu, die Viskosität von Motorölen unter anwendungsnahen Betriebsbedingungen zu ermitteln. Abbildung 37 stellt den Aufbau des TBS-Viskosimeters dar. Die Anordnung besteht aus einem Rotor und einem Stator, die beide kegelförmig ausgeführt sind. Der Rotor kann axial verstellt werden, wodurch bei bekannter Antriebsdrehzahl die Scherrate eingestellt wird. Eine am Rotor angebrachte Kraftmessdose dient dazu, die auftretenden Schubkräfte zu bestimmen. Ferner kann die gesamte Anordnung temperiert werden [RHO89].

Die Norm sieht eine Messung der Scherviskosität bei 150°C und einer Scherrate von  $1 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$  vor. Bevor mit der eigentlichen Bestimmung der Viskosität eines Versuchsöls begonnen werden kann, müssen Kalibrierungsmessungen mit genormten Ölen durchgeführt werden. Dadurch lässt sich die Spaltweite bestimmen, bei der sich dann bei den späteren Messungen die gewünschte Scherrate einstellt. Bei der anschließenden Wiederholung der Versuche mit den zu untersuchenden Versuchsölen wird das Torsionsmoment der Antriebswelle bestimmt. Unter Einsatz der in der Norm genannten Gleichung kann danach die Viskosität unter den beschriebenen Betriebsbedingungen bestimmt werden.

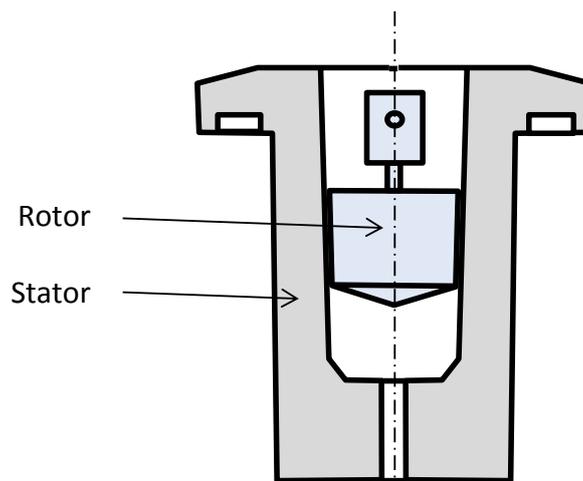


Abbildung 37: Tapered Bearing Simulator-Viskosimeter [RHO89]

### 4.3.3 Rotations- und Quarzviskosimeter

Die Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens bei Umgebungsdruck erfolgt für zwei unterschiedliche Scherraten am ITR der TU Clausthal. Die Messungen bei niedrigen Scherraten kleiner  $10^3 \text{ s}^{-1}$  erfolgen mit einem Zylinder-Rotationsviskosimeter. Zwischen zwei coaxialen Zylindern befindet sich der zu untersuchende Schmierstoff, der durch Erhitzen der Messapparatur in einem Bereich von  $20^\circ\text{C}$  bis  $120^\circ\text{C}$  temperiert wird. Während des Versuchsbetriebs wird ein Zylinder angetrieben, am zweiten, ruhenden Zylinder wird das Reaktionsmoment bestimmt. Da die Zylindermantelfläche bekannt ist, kann die übertragene Schubspannung berechnet werden. Das zusätzlich für die Berechnung der Scherviskosität nötige Schergefälle ist aus der Differenz der Kreiszyylinder-Umfangsgeschwindigkeiten zu bestimmen [BRO01].

Bei hohen Scherraten größer  $10^5 \text{ s}^{-1}$  wird ein Quarzviskosimeter eingesetzt. Der grundlegende Ablauf der Messungen mit einem Schwingungsquarzsensoren ist in Abschnitt 4.3.1 beschrieben, im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Messungen, die bei hohen Drücken durchgeführt werden, erfolgen diese Messungen bei Umgebungsdruck. Ähnlich wie beim Hochdruckviskosimeter wird auch der Quarzviskosimeter in einem Bereich von  $20^\circ\text{C}$  bis  $125^\circ\text{C}$  temperiert [BRO01].

### 4.3.4 Kegelrollenlager-Schertester nach DIN 51350

Die Untersuchung der Scherstabilität von additivierten und unadditivierten Grundölen erfolgt mittels Kegelrollenlager-Schertest (KRL-Schertest) nach DIN 51350 Teil 6 [DIN96]. Diese Methodik dient zur Charakterisierung von Viskositätsänderungen von Schmierstoffen durch Scherbeanspruchungen und erlaubt somit Rückschlüsse auf die tatsächlich zu erwartenden irreversiblen Viskositätsverluste durch mechanische Beanspruchung im Betrieb. KRL-Schertests kommen überwiegend zur Untersuchung polymerhaltiger Schmierstoffe zum Einsatz. Zur Durchführung der Prüfung werden  $(40 \pm 0,2)$  ml Öl bei einer konstanten Tempera-

tur von  $(60 \pm 1)^\circ\text{C}$  mit einer Lagerdrehzahl von  $1.450 \text{ min}^{-1}$  geschert. Dabei wird während des gesamten Laufs eine Prüfkraft von 5.000 N aufgebracht. Je nach Bedarf stehen drei unterschiedliche Prüfdauern zur Auswahl. Die Prüfdauer A umfasst 348.000 Umdrehungen des Lagers, entsprechend ca. 4 Std. Laufzeit und die Prüfdauer B 696.000 Umdrehungen, entsprechend ca. 8 Std. Die längste Prüfdauer, Prüfdauer C, umfasst 1.740.000 Umdrehungen, entsprechend ca. 20 Std. Laufzeit.

Nach Abschluss der Scherung wird die kinematische Viskosität des Schmieröls bei  $100^\circ\text{C}$  bestimmt und mit dem Ausgangswert verglichen. Daraus resultiert der anschließend dargestellte relative Viskositätsverfall  $R_v$ :

$$R_v = \frac{v_{100,neu} - v_{100,KRL}}{v_{100,neu}} \cdot 100 \quad (\text{Gl. 4-3})$$

mit:

$R_v$ : Relativer Viskositätsabfall (%)

$v_{100,neu}$ : Kinematische Viskosität des additiven Schmierstoffs vor der Scherung bei  $100^\circ\text{C}$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

$v_{100,KRL}$ : Kinematische Viskosität des Schmierstoffs nach der Scherung bei  $100^\circ\text{C}$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

Eine weitere Möglichkeit, die Empfindlichkeit von polymerhaltigen Ölen bei Scherung zu bestimmen, bietet der Scherstabilitäts-Index (SSI). Dieser ist ein Maß für die irreversiblen Viskositätsverluste von Polymeren in Ölen. Zur Bestimmung des SSI wird, wie oben beschrieben, ein 20 Std. KRL-Schertest nach DIN 51350 Teil 6 durchgeführt. Zusätzlich zu der kinematischen Viskosität des polymerhaltigen Öls jeweils vor und nach der Scherung wird die Viskosität des unadditiven Grundöls, ohne vorherige Scherung, gemessen. Daraus lässt sich wie folgt der SSI bestimmen [KOP00]:

$$SSI = \frac{v_{100,neu} - v_{100,KRL}}{v_{100,neu} - v_{100,Grundöl,neu}} \cdot 100 \quad (\text{Gl. 4-4})$$

mit:

$SSI$ : Scherstabilitätsindex (%)

$v_{100,Grundöl,neu}$ : Kinematische Viskosität des Grundöls vor der Scherung bei  $100^\circ\text{C}$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

Beträgt der SSI Null Prozent, dann ist die Viskosität des polymerhaltigen Öls vor und nach dem Test die gleiche. In diesem Fall sind die Polymere scherstabil. Bei einem SSI von 100 Prozent besitzt das polymerhaltige Öl nach der Scherung die gleiche Viskosität wie das unadditivierte Grundöl.

#### 4.3.5 Konuspenetration nach DIN ISO 2137

Die Konsistenz von Schmierfetten lässt sich mittels Konuspenetration nach DIN ISO 2137 bestimmen [DIN85]. Bei dieser Methode wird die Tiefe des Eindringens eines Standardkonu-

ses (vgl. Abbildung 38) unter Normbedingungen gemessen. Dabei wird die Konus-Haltestange des Penetrometers entriegelt, wodurch der Konus, der aus einem Magnesium-Kegelstumpf mit auswechselbarer Stahlspitze besteht, über einen Zeitraum von fünf Sekunden in das Fett einsinkt. Anschließend wird die Eindringtiefe als Anzahl der durchdrungenen 0,1 mm Einheiten angegeben. Der Versuch erfolgt bei einer Temperatur von 25°C.

Bei Penetrationsmessungen wird zwischen der Ruhpenetration ( $P_u$ ) und der Walkpenetration ( $P_{w60}$ ) unterschieden. Die Messung der Ruhpenetration erfolgt an Fettproben, die nach dem Umfüllen in den Probenbehälter eine minimale mechanische Beanspruchung erfahren haben. Bei der Walkpenetration hingegen wird das Fett unmittelbar vor der Messung beansprucht. Hierzu wird die Schmierfettprobe mit einem in der DIN ISO 2137 spezifizierten Schmierfettknetter 60 Doppelhüben ausgesetzt. Ergänzend hierzu wird oftmals eine Penetration nach verlängertem Walken durchgeführt. Üblich sind 100.000 Doppelhübe ( $P_{w100.000}$ ). In allen Fällen wird als Ergebnis der Prüfung der Mittelwert aus drei Einzelmessungen angegeben.

Anhand der Ergebnisse der Walkpenetrationsmessungen werden Schmierfette gemäß DIN 51818 in neun unterschiedliche Konsistenzklassen eingestuft [DIN07a]. Diese Klassen wurden in die deutsche Norm aus der „Consistency Classification“ des National Lubricating Grease Institute (NLGI) übernommen und werden deshalb als NLGI-Klassen bezeichnet. Die neun NLGI-Klassen und die entsprechenden Walkpenetrationswerte sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Konsistenzenteilung für Schmierfette

NLGI-Klasse	000	00	0	1	2	3	4	5	6
Walkpenetration nach DIN ISO 2137 (in 0,1 mm)	445 bis 475	400 bis 430	355 bis 385	310 bis 340	265 bis 295	220 bis 250	175 bis 205	130 bis 160	85 bis 115

#### 4.3.6 Walkapparatur nach Klein

Die Scherung der Fette erfolgt im Rahmen dieser Arbeit mit einer Walkapparatur nach Klein [ALB10]. Mit dieser Apparatur wird das Fett (in Abbildung 39 blau) über einen Zeitraum von 30 Minuten in einer horizontalen Zahnradpumpe mit kurzgeschlossenem Kanal gewalkt. Vor

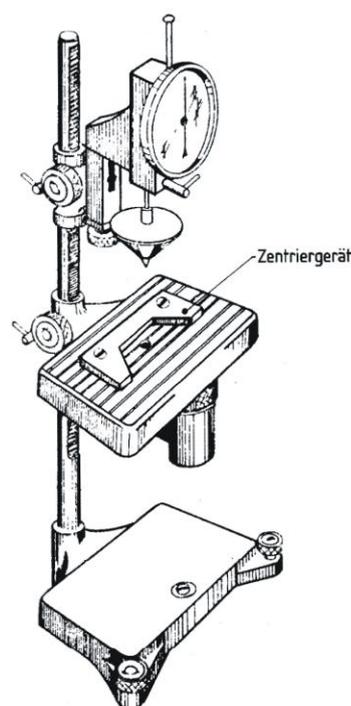


Abbildung 38: Penetrometer nach DIN ISO 2137

und sofort nach dem Walken wird die Ruhpenetration  $P_u$  bzw. die Walkpenetration  $P_{w60}$  gemessen. Da die Verdickerstruktur sich bei vielen Fetten nach einer gewissen Ruhezeit regeneriert, wird 24 Stunden nach Versuchsende die Penetration  $P_{w\_24}$  bestimmt. Ein Vergleich der Ruhpenetration mit den beiden Messungen nach dem Versuch verleiht Aufschluss über die Änderung der Konsistenz durch Beanspruchung. Ferner wird das Regenerationsverhalten des Fettes charakterisiert.

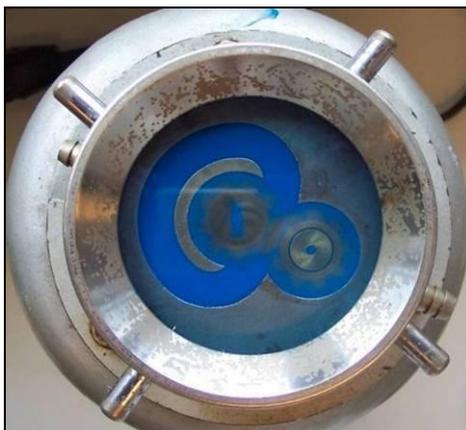


Abbildung 39: Walkapparat nach Klein [Fuchs Europe GmbH]

### 4.3.7 Methoden zur Bestimmung von Fließeigenschaften

#### 4.3.7.1 Fließkurven

Die Bestimmung der Scherviskosität der Öle erfolgt mit einem Rotationsviskosimeter gemäß Abbildung 40. Der rotierbare Kegel, dessen Spitze abgestumpft ist, hat einen Radius von 12,5 mm und einen Kegelwinkel  $\alpha$  von  $1^\circ$ . Der Kegel ist aus Stahl gefertigt, wohingegen der Halteschaft aus Keramik besteht. Die gegenüberliegende, ruhende Platte besteht, genau wie der Kegel, aus Stahl.

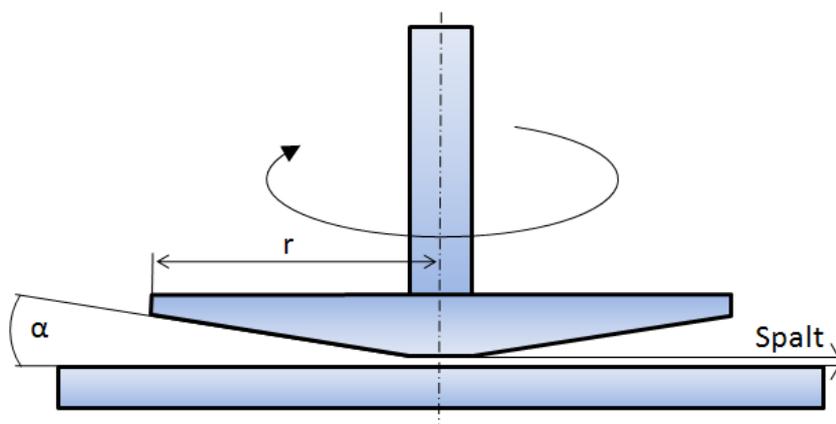


Abbildung 40: Schematischer Aufbau des Kegel/Platte-Systems

Der Ablauf der Messung sieht vor, dass die Schmierstoffprobe bei 25°C über eine Zeitdauer von 5 Minuten vorgeschert wird. Anschließend erwärmt man das gesamte System auf 80°C. Im nächsten Schritt erfolgt eine lineare Steigerung der Scherrate von  $0 \text{ s}^{-1}$  bis zum Maximalwert  $4.500 \text{ s}^{-1}$ . Nach Erreichen der maximalen Scherrate wird der Kegel in den darauffolgenden zwei Minuten auf den Ausgangswert  $0 \text{ s}^{-1}$  verzögert. Während des gesamten Versuchszeitraums finden Messungen des Drehmoments am rotierenden Kegel statt. Der Quotient aus Drehmoment  $M$  und Oberfläche  $A$  ergibt wiederum die Schubspannung  $\tau$ . Für die anschließende Auswertung wird die Schubspannung über der Scherrate aufgetragen.

#### 4.3.7.2 Fließgrenze

Ähnlich wie Stahlwerkstoffe bei Zugversuchen eine Proportionalität zwischen Kraft und Längenänderung zeigen, ist bei Schmierfetten ein linearer Zusammenhang zwischen der Schubspannung und der Deformation zu beobachten. Dabei existiert ein linear viskoelastischer Bereich indem sich das Schmierfett gemäß dem Hook'schen Gesetz verhält. Erst nach Überschreiten eines Grenzwertes, der Fließgrenze, wird der Zusammenhang zwischen Schubspannung und Deformation nicht linear. Die Fließgrenze, die mit der Streckgrenze bei Stahlwerkstoffen vergleichbar ist, stellt den Übergang vom linear viskoelastischen Bereich in den anschließenden viskosen Bereich dar.

In dieser Arbeit erfolgt die Fließgrenzenbestimmung mit einem Platte-Platte-System. Der Aufbau des Systems ist vergleichbar mit dem zuvor beschriebenen Kegel-Platte-System, nur dass, anstelle eines Kegels, eine zweite Platte eingesetzt wird. Beide Platten besitzen einen Durchmesser von 25mm. Zwischen diesen befindet sich ein 1 mm breiter Spalt in dem Schmierfett eingebracht wird.

Bei der Fließgrenzenbestimmung von ähnlichen Schmierfetten haben sich Amplitudensweeps bewährt. Hierbei oszilliert die rotierende Messplatte sinusförmig mit einer konstanten Kreisfrequenz  $\omega$  von  $10 \text{ s}^{-1}$ . Dabei wird die Deformation, ausgehend von einem  $\gamma$  von 0,001 Prozent logarithmisch bis 100 Prozent gesteigert. Diese lässt sich am äußersten Rand der Platte als Verhältnis zwischen der Plattenauslenkung und der Messspalthöhe bestimmen. Abschließend kann die Schubspannung  $\tau$  berechnet werden. Diese ist eine Funktion der Deformation  $\gamma$ , des Drehmomentes am Halteschaft und der Plattenfläche [KUH09].

#### 4.3.7.3 Fließdruck

Die Untersuchung des Fließdrucks von Schmierfetten nach DIN 51805 zielt darauf ab, den Druck zu bestimmen, der aufgebaut werden muss, um ein beliebiges Fett aus einer genormten Düse zu pressen [DIN74]. Während des Versuchs wird das Fett, das sich in einem Prüfgefäß befindet mit Druck beaufschlagt, der sich in Intervallen von 30 s erhöht. Die stetige Steigerung des Drucks erfolgt so lange, bis ein Fettstrang aus der genormten Düse austritt. Abbildung 41 zeigt die Düsengeometrie.

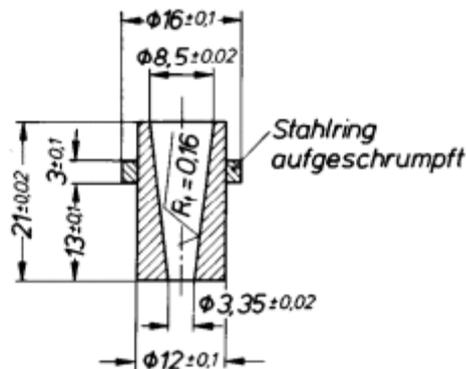


Abbildung 41: Prüfdüse zur Bestimmung des Fließdrucks nach DIN 51805

Da die Temperatur des Fettes erheblich die Fließeigenschaft beeinflusst, wird die gesamte Prüfeinrichtung temperiert. Die Norm sieht eine frei wählbare Temperatur vor, wobei die Temperaturen  $-35^{\circ}\text{C}$ ,  $-20^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ , oder  $25^{\circ}\text{C}$  am gebräuchlichsten sind. Anhand dieser Methode ermittelt man den für das Austreten des Fettes erforderlichen Druck bei Test-Temperatur.

### 4.3.8 Methoden zur Bestimmung der Ölabscheidung

#### 4.3.8.1 Statische Ölabscheidung nach DIN 51817

Die statische Ölabscheidung wird nach DIN 51817 bestimmt [DIN98]. Ziel dieses Verfahrens ist die Charakterisierung des Ölabgabeverhaltens über vorgegebene Zeiträume und bei vorgegebener Umgebungstemperatur. Das Verfahren sieht vor, dass ca. 35 g des zu untersuchenden Fettes in ein Prüfgefäß (vgl. Abbildung 42) mit einem konischen Drahtsiebboden mit einer Maschenweite von  $63\ \mu\text{m}$  gefüllt und dann anschließend an der Oberfläche glatt gestrichen wird. Danach wird auf die Fettprobe ein Gewichtstück mit einer Masse von  $(100 \pm 1)\ \text{g}$  gesetzt, dessen Eigengewicht auf die Fettprobe wirkt. Das Prüfgefäß samt Gewichtstück wird daraufhin auf das Ölauffangbehälter aufgesetzt. Das gesamte Prüfgerät wird anschließend in einem auf  $40^{\circ}\text{C}$  vorgeheizten Temperierschrank abgestellt.

Bei der Normalprüfung (N) wird nach einer Zeitdauer von 168 Stunden (sieben Tage) die Menge des Öles bestimmt, die bei konstanter Temperatur durch den Drahtsiebboden ausgetreten ist. Die Norm sieht darüber hinaus einen Test mit reduzierter Stundenzahl vor. Bei dieser Kurzzeitprüfung (K) wird unter denselben Bedingungen, jedoch bereits nach 18 Stunden, die abgeschiedene Ölmenge ermittelt. Die Bestimmung der abgeschiedenen Ölmenge erfolgt durch eine gravimetrische Messung. In einem ersten Schritt wird die Gesamtmenge des verwendeten Fettes ermittelt, die als



Abbildung 42: Prüfgerät nach DIN 51817 zur Bestimmung der statischen Ölabscheidung

Einwaage  $E$  bezeichnet wird. Nach dem Ablauf der vorgegebenen Prüflaufzeit bestimmt man die abgeschiedene Ölmenge  $A_b$ , die sich aus der Differenz der Wägung des Ölauffangbehälters mit und ohne Ölprobe ergibt. Die Ölabscheidung wird anschließend nach folgender Gleichung berechnet und gerundet auf 0,1 Prozent angegeben:

$$\text{Ölabscheidung} = \frac{A_b \cdot 100}{E} \quad (\text{Gl. 4-5})$$

mit:

$A_b$ : Abgeschiedene Ölmenge, g                       $E$ : Einwaage, g

Werden mehrere Messungen durchgeführt, können diese erst als normgerecht betrachtet werden, wenn diese weniger als ein Prozent voneinander abweichen.

#### 4.3.8.2 Statische Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode

Die Filterpapier-Ringmethode ist eine von der Robert Bosch GmbH eingesetzte Untersuchungsmethode, mit der das Ölabscheidungsverhalten mit Kleinstmengen von Öl bestimmt werden kann. Den Versuchsaufbau stellt Abbildung 43 dar. Ein kleiner Edelstahlring mit einer

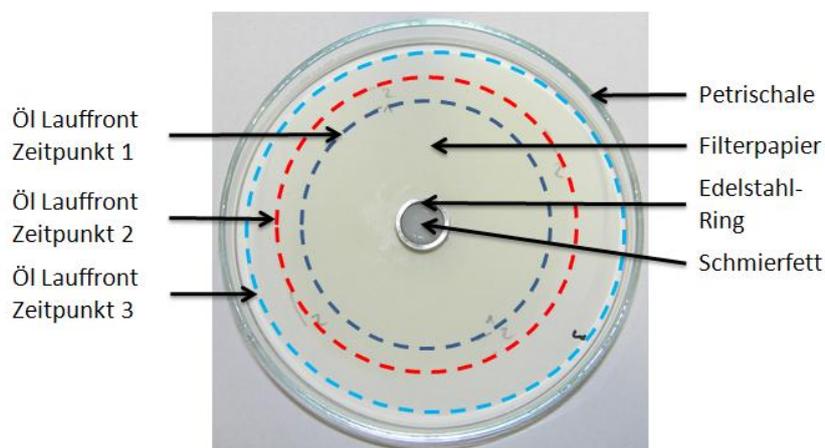


Abbildung 43: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Ölabscheidungsverhaltens nach der Filterpapier-Ringmethode

Höhe von 5 mm und einem Innendurchmesser von 10 mm wird mit Fett randvoll gefüllt. Typischerweise werden etwa 0,34 g verwendet, also nur ein hundertstel der nach DIN 51817 benötigten Fettmenge. Bei Versuchsbeginn wird eine der beiden offenen Zylinderseiten so auf ein Filterpapier gedrückt, dass das Fett über die gesamte Zylindergrundfläche das Filterpapier berührt. Anschließend wird das Filterpapier einschließlich des darauf liegenden fettgefüllten Rings auf einer Petrischale platziert und mit einer kleineren Halb-Petrischale beschwert. Dies stellt sicher, dass das Filterpapier horizontal aufliegt und eine gleichmäßige Absorption des abgeschiedenen Öls erfolgt. Anschließend platziert man den gesamten Versuchsaufbau in einen auf 70°C vorgeheizten Temperierschrank.

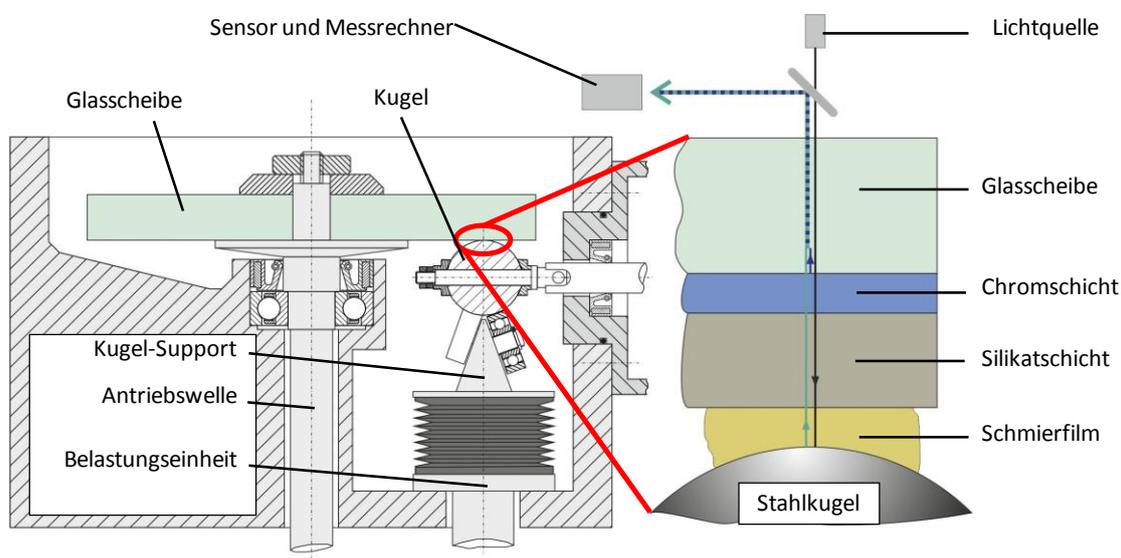
Die Erfassung der relativen Ölabscheidung, und somit die Bestimmung der Masse des abgeschiedenen Öls, erfolgt in regelmäßigen Zeitabständen. Zur Auswertung trägt man anschlies-

send die Masse gegen die Zeit auf. In den ersten 24 Versuchsstunden wird in Abständen von ein bis zwei Stunden die relative Ölabscheidung bestimmt. In diesem Zeitraum wird erfahrungsgemäß das meiste Öl abgegeben. Nach 24 Stunden ist die Ölabgaberate geringer, in dieser Phase muss nur alle 12 bis 18 Stunden eine Messung erfolgen.

#### 4.3.9 Kugel-Scheibe-Apparat zur Bestimmung von Schmierfilmdicken

Labormessungen der Schmierfilmdicken werden an einem Kugel-Scheibe-Apparat mit interferometrischer Schmierfilmhöhenerfassung durchgeführt. Die Apparatur wird von der Firma PCS Instruments hergestellt und trägt die Bezeichnung EHL Ultra Thin Film Measurement System. Abbildung 44 stellt den prinzipiellen Aufbau dar [MEY10].

In dem Kugel-Scheibe-Apparat wird der Wälzkontakt nachgebildet, indem eine Stahlkugel mit 19,05 mm Durchmesser gegen eine rotierende Scheibe mit einer Kraft von bis zu 20 N gepresst wird, was einer Pressung von 0,5 GPa entspricht. Sowohl die Scheibe als auch die Kugel befinden sich in einem temperierten Ölbad. Eine senkrecht zur Scheibe angeordnete Antriebswelle treibt die Scheibe an, die wiederum die Kugel mitnimmt. Es können Wälzgeschwindigkeiten von 1 mm/s bis 5 m/s eingestellt werden. Die Kugel wird über den Kugel-Support gestützt. Zusätzlich kann eine horizontal angeordnete Führungsschneise eingesetzt werden; durch Variation des Winkels der Kugel-Führungsschneise wird das Bohr-Wälz-Verhältnis verändert.



Meyer, C.: Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten. Dissertation Leibniz Universität Hannover, 2010

Abbildung 44: Kugel-Scheibe-Apparat [MEY10]

Die Scheibe besteht aus Glas, ist aber zusätzlich mit einer Chromschicht und einer schützenden Silikatschicht versehen. Wie in der Abbildung rechts zu erkennen, wird das von einer Weißlichtquelle erzeugte Licht zum Teil von der Chromschicht reflektiert, zum Teil von der Stahlkugel. Hierdurch entstehen Interferenzmuster, die von einem computergestützten System ausgewertet werden und Rückschlüsse auf die Schmierfilmdicke im Schmierpalt zulassen.

sen. Nach Herstellerangaben kann die Schmierfilmdicke so mit einer Genauigkeit von  $\pm 1$  nm bei Schmierfilmdicken zwischen 1 und 1.000 nm bestimmt werden.

## 5. Modellfette

Nachdem im letzten Kapitel die experimentellen Grundlagen für die Versuchsdurchführung in dieser Arbeit diskutiert wurden, werden in diesem Kapitel die im Rahmen der Bauteilver-  
suche eingesetzten Modellfette vorgestellt. Anschließend erfolgt die Charakterisierung der  
rheologischen Eigenschaften der Modellfette mit den in Kapitel 4.3 beschriebenen Laborme-  
thoden.

### 5.1 Modellfettzusammensetzung

Zur Untersuchung des Einflusses polymerer Zusätze auf die tribologischen Eigenschaften  
schnelllaufender Lager kommt, wie bereits in den vorangegangenen Untersuchungen von  
Franke und Zabel [FRA99, ZAB05], als Basisfett ein Lithiumseifenfett zum Einsatz. Es besteht  
aus einem 23 prozentigen Lithium-12-Hydroxystearat-Verdicker und einem mit dem Vorha-  
ben DGMK-569 vergleichbaren PAO-Ester Grundölgemisch (Tabelle 2). Dieses Fett zeigte in  
Tabelle 2: Übersicht der Modellfette

Schmierfett- bezeichnung	Modell- fett I	Modell- fett II	Modell- fett III	Modell- fett IV	Modell- fett V	Modell- fett VI
Grundöl- zusammensetzung	PAO (85%) + Est. (15%)					
Polymer	–	Polymer II	Polymer III	Polymer IV	Polymer V	Polymer VI
Polymertyp	–	PAMA nicht disp. niedriges MW	PAMA disp. niedriges MW	PAMA nicht disp. hohes MW	PIB	PAMA disp. niedriges MW
Verdickergehalt	Li-12-OH (23%)					
$KV_{40}$ , Ölviskosität bei 40°C, mm <sup>2</sup> /s	17,6	25,5	25,4	25,5	25,8	25,5
$KV_{100}$ , Ölviskosität bei 100°C, mm <sup>2</sup> /s	4,2	6	6	6,3	5,6	5,8
Polymergehalt %	-	5,2	5,2	3,4	1,2	8,6

PAMA: Polyalkylmethacrylat      PAO: Polyalphaolefin      disp.: Dispergierend

MW: Molekulargewicht      PIB: Polyisobutylene      Est.: Ester

Li-12-OH: Lithium-12-Hydroxystearat

der Vergangenheit hohe Schmierfettgebrauchsdauern und wird, aufgrund der vorteilhaften Betriebseigenschaften bei hohen Scherraten, in ähnlicher Zusammensetzung auch industriell eingesetzt.

Bei der Herstellung des in dieser Arbeit untersuchten Referenzfettes wird in einem ersten Schritt ein unadditiviertes Grundfett nach der selben Rezeptur des Grundfettes des Vorhabens DGMK-569 in großer Menge gekocht. Dieses Fett wird wiederum weiterverarbeitet, um zusätzlich fünf additivierte Modellfette herzustellen. Dazu wird dem Grundfett ein Stellöl mit Polymerzusätzen zugeführt, wodurch sich die gewünschte Ölviskosität einstellt. Diese Vorgehensweise gewährleistet, dass alle Fette aus dem Grundfett eines Kochvorgangs produziert sind und demzufolge nicht mit abweichenden rheologischen Eigenschaften zu rechnen ist, die bei unterschiedlichen Fertigungslosen ggf. auftreten. Auf ähnliche Weise werden, auch zwecks der rheologischen Untersuchungen an Ölen, Grundöle mit Additiv hergestellt, dort wird das polymerhaltige Stellöl zum Grundöl hinzugegeben.

Das unveränderte Grundfett, das als Referenzfett für alle weiteren mit Polymerzusätzen legierten Fetten dient, wird nachfolgend als **Modellfett I** bezeichnet. Dieses Fett hat eine Grundölviskosität  $KV_{40}$  von 17,4 mm<sup>2</sup>/s bei 40°C und  $KV_{100}$  von 4,2 mm<sup>2</sup>/s (Tabelle 2). Damit liegen die Grundölviskositäten im gleichen Bereich des Vorgängervorhabens am IMKT, bei dem Zabel Schmierfette mit Antioxidantien untersuchte [ZAB05]. Bei diesem Vorhaben beträgt  $KV_{40}$  17,1 mm<sup>2</sup>/s und  $KV_{100}$  3,9 mm<sup>2</sup>/s.

Im weiteren Verlauf wurden mit den Grundfetten und Stellölen fünf additivierte Modellfette hergestellt [GAT09a]. Tabelle 2 zeigt die Eigenschaften dieser Fette Modellfett II-VI im Vergleich zum Referenzfett (Modellfett I).

Das erste Fett mit polymeren Zusätzen, **Modellfett II**, ist mit einem nicht dispergierenden PAMA mit einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol additiviert. Das Molekulargewicht gestattet dabei Rückschlüsse auf die Kettenlänge. Da jedoch nahezu alle Polymere, die als Viskositätsindexverbesserer eingesetzt werden, variierende Längen aufweisen, kann nur eine Häufigkeitsverteilung angegeben werden. Hierzu kommt in dieser Arbeit das gewichtsmittlere Molekulargewicht MW (molecular weight average) zum Einsatz. Hier gilt:

$$MW = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (\text{Gl. 5-1})$$

mit:

$m_i$ : Massenanteile der einzelnen  $M_i$                        $M_i$ : vorkommende Molekulargewichte

Durch Zugabe des nicht dispergierenden PAMA mit mittlerem Molekulargewicht stellt sich bei Modellfett II eine höhere Ölviskosität als beim unadditivierten Fett ein.  $KV_{40}$  beträgt 25,5 mm<sup>2</sup>/s und  $KV_{100}$  6,0 mm<sup>2</sup>/s.

**Modellfett III** ist ebenfalls mit einem PAMA additiviert, dieses hat jedoch statisch verteilte dispergierende Monomere. Dieses Polymer bildet daher möglicherweise Adsorbtionsschichten auf Stahl. Mit einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol weist dieses Polymer den gleichen Wert wie das nicht dispergierende PAMA in Fett II auf. Auch die Ölviskositäten und der Polymergehalt sind ähnlich.

Neben den Adsorptionseigenschaften gilt es auch hier, den Einfluss des Molekulargewichts zu untersuchen. Deshalb wird als **Modellfett IV** ein weiteres, nicht dispergierendes PAMA ausgewählt, das chemisch identisch zum Polymer II ist, jedoch ein höheres Molekulargewicht zeigt (200.000 g/mol).

In **Modellfett V** wird, abweichend von den vorherigen Fetten, ein PIB eingesetzt. Dieses Polymer besitzt ein Molekulargewicht von 50.000 g/mol. Um eine ähnliche Ölviskosität wie bei den anderen additivierten Fetten zu erzielen, wird lediglich ein Polymergehalt von 1,2-Prozent gewählt.

Das letzte Fett, **Modellfett VI**, wird wiederum mit einem dispergierenden PAMA mit Graft-Struktur additiviert. Im Gegensatz zu Modellfett III weist dieses Polymer ein geringeres Molekulargewicht (15.000 g/mol) und einen höheren Polymergehalt, 8,6 Prozent, auf.

Bei der Herstellung der Modellfette wird angestrebt, dass alle additivierten Modellfette annähernd dieselbe kinematische Viskosität  $KV_{40}$  aufweisen. Wie bereits erwähnt weist das Referenzfett Modellfett I bei 40°C eine Grundölviskosität  $KV_{40}$  von 17,4 mm<sup>2</sup>/s auf. Dagegen liegt die Ölviskosität der additivierten Fette herstellungsbedingt bei 25,4 - 25,8 mm<sup>2</sup>/s und damit ca. 45 Prozent höher. Aufgrund der verschiedenen Molekulargewichte ergeben sich für die unterschiedlichen Polymere verschiedene Konzentrationen. Ein Überblick über die Molekulargewichte und der daraus abgeleiteten Polymergehalte gibt Abbildung 45. Es wird gerade beim Vergleich der vier PAMA deutlich, dass bei geringerem MW höhere Polymer-

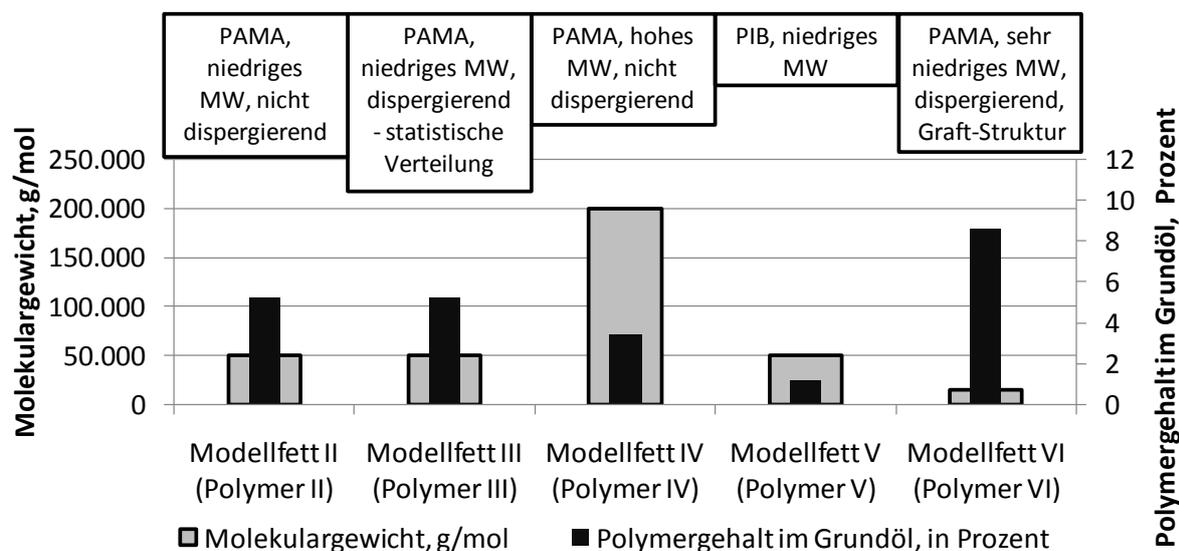


Abbildung 45: Molekulargewicht und Polymergehalt im Grundöl

konzentrationen erforderlich sind, um dasselbe  $KV_{40}$  bzw.  $KV_{100}$  für alle Grundöl-Polymerkonzentrationen zu erhalten. Das PIB-Polymer verhält sich anders, hier ist im Vergleich zu einem PAMA mit demselben MW eine geringere Konzentration erforderlich.

## 5.2 Rheologische Eigenschaften der additvierten Grundöle und Fette

Die Charakterisierung der Fette und Additive ist für die anschließende Auswertung der Bauteilversuche von entscheidender Bedeutung. Dabei sind nicht nur die rheologischen Daten der Modellfette von Interesse, auch die rheologischen Eigenschaften der Grundöle bzw. der Grundöle plus Polymerzusätze können als Basis für die Auswertung der Funktionsweise polymerer Additive in Schmierfetten dienen. Da Polymerzusätze derzeit überwiegend in KFZ-Schmierölen Einsatz finden, stehen zahlreiche Prüfmethode zur Untersuchung des Einflusses von Polymeren auf das rheologische Verhalten von Ölen zur Verfügung.

Mit den zuvor in Kapitel 4.3 beschriebenen Labormessmethoden werden im Nachfolgenden zuerst die Grundöle mit Polymeren untersucht. Anschließend erfolgt die Charakterisierung der später in den Bauteilversuchen eingesetzten Modellfette, die mit Grundöl, Polymeren sowie Verdicker hergestellt werden. Die Messungen erfolgen in den Schmierstofflaboren der Firmen Fuchs Europe GmbH, Evonik Rohmax Additives GmbH, Robert Bosch GmbH, Volkswagen AG sowie am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der TU Clausthal und im eigenen Hause. Die Auswertung der dabei gewonnenen Messdaten erfolgt wiederum im Rahmen dieser Arbeit.

### 5.2.1 Öluntersuchungen

#### 5.2.1.1 Viskositätsindex

Die nach DIN ISO 2909 bestimmten Werte für den Viskositätsindex stellt Tabelle 3 dar. Es zeigt sich, dass eine Veränderung der Temperatur die Viskosität des unadditvierten Grund-

Tabelle 3: Viskositätsindex der untersuchten Öle

Schmierstoff	Grundöl	Grundöl mit Polymer II	Grundöl mit Polymer III	Grundöl mit Polymer IV	Grundöl mit Polymer V	Grundöl mit Polymer VI
Viskositätsindex	144	196	198	212	166	181

döls am meisten beeinflusst. Hier wurde ein Viskositätsindex von 144 bestimmt. Die beiden Grundöle mit Polymeren mit geringen Molekulargewichten von 50.000 g/mol (Grundöl mit Polymer II und III) haben Werte für den Viskositätsindex von 196 bzw. 198. Der Viskositätsindex von Grundöl mit Polymer VI, das Polymer mit dem niedrigsten MW (15.000 g/mol), liegt bei 181, wohingegen der Wert für den Viskositätsindex des Grundöls mit dem Polymer

mit dem höchsten MW (Polymer IV; 200.000 g/mol) ist mit 212 größer. Es lässt sich demzufolge festhalten, dass bei den hier eingesetzten PAMA mit zunehmendem Molekulargewicht der Viskositätsindex ansteigt. Dieses Ergebnis überrascht nicht und bestätigt die Beeinflussung des Viskositäts-Temperaturverhaltens der eingesetzten additivierten Öle durch die Polymerzusätze.

### 5.2.1.2 Scherviskosität in Abhängigkeit des Drucks

Die Messungen am Hochdruckviskosimeter erfolgten am ITR der TU Clausthal. Dabei werden die Grundöle I bis IV mit Drücken von bis zu 8.000 bar und der Scherrate  $10^5 \text{ s}^{-1}$  bei unterschiedlichen Temperaturen vermessen. Dieser obere Druckbereich wird gewählt, da bei den Bauteilversuchen mit schnelllaufenden Spindellagern ebenfalls maximale Flächenpressungen von bis zu 0,8 Gpa auftreten.

Abbildung 46 stellt beispielhaft für drei Temperaturbereiche und Drücke bis 8.000 bar die Hochdruckviskositäten des Grundöls ohne Polymer und mit Polymer III dar. Die 100°C Mes-

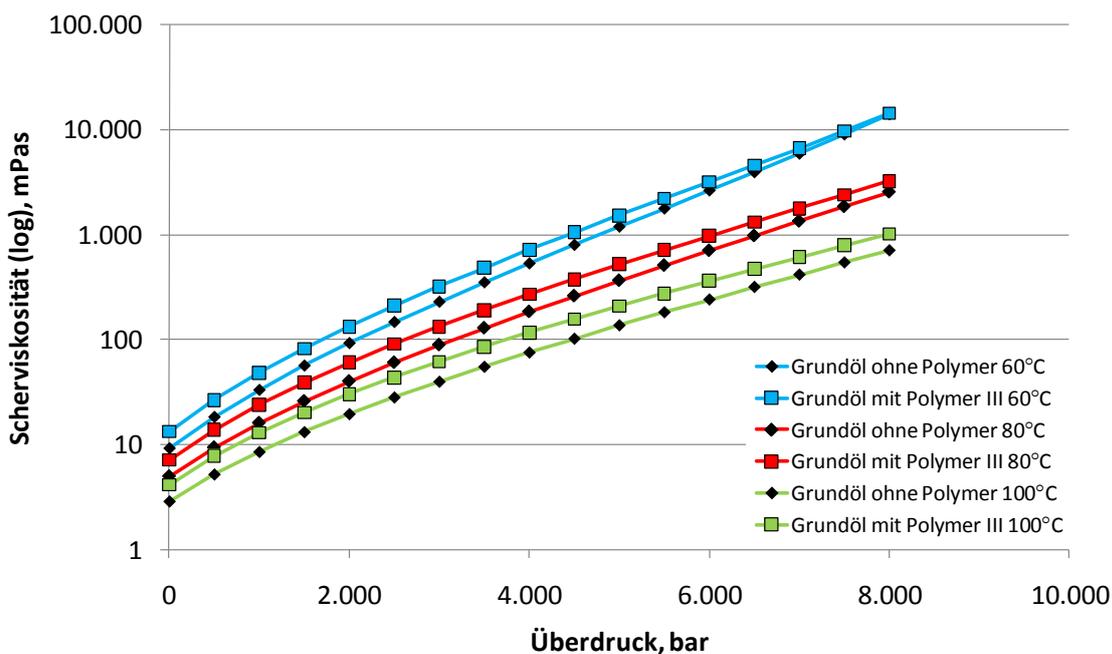


Abbildung 46: Hochdruckviskositäten des Grundöls ohne Polymer und Grundöl mit Polymer III bei 60, 80 und 100°C

sung zeigt für beide Öle zunächst denselben Trend, wobei die Werte mit Polymer erwartungsgemäß höher liegen. Bei Drücken oberhalb 6.000 bar nähern sich die Kurven einander an. Bei 80°C erhält man einen ähnlichen Verlauf wie für 100°C. Eine mögliche Ursache für diese Verläufe ist der schwindende viskositätserhöhende Einfluss des Polymers bei steigenden Drücken. Dieses Verhalten ist noch deutlicher bei den 60°C Verläufen zu erkennen. Bei 8.000 bar ist nahezu keine viskositätserhöhende Wirkung des Polymers vorhanden. Hier verhält sich das additivierte Öl fast genau so wie das unadditivierte.

Abbildung 47 stellt Messergebnisse des Grundöls und der Grundöle mit den Polymeren II, III und IV im Bereich zwischen 6.000 und 8.000 bar für Temperaturen von 60°C und 80°C dar. Das Grundöl mit Polymer II verläuft bei beiden Temperaturen parallel zum Referenzöl, wohingegen der Polymerzusatz im Grundöl mit Polymer IV bei beiden Temperaturen mit steigendem Druck an viskositätserhöhendem Einfluss verliert. Offenbar beeinflussen die drei Faktoren Molekulargewicht, Zusammensetzung des Makromoleküls und Temperatur die viskositätssteigernde Wirkung bei hohem Druck. Der Einfluss des Molekulargewichts wird hier beim Vergleich der Polymere II (50.000 g/mol) und IV (200.000 g/mol), deren Moleküle chemisch ähnlich sind, sichtbar. Während bei Drücken bis 8.000 bar Polymer II die Scherviskosität geringfügig erhöht, liefert Polymer IV nahezu keinen viskositätssteigernden Beitrag. Der Vergleich von Grundöl mit Polymer II und III verdeutlicht aber auch, dass die Zusammensetzung des Makromoleküls die Scherviskosität erheblich beeinflusst. Diese beiden Polymere weisen zwar dasselbe Molekulargewicht auf, beim Polymer III handelt es sich aber um ein dispergierendes Additiv, dessen viskositätserhöhender Einfluss unter hohen Drücken offenbar nicht so ausgeprägt ist.

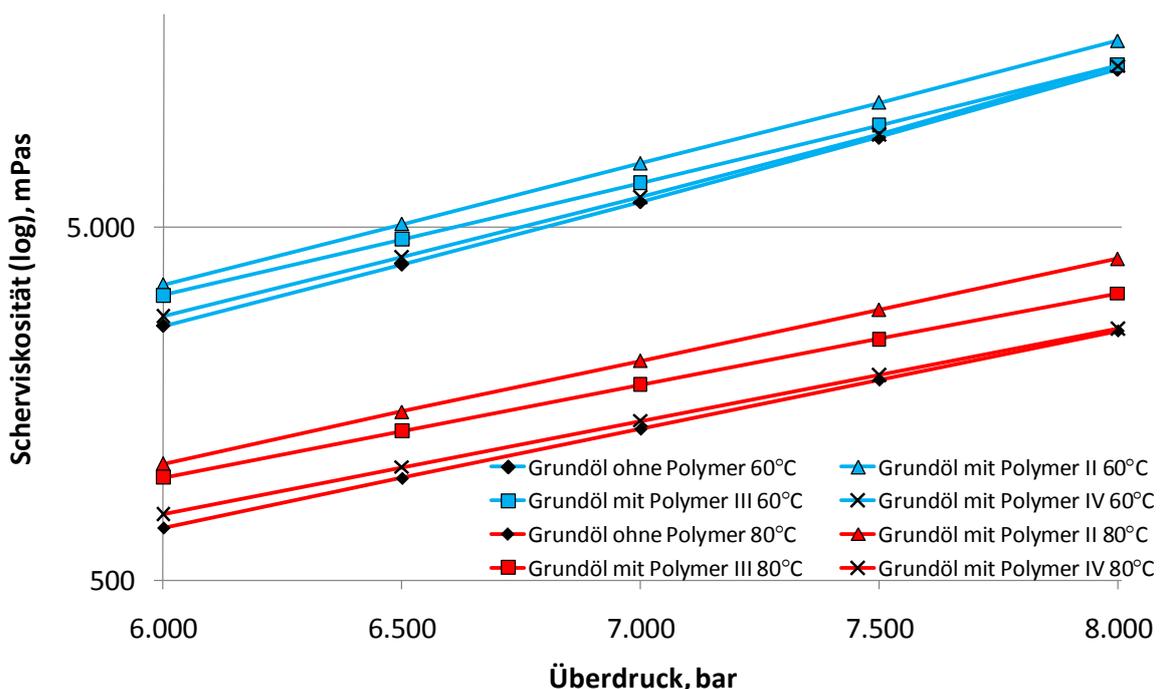


Abbildung 47: Scherviskosität der Öle bei hohem Druck

Obwohl oben gezeigt wurde, dass manche Polymere auch bei 8.000 bar die Scherviskosität erhöhen, fallen diese Erhöhungen im Verhältnis zum Referenzöl bei hohem Druck prozentual geringer als bei Umgebungsdruck aus. Abbildung 48 stellt die relativen Viskositätsunterschiede der vier Öle bei 60°C und 80°C dar.

Bei 60°C (Abbildung 48 a) zeigen die Messungen im Hochdruckviskosimeter bei einem Druck von 1 bar Scherviskositätswerte für die additvierten Öle, die zwischen 20 und 45 Prozent

über den Werten des unadditivierten Öls liegen. Bei 8.000 bar lassen sich bei den Ölen mit Polymer III und IV lediglich zwei bis drei Prozent höhere Werte messen. Die Scherviskosität von Grundöl II ist im Gegensatz dazu bei 8.000 bar 20 Prozent höher als die des Grundöls.

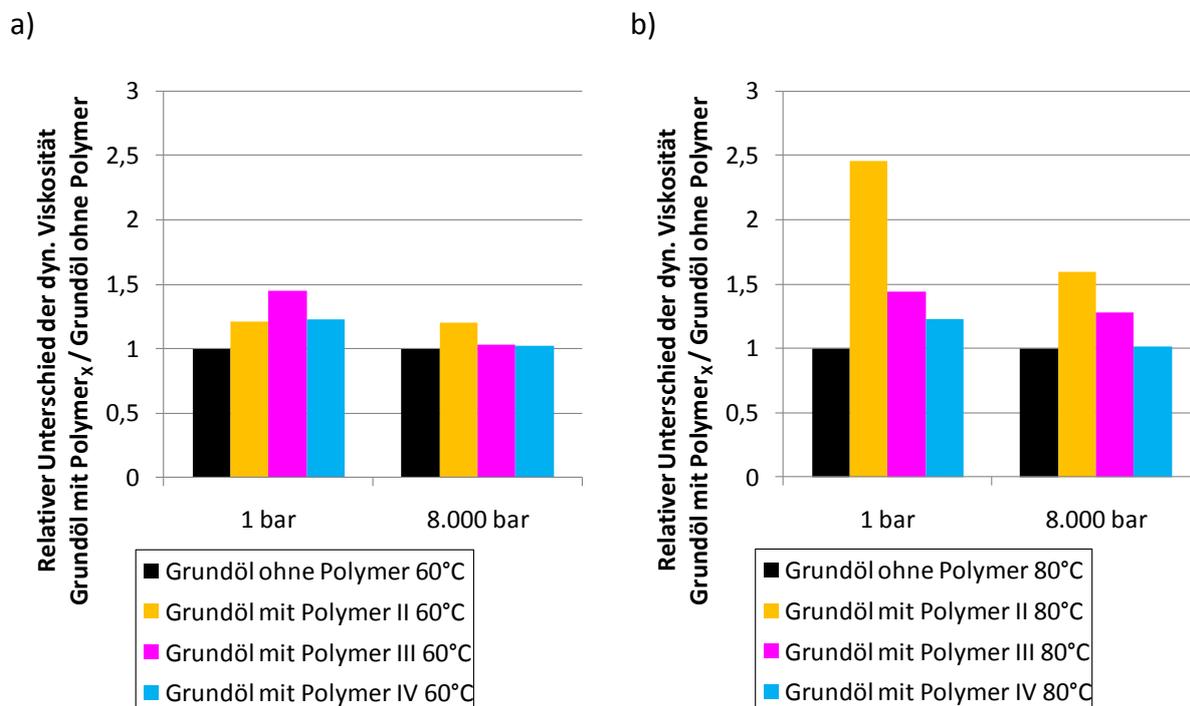


Abbildung 48: Relative Viskositätsunterschiede: a) 60°C; b) 80°C

Bei 80°C und 1 bar Druck (Abbildung 48 b) liegen die Werte der Grundöle mit Polymer III und IV 44 Prozent bzw. 22 Prozent höher. Auffällig ist das Grundöl mit Polymer II, welches eine mehr als doppelt so hohe Viskosität aufweist. Bei 8.000 bar fallen die Veränderungen der Grundöle mit Polymer III und IV im Vergleich zu 1 bar geringer aus. Das Grundöl mit Polymer III zeigt einen 28 Prozent und IV einen 13 Prozent höheren Wert als das Referenzöl. Auch bei Grundöl mit Polymer II fällt der relative Unterschied mit 60 Prozent geringer aus.

### 5.2.1.3 Druck-Viskositäts-Koeffizient

Die spätere Berechnung der Schmierfilmdicke setzt voraus, dass der Druck-Viskositäts-Koeffizient  $\alpha_p$  bekannt ist. Bisher wurde in den Arbeiten von Baly und Zabel [BAL05, ZAB05] der Druck-Viskositäts-Koeffizient nach dem Berechnungsansatz von INA [INA87] berechnet (Gl. 2-25). Mit diesem Ansatz wird aus der kinematischen Viskosität bei 40°C und der tatsächlichen Temperatur des Schmierstoffs im Einlassbereich der Druck-Viskositäts-Koeffizient  $\alpha_p$  bestimmt. Da Polymerzusätze bei Umgebungsdruck die Viskosität eines Grundöls erhöhen, aber bei hohen Drücken dieser Einfluss oftmals sehr klein ist, reicht die Genauigkeit dieses Ansatzes für die Bestimmung des Druck-Viskositäts-Koeffizienten der hier eingesetzten Öle nicht aus.

Walbeck beschäftigte sich unter anderem mit diesem Thema in der von ihm 2004 veröffentlichten Dissertation [WAL04]. Dort zeigte er, dass der Druck-Viskositäts-Koeffizient, der ge-

mäß Definition eine Sekante am Graphen der Viskosität über dem Druck ist, die besten Ergebnisse liefert, wenn die Sekante vom Punkt Umgebungsdruck zur Viskosität bei 2.000 bar betrachtet wird. Dieser Druck-Viskositäts-Koeffizient wird  $\alpha_{p2000}$  bezeichnet.

Die  $\alpha_{pINA}$  Werte nach INA sind in Abbildung 49 den experimentell bestimmten  $\alpha_{p2000}$  Werten der vier am Hochdruckviskosimeter charakterisierten Ölen bei jeweils 60°C und 80°C gegenübergestellt. Bei den  $\alpha_{pINA}$  Werten ist ein deutlicher Unterschied zwischen den additivierten und den unadditivierten Modellfetten zu erkennen. Dies liegt an der höheren Grundölviskosität der additivierten Öle, die in die Gleichung einfließen. Bei den experimentellen  $\alpha_{p2000}$  Werten sind wiederum nur geringe Unterschiede zwischen den unadditivierten und den additivierten Schmierstoffen zu erkennen.

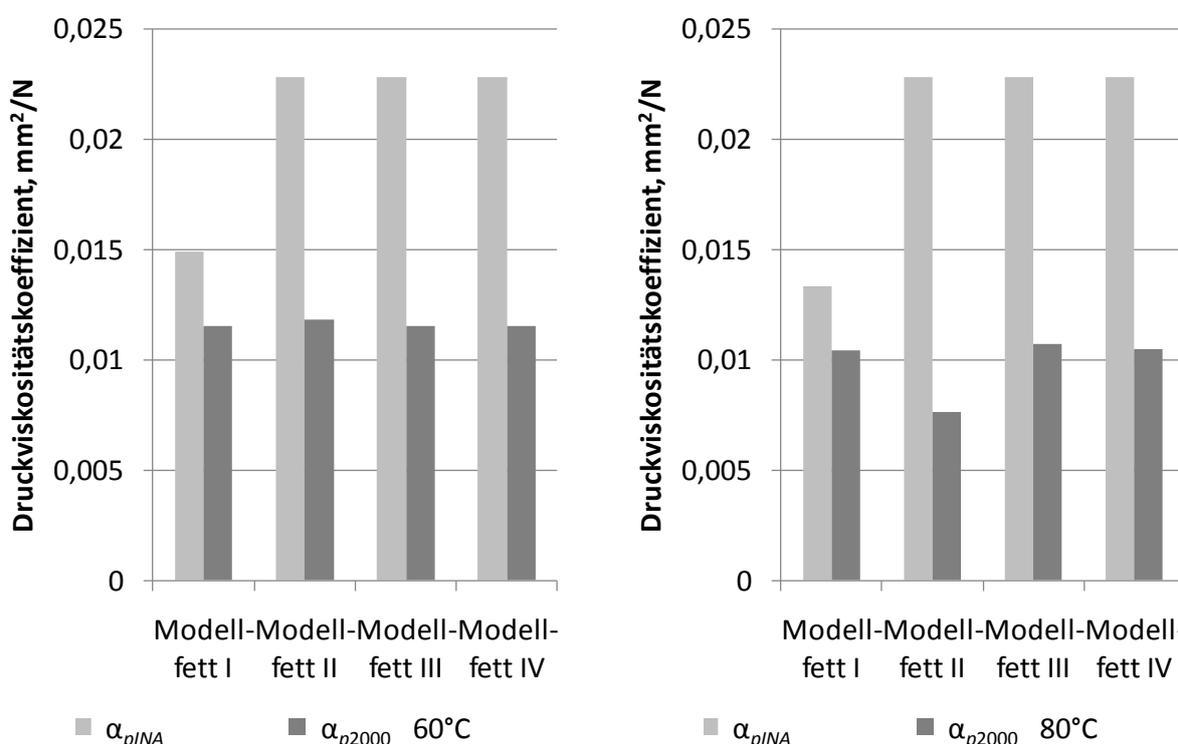


Abbildung 49: Vergleich der Druck-Viskositäts-Koeffizient bei 60°C und 80°C

Die Messungen am Hochdruckviskosimeter deuten darauf hin, dass der viskositätssteigernde Einfluss der Polymere bei hohen Drücken geringer ist als bei Umgebungsdruck. Die  $\alpha_{p2000}$  Werte spiegeln diese Ergebnisse deutlich besser als  $\alpha_{pINA}$  wider, daher werden in dieser Arbeit die theoretischen Schmierfilmdicken mit den Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_{p2000}$  bestimmt. Dazu wird ein Mittelwert aus den jeweils vier Messungen bei 60°C und 80°C gebildet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 dargestellt.

Tabelle 4: Druck-Viskositäts-Koeffizient  $\alpha_{p2000}$

Temperatur °C	$\alpha_{p2000}$ , mm <sup>2</sup> /N
60	0,0116
80	0,0098

### 5.2.1.4 Scherviskosität in Abhängigkeit der Scherrate bei Umgebungsdruck

Die Abhängigkeit der Scherviskosität von der Scherrate, die mit einem Tapered Bearing Simulator-Viskosimeter nach ASTM 4683 gemessen wurde, stellt Abbildung 50 für jedes der sechs Öle dar. Im ungescherten Zustand sind die Werte der Scherviskosität der additivierten Öle im Durchschnitt 47 Prozent höher als die des Grundöls. Bei zunehmender Scherrate bis zum Maximalwert von  $1,8 \cdot 10^6 \text{ s}^{-1}$  bleibt die Scherviskosität des Grundöls annähernd konstant. Die Viskositätswerte der additivierten Öle nehmen hingegen mit zunehmender Scherrate ab. Die Öle mit Polymer II, III und V zeigen eine Abnahme der Viskosität in der Größenordnung von drei bis vier Prozent. Das Öl mit Polymer IV, das dispergierende PAMA mit hohem Molekulargewicht, zeigt hingegen mit ca. neun Prozent die größte Abnahme der Viskosität. Anhand der Ergebnisse ist zu erkennen, dass ein Polymer mit einem höheren Molekulargewicht einen größeren Viskositätsabfall als das vergleichbare Polymer mit niedrigem Molekulargewicht zeigt. Demzufolge ändert sich beim Öl mit Polymer VI die Scherviskosität am wenigsten.

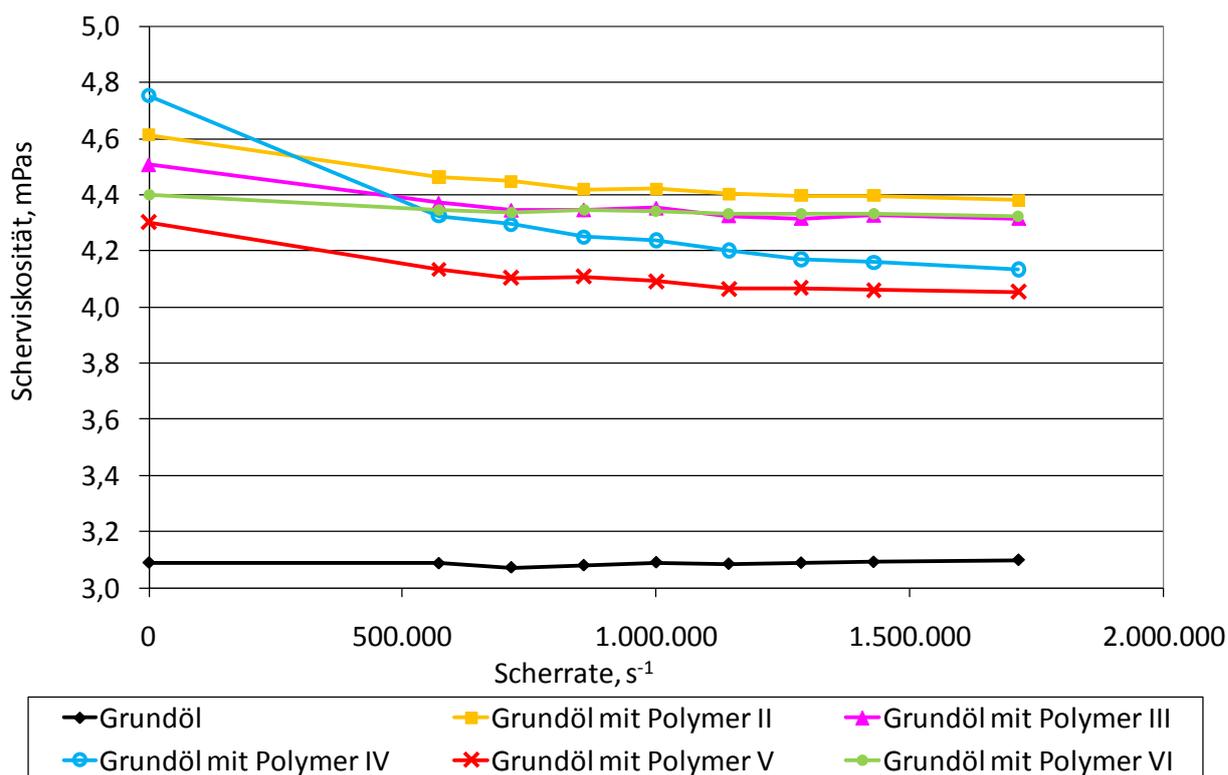


Abbildung 50: Scherviskosität in Abhängigkeit der Scherrate nach ASTM 4683,  $100^\circ\text{C}$

Tabelle 5 stellt exemplarisch die Scherviskositätswerte  $\eta$  der Scherrate  $10^6 \text{ s}^{-1}$  bei einer Temperatur von  $100^\circ\text{C}$  dar. Generell lassen sich diese Öle in drei Kategorien einteilen. Kategorie 1 umfasst die Öle mit den niedrigen Scherviskositätswerten (Scherviskosität  $\eta$  kleiner  $4,0 \text{ mPas}$ ). Hierzu zählt das unadditivierte Referenzöl. In der zweiten Kategorie finden sich Öle mit mittleren Viskositätswerten wieder. Hier liegt die Scherviskosität  $\eta$  zwischen  $4,3$

und 4,0 mPas. Dazu gehören die Öle IV und V. Kategorie 3 umfasst diejenigen Öle, mit den höheren Scherviskositäten (Scherviskosität  $\eta$  größer 4,3 mPas), in diese Gruppe sind die Öle II, III und VI einzureihen. Ein Vergleich der beschriebenen Kategorien mit den unterschiedlichen Molekulargewichten der Polymere zeigt einen deutlichen Zusammenhang. Alle Polymere, die in den Ölen bzw. Fetten der Kategorie 3 eingesetzt werden, haben ein relativ niedriges Molekulargewicht. Die Polymere in den Ölen/Fetten der Kategorie 2 hingegen zeigen höhere Molekulargewichte.

Tabelle 5: Scherviskosität bei  $10^6 \text{s}^{-1}$  und  $100^\circ\text{C}$  nach ASTM 4683

Schmierstoff	Grundöl	Grundöl mit Polymer II	Grundöl mit Polymer III	Grundöl mit Polymer IV	Grundöl mit Polymer V	Grundöl mit Polymer VI
Scherviskosität $\eta$ HS/HT, mPas	3,05	4,49	4,39	4,28	4,13	4,38
Scherviskositäts- kategorie	1	3	3	2	2	3

Diese Untersuchung lässt den generellen Schluss zu, dass zwar die Scherviskosität  $\eta$  mit polymeren Zusätzen erhöht werden kann, der Einfluss dieser Zusätze bei höheren Scherraten aber abhängig vom Molekulargewicht abnimmt. Wie bereits ausgeführt nimmt je nach Molekulargewicht bis zu einer Scherrate von  $500.000 \text{s}^{-1}$  die Scherviskosität um bis zu acht Prozent ab. Zwischen  $500.000 \text{s}^{-1}$  und  $1.700.000 \text{s}^{-1}$  verringert sich die Scherrate hingegen nur noch geringfügig.

### 5.2.1.5 Scherviskosität in Abhängigkeit der Temperatur bei Umgebungsdruck

Die Scherviskosität in Abhängigkeit der Temperatur wurde bei kleiner Scherrate (kleiner  $10^3 \text{s}^{-1}$ ) mit einem Rotationsviskosimeter und bei großer Scherrate ( $10^5 \text{s}^{-1}$ ) mit einem Quarzviskosimeter am ITR der TU Clausthal bestimmt. Die Messungen erfolgen bei beiden Methoden jeweils mit einer konstant eingestellten Scherrate bei zwischen  $40^\circ\text{C}$  und  $100^\circ\text{C}$  variierenden Temperaturen. Die Diagramme in Abbildung 51 und Abbildung 52 stellen die Ergebnisse dieser Messungen für alle sechs Grundöle dar. Die Verläufe der Kurven der Grundöle mit Polymer II bis VI sind im gesamten Temperaturbereich nahezu gleich (vgl. Abbildung 51). Insgesamt liegen diese fünf Kurven jedoch 30 Prozent über den Kurven des Referenzöls. Bei hohen Scherraten sind hingegen Unterschiede zwischen den einzelnen additivierten Ölen zu erkennen (vgl. Abbildung 52). Die höchsten Viskositätswerte lassen sich bei den Kurven der Grundöle mit Polymer II und III ablesen. In absteigender Reihenfolge liegen darunter die Grundöle mit Polymer VI, IV und V. Das unadditivierte Öl zeigt erwartungsgemäß die kleinsten Werte.

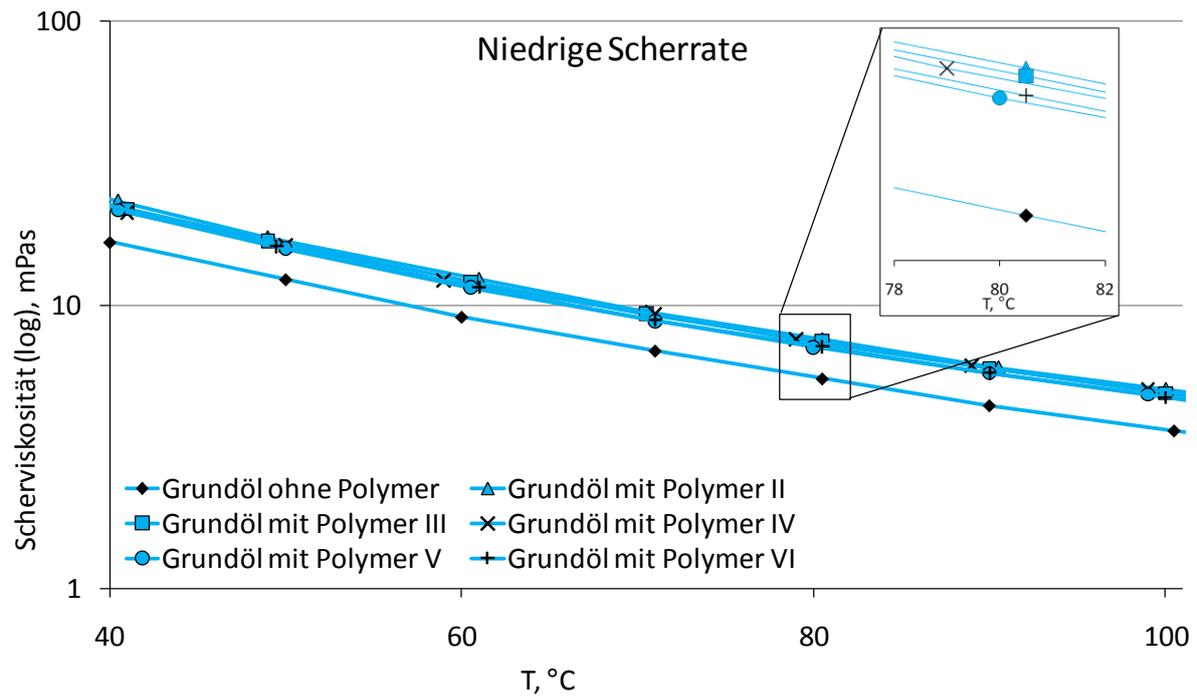


Abbildung 51: Einfluss der Temperatur auf die Scherviskosität: niedrige Scherrate

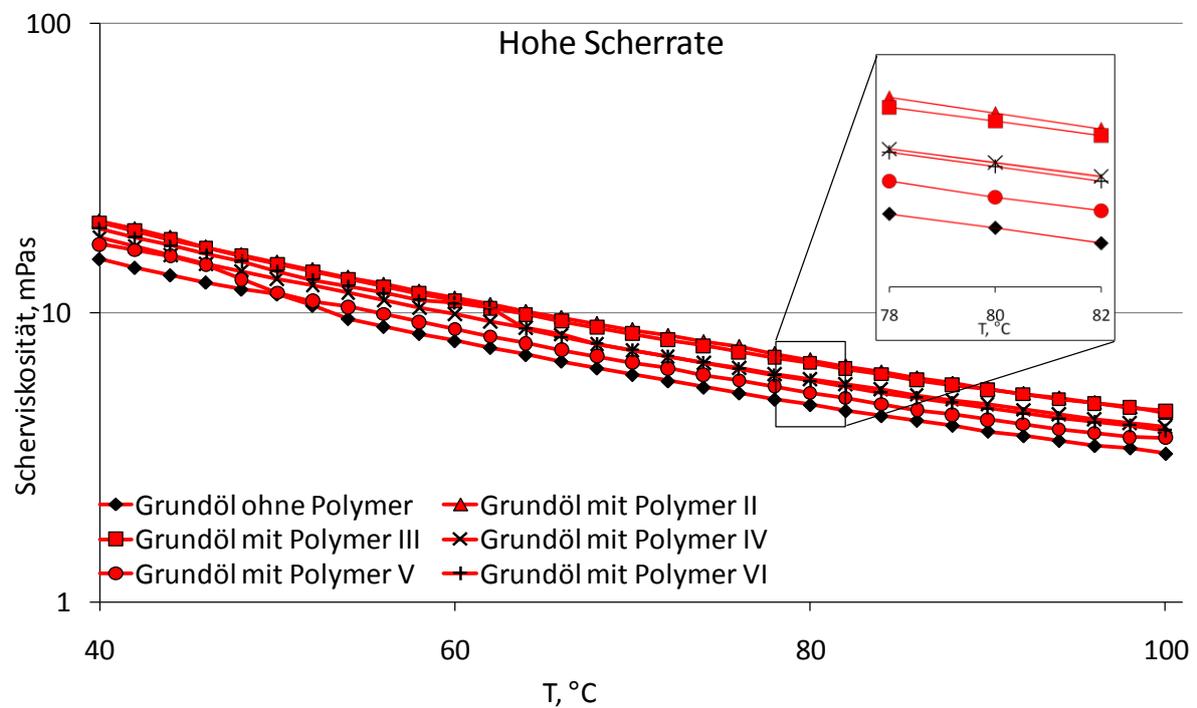


Abbildung 52: Einfluss der Temperatur auf die Scherviskosität: hohe Scherrate

### 5.2.1.6 Scherstabilität nach DIN ISO 51350 Teil 6

Die Scherstabilitätsmessungen der Öle erfolgt nach DIN ISO 51350 Teil 6 [DIN96]. Zuerst wird die kinematische Viskosität  $KV_{40}$  und  $KV_{100}$  eines jeden Grundöls vor und nach Beanspruchung im Kegelrollenlager-Schertester bestimmt. Tabelle 6 stellt die Ergebnisse dieser Messungen dar. Der Vergleich der kinematischen Viskosität vor und nach der Scherung bei 40°C und 100°C zeigt Unterschiede. Wie zu erwarten, sind die kleinsten Viskositätsverluste  $R_v$  bei den PAMAs mit niedrigen Molekulargewichten (Polymere II, III und VI) zu sehen. Die kurzen Ketten dieser Moleküle sind bei hohen Scherraten stabiler als bei Molekülen mit längeren Ketten. Die Polymere IV und V zeigen hingegen einen höheren prozentualen Viskositätsverlust.

Tabelle 6: Relativer Viskositätsverlust der additivierten Öle

Schmierstoff	$R_{v40}$	$R_{v100}$
	Prozent	Prozent
Grundöl	0	0
Grundöl mit Polymer II	4,5	5,5
Grundöl mit Polymer III	4,7	5,1
Grundöl mit Polymer IV	12,9	15,7
Grundöl mit Polymer V	15,2	14,2
Grundöl mit Polymer VI	3,1	3,3

$R_{v40}$ : Relativer Viskositätsverlust bei 40°C nach 20 h Scherung im Kegelrollenlager-Schertester

$R_{v100}$ : Relativer Viskositätsverlust bei 100°C nach 20 h Scherung im Kegelrollenlager-Schertester

Der anschließend berechnete Scherstabilitätsindex ergibt denselben Trend (vgl. Abbildung 53). Auch hier wird ersichtlich, dass die Polymere mit höherem Molekulargewicht eine reduzierte Scherstabilität aufweisen. Lediglich PIB (Polymer V), das einen von den übrigen Polymeren chemisch abweichenden Aufbau hat, verhält sich anders als die PAMA. Diese Ergebnisse veranschaulichen, dass sich insbesondere bei hohen Scherraten bei den Polymeren IV und V größere irreversible Viskositätsverluste als bei den Polymeren II, III und VI einstellen.

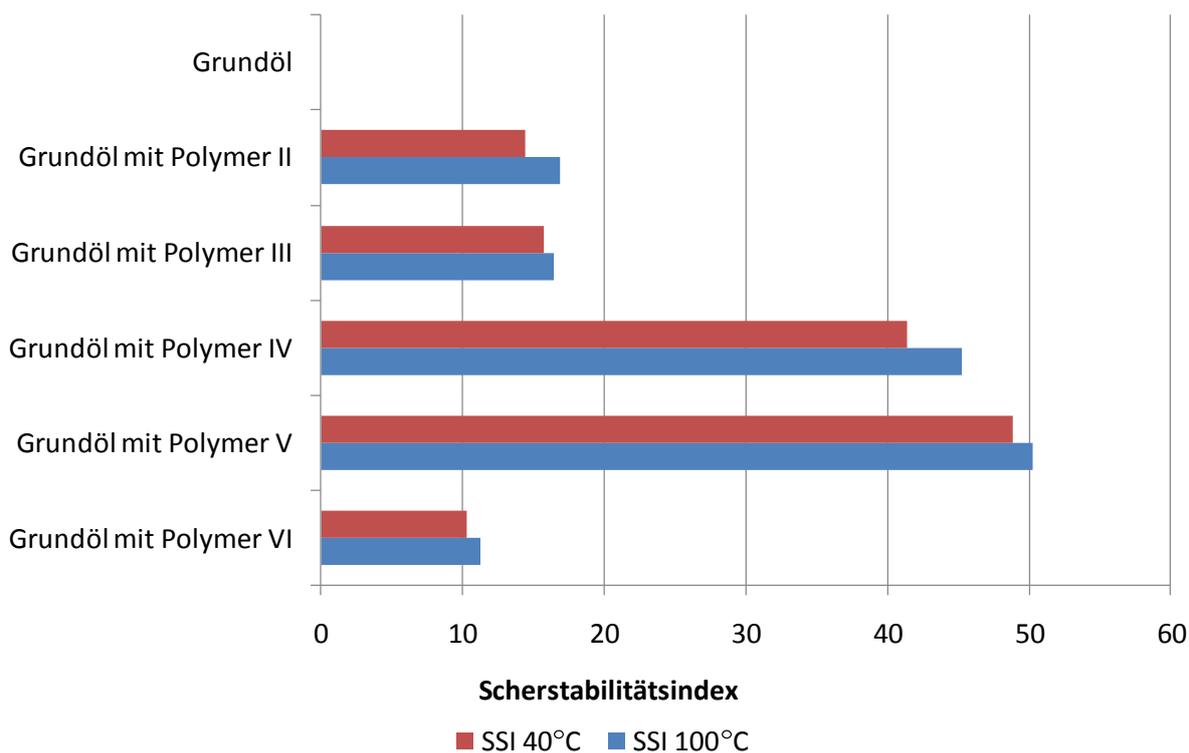


Abbildung 53: Scherstabilitätsindex der Grundöle

### 5.2.1.7 Dielektrizitätskennwerte

Für die Berechnung der Schmierfilmdicken gemäß der in Kapitel 4.1.3 beschriebenen Vorgehensweise werden Dielektrizitätskennwerte  $\epsilon_r$  der Schmierstoffe bei unterschiedlichen Temperaturen benötigt. Das Öl im Wälzkontakt weist im Gegensatz zum übrigen Fett einen äußerst geringen Verdickeranteil auf. Abbildung 54 zeigt die  $\epsilon_r$ -Werte für Grundöl bzw. Grundöl mit den Polymeren II-VI ohne Verdicker sowie mit einem Prozent Verdicker.

Es lässt sich erkennen, dass bereits die Zugabe von einem Prozent Verdicker zu einer Erhöhung des Dielektrizitätskennwerts führt. Darüber hinaus reduziert sich der  $\epsilon_r$ -Wert bei einer Erhöhung der Temperatur. Zwischen den unadditivierten und den additivierten Ölen lassen sich nur geringfügige Unterschiede feststellen. Aus den Untersuchungen resultiert, dass die Additivierung mit PAMA und PIB, zumindest in den hier vorliegenden Konzentrationen, nur zu einer geringeren Änderung des Dielektrizitätskennwerts führt.

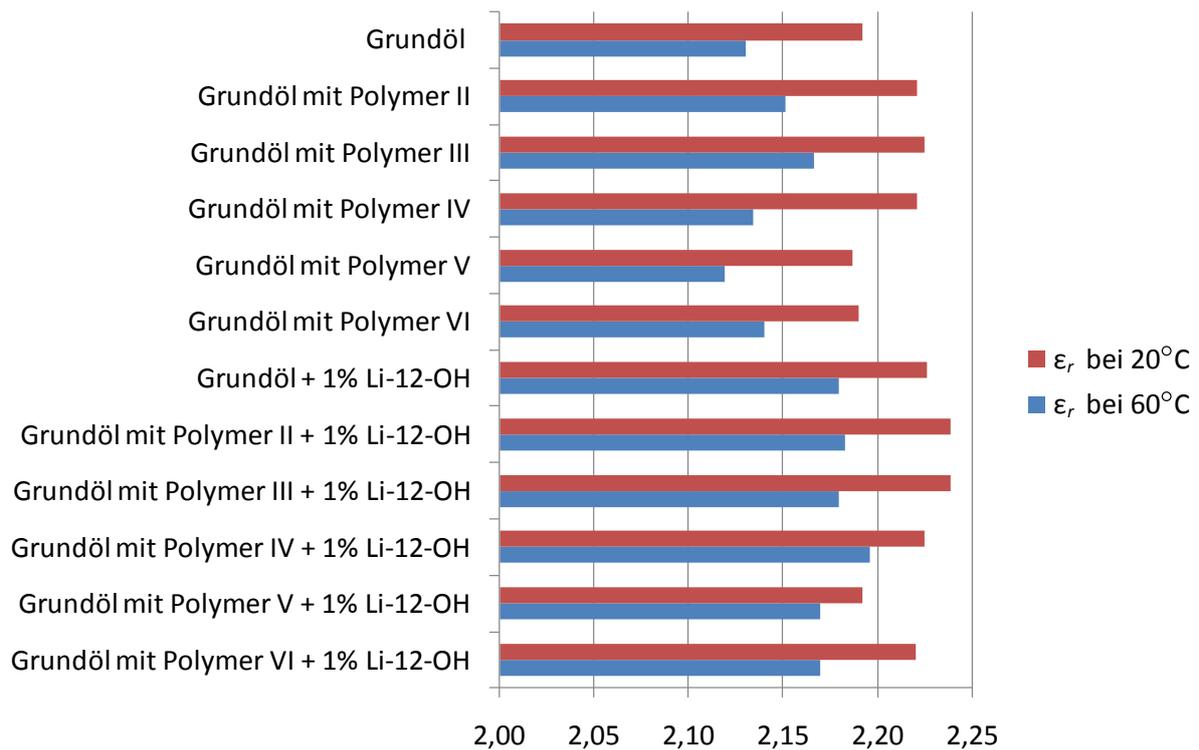


Abbildung 54: Dielektrizitätskennwerte  $\epsilon_r$  bei 20°C und 60°C

### 5.2.1.8 Schmierfilmdicken Kugel-Scheibe-Apparatur

Die Messungen am Kugel-Scheibe-Apparat mit den additiven Grundölen erfolgen für Wälzgeschwindigkeiten zwischen 1 m/s und 5 m/s bei einer Flächenpressung von 0,5 GPa. Von besonderem Interesse sind hohe Wälzgeschwindigkeiten, da im späteren Verlauf diese Schmierstoffe in schnelllaufenden Spindellagern eingesetzt werden sollen. Als Referenz sind die nach der thermischen Theorie mit  $\alpha_{p2000}$  berechneten theoretischen Schmierfilmdicken sowohl für die Viskosität des Grundöls ohne Polymer als auch für die Viskosität eines Grundöls mit Polymer abgebildet.

Bei 40°C erzeugt das Grundöl ohne Polymer bei höheren Drehzahlen den dünnsten Schmierfilm. Bei niedrigen Wälzgeschwindigkeiten sind die theoretischen Filmdicken dieses Öls kleiner als die Messung, bei hohen Drehzahlen größer (vgl. Abbildung 55). Die Grundöle mit den Polymeren III, IV und V produzieren nur geringfügig dickere, die Grundöle mit den Polymeren II und VI dickere Schmierfilme. Bei der Höchstgeschwindigkeit von annähernd 5 m/s liegen die Schmierfilme zwischen 276 nm (Grundöl ohne Polymer) und 308 nm (Grundöl mit Polymer VI), dies entspricht einer Differenz von etwa 11 Prozent. Die theoretischen Schmierfilmdicken eines Grundöls mit Polymer sind mit steigenden Wälzgeschwindigkeiten zunehmend größer als die entsprechenden Messwerte.

Bei 80°C sind die Schmierfilme, wie zu erwarten, dünner (vgl. Abbildung 56). Die Messung des Grundöls ohne Polymer folgt bei höheren Wälzgeschwindigkeiten der Berechnung. Bei hohen Drehzahlen generiert das Grundöl mit Polymer IV den dünnsten Film, gefolgt vom

Grundöl ohne Polymer. Die dicksten Schmierfilme werden von den Grundölen mit den Polymeren II, V und VI gebildet.

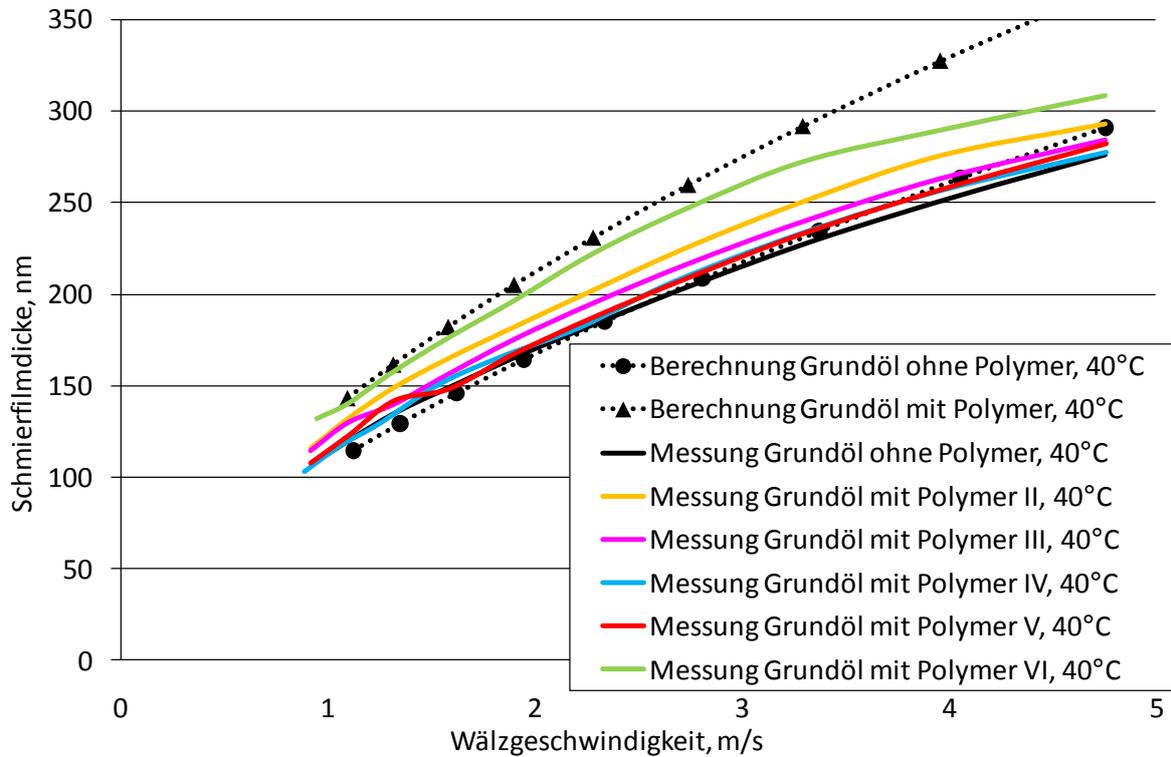


Abbildung 55: Schmierfilmdicken bei 40°C

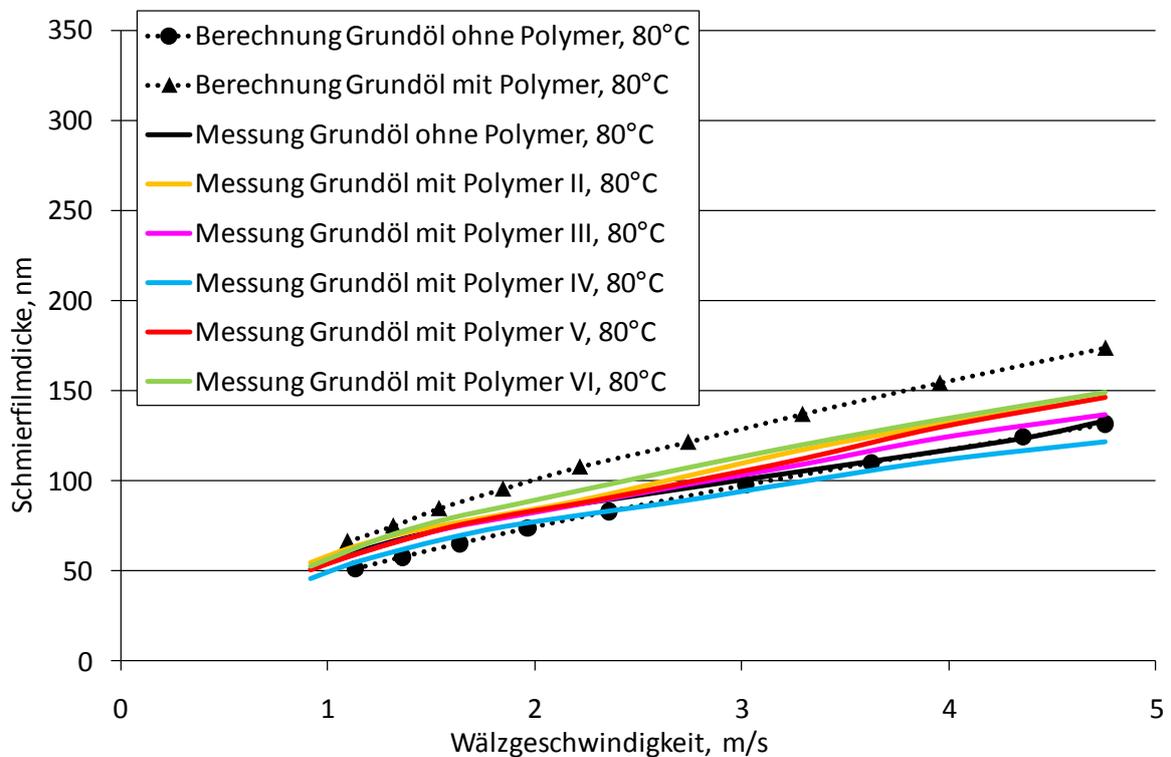


Abbildung 56: Schmierfilmdicken bei 80°C

Bei Wälzgeschwindigkeiten von annähernd 5 m/s beträgt der dünnste Schmierfilm 122 nm und der dickste Schmierfilm (Modellfett VI) 149 nm, eine Differenz von etwa 22 Prozent. Die berechneten Werte eines Grundöls mit Polymer liegen bei hohen Wälzgeschwindigkeiten über den gemessenen Werten.

Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass die Polymere die Schmierfilmbildung in EHD-Kontakten beeinflussen. Alle Polymere, außer Polymer IV, führen im Vergleich zum unadditivierten Grundöl zu dickeren Schmierfilmen, alle Schmierfilmdicken sind jedoch dünner als theoretisch berechnet. Zwischen den einzelnen Polymeren sind Höhenunterschiede zu erkennen (vgl. Abbildung 57). Auffällig ist auch, dass die Wirkungsweise der Polymere von der Schmierstofftemperatur beeinflusst wird. So produziert das Grundöl mit Polymer V bei 40°C einen um 2 Prozent dickeren Schmierfilm als das unadditivierte Grundöl, bei 80°C beträgt der Unterschied wiederum 10 Prozent. Umgekehrt fallen die Verhältnisse beim Grundöl mit Polymer IV aus. Bildet bei 40°C dieser Schmierstoff fast dieselbe Schmierfilmdicke wie das Grundöl ohne Polymer, ist der Schmierfilm bei 80°C dünner. Die beiden dispergierenden Polymere III und VI produzieren dickere Schmierfilme als das Grundöl ohne Polymer.

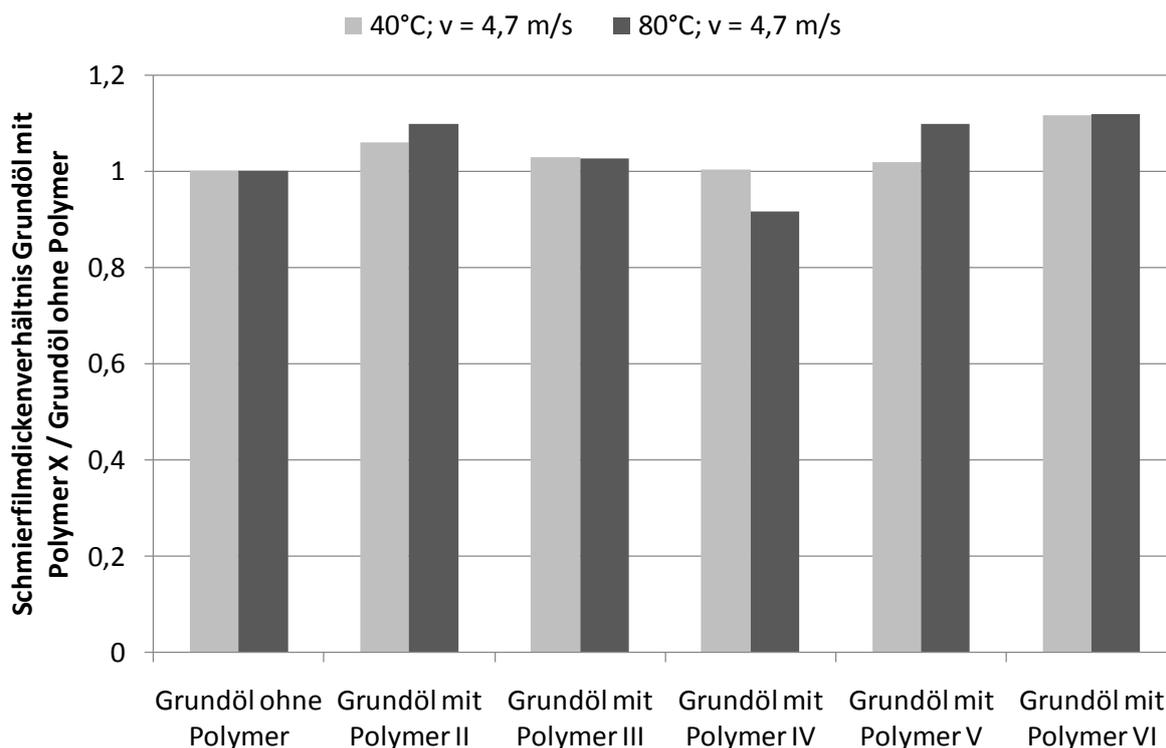


Abbildung 57: Relative Schmierfilmdicken

## 5.2.2 Fettuntersuchungen

### 5.2.2.1 Schmierfettkonsistenz

Nachdem, wie oben beschrieben, das Grundöl mit den verschiedenen polymeren Zusätzen untersucht wurde, werden anschließend die fertig formulierten Modellfette charakterisiert.

Abbildung 58 stellt die Konsistenzprüfung nach DIN ISO 2137 dar. Im Einzelnen werden die Messungen vor dem Kneten ( $P_u$ ), und nach dem Kneten im Fettknetter mit 60 ( $P_{w60}$ ) und 100.000 Doppelhüben ( $P_{w100.000}$ ) dargestellt. Darüber hinaus wird im Diagramm die nach Norm vorgegebene Wiederholbarkeit, d.h. die maximal zulässige Abweichung einer Messreihe, gezeigt ( $P_u$  mit sechs 0,1 mm Einheiten,  $P_{w60}$  mit fünf 0,1 mm Einheiten und  $P_{w100.000}$  mit sieben 0,1 mm Einheiten).

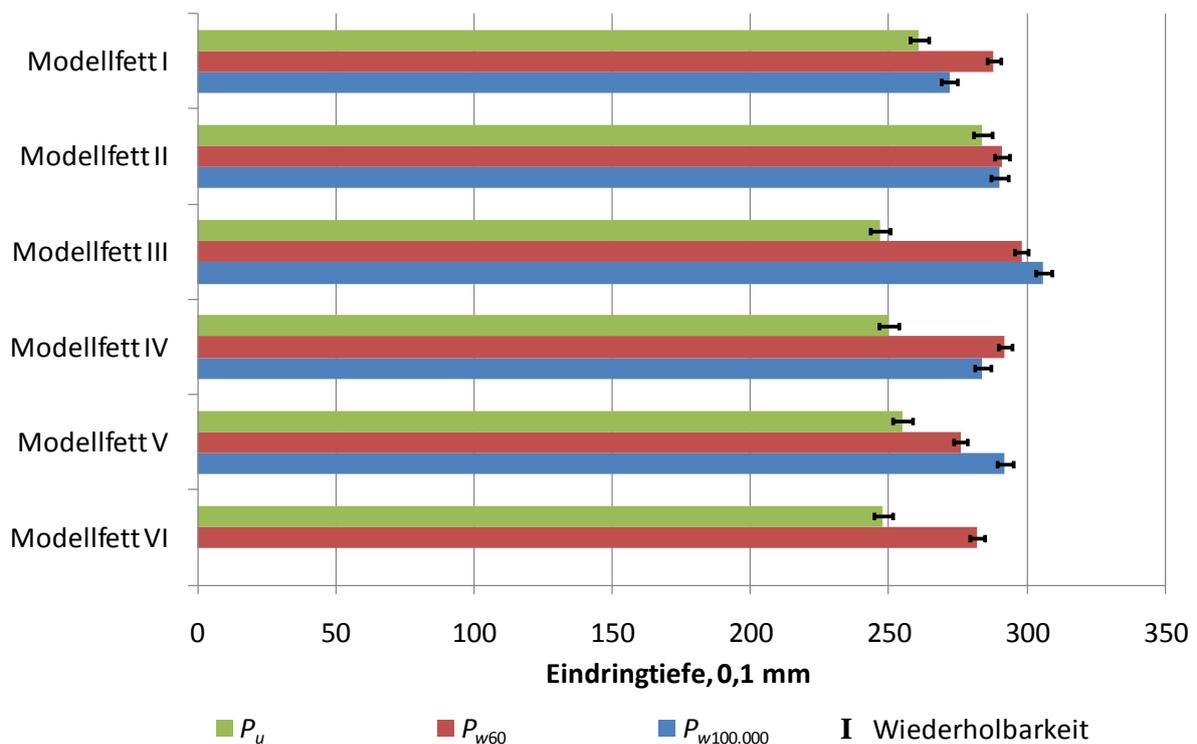


Abbildung 58: Schmierstoffkonsistenz-Werte vor und nach Beanspruchung im Fettknetter

Die Messungen vor dem Kneten verdeutlichen die unterschiedlichen Konsistenzen der Modellfette. Modellfett I zeigt ein  $P_u$  von 261, die Werte der Fette III, IV, V sowie VI liegen darunter und die Werte des Fettes II darüber. Ferner zeigen die Ergebnisse eine Abnahme der Konsistenz sowohl nach 60 als auch nach 100.000 Doppelhüben. Das Modellfett ohne Additiv zeigt eine Abnahme der Eindringtiefe  $P_{w60}$  um zehn Prozent und  $P_{w100.000}$  um vier Prozent. Die größte Abnahme lässt sich bei Modellfett III erkennen. Dort reduzieren sich  $P_{w60}$  und  $P_{w100.000}$  um mehr als 20 Prozent. Die geringsten Änderungen zeigen sich bei Modellfett II. Hier nimmt die Eindringtiefe bei beiden Messungen nur um jeweils zwei Prozent ab. Zur Erinnerung sei noch darauf hingewiesen, dass Grundöl, Verdicker und Verdickeranteil sich überhaupt nicht unterscheiden, es handelt sich ausschließlich um die Auswirkung der Polymerzusätze.

### 5.2.2.2 Scherstabilität nach der Klein'schen Methode

Die Bestimmung der Scherstabilität der Modellfette erfolgt nach der Methode von Klein. Die Messung der Eindringtiefe sofort nach der Scherung ( $P_{sk}$ ) zeigt bei allen Fetten bis auf eine Ausnahme höhere Werte als vor der Scherung ( $P_u$ ), was wiederum bedeutet, dass die Konsis-

tenz sich durch die Beanspruchung verringert. Lediglich bei Fett II dringt die Spitze nach der Beanspruchung weniger tief ein. Hier ist eine Verfestigung des Modellfettes zu beobachten. Besonders interessant ist die Messung nach 24 Stunden Ruhezeit ( $P_{sk24}$ ); alle Fette bis auf die Modellfett VI haben sich nach der Regenerationszeit, wenn auch unterschiedlich ausgeprägt, verfestigt.

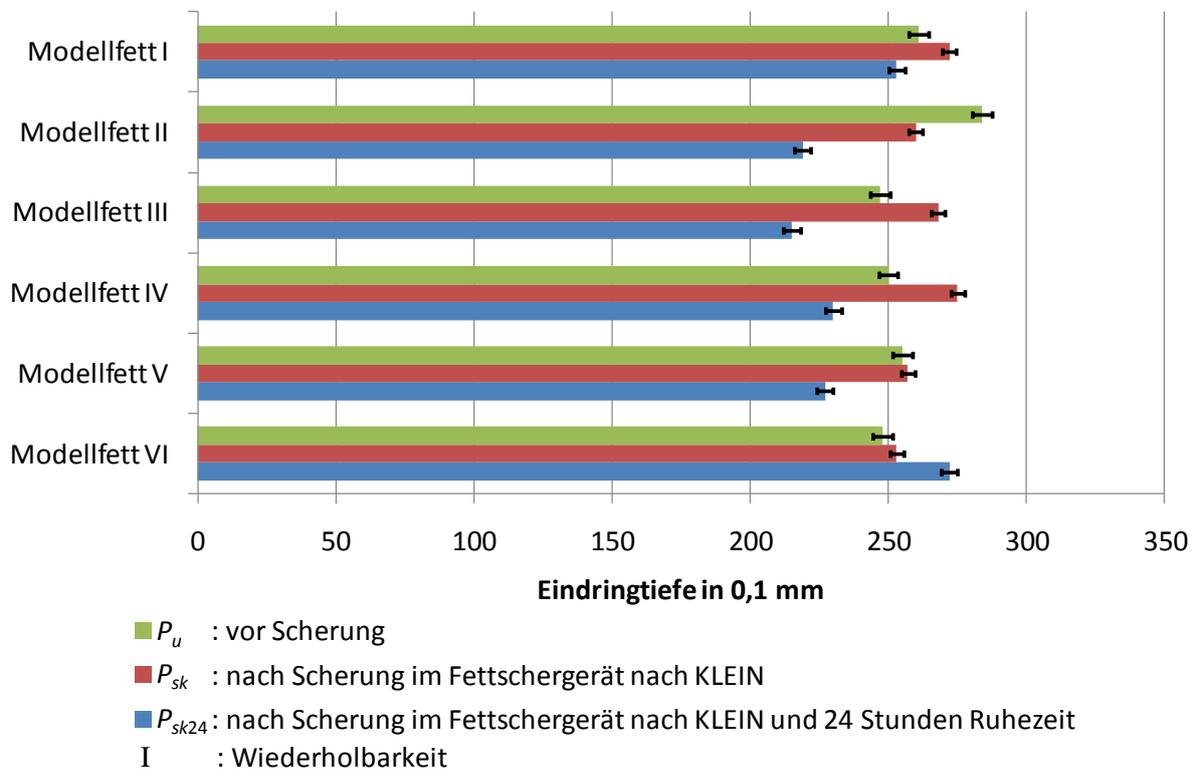


Abbildung 59: Scherstabilität nach der Klein'schen Methode

### 5.2.2.3 Fließeigenschaften

Abbildung 60 stellt die Fließkurven der sechs Modellfette für hohe Scherraten  $\dot{\gamma}$  dar. Die Messungen erfolgen mit einem Kegel/Platte-System bei 80°C bis zu einer Maximalscherrate von  $4.500 \text{ s}^{-1}$ . In der Abbildung sind sowohl Hochlauf- (höhere Kurve) als auch Verzögerungsphasen (tiefere Kurve) als Hysterese dargestellt.

Ab einer Scherrate von  $200 \text{ s}^{-1}$  weisen alle Kurven einen leicht degressiven Verlauf auf. Bei der Maximalscherrate von  $4.500 \text{ s}^{-1}$  entsteht bei Modellfett VI (Polymer mit 15.000 g/mol) die höchste Schubspannung. Das Modellfett mit Polymer IV, das das höchste Molekulargewicht hat (200.000 g/mol), liefert hingegen die kleinste Schubspannung. Darüber hinaus lassen sich bei den einzelnen Modellfetten in den Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen Hysterese-Verläufe erkennen. Diese können auf die Scherbeanspruchung im Messbetrieb zurückgeführt werden. Ähnlich wie bei den zuvor betrachteten KRL-Messungen werden die Modellfette bei dieser Messmethode erheblich beansprucht, wodurch die Verdickerstruktur bzw. die Polymermoleküle geschert werden. Dadurch nimmt die Schubspannung des jeweili-

gen Fettes ab. Dies wiederum führt dazu, dass die Schubspannung nach der Beanspruchung geringer ausfällt als zuvor beim Hochlauf.

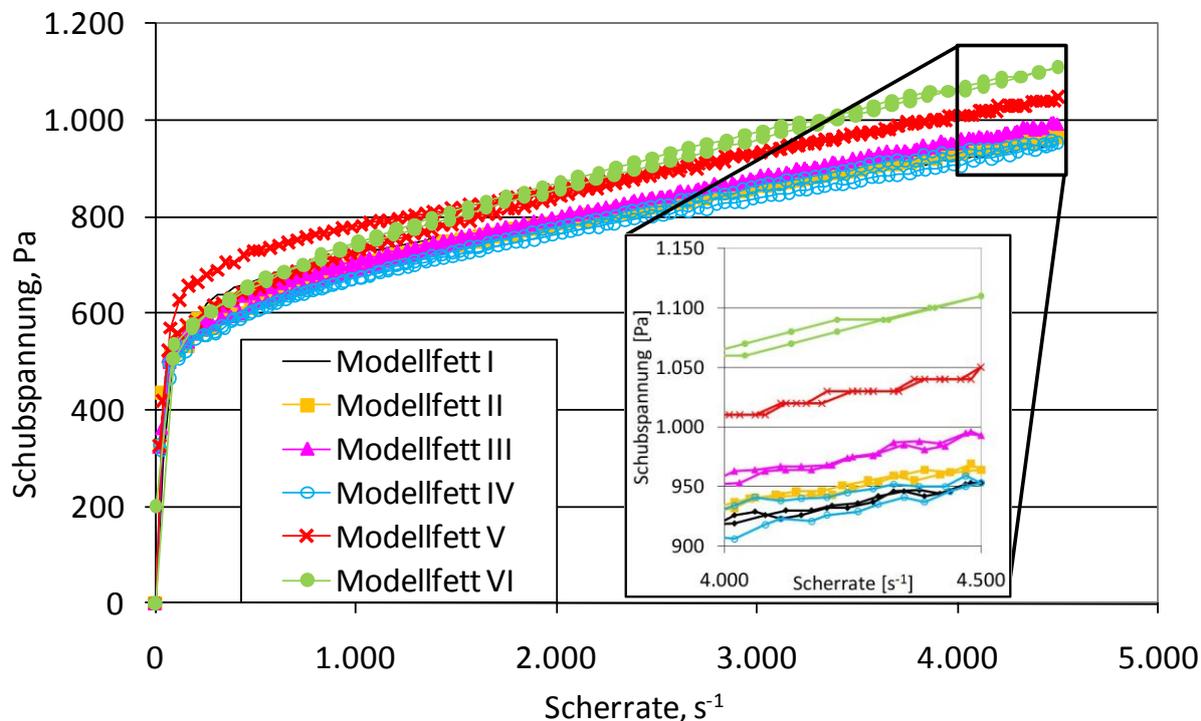


Abbildung 60: Fließkurven Kegel-Platte-System bei 80°C

Die unterschiedlichen Fließgrenzen der sechs Modellfette stellt Abbildung 61 dar. Sie zeigt die Absolutwerte der Fließgrenzen. Es ist zu erkennen, dass die Fließgrenze des Fettes III nur ca. ein Drittel des Wertes des Referenzfettes beträgt. Auch die Werte des Modellfettes VI liegen unter den Referenzwerten. Wie bereits diskutiert, wird diese Änderung lediglich durch eine Zugabe von Polymeren bewirkt. Grundöl- oder Verdickertyp sind unverändert.

Diese Messungen zeigen nicht nur, dass sich beim dispergierenden Polymer mit niedrigem Molekulargewicht die niedrigste Fließgrenze feststellen lässt, sondern auch, dass das Molekulargewicht anscheinend keinen Einfluss auf die Fließgrenze hat. Dies lässt sich am Vergleich der Fette II und III verdeutlichen. Bei beiden Fetten kommen Polymere mit ähnlichen Molekulargewichten zum Einsatz. Trotzdem ist die Fließgrenze des Fettes II mehr als doppelt so groß wie die des Fettes III. Offenbar weist hier die Funktionalität der Polymere einen größeren Einfluss als das Molekulargewicht auf.

Abbildung 62 spiegelt die Ergebnisse der Fließdruckmessungen nach DIN 51805 wieder. Die Messungen bestätigen, dass die Zugabe von Polymeren die Fließeigenschaften der Fette auch bei tiefen Temperaturen beeinflusst. Während die oben beschriebenen Konsistenzmessungen ( $P_u$ ) bei einer Temperatur von 25°C erfolgen, betragen die Temperaturen bei den Fließdruckmessungen zwischen -25°C und -35°C.

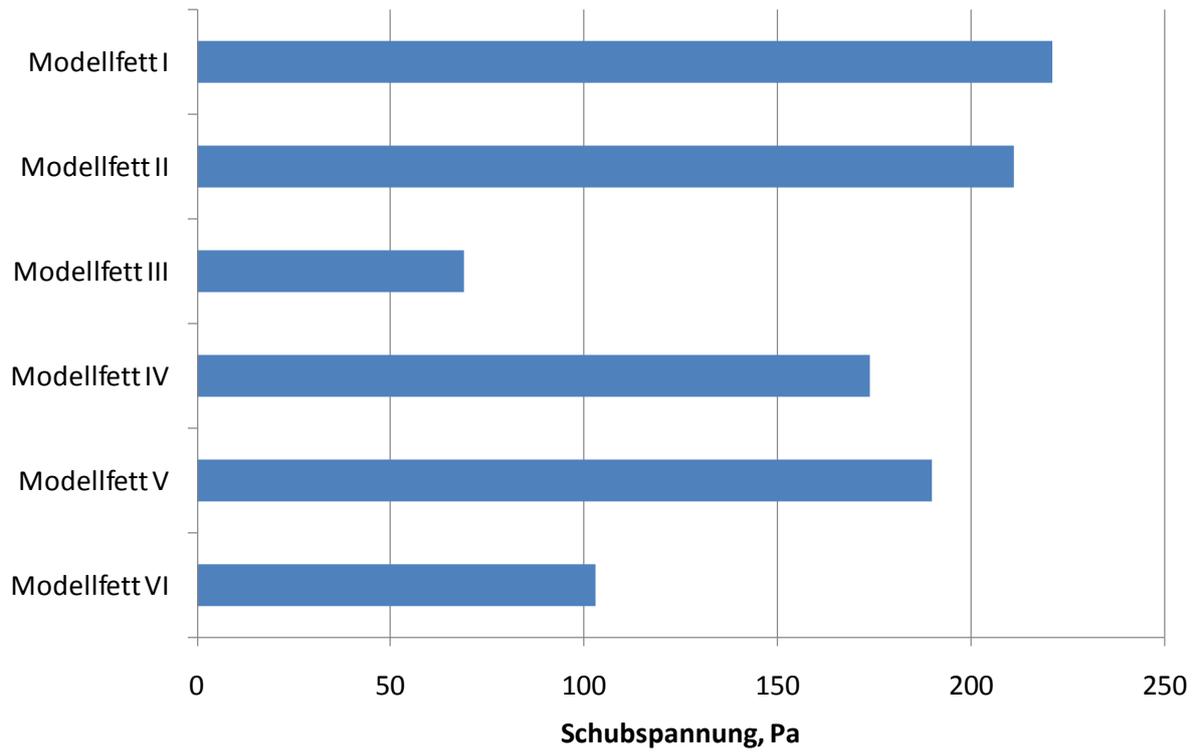


Abbildung 61: Fließgrenzen bei 80°C

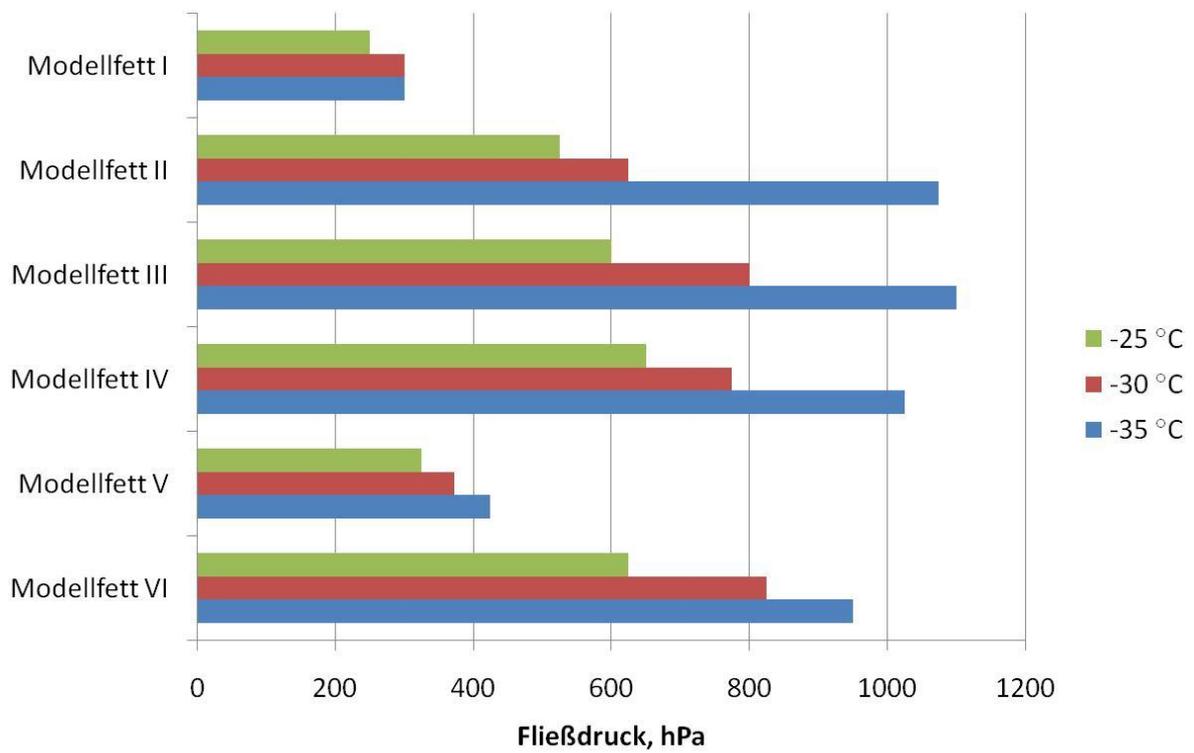


Abbildung 62: Fließdruckmessung nach DIN 51807

Nehmen bei den Konsistenzmessungen die Eindringtiefen und damit die Konsistenz bei additivierten Fetten im Verhältnis zum Referenzfett ab, steigt wie erwartet der gemessene Fließdruck nach Additivierung. Dies kann z.T. auf die höhere Gündölviskosität zurückgeführt werden. Ein weiterer Grund kann in der Polymerzusammensetzung zu finden sein. Besonders lässt sich dies bei abnehmender Temperatur erkennen. Ist der Fließdruck  $p$  des Referenzfettes bei  $-30^{\circ}\text{C}$  und  $-35^{\circ}\text{C}$  nahezu identisch, sind bei den Modellfetten II, III und IV Unterschiede zu erkennen. Insbesondere bei Modellfett II führt die beschriebene Temperaturreduzierung zu einer erheblichen Zunahme des Fließdrucks.

Durch Zugabe von Polymeren werden die Fließeigenschaften der Fette auch bei tiefen Temperaturen angepasst. Ferner werden in diesem Temperaturbereich die PAMA-Moleküle von einer Temperaturänderung beeinflusst, während sich der Fließdruck des Fettes mit PIB (Modellfett V) nur geringfügig ändert.

#### 5.2.2.4 Ölabscheidung

Nachfolgend werden Ölabscheidungsmessungen in zwei Schritten nach zwei unterschiedlichen Methoden vorgestellt. Im ersten Schritt wurden Messungen nach DIN 51817 durchgeführt. Anschließend wurde die Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode gemessen.

Die statischen Ölabscheidungsmessungen erfolgen nach DIN 51817 [DIN98]. Bei  $40^{\circ}\text{C}$  scheiden alle Modellfette nahezu die gleiche Menge Öl ab, und zwar nach sieben Tagen Versuchszeit zwischen 2,2 Prozent und 2,8 Prozent. Diese Werte liegen somit alle in der nach Norm zu erwartenden Wiederholbarkeit von ein Prozent.

Tabelle 7: Ölabscheidung bei  $40^{\circ}\text{C}$  nach DIN 51817

	Messung bei $40^{\circ}\text{C}$	
	18 Stunden	168 Stunden
	Ölabscheidung in Gewichtsprozent	
Modellfett I	1,1	2,8
Modellfett II	0,8	2,7
Modellfett III	0,9	2,7
Modellfett IV	1,1	2,9
Modellfett V	0,8	2,2
Modellfett VI	1,1	2,45

Die Ölabscheidungs-messungen nach der Filterpapier-Ringmethode über einen Zeitraum von 100 Stunden bei 70°C sind in Abbildung 63 dargestellt. Die Kurven zeigen, dass in den ersten

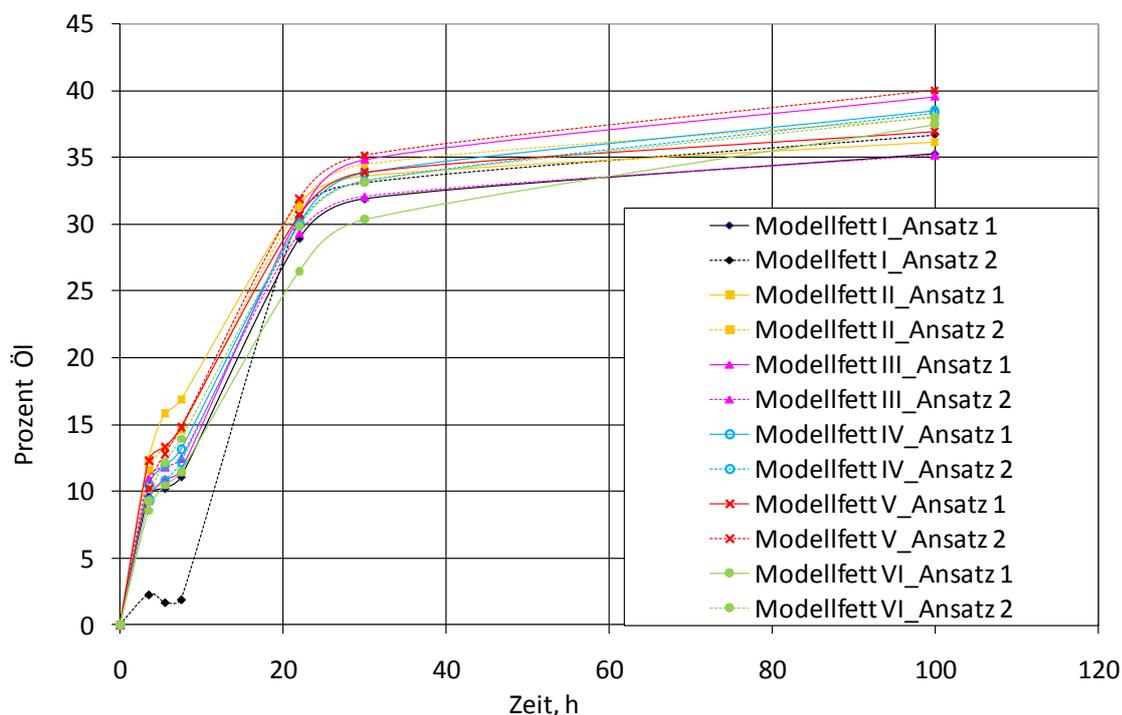


Abbildung 63: Statische Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode bei 70°C

30 Stunden deutlich mehr Öl abgegeben wird, als in den darauffolgenden Stunden bis zum Abschluss der Messungen. Insgesamt lassen sich anhand der hier vorliegenden Messungen keine klaren Tendenzen erkennen. Die prozentualen Werte der Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode nach 100 Std. und der daraus resultierende Mittelwert sind anschließend in Tabelle 8 dargestellt.

Tabelle 8: Relative Ölabscheidung nach der Filterpapier-Ringmethode bei 70°C

	Messung bei 70°C, 100 Stunden		
	Ansatz 1	Ansatz 2	Mittelwert
	Ölabscheidung in Gewichtsprozent		
Modellfett I	35,3	36,7	36,0
Modellfett II	36,1	38,0	37,0
Modellfett III	39,6	35,2	37,4
Modellfett IV	38,5	38,3	38,4
Modellfett V	36,9	40,0	38,5
Modellfett VI	37,5	38,0	37,7

### 5.2.2.5 Polymergehalt im ausgebluteten Öl

Nachdem oben gezeigt wurde, dass durch Zugabe von polymeren Additiven zum Grundöl die Viskosität beeinflusst werden kann, gilt es im nächsten Schritt festzustellen, ob die Polymere sich aus der Verdickerstruktur lösen und letztendlich im Wälzkontakt zu finden sind [GAT09a]. Hierzu werden die Ölabscheidungsversuche nach DIN 51817 wiederholt, diesmal jedoch bei 80°C.

Nach dem Ölabscheidungsversuch wird anschließend die Scherviskosität der ausgebluteten Öle in Anlehnung an die DIN 51810 bestimmt [DIN07a], um sie dann der Scherviskosität des Grundöls gegenüberzustellen. Aus diesem Vergleich lässt sich erkennen, inwieweit sich Polymere und Verdickeranteile im ausgebluteten Öl befinden. Die Ergebnisse dieser Messungen stellt Tabelle 9 dar.

Tabelle 9: Untersuchung der ausgebluteten Öle

Öl ausgeblutet aus	Polymer	Untersuchung der Ausblutung	
		Änderung der Scherviskosität (Im Vergleich zu Grundöl) [Pas]	IR-Spektrum
Modellfett I	ohne	0	identisch zu Frischöl
Modellfett II	II	+1,5	Polymer erkennbar
Modellfett III	III	+2,2	Polymer erkennbar
Modellfett IV	IV	+2,8	Polymer erkennbar
Modellfett V	V	-3,2	Polymer nicht erkennbar
Modellfett VI	VI	+3,3	Polymer erkennbar

Zuerst wird das aus Modellfett I ausgeblutete Öl untersucht. Dieses zeigt dieselbe Viskosität wie das Referenzöl, was wiederum darauf schließen lässt, dass sich keine Verdickerbestandteile in der Ölabscheidung befinden. Bei allen Ölabscheidungen aus Modellfetten mit PAMA zeigen sich höhere Viskositäten. Am auffälligsten ist das aus Modellfett VI ausgeblutete Öl, dessen Viskosität um 3,3 Pas zunimmt, was offenbar auf Polymere und Verdickerbestandteile in der Ölabscheidung zurückzuführen ist. Im Gegensatz hierzu zeigt das aus Modellfett V ausgeblutete Öl, welches PIB als Additiv enthält, nach dem Versuch eine geringere Viskosität als das Grundöl. Anscheinend befinden sich in diesem ausgeschiedenen Öl keine Polymer- oder Verdickerbestandteile.

Bei den Untersuchungen ist zu erkennen, dass die Änderung der Viskosität nicht vom Molekulargewicht abhängt. Zwar erkennt man beim Modellfett VI mit dem niedrigsten Molekulargewicht von 15.000 g/mol die größte Viskosität und vermutlich auch Polymerabgabe aus dem Verdicker, bei den beiden Modellfetten II und III mit 50.000 g/mol ist die Viskosität geringer als beim Modellfett IV mit einem Molekulargewicht von 200.000 g/mol.

Da die genaue Polymermenge in der Ölabscheidung nach dieser Methode nicht bestimmt werden kann, ist fraglich, inwieweit z.B. bei Polymer II eine größere Polymermenge im Verdicker verbleibt. Da der Einfluss des Polymers auf die Viskosität mit steigendem Molekulargewicht zunimmt, könnten sich aus dem Verdicker des Modellfetts IV weniger Polymere lösen, die wiederum die Viskosität stärker beeinflussen, als z.B. eine größere Menge des Polymers II.

Zwar ist keine quantitative Analyse der Polymere erfolgt, qualitativ lassen sie sich in der Ölabscheidung mittels IR-Spektren nachweisen. In Abbildung 64 ist das IR-Spektrum des aus Modellfett I ausgebluteten Öls im Verhältnis zum Spektrum des Grundöls dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beide Spektren dem gleichen Trend folgen. Darüber hinaus ist zu sehen, dass sich in der Ölabscheidung keine Lithium-Verdickerbestandteile befinden (Wellenzahl ca.  $1.560\text{ cm}^{-1}$  bzw.  $1.580\text{ cm}^{-1}$ ).

**Bezeichnung:**

- Grundöl (nur PAO Ester)
- Modellfett I- Ölabscheidung

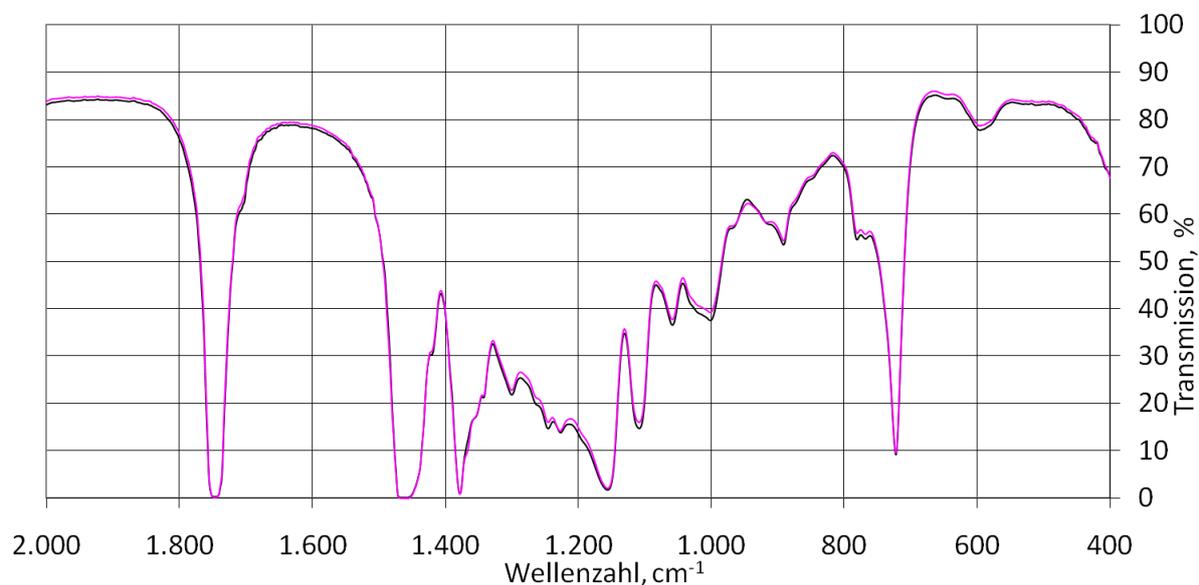


Abbildung 64: Spektren des Grundöls und des aus Modellfett I ausgebluteten Öls

Exemplarisch für die additvierten Modellfette sind in Abbildung 65 die IR-Spektren des Polymers III, der Ölabscheidung des Modellfett III, des Grundöls mit Polymer III und des Grundöls ohne Polymer abgebildet. Der Vergleich der Ölabscheidung des Modellfetts III mit dem Grundöl ohne Polymerzusätze zeigt Unterschiede. Insbesondere in den Bereichen um

1.350 und 1.700  $\text{cm}^{-1}$  sind Anzeichen von Polymer III in dem ausgebluteten Grundöl zu finden. Ein ähnliches Verhalten wird auch für die Ölabscheidungen der anderen Modellfette mit PAMA festgestellt. Lediglich beim Modellfett mit PIB lassen sich keine Anzeichen des Polymer im ausgebluteten Öl finden.

**Bezeichnung**

■ Polymer III

■ Grundöl mit Polymer III

■ Modellfett III-Ölabscheidung

■ Grundöl (nur PAO Ester)

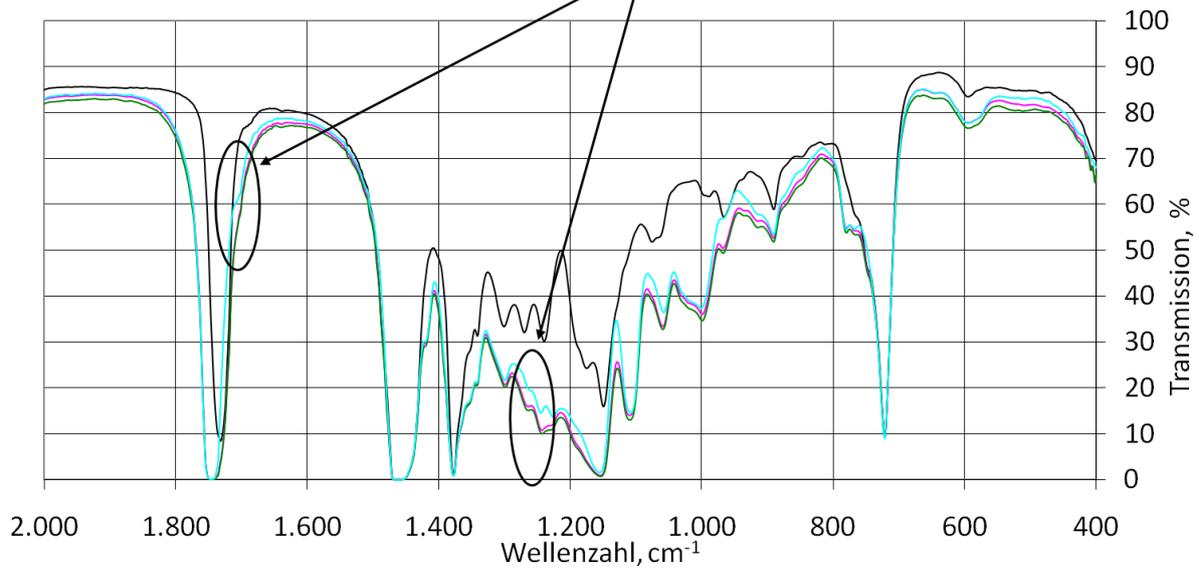
**Hinweise auf Polymer in der Ölabscheidung**

Abbildung 65: IR-Spektren mit Polymer III

## 6. Dauerversuche

Nachdem in den vorherigen Kapiteln die Modellfette rheologisch charakterisiert wurden, werden im nächsten Schritt die Fette im Rahmen von Langzeit-Bauteilversuchen untersucht. Dabei soll festgestellt werden, ob die unterschiedliche Additivierung die Betriebseigenschaften beeinflusst.

### 6.1 Versuchsbedingungen und Versuchsablauf

Die Dauerversuche erfolgen auf den in Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Dauerlauf-Prüfständen. Eingesetzt werden Spindellager des Typs 7008.c.t.p4s.ul mit einem 15° Druckwinkel, die paarweise zum Einsatz kommen. Die axiale Vorspannung beträgt 160 N, die radiale Belastung durch das Eigengewicht ist vernachlässigbar. Die gewählte Vorspannkraft ist der minimal zulässige Wert für die im Dauerlauf gefahrene Drehzahl. Als Abbruchkriterium ist das Überschreiten von 100°C, gemessen an einem der beiden Außenringe der eingesetzten Prüflager, definiert. Dabei wird sichergestellt, dass im Versuchsbetrieb die Lagertemperaturen nicht durch eine externe Temperaturquelle beeinflusst werden. Somit lassen sich die gemessenen Temperaturen eindeutig auf die Reibverluste des jeweiligen Lagers zurückführen. Um sicherzustellen, dass Schwankungen der Umgebungstemperatur die Versuche nicht beeinflussen, befinden sich die Prüfstände in einem bei 20°C temperierten Raum. Eine Übersicht der hier beschriebenen Prüfbedingungen zeigt Tabelle 10. Neben der kontinuierlichen Temperaturerfassung werden auch diskontinuierlich die Kapazitäten der Lager bestimmt und anschließend zur Berechnung der Schmierfilmdicken herangezogen. Eine Übersicht der Dauerversuchs-Messparameter zeigt Tabelle 11.

Tabelle 10: Prüfbedingungen Dauerversuch

Prüfstand	Dauerlauf-Prüfstand
Versuchslager	B7008.c.t.p4s.ul (15° Druckwinkel)
Fettmenge	30 Prozent des freien Lagerraums, gleichmäßig über den Umfang verteilt
Vorspannung	160 N, rein axial
Drehzahl	26.000 min <sup>-1</sup> ( $n \times d_m = 1,4 \cdot 10^6$ mm/min)
Anzahl Versuche pro Modellfett	5 Lagerpaare, Sudden Death Methode
Abbruchbedingung	Temperatur am Außenring >100°C
Umgebungsbedingungen	20°C, Temperaturkontrolle

Tabelle 11: Messparameter Dauerversuch

Parameter	Messpunkt	Messweise
Temperaturen	Außenring eines jeden Prüflagers einzeln	Kontinuierlich
Kapazitäten	Über beide Prüflager	Diskontinuierlich

Vor Beginn der Bauteilversuche bzw. der Montage der Prüflager werden diese gründlich gereinigt, um den anhaftenden Korrosionsinhibitor zu entfernen. Diese Vorgehensweise ist aufgrund der Vergleichbarkeit mit früheren Versuchen und der relativ kleinen Fettmenge im Vergleich zum anhaftenden Konservierungsmittel bei diesen Modellversuchen sinnvoll. Generell ist durchaus eine denkbare Alternative, das Konservierungsmittel nicht zu entfernen, wenn man praxisnahe Bedingungen einhalten will. Eine genaue Beschreibung des Reinigungsverfahrens findet sich bei Zabel [ZAB05]. Nach der Reinigung werden jeweils zwei Versuchslager pro Ansatz montiert und befettet. Da sich in der Vergangenheit gezeigt hat, dass die Fettmenge und die anfängliche Verteilung des Fettes erheblich den Prüflauf beeinflussen [FRA99, ZAB05], erfolgt die Befettung stets gleich, und zwar so, dass 30 Prozent des freien Lagervolumens gleichmäßig mit Fett gefüllt ist. Um darüber hinaus sicherzustellen, dass sich das Fett gleichmäßig verteilt, wird zu Beginn eines jeden Prüflaufs eine einheitliche 50-stündige Einlaufsequenz durchlaufen. Diese sieht vor, dass die Betriebsdrehzahl zunächst stündlich in Intervallen von  $1.000 \text{ min}^{-1}$  erhöht wird. Nachdem die Prüfspindel die Drehzahl  $10.000 \text{ min}^{-1}$  erreicht, wird diese für die Dauer von 12 Stunden gehalten, wodurch sich ein Beharrungszustand einstellt. Danach erfolgt eine Erhöhung auf eine Drehzahl von  $20.000 \text{ min}^{-1}$ , wiederum in Inkrementen von  $1.000 \text{ min}^{-1}$ . Auch bei dieser Drehzahl verharrt die Prüfspindel für einen Zeitraum von 12 Stunden. Anschließend werden, aufgrund der bereits sehr hohen Drehzahl, die Umdrehungen in  $2.000 \text{ min}^{-1}$  Intervallen erhöht, so dass nach 3 Stunden abschließend die Versuchsdrehzahl von  $26.000 \text{ min}^{-1}$  (Drehzahlkennwert  $n \times d_m 1,4 \times 10^6 \text{ mm min}$ ) erreicht wird. Nach dieser 50-stündigen Einlaufphase wird die Drehzahl bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  so lange konstant gehalten, bis die Temperatur an einem der beiden Lager  $100^\circ\text{C}$  überschreitet. Beim Erreichen dieser Grenze wird der Versuch abgebrochen (vgl. Tabelle 12). Um mit hinreichender statistischer Absicherung die Gebrauchsdauern der einzelnen Modellfette bestimmen zu können, sind pro Ansatz mindestens fünf Prüfläufe vorgesehen. Dabei soll nach Möglichkeit jeder der fünf Prüfläufe auf einem unterschiedlichen Prüfstand durchgeführt werden.

Tabelle 12: Prüfablauf

Versuchsablauf	Drehzahl	Dauer
Einlauf	In 1.000 min <sup>-1</sup> Stufen bis 26.000 min <sup>-1</sup> , dabei jeweils 12 h verharren bei 10.000 min <sup>-1</sup> und 20.000 min <sup>-1</sup>	50 Stunden
Dauerlauf	26.000 min <sup>-1</sup>	Zeitraum bis zum Erreichen einer Lagertemp. von 100°C

Abbildung 66 stellt einen charakteristischen Messschrieb eines Prüflaufs, in diesem Fall mit Modellfett IV, dar. In den ersten 50 Stunden zeigt der Messschrieb den Einlauf mit den zunehmenden Drehzahlen und Temperaturen. Ein Beharrungszustand stellt sich jedoch erst nach mehr als 100 Stunden ein, da in den ersten Stunden nach dem Einlauf das Fett weiterhin aus den Lagern verdrängt wird und die Temperaturen um ca. 10°C abfallen. Auch im Beharrungszustand lässt sich immer wieder beobachten, dass die Temperatur manchmal blitz-

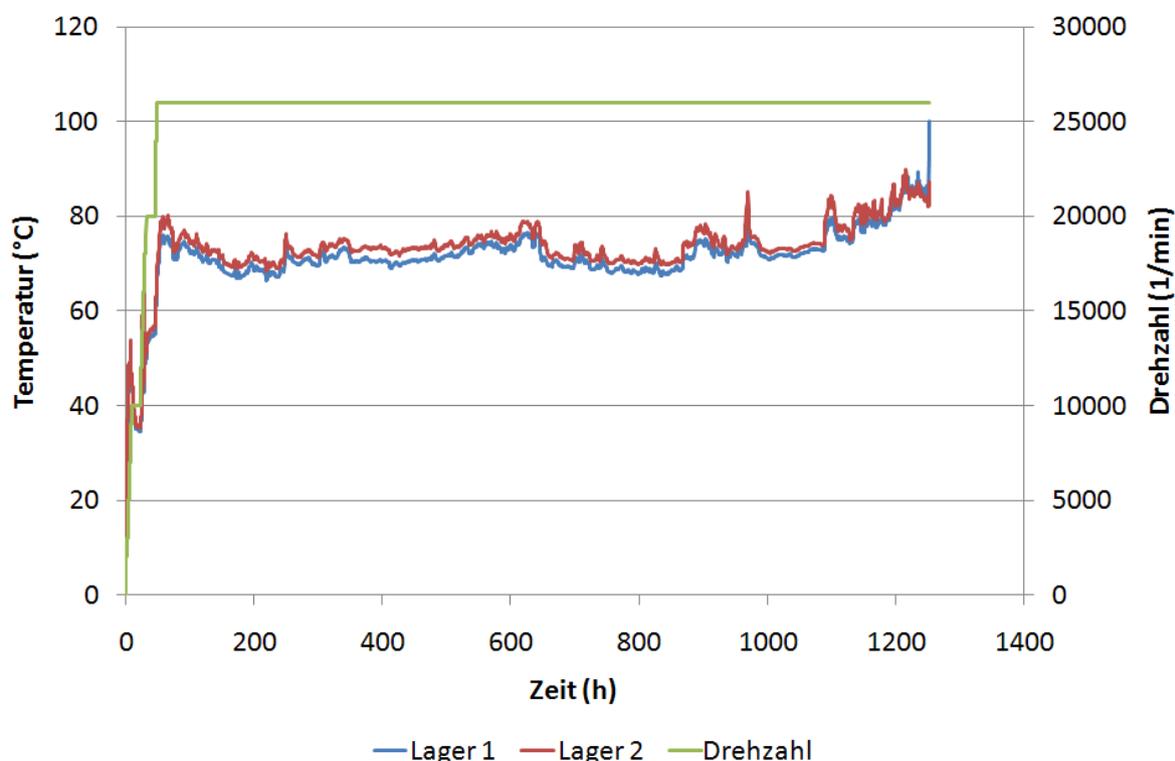


Abbildung 66: Messschrieb eines Prüflaufs

artig um bis zu 15°C ansteigt. Dies ist auf ein Nachfließen des Fettes von außerhalb des Kontakts in den Kontakt beziehungsweise in die Laufbahn zurückzuführen. In diesem Fall steigt auch das Reibmoment sprunghaft an. Nach einer gewissen Zeit wird jedoch der Schmierstoff

wieder verdrängt und Temperatur bzw. Reibmoment fallen erneut ab. Da sich beide Lager im selben Prüfkopf befinden, zeigt sich der Temperaturanstieg nicht isoliert bei einem Lager, auch beim Nachbarlager kann eine Temperaturerhöhung, wenn nicht im selben Ausmaß, beobachtet werden.

Gegen Ende des Prüflaufs, nach ca. 1.200 Stunden steigt die Temperatur allmählich an. In der letzten Stunde des Prüflaufs allerdings kommt es zu einem äußerst raschen Temperaturanstieg, der typisch für die Versuche mit diesen Fetten und Lagern ist. Dabei steigen die Temperaturen in einem kurzen Zeitraum bis über 100°C an, ohne dass sich dies vorab im Temperaturverlauf ankündigt. In dem hier dargestellten Beispiel fällt Lager 1 aus. Dieses Lager wird demzufolge nachfolgend als Ausfalllager bezeichnet, das andere Lager, das nicht 100°C erreicht, soll als Durchläufer bezeichnet werden.

## 6.2 Einlaufverhalten

In den ersten Stunden eines Wälzlagerversuchs mit Fettschmierung durchläuft das tribologische System einen Einlaufprozess, in dem wichtige rheologische Vorgänge bzw. Veränderungen ablaufen. Gleich zu Beginn des Versuchs wird das überschüssige Schmierfett aus den Laufbahnen der Lager verdrängt, woraufhin sich sowohl die Reibung im EHD-Kontakt als auch die Planschverluste außerhalb der Kontakte verringern. Neben dem Verdickertyp und der Verdickerkonzentration beeinflusst die Viskosität des für die Herstellung des Schmierfetts verwendeten Grundöls wesentlich die Rheologie. Während des Einlaufs laufen zudem chemische Prozesse ab. Erwärmen sich Schmierstoff und Lager aufgrund der Reibungsverluste, reagieren die Schmierstoffbestandteile mit den Lagerlauflächen, wenn die dafür erforderliche Aktivierungsenergie aufgebracht wird. Oftmals sind die in dem Schmierstoff enthaltenen Additive an dem Prozess beteiligt. So können z.B. polare Additive, wie die hier eingesetzten dispergierenden PAMA, Adsorptionsschichten auf den Stahlflächen bilden, wodurch das Reibungs- und Verschleißverhalten beeinflusst wird. Im Nachfolgenden ist das Einlaufverhalten in den ersten 60 Stunden einiger ausgewählter Versuchsläufe dargestellt. Zuerst werden die Versuche mit den Modellfetten mit nicht dispergierenden PAMA und PIB gezeigt, anschließend folgen die Versuchsläufe mit den Modellfetten mit den dispergierenden PAMA.

### 6.2.1 Modellfette mit nicht dispergierenden PAMA sowie PIB

Abbildung 67 [GAT09a, GAT09b] stellt exemplarisch die ersten 60 Stunden der Einlaufprozedur einiger ausgewählter Prüfläufe mit den Modellfetten I, II, IV und V dar. Nehmen die Drehzahlen zu, so steigen auch die Temperaturen. In den ersten zehn Stunden des Vergleichs (Drehzahlen bis 10.000 min<sup>-1</sup>) stellen sich bei Modellfett V die höchsten Temperaturen ein. Diese sind durchschnittlich 17°C höher als die erfassten Temperaturen des Modellfetts ohne Additiv. In der anschließenden Phase zwischen zehn und 22 Stunden, bei der die Drehzahl bei 10.000 min<sup>-1</sup> konstant bleibt, kommt es bei allen Modellfetten zu einem Beharrungszustand. In der nach 22 Stunden eintretenden Phase steigen die Temperaturen mit zunehmender

der Drehzahl. Sobald die Drehzahl  $20.000 \text{ min}^{-1}$  erreicht und gehalten wird, kommt es bei einigen Modellfetten zu einem Beharrungszustand, teilweise, wie z.B. bei Modellfett V zu erkennen, fallen die Temperaturen sogar. In der letzten Phase, in der die Drehzahlen auf  $26.000 \text{ min}^{-1}$  erhöht werden, steigen die Temperaturen erwartungsgemäß erneut an.

Modellfett I zeigt fast im gesamten Untersuchungszeitraum die geringsten Temperaturen, was zu erwarten ist, da dieses Modellfett die niedrigste kinematische Viskosität aufweist. Unterschiede lassen sich beim Vergleich der beiden Modellfette mit nicht dispergierenden

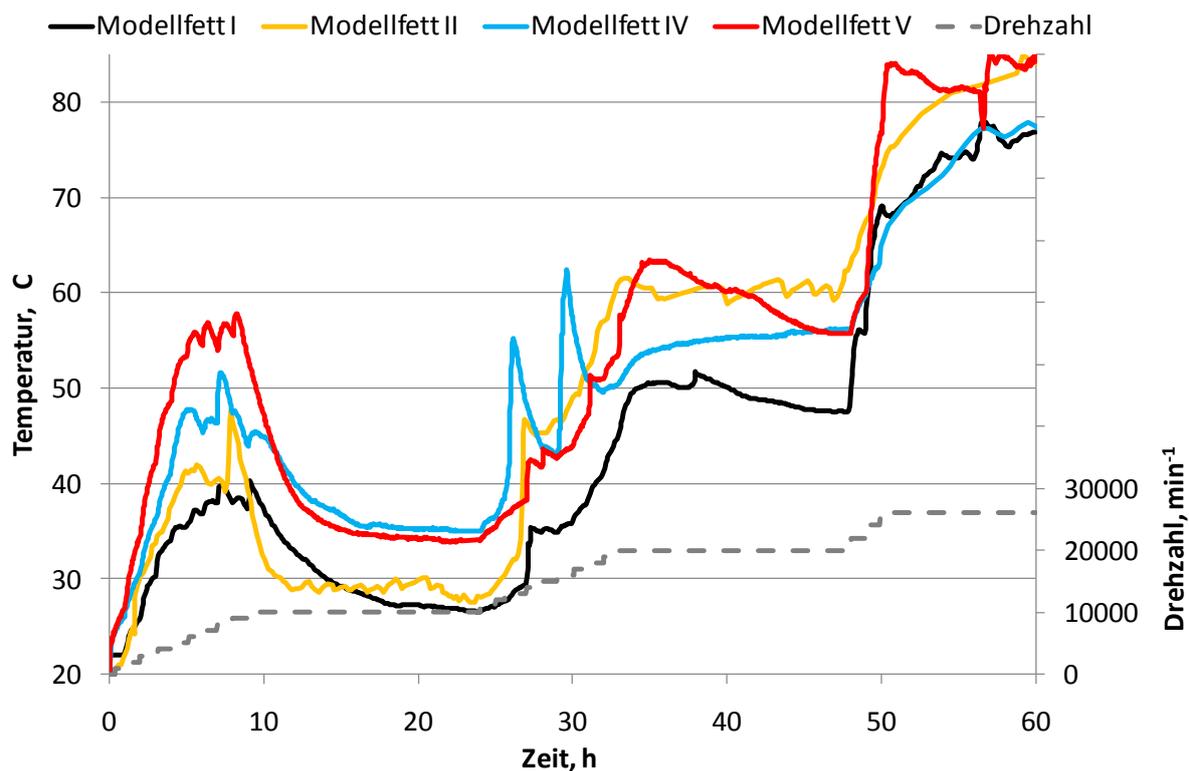


Abbildung 67: Einlauf Modellfette I, II, IV und V

PAMA, Modellfett II und IV erkennen. Bei beiden Additiven handelt es sich um den gleichen Polymertyp, sie unterscheiden sich nur im Molekulargewicht. Während Polymer II lediglich ein Molekulargewicht von  $50.000 \text{ g/mol}$  aufweist, sind die Moleküle des Polymers IV mit einem Molekulargewicht von  $200.000 \text{ g/mol}$  länger. Demzufolge weist Modellfett II einen höheren Polymergehalt auf, denn nur so kann, trotz des niedrigeren Molekulargewichts, dieselbe kinematische Viskosität eingestellt werden. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen des Modellfettes II in den ersten 30 Stunden des Versuchs unter den Temperaturen des Modellfettes IV liegen, obwohl beide Modellfette auf dieselbe kinematische Viskosität eingestellt wurden. Im Gegensatz zu den anderen Modellfetten erhöht sich bei Modellfett IV nach 22 Stunden die Temperatur zweimal sprunghaft, danach fallen die Temperaturen dieses Modellfettes unter die Temperaturen des Modellfettes II. Nach Erreichen der Höchstdrehzahl folgt die Temperatur des Modellfettes IV nahezu dem Verlauf der Kurve des unadditvierten Modellfettes.

Diese Ergebnisse deuten darauf hin, dass die Polymere des Modellfetts II ihre ursprünglichen Kettenlängen beibehalten und sich dadurch bei höheren Drehzahlen höhere Scherwiderstände, Reibung sowie höhere Temperaturen einstellen als beim Basisfett.

Im Allgemeinen gilt aber auch, dass die Polymermoleküle sich bei hohen Scherraten und Drücken zunehmend im Scherfeld ausrichten und damit die viskositätserhöhende Wirkung der Polymere nachlässt, und zwar umso mehr, je länger die Polymermoleküle sind. Dies trifft auf die Polymere des Fettes IV zu, die bei höheren Drehzahlen nicht mehr viskositätserhöhend wirken (Abbildung 67, rechts). Neben den reversiblen Veränderungen erleidet Modellfett IV offenbar auch irreversible Veränderungen, die dadurch entstehen, dass die Polymerketten z.T. zerrissen werden und dadurch ein Teil der eindickenden Wirkung auf Dauer verloren geht. Möglicherweise führen diese Effekte auch zu den sprunghaften Temperaturanstiegen nach 22 Stunden Betriebszeit.

Modellfett V mit PIB zeigt in den ersten 12 Stunden die höchsten Temperaturen, sobald jedoch die Drehzahl bei  $10.000 \text{ min}^{-1}$  gehalten wird, fällt die Kurve unter die des Modellfetts IV. Im weiteren Versuchsverlauf liegen die Temperaturen teilweise unterhalb, teilweise oberhalb derjenigen der anderen additivierten Modellfette. Da es sich bei diesem Polymer um ein PIB handelt, ist kein direkter Vergleich mit den beiden Modellfetten mit PAMA möglich. Allerdings verursacht PIB gegen Ende der Einlaufzeit ähnlich hohe Temperaturen wie Modellfett II. Die Polymere dieser zwei Modellfette weisen beide ein Molekulargewicht von  $50.000 \text{ g/mol}$  auf.

### 6.2.2 Modellfette mit dispergierenden PAMA

Abbildung 68 [GAT09a] stellt den Einlauf ausgewählter Versuchsläufe mit den Modellfetten I, III und VI dar. Bei den Modellfetten III und VI handelt es sich um Schmierstoffe mit dispergierenden PAMA. Die Kurve des Modellfetts I zeigt als Referenz den selben Messschrieb, der im vorherigen Abschnitt (Abbildung 67) bereits verwendet wurde.

Im Gegensatz zu den beiden nicht dispergierenden PAMA (Polymere II und IV), bei denen es sich um den gleichen Polymertyp handelt, weisen die beiden dispergierenden Polymere in den Modellfetten III und VI (Polymer III und VI) unterschiedliche Strukturen auf. In Polymer III sind die funktionalen Gruppen statistisch angeordnet, während Polymer VI eine Blockstruktur hat. Ferner ist der Polymergehalt in Modellfett III (Polymer III mit Molekulargewicht  $50.000 \text{ g/mol}$ ) mit 5,2 Prozent geringer als in Modellfett VI (Polymer VI mit Molekulargewicht  $15.000 \text{ g/mol}$ ) mit 8,6 Prozent.

Modellfett I und III verhalten sich im unteren Drehzahlbereich ähnlich. Nach Überschreiten der Drehzahl  $13.000 \text{ min}^{-1}$  verursacht Modellfett III wesentlich höhere Temperaturen. Am Ende der Einlaufphase, nachdem eine Drehzahl von  $26.000 \text{ min}^{-1}$  erreicht wird, bleibt Modellfett III wieder auf dem Niveau des Referenzfetts, obwohl die nominelle Viskosität des

Grundöls mit Polymer III ca. 45 Prozent über der Viskosität des unadditivierten Grundöls liegt.

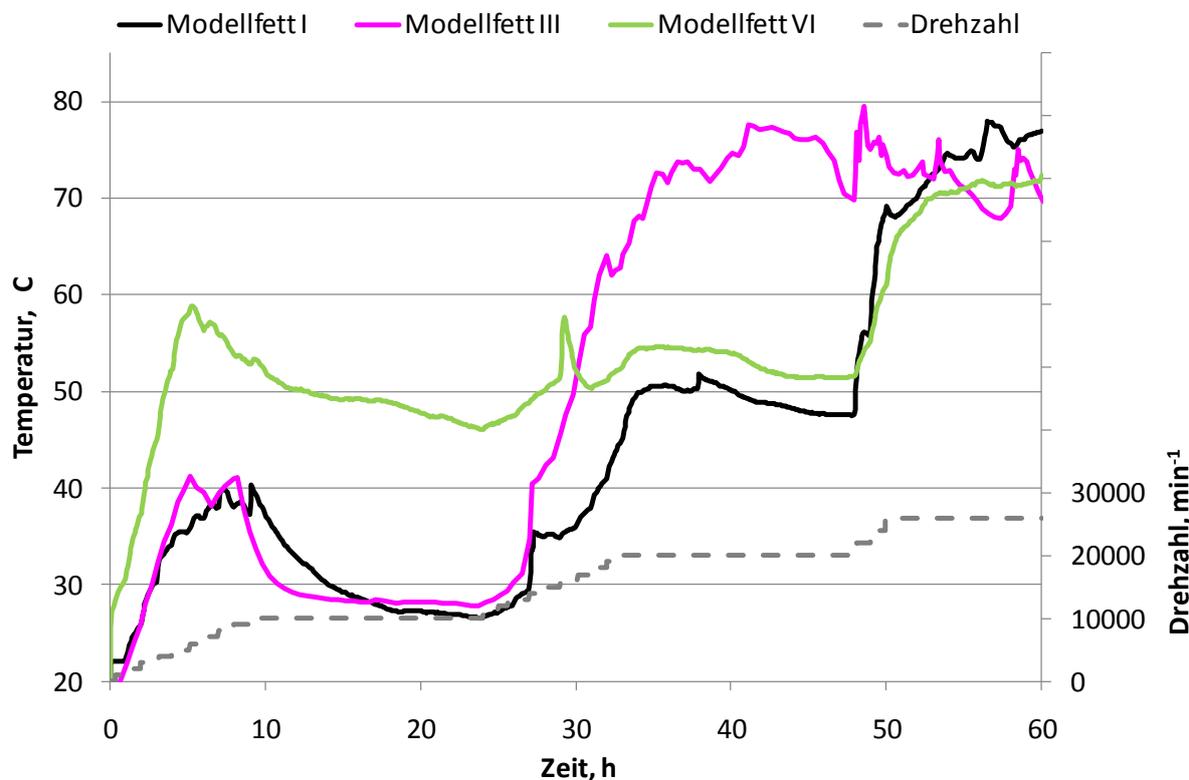


Abbildung 68: Einlauf Modellfette I, III, und VI

Modellfett VI verhält sich zu Beginn des Einlaufs anders als Modellfett III. Hier ergaben sich wesentlich höhere Temperaturen, die bereits in den ersten 10 Stunden fast 60°C erreichen. In der anschließenden Phase, bei der die Drehzahl bei 10.000 min<sup>-1</sup> konstant gehalten wird, reduziert sich die Temperatur, bleibt aber hoch. Bei der zweiten Drehzahlerhöhung steigen die Temperaturen erneut an. Nachdem eine Drehzahl von 20.000 min<sup>-1</sup> erreicht wird, folgen die Temperaturen dem Verlauf von Modellfett I. Bei der letzten Drehzahlerhöhung steigen die Temperaturen zwar an, liegen jedoch nach 60 Stunden unter denen des Referenzfetts. Dieses Fett durchläuft die Einlaufphase sehr schnell, dafür muss jedoch in Kauf genommen werden, dass die Temperaturen zu Beginn des Versuchs im Vergleich zu den anderen Fetten höher liegen.

Im Vergleich zu den beiden nicht dispergierenden Polymeren verursachen somit die beiden dispergierenden Polymere am Ende der 60-stündigen Einlaufphase bei 26.000 min<sup>-1</sup> weniger Reibung und geringere Temperaturen. Davor, also bei niedrigen Drehzahlen, liegt die Reibung teilweise erheblich höher, allerdings in unterschiedlichen Zeitabschnitten und Drehzahlbereichen. Im weiteren Verlauf der Untersuchungen gilt es zu ermitteln, ob sich das Einlaufverhalten in den Schmierfettgebrauchsdauern und den mittleren Temperaturen der Dauerversuche widerspiegelt.

### 6.3 Schmierfettgebrauchsdauer

Ein wesentliches Ziel der Dauerversuche ist die Bestimmung der Schmierfettgebrauchsdauern der einzelnen Modellfette. Diese werden mit dem am IMKT entwickelten Programm Malikon berechnet und als Weibullverteilung dargestellt. Mit dem Programm kann nach der Maximum-Likelihood-Methode die Schmierfettgebrauchsdauer für jede beliebige Ausfallwahrscheinlichkeit berechnet werden, wobei in dieser Arbeit die Berechnung der Schmierfettgebrauchsdauern für Ausfallwahrscheinlichkeiten von 10 Prozent  $F_{10}$  und 50 Prozent  $F_{50}$  für einen Vertrauensbereich von 90 Prozent erfolgen. Darüber hinaus wird die Steilheit der Ausfallsgeraden, die Ausfallsteilheit  $\beta$ , bestimmt. Tabelle 13 stellt eine Übersicht der Schmierfettgebrauchsdauern und der Ausfallsteilheiten aller Modellfette dar, die einzelnen Ergebnisse werden in den nachfolgenden Abschnitten ausführlich diskutiert.

Tabelle 13: Übersicht Schmierfettgebrauchsdauern und Ausfallsteilheiten.

Schmierstoff	$F_{10}$ [h]	$F_{50}$ [h]	$\beta$
Modellfett I	1.010	3.025	1,7
Modellfett II	380	1.824	1,2
Modellfett III	427	2.369	1,1
Modellfett IV	140	639	1,2
Modellfett V	139	773	1,1
Modellfett VI	234	1.409	1,0

$F_{10}$ : Schmierfettgebrauchsdauer mit zehner % Ausfallwahrscheinlichkeit

$F_{50}$ : Schmierfettgebrauchsdauer mit 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$\beta$ : Ausfallsteilheit

#### 6.3.1 Modellfett I

Abbildung 69 stellt die Weibullverteilung der Prüfläufe mit Modellfett I dar. Dieses Modellfett erreicht eine Schmierfettgebrauchsdauer mit zehner Prozent Ausfallwahrscheinlichkeit von 1.010 Stunden. Die Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{50}$  ist mit einem Wert von 3.025 Stunden nahezu dreimal so hoch. Dieses Modellfett zeigt somit die höchsten Schmierfettgebrauchsdauern aller untersuchten Modellfette. Ferner wird eine im Verhältnis zu den anderen Modellfetten größere Ausfallsteilheit  $\beta$ , mit einem Wert von 1,7, berechnet. Dies bedeutet wiederum, dass die mit Modellfett I gefahrenen Versuchsansätze weniger streuen und der Ausfallmechanismus einen stärker deterministischen Charakter hat.

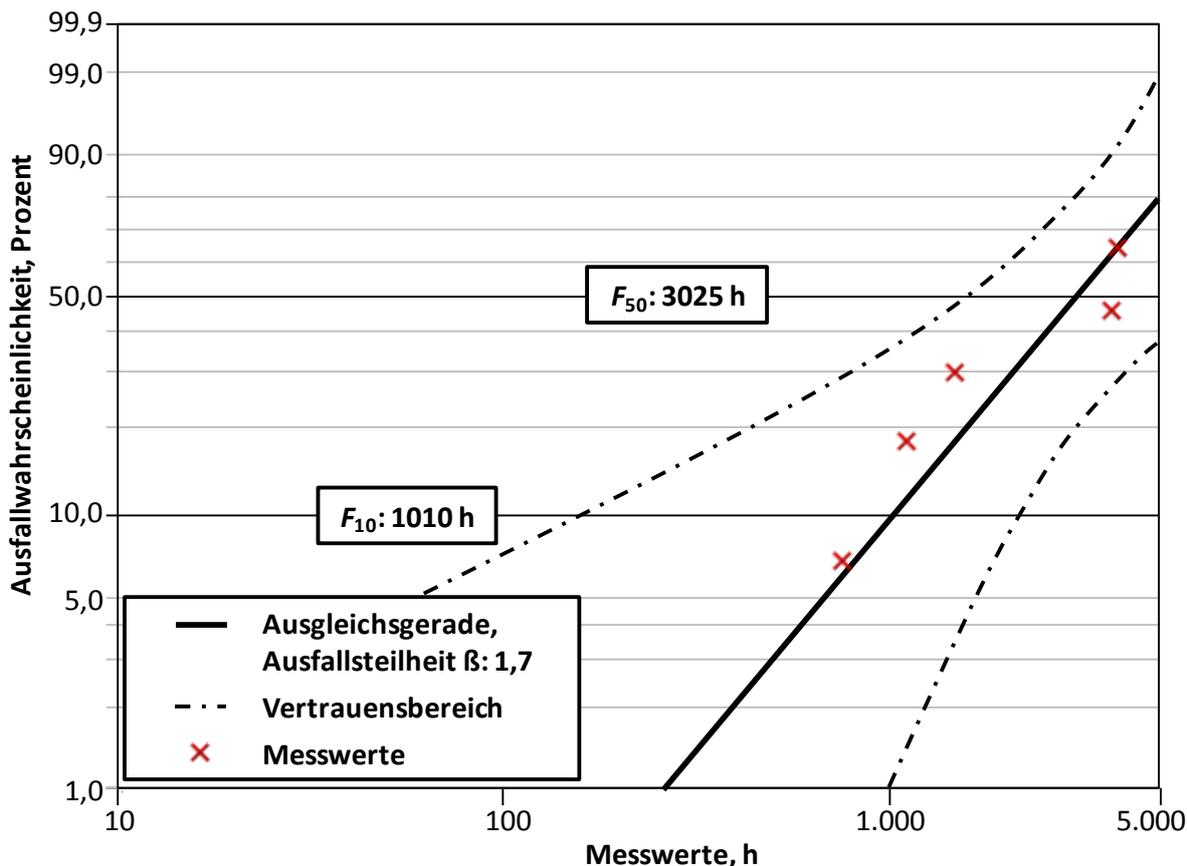


Abbildung 69: Weibullverteilung Modellfett I

### 6.3.2 Modellfett II (PAMA, nicht dispergierend, niedriges Molekulargewicht)

Abbildung 70 stellt die Weibullverteilung der fünf Versuchsläufe, die mit Modellfett II (nicht dispergierende PAMA mit einem niedrigen Molekulargewicht von 50.000 g/mol) gefahren wurden, dar. Die Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 10 prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{10}$  beträgt 380 Stunden.  $F_{50}$  ist mit 1824 Stunden ca. fünfmal höher. Die im Diagramm dargestellte Ausfallsteilheit  $\beta$  ist mit einem Wert von 1,2 kleiner als beim unadditiven Referenzfett.

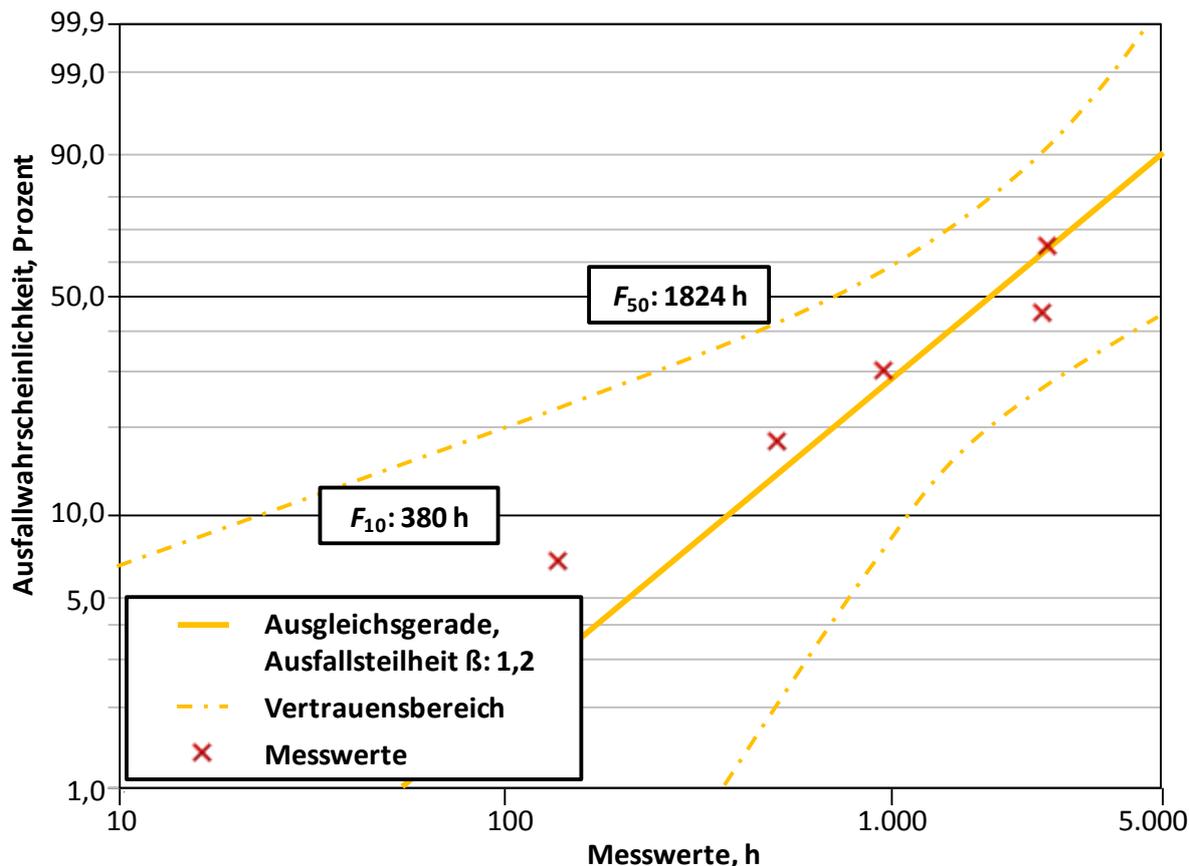


Abbildung 70: Weibullverteilung Modellfett II

### 6.3.3 Modellfett III (PAMA, dispergierend, niedriges Molekulargewicht)

Die Weibullverteilung der fünf Dauerversuche mit Modellfett III ist in Abbildung 71 abgebildet. Das dispergierende PAMA mit einer statistischen Verteilung und einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol erreicht in den Versuchen eine Schmierfettgebrauchsdauer mit 10 Prozent Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{10}$  von 427 Stunden. Die Schmierfettgebrauchsdauer  $F_{50}$  beträgt 2369 Stunden, mehr als fünfmal größer als  $F_{10}$ . Dieses Modellfett erreicht für sowohl eine 10-prozentige als auch für eine 50-prozentige Ausfallwahrscheinlichkeit die größten Schmierfettgebrauchsdauern aller additivierten Modellfette. Die Ausfallsteilheit liegt für die hier untersuchten additivierten Modellfette bei einem typischen Wert von 1,1.

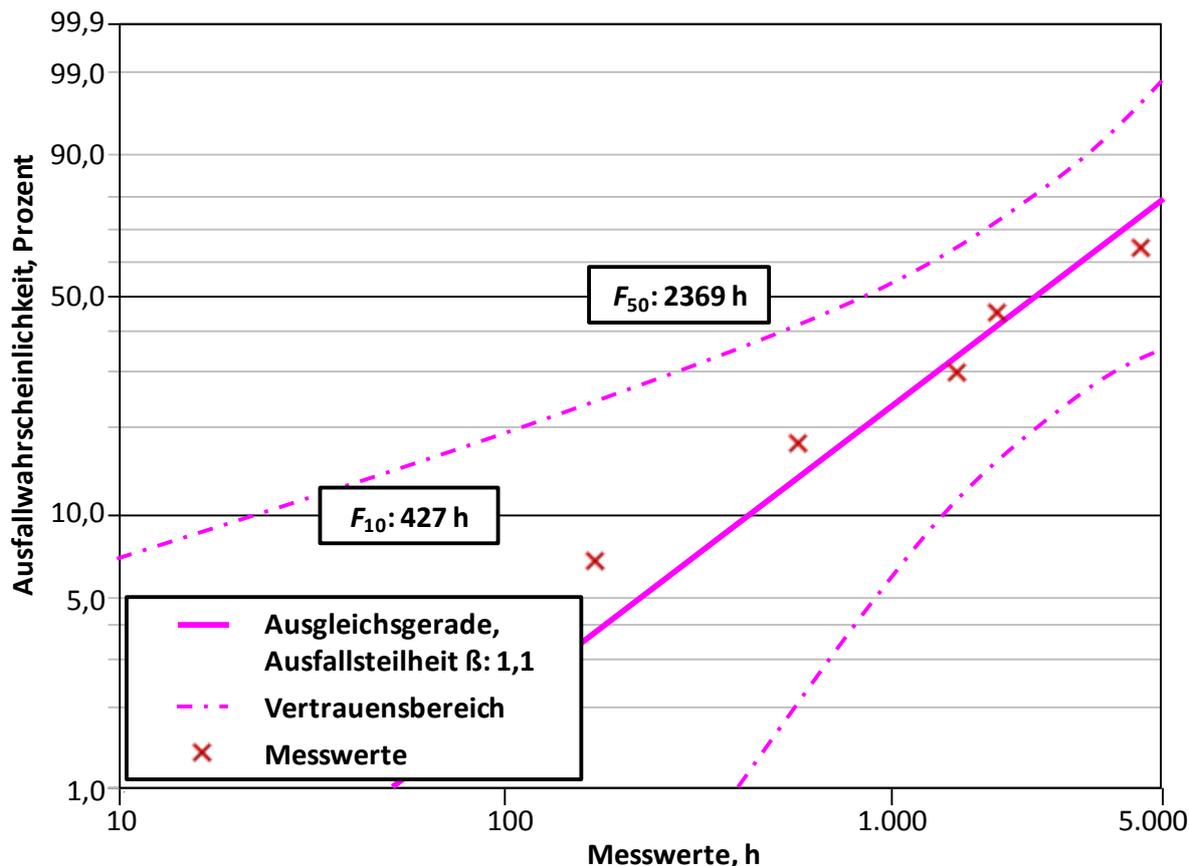


Abbildung 71: Weibullverteilung Modellfett III

### 6.3.4 Modelfett IV (PAMA, nicht dispergierend, hohes Molekulargewicht)

In Abbildung 72 ist die Weibullverteilung der fünf mit Modelfett IV gefahrenen Versuchsansätze dargestellt. Polymer IV, bei dem es sich um nicht dispergierendes PAMA mit einem hohen Molekulargewicht von 200.000 g/mol handelt, ergibt einen relativ niedrigen  $F_{10}$  Wert von 140 Stunden. Die Schmierfettgebrauchsdauer mit 50-prozentiger Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{50}$  liegt bei 639 Stunden und ist somit 4,5-mal größer als  $F_{10}$ . Die Ausfallsteilheit beträgt 1,2.

Ein direkter Vergleich dieses Modelfettes mit Modelfett II, welches mit einem ähnlichen Polymer mit niedrigerem Molekulargewicht additiviert ist, ergibt Unterschiede. Modelfett II weist mit einem  $F_{10}$  Wert von 380 Stunden eine ca. 2,7 mal größere Schmierfettgebrauchsdauer als das Modelfett mit Polymer IV auf. Ähnliches gilt für  $F_{50}$ , dort liegt der Wert des Modelfettes mit Polymer II (1824 Stunden) ca. 2,9-mal über dem Wert des Modelfettes mit Polymer IV. Eine Erhöhung des Molekulargewichts eines Polymers ist somit für die Gebrauchsdauer bei hohen Drehzahlen nachteilig.

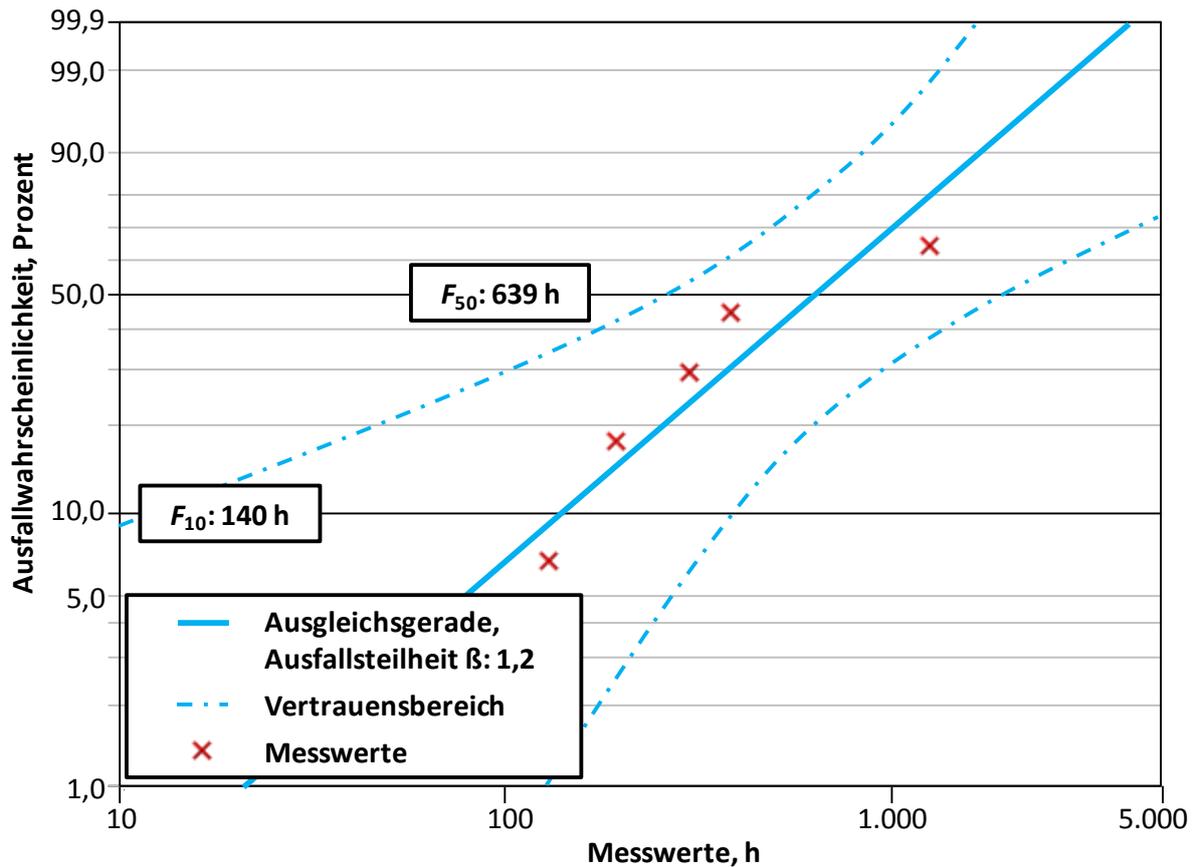


Abbildung 72: Weibullverteilung Modellfett IV

### 6.3.5 Modellfett V (PIB)

In Abbildung 73 wird die Weibullverteilung der fünf mit Modellfett V gefahrenen Lager wiedergegeben. Im Gegensatz zu den anderen Modellfetten, die mit PAMA additiviert sind, enthält dieses Modellfett als Additiv ein PIB. Die Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 10-prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{10}$  beträgt 139 Stunden. Die Schmierfettgebrauchsdauer  $F_{50}$  ist mit einem Wert von 773 Stunden ca. 5,5 mal größer. Die Ausfallsteilheit liegt bei 1,1.

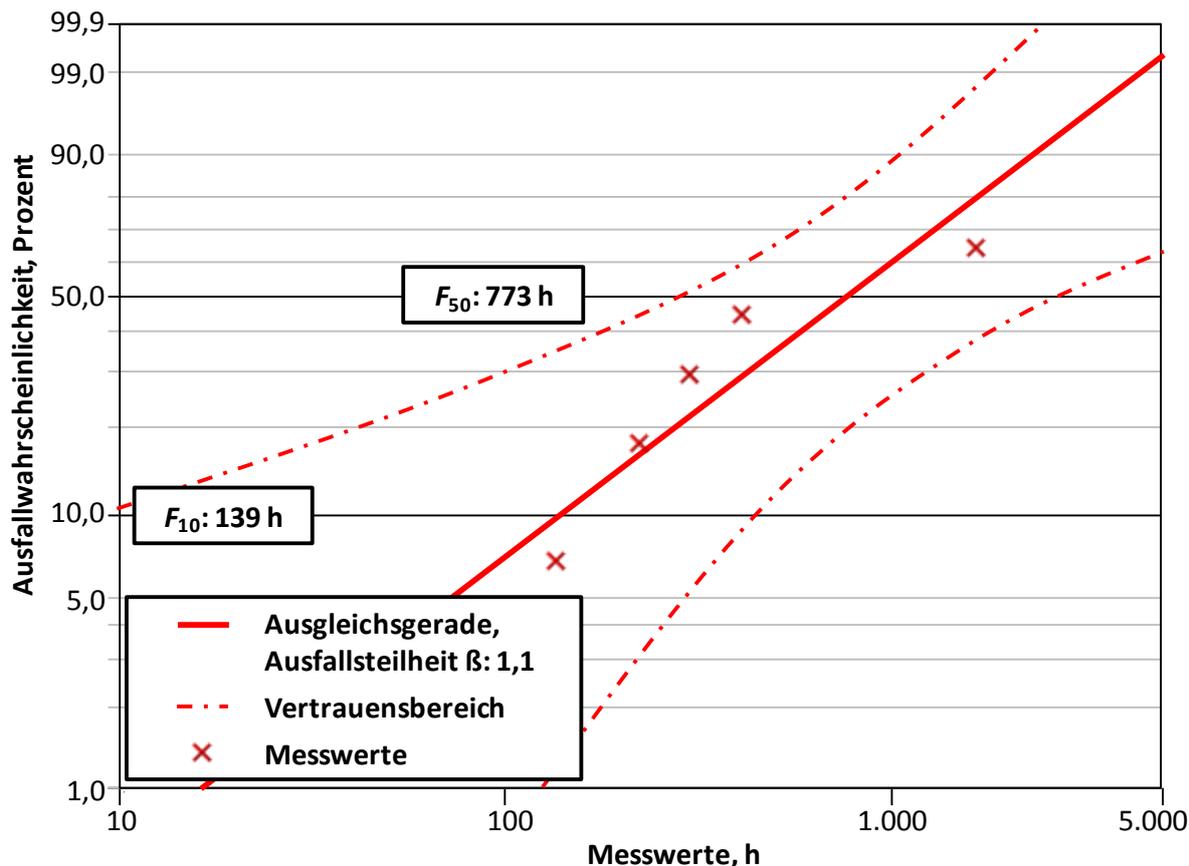


Abbildung 73: Weibullverteilung Modellfett V

### 6.3.6 Modellfett VI (PAMA, dispergierend, sehr niedriges Molekulargewicht)

Abbildung 74 stellt die Weibullverteilung des mit Polymer VI additivierten Modellfetts dar. Das dispergierende PAMA mit Blockstruktur und einem Molekulargewicht von 15.000 g/mol weist eine Schmierfettgebrauchsdauer mit 10-prozentiger Ausfallwahrscheinlichkeit  $F_{10}$  von 234 Stunden auf.  $F_{50}$  ist bei diesem Modellfett mit 1409 Stunden sogar ca. sechsmal größer. Die Ausfallsteilheit beträgt demzufolge 1,0. Die beiden untersuchten dispergierenden PAMA (Modellfett III und VI) verhalten sich stark unterschiedlich. Modellfett III mit der statistischen Verteilung und einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol (Polymer III) führt in Spindellagern zu einer höheren Schmierfettgebrauchsdauer als Polymer VI. So ist  $F_{10}$  des Modellfetts III mit 427 Stunden fast 1,8-mal größer als der Wert des Modellfetts VI. Auch der  $F_{50}$  Wert von Modellfett III ist wesentlich größer. Dort hat der Unterschied ca. den Faktor 1,7.

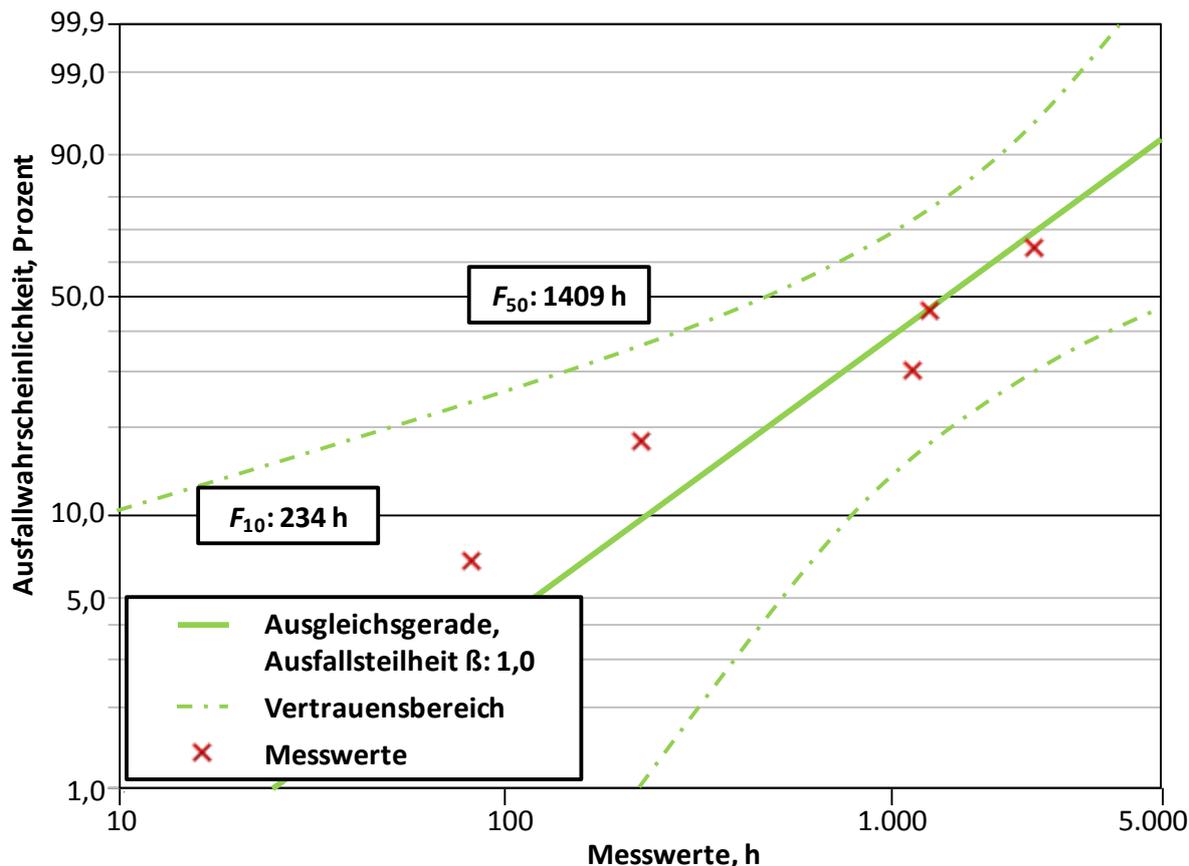


Abbildung 74: Weibullverteilung Modellfett VI

### 6.3.7 Vergleich der Ergebnisse

Die beschriebenen Versuchsergebnisse bestätigen, dass das Betriebsverhalten von fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern durch Additivierung der Fette mit Polymeren erheblich beeinflusst werden kann. Sie zeigen aber auch, dass keines der mit Polymeren additivierten Modellfette die Schmiermittelgebrauchsdauer des unadditivierten Referenzfettes erreicht. Abbildung 75 zeigt einen Vergleich der Weibullverteilung der sechs untersuchten Modellfette [GAT09a].

Die Darstellung verdeutlicht, dass die additivierten Fette untereinander ähnliche Ausfallsteilheiten aufweisen, die jedoch geringer sind als beim Referenzfett. Darüber hinaus zeigt sich, dass die Molekulargewichte mit den Schmierfettgebrauchsdauern korrelieren. So ergeben die PAMA-Additive mit Molekulargewichten unter 200.000 g/mol (Modellfett II, III und VI) höhere  $F_{10}$  und  $F_{50}$  Werte als die übrigen Additive. Das PAMA mit einem hohen Molekulargewicht von 200.000 g/mol und das PIB erreichen hingegen niedrige Gebrauchsdauern. Obwohl das PIB ein Molekulargewicht von 50.000 g/mol hat, weist es eine niedrigere Gebrauchsdauer auf. Offensichtlich kommt es, aufgrund der kurzkettigen Verzweigung einer  $\text{CH}_3$ -Gruppe, zu einer sterischen Hinderung, wenn benachbarte PIB-Moleküle in der Fluidströmung eine Relativbewegung gegeneinander ausüben. Dies führt demzufolge zu einer erhöhten Reibung der Moleküle untereinander [LIT09a].

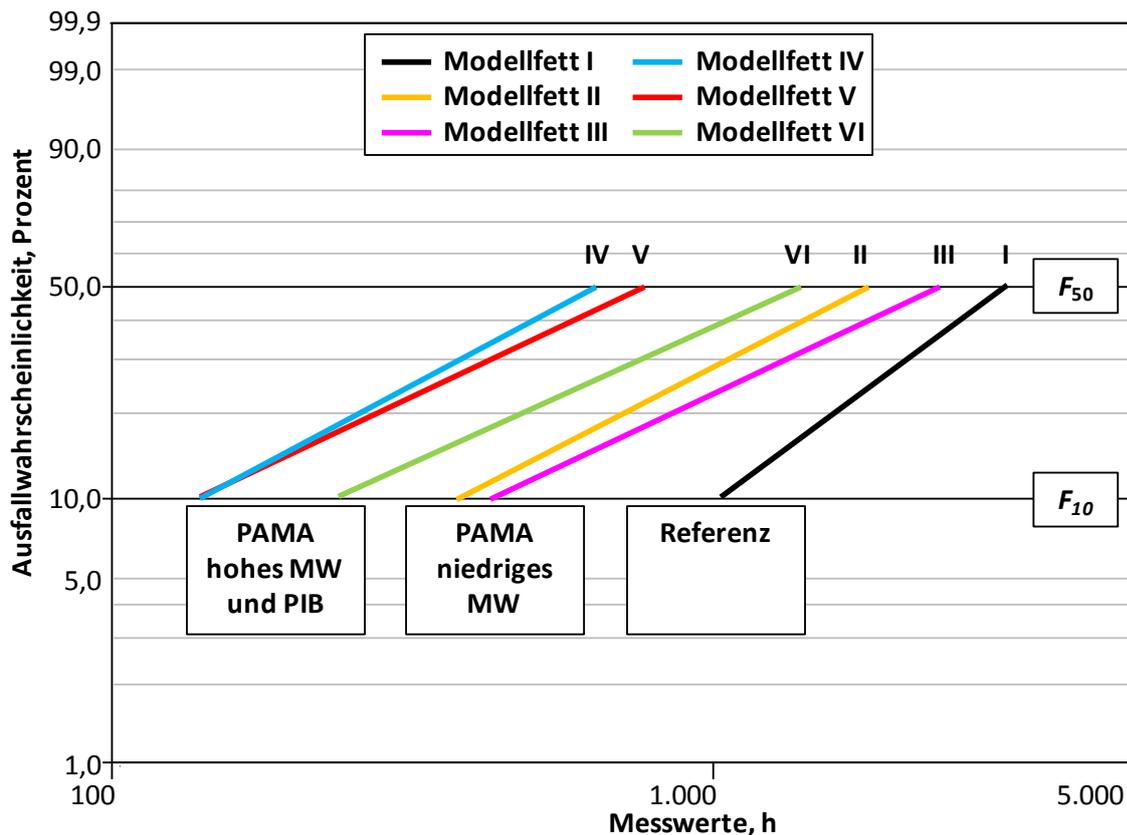


Abbildung 75: Vergleich der der Ausfallwahrscheinlichkeiten der Modellfette I-VI

Die Polymere mit niedrigen MW zeigen tendenziell ähnliches Verhalten. Dabei liegt die Gebrauchsdauer des Fettes mit Polymer VI (MW 15.000 g/mol) unter der Gebrauchsdauer der Fette mit den Polymeren II und III (MW 50.000 g/mol). Ferner zeigen die Fette II und III trotz Polymerzusätze mit gleichem Molekulargewicht unterschiedliche Gebrauchsdauern. Hier scheint nicht nur das Molekulargewicht bzw. die Rheologie der Fette Einfluss auf die Gebrauchsdauer zu haben, auch die Funktionalität der Comonomere und deren Dispergierfähigkeit scheinen einen wesentlichen Einfluss aufzuweisen.

## 6.4 Mittlere Betriebstemperatur

Tabelle 14 stellt die Mittelwerte der Betriebstemperaturen der Dauerversuche dar [GAT09a]. Der jeweilige Mittelwert wird aus der Temperatur aller fünf Prüfläufe gebildet, wobei jeweils die durchschnittlichen Temperaturen beider Lager in einem Zeitraum vom Einlauf bis zum Ausfall des Prüflaufs einfließen.

Tabelle 14: Mittlere Temperatur und Schmierfettgebrauchsdauer

Schmierstoff	$T_{mit\_ges}$ °C
Modellfett I	69
Modellfett II	73
Modellfett III	65
Modellfett IV	71
Modellfett V	76
Modellfett VI	72

$T_{mit\_ges}$ : Mittlere Temperatur aller Lager

Das unadditivierte Modellfett I ergibt eine mittlere Temperatur von 69°C. Mit 65°C zeigt nur Modellfett III eine um 4°C niedrigere Temperatur als das unadditivierte Modellfett. Lager mit den additivierten Modellfetten II, IV, V und VI laufen bei höhere mittlere Temperaturen, wobei Polymer V in Modellfett V die höchsten Temperaturen aller additiverten Modellfette verursacht.

Abbildung 76 stellt die mittleren Temperaturen der unterschiedlichen Modellfette in aufsteigender Reihenfolge dar. Die jeweils höchste und niedrigste Betriebstemperatur der Prüfläufe eines Modellfetts sind ergänzend mit Fehlerbalken gekennzeichnet. Die Abbildung zeigt, dass das Molekulargewicht nicht nur die Schmierfettgebrauchsdauer, sondern auch die mittleren Temperaturen beeinflusst. Dies verdeutlicht der Vergleich von Modellfett II und IV. Modellfett II, welches mit dem nicht dispergierenden PAMA mit niedrigem Molekulargewicht additiviert ist, weist eine 2°C höhere Temperatur als Modellfett IV auf. Wie sich bei der Untersuchung der Scherstabilität gezeigt hat (siehe Abschnitt 5.2.1.6), werden die Polymere mit einem hohen Molekulargewicht aufgrund der Beanspruchung, wie bereits in Kapitel 6.2 beschrieben, in kleinere Ketten zerrissen. Dadurch reduzieren sich die Scherverluste. Offenbar ist dies bei Modellfett IV der Fall; aufgrund der sich einstellenden niedrigeren Viskosität steigt die Temperatur im Lager nicht so stark an.

Auch die unterschiedlichen dispergierenden Eigenschaften der Polymere III und VI beeinflussen das Reibmoment und die Betriebstemperatur erheblich. Das dispergierende PAMA mit statistischer Verteilung und einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol (Polymer III) erzielt,

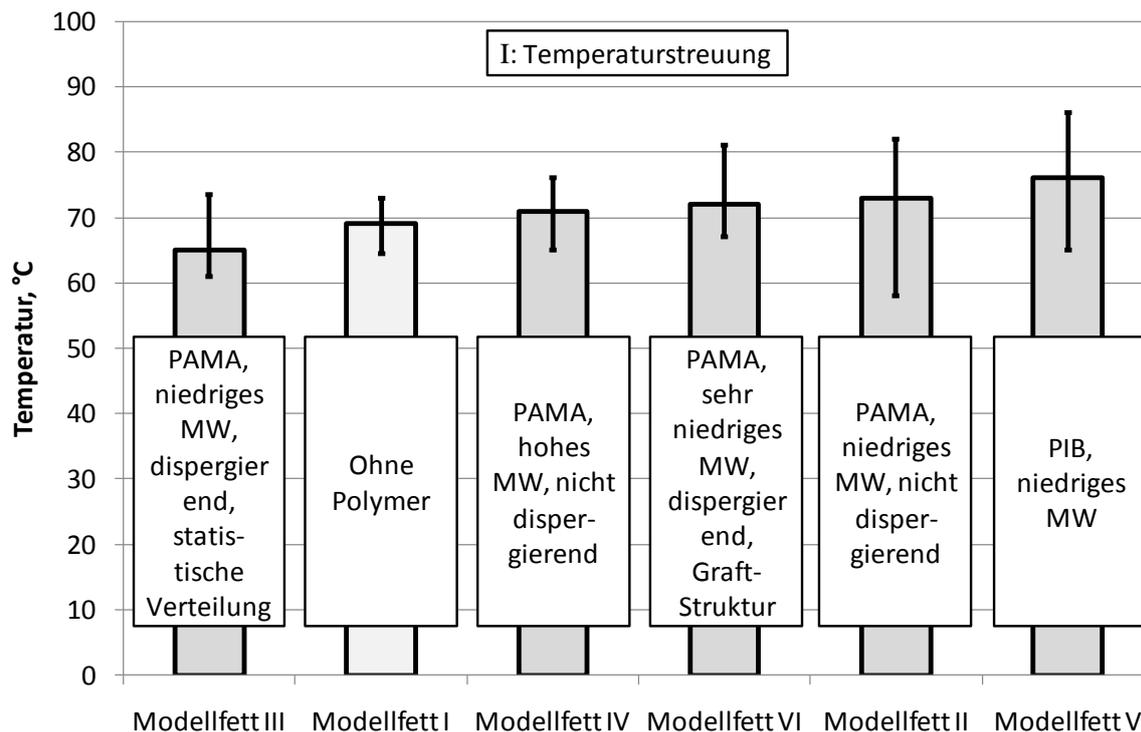


Abbildung 76: Mittlere Betriebstemperatur

wie bereits erwähnt, als einziges Polymer eine Reduzierung der Betriebstemperatur trotz der ca. 45 Prozent höheren kinematischen Viskosität als das um 4°C wärmer laufende unadditivierte Modellfett. Das weitere dispergierende Polymer mit einem niedrigeren Molekulargewicht von 15.000 g/mol und Blockstruktur, Polymer VI, führt wiederum zu höheren Temperaturen. Dies hat zwei wesentliche Ursachen. Einerseits wirkt sich dieses Polymer aufgrund der Anordnung der polaren Monomere anders auf die Grenzschichten aus als Polymer III. Andererseits ist bedingt durch das niedrige Molekulargewicht ein höherer Polymergehalt notwendig, um das gleiche  $KV_{40}$  wie bei Modellfett III einzustellen. Ein Vergleich des dispergierenden und des nicht dispergierenden Polymers mit identischem Molekulargewicht von 50.000 g/mol, Polymer III und II, zeigt ebenfalls einen erheblichen Unterschied. Hier wird ersichtlich, dass das Modellfett mit dispergierenden Polymeren mit 8°C niedrigeren Temperaturen als das nicht dispergierende Polymer läuft. Modellfett V mit Polymer V führt, wie in Abb. 71 zu erkennen ist, zu den höchsten mittleren Temperaturen. Obwohl PIB das gleiche Molekulargewicht wie die beiden PAMA II und III aufweist, verhält es sich in dem Lithium-Schmierfett anders als PAMA, was auch zu erwarten ist.

### 6.5 Gegenüberstellung mittlere Betriebstemperatur - Schmierfettgebrauchsdauer

Eine Gegenüberstellung der Betriebstemperaturen und der Gebrauchsdauern lässt erkennen, dass eine höhere Betriebstemperatur nicht unbedingt zu kürzeren Schmierfettgebrauchsdauern führt. Damit folgen offensichtlich Fette mit polymeren Additiven nicht der

Arrhenius-Funktion, die vorhersagt, dass eine Temperaturerhöhung um 15°C zu einer Halbierung der Gebrauchsdauer führt. Dies kann anhand der Modellfette I und III verdeutlicht werden. Obwohl Modellfett I eine um 4°C höhere mittlere Temperatur als das Modellfett mit dispergierenden PAMA zeigt, weist Modellfett I eine mehr als 25 Prozent höhere Schmierfettgebrauchsdauer  $F_{50}$  auf. Ein ähnliches Verhalten ist aber auch zwischen den einzelnen additivierten Modellfetten zu erkennen. So zeigt z.B. Modellfett II eine knapp 30 Prozent größere Schmierfettgebrauchsdauer als Modellfett VI, obwohl die mittlere Temperatur der Versuche mit Modellfett II um ein Grad höher als beim anderen Fett liegt. Im Gegensatz dazu ergibt sich bei den beiden Modellfetten mit PAMA mit niedrigen Molekulargewichten eine gute Korrelation.

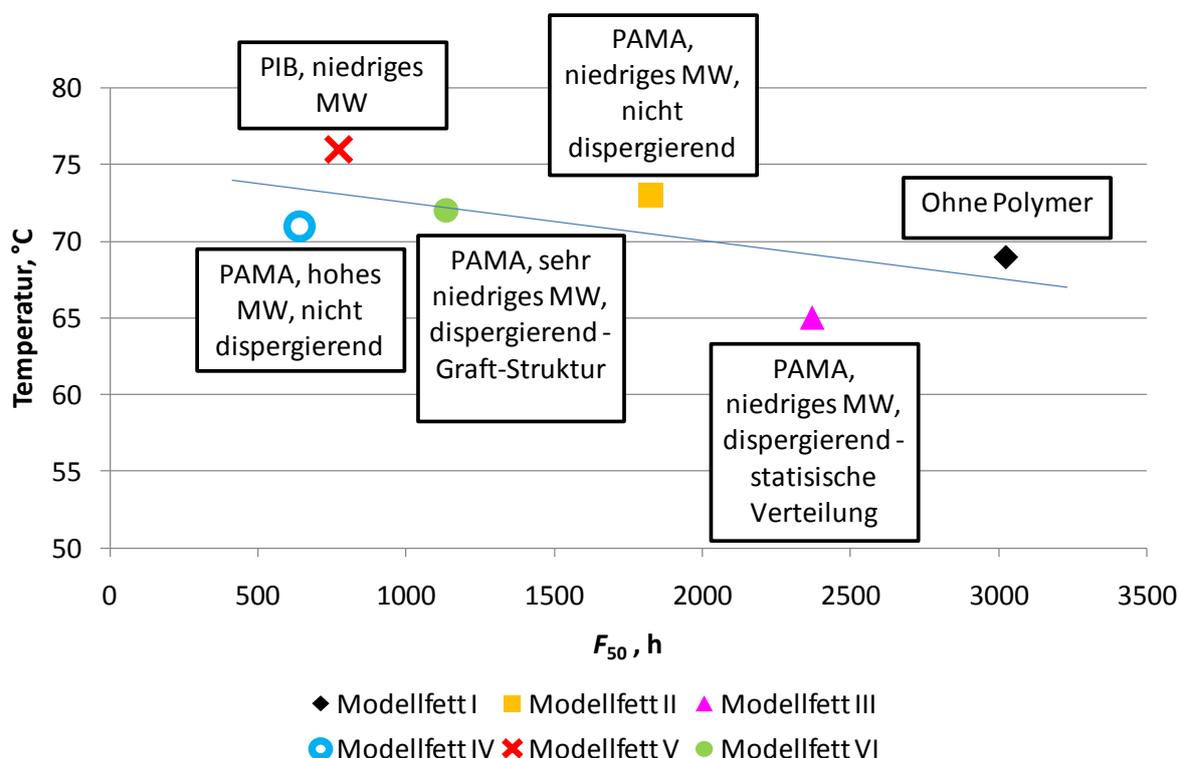


Abbildung 77: Korrelation zwischen  $F_{50}$  und der Temperatur

Insgesamt verdeutlichen diese Versuche, dass die einzelnen Polymere zu unterschiedlich sind (z.B. Molekulargewicht oder Anordnung der Monomere), als dass sie direkt verglichen werden könnten. Offenbar werden diese Effekte nicht ausschließlich durch den Aufbau der Polymere und rheologische Eigenschaften beeinflusst, sondern auch durch komplexe tribochemische Prozesse, die es weitergehend zu untersuchen gilt (vgl. Kapitel 8).

## 6.6 Schmierfilmdickenuntersuchungen

Nachdem im letzten Abschnitt der Einfluss von Polymerzusätzen sowohl auf die Schmierfettgebrauchsdauer als auch auf die Betriebstemperaturen untersucht wurde, sollen im nächsten Abschnitt Schmierfilmdickenbetrachtungen erfolgen. Im gesamten Untersuchungszeitraum werden für jedes Modellfett bei mindestens zwei Versuchsansätzen die Schmierfilmdicken-

ckenmessungen vorgenommen und anschließend ein Mittelwert gebildet. Die Schmierfilmdickenmessungen sollen Aufschluss über die Funktionsweise der Polymerzusätze im EHD-Kontakt bzw. im Einlaufbereich liefern. Die im Rahmen der Messungen gewonnenen Kapazitätswerte werden mit einem am IMKT entwickelten Berechnungsprogramm in die tatsächlich vorliegenden Schmierfilmdicken umgerechnet, wobei die Berechnungen auf den in Abschnitt 4.1.3 beschriebenen Theorien basieren.

Obwohl es sich bei der hier vorliegenden Schmierung um eine Fettschmierung handelt, kann weiterhin davon ausgegangen werden, dass sich im EHD-Kontakt überwiegend Grundöl mit einem sehr geringen Verdickeranteil befindet. Daher fließen in die Berechnungen die Dielektrizitätskennwerte der Grundöle mit einem Verdickeranteil von 1 Prozent ein.

Bei der Auswertung der Ergebnisse gilt es zu berücksichtigen, dass es sich bei der für die Berechnung zugrundegelegten Modellvorstellung des EHD-Kontakts um eine Parallelschaltung mehrerer Kondensatoren handelt. Manchmal tritt aber das Phänomen auf, dass sich Grenz- und Randschichten bilden, die vom Ausgangsmaterial abweichende Dielektrizitätskennwerte aufweisen. Der Einfluss dieser nur wenige Nanometer dicken Schichten wird bei diesem Berechnungsansatz nicht berücksichtigt, demzufolge stellen die nachfolgend berechneten Filmdicken Gesamtdicken dar, die sich sowohl aus Schmierfilm als auch aus Grenz- und Randschichtdicke zusammensetzten. Ferner können die ermittelten Schmierfilme nicht nur hydrodynamischer Natur sein. Die kapazitive Messmethode berücksichtigt auch anhaftende Schichten wie Festschmierstoffe, da sie im Wesentlichen die Abstände der Metalloberflächen wiedergibt.

### 6.6.1 Ergebnisse

Abbildung 78 stellt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der Filmdicke eines Dauerversuchs dar. Kinematisch bedingt zeigen sich zwischen dem Innenring und den Wälzkörpern ( $h_{mess\_i}$ ) kleinere gemessene Filmdicken als zwischen den Außenringen und den Wälzkörpern ( $h_{mess\_a}$ ). Im Messschrieb ist zu erkennen, dass die höchsten Filmdicken ( $0,23 \mu\text{m}$ ) direkt nach der Einlaufphase vorliegen. Nach einer Zeit von ca. 300 Std. stellt sich erneut ein Zustand ein, bei dem die Filmdicken zwischen  $0,15 \mu\text{m}$  und  $0,20 \mu\text{m}$  schwanken. Zum Ende des Versuchs nehmen die Filmdicken ab.

Ferner sind auch die theoretischen Filmdicken abgebildet, die nach der thermischen Theorie bestimmt werden. Auch hier wird zwischen Innenring-Wälzkörperkontakt ( $h_{EHD,min,th\_i}$ ) und Außenring-Wälzkörperkontakt ( $h_{EHD,min,th\_a}$ ) differenziert. Es ergeben sich über den gesamten Versuchslauf fast doppelt so hohe theoretische Werte wie die experimentell bestimmten. Ferner zeigen die theoretischen Werte eine größere Differenz zwischen der inneren und der äußeren Filmdicke. Diese Daten verdeutlichen, dass es sich bei den hier vorliegenden Schmierungsbedingungen um eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung handelt.

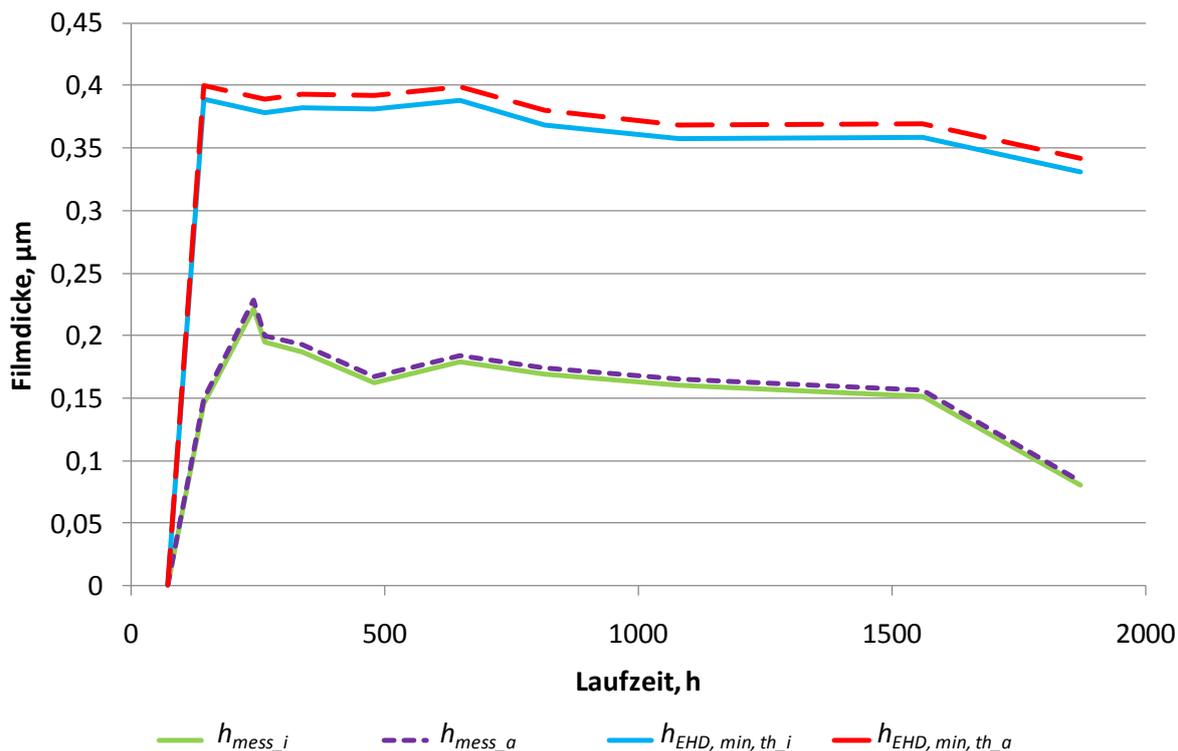


Abbildung 78: Schmierfilmhöhenverlauf

Tabelle 15 stellt die Mittelwerte der Schmierfilmdicken der einzelnen Modellfette im Dauerversuch dar. Nach der kapazitiven Messmethode ergeben sich dünnere Schmierfilme  $h_{mess\_j}$  und  $h_{mess\_a}$  als nach der thermischen Theorie. Die Schmierfilmdicke des Referenzfettes beträgt  $0,13 \mu\text{m}$ . Die Modellfette II (nicht disp. PAMA niedriges MW) und VI (disp. PAMA sehr

Tabelle 15: Absolute Filmdicken der Dauerversuche bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$

Modellfett	$h_{mess\_j} [\mu\text{m}]$	$h_{mess\_a} [\mu\text{m}]$	$h_{EHD,min,th\_i} [\mu\text{m}]$	$h_{EHD,min,th\_a} [\mu\text{m}]$
Modellfett I	0,13	0,13	0,25	0,26
Modellfett II	0,12	0,12	0,31	0,32
Modellfett III	0,26	0,27	0,31	0,32
Modellfett IV	0,09	0,09	0,33	0,35
Modellfett V	0,13	0,13	0,33	0,34
Modellfett VI	0,12	0,12	0,34	0,35

niedriges MW) zeigen geringfügig kleinere und das Modell IV (disp. PAMA hohes MW) deutlich kleinere Werte. Als einziges zeigt Modellfett III höhere Filme, die im Durchschnitt doppelt so groß wie die des Referenzfettes sind. Offenbar werden diese hohen Werte nicht ausschließlich durch die rheologischen Effekte im Kontakt erzielt, auch die mitgemessenen Grenz- und Randschichten spielen eine Rolle, denn sie fließen in die Berechnung der

Schmierfilmhöhe mit ein. Zur Verdeutlichung der gemessenen Filmhöhenunterschiede der einzelnen Modellfette sind in Abbildung 79 die Filmdicken in Relation zum unadditivierten Modellfett dargestellt.

Die Ergebnisse der theoretischen Filmdicken, die nach der thermischen Theorie mit dem in Abschnitt 5.2.1.3 diskutierten  $\alpha_{p2000}$  Werten bestimmt werden, zeigen im Verhältnis zum unadditivierten Modellfett bei den additivierten Schmierfetten höhere Filmdicken.

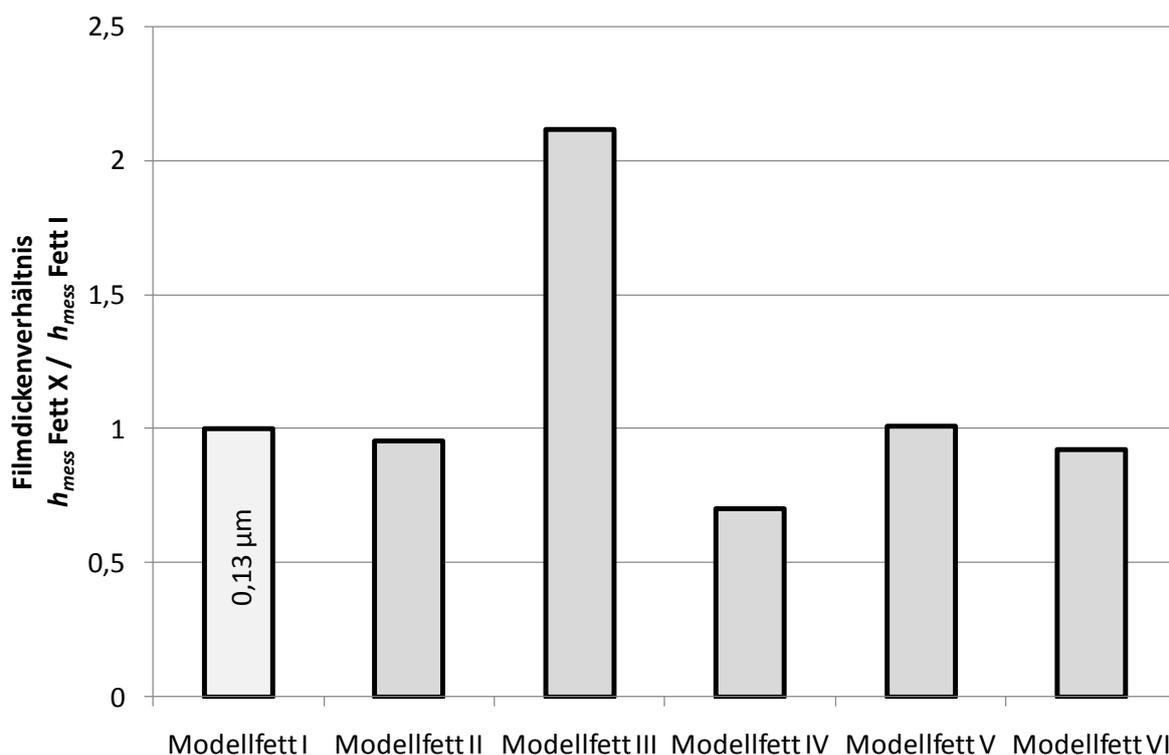


Abbildung 79: Relative Schmierfilmhöhe bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$

### 6.6.2 Beobachtungen

Tabelle 16 stellt eine Übersicht der gemessenen Schmierfilmdicken sowie ausgewählter rheologischer Eigenschaften der additivierten Grundöle und Fette im Verhältnis zu Modellfett I dar [GAT09a]. Als erstes werden Fett II und IV, dispergierende PAMA mit unterschiedlichen MW, diskutiert. Der direkte Vergleich dieser beiden Additive zeigt eine etwas geringere Schmierfilmdicke für das Fett mit Polymer IV (MW 200.000 g/mol). Beide Modellfette zeigen trotzdem bei den rheologischen Messungen ähnliche Ergebnisse. Lediglich die Fließgrenze von Modellfett IV ist kleiner, gleichwohl führt das nachfließende Fett nicht zu höheren Schmierfilmen. Die Unterschiede in den Filmhöhen dieser beiden Additive sind auf die unterschiedlichen Molekulargewichte der Polymermoleküle zurückzuführen. Ein ähnliches Verhalten konnte bereits im Rahmen des FVA-Projekts 298 bei Getriebeölen beobachtet werden. In der Arbeit wurde ein vergleichbares Grundöl mit zwei unterschiedlichen PAMA – einmal mit 60.000 g/mol und einmal mit 75.000 g/mol, jedoch mit demselben  $KV_{100}$ , in einem Zwei-Scheiben-Prüfstand untersucht. Dort ließ sich erkennen, dass durch Additivierung mit dem

PAMA mit kleinem Molekulargewicht der Schmierfilm höher ausfällt als bei einem PAMA mit großem Molekulargewicht [KOP00]. Die hier vorliegenden Messungen bestätigen, dass das Molekulargewicht in ähnlicher Form wie in Ölen die Schmierfilmdicke von Fetten beeinflusst.

Tabelle 16: Schmierungseigenschaften der Modellfette

Modellfett	Polymer-eigenschaften	Filmhöhe	Ölabscheidung	Fließgrenze	Viskositätsverlust bei hohen Scherraten
<i>Modellfett I</i>	<i>ohne</i>	<i>Referenz</i>	<i>Referenz</i>	<i>Referenz</i>	<i>Kein Verlust</i>
Modellfett II MW 50.000 g/mol	Nicht dispergierend	Kleiner ↓	Ähnlich —	Ähnlich —	Verlust ↓
Modellfett III MW 50.000 g/mol	dispergierend	Höher ↑	Ähnlich —	Deutlich kleiner ↓↓	Verlust ↓
Modellfett IV MW 200.000 g/mol	Nicht dispergierend	Kleiner ↓	Ähnlich —	Kleiner ↓	Verlust ↓
Modellfett V MW 50.000 g/mol	Nicht dispergierend	Ähnlich —	Kleiner ↓	Kleiner ↓	Verlust ↓
Modellfett VI MW 15.000 g/mol	Dispergierend	Ähnlich —	Kleiner ↓	Kleiner ↓	Verlust ↓

Als nächstes wird das Modellfett III diskutiert, das als einziges einen dickeren Film aufweist. Dies lässt die Vermutung zu, dass wesentlich mehr Grundöl zur Verfügung steht, wodurch sich ein dickerer Schmierfilm bildet. Die Ölabscheidungsmessungen nach DIN 51817 zeigen allerdings für dieses Fett dieselbe Tendenz wie beim Referenzfett. Da jedoch auch davon auszugehen ist, dass nachfließendes Fett zur Schmierfilmbildung beitragen kann, wird wieder die Fließgrenze hinzugezogen. Offenbar unterstützt in diesem Fall die geringere Fließgrenze den Schmierfilmaufbau.

Abschließend werden die Modellfette V und VI ausgewertet. Diese bilden nahezu dieselbe Filmdicke trotz der niedrigeren Ölabscheidung, der kleineren Fließgrenze und des höheren  $KV_{100}$  im Vergleich zum Referenzfett. Besonders interessant ist Modellfett VI, das wie Modellfett III mit einem dispergierenden Polymer additiviert ist. Offensichtlich beeinflusst die Graft-Struktur mit einem MW von 15.000 g/mol den Filmaufbau/Grenzschichtaufbau wesentlich weniger als das statistisch verteilte Polymer mit einem MW von 50.000 g/mol (Modellfett III).

Abbildung 80 stellt den Zusammenhang zwischen Schmierfilmdicke und Gebrauchsdauer  $F_{50}$  dar. Es ist zu erkennen, dass das Modellfett ohne Additiv die höchste Gebrauchsdauer zeigt.

Das additivierte Modellfett mit der höchsten Laufzeit weist dafür den dicksten Schmierfilm auf. Ferner zeigt Abbildung 81, dass die Additivierung der Modellfette mit nicht dispergier-

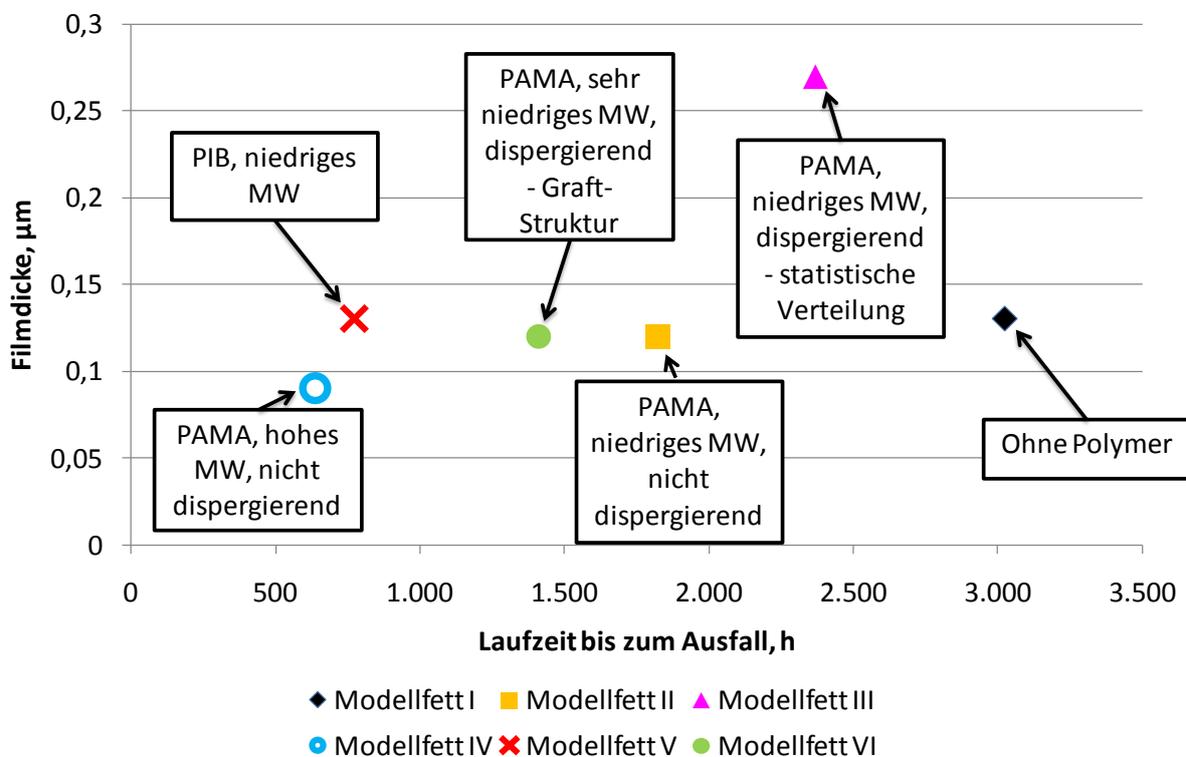


Abbildung 80: Laufzeiten und Filmdicken

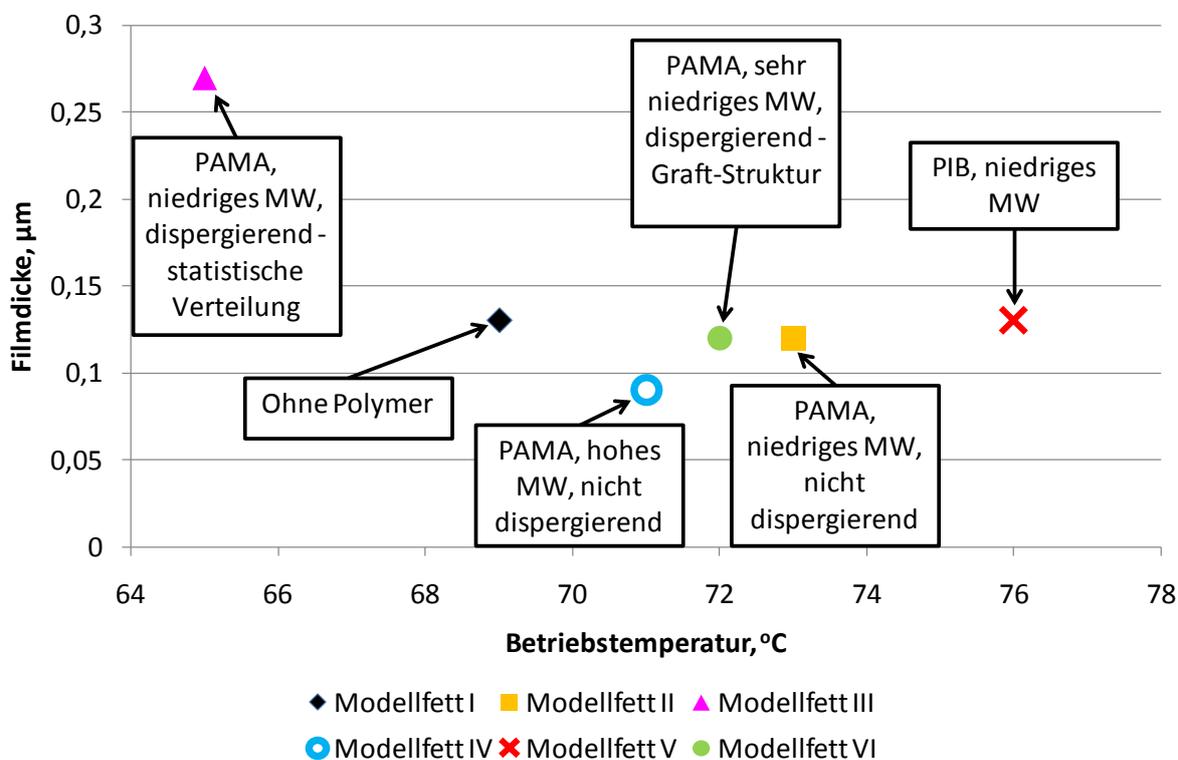


Abbildung 81: Temperaturen und Filmdicken

renden PAMA zu einer Schmierfilmhöhenreduktion führen kann, dies gleichzeitig aber auch höhere Betriebstemperaturen und geringere Schmierfettgebrauchsdauern mit sich bringt. Bei den dispergierenden PAMA lässt sich im Fall von Polymer III ein Auftreten höherer Schmierfilmdicken bzw. Grenzschichten mit niedrigen Betriebstemperaturen erkennen.

Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass Polymerzusätze in Schmierfetten auf vielfältige Weise Einfluss auf die Wälzlagertribologie nehmen. Insgesamt betrachtet werden die besten Ergebnisse mit einem dispergierenden Polymer mit einem Molekulargewicht von 50.000 g/mol erzielt. Zwar erreichte bei den durchgeführten Versuchen die Schmierfettgebrauchsdauer von Schmierfetten mit polymeren Additiven nicht die Werte des unadditvierten Referenzfettes. Die niedrigere Betriebstemperatur des Lagers mit Schmierfett III weist jedoch darauf hin, dass bei weiterer Optimierung von Fetten mit polymeren Zusätzen eine Überlegenheit gegenüber klassisch additvierten Fetten zu erzielen ist.

## 7. Kurzversuche

### 7.1 Versuchsbedingungen und Versuchsablauf

In diesem Kapitel werden die Wirkmechanismen der polymerhaltigen Fetten untersucht. Dazu erfolgen weitere Bauteilversuche. Tabelle 17 stellt die Prüfbedingungen der Kurzversuche

Tabelle 17: Versuchsbedingungen der Kurzversuche

Prüfstand	Kurzversuchs-Prüfstand
Versuchslager	B7008.c.t.p4s.ul (15° Druckwinkel)
Fettmenge	30 % des freien Lagerraums, gleichmäßig über den Umfang verteilt
Vorspannung	160 N, rein axial
Drehzahl	Rampenprofil, Maximal $n = 13.000 \text{ min}^{-1}$ ( $n \times d_m = 0,7 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ )
Anzahl Versuche pro Modellfett	2, ein Ansatz für Betriebstemperatur und Reibmoment, ein Ansatz für Schmierfilmdicke
Umgebungsbedingungen	20°C, Temperaturkontrolle

che dar. Der Versuchsaufbau orientiert sich am Aufbau für die Dauerversuche. Demzufolge werden die selben Lager (7008) unter den selben Einbaubedingungen mit den gleichen Fettmengen untersucht. Im Gegensatz zu den zuvor diskutierten Dauerversuchen wird bei den Kurzversuchen ein Rampenprofil gefahren, um das Betriebsreibmoment in Abhängigkeit der Drehzahl zu bestimmen. Hierzu wird stündlich die Drehzahl um jeweils  $1.000 \text{ min}^{-1}$  erhöht. Jeweils in den letzten fünf Minuten vor der anstehenden Drehzahlerhöhung werden die Temperaturen und das Betriebsreibmoment über einen Zeitraum von 5 Minuten aufgezeichnet (vgl. Tabelle 18).

Tabelle 18: Messparameter Kurzversuch

Parameter	Messpunkt Kurzversuche	Messweise
Temperaturen	Außenring eines jeden Prüflagers einzeln	Während der letzten fünf Minuten einer Rampe
Reibmoment	Über beide Prüflager	Während der letzten fünf Minuten einer Rampe
Kapazitäten	Über beide Prüflager	Diskontinuierlich

Bei der anschließenden Auswertung werden für jede Drehzahlstufe die Temperaturen und Reibmomente über den aufgezeichneten Zeitraum gemittelt. Für jedes Modellfett werden

zwei Ansätze gefahren. Im ersten Durchgang finden die Messungen der Betriebstemperaturen und der Reibmomente statt, im zweiten Ansatz erfolgt die Schmierfilmdickenmessung mit der kapazitiven Methode.

Abbildung 82 stellt exemplarisch den Reibmomentenverlauf eines typischen Hochlaufs einschließlich der fünf-stündigen Beharrung bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  dar. Das Rampenprofil dient dazu, alle Drehzahlen von  $1.000 \text{ min}^{-1}$  bis  $13.000 \text{ min}^{-1}$  sowohl beim Hochlaufen als auch beim Herunterlaufen in Stufen von  $1.000 \text{ min}^{-1}$  zu durchfahren, wobei die höchste Drehzahl von  $13.000 \text{ min}^{-1}$  über einen Zeitraum von fünf Stunden gehalten wird. Das Rampenprofil wird für jedes Modellfett insgesamt sechsmal durchlaufen. Die dargestellte Reibmomentenkurve zeigt einen Stribeck-ähnlichen Verlauf. Bei niedrigen Drehzahlen sind hohe Reibmomente zu beobachten, die mit zunehmender Drehzahl abnehmen. Ab einer Drehzahl von ca.  $5.000 \text{ min}^{-1}$  ist ein relatives Minimum zu erkennen. Die niedrigen Werte können weiterhin bis  $9.000 \text{ min}^{-1}$  beobachtet werden, danach steigt das Reibmoment bis zur Maximaldrehzahl  $13.000 \text{ min}^{-1}$  deutlich an. Im Gegensatz zur Stribeck-Kurve, bei der die Abnahme der Reibung durch eine Zunahme der Schmierfilmdicke begründet werden kann, ist in diesem Fall der geringe Reibwert ab  $3.000 \text{ min}^{-1}$  auf Minimalschmierungseffekte zurückzuführen [GAT09a].

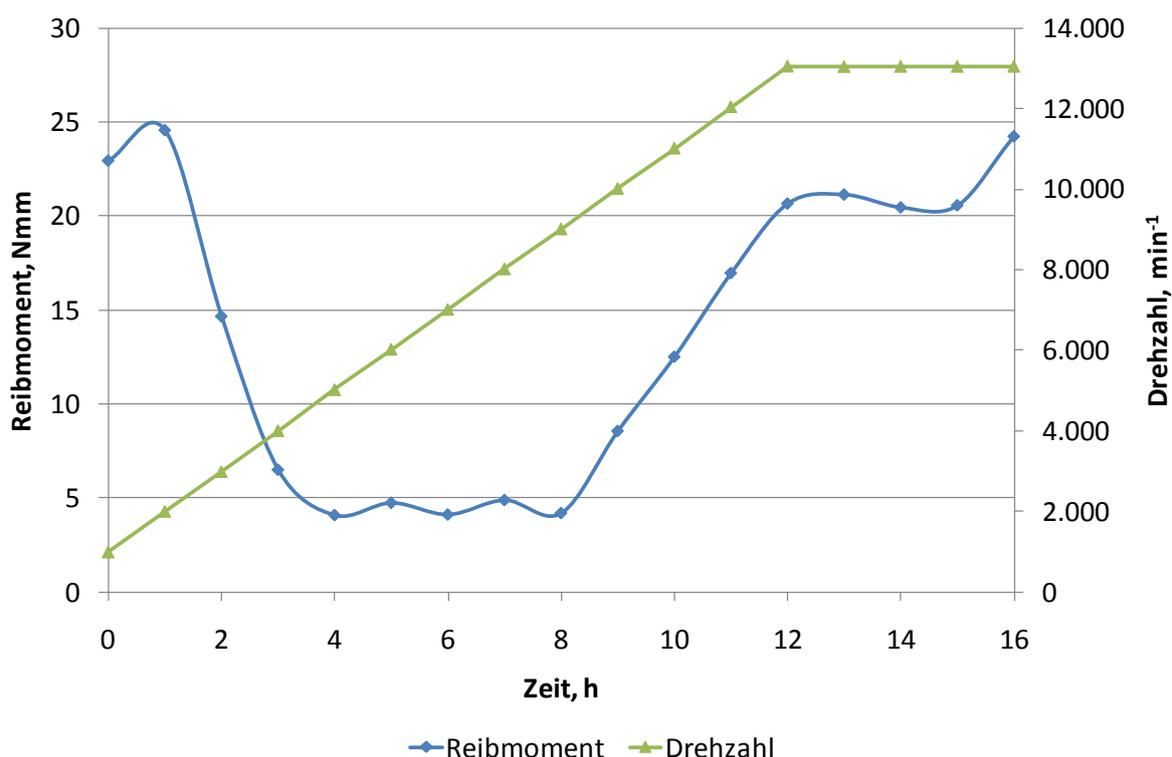


Abbildung 82: Reibmomentenverlauf in Abhängigkeit der Drehzahl

## 7.2 Reibmomenten- und Temperaturverläufe

Abbildung 83 stellt die Reibmomentenverläufe der mit den Modellfetten I-VI gelaufenen Lager dar [GAT09a, GAT09c]. Bei dieser Abbildung handelt es sich, um den eingelaufenen Zustand darzustellen, um Lager bei der sechsten Rampe. Es ist zu erkennen, dass sich alle

sechs Modellfette unterschiedlich verhalten. Das unadditivierte Modellfett I zeigt bei niedrigen Drehzahlen die höchsten Werte. Bei steigenden Drehzahlen fällt das Reibmoment stark ab, liegt aber trotzdem bei  $8.000 \text{ min}^{-1}$  über den Werten der Modellfette II, IV und V. Bei Drehzahlen oberhalb  $11.000 \text{ min}^{-1}$  verursacht Modellfett I erneut die größte Reibung.

Die Modellfette II und IV (nicht dispergierende PAMA mit niedrigem und hohem MW) folgen zwar demselben Trend, das Modellfett mit Polymer II verursacht jedoch bei sehr niedrigen und sehr hohen Drehzahlen größere Reibmomente. So sind die Werte dieses Modellfetts bis  $7.000 \text{ min}^{-1}$  größer, zwischen  $7.000 \text{ min}^{-1}$  und  $9.000 \text{ min}^{-1}$  kleiner und bei der Maximaldrehzahl von  $13.000 \text{ min}^{-1}$  wieder größer als diejenigen des Modellfetts IV. Im Bereich zwischen  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  ist jedoch zu erkennen, dass die Reibmomente dieser beiden Modellfette sich stark annähern. Es kann nicht ausgeschlossen werden, dass sich beide Kurven, würde man den Drehzahlbereich im Kurzversuch ausweiten, bei noch höheren Drehzahlen erneut kreuzen würden.

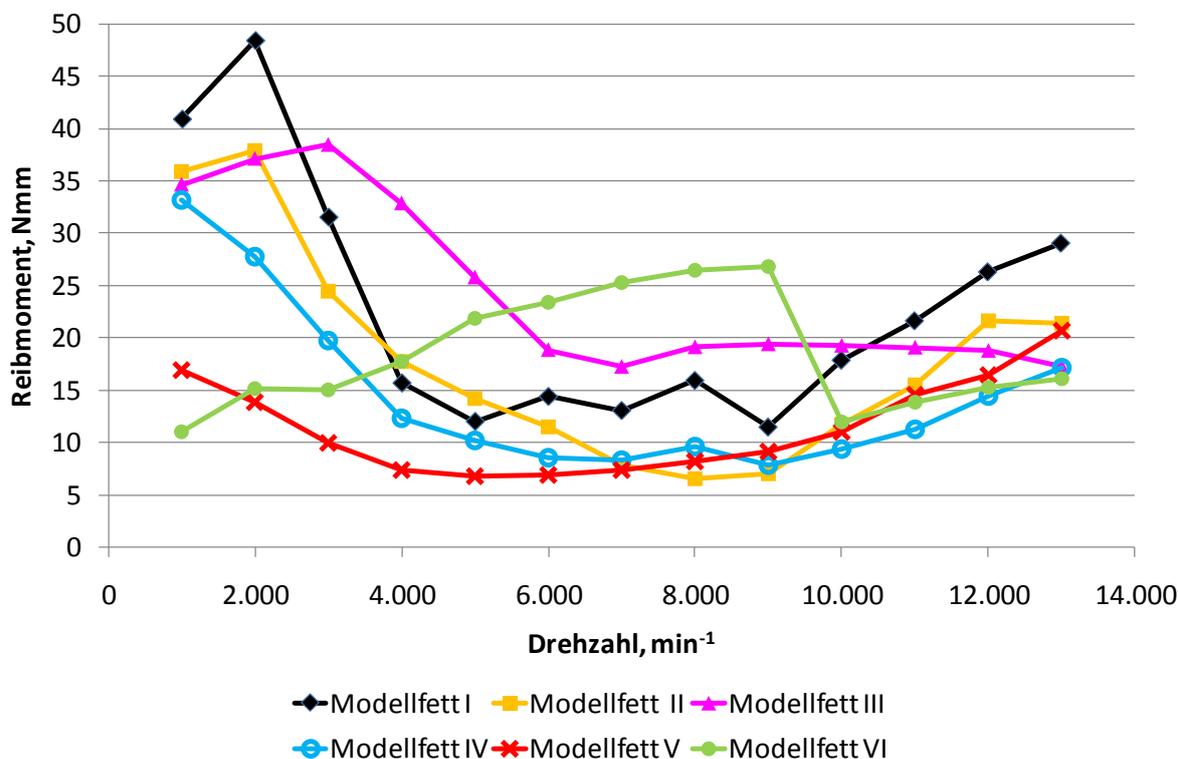


Abbildung 83: Reibmomentenverläufe der Kurzversuche

Modellfett III (dispergierendes PAMA mit niedrigem MW) zeigt einen von den übrigen untersuchten Fetten abweichenden Verlauf. Im Bereich zwischen  $3.000 \text{ min}^{-1}$  und  $10.000 \text{ min}^{-1}$  werden die höchsten Reibmomente gemessen, die sogar höher als diejenigen der Fette mit nicht dispergierenden PAMA sind. Bei Drehzahlen oberhalb  $8.000 \text{ min}^{-1}$  steigt das Reibmoment überhaupt nicht an, in diesem Fall verläuft die Kurve leicht degressiv. Obwohl nur bis zu einer Drehzahl von  $13.000 \text{ min}^{-1}$  gemessen wird, deutet sich an, dass Modellfett III bei noch höheren Drehzahlen weniger Reibung als die anderen Fette verursacht, was wiederum mit den Ergebnissen der Dauerversuche korreliert.

Das zweite dispergierende Modellfett (VI) ist, wie in Abbildung 78 zu erkennen ist, nicht konform mit Modellfett III. Bei sehr hohen und niedrigen Drehzahlen stellen sich im Gegensatz zu Modellfett III die kleinsten Reibmomente ein. Statt jedoch den typischen Stribeck-Verlauf zu zeigen, nehmen die Reibmomente zwischen  $3.000 \text{ min}^{-1}$  und  $9.000 \text{ min}^{-1}$  zu. Zwischen  $9.000 \text{ min}^{-1}$  und  $10.000 \text{ min}^{-1}$  fällt das Reibmoment um ca. 50 Prozent. Es scheint so, als würde sich erst in diesem Drehzahlbereich eine Minimalmengenschmierung einstellen. Bei einer weiteren Drehzahlsteigerung nimmt das Reibmoment zu und nimmt bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  fast ähnliche Werte wie Modellfett III und IV an.

Beim Modellfett mit PIB (Modellfett V) werden bei Drehzahlen unter  $7.000 \text{ min}^{-1}$  die niedrigsten Reibmomente gemessen. Es zeigt sich jedoch auch, dass bei höheren Drehzahlen die Reibmomente ansteigen, so dass bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  dieselbe Größenordnung wie bei Modellfett II auftritt. Ferner deutet es sich an, dass bei noch höheren Drehzahlen das Reibmoment weiter ansteigt, da dieses Modellfett bei den Dauerversuchen die höchsten Temperaturen aufweist. Abschließend stellt Abbildung 84 die Temperaturverläufe der sechs Modellfette dar [GAT09a]. Da die Prüfstände nicht temperiert werden, sind die unterschiedlichen Verläufe auf die Reibverluste der Lager zurückzuführen.

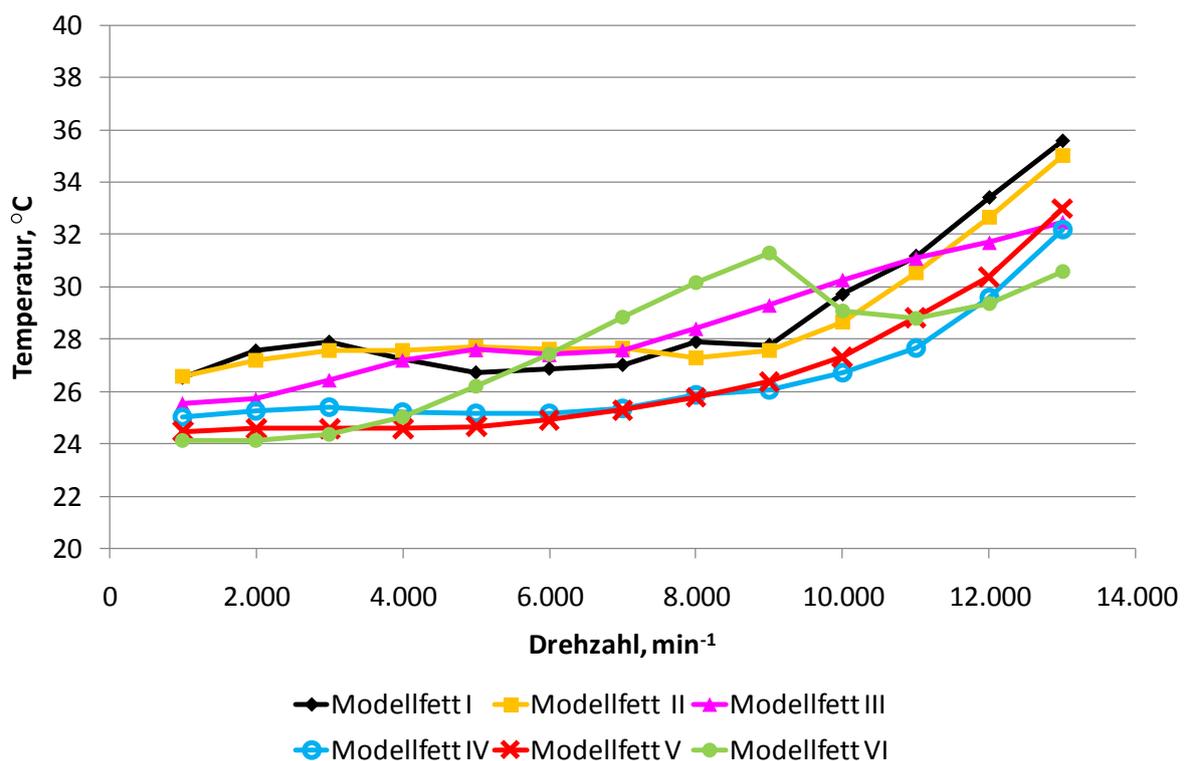


Abbildung 84: Temperaturverläufe der Kurzversuche

### 7.3 Schmierfilmdickenuntersuchungen

Während der oben vorgestellten Versuchsläufe zur Untersuchung des Reibmoments und der Betriebstemperaturen werden bereits beim ersten Versuchsansatz vereinzelt Schmierfilmdickenmessungen vorgenommen, und zwar für jedes Modellfett bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$ . Abbil-

Abbildung 85 stellt das Verhältnis der gemessenen Schmierfilmdicken der jeweiligen Modellfette im Verhältnis zum unadditivierten Modellfett I dar [GAT09a]. Es ist zu erkennen, dass die Polymere in den Modellfetten II, III und IV dickere und das in Modellfett V dünnere Filme als beim Referenzfett produzieren. Das Polymer in Modellfett VI verursacht hingegen eine ähnliche Filmdicke wie Modellfett I.

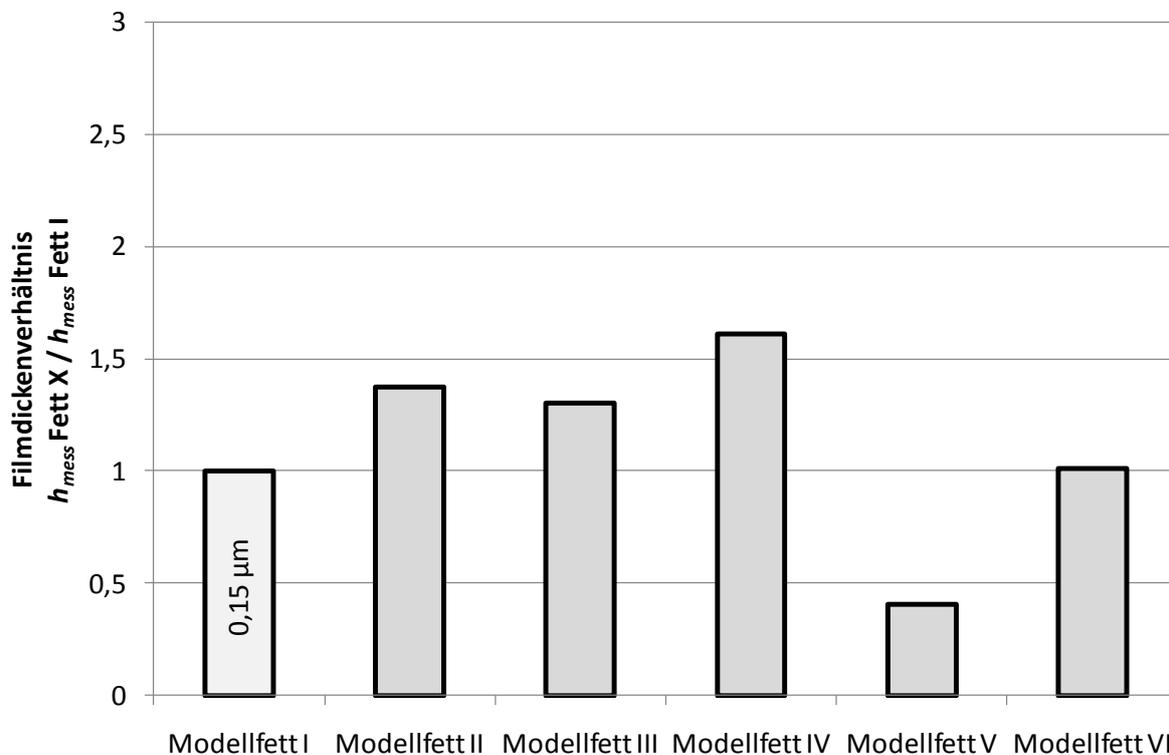


Abbildung 85: Relative Schmierfilmdicken der Kurzversuche bei der sechsten Rampe bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$

Im Vergleich zu den Dauerversuchen bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  weisen bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  die Modellfette I, II, IV und VI dickere und die Modellfette III und V dünnere Filme auf. Da die Wälzlager bei diesen Messungen bereits beachtliche Laufzeiten aufweisen – es handelt sich hierbei um Messungen bei der sechsten Rampe – kann nicht ausgeschlossen werden, dass sich bereits Grenzschichten gebildet haben. Sie beeinflussen, ähnlich wie bei den Messungen bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$ , die Filmdicken. Daher werden die Filmdickenmessungen mit neuen Wälzlagern wiederholt, um gezielt die rheologischen Einflüsse der Schmierstoffe auf die Filmdicke zu untersuchen.

Im Gegensatz zu den vorherigen Messungen werden nur zwei Rampen durchlaufen. In der Arbeit von Baly konnte gezeigt werden [BAL05], dass eine stabile Schmierfilmdickenmessung nur dann möglich ist, wenn vorab eine einzelne Rampe durchlaufen wird, die alle Drehzahlen einschließt, bei denen anschließend im zweiten Durchgang gemessen werden soll. Deshalb wird im Folgenden als erstes eine Rampe mit Drehzahlen zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  durchlaufen, bevor mit den Schmierfilmdickenmessungen begonnen wird. In der Messphase wird wiederum jeder Betriebspunkt so lange gehalten, bis sich eine konstan-

te Betriebstemperatur an den Außenringen der Lager einstellt. Erst dann wird die Schmierfilmdicke mit der kapazitiven Methode bestimmt. Abbildung 86 stellt die Schmierfilmdicken der sechs Modellfette für Drehzahlen zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  dar. Das unadditivierte Modellfett I zeigt eine Zunahme der Schmierfilmdicke in einem Bereich zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $2.000 \text{ min}^{-1}$ , wobei bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  der höchste Schmierfilm des Versuchslaufs mit fast  $0,15 \mu\text{m}$  gemessen wird. Zwischen  $4.000 \text{ min}^{-1}$  und  $8.000 \text{ min}^{-1}$  zeigt sich ein leicht degressiver Trend. Im anschließenden Bereich bis  $10.000 \text{ min}^{-1}$  nehmen die Filmdicken zu, bevor sie zwischen  $10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  abfallen. Diese Kurve verdeutlicht, dass das unadditivierte Schmierfett bei  $1.000 \text{ min}^{-1}$  den niedrigsten und bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  den höchsten Schmierfilm des gesamten erfassten Bereichs aufweist.

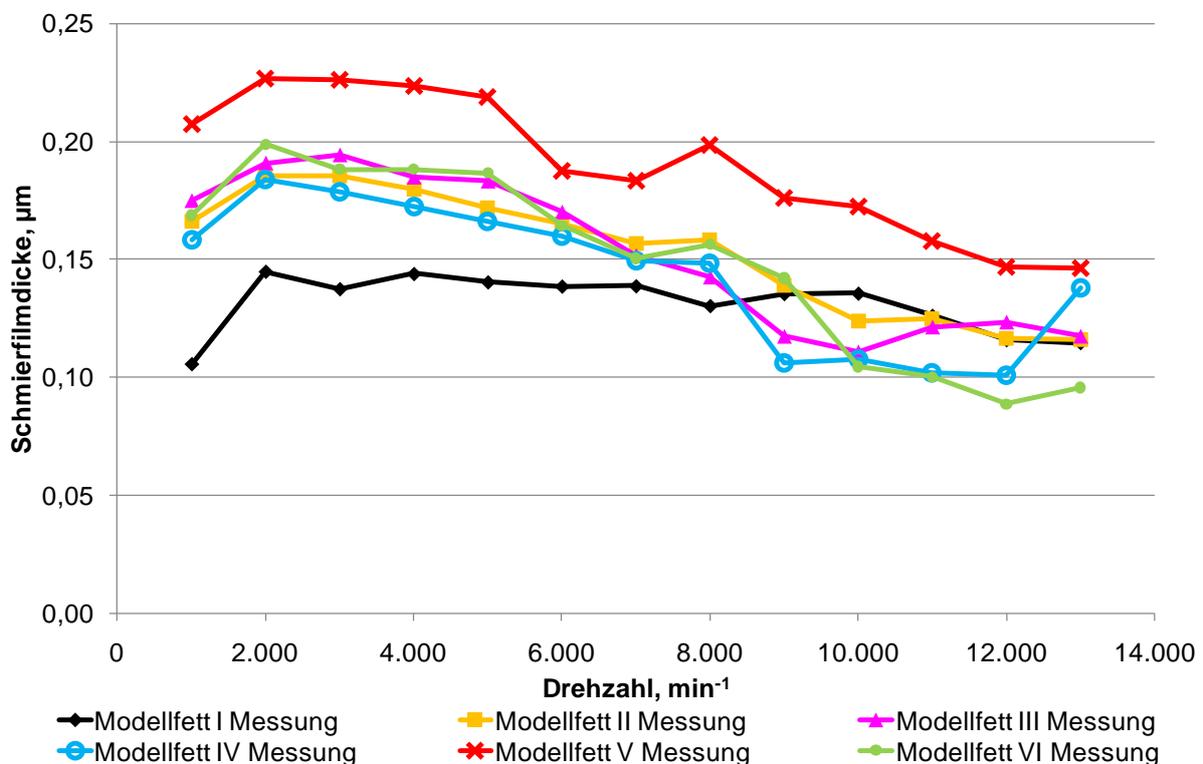


Abbildung 86: Gemessene Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Drehzahl

Die additivierten Schmierfette zeigen bei  $1.000 \text{ min}^{-1}$  bis zu doppelt so hohe Schmierfilme. Ferner haben alle Modellfette gemein, dass in einem Bereich zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $2.000 \text{ min}^{-1}$  teilweise auch  $3.000 \text{ min}^{-1}$  der Schmierfilm ansteigt, bevor er wieder abfällt.

Die beiden nicht dispergierenden PAMA zeigen bis zur Drehzahl  $8.000 \text{ min}^{-1}$  denselben Trend, Polymer II verursacht jedoch einen bis zu 5 Prozent dickeren Schmierfilm. Das Modellfett mit Polymer II folgt bei weiter steigenden Drehzahlen einem degressiven Verlauf und erreicht bei der Höchstdrehzahl ein Minimum. Die Filmdicke liegt unter dem bei  $1.000 \text{ min}^{-1}$  gemessenen Ausgangswert. Die Schmierfilmdicke des Modellfetts IV nimmt hingegen zwischen  $8.000 \text{ min}^{-1}$  und  $12.000 \text{ min}^{-1}$  ab und weist bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  ein Minimum auf. Anschließend steigt der Schmierfilm an.

Die dispergierenden PAMA zeigen, ähnlich wie die nicht dispergierenden, zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $3.000 \text{ min}^{-1}$  anfänglich eine Zunahme der Schmierfilmdicke; anschließend folgt ein degressiver Verlauf. Die Schmierfilmdicke des Modellfetts III erreicht bei  $10.000 \text{ min}^{-1}$  und die des Modellfetts VI bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  ein Minimum. Anschließend steigen beide Filme wieder an. Auffällig ist bei Modellfett III, dass der Film zwischen  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und  $13.000 \text{ min}^{-1}$  bei den additvierten Fetten als einziger wieder abfällt. Im Verhältnis zum nicht dispergierenden PAMA verursacht das Polymer in Modellfett III geringfügig dickere und das Polymer in Modellfett VI dickere Schmierfilme bei niedrigen Drehzahlen. Bei hohen Drehzahlen zeigt sich eine andere Tendenz, dort scheint nicht die Funktionalität des PAMA die Filmdicke zu beeinflussen, sondern im Wesentlichen das Molekulargewicht. So weist das PAMA mit dem niedrigsten Molekulargewicht den dünnsten Schmierfilm auf. Die PAMA mit einem Molekulargewicht von  $50.000 \text{ g/mol}$  zeigen alle eine ähnliche Schmierfilmdicke, die in etwa im Bereich des unadditvierten Referenzfettes liegt. Das PAMA mit dem höchsten Molekulargewicht produziert wiederum die dicksten Filme.

Der Verlauf des Modellfetts V verdeutlicht erneut, dass PIB sich in Schmierfetten anders verhält als PAMA. Im direkten Vergleich verursacht PIB durchgängig bis  $13.000 \text{ min}^{-1}$  höhere Filmdicken, obwohl wie bei einigen PAMA ein Molekulargewicht von  $50.000 \text{ g/mol}$  vorliegt.

Abbildung 87 stellt die gemessenen und die nach der thermischen Theorie berechneten Filmdicken der untersuchten Schmierfette dar. Die theoretischen Filmdicken der additvieren-

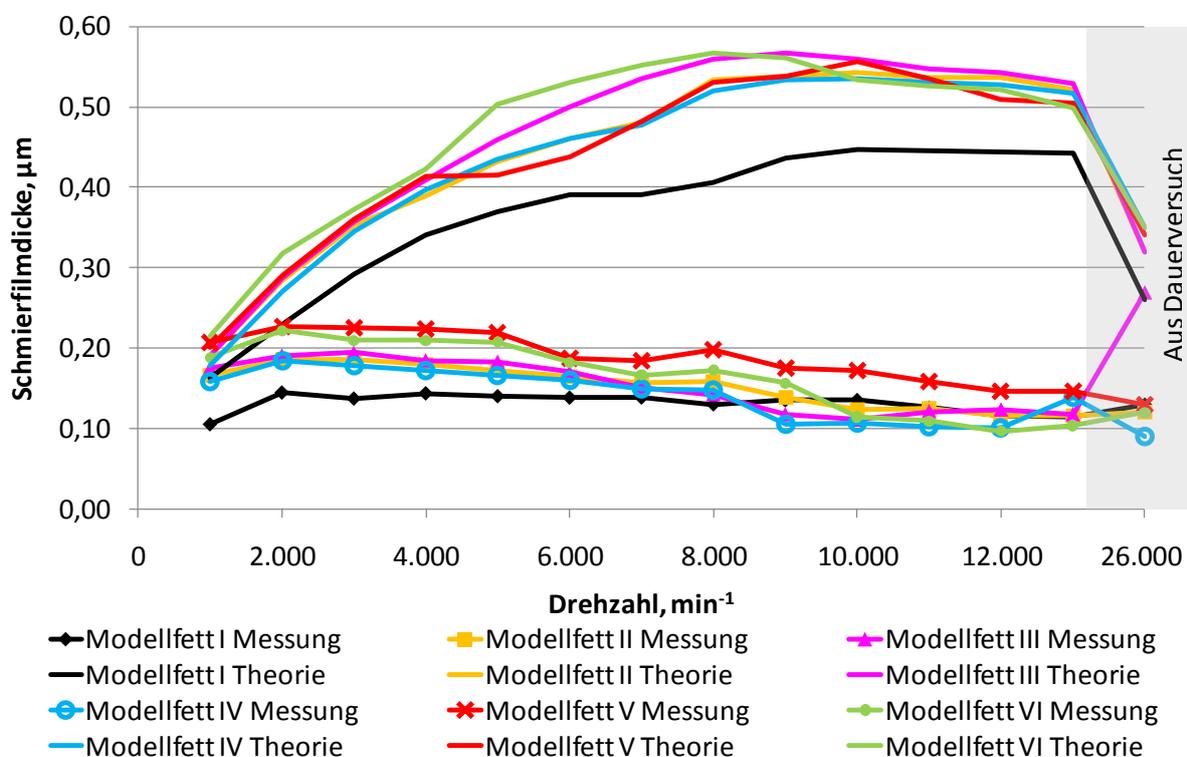


Abbildung 87: Gegenüberstellung der gemessenen ( $h_{mess}$ ) und der nach der thermischen Theorie (mit  $\alpha_{p2000}$ ) berechneten ( $h_{EHD\_min\_th}$ ) Schmierfilmdicken

ten Modellfette werden mit den temperaturabhängigen Viskositätsdaten des Grundöles bzw. des Grundöles mit dem jeweiligen Polymer bei der gemessenen Betriebstemperatur einer Geschwindigkeitsstufe berechnet. Ergänzend sind die Schmierfilmdicken aus den Dauerversuchen bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die theoretischen Schmierfilmdicken wesentlich höher als die gemessenen ausfallen. Auffällig ist aber auch, dass die Polymere gemäß der Theorie stets dickere Filme als das Referenzfett verursachen, was zu erwarten war.

Im unteren Drehzahlbereich folgen die theoretisch ermittelten Schmierfilme, wenn auch auf höherem Niveau, dem Trend der gemessenen Schmierfilme. Dort ist nämlich zu erkennen, dass in beiden Fällen das unadditivierte Modellfett dünnere Filme bildet. Bei zunehmenden Drehzahlen folgen die theoretischen und die gemessenen Filmdicken nicht mehr dem selben Trend. Dort zeigen sich ähnliche Filmdicken für alle Modellfette; nach der Theorie sind jedoch die Filme der additivierten Fette wesentlich dicker. Bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  weist Modellfett III den höchsten theoretischen Schmierfilm auf, dieser liegt 22 Prozent über dem Wert des unadditivierten Referenzfetts. Bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  nähern sich die theoretischen und experimentell ermittelten Schmierfilmdicken an, da die theoretische Schmierfilmdicke bei hohen Drehzahlen erwartungsgemäß kleiner wird.

Als Maß zur Beurteilung des Schmierzustandes dient in Abbildung 88 der Starvation-Faktor [POL09]. Dieser stellt das Verhältnis zwischen der gemessenen und der nach der thermischen Theorie berechneten Schmierfilmdicke dar. Es ist zu erkennen, dass bei diesen

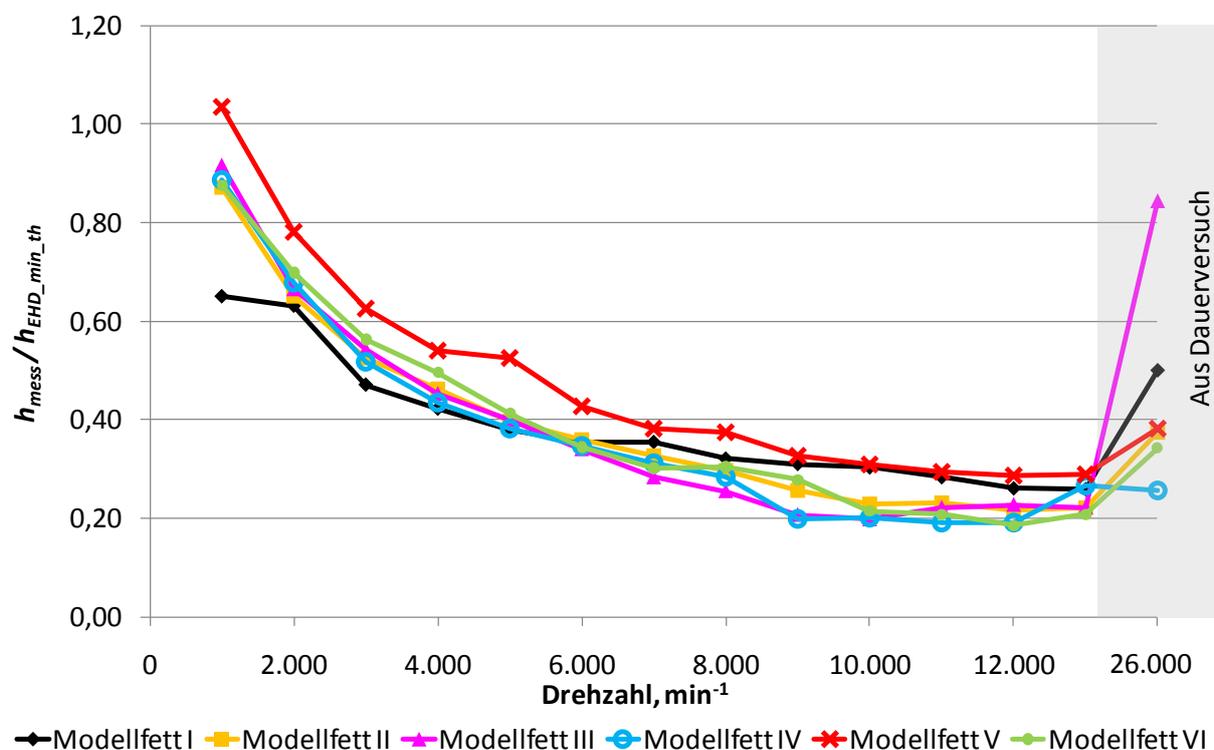


Abbildung 88: Starvation-Faktoren der sechs Modellfette

Versuchen eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung mit Starvation-Faktoren unter 0,4 bei  $13.000 \text{ min}^{-1}$  vorliegt. Bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  streuen die Starvation-Faktoren mit Werten zwischen 0,25 (Modellfett IV) und 0,85 (Modellfett III). Der hohe Wert bei Modellfett III kann auf den dicken Schmierfilm zurückgeführt werden, der mit der kapazitiven Methode (Schmierfilmdicke plus Grenzschicht) gemessen wurde.

## 7.4 Beobachtungen

Im vorherigen Abschnitt konnte verdeutlicht werden, dass die einzelnen Polymere sich unterschiedlich auf die Schmierfilmbildung auswirken. Abbildung 89 stellt exemplarisch die nach der thermischen Theorie berechneten und die gemessenen Schmierfilmdicken der Modellfette mit den höchsten Gebrauchsdauern, Modellfett I und III, gegenüber. Im unteren Drehzahlbereich bildet bekanntlich das additivierte Modellfett dickere Filme und bei hohen Drehzahlen fast dieselben Filmdicken wie das unadditivierte Modellfett I. Der Theorie entsprechend müssten die gemessenen Schmierfilme des additivierten Modellfetts bei hohen Drehzahlen dicker ausfallen. Bereits die Messungen am Kugel-Scheibe-Apparat bei  $40^\circ\text{C}$  zeigten, dass die Schmierfilme des additivierten Grundöls größer als die des unadditivierten ausfallen (vgl. Abschnitt 5.2.1.8).

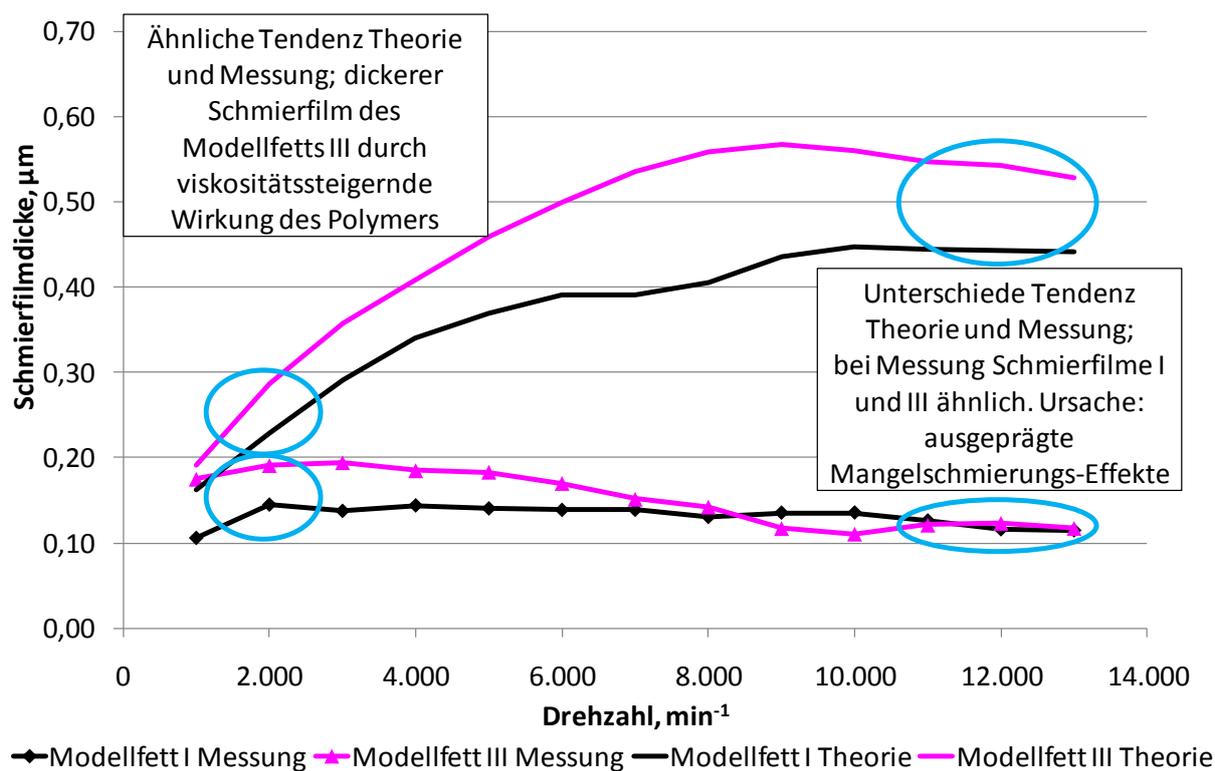


Abbildung 89: Theoretische und gemessene Schmierfilmdicken der Modellfette I und III

Bei den Fettversuchen mit Spindellagern stellt sich bei höheren Drehzahlen eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung ein. Es deutet sich an, dass das Additiv in Modellfett III mit zunehmender Drehzahl weniger Einfluss auf die Schmierfilmbildung hat, da Mangelschmierungseffekte überwiegen. Dennoch beeinflusst das dispergierende Polymer das Betriebs-

reibmoment erheblich. Abbildung 90 stellt die soeben diskutierten gemessenen Schmierfilmdicken und die zuvor diskutierten Betriebsreibmomente bei der sechsten Rampe gegenüber. Dort wird ersichtlich, dass der dickere Schmierfilm/Grenzschicht des additivierten Modellfetts bei niedrigen Drehzahlen mit geringeren Betriebsreibmomenten einhergeht. Bei hohen Drehzahlen verursachen beide Modellfette ähnliche Schmierfilmdicken, das Betriebsreibmoment des additivierten Modellfetts III ist kleiner. Dies könnte daran liegen, dass die Verluste außerhalb des Kontakts kleiner ausfallen. Darüber hinaus bilden die Additive offenbar Grenzschichten, die sich ebenfalls bei hohen Drehzahlen positiv auf das Betriebsreibmoment auswirken. Die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Grenzschichten werden im nächsten Kapitel diskutiert.

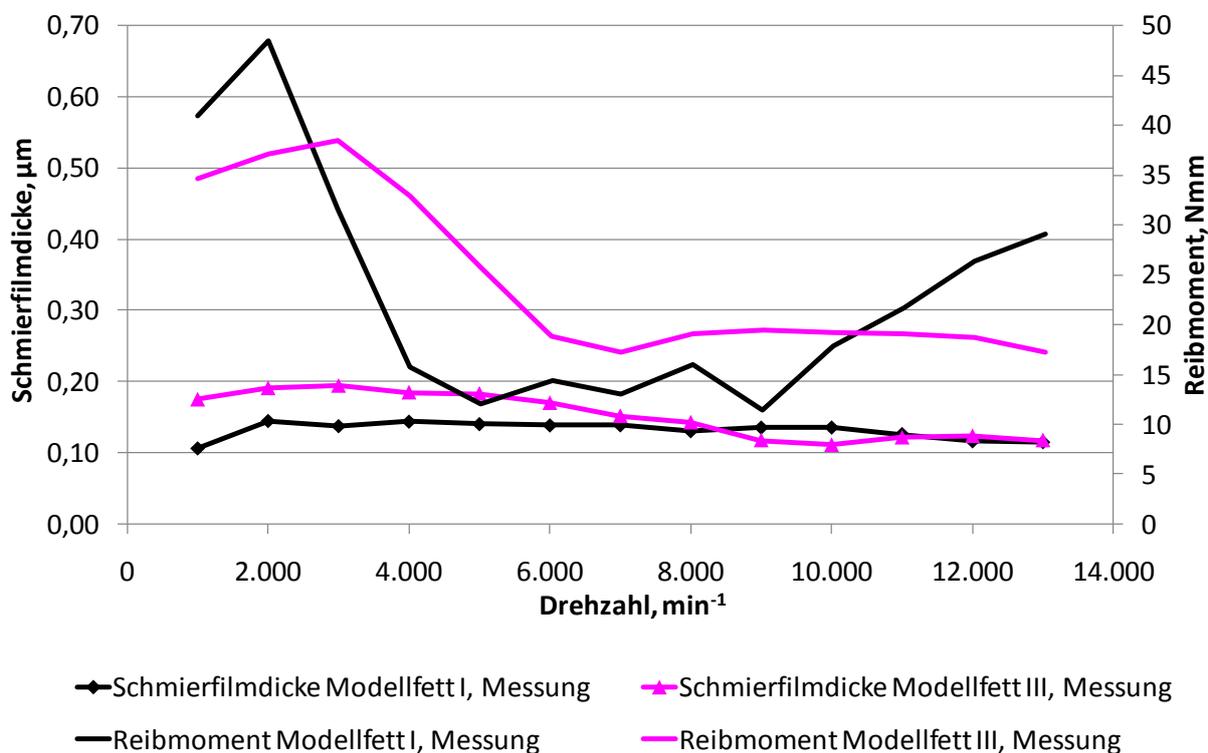


Abbildung 90: Schmierfilmdicken und Reibmomente der Modellfette I und III

## 8. Tribologische Untersuchungen der Kontaktpartner

Die bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass mit Polymerzusätzen Grenzschichten gebildet werden, die sich positive auf die Reibwerte fettgeschmierter Lager auswirken. Um jedoch die Ursachen für diese Ergebnisse zu finden, sind weiterführende Untersuchungen der tatsächlichen Kontaktpartner im Wälzlager von Interesse. Von Bedeutung sind insbesondere die mikromechanischen und chemischen Eigenschaften der Laufflächen. Um diese zu ermitteln, wurden am Institut für Mikrotechnologie (imt) der Leibniz Universität Hannover Härte- und Ritzmessungen [PAP10] und am Physikalischen Institut (PI) der Universität Münster chemische Untersuchungen durchgeführt.

### 8.1 Physikalische Oberflächencharakterisierung

Die im Nachfolgenden beschriebenen Härte und Ritzmessungen erfolgen an dem in Abschnitt 4.2.1 erläuterten Tribolindenter. Untersucht werden neben einer Nullprobe sechs mit N-Hexan gereinigte Außenringsegmente, die mit den sechs unterschiedlichen Modellfetten gefahren wurden. Um eine hohe Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, erfolgen die Messungen an zuvor definierten Positionen quer zur Laufbahn. Ausgehend von der flachen Schulter werden bei jeder Probe fünf Positionen zwischen 300  $\mu\text{m}$  und 1.500  $\mu\text{m}$  untersucht. Die Positionen zwischen 600  $\mu\text{m}$  und 1.200  $\mu\text{m}$  liegen im Bereich des theoretischen Hertz'schen Kontakts (vgl. Abbildung 91). Tabelle 19 stellt eine Auflistung der getesteten Lager und der jeweiligen Laufzeiten dar.

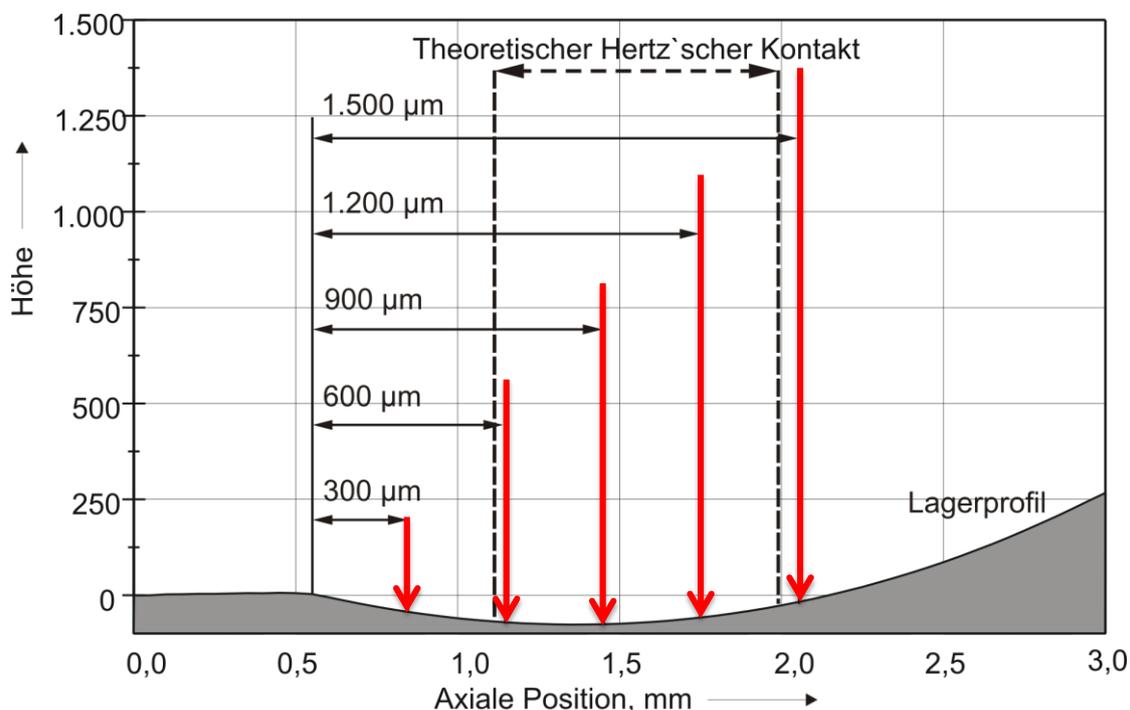


Abbildung 91: Lagerquerschnitt und Messorte

Tabelle 19: Untersuchungsgegenstand der physikalischen Oberflächencharakterisierung

Lagerbezeichnung	Modellfett	Laufzeit
Lager 1	Modellfett I	759
Lager 2	Modellfett II	2448
Lager 3	Modellfett III	1474
Lager 4	Modellfett IV	1252
Lager 5	Modellfett V	225
Lager 6	Modellfett VI	1108

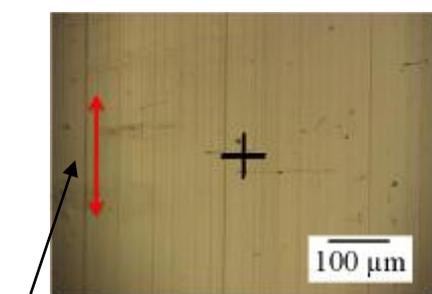
### 8.1.1 Härtemessungen

Tabelle 20 stellt die Ergebnisse der aus den Kraft-Eindringkurven gewonnenen Oberflächenhärten des unbeanspruchten Lagers und der sechs mit Modellfett gelaufenen Lager dar. Im

Tabelle 20: Ergebnisse der Härtemessungen

Lagerbezeichnung	Härte (GPa) an Position				
	300 $\mu\text{m}$	600 $\mu\text{m}$	900 $\mu\text{m}$	1200 $\mu\text{m}$	1500 $\mu\text{m}$
Nulllager	10,0	9,3	9,5	10,5	10,0
Lager 1, Modellfett I	10,5	11,0	12,0	5,0	12,0
Lager 2, Modellfett II	14,0	12,5	13,5	12,8	13,0
Lager 3, Modellfett III	12,0	9,8	6,0	8,5	15,0
Lager 4, Modellfett IV	13,0	5,0	8,0	11,0	6,0
Lager 5, Modellfett V	10,5	11,5	10,0	9,0	13,5
Lager 6, Modellfett VI	10,0	10,0	13,0	12,8	12,2

ersten Schritt erfolgt die Messung der Nullprobe. Dabei handelt es sich um ein neues, unbeanspruchtes Wälzlager, das lediglich von Korrosionsschutzmitteln befreit wurde. Es zeigen sich bei den beiden äußeren Messungen Härten von ca. 10 GPa, die Messungen bei 600  $\mu\text{m}$  und 900  $\mu\text{m}$  liegen unter und die Messung bei 1.200  $\mu\text{m}$  geringfügig oberhalb 10 GPa. Abbildung 92 stellt eine Mikroskopaufnahme dieses Lagers da. Es ist eine homogene Oberflächenstruktur zu erkennen, teilweise sind die Bearbeitungsspuren noch zu sehen. Als Vergleich stellt Abbildung 93 die Mikroskopauf-



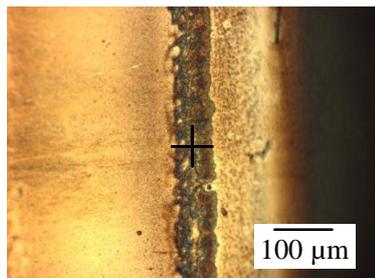
Umfangsrichtung

Abbildung 92: Mikroskopaufnahme des Nulllagers [GAT09a]

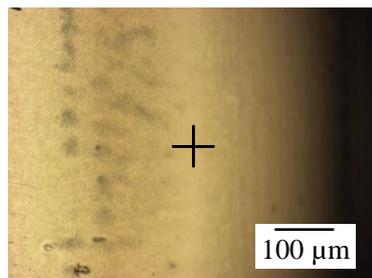
nahmen der mit den Modellfetten I-VI gelaufenen Lager jeweils an der Position  $1.200\ \mu\text{m}$  dar [GAT09a, GAT09b].

Lager 1 mit Modellfett I weist an allen Positionen, außer im Bereich von  $1.200\ \mu\text{m}$  Härten zwischen  $10,5\ \text{GPa}$  und  $12\ \text{GPa}$  auf, somit liegen diese Härtewerte über den Werten des unbeanspruchten Referenzlagers. An Position  $1.200\ \mu\text{m}$  zeigt sich eine Härte von nur  $5\ \text{GPa}$ . Das Lager zeigt an dieser Position eine leicht braune Verfärbung der Lauffläche, offenbar

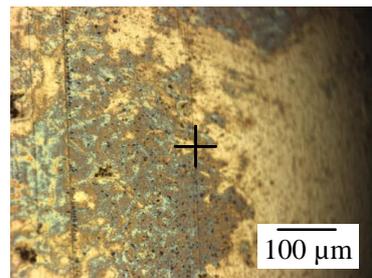
a) Lager 1 Modellfett I



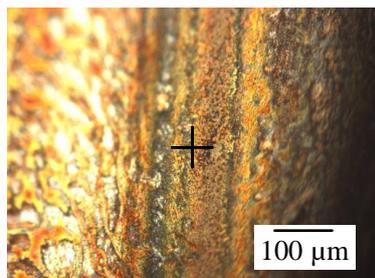
b) Lager 2 Modellfett II



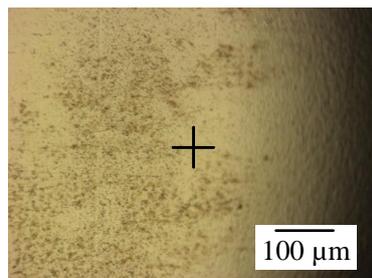
c) Lager 3 Modellfett III



d) Lager 4 Modellfett IV



e) Lager 5 Modellfett V



f) Lager 6 Modellfett VI

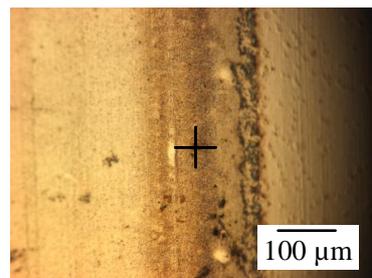


Abbildung 93: Mikroskopaufnahmen der Laufflächen der mit Modellfett I-VI gelaufenen Lager an der Position  $1.200\ \mu\text{m}$  [GAT08]

handelt es sich dabei um eine Reaktionsschicht mit verminderter Härte (vgl. Abbildung 93 a). Lager 2 weist durchgängig höhere Härten als das Nulllager auf. In der Mikroskopaufnahme sind relativ homogene Oberflächen zu sehen (vgl. Abbildung 93 b). Nichtsdestotrotz sind dunkle Verfärbungen erkennbar, die sich wiederum beim Nulllager nicht zeigen. Ferner sind die ursprünglich vorhandenen Bearbeitungsspuren nicht mehr sichtbar. Lager 3, welches mit dem dispergierenden PAMA mit niedrigem Molekulargewicht gefahren wurde, zeigt außerhalb des theoretischen Hertz'schen Kontakts Härten von über  $10\ \text{GPa}$  und im Kontakt Werte unter  $10\ \text{GPa}$  auf. Dies kann offenbar auf die unterschiedlichen Reaktionsschichten an den Indentpositionen zurückgeführt werden. In der Mikroskopaufnahme ist eine blau-graue Verfärbung der Oberfläche zu sehen (vgl. Abbildung 93 c). Insbesondere bei der blauen Verfärbung könnte es sich um Interferenzen handeln, die durch Reflektion an einer dünnen Adsorptionsschicht verursacht werden. Die graue Verfärbung deutet auf tribochemische Prozesse hin, die zur Bildung einer ausgeprägten Grenzschicht geführt haben.

Lager 4 zeigt ebenfalls eine starke Streuung der Oberflächenhärten mit Werten zwischen  $5\ \text{GPa}$  und  $13\ \text{GPa}$ . Im Bereich des theoretischen Hertz'schen Kontakts zeigen sich an den

Positionen 600  $\mu\text{m}$  und 900  $\mu\text{m}$  kleinere Härten als beim Nulllager, an der Position 1.200  $\mu\text{m}$  ist die Oberfläche in diesem Falle härter. Die Mikroskopaufnahme weist eine rot-gelb-schwarz verfärbte Oberfläche auf (vgl. Abbildung 93 d). Des Weiteren ist ein schwarzes umlaufendes Band, ähnlich wie bei Lager 1 zu sehen. Augenscheinlich hat das Polymer in diesem Fett zu einer erheblichen Veränderung der oberflächennahen Grenzschicht geführt. Lager 5 zeigt Härten zwischen 9 GPa und 13 GPa, wobei an der Position 1.200  $\mu\text{m}$  eine Härte von 9 GPa gemessen wird. Die Mikroskopaufnahme weist bei diesem Lager, ähnlich wie bei Lager 2, eine relativ homogene Oberfläche, mit teilweise örtlich begrenzten dunklen Verfärbungen auf (vgl. Abbildung 93 e). Die Werte liegen zwischen 10 GPa und 13 GPa, wobei die Härte an der Position 1.200  $\mu\text{m}$  13 GPa beträgt. Bei Lager 6 liegen die Werte zwischen 10 GPa und 13 GPa, wobei an der Position 1.200  $\mu\text{m}$  eine Härte von 13 GPa auftritt. Die Mikroskopaufnahme weist ähnlich wie bei Lager 1 ein dunkles umlaufendes Band, umgeben von einer braun verfärbten Oberfläche, auf (vgl. Abbildung 93 f). Hier ist die Härte an dieser Position im Vergleich zu Lager 1 mehr als doppelt so hoch.

Um die oberflächennahen Schichten weitergehend zu charakterisieren, werden im Nachfolgenden Ritzversuche durchgeführt. Dabei werden dieselben Lager an denselben Positionen untersucht.

### 8.1.2 Ritzuntersuchungen

Die Ritzmessungen erfolgen in einem ersten Schritt an der unbeanspruchten Nullprobe. In Abbildung 94 ist exemplarisch der Ritz einer Referenzprobe an der Position 900  $\mu\text{m}$  dargestellt. Um die große Datenbasis gezielt auswerten zu können, werden nachfolgend aus den einzelnen Ritzdiagrammen charakteristische Werte gegenübergestellt. Diese sind sowohl die in der Abbildung dargestellte maximale

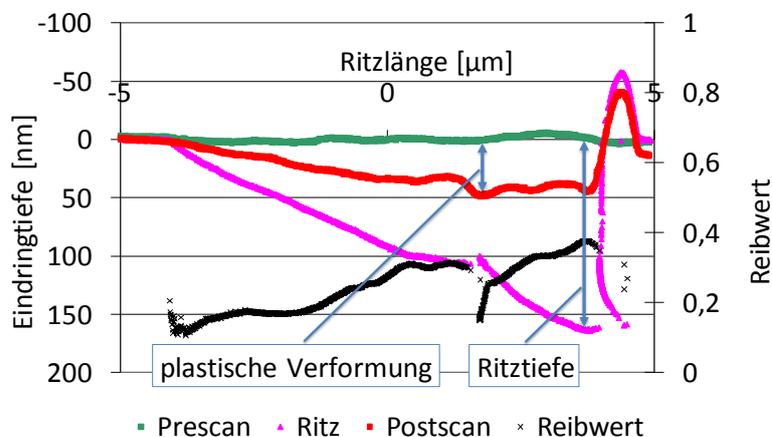


Abbildung 94: Ritz an der Nullprobe an der Position 900  $\mu\text{m}$  [GAT09a]

Eindringtiefe während des Ritzes als auch die Maximaltiefe der bleibenden Verformung nach dem Ritzen. Die Werte geben wiederum Aufschluss über die plastischen und elastischen Eigenschaften der Grenzschichten an den untersuchten Positionen.

Tabelle 21 stellt die maximalen Ritztiefen und die Tiefen der maximalen Verformung dar. Die Nullprobe zeigt Ritztiefen zwischen 155  $\mu\text{m}$  und 161  $\mu\text{m}$ . Die maximale Tiefe der plastischen Verformung liegt, abhängig von der Position, zwischen 47  $\mu\text{m}$  und 54  $\mu\text{m}$ . Bei Lager 1, wel-

ches mit Modellfett I gefahren wurde, lassen sich zwei charakteristische Bereiche erkennen. Außerhalb des theoretischen EHD-Kontakts zeigen sich größere Ritztiefen als bei der Nullprobe. Im EHD-Kontakt sind diese hingegen kleiner. Die plastischen Verformungsanteile an den fünf axialen Positionen sind innerhalb und außerhalb des Hertz'schen Kontakts kleiner als bei der Nullprobe. Auffällig ist insbesondere die Position 1.200  $\mu\text{m}$ , bei der sich ein plastischer Anteil von lediglich 10  $\mu\text{m}$  zeigt. Offenbar führt die an dieser Position vorliegende Reaktionsschicht zu einer höheren Elastizität. Bei Lager 2 zeigen sich an den Positionen 300 bis 1.200  $\mu\text{m}$  Ritztiefen von 90  $\mu\text{m}$  bis 140  $\mu\text{m}$ . Bei 1.500  $\mu\text{m}$  ist die Messspitze mit einer ma-

Tabelle 21: Ritztiefen und Tiefen der plastischen Verformung

Lager	Maximale Ritztiefe ( $\mu\text{m}$ ) an Position					Maximale plastische Verformung ( $\mu\text{m}$ ) an Position				
	300 $\mu\text{m}$	600 $\mu\text{m}$	900 $\mu\text{m}$	1200 $\mu\text{m}$	1500 $\mu\text{m}$	300 $\mu\text{m}$	600 $\mu\text{m}$	900 $\mu\text{m}$	1200 $\mu\text{m}$	1500 $\mu\text{m}$
Nullprobe	160	155	165	161	158	50	52	48	54	47
Lager 1	180	110	130	105	200	40	20	50	10	40
Lager 2	125	90	130	140	240	50	50	40	30	25
Lager 3	145	240	100	205	260	30	90	40	40	55
Lager 4	145	150	200	170	245	30	50	120	40	30
Lager 5	150	130	120	100	150	40	50	75	20	50
Lager 6	150	160	100	125	200	30	60	50	30	10

ximalen Tiefe von 240  $\mu\text{m}$  deutlich tiefer in die Oberfläche eingedrungen. Jedoch tritt an dieser Position die geringste bleibende plastische Verformung auf, was auf eine hohe Elastizität der Grenzschicht hindeutet. Bei 300  $\mu\text{m}$  und 600  $\mu\text{m}$  weist das Material hingegen eine geringe Elastizität auf. An den übrigen Positionen, 900  $\mu\text{m}$  und 1.200  $\mu\text{m}$ , ist das Verhältnis aus Ritztiefe zur plastischen Verformung vergleichbar mit der Nullprobe. Lager 3, welches mit Modellfett III gefahren wird zeigt an den Positionen 600  $\mu\text{m}$  und 1.200  $\mu\text{m}$  Ritztiefen von mehr als 200  $\mu\text{m}$ . An der Position 900  $\mu\text{m}$  wird hingegen eine Ritztiefe von 100  $\mu\text{m}$  verzeichnet. Die plastischen Anteile sind bei nahezu allen Positionen kleiner als bei der Nullprobe, lediglich bei 600  $\mu\text{m}$  zeigt sich eine Tiefe von 90  $\mu\text{m}$ .

Die Ritztiefen von Lager 4 an den Positionen 300  $\mu\text{m}$ , 600  $\mu\text{m}$  und 1200  $\mu\text{m}$  liegen im Bereich der Nullprobe, bei 900  $\mu\text{m}$  und 1.500  $\mu\text{m}$  werden größere Tiefen verzeichnet. Bei Lager 4 soll besonderes Augenmerk auf die Position 900  $\mu\text{m}$  gelegt werden. Dort zeigt sich eine hohe Ritztiefe mit einem gleichzeitig hohen plastischen Anteil. Dies deutet auf eine Reaktionsschicht hin, die eine geringe Widerstandsfähigkeit und demzufolge eine hohe Verschleißanfälligkeit aufweist. Bei Lager 5 lassen sich an den Positionen 300  $\mu\text{m}$ , 600  $\mu\text{m}$ , 1.200  $\mu\text{m}$  und 1.500  $\mu\text{m}$  im Verhältnis zu den übrigen Proben keine besonderen Auffälligkeiten erkennen. Lediglich an der Position 1.200  $\mu\text{m}$  zeigt sich, ähnlich wie bei Lager 4 ein hoher plastischer

Anteil. Lager 6 weist hingegen bei diesen Messungen ein ähnliches Verhalten wie Lager 2 auf. Zwischen 300 und 1.200  $\mu\text{m}$  zeigen sich überwiegend kleinere Ritztiefen als bei der Nullprobe. An der Position 1.500  $\mu\text{m}$  ist die Eindringtiefe während des Ritzens größer, wobei sich ebenfalls eine sehr geringe bleibende plastische Verformung zeigt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass, auf Grund der Zugabe polymerer Additive, sich Grenzschichten mit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften auf den Laufflächen bilden. Eine weitergehende chemischen Charakterisierung der Grenzschichten soll Aufschluss über die Zusammensetzung der einzelnen Grenzschichten liefern.

## 8.2 Chemische Fett und Oberflächencharakterisierung

Bei den chemischen Untersuchungen werden sowohl die auf den Lagerlaufbahnen anhaftenden Schmierstoffschichten als auch die Grenzschichten bis zu Tiefen von 100 nm untersucht.

### 8.2.1 Untersuchung der anhaftenden Schmierstoffreste

Mittels statischer ToF-SIMS wird der Anteil an Verschleißpartikeln in den auf den Lagerlaufflächen anhaftenden Schmierstoffresten untersucht. Das Kernziel ist festzustellen, inwieweit die einzelnen Polymerzusätze verschleißmindernd wirken. Ein grundsätzlicher Fakt ist, dass ein hoher Anteil an eisenhaltigen Partikeln im Schmierfett zu einer beschleunigten chemischen Alterung des Schmierstoffs führen kann, insbesondere dann, wenn wie bei den hier vorliegenden Fetten keine Oxidationsinhibitoren der Schmierstoffalterung entgegenwirken [ZAB05].

Im Nachfolgenden werden die anhaftenden Schmierstoffe der mit den sechs Modellfetten gelaufenen Lager untersucht. Mittels ToF-SIMS lassen sich gut, aufgrund der sehr hohen Massenauflösung, die dicht nebeneinander liegenden Signale der Schmierstoffbestandteile  $\text{C}_4\text{H}_8^+$  und der darin enthaltenen Verschleißpartikel  $^{56}\text{Fe}^+$  differenzieren [GAT09a]. Es wird das Verhältnis aus  $^{56}\text{Fe}^+$  zu  $\text{C}_4\text{H}_8^+$  dargestellt, wobei zwischen Ausfalllagern, Durchläufern und den Mittelwerten aus beiden unterschieden wird. Als Datenbasis für die Messungen mit den Modellfetten III und V dienen drei Prüfläufe, für Modellfett I, III und IV zwei und für Modellfett VI ein Ansatz. Um einen besseren Vergleich aller Messungen Laufzeit-unabhängig zu ermöglichen, stellt Abbildung 95 die  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Verhältnisse auf die Laufzeit normiert dar. Es ist zu erkennen, dass unabhängig vom Modellfett die jeweiligen Ausfalllager mehr Eisenpartikel im Schmierstoff als die dazu gehörenden Durchläufer aufweisen. Das höchste  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Verhältnis zeigt Modellfett VI und das bei weitem geringste ist bei Modellfett III zu erkennen. Die Durchläufer hingegen weisen  $^{56}\text{Fe}^+/\text{C}_4\text{H}_8^+$ -Verhältnisse auf, welche zwischen 80 Prozent und nahezu 100 Prozent unter den Werten der Ausfalllager liegen. Trotz eines verhältnismäßig geringen Eisenanteils im Schmierstoff zeigen sich zwischen den einzelnen Modellfetten Unterschiede. Besonders auffällig sind die im Verhältnis zu Modellfett I kleineren Werte der Modellfette II, III und VI, allesamt PAMA mit niedrigen Molekularge-

wichten. Das Modellfett IV (PAMA mit hohem MW) und Modellfett V (PIB) zeigen Werte in der Größenordnung des Referenzfettes [GAT09a].

Insgesamt ergibt sich, dass die Additivierung eines Modellfettes mit dispergierenden PAMA zu einer geringeren Eisenkonzentration im kritischen Ausfalllager führt. Dieser Effekt kann möglicherweise darauf zurückgeführt werden, dass diese Polymerzusätze die Ausbildung einer verschleißmindernden Grenzschicht unterstützen. Im nächsten Abschnitt werden weitergehende Analysen mittels ToF-SIMS Depth Profiling durchgeführt. Diese sollen Aufschluss über die Zusammensetzung und Tiefen der oberflächennahen Grenzschichten liefern.

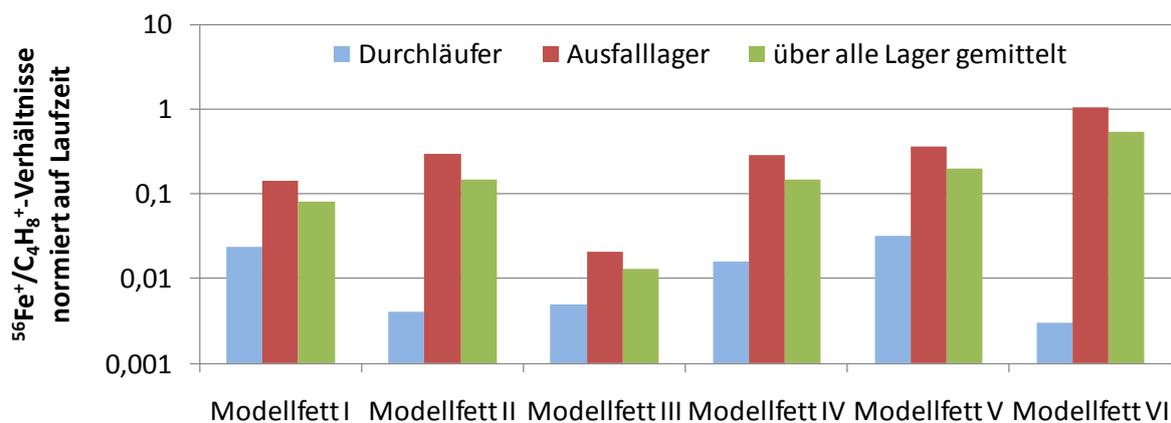


Abbildung 95:  $^{56}\text{Fe}^+$  zu  $\text{C}_4\text{H}_8^+$  der sechs Modellfette auf die Laufzeit normiert dargestellt [in Anlehnung an GAT09a]

### 8.2.2 ToF-SIMS Depth Profiling

Die Charakterisierung der Grenzschichten erfolgt an den gereinigten Innenringen mit der Dual Beam Methode. Da aufgrund der Krümmung der Laufflächen keine REM Aufnahmen des Sputterkraters gemacht werden können – eine an und für sich gut geeignete Massnahme die Messtiefe zu ermitteln – erfolgt vorab eine Referenzmessung an einer polierten 100Cr6 Probe. Die dabei gemessenen Sputtertiefen in Abhängigkeit der Sputterzeit werden anschließend auch als Sputterrate für die Versuche angenommen. Eine Messung mit dem Modellfett III ist exemplarisch in Abbildung 96 dargestellt. Um die Zusammensetzung der Grenzschicht charakterisieren zu können, sind die Signalverläufe in Abhängigkeit der Sputtertiefe für die am Aufbau der Grenzschicht beteiligten Komponenten dargestellt. Im Wesentlichen werden Verdicker- und Sauerstoffbestandteile respektive Li- und O-Signale ausgewertet. Um Aussagen über die jeweiligen Schichtdicken treffen zu können, wird nachfolgend festgelegt, dass die maximale Tiefe dort vorliegt, wo das entsprechende SI-Signal auf 1/10 des Maximalwerts abfällt. Bei dieser Messung wird deutlich, dass sich zwei charakteristische Bereiche gebildet haben. Im äußeren Bereich befindet sich eine ca. 10 nm dicke Schicht, die neben Kohlenstoff Lithium-Verdickerbestandteile aufweist. In größeren Tiefen zeigt sich eine zweite sauerstoffhaltige Schicht. Das charakteristische Eisenoxidsignal ( $\text{FeO}_2^-$ ) deutet auf den Prozess der Tribo-Oxidation hin, bei der die in die oberflächennahen Schichten eingebrachten

Sauerstoffbestandteile mit dem Wälzlagerwerkstoff reagieren. Die Tiefe der inneren  $\text{FeO}_2^-$ -haltigen Grenzschicht hängt dabei von der Tiefe und Zusammensetzung der äußeren Grenzschicht ab, wobei dünne  $\text{FeO}_2^-$ -haltige Schichten auf die schützenden Eigenschaften der äußeren Schichten hinweisen [GAT08].

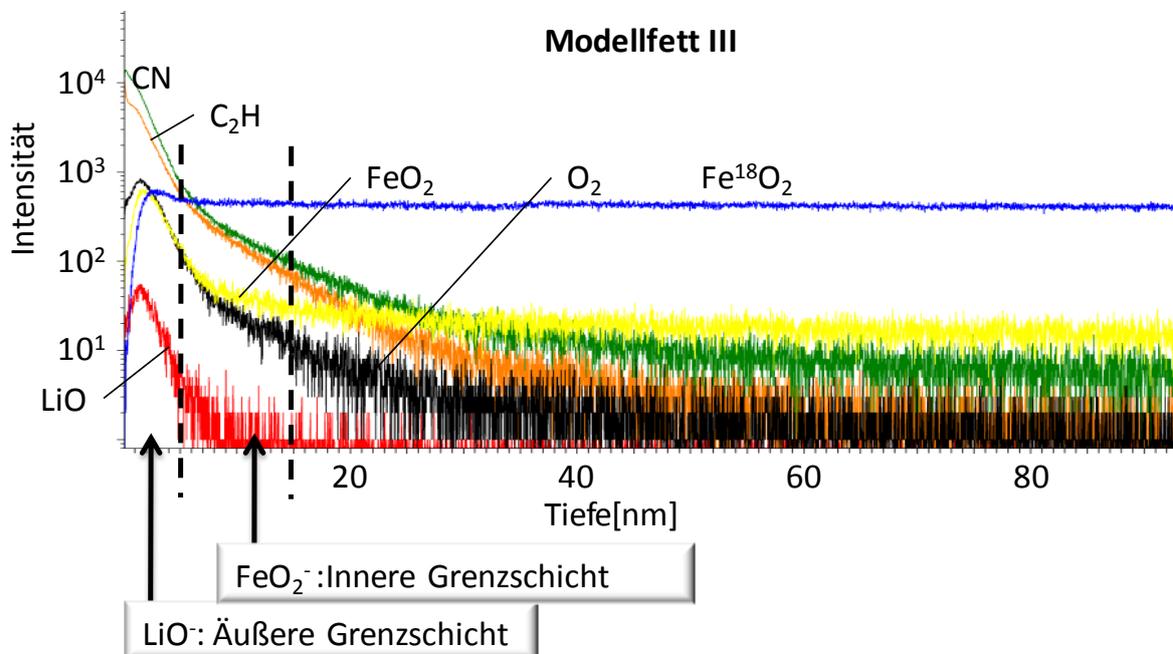


Abbildung 96: ToF-SIMS Depth Profile, Modellfett III

Zur weiteren Charakterisierung werden die Grenzschichten der mit den sechs Modellfetten gelaufenen Lager vorgestellt. In Abbildung 97 a und b sind die Tiefen abgebildet, bei der die charakteristischen Si-Signale  $\text{C}_2\text{H}^-$ ,  $\text{Li}^-$ ,  $^{16}\text{O}_2^-$ ,  $\text{Fe}^{16}\text{O}_2^-$  auf 1/10 des Maximalwerts abfallen [GAT10]. Ergänzend zu den Messungen der Lager mit Modellfett I-VI in der Laufbahn ist am Referenzlager eine Messung neben der Laufbahn durchgeführt worden. Die untersuchten Lager weisen mittlere Laufzeiten zwischen 773 und 1318 Stunden auf. Es wird deutlich, dass sowohl innerhalb als auch außerhalb der Laufspur Grenzschichten gebildet werden, wobei die letzteren tiefer in das Lagermaterial hinein reichen. Bei der Messung in der Laufspur zeigen sich zwischen den einzelnen Modellfetten erhebliche Unterschiede. Die dünnsten Schichten weisen die mit Modellfett IV gelaufenen Lager auf. Die dicksten Schichten lassen sich wiederum beim Lager mit Modellfett V erkennen. Ferner zeigt sich, dass die Dicke der Grenzschicht nicht von der mittleren Laufzeit abhängt, sondern vielmehr vom eingesetzten Polymerzusatz. Die Probe mit Fett V, welches die geringste Laufzeit aufweist, zeigt trotzdem die dickste Schicht.

Die äußere Grenzschicht ist bei allen Lagern mit polymerhaltigen Fetten, außer denen mit Modellfett IV, dicker als die der unadditivierten Referenzprobe, wobei sich Schichtdicken zwischen 5 nm und 15 nm positiv auf die Schmierfettgebrauchsdauer auswirken. Die innere Grenzschicht zeigt hingegen nicht denselben Trend. Dort sind neben der Schicht des Lagers

IV auch die Schichten der beiden Lager III und VI, die beide mit dispergierenden PAMA additiviert wurden, dünner als die der Referenzprobe. Wie oben beschrieben schützt offenbar die von diesen Polymeren verursachte äußere Grenzschicht vor der Bildung einer tiefen sauerstoffhaltigen inneren Grenzschicht.

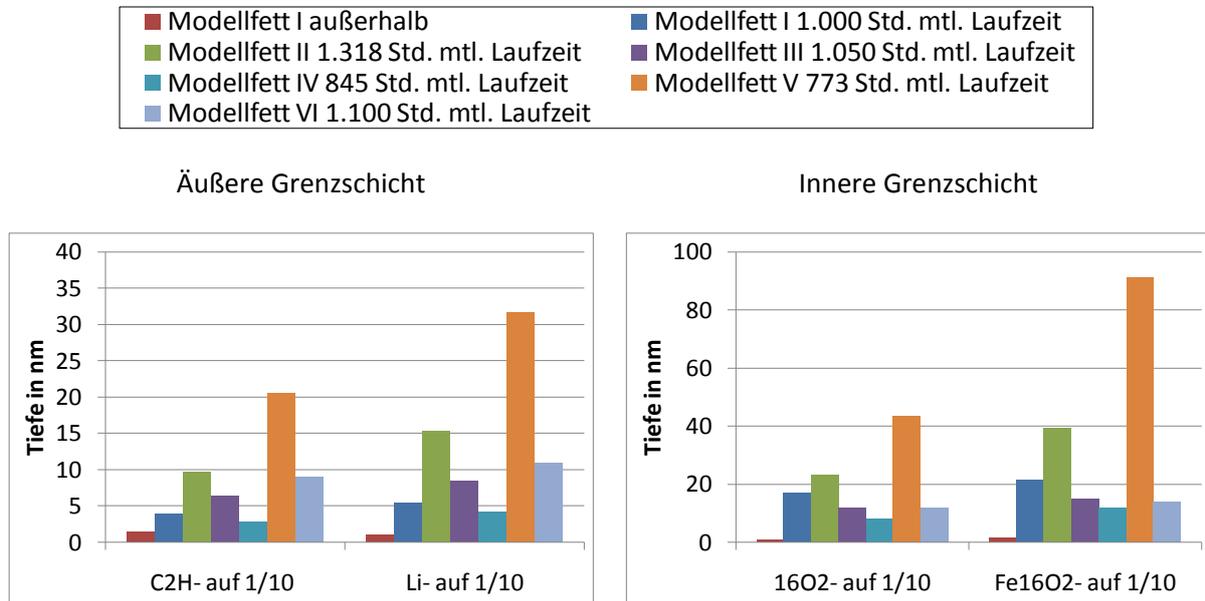


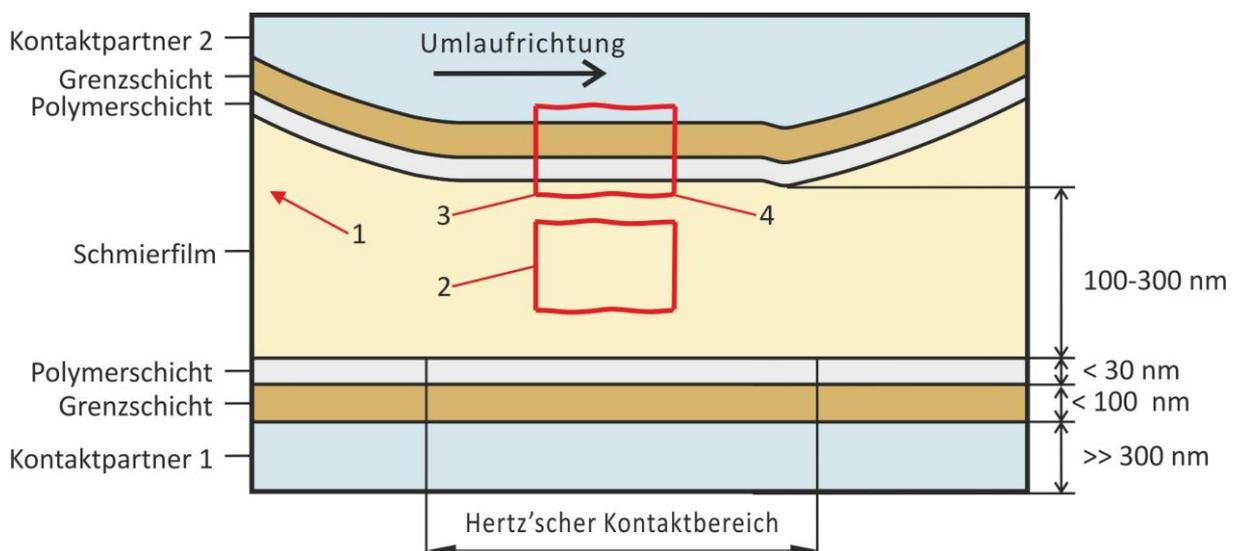
Abbildung 97: Abfall charakteristischer SI-Signale auf 1/10 des Maximalwerts

Die physikalischen und chemischen Untersuchungen verdeutlichen, dass die verschiedenen hier eingesetzten Polymere dazu führen, dass sich Grenzschichten mit unterschiedlichen physikalischen und chemischen Eigenschaften ausbilden. Bei den physikalischen Untersuchungen zeigen insbesondere Lager mit geringeren Härten im Bereich des theoretischen EHD-Kontakts hohe Laufzeiten. Diese Lager zeigen wiederum 5 nm bis 10 nm dicke Lithiumschichten, die Teil einer äußeren Grenzschicht sind, die das tiefe Material vor der Einbringung von Sauerstoff schützt.

## 9. Modellvorstellung zur Beschreibung des makroskopischen Einflusses von Polymeren in fettgeschmierten Spindellagern

In den bisherigen Untersuchungen wurde in Rahmen von experimentellen Analysen der Einfluss von Polymerzusätzen auf das tribologische Verhalten schnelllaufender Wälzlager betrachtet. Aus den Ergebnissen soll nun ein Modell zur Beschreibung der makroskopischen Einflüsse von Polymeren auf fettgeschmierte Spindellager abgeleitet werden. Dabei liefern die Bauteilversuche den globalen Einfluss von Polymerzusätzen auf die Schmierfettgebrauchsdauer und auf die Betriebstemperaturen. Erst die ergänzenden rheologischen, chemischen und physikalischen Untersuchungen geben differenzierteren Einblick, welche Einflüsse Polymere in Spindellagerfetten tatsächlich auf die Betriebseigenschaften nehmen. Im Nachfolgenden werden die wesentlichen Aspekte getrennt voneinander beleuchtet, die in Summe zu den erzielten Ergebnissen der Bauteilversuche führen.

Betrachten wir im ersten Schritt ein Ausschnitt aus dem fettgeschmierten EHD-Kontakt, den Abbildung 98 zeigt. In der Abbildung unten befindet sich Kontaktpartner 1. Er bildet auf seiner Oberseite eine Grenzschicht, deren chemische und physikalische Eigenschaften vom darunter liegenden Ausgangswerkstoff 100Cr6 abweichen. Darüber liegt eine hochviskose Polymer-Adsorptionsschicht. Oberhalb befindet sich die bis zu 300 nm dicke Schmierstoffschicht, welche die Kontaktpartner voneinander trennt. Direkt daran angrenzend liegt die Oberfläche des Kontaktpartners 2, deren Aufbau aus ähnlichen Schichten wie die des Kontaktpartners 1 besteht.



- |   |                                 |   |                                 |
|---|---------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | Starvation-Effekt               | 2 | Druck und Scherung im Fluidfilm |
| 3 | Adsorptions- und Grenzschichten | 4 | Wandgleiten                     |

Abbildung 98: Modellvorstellung; Wirkung von polymeren Additiven in fettgeschmierten Lagern

Nachfolgend werden die wesentlichen Einflüsse von Polymerzusätzen auf die Betriebseigenschaften fettgeschmierter Wälzlager diskutiert. Wie die Abbildung zeigt, handelt es sich hierbei um den Starvation-Effekt, den Einfluss von Druck und Scherung, die Bildung von Adsorptions- und Grenzschichten sowie das Auftreten von Wandgleiteffekten.

### **9.1 Starvation-Effekt**

Durch den Einsatz der Polymerzusätze zeigen sich außerhalb des Wälzkontakts ausgeprägte Minimalmengenschmierungseffekte (Starvation). Diese können auf die höhere Viskosität der additivierten Grundöle sowie auf veränderte Nachfließigenschaften zurückgeführt werden. Tritt Starvation auf, fließt weniger Öl nach jeder Überrollung in den Laufbahnbereich nach. Dadurch wird der Ölmeniskus im Einlaufbereich kleiner, was zu dünneren Schmierfilmen und niedrigeren Reibwerten im Vergleich zum unadditivierten Referenzfett führt.

### **9.2 Druck und Scherung im Fluidfilm**

Polymere Moleküle in Fluiden neigen bei hohen Scherraten sowie hohen Drücken dazu, sich im Strömungsfeld auszurichten, wodurch wiederum die viskositätssteigernde Wirkung abnimmt. Im Falle der Modellfette II-VI kann dies bedeuten, dass die Polymere im Bereich des EHD-Kontakts keine Wirkung zeigen, wodurch sich ähnliche rheologische Eigenschaften wie beim Referenzfett einstellen.

Die Messung der Scherviskosität bei unterschiedlichen Scherraten verdeutlicht, dass der viskositätssteigernde Einfluss der Polymere bei zunehmender Scherung verloren geht. Ferner nimmt bei steigendem Druck die Bedeutung der Polymere für die Gesamtviskosität ab. Im Rahmen von Bauteilversuchen kann dies insbesondere anhand von Schmierfilmdickenmessungen verdeutlicht werden. Dabei zeigt sich, dass die Polymere bei niedrigen Drehzahlen viskositätserhöhend wirken. Bei Drehzahlen von  $13.000 \text{ min}^{-1}$  verhalten sie sich fast wie das unadditivierte Modellfett, was jedoch auch auf ausgeprägte Mangelschmierungs-Effekte zurückzuführen ist.

Diese Zusammenhänge sind in Verbindung mit Hochdruckviskositätsmessungen in Abbildung 99 dargestellt. Außerhalb des EHD-Kontaktes ist die Viskosität des additivierten Modellfetts etwa 45 Prozent größer als die des unadditivierten. Im EHD-Kontakt weisen beide Schmierstoffe fast die gleiche Viskosität auf. Daher wird außerhalb des Kontakts der additivierte Schmierstoff nicht so schnell in den Kontakt nachfließen, im EHD-Kontakt weisen die additivierten Modellfette ähnliches rheologisches Verhalten wie das unadditivierte auf. Demzufolge kann mit Polymeren die Schmierstoffversorgung gesteuert werden, ähnlich wie es in der Vergangenheit durch Erhöhung des Verdickergehalts geschehen ist.

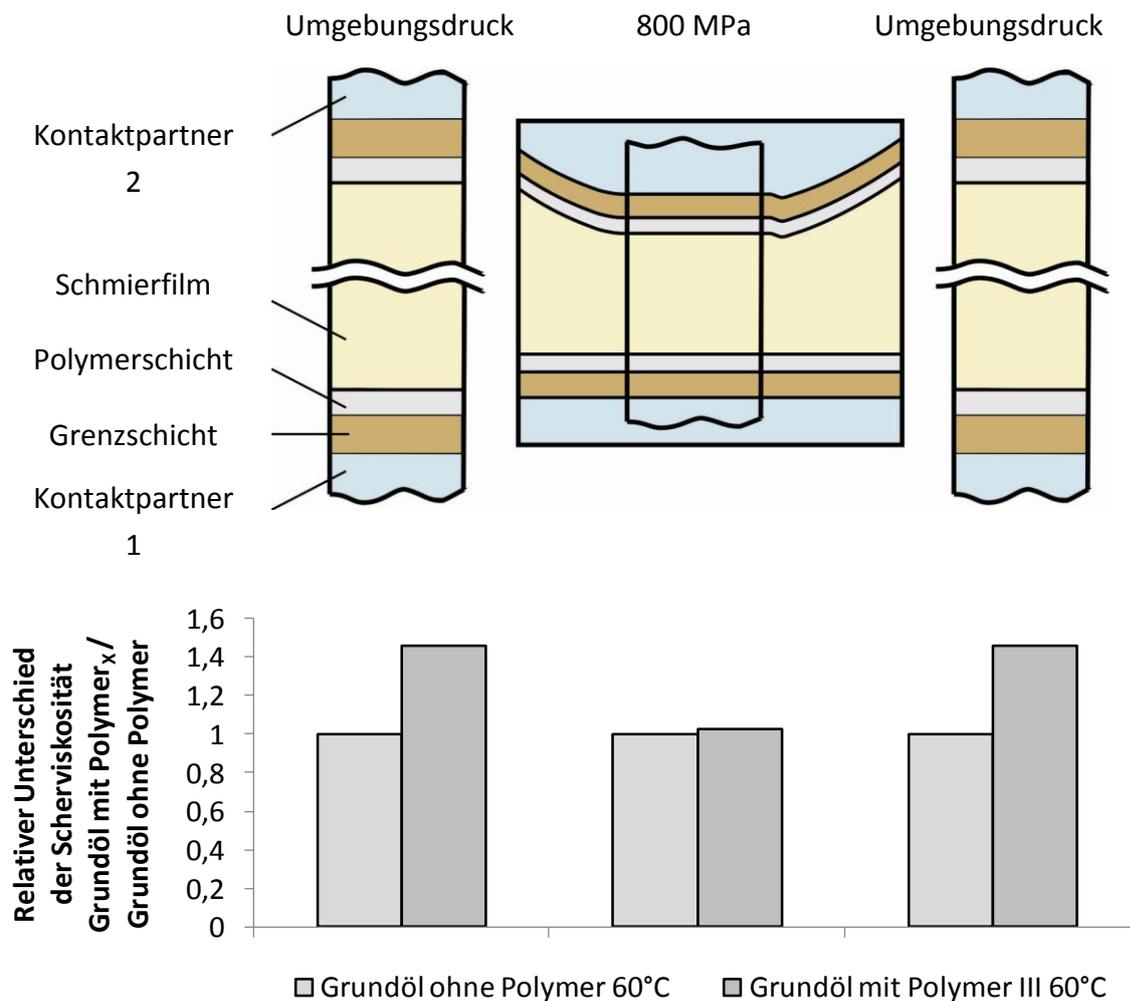


Abbildung 99: Einfluss von Druck und Scherung auf die Scherviskosität

### 9.3 Adsorptions- und Grenzschichten

Polare Polymere, so auch die dispergierenden Polymere III und VI, neigen bekanntlich dazu, auf Stahloberflächen Adsorptionsschichten zu bilden. Dafür müssen sich die Polymere aus dem Verdickergerüst lösen und an den EHD-Kontakt abgegeben werden. In dieser Arbeit wird anhand von IR-Untersuchungen von Ölausblutungen gezeigt, dass PAMA-Additive nicht ausschließlich im Li-12-OH Verdickergerüst hängen bleiben, sondern zusammen mit dem Öl an den EHD-Kontakt abgegeben werden. Dadurch stehen dem Schmierstoff im Wälzkontakt Polymere zur Verfügung. Handelt es sich bei diesen Polymeren wiederum um dispergierende PAMA mit ihren polaren Gruppen, tendieren diese zur Bildung hochviskoser Polymerschichten auf den Oberflächen der Laufbahnen und Wälzkörper, die vom Grundöl abweichende rheologische Eigenschaften aufweisen.

Indem die dispergierenden Polymere sich an der Oberfläche anlagern bildet sich, wie Fan zeigt (vgl. Abschnitt 2.3.3.3), eine Adsorptionsschicht, bei der sich jeweils die polaren Anteile

des Polymermoleküls an der Oberfläche anlagern, der Rest des Polymers ragt aus der Oberfläche heraus. Dadurch entsteht eine Schicht mit hoher Polymerdichte. Zwischen den Polymeren befindet sich Grundöl, dieses wird jedoch aufgrund des Polymeregerüsts am Fließen gehindert. Die dadurch ausgebildete Polymer-Randschicht weist daher andere Fließeigenschaften als die Schmierstoffschicht darüber auf. Sie begünstigt insbesondere das im nächsten Abschnitt diskutierte Wandgleiten.

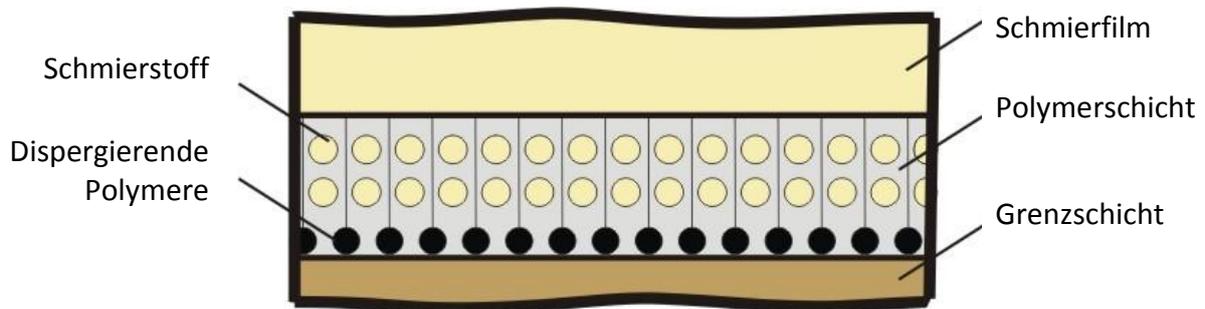


Abbildung 100: Aufbau Randschicht mit dispergierenden PAMA bei fettgeschmierten Wälzlagern [in Anlehnung an FAN07]

Ferner bilden sich durch Einsatz der Polymerzusätze ausgeprägte Grenzschichten. Insbesondere mit dem dispergierenden PAMA mit einem niedrigen Molekulargewicht konnte eine dickere äußere Grenzschicht bestehend aus Lithium und Schmierstoffbestandteilen nachgewiesen werden, diese hat einen passivierenden Effekt und schützt wiederum die tiefer liegende innere Grenzschicht, die Sauerstoff enthält (Tribooxidation). Bei niedrigen Drehzahlen wirken sich diese Grenzschichten vorteilhaft auf die Reibwerte aus. Dabei sind die mit der kapazitiven Methode gemessenen Grenzschichten/Schmierfilme dicker als beim unadditvierten Referenzfett.

## 9.4 Wandgleiten

In den meisten fluidmechanischen Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass das Fluid in der unmittelbaren Umgebung von festen Körpern dieselbe Geschwindigkeit wie die Oberfläche aufweist [GUO09]. Wird jedoch ein Fett mit einem Polymer additiviert, welches sich erstens aus dem Verdickergerüst löst und zweitens eine Adsorptionsschicht bildet, kann schon bei mittleren Scherraten der Effekt des Wandgleitens auftreten. In diesem Fall weist das Fluid an der Körperoberfläche nicht dieselbe Geschwindigkeit wie der jeweilige Körper auf.

Abbildung 101 stellt den Zusammenhang in einem System mit Randschichten aus Polymeren dar. Die Geschwindigkeit der Oberfläche von Körper 1  $v_{Körper1}$  kann dann von der Fluidgeschwindigkeit  $v_{Fluid1}$  abweichen, wenn die Schubspannung  $\tau$  die Fließgrenze überschreitet. Dies gilt ebenfalls für den Übergang Körper2/Fluid 2.

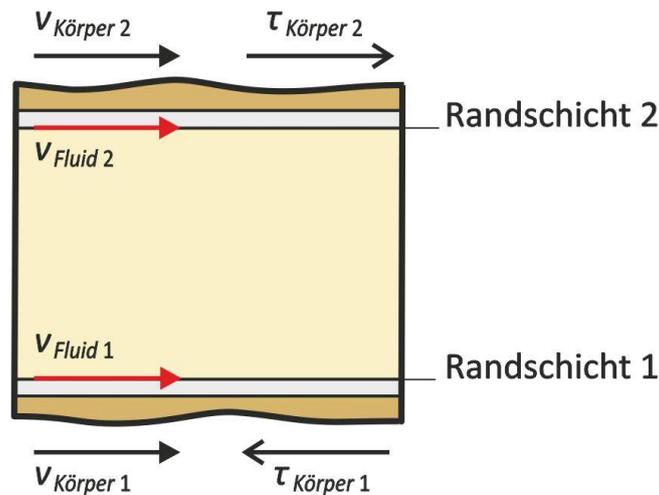


Abbildung 101: Wandgleiteffekt in Wälzlagern [in Anlehnung an STA03]

In Abschnitt 5.2.2.3 wurden die Fließgrenzen des sechs Modellfette diskutiert (vgl. Abbildung 61). Dort konnte gezeigt werden, dass sich bei den additvierten Modellfetten kleinere Fließgrenzen als beim Referenzfett einstellen. Die geringste Schubspannung wurde wiederum bei Modellfett III beobachtet, dort betrug der Wert nur noch ein Drittel des Wertes des unadditvierten Referenzfettes. Da dieses Polymer bekanntlich Adsorptionsschichten bildet und gleichzeitig zu einer Absenkung der Fließgrenze führt, spricht vieles dafür, dass insbesondere bei Modellfett III Wandgleiten auftritt, wodurch sich die geringeren Betriebstemperaturen und Reibmomente bei mittleren und hohen Scherraten erklären ließen.

## 10. Zusammenfassung und Ausblick

### 10.1 Zusammenfassung

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit war die Charakterisierung des makroskopischen Einflusses von Polymeren in Schmierfetten auf die Betriebseigenschaften schnelllaufender Lager. Dabei sollte insbesondere geprüft werden, ob Polymerzusätze in fettgeschmierten Spindellagern zu höheren Schmierfettgebrauchsdauern führen bzw. Betriebsreibmomente und Betriebstemperaturen reduzieren. Untersucht wurden Modellfette mit einem Li-12-Hydroxystearat Verdicker und einem PAO-Ester Grundölgemisch. In der Vergangenheit erzielte dieses Modellfett, welches einen sehr hohen Verdickergehalt von 23-Prozent aufweist, große Schmierfettgebrauchsdauern in schnelllaufenden Spindellagern. Während ein Modellfett ohne Polymerzusätze als Referenzfett zur Verfügung stand, wurden fünf weitere Modellfette mit jeweils einem unterschiedlichen Polymeradditiv zusätzlich veredelt. Dadurch wiesen die Grundöle mit Polymerzusätzen ca. 45 Prozent höhere Viskositäten als das reine Grundöl auf. Ergänzend zu den Modellfetten wurden zwecks rheologischer Untersuchungen darüber hinaus ein Grundöl und fünf mit den Polymerzusätzen additivierte Öle hergestellt; diese wiesen jeweils dieselben Viskositäts-Werte wie die Modellfette auf. Bei den Polymerzusätzen handelte es sich um nicht dispergierendes PAMA mit niedrigem Molekulargewicht, eines mit hohem Molekulargewicht, ein PIB, ein dispergierendes PAMA mit statistisch angeordneter Struktur und eines mit Blockstruktur.

Bei rheologischen Untersuchungen wurden die Schmierstoffe vor Beginn der Spindellager-Bauteilversuche charakterisiert. Da Polymerzusätze seit langem in Kraftfahrzeug-Schmierölen eingesetzt werden, konnte auf zahlreiche Prüfmethode zur Untersuchung des Einflusses von Polymeren auf das rheologische Verhalten von Ölen zurückgegriffen werden. Ferner wurden die rheologischen Eigenschaften der formulierten Modellfette charakterisiert. Die Untersuchungen verdeutlichten, dass Polymerzusätze erheblichen Einfluss auf die Öl- und Schmierfetrheologie nehmen.

Der Einfluss der Polymerzusätze in Fetten auf die Betriebseigenschaften schnelllaufender Spindellager wurde auf Dauerlauf-Prüfständen untersucht. Bereits in der Einlaufphase zeigten die verschiedenen Modellfette unterschiedliches Temperaturverhalten. Das unadditivierte Modellfett wies fast durchwegs die niedrigsten Temperaturen auf. Die beiden Modellfette mit nicht dispergierenden PAMA, allerdings mit unterschiedlichen Molekulargewichten, verhielten sich differenziert. Im unteren Drehzahlbereich verursachte das Polymer mit kleinerem Molekulargewicht niedrigere Temperaturen als das vergleichbare Polymer mit hohem Molekulargewicht, bei höheren Drehzahlen war es genau umgekehrt. Dies konnte auf den größeren Einfluss der Scherung auf die längeren Polymere des PAMA mit hohem Molekulargewicht zurückgeführt werden. Das PIB verursachte beim Einlauf fast dieselben Temperaturen wie das dispergierende PAMA mit hohem Molekulargewicht, nur bei sehr

hohen Drehzahlen verursachte das PIB höhere Temperaturen. Auch die beiden dispergierenden PAMA verhielten sich ebenfalls unterschiedlich; zu Beginn verursachte das PAMA mit Blockstruktur höhere Temperaturen als das statistisch verteilte, im mittleren Drehzahlbereich waren die Temperaturen des statistisch verteilten Polymers größer. Am Ende der Einlaufprozedur, bei hohen Drehzahlen, wiesen beide additivierten Modellfette ungefähr die gleiche Temperatur auf.

Bei den Dauerlauf-Versuchen zur Bestimmung der einzelnen Schmierfettgebrauchsdauern wurden für jedes Modellfett fünf Versuchsansätze mit jeweils zwei Lagern bei  $26.000 \text{ min}^{-1}$  bis zum Ausfall gefahren. Anschließend ist mittels Weibullverteilung die Schmierfettgebrauchsdauer mit einer 50 prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit bestimmt worden. Die höchste Gebrauchsdauer wies das unadditivierte Fett auf. Von allen additivierten Modellfetten zeigte wiederum das Modellfett mit dispergierendem PAMA mit einer statistischen Verteilung die höchste Gebrauchsdauer, gefolgt vom Modellfett mit nicht dispergierendem PAMA mit niedrigem Molekulargewicht. Das dispergierende PAMA mit einem hohen Molekulargewicht und das PIB verursachten hingegen die kleinsten Gebrauchsdauern. Es zeigte sich aber auch, dass, obwohl die Gebrauchsdauer des Modellfetts mit dem dispergierenden PAMA mit einer statistischen Verteilung unter der Gebrauchsdauer des unadditivierten Modellfetts lag, dieses Polymer geringere Betriebstemperaturen verursacht. Bei allen anderen Polymerzusätzen lagen die Betriebstemperaturen höher als beim Referenzfett. Schmierfilmdickenmessungen, die mit einer kapazitiven Methode durchgeführt wurden, verdeutlichen die relativen Schmierfilmdickenunterschiede der additivierten Modellfette im Verhältnis zum Referenzfett bei der Drehzahl  $26.000 \text{ min}^{-1}$ . Das PIB hatte keinen Einfluss auf die Schmierfilmdicke. Beim Einsatz des dispergierenden PAMA mit statistischer Verteilung erhielt man als einzigen Fall dickere Filme, hier kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass dieser Unterschied auf die mitgemessenen Grenzschichten zurückzuführen ist. Alle anderen Polymerzusätze verursachten jedoch dünnere Filme.

Bei Kurzversuchen durchlief ein mit einer Drehmoment-Messwelle ausgestatteter Prüfstand Rampen bis maximal  $13.000 \text{ min}^{-1}$ . Während dessen wurden Reibmomente und die daraus resultierenden Temperaturen gemessen. Aus den Reibmomentenverläufen wurde ersichtlich, dass Polymerzusätze in Fetten erheblich die Reibung beeinflussen. Die nicht dispergierenden PAMA und das PIB verursachten über einen Großteil der gemessenen Drehzahlen weniger Reibung als das Referenzfett. Die beiden dispergierenden PAMA verhielten sich auch hier differenzierter; im mittleren Drehzahlbereich verursachten sie mehr Reibung, bei höheren Drehzahlen weniger. Anhand von drehzahlabhängigen Schmierfilmdickenmessungen konnte verdeutlicht werden, dass bei geringeren Drehzahlen die Polymerzusätze viskositäts erhöhend wirken und dadurch die Schmierfilme der additivierten Fette dicker ausfielen. Bei höheren Drehzahlen waren die Schmierfilmdicken einiger additivierter Modellfette vergleichbar mit denen des unadditivierten Modellfettes, was auf Mangelschmierungs- und Schereffekte zurückgeführt werden konnte.

Ergänzende chemische und physikalische Untersuchungen der anhaftenden Schmierstoffe und der oberflächennahen Grenzschichten wurden an ausgewählten Lagern der Dauerversuche durchgeführt. Mittels Nano-Indent und Ritzversuchen wurden die Härten bzw. tiefenabhängigen Reibwerte der Grenzschichten charakterisiert. Bei den physikalischen Untersuchungen zeigten insbesondere Lager mit hohen Laufzeiten geringere Härten im Bereich des theoretischen EHD-Kontakts. Mittels Time of Flight Secondary Mass Ion Spektroskopie ToF-SIMS wurden zudem die an den Laufflächen anhaftenden Schmierstoffe charakterisiert. Daraus resultiert, dass die Additivierung eines Modellfetts mit dispergierenden PAMA zu einer geringeren Eisenkonzentration im anhaftenden Schmierstoff führte. Ferner wurde die chemische Zusammensetzung der Grenzschichten untersucht. Es war zu erkennen, dass sich bei den Lagern mit geringeren Härten 5 nm bis 10 nm dicke Lithiumschichten bildeten, die als Teil einer äußeren Grenzschicht das tiefere Material vor Einbringung von Sauerstoff schützten.

Ein Modell zur Beschreibung des makroskopischen Einflusses von Polymeren in fettgeschmierten Spindellagern veranschaulichte die Wirkungsweise der hier eingesetzten Additive. Es wurde verdeutlicht, dass die Polymere auf vielfältige Weise fettgeschmierte Spindellager beeinflussen. Als wesentliche Wirkmechanismen wurden die Steuerung der Schmierstoffversorgung und die Ausbildung von Grenzschichten genannt.

## 10.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurden für die Untersuchung von additivierten Schmierfetten mit Polymerzusätzen veredelte Modellfette hergestellt. Dadurch wiesen die additivierten Modellfette höhere Grundölviskositäten als die unadditivierten Modellfette auf. Um weitere Kenntnisse über die Funktionsweise dieser Polymerzusätze zu sammeln, bietet es sich bei zukünftigen Untersuchungen an, alle Schmierfette - unadditivierte und additivierte – auf dieselbe kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur einzustellen. Möglicherweise führt dies zu einer Erhöhung der Schmierfettgebrauchsdauer. In diesem Fall würden nach dem obigen Modell alle Fette außerhalb des Hertz'schen Kontaktes dieselbe Viskosität zeigen, im Kontakt würden die Polymere jedoch zusätzlich schützende Adsorptionsschichten bilden.

Ferner waren die eingesetzten Modellfette nur mit ausgewählten Polymerzusätzen additiviert. Durch eine gezielte Weiterentwicklung der Polymere, z.B. des dispergierenden PAMA mit statistischer Struktur, welches in Fett zu einer deutlichen Reduzierung der Betriebstemperatur führte, könnte die Schmierstoffzufuhr und die Grenzschichtbildung gezielter beeinflusst werden. Ergänzend dazu bietet es sich an, die Wechselwirkung mit anderen Additiven, insbesondere Antioxidantien, die einer Schmierstoffalterung entgegenwirken, zu untersuchen.

## 11. Literaturverzeichnis

- [ALB10] N.N.: Walkapparatur nach Klein. Internetpräsenz Albers Engineering, Clausthal-Zellerfeld, Stand: 2010.
- [ANT06] Antoine, J.F.; Abba, G.; Molinari, A.: A New Proposal for Explicit Angle Calculation in Angular Contact Ball Bearings. Transactions of the ASME, Vol. 128, S. 468-478, 2006. DOI: 10.1115/1.2168467.
- [ARL02] Arlinghaus, H.F.: Static Secondary Ion Mass Spectrometry (SSIMS). In: Bubert, H.; Jenett, H.: Surface and Thin Film Analysis. A Compendium of Principles, Instrumentation, and Applications. Wiley-VCH, Weinheim, 2003. ISBN 3-527-30458-4.
- [ÅST92] Åstrom, H.; Höglund, E.: Irregular Film Thickness Fluctuations in elastohydrodynamic Lubrication of a Point Contact Lubricated with Lubrication Grease. Tribologia, Vol. 11, Issue 4, 1992. ISSN 07802285.
- [ÅST93] Åstrom, H.: Grease in Elastohydrodynamic Lubrication. Doctorial Thesis, Luleå University of Technology, 1993. ISSN 0348-8373.
- [AST04] ASTM D 4683-04: Standard Test Method for Measuring Viscosity of New and Used Engine Oils at High Shear Rate and High Temperature by Tapered Bearing Simulator Viscometer at 150 Degree C. ASTM International, 2009.
- [BAI03] Bair, S.; Qureshi, F.: The High Pressure Rheology of Polymer-Oil Solutions. Tribology International, Vol. 36, S. 637-645, 2003. doi:10.1016/S0301-679X(03)00008-2.
- [BAI07] Bair, S.: High Pressure Rheology for Quantative Elastohydrodynamics. Tribology and Interface Engineering Series No. 54. Elsevier Science and Technology, Amsterdam, 2007. ISBN-10: 0444522433.
- [BAL05] Baly, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation Leibniz Universität Hannover, 2005.
- [BAR77] Bartz, W.J.; Nemes, N.: Flow Properties and Thickening Effect of Different Viscosity Index Improvers Used in Multigrade Engine Oils. Lubrication Engineering, Vol. 33, Issue 1, S. 20-32, 1977.
- [BAR93] Barus, C.: Isotherms, Isopiesics, and Isometrics relative to Viscosity. Am J. Sci., 45, S. 87-96, 1893.
- [BAR94] Bartz, W.J. et al: Additive für Schmierstoffe. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1994. ISBN 3-8169-0916-7.
- [BAR96] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 1996.

- [BAR00] Bartz, W.J. et al.: Schmierfette. Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 2000. ISBN 3-8169-1533-7.
- [BAY04a] Bayer, R. G.: Mechanical Wear Fundamentals and Testing. Marcel Dekker Inc., New York, 2004. ISBN 0-8247-4620-1.
- [BAY04b] Bayer, R. G.: Engineering Design for Wear. Marcel Dekker Inc., New York, 2004. ISBN 0-8247-4772-0.
- [BHU99] Bhushan, B.: Principles and Applications of Tribology. John Wiley & Sons, New York, 1999. ISBN 0-471-59407-5.
- [BHU02] Bhushan, B.: Introduction to Tribology. John Wiley & Sons, New York, 2002. ISBN 0-471-15893-3.
- [BOD88] Bode, B.: Entwicklung eines Quarzviskosimeters für Messungen bei hohen Drücken. Tribologie und Schmierungstechnik. Jahrgang 35, Heft 5, S. 256-261, 1988.
- [BOW54] Bowden, F.P.; Tabor, D.: The Friction and Lubrication of Solids. Clarendon Press, Oxford, 1954.
- [BRÄ95] Brändlein, J. et. al.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Vereinte Fachverlage GmbH, Mainz, 1995. ISBN 3-7830-0290-7.
- [BRA07] Braun, J.: Additives. In: Mang, T.; Dresel, W.: Lubricants and Lubrication. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2007. ISBN 3-527-31497-0.
- [BRE05] Brecher, C. et. al.: Superelastic Cr, AlN Coatings for High End Spindle Bearings. Surface and Coating Technology, Vol. 200, S. 1738–1744, 2005. DOI 10.1016/j.surfcoat.2005.08.043.
- [BRE07] Brecher, C.; Spachholz, G.; Paepenmüller, F.: Developments for High Performance Machine Tool Spindles. Annals of the CIRP, Vol. 56, S. 395-399, 2007. DOI 10.1016/j.cirp.2007.05.092.
- [BRO01] Brouwer, L.: Bestimmung thermoplastischer Kenndaten von Schmierstoffen. Schulungsunterlage des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, Clausthal, 2001.
- [CAN92] Cann, P.M. et. al.: The Behavior of Grease in Elastohydrodynamic Contacts. Journal of Physics D: Applied Physics, Vol. 25, S. A124-A132, 1992.
- [CAN95] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A. Bearing performance limits with grease lubrication, Proceedings of the World Tribology Congress III. 2005, S. 35-36. ISBN 9780791842027.

- [CAN98] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: An Analysis of the Mechanism of Grease Lubricated in Rolling Element Bearings. 11<sup>th</sup> International Colloquium on Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, 1998.
- [CAN99] Cann, P.M.: Starved Grease Lubrication of Rolling Contacts. Tribology Transactions, Vol. 10, S. 867-873, 1999.
- [CAN07] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: Bearing Performance Limits with Grease Lubrication: The Interaction of Bearing Design, Operating Conditions and Grease Properties. Journal of Physics D: Applied Physics, Vol. 40, S. 5446–5451, 2007. DOI 10.1088/0022-3727/40/18/S05.
- [CEN99] Cento, P.; Dareing, D.W.: Ceramic Materials in Hybrid Ball Bearings. Tribology Transactions, Vol. 42, S. 707-714, 1999. ISSN 10402004.
- [CHA08] Charles, P. et. al.: Film Thickness Calculation in EHL Line and Circular Contacts; Review of Solution Techniques and the Link between Numerics and Physics. 35<sup>th</sup> Leeds-Lyon-Symposium on Tribology, Leeds, 2008.
- [COL07] Colaco, R.: Surface-Damage Mechanisms from Nano- and Microcontacts to Wear of Materials. In: Gnecco, E; Meyer, E: Fundamentals of Friction and Wear on the Nanoscale. Springer Verlag, Heidelberg, 2007. ISBN 3-540-36806.
- [CHO07] Choo, J.H.; Forrest A. K.; Spikes, H. A.: Influence of Organic Friction Modifier on Liquid Slip: A New Mechanism of Organic Friction Modifier Action, Tribological Letters, Vol 27, S. 239–244, 2007. DOI 10.1007/s11249-007-9231-z
- [CZI10] Czichos, H.; Habig, K.H.: Tribologie Handbuch; Reibung und Verschleiß. Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2003. ISBN 978-3-8348-0017-6.
- [DEC06] Decroocq, S.; Casserino, M.: Polybutenes. In: Rudnick, L.R.: Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants. CRC Taylor and Francis, Boca Raton, 2006. ISBN 1-574-44723-8.
- [DEV09] DeVore, D.; Larson, B.K.; Mroczek, W.: Benefits of Polymer Additives in Grease. Presentation at the 76th Annual NLGI Lubricating Grease Conference, Presentation 918, Tuscon, 2009.
- [DET08] Deters, L.: Reibung, Verschleiß und Schmierung. In: Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Springer-Verlag, Berlin, 2008. ISBN 978-3-540-76653-7.
- [DIE07] Diesel, W.; Heckler, R.P.: Lubricating Greases. In: Mang, T.; Dresel, W.: Lubricants and Lubrication. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2007. ISBN 3-527-31497-0.
- [DIN74] DIN 51805: Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung des Fließdruckes von Schmierfetten, Verfahren nach Kesternich, 1974.

- [DIN76] DIN 51563: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen; Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens, Richtungskonstante  $m$ , 1976.
- [DIN85] DIN ISO 2137: Mineralölerzeugnisse - Schmierfett und Petrolatum - Bestimmung der Konuspenetration, 1985.
- [DIN95] DIN ISO 2176: Mineralölerzeugnisse - Schmierfette - Bestimmung des Tropfpunktes, 1995.
- [DIN96] DIN ISO 51350: Prüfung von Schmierstoffen – Prüfung im Schell vier Kugel Apparat, 1996.
- [DIN98] DIN 51817: Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen, 1998.
- [DIN99] DIN EN ISO 683: Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle - Teil 17: Wälzlagerstähle, 1999.
- [DIN02] DIN ISO 2909: Mineralölerzeugnisse - Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität, 2002.
- [DIN03] DIN EN 1071-1: Hochleistungskeramik - Verfahren zur Prüfung keramischer Schichten - Teil 1: Bestimmung der Schichtdicke mit einem Kontaktprofilometer; 2003.
- [DIN04] DIN 51825: Schmierstoff - Schmierfette K - Einleitung und Anforderungen, 2004.
- [DIN07a] DIN 51810: Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Scherviskosität von Schmierfetten mit dem Rotationsviskosimeter, 2007.
- [DIN07b] DIN ISO 281: Wälzlager – Dynamisch Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, 2007.
- [DOW59] Dowson, D.; Higginson, G. R.: A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problem. *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 1, Nr. 1, S. 6-15, 1959.
- [DOW98] Dowson, D.: *History of Tribology*. Second Edition. Professional Engineering Publishing Limited, London, 1998. ISBN: 1-86058-070.
- [DRG09] N.N.: Internetpräsenz der Deutschen Rheologischen Gesellschaft. [www.drg.bam.de](http://www.drg.bam.de). Zugriff Dezember 2009.
- [DYS70] Dyson, A.; Wilson, A.R.: Film Thicknesses in Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers by Greases. *Proc. Inst. Mech. Engineers*, Vol. 184, S. 1-11, 1970.
- [EIC07] Eichler, J.A. et. al.: The Influence of Coatings on the Oil-Out Performance of Rolling Bearings. *Surface and Coatings Technology*, Vol. 202, S. 1073-1077, 2007.

- [ERK99] Erkens, G.: PVD- Prozesstechnik zur Beschichtung von Spindellagern unter 160°C. G. Mainz-Verlag, Mainz, 1999. ISBN 3-89653-466-1.
- [EVA08] Evans, H.P.; Snidle, R.W.: EHL, Micro-EHL and Mixed Lubrication. 35<sup>th</sup> Leeds-Lyon-Symposium on Tribology, Leeds, 2008.
- [EYE08] Eyerer, P.; Woidasky J.: Einführung in Polymer Engineering. In: Elsner, P. et. al.: Kunststoffe. Springer Verlag, Heidelberg, 2008. ISBN 978-3-540-72400-1.
- [FAN07] Fan, J.: Lubricating Properties of PMA Viscosity Modifiers. Doctorial Thesis of Imperial College, London, 2007.
- [FIS95] Fischer, S.: Untersuchung zum Abbauverhalten der Viskositätsindex-Verbesserer Sytrol-Butadien-Copolymer (hydriert) und Polyalkymethacrylat in Mineralölen. Dissertation der Technischen Universität Clausthal, 1995.
- [FIT06] Fitch, J.: Interview with Luminary Professor H. Peter Jost – The Man who gave Birth to the Word Tribology. Machinery Lubrication Magazine, 2006.
- [FRA89] Frase, D.: Anwendung der EHD in Wälzkontakten. Veröffentlichung SKF GmbH, Schweinfurt, 1989.
- [FRA97] Franke, J.E: Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. DGMK Forschungsbericht 379. Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V., Hamburg, 1997. ISBN 3-928164-47-3.
- [FRA99] Franke, J.E.: Der Einfluss der Schmierfettzusammensetzung auf das tribologische Verhalten schnelllaufender Wälzlager. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 1999.
- [GAT08] Gatzen, M. et. al.: Correlation Between Performance and Boundary Layers in Grease Lubricated High Speed Bearings. Proceedings of the 2nd International Conference of Advanced Tribology 2008, Singapore, 2008. ISBN: 978-981-08-2067-1.
- [GAT09a] Gatzen, M.; Poll, G.: Einfluss von polymeren Zusätzen auf die Gebrauchsdauer von Schmierfetten. DGMK-Forschungsbericht 638, Hamburg, 2009. ISBN 978-3-936418-94-1.
- [GAT09b] Gatzen, M.; Pape, F.; Poll, G.: Physical Properties of Boundary Layers in Angular Contact Ball Bearings Lubricated with Greases Containing Polymers. Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 2009, 223 (J3), 581-592. DOI 10.1243/13506501JET529.
- [GAT09c] Gatzen, M. et. al.: Frictional Investigations on Ball Bearings Lubricated Using Greases with Polymer Additives. Proceedings of World Tribology Congress 2009, 6.-11.09.2009, Kyoto. ISBN 978-4-9900139-9-8.

- [GAT10] Gatzen M. et al.; Correlation Between Performance and Boundary Layers in High speed Bearings Lubricated with Polymer-Enhanced Greases. Tribology International, Tribology International, Nr. 43, 2010, S. 981–989. doi:10.1016/j.triboint.2009.12.034.
- [GFT03] GfT Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung. Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), 2002.
- [GFT07] GfT Arbeitsblatt 7: Tribologie – Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), 2002.
- [GFT10] Internetpräsenz der Gesellschaft für Tribologie, www.gft-ev.de. Zugriff Juli 2010.
- [GOH88] Gohar, R.: Elastohydrodynamics. John Wiley and Sons, New York 1988. ISBN 0-85312-820-0.
- [GÖT06] Götz, T.: Hydraulisch übersetzter Piezostapelaktor zur Vorspannungsregelung einer Wälzgelagerten Werkzeugspindel. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2006.
- [GRE66] Greenwood, J.A.; Williamson, J.B.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proc. Royal Society Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 295, Nr. 1442 London, S. pp. 300-319, 1966.
- [GRU49] Grubin, A.N.: Fundamentals of the Hydrodynamic Theory of Lubrication of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces. In: Grubin, A.N.; Ketova, K.F.: Investigations of the contact of machine components. Moscow Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, Book Nr. 30, DSIR Translation Nr. 337, Moskau, 1949.
- [GUO09] Guo, F.; Wong, P. L.; Geng, M.; Kaneta, M.: Occurrence of Wall Slip in Elastohydrodynamic Lubrication Contacts. Tribological Letters, Vol. 34, 2009, S. 103–11. DOI 10.1007/s11249-009-9414-x.
- [HAB07] Habig, K.-H.: Tribologie. In: Grote K.H.; Feldhusen, J: Dubbel. Taschenbuch Maschinenbau. 22. erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Heidelberg, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1.
- [HAM77] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III – Fully Flooded Results. Trans. ASME, J. Tribology, 1977, S. 264-276.
- [HAM04] Hamrock, B.; Schmid, S.R.; Jacobson, B.O.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication. McGraw-Hill Inc, New York, 2004. ISBN 978-0824753719.
- [HAR01] Harris, T. A.: Rolling Bearing Analysis. John Wiley and Sons, New York, 1991. ISBN 0-471-35457-0.

- [HER81] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik, Band 92, S. 156-171, 1881.
- [HER85] Hertz, H.: Über die Bedeutung fester elastischer Körper und über die Härte. Gesammelte Werke Band 1, Leipzig, 1885.
- [HÖH05] Höhn, B.R.: Schmierung, Schmierstoffe, Reibung, Verschleiß, Korrosion. In: Niemann, G; Winter, H.; Höhn, B.R.: Maschinenelemente, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer-Verlag, Heidelberg, 2005. ISBN 3-540-25125-1.
- [HÖT08] Hötzendorfer, C.: Leonardo da Vinci – Kirchenkritiker und Freidenker. Magazin Visionen, Oktober 2008. ISSN 1424-1921.
- [HSU05] Hsu, S.M.; Gates, R.S.: Boundary Lubricating Films: Formation and Lubrication Mechanism. Tribology International 38, S. 305-312, 2005. DOI 10.1016/j.triboint.2004.08.021.
- [INA87] N.N.: INA Wälzlager Schaeffler KG, Elastohydrodynamische Schmierung und Lebensdauereinfluss bei Wälzlagern. Interner Berechnungsbericht B 251, Forschung und Entwicklung, Herzogenaurach, 1987.
- [JAC91] Jacobson, B.O.: Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication. Tribology Series 19, Elsevier, Amsterdam, 1991. ISBN 0-444-88146-8.
- [JAC03] Jacobson, B.O.: The Stribeck Memorial Lecture. Tribology International, Vol. 36, 2003, S. 781–789. DOI:10.1016/S0301-679X(03)00094-X.
- [JOS66] Jost, P.: Lubrication Tribology – A Report on the Present Position and Industry's Needs. Department of Education and Science, HMSO, London, 1966.
- [JOS76] Jost, P.: Economic Impact of Tribology. Proceedings Mechanical Failures Prevention Group, NBS Special Publication 423, Gaithersberg, 1976.
- [KAH99] Kahlman, L; Hutchings, I.: Effect of Particulate Contamination in Grease-Lubricated Hybrid Rolling Bearings. Tribology Transactions, Vol 42, Nr, 4, S. 842-850, 1999. DOI: 10.1080/10402009908982291.
- [KAN00] Kaneta, M. et. al.: Effects of a Thickener Structure on Grease Elastohydrodynamic Lubrication Films. Proc. Inst. Mech. Engineers, Vol. 214, Part J: Journal of Engineering Tribology, S. 327-336, 2000.
- [KIN03] Kinker, B.G.: Polymethacrylate Viscosity Modifiers. In: Rudnick, L.L.: Lubricant Additives, Chemistry and Application. Marcel Decker Inc., New York, 2003. ISBN 0-8247-0857-1.
- [KOP00] Kopatsch, F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern in EHD-Zahnradkontakten. Dissertation, Technische Universität München, 2000.

- [KOR07] Koryciak, J.: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2007.
- [KRA80] Krause, H; Poll, G: Mechanik der Festkörper. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1980. ISBN 3-18-400469-4.
- [KRA83] Krage'lskij, I.V.: Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. Hanser Verlag, München, 1983. ISBN 3-446-13619-3.
- [KRA01] Krage'lskij, I.V; Alisin, V.V.; Tribology- Lubrication, Friction and Wear. Professional Engineering Publishing, London, 2001. ISBN 1-86058-288-5.
- [KUH06] Kuhn, M.: Verschleißschutzkonzepte für Wälzlager mittels PVD-Beschichtungen. Dissertation der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2006.
- [KUH09] Kuhlmann, J.: Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen. Dissertation Leibniz Universität Hannover, 2009.
- [LAN86] Lang, O. R.: Einführung in die elastohydrodynamische Schmierung. Theoretische Grundlagen und Bedeutung in der Technik. Tribology und Schmierungstechnik, Ausgabe 3, 1986.
- [LAN96] Lansdown, A.R.: Lubrication and Lubricant Selection. Mechanical Engineering Publications, London, 1996. ISBN 1-86058-029-7.
- [LIF08] Lifang, X.; Guang, L.: The Frictional Behavior of DLC Films against Bearing Steel Balls and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> Balls in Different Humid Air and Vacuum Environments. Wear, Vol. 264, S. 1077–1084, 2008. DOI 10.1016/j.wear.2007.08.010.
- [LIT09a] Litters, T., Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH: E-Mail Verkehr von 17.06.2009.
- [LIT09b] Litters, T., Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH: Telefonat von 09.12.2009.
- [LUD96] Ludema, K.C.: Friction, Wear and Lubrication. A Textbook in Tribology. CRC Press, Boca Raton, 1996. ISBN 0-8493-2685-0.
- [LUN47] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series; Vol. 1, Nr. 3, 1947.
- [LUN52] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. Acta Polytechnica; Mechanical Engineering Series. Vol. 2, Nr. 4, 1952.
- [MAN05] Mann, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. Dissertation TU München, 1995.
- [MAN07] Mang, T.: Rheology of Lubricants. In: Mang, T.; Dresel, W.: Lubricants and Lubrication. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2007. ISBN 3-527-31497-0.

- [MAR09] Martin-Alfonso, J.E.; Moreno, G.; Valencia, C; Sanchez, M.C.; Franco, J.M.; Gallegos, C.: Influence of Soap/Polymer Concentration Ratio on the Rheological Properties of Lithium Lubricating Grease Modified with Virgin LDPE. *Journal of Industrial Engineering Chemistry*, Vol. 15, S. 687-693, 2009. DOI:10.1016/j.jiec.2009.09.046.
- [MET04] Metzeler, M.: Piezoaktoren regeln die Lagervorspannung. Aktive Piezo-Stellelemente zum Anpassen schnell drehender Spindellager an die Betriebssituation. *wt Werkstattstechnik online*, Jahrgang 94, Heft 7/8, S. 344-349, 2004.
- [MEY93] Meyer, K.; Kloß, H.: Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme. Eine physikalische Betrachtung geschmierter Reibsysteme. Expert Verlag, Böblingen, 1993. ISBN 3-8169-0564-1.
- [MEY09] Meyer, C.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager II. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 388/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2009.
- [MEY10] Meyer, C.: Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten. Dissertation Leibniz Universität Hannover, 2010.
- [NOL02] Nolan, S.J.; Greenfield, P.S.; Todd, P.R.: Functionalized Polymers in Grease: Past, Present and Future. *Lubricants, Materials and Lubrication Engineering*. Vol. II, S. 923-928, Esslingen, 2002.
- [OLI92] Oliver, W.C.; Pharr, G.M.: An Improved Technique for Determining Hardness and Elastic Modulus Using Load Displacement Sensing Indentation Experiments. *Journal of Materials Research*, Vol. 7, Nr. 6, S. 1564-1583, 1992.
- [OTT34] Otto, M. et. al.: Motor Oils having Viscosity Index of 120 predicted as definite need. *Oil Gas, Journal* Vol. 33, Nr.26, S.98-106, 1934.
- [PAL57] Palmgren, A.: Neue Versuche über Energieverluste in Wälzlagern. *VDI Berichte*, Band 20, S. 117-121, 1957.
- [PAL80] Palacios, J.M.; Cameron, A.; Arizmendi, L.: Film Thickness of Grease in Rolling Contacts. *ASLE Trans.*, Vol. 24, Nr. 4, 1981. DOI 10.1080/05698198108983045.
- [PAP07] Pape, F. et. al.: Nano-Scratch Studies on Diamond-like Carbon Coatings on Various Materials Applied in Micro Actuators, GfT Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Band I, S. 28/1 - 28/10, 2007. ISBN 978-3-00-022603-8.
- [PAP10] Pape, F.: Einfluss von Polymeradditiven auf die mikrotribologischen eigenschaften von Wälzlagern. Dissertation Leibniz Universität Hannover (in Arbeit).
- [PET83] Petrov, N.P.: Friction in Machines and the Effect of the Lubricatiant. *Engrg. J. St. Petersburg*, 1883.

- [POL01] Poll, G.: Ways to extend Rolling Element Bearing Life in Hydraulic Systems with Water-based Fluids – the Option of Grease Lubrication. In: Totten, G.E.; Wills, D.K.; Feldmann, D.: Hydraulic Failure Analysis: Fluids, Components and System Effects, ASTM STP 1339. American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, 2001. ISBN 0-8031-2883-5.
- [POL05] Poll, G.: Wälz- und Gleitlager: Mitentscheidend für den Leichtbau. Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur Werkstoffe, 57, 2005, S. 3.
- [POL07] Poll, G.: Wälzlager. In: Grote K.H.; Feldhusen, J: Dubbel. Taschenbuch Maschinenbau. 22. erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Heidelberg, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1.
- [POL08a] Poll, G.; Deters, L.: Lagerungen, Gleitlager, Wälzlager. In: Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Springer-Verlag, Berlin, 2008. ISBN 978-3-540-76653-7.
- [Pol08b] Poll, G.: Wälzlagergerechte Konzeption von Produkten. Tagung Wälzlager im Umbruch, Anforderungen in modernen Konstruktionen. Haus der Technik, Aachen, 2008.
- [POL09] Poll, G.; Kuhlmann, J.; Gatzen, M. : Schmierfilmbildung und Reibung in fettgeschmierten Wälzlagern. Tagungsband Gleit- und Wälzlagerungen 2009, Wiesloch, 2009.
- [RAB95] Rabinowicz, E.: Friction and Wear of Materials. Wiley, New York, 1995. ISBN 0-471-83084-4.
- [RAO07] Rao, M.A.: Rheology of Fluid and Semisolid Foods. Principles and Application. Springer, New York, 2007. ISBN 0-387-70929-0.
- [REY86] Reynolds, O.: On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiment Including an Experimental Determination of Olive Oil. Philosophical Transactions Volume 177, S. 157-234, 1886.
- [RHO89] Rhodes, R.B.: Development of ASTM Standard Test Methods for Measuring Engine Oil Viscosity Using Rotational Viscometers at High-Temperatures and High-Shear Rates. ASTM technical papers, Nr. 1068, S. 14-22, 1989.
- [SCH85] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Dissertation Leibniz Universität Hannover, 1985.
- [SCH96] Scharf, C.R.; George, H.F.: The Enhancement of Grease Structure through the use of Functionalized Polymer Systems. NLGI Spokesman, Vol. 59, Nr. 11, S. 8-16, 1996. ISSN 00276782.

- [SCH05] N.N.: Schaeffler Gruppe Industrie, Hochgenauigkeitslager. Pub.-Nr. AC 41 130/6 DA, 2005.
- [SCH06] N.N.: Schaeffler Gruppe Industrie, Wälzlagerkatalog. Schaeffler Publikation HR1, 2006.
- [SCH07] N.N.: Triondur®. Maßgeschneiderte Schichtsysteme für hochbeanspruchte Bauteile. Schaeffler Publikation 026882272-1111, 2007.
- [SEI98] Seireg, A. A.: Friction and Lubrication in Mechanical Design. Marcel Dekker Inc., New York, 1998. ISBN 0-8247-9974-7.
- [SEL58] Selby, T.W.: The Non-Newtonian Characteristics of Lubricating Oils. ASLE Transactions, S. 68-81, 1958.
- [SET03] Sethuramiah, A.: Lubricated Wear. Tribology Series 42. Editor D. Dowson. Elsevier, Amsterdam, 2003. ISBN 0-444-51092-3.
- [SHO97] Shoda, Y. et. al.: The Performance of Hybrid Ceramic Ball Bearings Under High Speed Conditions with the Under-Race Lubrication Method. Tribology Transactions, Vol. 40, S. 676-684, 1997. DOI 10.1080/10402009708983708.
- [SKF04] N.N.: SKF Hauptkatalog. SKF Publikation 5000 G, 2004.
- [SME96a] Smeeth, M.; Spikes, H. A.; Gungel, S.: The Formation of Viscous Surface Films by Polymer Solutions: Boundary or Elastohydrodynamic Lubrication? Tribology Transactions, Vol. 39, S. 720-725, 1996. ISSN: 05698197
- [SME96b] Smeeth, M.; Spikes, H. A.; Gungel, S.: Boundary Film Formation by Viscosity Index Improvers." Tribology Transactions, Vol. 39, S. 726-734, 1996. ISSN: 05698197.
- [SPI03] Spikes, H.A.; Olver, A.V.: Basics of Mixed Lubrication. Lubrication Science, Vol. 16-1, Nr. 11, S. 3-28, 2003. ISSN 0954-0075.
- [STA97] Strambach, R.L.: Viscosity Index Improvers and Thickeners. In: Mortier, R.M.; Orszulik, S.T.: Chemistry and Technology of Lubricants. Blackie Academic and Professional, London, 1997. ISBN 0-7514-0246.
- [STA03] Stahl, J.; Jacobson, B. O.: A Lubricant Model Considering Wall-Slip in EHL Line Contacts. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 125, S. 523-532, 2003. DOI: 10.1115/1.1537750.
- [STE95] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Dissertation RWTH Aachen, 1995.
- [STR02] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI-Zeitschrift, Verein Deutscher Ingenieure, Band. 46, 1902.

- [TAN61] Tanaka, K.: Friction and Deformation of Polymers. Journal of the Physical Society of Japan, 1961.
- [TOW83] Tower, B.: First Report on Frictional Experiments. Friction of Lubricated Bearings. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, S. 632-659, 1883.
- [TÜL99] Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter schnelldrehender Schrägkugellager. Dissertation RWTH Aachen, 1999.
- [VAN07] Vanhulsel, A. et al.: DLC Solid Lubricant Coatings on Ball Bearings for Space Applications. Tribology International. Vol. 40, S. 1186-1194, 2007. DOI 10.1016/j.triboint.2006.12.005.
- [WAH06] Wahler, M.: Schmierung bestimmt die Lebensdauer. Antriebspraxis, Heft 1/2006, S. 38-41, 2006.
- [WAL04] Walbeck, T.: Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierfetten in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Dissertation RWTH Aachen, 2004.
- [WAR07] Ward, W.C.; Qureshi, F.: The Impact of Polymers Blended to a Target Viscosity Range Upon Base Grease Properties. Presentation at the 74th Annual NLGI Lubricating Grease Conference, Presentation 717, Scottsdale, 2007.
- [WEC97] Weck, M.; Hanrath, G.; Tüllmann, U.: Erhöhung der Drehzahlgrenze und Lebensdauer von Spindellagern. Antriebstechnik, Heft 9/1997, S. 73-77, 1997.
- [WEC03a] Weck, M.; Reinartz, T.; Spachholz, G.: Beschichtungen für schnelldrehende Spindellager. wt Werkstatttechnik Online, Heft 7/8, S. 506-510, 2003.
- [WEC03b] Weck, M.; Platen, S.: Intelligente Spindelfunktionen. Erhöhte Verfügbarkeit mittels integrierter Zustandsüberwachung und Belastungsgeschichte. wt Werkstatttechnik online, Heft 7/8, S. 517-521, 2003.
- [WED71] Wedeven, L. D.; Evens, D., Cameron, A.: Optical Analysis of Ball Bearing Starvation. Trans. ASME, J. Lubricant Technology, Vol. 93, S. 349-363, 1971.
- [WEN07] Wennehorst, B.; Poll, G.: Einfluss von Schmierstoffkontaminationen auf Lebensdauer und Betriebseigenschaften von Wälzlagern. Tribologie und Schmierungstechnik, Jahrgang 54, Nr. 1, S. 11-17, 2007.
- [WIE05a] Wiendl, S.B.: Mikrotribologische Untersuchungen an fettgeschmierten Wälzlagern. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2005.
- [WIE05b] Wiersch, P.: Berechnung thermoelastischer Kontakte bei Mischreibung. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2005.

- 
- [WIN04] Wincierz, C.; Hedrich, K.; Müller, M.: Der Einfluss von VI-Verbesserern auf Wirkungsgrad und Betriebstemperatur von Getriebeölen. Tribologie und Schmierungstechnik, Jahrgang 51, Nr. 1, S 46-52, 2004.
- [ZAB05] Zabel, W.R.: Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2005.

## **Lebenslauf**

### **Persönliche Daten**

Matthias Gatzen

geboren am 29.03.1979 in München

verheiratet

### **Schulbildung und Wehrdienst**

09/1985 - 06/1991 Rio Del Mar Elementary School, Aptos, Kalifornien, USA

09/1991 - 06/1992 Aptos Junior High School, Aptos, Kalifornien, USA

07/1992 - 07/1999 Gymnasium Isernhagen, Abitur

09/1999 - 06/2000 Grundwehrdienst: 1. Feldjägerbataillon 720

### **Studium**

10/2000 - 12/2005 Studium des Maschinenbaus an der Leibniz Universität Hannover

### **Praktika und Erwerbstätigkeit im Studium**

06/2000 - 08/2000 Praktikant, MTU-Maintenance Hannover GmbH, Langenhagen

09/2000 - 10/2000 Praktikant, AMT GmbH, Garbsen

07/2003 - 06/2004 Wissenschaftliche Hilfskraft, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie

05/2004 - 02/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft, Leibniz Universität Hannover, Institut für Fabrikanlagen und Logistik

04/2005 - 08/2005 Praktikant, MTU-Maintenance Hannover GmbH, Langenhagen

### **Berufstätigkeit**

01/2006 - 03/2006 Projektingenieur, Institut für Integrierte Produktion Hannover gGmbH

seit 04/2006 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie