

# **Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen**

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

Doktor-Ingenieur

genehmigte

**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Jens Kuhlmann

geboren am 07.03.1973 in Hannover

2009

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. L. Deters  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer  
Tag der Promotion: 06. März 2009

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die Förderung meiner Arbeit durch fachlichen Rat und persönliche Unterstützung. Nicht zuletzt danke ich Ihm für das mir stets entgegengebrachte Vertrauen und die mir gewährte Eigenverantwortlichkeit.

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

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

Allen Mitarbeitern des Instituts sowie meinen studentischen Hilfskräften und Projektarbeitern danke ich für ihre Hilfsbereitschaft sowie fachliche und tatkräftige Unterstützung während der Entstehung dieser Arbeit. Die menschlich stets angenehme und äußerst kollegiale Arbeitsatmosphäre während meiner Zeit am Institut werde ich in sehr guter Erinnerung behalten, insbesondere natürlich das Arbeiten mit meinen Freunden Andreas, Sascha und Thomas. Den Mitarbeitern der Werkstatt gilt mein besonderer Dank für ihre Hilfe bei der Fertigung und Inbetriebnahme diverser Versuchseinrichtungen.

Für die finanzielle Unterstützung im Rahmen der Forschungsarbeiten sei an dieser Stelle der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) sowie der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) gedankt. Für ihr persönliches Engagement danke ich den Mitgliedern der begleitenden FVA-Arbeitsgruppe „Wälzlagerfett-schmierung“, insbesondere Dr. Blume, Dr. Dornhöfer, Dr. Geheeb, Herrn Karbacher, Herrn Kühl und Herrn Litters.

Herzlich danke ich Andrea und Jens für die viele Hilfe mit Rat und Tat. Christine danke ich für ihre Unterstützung bei der Korrektur dieser Arbeit.

Kiki und Malte danke ich für ihre Liebe, ihr Verständnis und ihre Unterstützung, ohne die ich diese Arbeit nicht hätte fertigstellen können.

Für Irmtraud und Ernst-August.

Hannover, im März 2009

Jens Kuhlmann

# Zusammenfassung

Jens Kuhlmann:

## **Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen**

Mit fortschreitender technischer Entwicklung gewinnt die Wälzlagerfettsschmierung unter technischen, ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten stetig weiter an Bedeutung. Neben Belastung und Drehzahl stellen die Temperaturgrenzen die wesentlichen Parameter dar, durch welche der Anwendungsbereich eines Schmierfettes eingegrenzt wird. Für einen sicheren Schmierfetteinsatz bei niedriger Umgebungstemperatur und einer gleichzeitig hohen Wärmeabfuhr müssen praxisrelevante Labor- und Bauteiltestverfahren entwickelt sowie die Erkenntnisse zu Schmierungsstatus und -mechanismen erweitert werden.

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit werden insgesamt elf handelsübliche Wälzlagerfette herangezogen. In umfangreichen Laboranalysen werden physikalische und rheologische Eigenschaften der Versuchsfette bei niedrigen Temperaturen untersucht, die Ergebnisse der einzelnen Testverfahren diskutiert und einander gegenübergestellt. In Langzeitexperimenten gelingt die Definition eines Standard-Wälzlagerfetttests zur Beurteilung der Schmierfetteignung bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen, mit welchem sich durch Variation der Umgebungstemperatur auch die untere Betriebstemperaturgrenze bestimmen lässt. Diese liegt für Fette in Rollenlagern in einem Temperaturbereich von 0 bis +20 °C und für Kugellager deutlich unterhalb einer Temperatur von -20 °C. Es stellt sich heraus, dass geeignete Schmierfette anfangs durch wirksames Nachfließen größerer Schmierstoffmengen und mittels frühzeitig ansprechender Additive für eine ausreichende Trennung der Kontaktflächen sorgen und mit zunehmender Laufzeit durch eine ausreichende Schmierstoffmigration sowie die Ausbildung einer stabilen tribochemischen Reaktionsschicht eine dauerhaft wirksame Reibungs- und Verschleißminderung bewirken. Fette mit hohem Ölabbau- und gleichzeitig niedrigem Scherviskositätsniveau zeigen tendenziell ein gutes Nachfließ- und Migrationsverhalten, weshalb diese Fettkennwerte mit langen Versuchslaufzeiten und einem guten Verschleißschutzvermögen korrelieren.

Ein Verfahren zur Schmierfilmhöhenmessung an Kegelrollenlagern mittels induktiver Wegsensoren wird entwickelt. Wälzlagerexperimente zeigen unter anderem, dass bei hoher spezifischer Lagerbelastung unter dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen grundsätzlich ausgeprägte Minimalmengenschmierung (*Starvation*) herrscht. Dabei erweist sich der Aufbau einer zentralen Schmierfilmhöhe von ca. 65% der zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlichen Filmdicke  $h_{\text{Nom-EHD}}$  bzw. 10 % der theoretischen EHD-Ölfilmhöhe als ausreichend, wenn gleichzeitig Schmierstoffzusätze für die frühzeitige Ausbildung einer stabilen tribochemischen Reaktionsschicht sorgen. Die erforderliche Mindest-Schmierfilmhöhe ist somit individuell abhängig von der eingesetzten Grundöl-, Verdicker-, Additiv-Kombination und muss im Zusammenhang mit physikalischen, rheologischen und chemischen Eigenschaften des Schmierstoffes betrachtet werden.

# Summary

Jens Kuhlmann:

## **Tribology of bearing lubricating greases under steady low temperature conditions**

With the advances in technological development, roller bearing lubrication is becoming an ever more important aspect of technical, economical and ecological considerations. In addition to load and speed, the temperature limits are the essential parameters that restrict the range where a lubricating grease can be used. For the safe use of a lubricating grease at low ambient temperature and simultaneous high heat dissipation, practice-oriented component test methods must be developed, and at the same time the understanding of the lubrication status and mechanisms must be expanded.

In the framework of this thesis, a total of eleven commercially available roller bearing greases is studied. By means of comprehensive laboratory analyses, physical and rheological properties of the test greases are investigated at low temperatures, the results of the individual test methods are discussed and compared with each other. Long-term experiments are used to successfully define a standard roller bearing test for assessing the lubricant grease suitability at isothermal low temperature conditions, a test that can be used to also determine the lower operating temperature limit by variation of the ambient temperature. For roller bearing greases the latter is in the temperature range 0 to +20 °C, and for ball bearings at a temperature distinctly below –20 °C. It turns out that suitable lubricating greases initially provide a sufficient separation of the contact surfaces due to an efficient continued flow of large lubricant amounts and additives acting early on; with increasing runtime, they cause a lasting friction and wear reduction due to sufficient lubricant migration as well as a stable tribochemical reaction layer. Greases with a high oil release and simultaneously low dynamic viscosity level tend to display a good continued flow and migration behavior, so that these characteristic values of the greases correlate with long test durations and good protection against wear and tear.

A method for measuring the lubricating film thickness at tapered roller bearings by means of inductive position sensors is developed. Experiments with roller bearings show among other things that at high specific bearing load under isothermal low temperature conditions there is basically a minimum quantity lubrication (*starvation*). Here a central lubricating film height of about 65% of the film thickness  $h_{\text{nom-EHL}}$  necessary to achieve nominal fatigue life or rather 10% of the theoretical EHL-Oil film height proves sufficient for a permanent functioning of the bearing if at the same time lubricant additives provide the early formation of a tribochemical reaction layer. The minimum lubricating film thickness required in each case thus depends on the base oil/thickener/additive combination and should be considered in the context of the physical, rheological and chemical properties of the lubricant.

Schlagworte:

Wälzlager, Fett, Prüfverfahren

Bearing, Grease, Test Method

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b> .....	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Problemstellung und Zielsetzung</b> .....	<b>4</b>
2.1 Problemstellung.....	4
2.2 Ausgangssituation .....	8
2.2.1 Ergebnisse des FVA-Forschungsvorhabens Nr. 300 .....	10
2.2.2 Ergebnisse weiterführender Forschungsarbeiten von <i>Gerstenberger</i> [47] .....	13
2.2.3 Offene Fragestellungen.....	16
2.3 Zielsetzung .....	17
2.4 Vorgehensweise .....	18
<b>3 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>20</b>
3.1 Tribotechnische Systeme.....	20
3.2 Wälzlagerschmierung.....	22
3.2.1 Schmierzustände.....	23
3.2.2 Schmierfilmaufbau im elastohydrodynamischen Linienkontakt .....	25
3.2.3 Schmierfilmaufbau im elliptischen EHD-Kontakt .....	28
3.2.4 Quantifizierung des Schmierzustandes .....	29
3.3 Wälzlagerreibung .....	30
3.3.1 Klassische Berechnung des Wälzlagerreibmomentes.....	30
3.3.2 Neue Berechnungsverfahren zur Wälzlagerreibung.....	31
3.4 Verschleiß in Wälzlagern .....	35
3.4.1 Verschleißmechanismen .....	35
3.4.2 Verschleißberechnung in Wälzlageranwendungen.....	38
3.5 Schmierfette .....	39
3.5.1 Verdicker .....	40
3.5.2 Grundöl .....	44
3.5.3 Additive .....	46
3.5.4 Fließverhalten .....	49
<b>4 Experimentelle Grundlagen</b> .....	<b>51</b>
4.1 Wälzlagerprüfstände.....	51
4.1.1 Widerstands-Messsystem zur Beurteilung des Schmierzustandes.....	53
4.1.2 Wegmesssystem zur Bestimmung der Gesamtschmierfilmhöhe .....	57

4.2	Versuchslager .....	62
4.2.1	Kinematik des Kegelrollenlagers .....	63
4.2.2	Lastverhältnisse im Kegelrollenlager .....	66
4.3	Versuchsfette .....	67
4.4	Angewandte Laborverfahren .....	69
4.4.1	Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 .....	69
4.4.2	Ölabscheidung mittels Filtertest .....	70
4.4.3	Ölabscheidung mittels FTG 2-Test .....	71
4.4.4	Konuspenetration nach DIN ISO 2137 .....	73
4.4.5	Kälteviskositätsmessungen .....	74
4.4.6	Fließkurvenmessungen .....	76
<b>5</b>	<b>Ergebnisse der Versuchsfettanalysen .....</b>	<b>77</b>
5.1	Ölabgabeverhalten .....	77
5.1.1	Statische Ölabscheidung (DIN 51817 N), Temperaturverhalten .....	77
5.1.2	Statische Ölabscheidung (DIN 51817 N), Zeitverhalten .....	80
5.1.3	Ölseparation (Filtertest), Temperaturverhalten .....	81
5.1.4	Ölseparation (Filtertest), Vergleich mit Test nach DIN 51817 .....	83
5.1.5	Ölseparation (FTG 2-Test), Ergebnisse bei +10 °C .....	84
5.2	Walkpenetration .....	86
5.3	Kälteviskositätsverhalten .....	87
5.3.1	Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Temperaturverhalten der Fette .....	87
5.3.2	Dynamische Viskosität (Platte/Kegel-System), Temperaturverhalten der Fette .....	89
5.3.3	Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Temperaturverhalten der Grundöle .....	91
5.3.4	Dynamische Viskosität, Vergleich Zylinder- und Platte/Kegel-System .....	94
5.3.5	Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Vergleich Fett- und Grundölmessung .....	95
5.4	Fließkurven .....	96
5.4.1	Fließkurven (Platte/Kegel-System), Ergebnisse bei +10 °C .....	96
5.5	Versuchsfettanalytik, Diskussion und Zusammenfassung .....	101
5.5.1	Vergleich der Laborkennwerte und -verfahren .....	101
5.5.2	Eigenschaften der Versuchsfette .....	104
<b>6</b>	<b>Ergebnisse der Langzeit-Bauteileexperimente .....</b>	<b>107</b>
6.1	Langzeitversuche (Schrägkugellager) zur Ermittlung kritischer Betriebsparameter .....	107
6.1.1	Stand der Erkenntnisse .....	107
6.1.2	Dokumentation der Experimente .....	109
6.1.3	Diskussion und Zusammenfassung .....	114



---

6.2	Langzeitversuche (Kegelrollenlager) zur Definition eines Standardtests .....	115
6.2.1	Klassifizierung der Versuchsfette anhand des Betriebsverhaltens .....	116
6.2.2	Betriebsverhalten der Kategorie I-Fette (ohne Versuchsabbruch) .....	118
6.2.3	Betriebsverhalten der Kategorie II-Fette (mit Versuchsabbruch) .....	124
6.2.4	Verschleiß- und Profilanalyse der Lagerkomponenten .....	133
6.2.5	Definition des Standard-Bauteiltests .....	140
6.2.6	Schmierfettkennwerte im Vergleich zu Ergebnissen der Standard- Bauteilversuche .....	141
6.2.7	Diskussion und Zusammenfassung .....	145
6.3	Langzeitversuche (Kegelrollenlager) zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL) .....	147
<b>7</b>	<b>Funktions-Bauteilexperimente zum Reibungs- und Schmierungsverhalten.....</b>	<b>153</b>
7.1	Start-Betriebsverhalten unter Standardbedingungen.....	153
7.2	Langzeit-Betriebsverhalten in Abhängigkeit der Drehzahl, Temperatur und Belastung .....	158
7.2.1	Theoretische Betrachtungen .....	159
7.2.2	Experimentelle Ergebnisse .....	160
7.3	Diskussion und Zusammenfassung .....	173
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>175</b>
<b>9</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>178</b>
<b>10</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>186</b>
10.1	Standardtest (31312.A, $C/P = 4$ , $75 \text{ min}^{-1}$ , $+10 \text{ °C}$ ), Versuchsdokumentation .....	186
10.2	Grenztemperaturversuche (31312.A, $C/P = 4$ , $75 \text{ min}^{-1}$ , $-10 \dots +20 \text{ °C}$ ), Versuchsdokumentation .....	203

## Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	-	Verschleißexponent
$\alpha$	°	Betriebsdruckwinkel
$\alpha$	$10^{-8}\text{Pa}^{-1}$	Druck-Viskositäts-Koeffizient
$\delta$	°	Bordwinkel
$\delta_w$	m	Verschleißhöhe
$\Phi_{bl}$	-	Grenzschmierungs-Gewichtungsfaktor
$\Phi_{ish}$	-	Schmierfilmdickenfaktor
$\Phi_r$	W	Wärmestrom
$\Phi_{rs}$	-	Schmierstoffverdrängungsfaktor
$\gamma$	°	Kegelwinkel des Wälzkörpers
$\gamma$	-	relative Schubdeformation
$\eta_0$	Pa·s	scheinbare dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck
$\vartheta$	°C	Celsiustemperatur
$\lambda_o$	-	Schmierfilmparameter
$\mu$	-	Reibungszahl
$\mu_{bl}$	-	Reibbeiwert für Schmierstoffzusätze
$\mu_{EHL}$	-	Reibungszahl für EHD-Schmierung
$\mu_{sl}$	-	Gleitreibungszahl
$\nu$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität ( $\eta/\rho$ )
$\nu_r$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität bei Referenzbedingungen
$\rho$	$\text{Kg}/\text{m}^3$	Dichte
$\tau$	Pa	Schubspannung
$a$	-	lagerabhängiger Beiwert
$A$	-	Verdrängungs-Korrekturfaktor
$A$	g	abgeschiedene Ölmenge
$A_r$	$\text{mm}^2$	Referenzoberfläche
$b$	-	lagerabhängiger Beiwert
$b$	-	Verschleißexponent
$B$	mm	Lagerbreite

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$b$	mm	Länge des Linienkontaktes
$B$	mm <sup>2</sup> /s	Viskositäts-Korrekturkoeffizient
$C$	kN	dynamische Tragzahl
$C_L$	$\Omega$	imaginärer Anteil des elektrischen Lagerwiderstandes
$C_L$	s <sup>2</sup> /mm <sup>2</sup>	lagerabhängiger Viskositäts-Korrekturkoeffizient
$C_{RS}$	-	Oberflächen-Korrekturfaktor
$D$	mm	Lageraußendurchmesser
$d$	mm	Lagerbohrungsdurchmesser
$D$	s <sup>-1</sup>	Scherrate
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
$D_{pw}$	mm	mittlerer Wälzlagerdurchmesser (Teilkreisdurchmesser)
$D_{W,m}$	mm	mittlerer Rollkörperdurchmesser
$E$	g	Einwaage
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Ersatzelastizitätsmodul
$E_i$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$f$	-	Reibungszahl
$F$	N	Kontaktkraft
$F$	N	resultierende Lagerbelastung
$f_{0r}$	-	lastunabhängiger Koeffizient für Referenzbedingungen
$f_{1r}$	-	lastabhängiger Koeffizient für Referenzbedingungen
$F_a$	N	Normalkraft zwischen Außenring und Wälzkörper
$F_{ax}$	N	Axiallast
$F_B$	N	Normalkraft zwischen Führungsbord und Rollenstirn
$F_i$	N	Normalkraft zwischen Innenring und Wälzkörper
$G$	-	Werkstoffkennzahl
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Schubmodul
$g_A$	-	Filmhöhenfaktor, Wälzkontakt außen
$g_I$	-	Filmhöhenfaktor, Wälzkontakt innen
$G_{rr}$	Nmm	Rollreibungsgrundwert
$G_{sl}$	Nmm	Gleitreibungsgrundwert
$H_0$	-	bezogene zentrale Schmierfilmhöhe
$h_0$	μm	zentrale Schmierfilmhöhe
$h_A$	μm	Schmierfilmhöhe im Kontakt Wälzkörper - Außenring

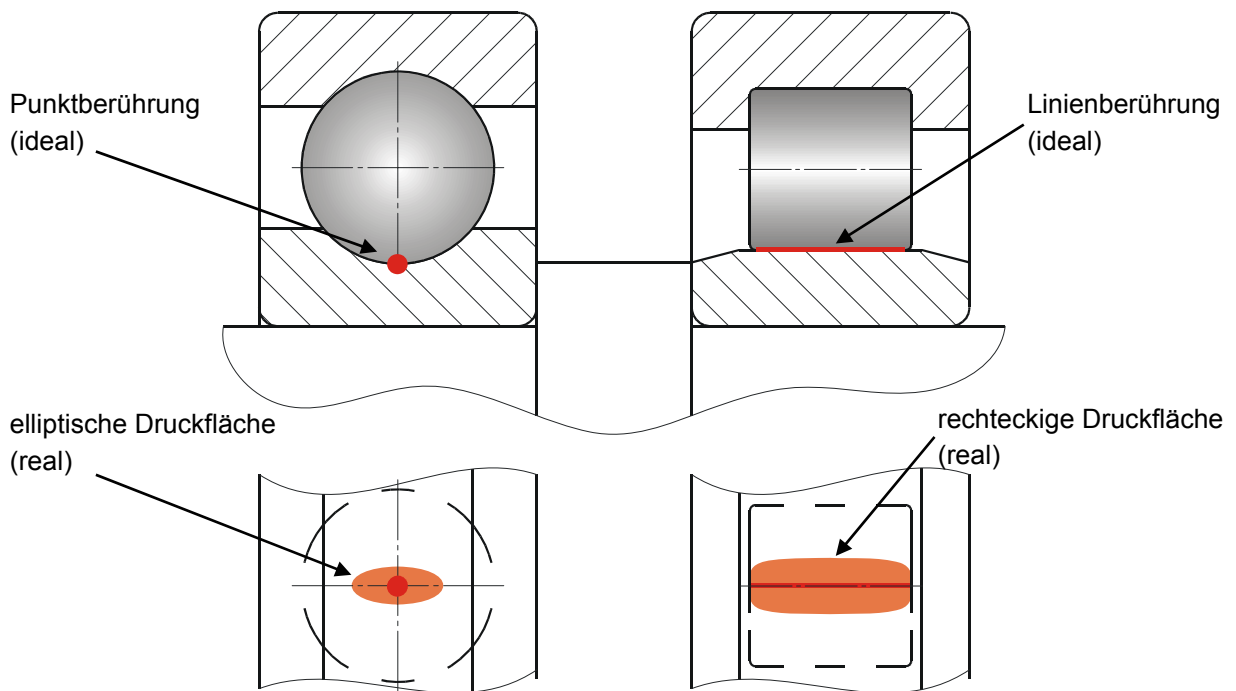
<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$h_B$	$\mu\text{m}$	Schmierfilmhöhe Kontakt Wälzkörperstirn / Innenringbord
$h_I$	$\mu\text{m}$	Schmierfilmhöhe Kontakt Wälzkörper / Außenring
$H_{\min}$	-	bezogene minimale Schmierfilmhöhe
$h_{\min}$	$\mu\text{m}$	minimale Schmierfilmhöhe
$h_{\text{Nom-EHD}}$	$\mu\text{m}$	theoretisch erforderliche Schmierfilmhöhe zum Erreichen der nominellen Ermüdungslebensdauer
$h_{\text{Voll-EHD}}$	$\mu\text{m}$	theoretische Voll-EHD-Schmierfilmhöhe
$h_x$	$\mu\text{m}$	axiale Gesamtverschiebung (gemessen)
$h_{\min}^*$	$\mu\text{m}$	Mindest-Schmierfilmhöhe
$i$	A	Speise-Wechselstrom
$K_{rs}$	-	Beiwert für die Schmierungsart
$K_z$	-	Beiwert für Strömungsverluste
$L_{hna}$	h	nominelle Ermüdungslebensdauer
$L_{hna,V}$	h	Ermüdungslebensdauer bei Verschleiß
$M$	Nmm	Gesamttriebmoment
$M_{0r}$	Nmm	lastunabhängiges Reibmoment
$M_{1r}$	Nmm	lastabhängiges Reibmoment
$M_{\text{Durchschnitt}}$	Nm	arithmetisches Mittel des Lagerreibmoments
$M_{\text{Grenz}}$	Nm	Grenzreibmoment (Abbruchkriterium)
$M_{\max}$	Nm	maximales von den Prüflagern erzeugtes Reibmoment, welches zum Versuchabbruch führt
$M_r$	Nmm	Reibmoment
$M_{rb,ref}$	Nm	Referenz-Beharrungsreibmoment
$M_{rr}$	Nmm	Rollreibmoment
$M_{sl}$	Nmm	Gleitreibmoment
$m_W$	mg	Wälzkörperverschleiß
$m_{W,ref}$	mg	Referenz-Wälzkörperverschleißwert
$n_{\Theta r}$	$\text{min}^{-1}$	Referenzdrehzahl
$n_I$	$\text{min}^{-1}$	Innenringdrehzahl
$n_K$	$\text{min}^{-1}$	Käfigdrehzahl
$N_r$	W	Lagerverlustleistung
$n_W$	$\text{min}^{-1}$	Wälzkörperdrehzahl
$P$	kN	dynamisch äquivalente Belastung
$p$	$\text{N/mm}^2$	Druck

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$p$	$\text{N/mm}^2$	Pressung
$P_0$	N	statisch äquivalente Lagerbelastung
$p_0$	$\text{N/mm}^2$	Nennpressung
$P_1$	N	dynamisch äquivalente Lagerbelastung
$P_R$	W	Reibleistung
$p_v$	$\text{N/mm}^2$	Pressungsüberhöhung
$q_r$	$\text{kW/m}^2$	Referenzwärmeflussdichte
$Q_V$	W	Verlustwärmestrom
$R$	mm	Innenringradius
$r$	mm	Wälzkörperradius
$R_1, R_2$	-	Designbeiwert für Rollreibungsmoment
$R_A$	$\Omega$	ohmscher Widerstand zw. Außenringlaufbahn u. Wälzkörper
$R_B$	$\Omega$	Brückenwiderstand
$R_B$	$\Omega$	ohmscher Widerstand zw. Innenringbord u. Wälzkörperstirn
$R_I$	$\Omega$	ohmscher Widerstand zw. Innenringlaufbahn u. Wälzkörper
$r_I$	mm	Radius des Innenrings
$R_{ix}, R_{ie}$	mm	Hauptkrümmungsradius in Ölstromrichtung
$R_{iy}, R_{is}$	mm	Hauptkrümmungsradius quer zur Ölstromrichtung
$r_K$	mm	Radius des Teilkreises (Wälzkörpermittelpunkt)
$R_L$	$\Omega$	Lager-Übergangswiderstand
$R_{L,K}$	$\Omega$	ohmscher Gesamtwiderstand eines Kegelrollenlagers
$R_{L,S}$	$\Omega$	ohmscher Gesamtwiderstand eines Schrägkugellagers
$R_P$	$\Omega$	Parallelwiderstand
$R_V$	$\Omega$	Vorwiderstand
$R_x$	mm	Ersatzradius in Ölstromrichtung
$S_1, S_2$	-	Designbeiwert für Gleitreibungsmoment
$t$	h	Laufzeit
$t_{\text{Durchschnitt}}$	h	durchschnittlich erreichte Versuchslaufzeit
$t_L$	h	Einzel-Versuchslaufzeit
$t_{\text{max}}$	h	maximale Laufzeit der Wälzlagerversuche (500 h)
$t_{\text{ref}}$	h	Referenzlaufzeit
$U$	-	Geschwindigkeitskennzahl
$u$	m/s	maßgebende Geschwindigkeit

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$U$	V	Speise-Wechselspannung
$u_I$	m/s	Ersatz-Umfangsgeschwindigkeit des Innenrings
$U_m$	V	Messspannung
$u_W$	m/s	Ersatz-Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers
$V$	[mm]	Verschleißweg
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$\nu_i$	-	Poissonzahl
$v_I$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Innenrings
$v_{I,B}$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Innenringbordfläche
$v_K$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpersatzes (bzw. Käfig)
$v_{rel}$	m/s	Relativgeschwindigkeit zwischen Innenringbord und Wälzkörperstirn
$v_W$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers
$v_{W,B}$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Wälzkörperstirnfläche
$v_{W,B,res}$	m/s	resultierende Geschwindigkeit der Wälzkörperstirnfläche
$V_{x,ref}$	mg	Referenzverschleiß
$\dot{V}_{x,i}$	mg/h	Einzel-Verschleißgeschwindigkeit
$W$	-	Lastkennzahl
$w$	N/mm	bezogene Last
$Y$	-	Berechnungsfaktor

# 1 Einleitung

Wälzlager sind Maschinenelemente, die Kräfte zwischen relativ zueinander bewegten Maschinenteilen übertragen und diese führen. Durch Zwischenschaltung von Wälzkörpern wird das Gleiten durch ein Rollen mit leichtem Gleitanteil ersetzt, was allgemein als Wälzen bezeichnet wird [85]. In allen Wälzlagern rollen kugel- oder rollenförmige Wälzkörper auf Laufbahnen hoher Festigkeit, Oberflächengüte und Formtreue, welche in die Innen- und Außenringe des Wälzlagers oder in die anschließenden Bauteile eingearbeitet sind. Die Wälzkörper werden in der Regel von einem Käfig gehalten. Entsprechend der Wälzkörpergeometrie unterscheidet man Kugel- und Rollenlager. Theoretisch ergibt sich hieraus für Kugellager im unbelasteten Zustand eine Punktberührung, wohingegen Rollenlager eine Linienberührung aufweisen (Abb. 1-1).



**Abb. 1-1:** Wälzlager mit theoretischer Punkt- (li.) und Linienberührung (re.) [85]

Infolge einer größeren Berührfläche, hervorgerufen durch elastische Verformung bei Lastaufbringung, können Rollenlager bei gleicher Werkstoffbeanspruchung im Vergleich zu Kugellagern höhere Kräfte aufnehmen. Da Rollen, anders als Kugeln, eine definierte Rotationsachse besitzen, muss durch konstruktive Maßnahmen ein Schräglauf bzw. Schränken der Rollen verhindert werden. Hierzu werden die Rollen z.B. zwischen zwei Borden mit Spiel (Zylinderrollenlager), an einem festen Bord (Kegelrollenlager), durch Reibungskräfte zwischen Rollen und Laufbahnen (Pendelrollen-, Toroidallager) oder vorwiegend durch den Käfig (Nadellager) geführt.

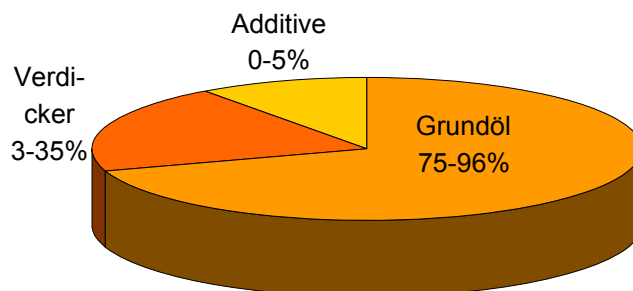
Kugellager sind im Allgemeinen hinsichtlich der Schmierung weniger anspruchsvoll als Rollenlager und erreichen somit längere Fettgebrauchsdauern, höhere Drehzahlen und neigen weniger zum Ausfall durch Schmierungsversagen.

Im Wesentlichen schützt der Schmierstoff durch Aufbau eines elastohydrodynamischen Flüssigkeitsfilms bzw. einer tribochemischen Reaktionsschicht die Wälzlagerkomponenten vor metallischer Berührung und sorgt damit für eine Reduktion der Spannungsspitzen und zusätzlicher Reibungsschubspannungen an der Oberfläche. Er verhindert bzw. verringert darüber hinaus den Verschleiß der Kontaktpartner und dient dem Korrosionsschutz.

Wälzlager werden nach [49] immer dann mit Öl geschmiert, wenn

- dies für andere Maschinenelemente grundsätzlich erforderlich ist,
- über den Schmierstoff die Verlustleistung aus dem Lager abzuführen ist oder
- Schmutz bzw. Wasser ins Lager eindringen können und ausgefiltert werden müssen.

Bei normalen Betriebsverhältnissen können Wälzlager in der heutigen Zeit bei ca. 90% aller Anwendungen mit Fett geschmiert werden. Schmierfette bestehen grundsätzlich aus einem Seifengerüst (Verdicker), das als Ölspeicher dient, einem Grundöl sowie in der Regel weiteren Zusätzen (Additiven) zur gezielten Modifizierung bestimmter Gebrauchseigenschaften (Abb. 1-2).



**Abb. 1-2:** Bestandteile von Schmierfetten [63]

Mit der fortschreitenden technischen Entwicklung gewinnt die Fettschmierung unter technischen, ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten stetig weiter an Bedeutung. Fettschmierung wird aber auch in Gelenklagern, Kupplungen und nahezu allen Bauformen von Getrieben zunehmend angewandt. Ihre wesentlichen Vorteile sind:

- geringer konstruktiver Aufwand für die Versorgung der Lagerstellen (kostengünstig),
- gute Unterstützung der Lagerabdichtung gegenüber festen und flüssigen Verunreinigungen,
- relativ hohe Gebrauchsdauer bei wartungsfreier Schmierung ohne zusätzliche Schmiergeräte und
- geringe Reibungsverluste durch Bereitstellung einer Minimalmengenschmierung (Starvation).



Die Bedeutung der Fettschmierung insbesondere von Wälzlagern dürfte im Zusammenhang mit aktuellen Forschungsinitiativen zum reibungsoptimierten bzw. ölfreien Antriebsstrang weiter zunehmen, bei denen die Wirkungsgradoptimierung sowie die Minimierung des Schmierstoffeinsatzes zentrale Zielsetzungen sind.

Neben Belastung und Drehzahl stellen die Temperaturgrenzen die wesentlichen Kriterien dar, durch welche der Anwendungsbereich eines Schmierfettes eingegrenzt wird. Diese können konstruktiv, funktionstechnisch oder durch die Fettbestandteile vorgegeben sein. So ist die Betriebstemperatur einer Wälzlagerung im Beharrungszustand von den Wärmeübergangsbedingungen, der Schmierstoffart und -menge sowie von den Reibungsverlusten abhängig. Im Normalfall liegt die Betriebstemperatur zwischen  $+40^{\circ}\text{C}$  und  $+90^{\circ}\text{C}$  (ohne Fremderwärmung), in Ausnahmefällen bei über  $+200^{\circ}\text{C}$  [47], [49].

Hohe Betriebstemperaturen, häufig in Zusammenhang stehend mit hohen Drehzahlen, wirken sich beschleunigend auf eine Verschlechterung der Schmierfett-Gebrauchseigenschaften aus (Abb. 1-3). Eine schnelle Ölabgabe, eine beschleunigte Alterung und Oxidation sowie eine zu weiche Konsistenz führen hierbei zu einer Verringerung der Fettgebrauchsdauer und somit potentiell zu einem vorzeitigen Ausfall der Lagerung durch Schmierungsversagen. Bei Überschreitung des Tropfpunktes verlieren Seifenfette gänzlich ihre Konsistenz und werden flüssig.



**Abb. 1-3:** Temperatureinfluss auf die Schmierwirkung von Fetten

Niedrige Betriebstemperaturen führen zu einer mangelhaften Schmierstoffversorgung der Kontaktzonen und damit zu einer unzureichenden Trennung der miteinander in Kontakt stehenden Lagerkomponenten. So scheiden die Schmierfette mit abnehmender Temperatur immer weniger Öl ab und ihr Scherwiderstand steigt gleichzeitig kontinuierlich an. Im Extremfall kann eine hohe Fettsteifigkeit ein Abwälzen der Kontaktpartner und damit die Funktion der Lagerung unmöglich machen; es kommt zu extremen Schlupfzuständen und folglich zu Wälzlagerschäden.

Die vorliegende Arbeit soll Lücken im aktuellen Wissensstand zur Wälzlagerfettsschmierung bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen schließen. Hierbei steht einerseits die Beurteilung des tribologischen Verhaltens unterschiedlicher Fettzusammensetzungen im Rahmen von Bauteilexperimenten im Fokus. Andererseits werden physikalische und rheologische Schmierfettkennwerte bei diesen Einsatzbedingungen analysiert und dem tribologischen Verhalten gegenübergestellt. Analysen zur Schmierfilm- und Triboschutzschichtbildung schließen diese Arbeit ab.

## 2 Problemstellung und Zielsetzung

### 2.1 Problemstellung

Eine konstante Betriebstemperatur in einer fettgeschmierten Wälzlagerung stellt sich genau dann ein, wenn die im Lager unter den vorherrschenden Betriebsbedingungen entstehende Reibungswärme  $N_r$  (sowie eine häufig zusätzlich anliegende Fremdwärme) vollständig als Wärmestrom  $\phi_r$  aus dem Wälzlager abgeleitet wird. Zur Verdeutlichung dieses Zustandes sei an dieser Stelle die DIN ISO 15312 [37] herangezogen, welche die thermische Bezugsdrehzahl für ölbadgeschmierte Wälzlager sowie die Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung dieses Kennwertes festlegt, bei der sich dieser Gleichgewichtszustand unter genau definierten Bezugsbedingungen einstellt. Es gilt hierbei:

$$N_r = \phi_r \quad (2-1)$$

Die Reibungswärme  $N_r$  eines Wälzlagers bei thermischer Bezugsdrehzahl unter Bezugsbedingungen wird nach DIN ISO 15312 [37] wie folgt berechnet:

$$N_r = 2 \cdot \pi \cdot n_{\Theta r} \cdot M_r = 2 \cdot \pi \cdot n_{\Theta r} \cdot (M_{0r} + M_{1r}) \quad (2-2)$$

Hierbei sind  $M_{0r}$  das lastunabhängige sowie  $M_{1r}$  das lastabhängige Wälzlagerreibmoment gemäß der klassischen Reibmomenttheorie nach *Palmgren* [82] (Erläuterungen siehe Kap. 3.3.1), mit

$$M_{0r} = f_{0r} \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 \cdot (v_r \cdot n_{\Theta r})^{2/3} \quad \text{und} \quad (2-3)$$

$$M_{1r} = f_{1r} \cdot P_{1r}^a \cdot d_m^b \quad (2-4)$$

Der aus dem Wälzlager unter Bezugsbedingungen fließende Wärmestrom  $\Phi_r$  wird aus dem Produkt von Bezugswärmeflussdichte  $q_r$  und der wärmeabführenden Fläche  $A_r$  gebildet:

$$\Phi_r = q_r \cdot A_r \quad (2-5)$$

Gemäß DIN ISO 15312 ist die Referenzoberfläche  $A_r$  der Radiallager definiert mit

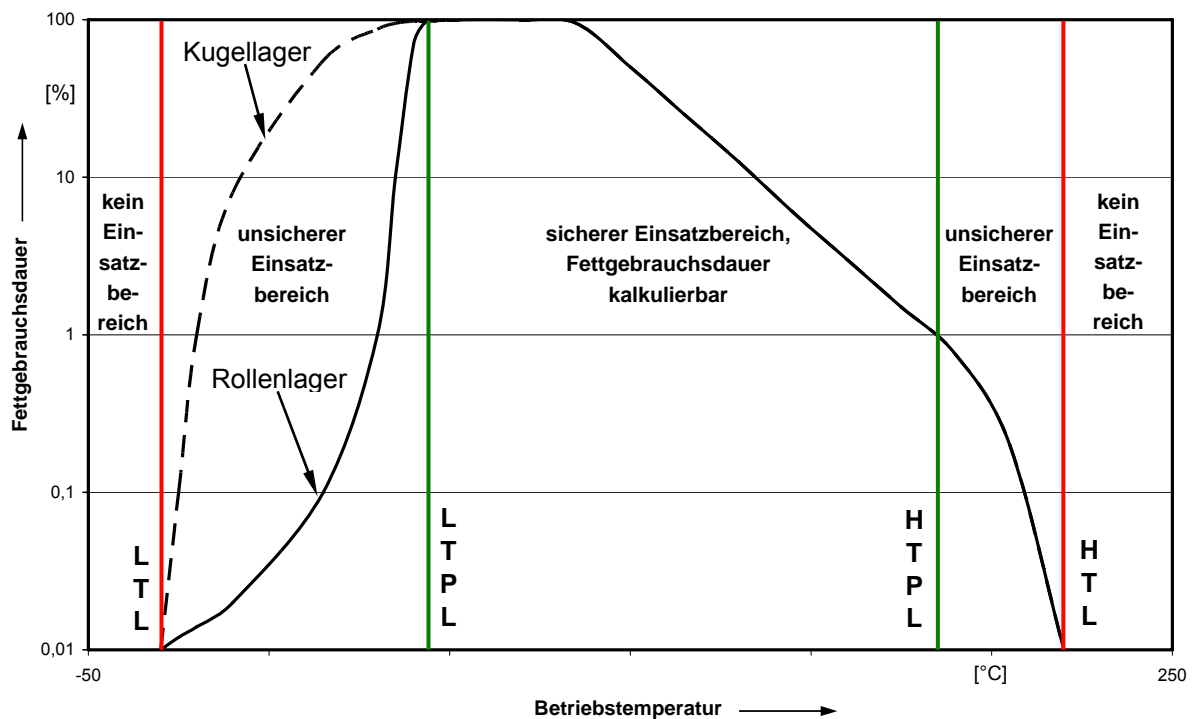
$$A_r = \pi \cdot B \cdot (D + d), \quad (2-6)$$

wobei für Kegelrollenlager die Zusammenbaubreite  $T$  an Stelle der Lagerbreite  $B$  einzusetzen ist. In der Literatur [37], [86] werden die Referenzwärmeflussdichten  $q_r$  in Abhängigkeit der Referenzoberfläche  $A_r$  für Radiallager, bei einer Differenz zwischen Bezugs- und Umgebungstemperatur von 50 K, angegeben mit:

$$\begin{aligned}
 A_r \leq 50000 \text{ mm}^2: & \quad q_r = 16 \text{ kW/m}^2 \\
 A_r > 50000 \text{ mm}^2: & \quad q_r = 16 \cdot (A_r / 50000)^{0,34} \text{ kW/m}^2
 \end{aligned}
 \tag{2-7}$$

Der Betrag der Betriebstemperatur, welche sich als Folge des herrschenden Gleichgewichtes zwischen der im Wälzlager durch Reibung erzeugten und der aus dem Lager abgeleiteten Wärme einstellt, hängt von vielen Einflussfaktoren ab. Hier ist zunächst das Wälzlager selbst zu nennen, das durch Art, Größe und Ausführung sowohl die Reibungsanteile als auch die Wärmeabfuhr maßgeblich beeinflusst. Daneben spielen die Größe und Richtung der Lagerbelastung ebenso eine Rolle wie das angewendete Schmierungsverfahren und die Art, Viskosität und Menge des Schmierstoffes in Abhängigkeit der Drehzahl. Schließlich sind noch die Umgebungseinflüsse zu nennen, wie die Umgebungstemperatur, die Gehäuse- und Wellengestaltung sowie eine zusätzliche Kühlung der Lagerung.

Der Temperatur-Anwendungsbereich von Schmierfetten wird hauptsächlich durch Art und Menge von Verdicker und Additiven sowie Art und Viskosität des Grundöls bestimmt. Der qualitative Verlauf der Fettgebrauchsdauer sowie die wesentlichen Temperaturgrenzen sind in Abb. 2-1 für den Einsatz in Kugel- und Rollenlagern dargestellt [65], [92].



**Abb. 2-1:** Schema zum Einfluss der Temperatur auf die Fettgebrauchsdauer [65]

Man unterscheidet grundsätzlich die absoluten Temperaturgrenzwerte, welche die Funktion eines fettgeschmierten Lagers zu hohen und tiefen Temperaturen hin abgrenzen. Die obere Funktionsgrenze (**H**igh **T**emperature **L**imit: HTL) hängt im Wesentlichen vom Dickungsmittel ab und wird bei Seifenfetten durch den Tropfpunkt nach DIN ISO 2176 [36] vorgegeben, also derjenigen Temperatur, oberhalb derer das Fett seine Konsistenz verliert und flüssig wird. Das HTL liegt je nach Schmierfett zwischen ca. +170°C und +250°C.

Die untere Funktionsgrenze (**Low Temperature Limit: LTL**) bildet diejenige Temperatur, unterhalb derer ein Anlaufen bzw. Start der Lagerung nicht mehr möglich ist. Dieser Grenzwert wird insbesondere durch die Viskosität des Schmierfettes und damit seinen Scherwiderstand bestimmt. Das LTL ist in Abhängigkeit des Schmierfettes in einem Temperaturbereich zwischen ca.  $-50^{\circ}\text{C}$  und  $-20^{\circ}\text{C}$  zu finden. Ermittelt wird dieser Temperaturgrenzwert i.d.R. durch Bauteilexperimente. Hier sind als genormte dynamische Verfahren das Tieftemperaturdrehmoment nach IP 186/93 [58] sowie nach ASTM D 4693-97 [4] zu nennen. Darüber hinaus existieren verschiedene interne Werksnormen bei Schmierfett-Herstellern und –anwendern.

Die Funktionsgrenzen HTL und LTL grenzen nicht den Temperaturbereich ein, innerhalb dessen ein Schmierfett die optimale Schmierwirkung erzielt und somit ein zuverlässiger Betrieb möglich ist (siehe Abb. 2-1). Der sichere Einsatzbereich fettgeschmierter Wälzlager wird vielmehr durch die obere (**High Temperature Performance Limit: HTPL**) sowie die untere Betriebstemperaturgrenze (**Low Temperature Performance Limit: LTPL**) definiert. Innerhalb dieses Temperaturbereiches ist eine Vorhersage der Fettgebrauchsdauer mittels statistischer Gesetzmäßigkeiten möglich. Die Gebrauchsdauer nimmt bis zu einer Temperatur von ca.  $+70^{\circ}\text{C}$  ihren Maximalwert ein. Überschlägig ist bei weiterer Erhöhung der Betriebstemperatur um jeweils 15 K bis zum Erreichen der oberen Gebrauchstemperaturgrenze (HTPL) von einer Halbierung der Fettgebrauchsdauer auszugehen.

Die obere Gebrauchstemperaturgrenze (HTPL) wird in der Regel abgeleitet aus Ergebnissen dynamischer Bauteilexperimente mit den genormten Wälzlagerfett-Prüfgeräten FAG FE9 [31] und SKF R0F bzw. R2F. Dieser Grenzwert liegt für handelsübliche Schmierfette in einem Bereich zwischen  $+120^{\circ}\text{C}$  und  $+150^{\circ}\text{C}$ . Aufgrund der schnellen Schmierfettalterung und -oxidation sowie der ungünstigen Auswirkung der Alterungsprodukte auf die Schmierfunktion sollte die Betriebstemperatur einer fettgeschmierten Lagerung nur kurzzeitig zwischen den oberen Temperaturgrenzen HTPL und HTL liegen. Mit steigender Temperatur nimmt in diesem Bereich die Schmierfettgebrauchsdauer sehr stark ab.

Ein dynamisches Verfahren zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL) ist bis heute nicht in der Norm verankert. Als physikalische Beurteilungskenngröße wurde in der DIN 51825 [32] für Schmierfette K daher der Fließdruck nach DIN 51805 [25] gewählt und dieser auf einen maximalen Grenzwert von 1400 mbar [72] festgelegt. Dieser Grenzwert liegt für gebräuchliche Wälzlagerfette in einem Bereich zwischen  $+10^{\circ}\text{C}$  und  $+60^{\circ}\text{C}$ . Aufgrund einer durch sinkende Ölabgabe und steigende Fettkonsistenz verursachten Mangelschmierung sollte auch hier eine andauernde Unterschreitung des Grenzwertes vermieden werden. Wie in Abb. 2-1 schematisch dargestellt, ist eine Unterschreitung des sicheren Betriebstemperaturbereichs für Rollenlager deutlich kritischer als für fettgeschmierte Kugellager; die Fettgebrauchsdauer nimmt rapide ab und es kommt in der Praxis bereits bei moderater Unterschreitung zu schweren Schäden an den Lagerkomponenten.

Die Standardverfahren zur Bestimmung der Temperaturgrenzen sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

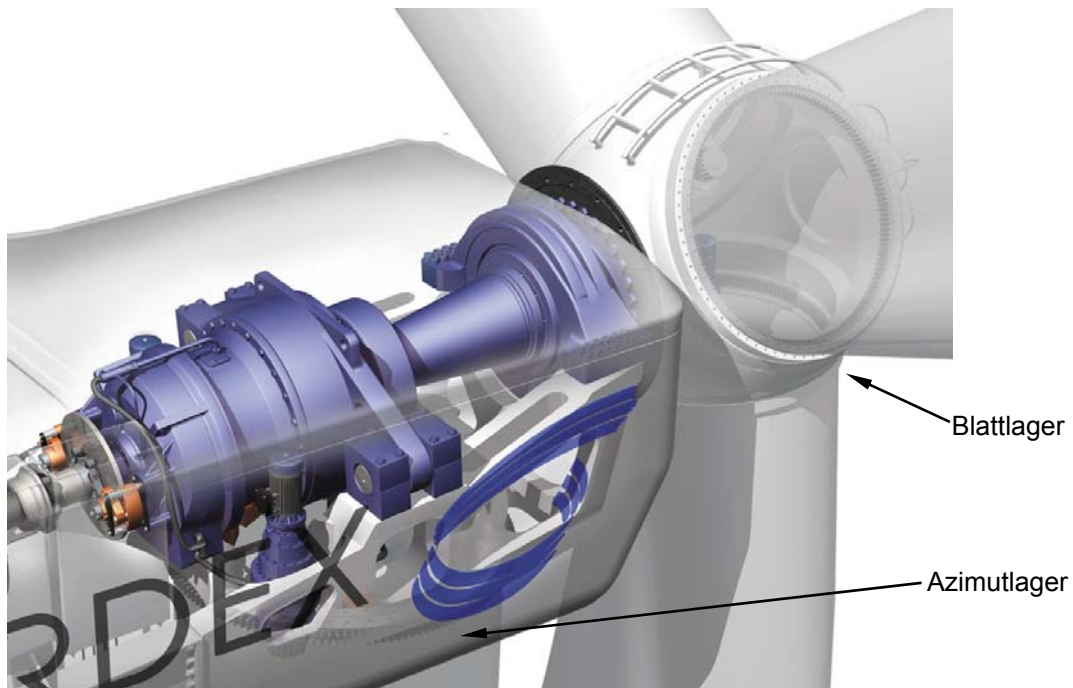
**Tabelle 2-1:** Standardmethoden zur Bestimmung der Betriebstemperaturgrenzen

Grenze	Standardmethode	Bezeichnung
HTL	physikalischer Kennwert	Tropfpunkt nach DIN ISO 2176
HTPL	dynamisches Prüfverfahren	FAG FE9 nach DIN 51821 oder SKF R0F bzw. R2F
LTPL	physikalischer Kennwert	Fließdruck nach DIN 51805
LTL	dynamisches Prüfverfahren	Startdrehmoment nach IP 186/93 oder Startdrehmoment nach ASTM D 4693-97

Wenn eine Lagerung bei niedriger Umgebungstemperatur betrieben wird, also bei weniger als ca. +20 °C, und die entstehende Reibungswärme durch eine hohe Wärmeabfuhr sofort an die Umgebung abfließt, liegt ein dauerhafter Betrieb bei niedrigen Temperaturen vor, im folgenden auch als isotherme Niedrigtemperaturbedingungen bezeichnet. Es erfolgt in diesem Betriebsfall keine nennenswerte Erwärmung von Lagerinnenraum und Schmierfett, sodass der günstige Betriebstemperaturbereich nach Abb. 2-1 nicht oder nur im unteren Grenzbereich (nahe des LTPL) erreicht wird [48]. In der jüngeren Vergangenheit traten zum Teil sehr kostenintensive Schäden bei den hier beschriebenen Betriebsbedingungen auf, die in der Praxis z.B. an den Blatt- und Azimutlagern von Windkraftanlagen vorliegen können (Abb. 2-2). Ebenso sind u.a. Lagerungen von Schiffsantriebskomponenten, Off-Shore-Anwendungen, Flugzeugkomponenten, Skiliften, Windanemometern und Regalsystemen von Kühlhäusern isothermen Niedrigtemperaturbedingungen ausgesetzt.

Die Tatsache, dass viele Wälzlagerschäden bei den oben aufgezählten Anwendungen in solchen Fällen auftreten, in welchen die Betriebstemperaturen nachweislich oberhalb der mittels Fließdruckmessung nach DIN 51805 ermittelten Temperaturgrenze liegen, zeigt, dass die mittels dieses Verfahrens ermittelte Förderbarkeit des Fettes durch eine Prüfdüse bei definierten Bedingungen nicht ohne Weiteres auf die Schmierfettfunktion im tribologischen Kontakt übertragbar ist.

Aus diesem Grund ziehen Schmierstoffhersteller und -anwender in jüngerer Zeit weitere physikalische und rheologische Schmierfettkennwerte zur Abschätzung der unteren Gebrauchstemperaturgrenze individuell hinzu. Hier sind die Menge der statischen Ölabgabe nach DIN 51817 [28], das Förderverhalten von Schmierfetten nach DIN 51816 [27], die scheinbare dynamische Viskosität nach ASTM D 1092-99 [3] bzw. DIN 51810 [26] zu nennen. Zusätzlich werden vereinzelt Betriebsreibmoment- und Verschleißmessungen aus dynamischen Bauteilexperimenten, z. B. in Anlehnung an IP 186/93 [58], unternommen.



**Abb. 2-2:** Fettgeschmierte Wälzlager in Windkraftanlagen mit hoher Wärmeabfuhr durch Luftanströmung [50]

#### Fazit:

Es besteht Bedarf nach der Entwicklung praxisrelevanter Testverfahren, mit denen die Funktion eines Wälzlagerschmierfettes bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen beurteilt und die Betriebstemperaturgrenze (LTPL) sicher bestimmt werden kann. Weiterhin ist eine genauere Kenntnis der Schmierungsmechanismen bei diesen Betriebsbedingungen von großer Bedeutung. Insgesamt könnte somit die Fettschmierung in einem derzeit kritischen Anwendungsgebiet zukünftig ohne erhöhtes Schadensrisiko zum Einsatz kommen.

## **2.2 Ausgangssituation**

Im Jahr 1996 wurde vor dem Hintergrund der vorangehend eingegrenzten Problemstellung ein von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördertes FVA-Forschungsprojekt initiiert [48]. Im Anschluss daran führte *Gerstenberger* grundlegende Untersuchungen zur Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen weiter [47]. Die Ergebnisse beider Forschungsarbeiten bildeten die Basis für die wissenschaftlichen Untersuchungen im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit und werden deshalb an dieser Stelle zusammenfassend vorgestellt.

Eine Übersicht des Standes der Literatur bis zum Jahr 2000 liefert *Gerstenberger* [47]:

Allen früheren wissenschaftlichen Veröffentlichungen zu fettgeschmierten Wälzlagern bei niedrigen Temperaturen ist gemein, dass nahezu ausschließlich der Start bei niedrigen Temperaturen und das Laufverhalten von Wälzlagern innerhalb der ersten Minuten berücksichtigt wird, wobei die Temperatur an der Lagerstelle dabei in der Regel aufgrund

fehlender Kühlleistung kontinuierlich ansteigt [1], [16], [70], [72], [89], [105], [108]-[110]. Auch die wenigen genormten dynamischen Prüfverfahren, wie das bereits erwähnte Tieftemperaturdrehmoment nach IP 186/93 [58] und das Tieftemperaturdrehmoment fettgeschmierter Radsatzlager nach ASTM D 4693-97 [4], setzen ihren Schwerpunkt im Start-Reibungsverhalten oder verhindern die Erwärmung der Lagerstelle durch sehr niedrige Drehzahlen.

*Crisp* und *Wells* [16] stellten im Jahr 1963 im Rahmen von Untersuchungen an fettgeschmierten Eisenbahn-Radsatzlagerungen fest, dass eine hohe (kinematische) Grundölviskosität in der Regel ein höheres Betriebsreibmoment verursacht, die Konsistenz eines Schmierfettes dagegen keinen nennenswerten Einfluss auf den Reibwert der Lagerung ausübt. *Verdura* [105] (1971) konnte dagegen nach Abschluss seiner Untersuchung zum Reibungsmoment fettgeschmierter Kegelrollenlager bei tiefen Temperaturen trotz gezielter Analyse der Schmierfettzusammensetzungen keine klaren Aussagen über den Einfluss einzelner Fettbestandteile auf das Reibungsmoment treffen. *Lhoest* [70] untersuchte 1991 den Einfluss der Schmierfettzusammensetzung auf das Start- und Lauf-Reibungsmoment von Wälzlagerungen und kommt zu dem Ergebnis, dass die Eignung von Schmierfetten auf der Basis mineralischer Grundöle neben der Art des Verdickers wesentlich von dem Verhältnis zwischen paraffin- und naphthenbasischen Anteilen des Grundöles und der richtigen Wahl der Viskosität abhängt. *Lindenkamp* [72] untersuchte 1981 das Kälteverhalten von Schmierfetten durch Verwendung einer FE8-Prüfmaschine, deren Prüfkopf in einer Industrie-Kühltruhe eingebaut wurde. Eingesetzt wurden vorwiegend Schrägkugellager bei einer Belastung von 10 kN und einer Prüfdrehzahl von  $7,5 \text{ min}^{-1}$ . Bei diesen Versuchen stellte sich die Grundölviskosität als entscheidende Größe für das Kälteverhalten der Schmierfette heraus. *Wikström* [108], [109], [110] befasste sich in den Jahren 1990 bis 1996 mit der gezielten Analyse des Zusammenhanges zwischen verschiedenen Schmierfetteigenschaften und den Ergebnissen mechanisch-dynamischen Bauteilexperimente. Hierbei erwies sich die scheinbare dynamische Grundölviskosität als diejenige physikalische Größe, mit der sich sowohl das Start- als auch das Laufreibmoment fettgeschmierter Wälzlager am besten vorhersagen lassen.

Aus dieser kurzen Übersicht früherer Forschungsarbeiten werden die Lücken und Divergenzen im Stand des Wissens deutlich. Hieraus ließen sich die wesentlichen Ziele für die Forschungsarbeiten von *Gerstenberger* [47], [48] wie folgt ableiten:

- Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze,
- Analyse des Schmierungsvorganges und der Versagensmechanismen bei der Fettschmierung unter dem Einfluss niedriger Temperaturen,
- Ermittlung sich einstellender Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Belastung, der Drehzahl und der Temperatur.

### 2.2.1 Ergebnisse des FVA-Forschungsvorhabens Nr. 300

Der Schwerpunkt im Forschungsvorhaben Nr. 300 lag in der Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens zur Beurteilung der Schmierfetteignung bei dauerhaft niedrigen Temperaturen.

Es war zunächst die Entwicklung eines Prüfstandes erforderlich, mit dem die Einbausituation eines Wälzlagers in einer gekühlten Umgebung nachgebildet werden kann. Resultat war eine modifizierte Version des in der Industrie weit verbreiteten und in DIN 51819 [30] genormten „Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerätes FE8“ der Firma FAG. Von zentraler Bedeutung ist hierbei die Durchströmung der beiden Lagerschalen mit einem definiert durch leistungsfähige Kühlgeräte temperierten Medium. Eine detaillierte Beschreibung der gesamten Versuchseinrichtung befindet sich in Kapitel 4.1 dieser Arbeit.



**Abb. 2-3:** Gesamtansicht des modifizierten FE8-Prüfstandes [48]

Auf der Basis von drei handelsüblichen Versuchsfetten wurde experimentell ein „kritischer“ Parametersatz aus Lagerart, Belastung, Drehzahl und Temperatur bestimmt, sodass der Vorschlag für ein standardisiertes Testverfahren zur Bewertung der tribologischen Tieftemperatureignung von Wälzlagerschmierfetten definiert werden konnte.

Das Verfahren sieht die Funktionsprüfung fettgeschmierter Kegelrollenlager im Rahmen von Experimenten nach DIN 51819-2 unter einer axialen Last von  $F_{ax} = 50 \text{ kN}$  bei einer Drehzahl von  $n = 75 \text{ min}^{-1}$  und einer isothermen Außenringtemperatur von  $\vartheta = +10 \text{ °C}$  vor. Das Ablaufschema der Prüfvorschrift ist in Abb. 2-4 dargestellt. Das Fett wird demnach als geeignet beurteilt, wenn es in zwei Versuchsläufen die jeweils maximale Versuchszeit von  $t = 500 \text{ h}$  ohne Überschreitung des 2,5-fachen Wertes des Beharrungsreibmoments (max. 75 Nm) erreicht. Alle Einzelwerte des gravimetrischen Wälzkörper- ( $m_w$ ) und Käfigverschleißes ( $m_k$ ) müssen dabei unter einem Grenzwert von 100 mg liegen.



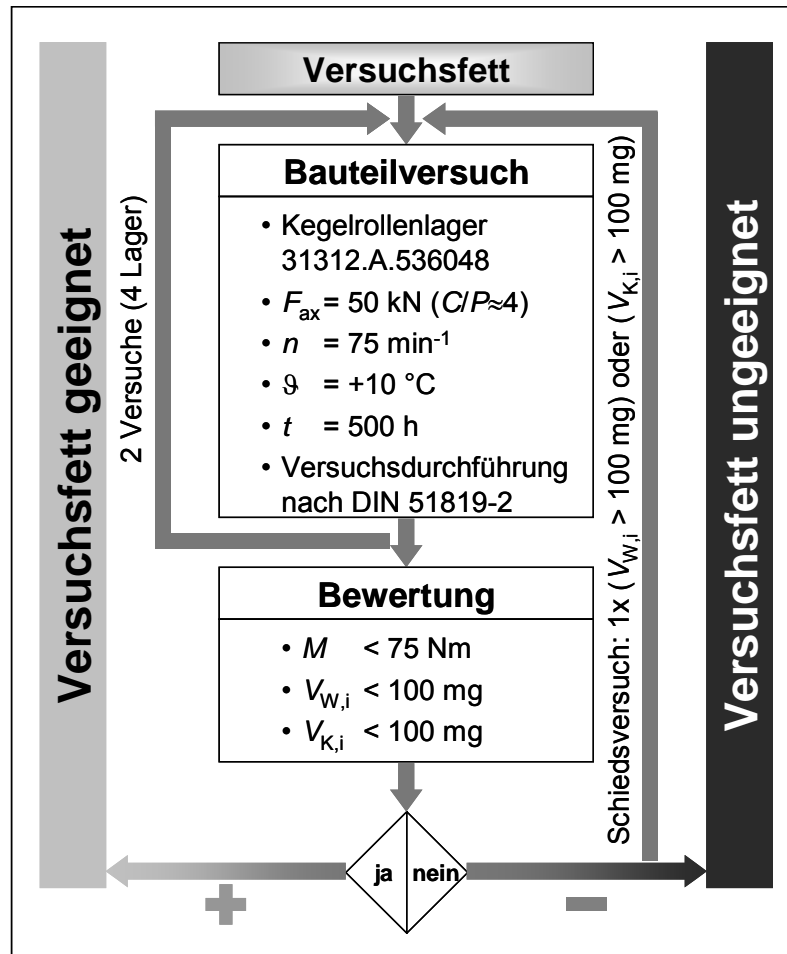


Abb. 2-4: Schema des vorgeschlagenen Standardtests nach FVA-Nr. 300 [48]

Anhand der Lagerexperimente trifft *Gerstenberger* folgende qualitative Einordnung der drei eingesetzten Versuchsfette (Tabelle 2-2).

Tabelle 2-2: Qualitative Bewertung der Versuchsfette aus FVA-Nr. 300 [48]

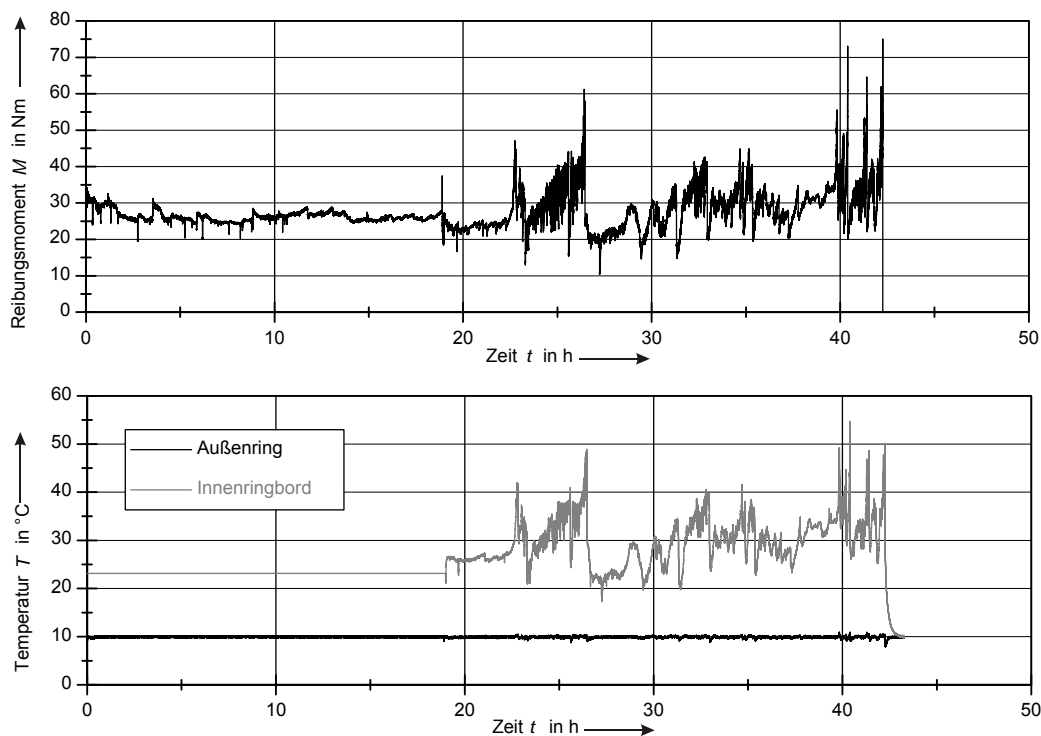
Fett	Einordnung	Begründung
A	nicht geeignet	5 Versuche mit vorzeitigem Versuchsende, 1 Versuch à 500 h mit sehr hohem Verschleiß
B	gut geeignet	2 Versuche à 500 h mit geringem Verschleiß
C	bedingt geeignet	1 Versuch mit vorzeitigem Versuchsende, 2 Versuche à 500 h mit sehr hohem Verschleiß

Um einen Zusammenhang zwischen den Ergebnissen der mechanisch-dynamischen Prüfung und ihren chemisch-physikalischen Kennwerten herstellen zu können, wurden die scheinbare dynamische Viskosität (DIN 51810), das Tieftemperaturdrehmoment (IP 186/93) sowie die statische Ölabscheidung bei unterschiedlichen Temperaturen (ähnlich DIN 51817) für die drei Prüffette bestimmt. Die Messergebnisse sind in folgender Tabelle 2-3 ebenso aufgeführt wie die allgemeinen Schmierfettdaten.

**Tabelle 2-3:** Kennwerte der Versuchsfette aus FVA-Nr. 300 [48]

Eigenschaft		Fett A	Fett B	Fett C	Prüfmethode/Quelle
Kennzeichnung		KP2R-15	KP2K-20	KPHCN	DIN 51502
Dickungsmittel		Ba-Komplex	Li12OH	Li-Seife	Datenblatt
Grundölart		Mineralöl	Mineralöl	PAO	Datenblatt
NLGI-Klasse		2	2	2	DIN 51818 / Datenblatt
untere Gebrauchstemperatur	[°C]	ca. -15	-20	-40	Datenblatt
Fließdruck	[hPa]	ca. 1400 (bei -15 °C)	550 (bei -20 °C)	350 (bei -35 °C)	DIN 51805 / Datenblatt
kin. Grundölviskosität	[mm <sup>2</sup> /s] 40 °C	220	200	105	DIN 51562-1 / Datenblatt
Ölabscheidung (18 h)	[%] 40 °C	<1	2	<0,5	DIN 51817 (K) / Datenblatt
scheinbare dyn. Viskosität (D=300 s <sup>-1</sup> )	[mPa] 25 °C	10.400	7.000	4.625	E DIN 51810 / Messung
Tieftemperaturdrehmoment	[Nmm] -20 °C	M <sub>Start</sub> = 156 M <sub>Lauf</sub> = 85	M <sub>Start</sub> = 46 M <sub>Lauf</sub> = 32	M <sub>Start</sub> = 15 M <sub>Lauf</sub> = 13	IP 186/93 / Messung
Ölabscheidung (168 h)	5 °C	0,1	0,8	0,5	DIN 51817 (N) / Messung
	20 °C	0,4	4,0	1,2	
	40 °C	0,9	8,7	2,6	
	60 °C	2,2	14,3	5,0	

Ein Vergleich zwischen den Kennwerten der Versuchsfette und der qualitativen Beurteilung ihres tribologischen Verhaltens im Langzeitexperiment nach Tabelle 2-2 lässt eine Abschätzung der unteren Gebrauchstemperaturgrenze auf Grundlage der statischen Ölabscheidung möglich erscheinen. Dagegen ist bei den weiteren Kennwerten eine Korrelation mit dem realen Betriebsverhalten nicht zu deuten.

**Abb. 2-5:** Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche [48]

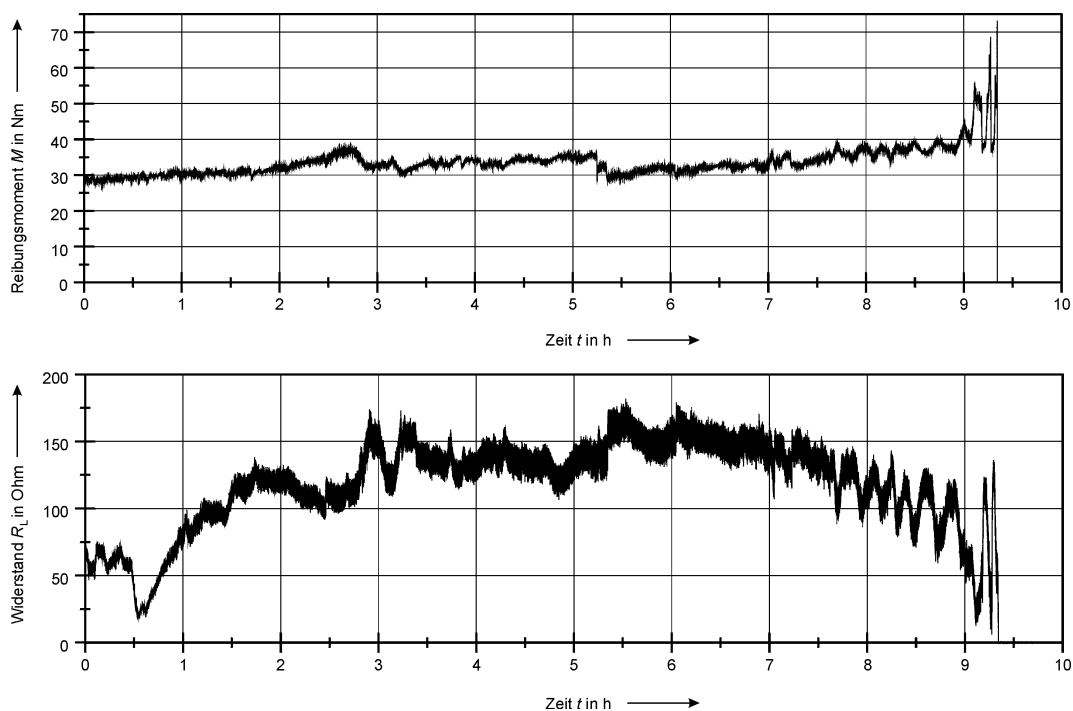
Nach *Gerstenberger* ist bei dauerhaft niedrigen Temperaturen die ausreichende Schmierstoffversorgung der Kontaktstellen von Kegelrollenlagern problematisch, was häufig zu erheblichem Verschleiß oder zu kurzfristigen Lagerausfällen führt. Bei den durchgeführten Dauerversuchen fielen die Kegelrollenlager laut *Gerstenberger* in der Regel durch das Versagen der Schmierung an der Kontaktstelle Innenringbord / Rollenstirn aus, welche durch

einen hohen Gleitanteil gekennzeichnet ist. Temperaturmessungen nahe der Oberfläche des Innenringbordes während des Betriebs haben gezeigt, dass Schmierungsprobleme bereits bei Betriebstemperaturen an den Kontaktstellen von ca.  $+25\text{ °C}$  auftreten können. Dieser Wert stellt sich im stationären Zustand in etwa bei der Standard-Außenringtemperatur von  $+10\text{ °C}$  in Bordnähe ein. Im Falle des Versagens der Schmierung liegt das Temperaturniveau um bis zu 40 K über der Betriebstemperatur, was exemplarisch in Abb. 2-5 für einen Versuchslauf mit dem schlecht geeigneten Fett A abgebildet ist. Auch diese lokalen Erhöhungen der Temperatur führen bei einem ungeeigneten Fett nicht zu einer Stabilisierung des Schmierungs Zustands durch Nachfließen von Schmierstoff aus dem Fettreservoir.

### 2.2.2 Ergebnisse weiterführender Forschungsarbeiten von Gerstenberger [47]

Im Folgenden werden die für die vorliegende Arbeit wesentlichen Ergebnisse von Gerstenberger [47] vorgestellt, der im Anschluss an das FVA-Forschungsvorhaben Nr. 300 im Rahmen seiner Dissertation zusätzliche Untersuchungen zur Wälzlagerfettsschmierung in Kegelrollenlagern bei niedrigen Temperaturen unternommen hat.

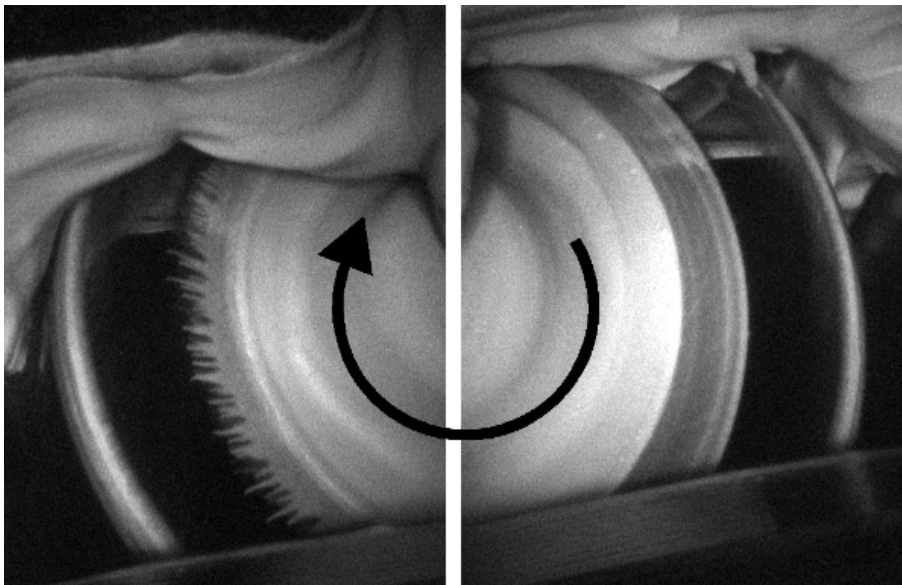
Die Annahme einer fehlenden Nachversorgung insbesondere des Kontaktes Innenringbord / Rollenstirn sieht Gerstenberger auch durch Messungen des ohmschen Lagerübergangswiderstandes während der Dauerversuche bestätigt. Hierzu wurde ein elektrisches Messsystem aufgebaut, welches die qualitative Beurteilung des Schmierungs Zustandes durch Bestimmung des realen Anteils am Lager-Gesamtwiderstand ermöglicht (siehe hierzu Kap. 4.1.1). Ein exemplarischer Messschrieb ist in Abb. 2-6 dargestellt.



**Abb. 2-6:** Reibmoment- und Widerstandsverlauf im Falle schmierungsbedingten Lagerausfalls nach [47]

Bei dem dargestellten Versuchslauf mit dem für niedrige Temperaturen ungeeigneten Fett A ist zu erkennen, wie sich innerhalb der ersten Stunden im Rahmen des Einlaufprozesses der Schmierzustand kontinuierlich stabilisiert, entsprechend steigt der elektrische Widerstand innerhalb der ersten zwei Betriebsstunden auf ein Niveau größer  $100 \Omega$  an. Gegen Ende des Versuchslaufs erkennt man ein Absinken des ohmschen Lagerwiderstandes bei gleichzeitig zunehmenden Schwankungen; der Schmierzustand wird hier stetig instabiler. Das Reibmoment steigt folglich mit wachsender Amplitude bis zum endgültigen Ausfall der Lagerung durch überschreiten des Grenzmomentes an.

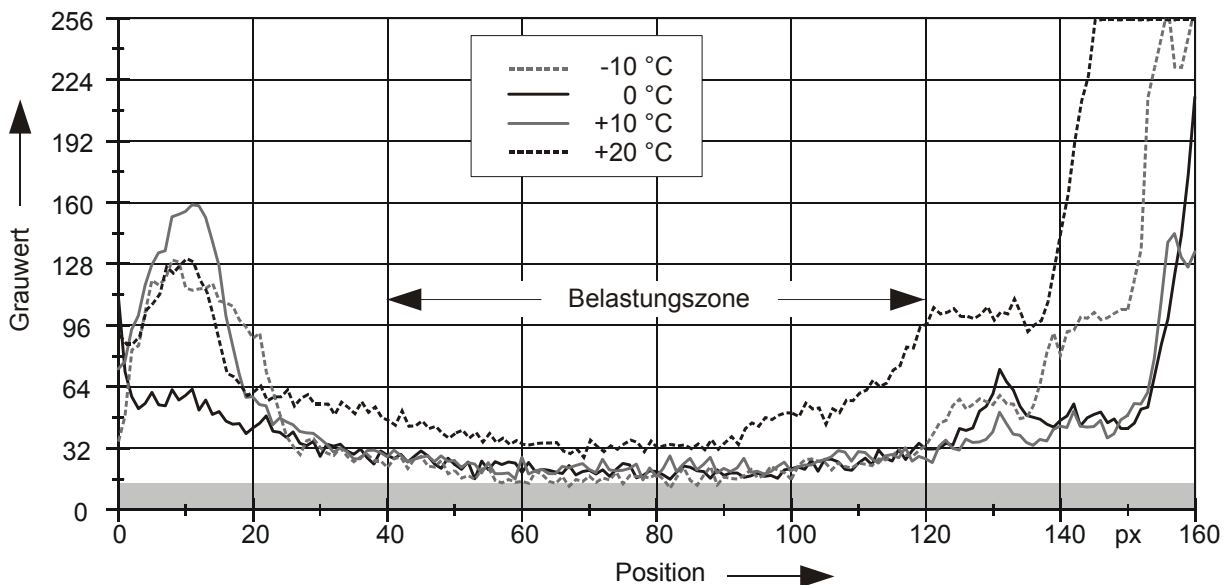
In optischen Untersuchungen beobachtete *Gerstenberger*, dass sich bei ungeeigneten Fetten während des Einlaufprozesses eine lokale Verteilung des Schmierfettes in einer Lagerung einstellt, welche im weiteren Betriebsverlauf weitestgehend unverändert bleibt. Ein Austausch größerer Fettmengen zwischen Kontaktzonen und Reservoirs findet nicht statt. Folglich nimmt bei solchen Fetten nur eine sehr begrenzte Menge an Schmierfett, die sich direkt auf oder am unmittelbaren Rand der Kontaktzonen befindet, am eigentlichen Schmiervorgang teil und wird über die Zeit beansprucht. Die fehlende Nachversorgung sowie der ausbleibende Fettaustausch führen laut *Gerstenberger* bei niedriger Temperatur im Falle des Fettes A zur kontinuierlichen Abnahme des Schmierfilms, woraus zunehmend metallischer Kontakt und schließlich Fressen der Lagerung resultiert. Bei geeigneten Schmierfetten, wie beispielsweise im Falle des Fettes B (Abb. 2-7), findet dagegen auch im Bereich der unteren Betriebstemperaturgrenze ein kontinuierlicher Austausch größerer Schmierfettmengen statt, sodass die Kontaktzonen hierdurch zusätzlich zum separierten Grundöl aus dem Fettreservoir versorgt werden.



**Abb. 2-7:** Fettaustausch im Bereich der Rollenstirn bei Fetten mit guter Schmierfunktion bei niedrigen Temperaturen nach [47]

Angeregt durch frühere Forschungsarbeiten von *Poll et al.* [87] entwickelte *Gerstenberger* ein Messverfahren zur qualitativen Bestimmung der Schmierstoffbenetzung von Rollenstirnflächen in Kegelrollenlagern unter Ausnutzung UV-induzierter Fluoreszenz. Mit diesem

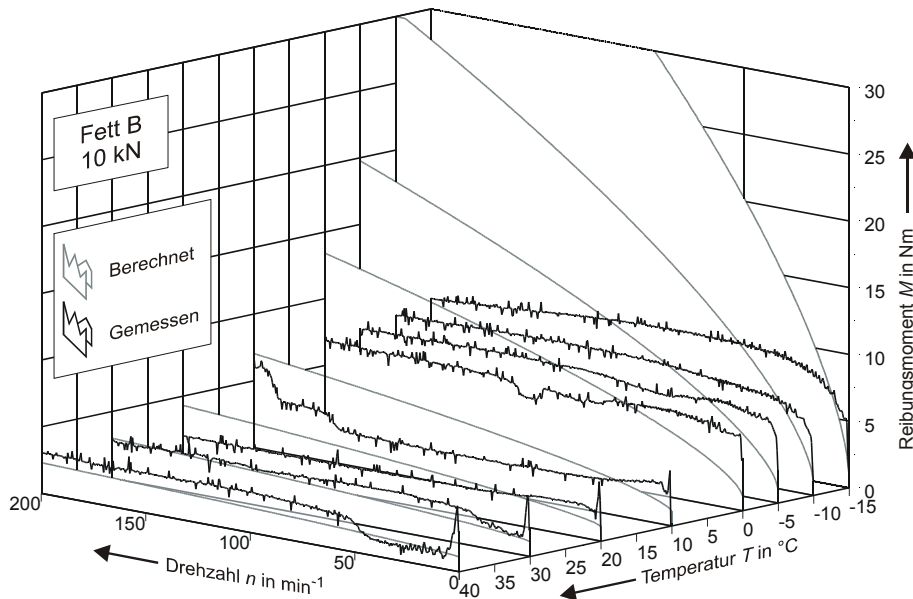
Verfahren konnten Bilder der Rollenstirnflächen in pixelselektive Helligkeitswerte umgesetzt werden. Entlang einer selbst gewählten Messstrecke erfolgte daraus eine Darstellung und Interpretation der Helligkeitswerte als Schnitt durch den auf der Stirnfläche anhaftenden Fettfilm. Für Fett A konnte auf diese Weise eine kontinuierliche Abnahme des Schmierfilms mit sinkender Temperatur nachgewiesen werden (Abb. 2-8). Unterhalb einer Temperatur von  $+10\text{ °C}$  war bei axialen Lagerlasten von mehr als 30 kN bei diesem Fett zudem keine Benetzung der Rollenstirnfläche mehr nachzuweisen, was die schlechten Ergebnisse dieses Fettes in den Bauteil-Dauerversuchen bestätigt. Mit Hilfe der optischen Vermessung wies *Gerstenberger* dagegen für Versuchsfett B eine kontinuierliche Versorgung des Kontaktes im untersuchten Last- und Temperaturbereich nach, was mit dessen guten Versuchsergebnissen im dynamischen Experiment korreliert.



**Abb. 2-8:** Grauwertverläufe auf der Rollenstirnfläche, Fett A,  $F_{ax} = 10\text{ kN}$  [47]

Vergleichende Analysen von *Gerstenberger* zum Reibungsmoment und Übergangswiderstand in Abhängigkeit von Drehzahl, Belastung und Temperatur haben ergeben, dass sich in einem Temperaturbereich unterhalb von  $+40\text{ °C}$  zur lastabhängigen Reibung und der Schmierstoffreibung im Kontakt ein mitunter erheblicher Reibungsanteil addiert, der aus dem Scherwiderstand des die Rollen umgebenden Fettes resultiert (Abb. 2-9). Dies macht sich besonders im Falle niedriger Lagerbelastungen bemerkbar, wenn ein schlecht geeignetes Fett zum Einsatz kommt. Dieser Scherwiderstand führt laut *Gerstenberger* bei niedrigen Drehzahlen zu einer starken Überhöhung des Lagerreibmomentes, bei höheren Drehzahlen resultiert hieraus dagegen ein Schlupfen des gesamten Rollensatzes. Der Einfluss der Fettscherung auf das Betriebsverhalten nimmt mit steigender Lagerbelastung und damit höher werdenden Zwangskräften ab.

Aus Kurzzeitversuchen zum Reibungsmoment und Übergangswiderstand lassen sich nach *Gerstenberger* keinerlei Rückschlüsse auf das Langzeitverhalten der Schmierfette ziehen, was die Bedeutung einer genormten dynamischen Prüfvorschrift, wie in FVA-Vorhaben Nr. 300 (Kapitel 2.2.1) vorgeschlagen, unterstreicht.



**Abb. 2-9:** Reibmoment (gemessen und nach *Palmgren* berechnet) in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur, 31312.A, Fett B,  $F_{ax} = 10$  kN [47]

In den komplexen Zusammenhängen zwischen den individuell vorliegenden Betriebsparametern, den spezifischen physikalischen und rheologischen Eigenschaften des eingesetzten Schmierfettes sowie den chemischen Oberflächeneigenschaften liegt laut *Gerstenberger* die Begründung dafür, dass die rechnerische Bestimmung des Reibungsmomentes auf der Grundlage klassischer Berechnungsgleichungen nach *Palmgren* [82] für die Fettschmierung insbesondere bei niedrigen Temperaturen stark fehlerbehaftet ist. So wurde im untersuchten Drehzahlbereich ( $n \cdot d_m < 0,02 \cdot 10^6 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ ) ein wesentlich geringerer Einfluss der Drehzahl auf das Gesamtreibmoment festgestellt, als in der Theorie nach *Palmgren* angenommen. Die kinematische Viskosität des Grundöles allein ist demnach nicht dazu geeignet, den Temperatureinfluss auf das Reibungsmoment angemessen wiederzugeben. Es müssen vielmehr die Besonderheiten der Fettschmierung in den Rechenmodellen zur Bestimmung der Wälzlagerreibung Berücksichtigung finden, wobei hier insbesondere die für Fettschmierung typische Teil- bzw. Mangelschmierung (Starvation) zu nennen ist. So führen nach *Cann et al.* [13] bei Starvation zunehmende Drehzahlen und sinkende Temperaturen zu einer Verringerung der Schmierfilmhöhe, was konträr zur klassischen EHD-Theorie ist.

### 2.2.3 Offene Fragestellungen

Aus der analytischen Betrachtung der von *Gerstenberger* erzielten und in den vorangegangenen Kapiteln 2.2.1 und 2.2.2 zusammengefassten Forschungsergebnisse lassen sich die folgenden Punkte ableiten, deren Klärung bzw. Beantwortung im Sinne der gesteckten Forschungsziele nicht vollständig abgeschlossen werden konnte:

- Die Ergebnisse von *Gerstenberger* machen deutlich, dass keine Rückschlüsse auf das Langzeitverhalten der Schmierfette anhand von Kurzzeittests zu ziehen sind. Dies unterstreicht die Bedeutung des vorgeschlagenen Langzeit-Standardtests, welcher zunächst auf Versuchsreihen mit drei unterschiedlichen Grundöl-, Verdicker-

Kombinationen in Kegelrollenlagern, also Wälzlagern mit Linienberührung und gleitbeanspruchten Kontaktzonen basiert. Es steht einerseits eine Absicherung hinsichtlich aller praxisüblichen Schmierfettformulierungen aus. Andererseits blieb bisher die Frage unbeantwortet, mit welcher Kombination aus Betriebsparametern eine dynamische Beurteilung der Fetteignung in Lagern mit Punktberührung möglich ist.

- Eine umfangreiche Analyse verschiedener Schmierfett-Laborkennwerte bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen erfolgte bisher nicht. Es bestehen außerdem weiterhin Verständnislücken bezüglich der Gebrauchseigenschaften, welche ein Fett für die Sicherstellung eines dauerhaft einwandfreien Wälzlagerbetriebes besitzen muss. Die Suche nach Kennwerten zur Bestimmung der unteren Gebrauchstemperaturgrenze bzw. zur Abschätzung des Reibungs- und Verschleißverhaltens muss nach den Ergebnissen von *Gerstenberger* insbesondere auf das Fließverhalten ausgedehnt werden.
- Die von *Gerstenberger* unternommenen Untersuchungen zur Schmierstoffmigration und zur Schmierfilmbildung konzentrieren sich auf den Rollenstirn/Innenringbordkontakt, wobei der Schmierungsstatus dabei qualitativ analysiert wird.

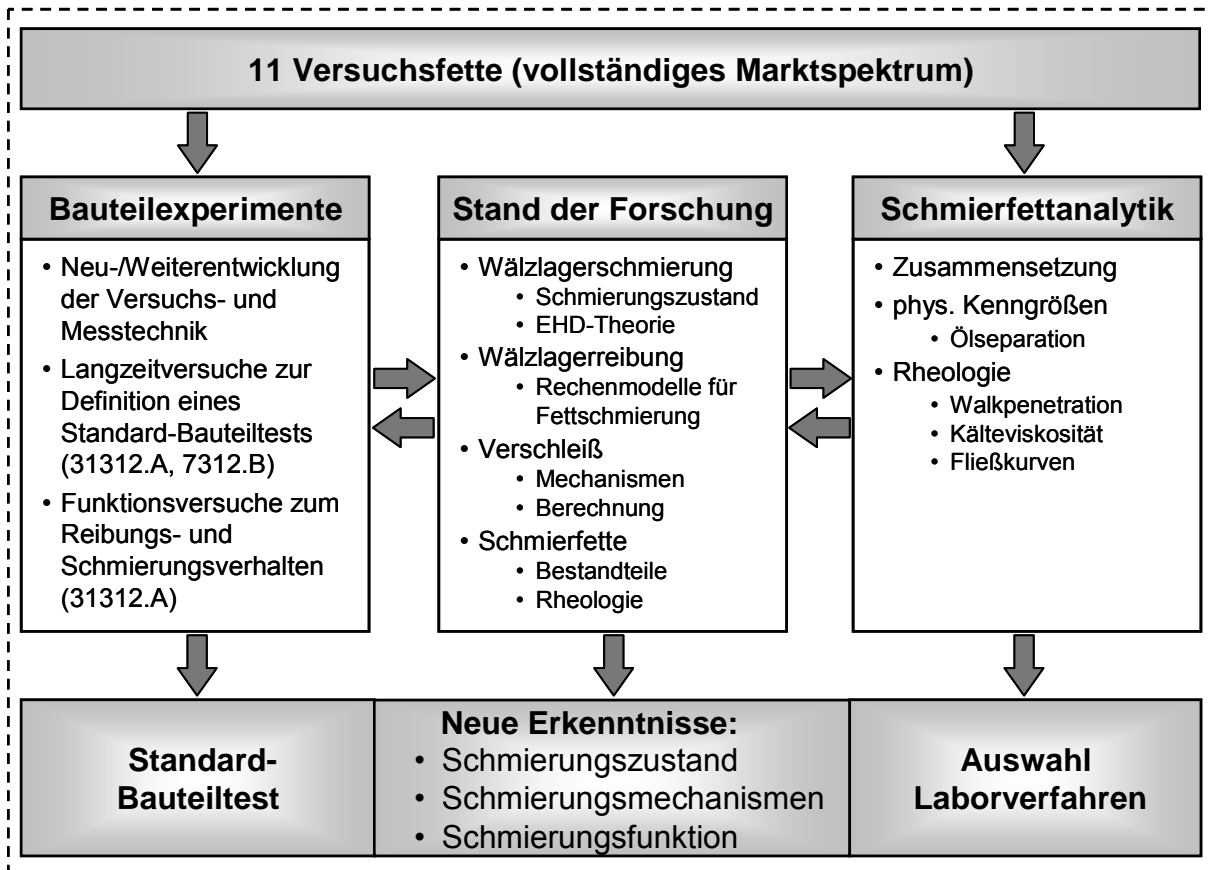
### 2.3 Zielsetzung

Die vorangegangenen Ausführungen haben die Problematik der Wälzlagerfettsschmierung im Bereich der unteren Betriebstemperaturgrenze in Kombination mit einer hohen Wärmeabfuhr eingegrenzt und die wesentlichen Ergebnisse sowie offen gebliebene Fragestellungen jüngerer Forschungsarbeiten zu diesem Themengebiet aufgezeigt. Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, die bestehenden Lücken im Stand der Forschung weiter zu schließen. Die Arbeit konzentriert sich dabei auf die folgenden Schwerpunkte:

- Entwicklung eines abgesicherten Standard-Testverfahrens zur mechanisch-dynamischen Funktionsbeurteilung von Wälzlagerfettsschmierfetten bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen und zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL) in Abhängigkeit der Lagerbauform.
- Systematische Analyse rheologischer und physikalischer Schmierfetteigenschaften bei dauerhaft niedrigen Temperaturbedingungen mit dem Idealziel, Laborverfahren zu detektieren, mittels derer die untere Betriebstemperaturgrenze (LTPL) sicher definiert und das Reibungs- und Verschleißverhalten der Wälzlagerfette vorhergesagt werden kann.
- Wissenschaftliche Untersuchungen zum Schmierungsstatus und zur Schmierfunktion bei fettgeschmierten Wälzlagern unter isothermen Niedrigtemperaturbedingungen. Hier sind zum einen quantitative Messungen der Filmhöhen in den belasteten *Hertz*schen Kontakten und die Abschätzung der realen Schmierungsstatus von Interesse. Zum anderen sollen die für ein einwandfreies Betriebsverhalten entscheidenden Schmierungsmechanismen der Wälzlagerfette im Langzeitbetrieb weiter aufgeklärt werden.

## 2.4 Vorgehensweise

Der im Rahmen dieser Arbeit beschrittene Lösungsweg zum Erreichen der in Kapitel 2.3 definierten Ziele ist in Abb. 2-10 zusammenfassend dargestellt. Eine breite Basis an Experimenten und Ergebnissen wurde im Rahmen des vom Autor veröffentlichten FVA-Forschungsprojekts Nr. 300/Ib [67], [68] gewonnen.



**Abb. 2-10:** Lösungsweg im Rahmen der Forschungsarbeit

In enger Zusammenarbeit mit international führenden Wälzlager- und Schmierfetherstellern wurde für die vorliegende Forschungsarbeit ein Spektrum gebräuchlicher Wälzlagerfette ausgewählt, welches möglichst umfassend die praxisüblichen Varianten insbesondere an Grundöl/Verdicker-Kombinationen abdeckt.

Den Kern der Bauteilexperimente bilden die Langzeitversuche mit fettgeschmierten Schrägkugel- und Kegelrollenlagern mit dem Ziel der statistisch abgesicherten Definition eines Standardverfahrens zur Fettbeurteilung bzw. zur Ermittlung der individuellen unteren Betriebstemperaturgrenze. Bei diesen Versuchen stehen die tribologischen Messparameter Reibung und Verschleiß zur Charakterisierung und Differenzierung der Versuchsfette im Fokus des Interesses. Ergänzend werden Funktionsversuche insbesondere zur analytischen Betrachtung des Schmierungszustandes sowie des Schmierfilm- und Triboschutzschichtaufbaus unternommen. Dem voran geht die Neu- und Weiterentwicklung der hierfür notwendigen Messverfahren sowie deren Erprobung.



---

Neben den Bauteilexperimenten bildet die Schmierfettanalytik den zweiten Schwerpunkt dieser Arbeit. So werden neben physikalischen insbesondere solche rheologischen Fetteigenschaften ermittelt und analysiert, welche sich in jüngsten Veröffentlichungen gerade im Hinblick auf das Tieftemperaturverhalten als aussagekräftig erwiesen haben [38], [39], [66], [75]. Dies soll sowohl zu einer Auswahl geeigneter Screening-Methoden als auch zu einer Ergebnisübertragung auf das tribologische Verhalten im realen Gesamtsystem führen.

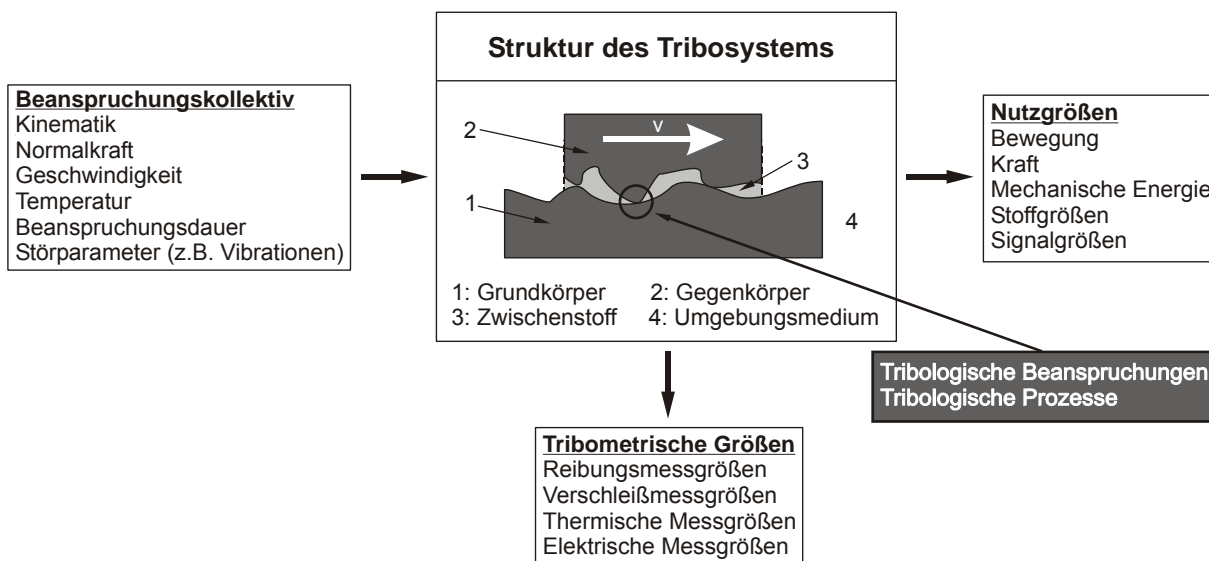
### 3 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden für die vorliegende Arbeit relevante theoretische Grundlagen erörtert. Einer kurzen Einführung in die tribotechnischen Systeme folgen Ausführungen zu Schmierung, Reibung und Verschleiß in Wälzlagerungen. Ein Überblick über die Zusammensetzung und das Fließverhalten von Schmierfetten schließt die theoretischen Betrachtungen ab.

#### 3.1 Tribotechnische Systeme

In einer auf die wesentlichen Ziele der Ingenieurwissenschaften verallgemeinerten Form kann die Tribologie nach *Czichos et al.* [17] definiert werden als „interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste“.

Die Funktion tribotechnische Systeme ist essentiell mit Kontaktvorgängen und aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung, d.h. mit tribologischen Prozessen, verbunden (Abb. 3-1). Die Funktion besteht in der Umsetzung eines Beanspruchungskollektivs (Eingangsgrößen) in technisch nutzbare Ausgangsgrößen. Die Umsetzung erfolgt über die Systemstruktur, bestehend aus aufeinander einwirkenden Bauteilen und Medien mittels tribologischer Prozesse (Bauteil- und Stoff-Wechselwirkungen). Hierbei können gleichzeitig reibungs- und verschleißbedingte Verlustgrößen auftreten, die tribometrisch ebenso erfasst werden können wie Veränderungen der Systemstruktur (z.B. Stoff-, Formänderungen der Kontaktpartner).



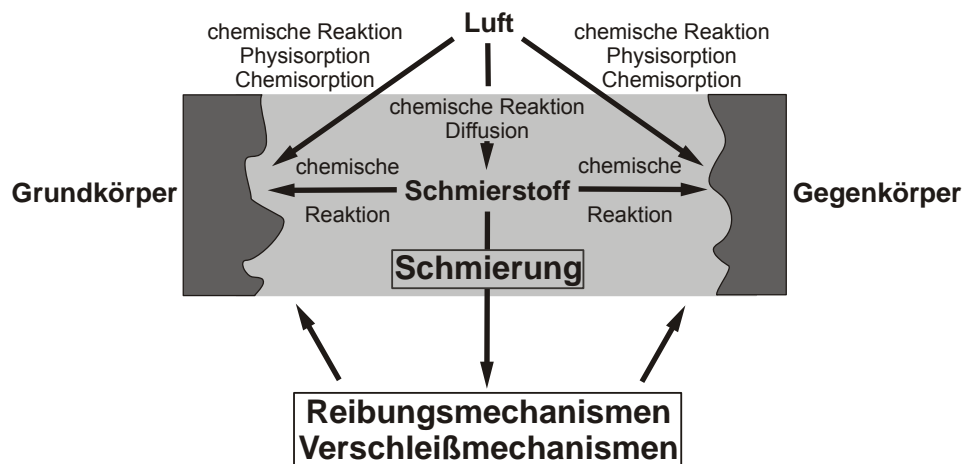
**Abb. 3-1:** Kenngrößen und Parametergruppen tribotechnischer Systeme nach *Czichos et al.*

[17]

Tribologische Beanspruchungen kennzeichnen das Einwirken des Beanspruchungskollektivs auf die Systemstruktur in Form von Kontaktvorgängen, Kinematik und thermischen Vorgängen. Diese Beanspruchungen verursachen ausschließlich im dynamischen Betrieb des tribotechnischen Systems Wechselwirkungen, die nicht aus Einzeleigenschaften der Systemkomponenten hergeleitet werden können. Wichtige Beanspruchungen sind

- die Kontaktgeometrie,
- Flächenpressung,
- Werkstoffanstrengung,
- Eingriffsverhältnis der Kontaktpartner und das
- Schmierfilmdicke/Rauheits-Verhältnis.

Unter tribologischen Prozessen versteht man die dynamischen, physikalisch-chemischen Mechanismen von Reibung und Verschleiß sowie diese beeinflussende Grenzflächenvorgänge (Abb. 3-2). Sie kennzeichnen die Prozesse der Energie- und Materialdissipation unter Einwirkung des Beanspruchungskollektivs. Für das Entstehen von Verschleiß sind neben diesen Beanspruchungen auch besondere Verschleißmechanismen in Form von Materialabtrennprozessen erforderlich, welche an späterer Stelle noch erläutert werden.

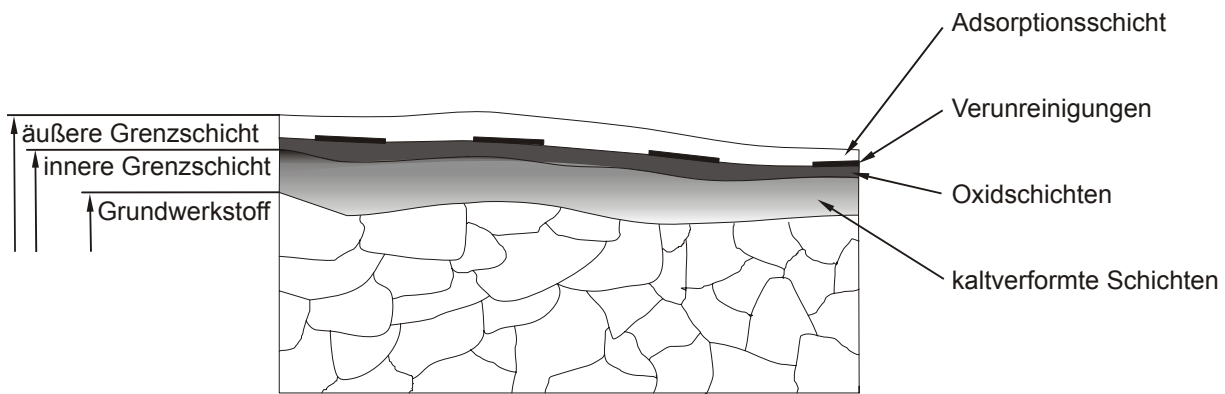


**Abb. 3-2:** Tribologische Prozesse bei Anwesenheit von Luft und Schmierstoff [17]

Die technische Oberfläche von Grund- und Gegenkörper besteht im Falle metallischer Werkstoffe vereinfacht aus drei Bereichen, wie Abb. 3-3 zu entnehmen ist:

- Grundwerkstoff
- innere Grenzschicht
- äußere Grenzschicht

Die innere Grenzschicht besteht in Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren aus einer an den Grundwerkstoff anschließenden Verformungs- bzw. Verfestigungszone, in der sich darüber hinaus zusätzlich Eigenspannungen aufbauen können. Die äußere Grenzschicht besitzt in der Regel eine vom Grundwerkstoff abweichende chemische Zusammensetzung und kann aus Oxid- und Adsorptionsschichten sowie Verunreinigungen bestehen.



**Abb. 3-3:** Vereinfachte Darstellung des Aufbaus technischer Metalloberflächen [17]

Die Veränderungen der Oberflächenzusammensetzung an der äußeren Grenzschicht erfolgt durch Wechselwirkungen zwischen Grundwerkstoff, Schmierstoffbestandteilen und dem Umgebungsmedium (Luft), die u.a. durch die Reaktivität des Grundwerkstoffes beeinflusst werden.

Hier ist einerseits die **Physisorption** zu nennen, bei der im Schmierstoff enthaltene Zusätze (z.B. Fettsäuren, Alkohole, Ester) auf der Oberfläche über *Van der Waals*-Bindungen adsorbiert werden.

Werden die Moleküle durch **Chemisorption** an die Oberflächen gebunden, so entstehen stabilere Grenzschichten, da durch kovalente oder ionische Bindungsanteile größere Bindungskräfte bestehen. Ein Beispiel hierfür ist die Bildung der Metallseife in Form von Eisenstearat durch Reaktion von Stearinsäure mit Eisenoxid bei Anwesenheit von Wasser.

Die in den meisten Fällen mechanisch und thermisch stabilste Reaktionsschicht wird durch **tribochemische Reaktionen** zwischen Schmierstoffbestandteilen und der metallischen Werkstoffoberfläche aufgebaut. Hierzu werden den Schmierstoffen z.B. Chlor-, Phosphor- und Schwefelverbindungen als Additive zugesetzt. Die Wirksamkeit solcher Additive wird über die Aktivierungsenergie, die Oberflächentemperatur und die Konzentration der Zusätze beeinflusst, wovon letztlich die Geschwindigkeit der Reaktionsschichtbildung abhängt.

### 3.2 Wälzlagerschmierung

Das tribologische System „Wälzlager“ ist durch hoch belastete Wälzkontakte sowie vergleichsweise niedrig belastete Gleitkontakte gekennzeichnet [49]. Für die vorliegende Arbeit liegen neben den linienförmigen Einzelkontakten zwischen Rollkörpern und Lagerringen auch die punktförmigen Kontakte zwischen den Rollkörperstirnflächen und dem Innenringbord eines Kegelrollenlagers im Fokus des Interesses. Die Gebrauchsdauer einer Wälzlagerung hängt im Wesentlichen von Ermüdungs- und Verschleißvorgängen ab, die von der Schmierung beeinflusst werden. Wälzlagerschmierstoffe sorgen laut [85] folglich

- für eine Verhinderung oder Verringerung von Verschleiß an Kontaktstellen mit gleitenden Bewegungszuständen,

- für einen Schutz vor frühzeitiger Ermüdung durch Abbau von Spannungsspitzen und zusätzlichen Reibungsschubspannungen an den Wälzkontakt-Oberflächen,

sowie außerdem

- für Korrosionsschutz und
- Kühlung (nur bei Ölen mit ausreichender Durchströmung).

Der Schmierstoff hat also insbesondere die Aufgabe, die metallischen Oberflächen an den Berührstellen voneinander zu trennen. Dies kann entweder durch Aufbau eines hydrodynamischen Flüssigkeitsfilms oder, falls das durch die Kombination aus Betriebsbedingungen und Schmierstoffeigenschaften nicht möglich ist, Bildung einer schützenden Reaktionsschicht geschehen.

### 3.2.1 Schmierzustände

In Abhängigkeit von der geometrischen Gestaltung und Anordnung der Kontaktpartner, ihrer Oberflächenrauheit und ihres Oberflächenprofils, der Schmierstoffviskosität, der Geschwindigkeit und der Belastung werden unterschiedliche Schmierungs- und somit Reibungszustände durchlaufen, die klassisch mit Hilfe der *Stribeck-Kurve* [100] gekennzeichnet werden können. Sie kennzeichnet den Reibbeiwert  $\mu$  und die Filmdicke  $s$  als Funktion einer Parameterkombination aus Ölviskosität  $\eta$ , Geschwindigkeit  $v$  und Pressung  $p$ , unter der Voraussetzung, dass die Anordnung der Kontaktpartner die Bildung eines sich in Strömungsrichtung des Öles verengenden Spaltes zulässt. Abb. 3-4 zeigt den schematischen Verlauf von Reibbeiwert und Filmdicke nach *Stribeck* [100]. Es folgt die Definition der Schmierzustände nach *Czichos* [17].

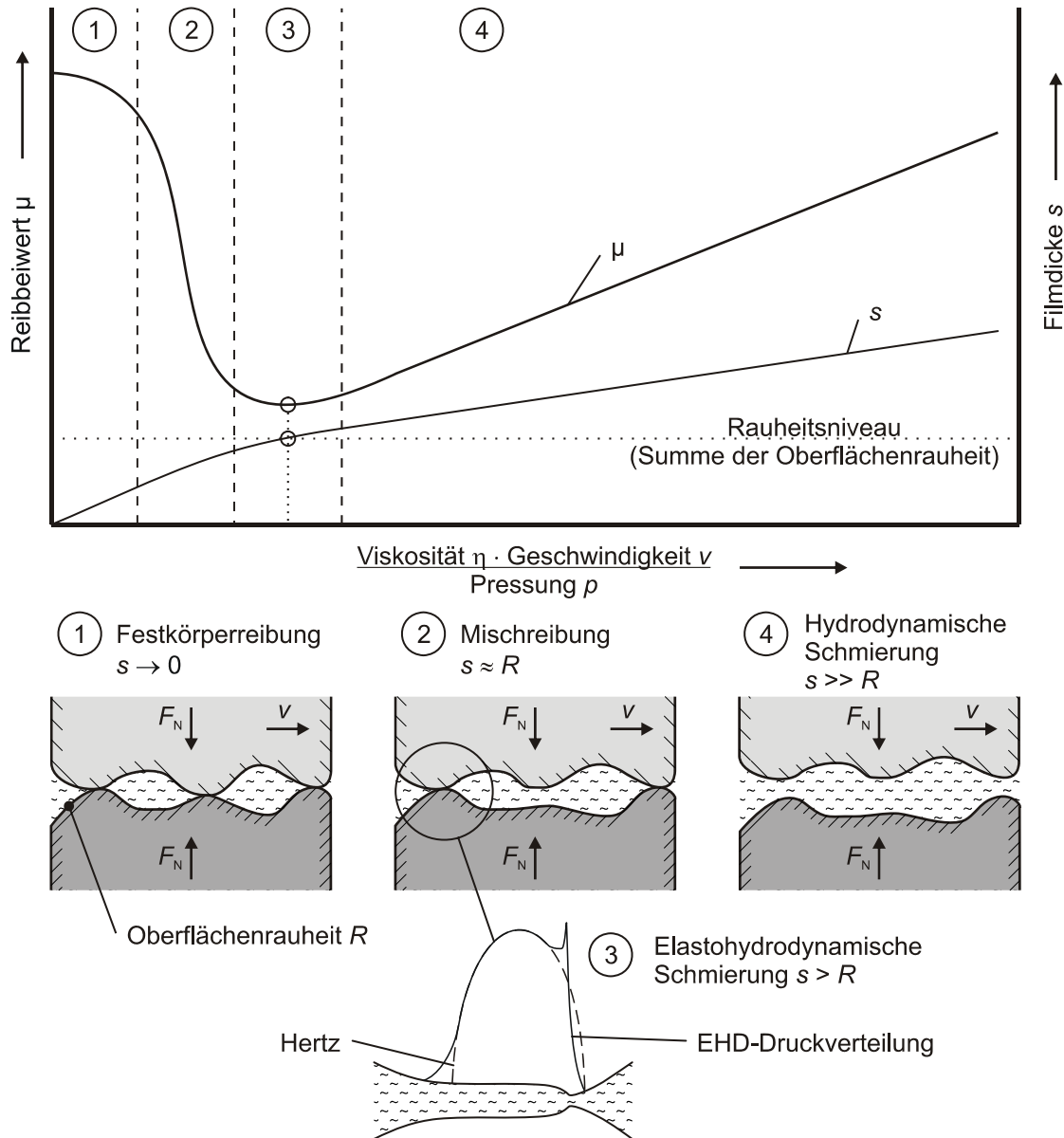
Lassen die Einflussparameter die Bildung elastohydrodynamischer Schmierfilmtraganteile nicht zu, so liegt **Grenzschnierung** (1). Reibung und Verschleiß werden von den Eigenschaften der sich auf den Werkstoffoberflächen bildenden Grenzschichten beeinflusst. Diese hängen wesentlich von den Eigenschaften der Schmierstoffbestandteile, insbesondere der Schmierstoffadditive, aber auch der Werkstoffoberflächen ab. Bei Vorliegen von Grenzreibung wird die Belastung vollständig von den kontaktierenden Rauheitshügeln aufgenommen, während die Scherung überwiegend in den Molekülen der Reaktionsschicht erfolgt [17].

Bei **Teilschnierung** (2) kann aufgrund einer etwas günstigeren Kombination der Einflussparameter ein Teil der Belastung vom elastohydrodynamisch erzeugten Schmierfilm aufgenommen werden. Dieser Schmierzustand wird auch als Mischreibung bezeichnet, bei dem Flüssigkeits- und Festkörperreibung nebeneinander auftreten.

Bei einem gegenüber Teilschnierungsbedingungen weiter gestiegenen Produkt aus Viskosität und Geschwindigkeit bei gleichzeitig hohen *Hertz*schen Pressungen liegt **elastohydrodynamische Schnierung** (3) vor, die u.a. in Wälzlagern häufig auftritt. Dieser Schmierzustand ist eine Folge der elastischen Deformation der Kontaktpartner und der Zunahme der

Ölviskosität mit steigendem Druck. Die Schmierfilmdicke ist in der Regel gering, jedoch werden die Wälzkörper meist vollständig durch einen tragfähigen Schmierfilm getrennt.

Bei der **hydrodynamischen Schmierung** (4) wird im Vergleich zur elastohydrodynamischen ein dickerer Schmierfilm zwischen den relativ zueinander bewegten Oberflächen erzeugt, durch den die Oberflächen vollständig voneinander getrennt werden. Die Reibung wird hierbei von der inneren Reibung der Flüssigkeit, also durch ihre Viskosität, bestimmt.

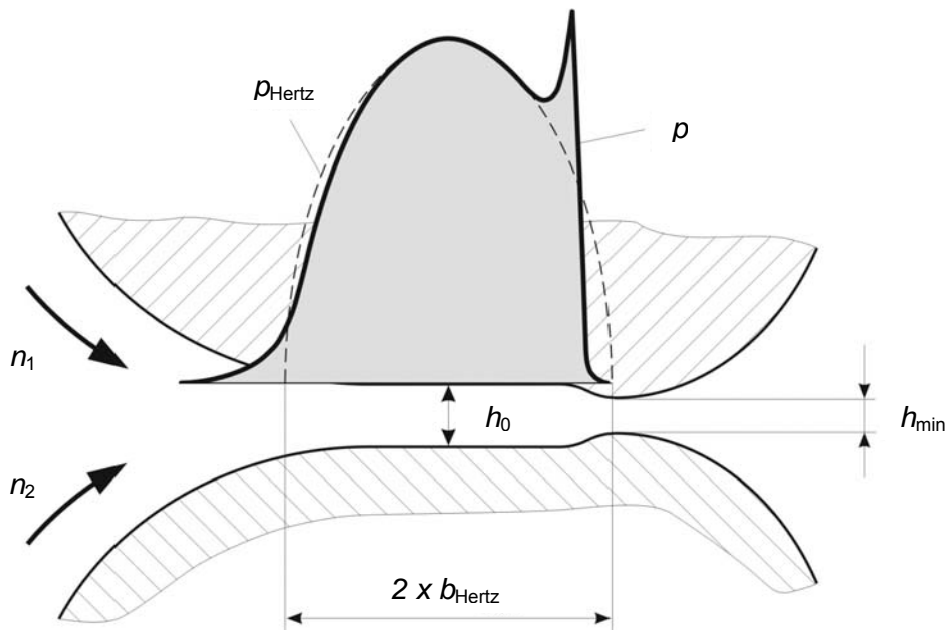


**Abb. 3-4:** Stribeck-Kurve [100] und Reibungszustände im geschmierten Kontakt [52]

Grundsätzlich gelten die hier beschriebenen Schmierungszustände sowohl für Öl- als auch für Fettschmierung. Für die Berechnung und Auslegung von fettgeschmierten Wälzlagern wird das Fett nach dem Stand des Wissens wie ein Schmieröl behandelt. Dabei muss allerdings beachtet werden, dass das reale tribologische System „fettgeschmiertes Wälzlager“ stark von der Verdickerstruktur beeinflusst wird, was zu signifikanten Unterschieden gegenüber der EHD-Theorie führt. An dieser Stelle sei auf die Ausführungen in Kap. 7.2 verwiesen.

### 3.2.2 Schmierfilmaufbau im elastohydrodynamischen Linienkontakt

Nach der EHD-Theorie bildet sich in der Kontaktstelle zwischen zwei hoch belasteten Körpern, die sich mit ausreichend hoher Geschwindigkeit relativ zueinander bewegen, ein trennender Schmierfilm aus. Die Theorie verbindet die elastische Theorie deformierbarer Körper mit der hydrodynamischen Theorie, wobei die Zunahme der Viskosität mit steigendem Druck berücksichtigt wird. Die Verhältnisse im EHD-Kontakt verdeutlicht folgende Abb. 3-5.



**Abb. 3-5:** Schema des elastohydrodynamischen Kontaktes [88]

Im Kontakt kommt es zur elastischen Verformung beider Körper. Durch diese Verformung bildet sich zwischen den Oberflächen über den größten Teil des EHD-Kontaktes ein Schmierfilm der Höhe  $h_0$  aus, in der Literatur bezeichnet als zentrale Schmierfilmhöhe. Die Druckverteilung entspricht im Bereich der zentralen Schmierfilmhöhe nahezu dem Druckverlauf nach *Hertz*. Beginnend in der Einlaufzone baut sich kontinuierlich ein zur Kontaktmitte hin steigender Druck auf. An der Ölaustrittsseite kommt es zu einer Einschnürung des Schmierpaltes, wodurch sich dieser auf die minimale Schmierfilmhöhe  $h_{\min}$  verringert. Aufgrund dieser Verengung tritt im Auslaufbereich eine scharfe Druckspitze auf.

Der zwischen der zentralen Schmierfilmhöhe  $h_0$  im Zentrum des Kontaktes und der minimalen Schmierfilmhöhe  $h_{\min}$  im Bereich der Einschnürung bestehende proportionale Zusammenhang kann nach *Dowson et al.* [42] wie folgt beschrieben werden:

$$h_{\min} = (0,72 \dots \underline{0,75} \dots 0,81) \cdot h_0 \quad (3-1)$$

Für später erläuterte Filmhöhenbetrachtungen (Kap. 7.2) wurde im Rahmen dieser Arbeit in Abhängigkeit der vorliegenden Betriebsbedingungen dieser konstante Faktor rechnerisch bestimmt zu 0,747.

Für eine qualitative Einordnung der im Rahmen dieser Arbeit experimentell bei Fettschmierung bestimmten Filmhöhen soll ein Vergleich mit den unter der Annahme ideal glatter Oberflächen und isothermer Bedingungen nach elasto-hydrodynamischer Theorie berechneten Schmierfilmhöhen (bei gleichen Betriebsparametern) gezogen werden (siehe Kap. 7.2). Die Funktionsweise des Messsystems, welches in Kap. 4.1.2 näher beschrieben wird, lässt den Vergleich mit den nach EHD-Theorie berechneten minimalen Schmierfilmhöhen  $h_{\min}$  an den Linienkontakten zwischen Rollkörpern und Lagerringen zu.

Zur Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{\min}$  hat sich für Linienkontakte allgemein die Näherungsformel nach *Dowson / Higginson* [40] durchgesetzt:

$$h_{\min} = H_{\min} \cdot R_x = 2,65 \cdot G^{0,54} \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \cdot R_x \quad (3-2)$$

Der Ersatzradius der Kontaktoberflächen  $R_x$  wird gebildet mittels der Hauptkrümmungsradien  $R_{ix}$  der beiden Körper 1 und 2 in Ölstromrichtung zu

$$\frac{1}{R_x} = \pm \frac{1}{R_{1x}} \pm \frac{1}{R_{2x}}, \quad (3-3)$$

wobei die konvexe Oberflächenkrümmung ein positives und die konkave Krümmung ein negatives Vorzeichen bedingt.

Die Werkstoffkennzahl  $G$  wird durch das Produkt aus Druck-Viskositäts-Koeffizient  $\alpha$  (Sekantendruckmodul) und Ersatzelastizitätsmodul  $E$  gebildet

$$G = \alpha \cdot E. \quad (3-4)$$

Hierin wird  $E$  über die Elastizitätsmoduli  $E_i$  sowie die Poissonzahlen  $\nu_i$  der Körper 1 und 2 bestimmt

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right). \quad (3-5)$$

Die Geschwindigkeitskennzahl  $U$  berechnet sich zu

$$U = \frac{\eta_0 \cdot u}{E \cdot R_x}, \quad (3-6)$$

mit der scheinbaren dynamischen Ölviskosität  $\eta_0$  bei Umgebungsdruck sowie der maßgebenden Geschwindigkeit  $u$ . Die maßgebende Geschwindigkeit ist dabei der arithmetische Mittelwert der beiden Oberflächengeschwindigkeiten, welche die aufeinander abrollenden Körper bei Drehung um den jeweiligen Momentanpol besitzen.

Für die Lastkennzahl  $W$  gilt

$$W = \frac{w}{E \cdot R} = \frac{F}{b \cdot E \cdot R_x}, \quad (3-7)$$

wobei  $F$  die auf den Kontakt wirksame Einzellast und  $b$  die Länge des Linienkontaktes ist.

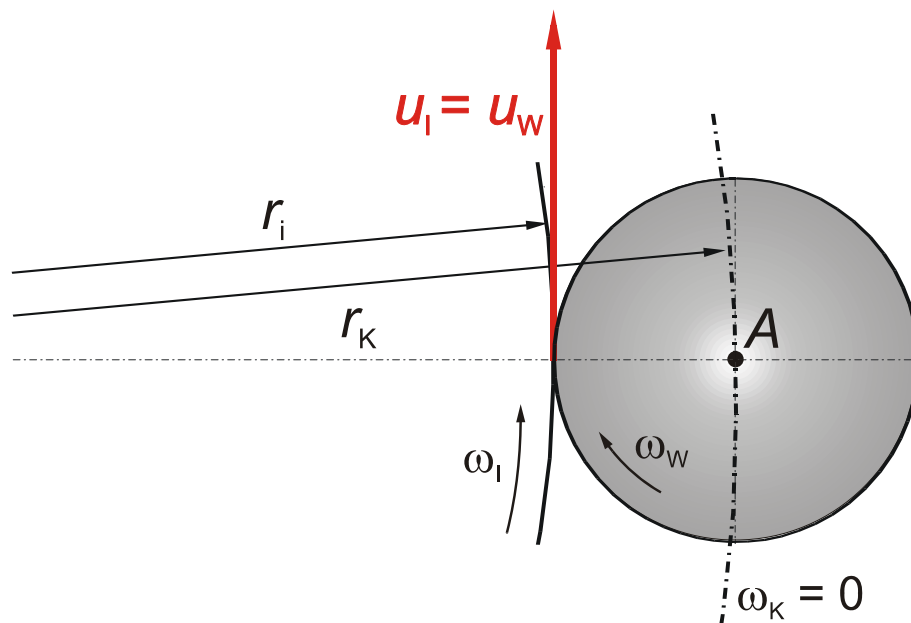


Der in Formel 3-4 zur Bestimmung der Werkstoffkennzahl  $G$  verwendete Druck-Viskositäts-Koeffizient  $\alpha$  ist in einer aktuellen Forschungsarbeit von *Walbeck* [106] für viele verschiedene Schmieröle bei Drücken zwischen 400 und 6000 bar experimentell bestimmt worden. Seinen Ergebnissen folgend werden für die EHD-Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit die bei einem Druck von 2000 bar von *Walbeck* für vergleichbare Schmieröle ermittelten Kennlinien verwendet. So stellt *Walbeck* bei Verwendung des  $\alpha_{2000}$ -Koeffizienten eine hinreichende Übereinstimmung zwischen berechneten und im Bauteilexperiment gemessenen Schmierfilmdicken fest.

Zur Berechnung der zentralen Schmierfilmdicke  $h_0$  hat sich für Linienkontakte allgemein die Näherungsformel nach *Dowson / Toyoda* [42] durchgesetzt:

$$h_0 = H_0 \cdot R_x = 3,06 \cdot G^{0,56} \cdot U^{0,69} \cdot W^{-0,10} \cdot R_x \quad (3-8)$$

Es wird für die Bestimmung der maßgebenden Geschwindigkeit am inneren und äußeren Laufbahnkontakt (siehe Formel 3-6) des Wälzlagers ein Ersatzsystem gebildet, bei dem der Wälzkörper mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_W$  in einem ortsfesten Käfig ( $\omega_K = 0$ ) auf dem mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_I$  drehenden Innenring abwälzt (Abb. 3-6).



**Abb. 3-6:** Ersatzsystem zur Bestimmung der maßgebenden Geschwindigkeit am inneren und äußeren Linienkontakt eines Wälzlagers

Bei schlupffreiem Abrollen des Wälzkörpers auf dem Innenring besitzen beide Körper die gleiche Umfangsgeschwindigkeit ( $u_I = u_W$ ). Hierbei ist zu berücksichtigen, dass durch die Verlagerung des Momentanpols A in die Rotationsachse des Wälzkörpers von der realen Umfangsgeschwindigkeit  $v_I$  des Innenrings die Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs  $v_K$  abzuziehen ist. Die gemäß dem nachfolgend aufgezeigten Rechengang bestimmte Umfangsgeschwindigkeit  $u_I$  ist bei der Schmierfilmhöhenberechnung der Geschwindigkeit  $u_A$  am Außenring gleichzusetzen:

$$u_I = u_A = u_W = v_I - v_K \quad (3-9)$$

Mit

$$n_K = \frac{1}{2} \cdot n_I \cdot \frac{r_I}{r_K} \quad (3-10)$$

gilt:

$$u_I = u_A = 2 \cdot \pi \cdot n_I \cdot \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_I}{r_K} \right) \quad (3-11)$$

### 3.2.3 Schmierfilmaufbau im elliptischen EHD-Kontakt

Neben den oben erläuterten Schmierfilmen an den EHD-Linienkontakten bilden sich in Kegelrollenlagern zusätzlich trennende Filme zwischen den Rollenstirn- und Innenringbordflächen aus. Die Schmierfilme in diesen elliptischen Einzelkontakten gilt es für einen Vergleich zwischen experimentellen und theoretischen Ergebnissen deshalb ebenfalls zu berechnen.

Die heute existierenden Näherungsformeln zur Berechnung der Schmierfilmhöhe im elastohydrodynamischen Ellipsenkontakt zwischen beliebig gekrümmten Körpern gehen auf Forschungsarbeiten von *Hamrock et al.* [53] zurück. Diese wurden später von *Chittenden et al.* [14] zur Berechnung der Spalthöhe auch für beliebige Anströmrichtungen der Kontaktellipse weiterentwickelt. Die Näherungsformel zur Berechnung der minimalen Schmierfilmhöhe  $h_{\min}$  zwischen ideal glatten Oberflächen unter isothermen Bedingungen lautet nach [14], [53] für elliptische EHD-Kontakte:

$$h_{\min} = H_{\min} \cdot R_e = 3,68 \cdot G^{0,49} \cdot U^{0,68} \cdot W^{-0,073} \left( 1 - e^{-0,67 \cdot \left( \frac{R_s}{R_e} \right)^{\frac{2}{3}}} \right) \cdot R_e \quad (3-12)$$

Hierbei werden die Krümmungsradien der Ersatzellipsoiden  $R_s$  quer zur Anströmrichtung und  $R_e$  entlang der Anströmrichtung analog zu Formel 3-3 gebildet. Die weiteren Formelbestandteile werden analog zu dem in Kapitel 3.2.2 erläuterten Rechengang gebildet. Auf den Einfluss des Anströmwinkels auf Formel 3-12 soll hier nicht weiter eingegangen werden, da im Zentrum der Lastzone zwischen Rollenstirn und Innenringbord eines Kegelrollenlagers die Geschwindigkeitsvektoren beider Körper exakt in Umfangsrichtung weisen und somit die Näherungsgleichung in der hier dargestellten Form angewendet werden kann.

Die allgemein anerkannte Parametergleichung zur Bestimmung der zentralen isothermen Schmierfilmhöhe  $h_0$  eines elliptischen EHD-Punktkontaktes lautet nach *Hamrock et al.* [53]:

$$h_0 = H_0 \cdot R_e = 2,69 \cdot G^{0,53} \cdot U^{0,67} \cdot W^{-0,067} \left( 1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot 1,0339 \cdot \left( \frac{R_s}{R_e} \right)^{0,636}} \right) \cdot R_e \quad (3-13)$$

### 3.2.4 Quantifizierung des Schmierzustandes

Unter realen Bedingungen muss berücksichtigt werden, dass die kontaktierenden Oberflächen nicht ideal glatt sind, sondern eine messbare Rauheit besitzen. Zur Quantifizierung des Schmierzustandes sind in der Literatur Bezugsgrößen definiert, mittels derer das Verhältnis von Schmierfilmdicke zur Oberflächenrauheit der jeweils in Kontakt stehenden Funktionsflächen angegeben werden kann. Als Kennwert der Oberflächentrennung ist zum einen der zentrale Schmierfilmparameter  $\lambda_0$  anerkannt, bei dem die zentrale Schmierfilmhöhe  $h_0$  ins Verhältnis zur Summenrauheit  $\sigma$  der beiden Kontaktflächen gesetzt wird, wobei die Summenrauheit aus der Quadratwurzel der quadratischen Mittenrauhwerte  $R_{q,KF1}$  der beiden in Kontakt stehenden Flächen gebildet wird:

$$\lambda_0 = \frac{h_0}{\sigma} = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q,KF1}^2 + R_{q,KF2}^2}} \quad (3-14)$$

Nach den Untersuchungen von *Skurka* [93] kann für Lager mit Linienberührung davon ausgegangen werden, dass aufgrund der Schmierfilmhöhe bei einem Wert des Schmierfilmparameters von  $\lambda_0 = 1,25$  die nominelle Ermüdungslebensdauer erreicht wird. Bei geringerer Schmierfilmhöhe führt ein erhöhter Anteil an Festkörperkontakten grundsätzlich und eine durch etwaige Fremdkörperüberrollungen verursachte Veränderung der Oberflächenfeingestalt ggf. zusätzlich zu lokalen Spannungsüberhöhungen insbesondere im oberflächennahen Werkstoffbereich. Hieraus resultiert letztlich ein vorzeitiges Auftreten von Ermüdungsschäden. Wenn das Verhältnis von Schmierfilmdicke zur Oberflächenrauheit einen Wert von  $\lambda_0 \geq 3$  annimmt, kann von einem durch die Oberflächenmikrogeometrie unbeeinflussten Schmierfilmaufbau ausgegangen werden. Die tatsächliche Lagerlebensdauer kann hierbei Werte von mehr als dem dreifachen der nominellen Überlebenswahrscheinlichkeit erreichen.

Die Schmierfilmbildung wird nach dem heutigen Stand des Wissens nicht nur durch die Höhe der Oberflächenrauheit sondern auch durch die Profilform wesentlich beeinflusst. Dieser Tatsache trägt der oben vorgestellte Ansatz keine Rechnung. Als Ergebnis seiner Untersuchungen zur Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit führte *Schmidt* [90] aus diesem Grunde den Korrekturfaktor  $C_{RS}$  ein, der aus den Profilsitzen- ( $R_{pk}$ ), Profilkern- ( $R_k$ ), Profiltiefenbereichen ( $R_{vk}$ ) der Materialanteilkurve (bzw. *Abbott*-Kurve) sowie der gemittelten Rauhtiefe  $R_z$  nach DIN 4768 [20] gebildet wird:

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left( \frac{R_k}{R_z} \right)^{0,61} \cdot \left( \frac{R_{pk}}{R_{vk}} \right)^{0,25} \quad (3-15)$$

Der berechnete Korrekturwert stellt einen Gewichtungsfaktor für den Einfluss der Profilform auf die Schmierfilmbildung dar, wobei kleine Beträge von  $C_{RS}$  eine günstige Profilfeingestalt für den Aufbau eines tragenden Schmierfilms charakterisieren. *Schmidt* weist nach, dass für eine vollständige Trennung der Oberflächen mindestens eine Schmierfilmhöhe entsprechend dem Produkt aus gemittelter Rauhtiefe  $R_z$  und dem Korrekturfaktor  $C_{RS}$  erforderlich ist. Dies

berücksichtigend schlägt *Loos* [76] die Einführung der Mindest-Schmierfilmhöhe  $h_{\min}^*$  als Rauheitskennwert vor, in dem Rauheitshöhenniveau und Profilform gleichzeitig Berücksichtigung finden:

$$h_{\min}^* = C_{RS} \cdot R_z \quad (3-16)$$

Hierbei handelt es sich um die theoretische Schmierfilmhöhe, ab der gerade kein Kontakt mehr bei einer Oberflächenpaarung rau/glatt auftritt und sich somit Voll-EHD-Schmierung einstellt. Es wird daher angenommen, dass ab diesem Wert an der betrachteten Kontaktstelle unter Berücksichtigung der Oberflächenmikrogeometrie - selbst für den Fall einer genauen Addition der Rauheiten - keine Berührung der Oberflächenspitzen mehr auftritt. Für die theoretische Voll-EHD-Schmierfilmhöhe  $h_{\text{Voll-EHD}}$  einer realen technischen Kontaktflächenpaarung rau/rau gilt unter Berücksichtigung der Forschungsergebnisse von *Skurka* [93] und *Loos* [76]:

$$h_{\text{Voll-EHD}} \approx 3 \cdot \lambda_0 \approx h_{\min,1}^* + h_{\min,2}^* \quad (3-17)$$

Analog kann für die theoretisch erforderliche Schmierfilmhöhe  $h_{\text{Nom-EHD}}$  zum Erreichen der nominellen Ermüdungslebensdauer folgender Zusammenhang angenommen werden:

$$h_{\text{Nom-EHD}} \approx 1,25 \cdot \lambda_0 \approx 0,417 \cdot (h_{\min,1}^* + h_{\min,2}^*) \quad (3-18)$$

### 3.3 Wälzlagerreibung

Die genaue Vorausberechnung des Reibmomentes und damit der Reibleistung ist für Wälzlagerhersteller und –anwender von großer Wichtigkeit, da mit ihr wesentliche, die Systemlebensdauer und -leistungsfähigkeit bestimmende Kenngrößen abgeschätzt werden können, wie z.B. die Lagertemperatur, die Schmierfettgebrauchsdauer und die maximal zulässige Drehzahl. Die Reibung von Wälzlagern hängt im Allgemeinen ab von der Lagerbelastung nach Betrag und Richtung, der Lagerart und –größe, den Geschwindigkeitsverhältnissen sowie dem eingesetzten Schmierstoff. Dieser beeinflusst die Reibung durch seine chemischen, physikalischen und rheologischen Eigenschaften und durch die Menge, in welcher er an den Lagerkontakten zur Verfügung steht.

#### 3.3.1 Klassische Berechnung des Wälzlagerreibmomentes

Die Ursprünge der Reibmomentberechnung für Wälzlager gehen auf *Stribeck* [99], [100] zurück, der 1901 eine erste Gleichung für das Reibmoment  $M$  eines Wälzlagers herleitete:

$$M = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \quad (3-19)$$

Diese dient bis heute zur Reibmomentabschätzung bei bekannter resultierender Lagerbelastung  $F$  durch Verwendung empirisch gewonnener Reibungszahlen in Abhängigkeit der Lagerbauform. *Palmgren* [82] veröffentlichte 1957 eine Gleichung zur detaillierteren

Berechnung des Gesamtreibmomentes  $M$ , welche lastabhängige ( $M_1$ ) und lastunabhängige ( $M_0$ ) Reibmomentanteile berücksichtigt. Demnach gilt gemäß dem heutigen Stand der Literatur:

$$M = M_0 + M_1, \quad (3-20)$$

mit

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \text{ und} \quad (3-21)$$

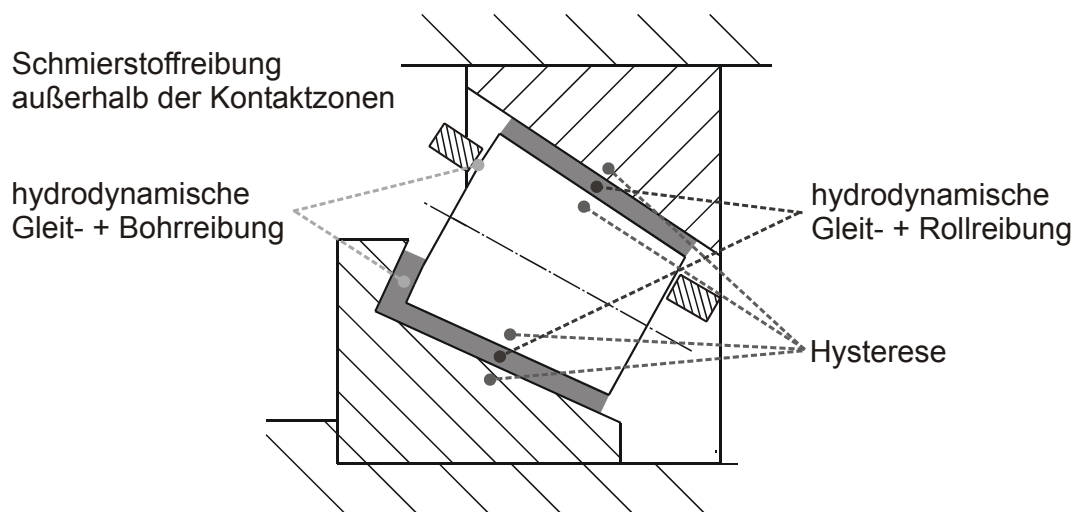
$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b. \quad (3-22)$$

Diese Gleichungen sind für die Reibmomentberechnung bis heute von fundamentaler Bedeutung. Eine aktuelle Übersicht über die bei den hier kurz vorgestellten Basisverfahren einzusetzenden Beiwerte und Exponenten enthalten [44], [49] und [92]. Eine chronologische Abhandlung zur grundlegenden Reibmomentberechnung an Wälzlager ist in der FVA-Literaturstudie Nr. T 742 [46] nachzuschlagen.

Gegenwärtig erfolgt die genormte Reibmomentberechnung für die Bestimmung thermischer Referenzdrehzahlen nach der klassischen Theorie von *Palmgren* [82], wie oben erläutert. Mit dieser können die Reibmomente und Referenzdrehzahlen für Fettschmierung jedoch nachweislich nur mit unzureichender Genauigkeit berechnet werden, was beispielsweise die Forschungsergebnisse von *Jedrzejewski et al.* [59] aufzeigen und worauf viele weitere in der FVA-Literaturstudie Nr. T 742 [46] aufgeführte Literaturstellen hinweisen. Das Leistungspotential insbesondere fettgeschmierter Lagerungen kann somit nicht voll ausgeschöpft werden.

### 3.3.2 Neue Berechnungsverfahren zur Wälzlagerreibung

Analytisch betrachtet setzt sich der Bewegungswiderstand z.B. eines Kegelrollenlagers aus unterschiedlichen Anteilen zusammen, was folgende Abb. 3-7 verdeutlicht.



**Abb. 3-7:** Reibmomentanteile eines Kegelrollenlagers

Hier sind hydrodynamische Roll- und Gleitreibungsanteile zwischen Lagerringen und Wälzkörpern sowie hydrodynamische Gleit- und Bohrreibungsanteile in den Kontakten zwischen Wälzkörpern und Führungsbord sowie Wälzkörpern und Käfigtaschen zu nennen. Hinzu kommen ein Widerstandsanteil durch Hysterese, also der irreversiblen Verformungsarbeit an den Wälzkörpern, und schließlich Verluste im Schmierstoff außerhalb der Kontaktzonen.

In jüngerer Vergangenheit wurden im Rahmen unterschiedlicher Forschungsarbeiten analytische Rechenmodelle entwickelt, welche die Berechnung des Gesamtreibmomentes bestimmter Lagertypen durch Quantifizierung der oben benannten Einzel-Reibmomentanteile ermöglichen. Hier sei auf die Arbeiten von *Zhou* [112], *Liang* [71] und *Steinert* [98] verwiesen. Diese Rechenmodelle konnten für bestimmte Ölschmierungsbedingungen verifiziert werden.

Im Rahmen der Forschungsarbeiten von *Baly* [5], [6] konnte der Stand des Wissens über den Einfluss der Fettschmierung auf das Reibmoment erheblich erweitert werden. Dadurch gelang es, ein gegenüber dem Verfahren nach *Steinert* [98] verbessertes Berechnungsverfahren für das Reibmoment fettgeschmierter, axial belasteter Schrägkugellager zu entwickeln, in welchem ein zunächst empirisch ermittelter Fett- bzw. Verdrängungskorrekturkoeffizient  $\Phi_{FS}$  den Einfluss der Minimalmengenschmierung bzw. *Starvation* auf das hydrodynamische Rollreibmoment quantitativ berücksichtigt. Der Schmierstoffverdrängungsfaktor  $\Phi_{FS}$  ermöglicht die Umrechnung des zuvor für Vollschmierung mit Öl nach *Steinert* berechneten Reibmomentanteils  $M_{Roll,voll}$  in den bei Fettschmierung real vorliegenden Anteil  $M_{Roll,red}$  und wurde in Anlehnung an das neue Berechnungsverfahren der Fa. *SKF* [92] eingeführt, welches unten näher erläutert wird. Nach *Baly* [5], [6] und *Steinert* [98] ergibt sich für den genannten Lagertyp das Gesamtreibmoment fettgeschmierter Schrägkugellager durch Addition der Verformungs-, Roll- und Bohrreibungsanteile zu

$$M_{Gesamt} = M_{Verform} + \phi_{FS} \cdot M_{Roll,voll} + M_{Bohr} \quad (3-23)$$

mit

$$\phi_{FS} = \frac{A}{e^{\frac{B \cdot \nu}{V_{40}} \cdot n \cdot C_L}} \quad (3-24)$$

Der Korrekturfaktor beinhaltet die beiden fettspezifischen Korrekturfaktoren  $A$  und  $B$  (Viskositäts-Korrektur) und ist darüber hinaus von der Drehzahl abhängig. Des Weiteren fließt ein von der Lagerbauart und –größe abhängiger Beiwert  $C_L$  ein. Das hydrodynamische Rollreibmoment kann somit aus dem Schergefälle im Fluid und der wirksamen Viskosität für Minimalmengenschmierung berechnet werden. *Baly* konnte experimentell eine nahezu lineare Korrelation zwischen dem Faktor  $\Phi_{FS}$  und dem *Starvation*-Faktor nachweisen, welcher das Maß für die Abweichung der real gemessenen Fett-Schmierfilmhöhe zur theoretisch nach EHD-Theorie berechneten darstellt. In aktuellen Forschungsarbeiten wird unter anderem der

Versuch unternommen, den Schmierstoffverdrängungsfaktor  $\Phi_{FS}$  über physikalisch begründete Modelle herzuleiten.

Das umfassendste in der Literatur veröffentlichte Berechnungsverfahren zur ursachenorientierten Ermittlung der Wälzlagerreibung stellt das Modell nach *SKF* [92] dar. Demnach wird das Gesamtreibmoment  $M$  eines Wälzlagers durch Addition der Roll- ( $M_{rr}$ ) und Gleitreibungsanteile ( $M_{sl}$ ) sowie gegebenenfalls zusätzlicher Dichtungs- ( $M_{seal}$ ), Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste ( $M_{drag}$ ) gebildet. Die Berechnung der Roll- und Gleitreibungsverluste soll im Folgenden am Beispiel eines fettgeschmierten Kegelrollenlagers vorgestellt werden. Die in Kapitel 7 vorgestellten Rechenergebnisse beruhen auf nachfolgenden Gleichungen.

Für ein fettgeschmiertes Kegelrollenlager ohne integrierte Schutzdichtung ergibt sich nach *SKF* das Gesamtreibmoment  $M$  zu:

$$M = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} \quad (3-25)$$

Für das Rollreibungmoment  $M_{rr}$  gilt

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6}, \quad (3-26)$$

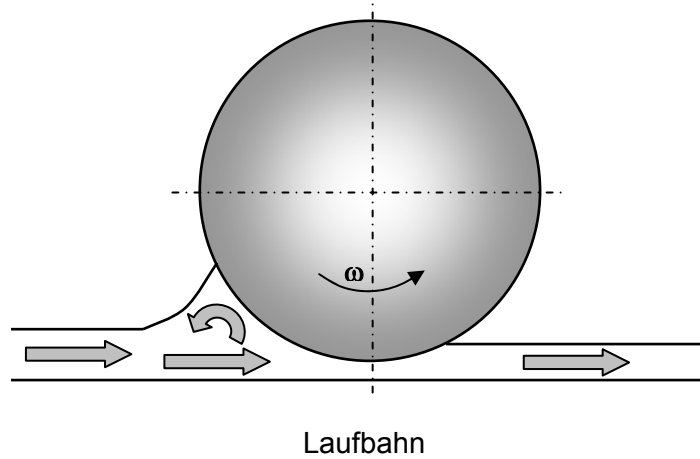
wobei der konstruktions- und lastabhängige Rollreibungsgrundwert  $G_{rr}$  für Kegelrollenlager über den mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$  sowie die radiale ( $F_r$ ) und axiale ( $F_a$ ) Lagerbelastung zu bestimmen ist:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot (F_r + R_2 \cdot Y \cdot F_a)^{0,31} \quad (3-27)$$

Bei den Faktoren  $R_1$  und  $R_2$  handelt es sich um lagerspezifische Designbeiwerte, die in [92] ebenso aufgeführt sind, wie der Berechnungsfaktor  $Y$ .

Der Schmierfilmdickenfaktor  $\phi_{ish}$  berücksichtigt rechnerisch eine Reduktion des Rollreibungsanteils bei Vollschmierungsbedingungen, der nach *SKF* dadurch entsteht, dass der vor dem Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt stattfindende Schmierstoffvorlauf zu einer Schmierstoff-erwärmung infolge Schubbeanspruchung führt (Abb. 3-8). Mit steigender Schmierstofftemperatur in Kontaktnähe geht eine sinkende Betriebsviskosität einher, woraus wiederum eine Abnahme der EHD-Schmierfilmhöhe folgt. Das Resultat hieraus ist eine Verringerung der Scherungsverluste im belasteten Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt und somit eine Minderung der hydrodynamischen Rollreibungsanteile. Für den Schmierfilmdickenfaktor  $\phi_{ish}$  gibt *SKF* folgende Näherungsformel an:

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (3-28)$$



**Abb. 3-8:** Schmierstoffvorlauf nach [92]

Insbesondere bei Vorliegen von Minimalmengenschmierung kann mit zunehmender Drehzahl und Betriebsviskosität der durch das hochfrequente Überrollen der Kontaktstellen in die Endbereiche der Wälzlagerkontaktzonen verdrängte Schmierstoff immer schlechter in die Kontaktzonenmitte nachfließen. Dieses Aushungern (*Starvation*) mindert ebenfalls die Schmierfilmdicke und damit den hydrodynamischen Rollreibungsanteil. Der den hier geschilderten Prozess quantifizierende Schmierstoffverdrängungsfaktor  $\phi_{rs}$  wird nach *SKF* wie folgt gebildet:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot v \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{\frac{K_Z}{2 \cdot (D-d)}}}} \quad (3-29)$$

Der Beiwert  $K_{rs}$  charakterisiert hierbei die Schmierungsart, bei  $K_Z$  handelt es sich um einen lagerartabhängigen Designbeiwert.

Das in Formel 3-25 enthaltene Gleitreibungsmoment  $M_{sl}$  wird durch Multiplikation des lagerartabhängigen Gleitreibungsgrundwertes  $G_{sl}$  mit der Gleitreibungszahl  $\mu_{sl}$  gebildet:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (3-30)$$

Der Gleitreibungsgrundwert  $G_{sl}$  ist nach *SKF* für Kegelrollenlager über den mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$ , die Lagerbelastung ( $F_a$ ,  $F_r$ ) und lagerspezifische Designbeiwerte ( $S_1$ ,  $S_2$ ) definiert:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,82} \cdot (F_r + S_2 \cdot Y \cdot F_a) \quad (3-31)$$

Für Grenz- und Teilschmierungsbedingungen kann die Gleitreibungszahl  $\mu_{sl}$  nach der Formel

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (3-32)$$

bestimmt werden, wobei der Grenzschmierungs-Gewichtungsfaktor  $\phi_{bl}$  mit

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (3-33)$$



angenähert werden kann. Über den Reibbeiwert  $\mu_{bl}$  können individuell wirksame Additive sowie Betriebszustände, wie z.B. die Länge der Stillstandszeit, rechnerisch einbezogen werden. Für die Reibungszahl  $\mu_{EHL}$  ist bei Kegelrollenlagern nach [92] ein Wert von 0,002 anzusetzen.

### 3.4 Verschleiß in Wälzlagern

Gemäß der früheren DIN 50320 [21] wird als Verschleiß der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen (Grund-)Körpers bezeichnet, hervorgerufen durch mechanische Ursachen bzw. tribologische Beanspruchung, d.h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.

Bei einem tribologischen System mit einer Festkörper/Schmierstoff/Festkörper-Struktur, also z.B. einem fettgeschmierten Wälzlager, spricht man allgemein von Verschleiß bei Misch- oder Grenzreibung [17]. Verschleiß kann grundsätzlich nach der Art der tribologischen Beanspruchung und der beteiligten Stoffe gegliedert werden. Entsprechend den kinematischen Bedingungen unterscheidet man bei Wälzlagern somit die Verschleißarten Gleit-, Roll- und insbesondere Wälzverschleiß.

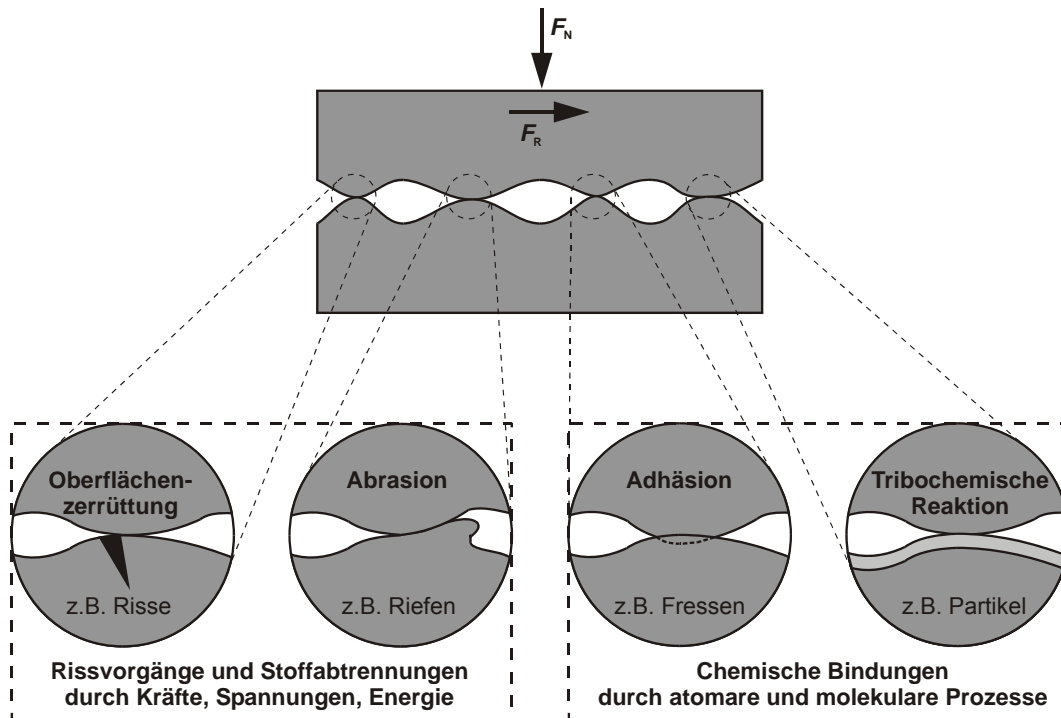
Gleitverschleiß bei Misch- bzw. Grenzreibung ist mit Gleitreibung und somit thermischen Prozessen und Temperaturveränderungen verbunden. An den Verschleißprozessen bei Gleitverschleiß können örtlich und zeitlich überlagert oder auch einander ablösend alle grundlegenden Verschleißmechanismen beteiligt sein, also Oberflächenzerrüttung, Abrasion, Adhäsion und Tribochemische Reaktionen. Bei Roll- und Wälzverschleiß dominiert dagegen die Oberflächenzerrüttung.

Nachfolgend werden die Verschleißmechanismen und ihre Erscheinungsformen näher beschrieben.

#### 3.4.1 Verschleißmechanismen

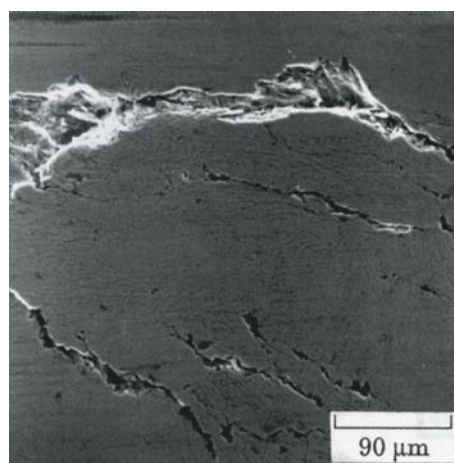
Verschleiß resultiert nach Czichos [17] aus elementaren Wechselwirkungen kontaktierender Körper, welche grundsätzlich in zwei Gruppen aufgeteilt werden können (Abb. 3-9):

1. Wechselwirkungen durch Kräfte, Spannungen oder Energie, die zu Rissbildungen und Stoffabtrennungen der Kontaktpartner führen und zusammenfassend durch die Verschleißmechanismen „Oberflächenzerrüttung“ und „Abrasion“ gekennzeichnet werden;
2. atomare und molekulare Wechselwirkungen, die auf das Auftreten chemischer Bindungen im oberflächennahen Bereich der Kontaktpartner zurückzuführen sind und die unter Mitwirkung des Umgebungsmediums und unter Beteiligung von Materialabtrennprozessen zusammenfassend durch die Verschleißmechanismen „Adhäsion“ und „Tribochemische Reaktionen“ definiert werden.



**Abb. 3-9:** Übersicht der grundlegenden Verschleißmechanismen

Ein wichtiger Hauptmechanismus des Festkörperverschleißes ist die **Oberflächenzerrüttung**. Diese tritt insbesondere in wälzbeanspruchten tribologischen Systemen auf, da hier hohe Normalspannungen in Folge der Belastungskräfte gleichzeitig mit Tangentialspannungen durch wirkende Reibungskräfte zyklisch in und unterhalb der Kontaktgrenzflächenbereiche auftreten. Die wechselnden Beanspruchungen führen zu Gefügeänderungen, Rissbildungs- und Risswachstumsvorgängen bis hin zur Abtrennung von Verschleißpartikeln, welche optisch als Grübchenbildung (Pitting) erscheint. Ein typisches Erscheinungsbild des Wälzverschleißes durch Oberflächenzerrüttung in Form von Rissen, die zur Bildung eines Grübchens führen, zeigt folgende Abb. 3-10. Mit zunehmender Oberflächenzerstörung nimmt die Verschleißrate zu, da bei gleich bleibender makroskopischer Belastung und gleichzeitig abnehmender realer Kontaktfläche die Flächenpressung ansteigt.



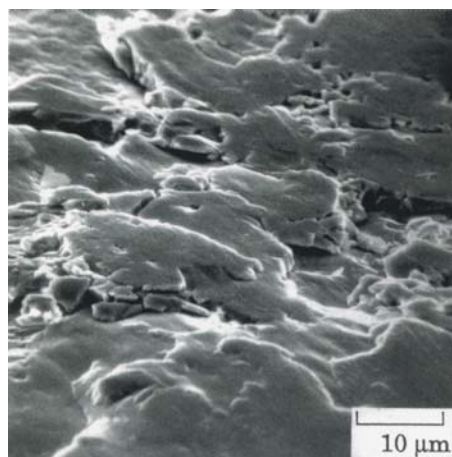
**Abb. 3-10:** Rissbildung durch Oberflächenzerrüttung bei Wälzverschleiß [17]

**Abrasion** tritt dann auf, wenn der Gegenkörper beträchtlich härter und rauher als der tribologisch beanspruchte Grundkörper ist. Ebenso tritt Abrasion auf, wenn der Zwischenstoff mit Partikeln hoher Härte durchsetzt ist. Der härtere Werkstoff dringt in den weicheren Gegenkörper ein und erzeugt hier Furchen, Späne oder spröde Ausbrüche (Abb. 3-11).



**Abb. 3-11:** Riefen durch Abrasion bei Gleitverschleiß [17]

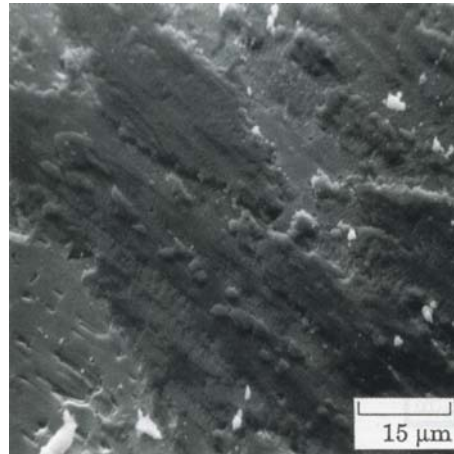
Der Verschleißmechanismus **Adhäsion** wird durch stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene hervorgerufen. Bedingt durch hohe Kontaktpressungen werden an einzelnen Oberflächenrauheitshügeln die schützenden Oberflächendeckschichten durchbrochen, sodass lokale Grenzflächenbindungen entstehen. Diese werden auch als Kaltverschweißungen bezeichnet. Aufgrund der fortschreitenden Relativbewegung werden die Grenzflächenbindungen sofort wieder auseinandergerissen. Besitzen die Mikroverschweißungen eine höhere Festigkeit als das ursprüngliche Kontaktkörpermaterial, so kommt es bei der Zerstörung der Bindungen zum Werkstoffübertrag auf einen der beiden Kontaktpartner. Die Folge sind Löcher, Kuppen oder Schuppen auf den tribologisch beanspruchten Oberflächen (Abb. 3-12).



**Abb. 3-12:** Löcher, Kuppen und Schuppen durch Adhäsion bei Gleitverschleiß [17]

Durch **tribochemische Reaktionen** (siehe auch Kap. 3.1) ändern sich vor allem die Eigenschaften der äußeren Grenzschichten kontaktierender Körper. Durch gezielten Einsatz bestimmter Additive können diese Reaktionen zur Bildung reibungs- und verschleißverbes-

sernder Schutzschichten positiv genutzt werden. Stellt sich ein bestimmter Grad an Sprödigkeit der tribochemischen Reaktionsschicht durch Erreichen einer hierfür charakteristischen Schichtdicke ein, wird diese häufig jedoch durch andere Verschleißmechanismen wieder abgetragen, wobei die Verschleißpartikel selbst wiederum Abrasion hervorrufen können. Eine tribochemische Reaktionsschicht auf einer gleitbeanspruchten Stahloberfläche ist in Abb. 3-13 zu erkennen.



**Abb. 3-13:** Reaktionsschicht durch tribochemische Prozesse bei Gleitverschleiß [17]

### 3.4.2 Verschleißberechnung in Wälzlageranwendungen

Nach DIN 50321 [22] kann in tribologischen Systemen die Verschleißmessung anhand direkter Messgrößen in Form der Gestalt- und Masseänderungen erfolgen. Indirekte Verschleißmessgrößen beschreiben die Abhängigkeit des Verschleißes in Relation zu einer Bezugsgröße. So wird das Verschleißvolumen im Falle der Verschleißgeschwindigkeit auf die Beanspruchungsdauer und bei der Verschleißintensität auf den Gleitweg bezogen.

In der Vergangenheit wurde viel Forschungsarbeit betrieben mit dem Ziel, den Abriebverschleiß allgemeingültig berechnen zu können. Hier sei auf die Rechenansätze von *Archard* [1], *Kragelski et al.* [64] und *Fleischer et al.* [45] verwiesen. Diese Modelle lassen sich prinzipiell auch auf Wälzlager übertragen, allerdings nur unter Zuhilfenahme empirisch ermittelter Messgrößen, da der Schmierstoff als Systemparameter ein bis heute nicht berechenbares Eigenschaftsprofil aufweist [104]. *Kragelski et al.* [64] wenden Rechenmethoden zum Wälzlagerverschleiß ausschließlich bei Schmierung mit Wasser an. Darüber hinaus bleibt der Einfluss der unterschiedlichen Verschleißintensitäten entlang des Kontaktes ebenso unberücksichtigt wie die Zeitabhängigkeit des Verschleißes. Hierzu stellte *Thum* [102] umfassende Untersuchungen an Rillenkugellagern an, nach denen der zeitliche Verschleißverlauf  $V$  (in Form einer Radialspielvergrößerung) in Abhängigkeit der Verschleißgeschwindigkeit  $\dot{V}$  und eines Verschleißexponenten  $\alpha$  berechnet werden kann. Nach *Thum* [102] besteht folgender Zusammenhang:

$$V = \dot{V} \cdot t^\alpha \quad (3-34)$$

Nach den Ergebnissen von *Thum* liegt der Verschleißexponent  $\alpha$  für verschiedene Praxisanwendungen in einem Bereich  $0,81 \leq \alpha \leq 1$ . Dieser mathematische Ansatz trägt laut *Van de Sandt* [104] dem üblichen Verschleißverhalten der Reibpaarungen eines Wälzlagers Rechnung, gekennzeichnet durch einen degressiven zeitlichen Verlauf in der Einlaufphase und einen annähernd linearen Verlauf während des weiteren Betriebes. Zur analytischen Beschreibung des gravimetrischen Wälzkörperverschleißes  $m_W(t)$  von Axial-Zylinderrollenlagern verwendet er deshalb analog zu der Arbeit von *Thum* den Ansatz:

$$m_W(t) = m_{W,\text{ref}} \cdot \left( \frac{t}{t_{\text{ref}}} \right)^b \quad (3-35)$$

So kann der zeitliche Wälzkörperverschleiß bei bekanntem Referenz-Verschleißwert  $m_{W,\text{ref}}$  nach einer Referenzlaufzeit  $t_{\text{ref}}$  und bekanntem Verschleißexponenten  $b$  ermittelt werden. Den Referenz-Verschleißwert ermittelt *Van de Sandt* durch Wägung der Komponenten nach einer Laufzeit  $t_{\text{ref}} = 80$  h. Den Verschleißexponenten  $b$  bestimmt er durch eine zweite Wägung nach jeweils 20 h Laufzeit. *Van de Sandt* charakterisierte das Verschleißverhalten unterschiedlicher Wälzlagerschmieröle beim Einsatz in Axial-Zylinderrollenlagern 81212 u.a. durch Bestimmung des jeweiligen Verschleißexponenten. Er kommt zu dem Ergebnis, dass der Verschleißexponent für Schmierstoffe mit einem guten bis sehr guten Verschleißschutzvermögen stets kleiner als 0,2 ist. Bei Schmierstoffen mit einer unzureichenden Schmierwirkung nimmt der Exponent dagegen Werte von zum Teil größer 1 an, kennzeichnend eine progressive Verschleißentwicklung in Abhängigkeit der Betriebszeit.

Zur Charakterisierung der Funktionsbeeinträchtigung von Wälzlagern durch Verschleiß, gekennzeichnet durch Spielvergrößerung und Profilveränderung, schlägt *Van de Sandt* die Umrechnung des gravimetrischen Verschleißes in die mittlere bezogene Durchmesseränderung  $\delta_W(t)/d_W$  eines Wälzkörpers vor, wobei von einem konstanten Materialabtrag über die gesamte Rollenlänge eines Axial-Zylinderrollenlagers ausgegangen wird.

### 3.5 Schmierfette

Schmierfette sind definiert als feste oder halbflüssige Dispersion aus einem eindickenden Stoff in einem flüssigen Schmiermittel und haben in der Schmierungstechnik grundsätzlich die folgenden Aufgaben zu erfüllen [63]:

- Abgabe einer hinreichenden Menge an flüssigem Schmierstoff durch langsame Ölseparation mit dem Ziel, Reibung und Verschleiß in Lagern über weite Temperaturbereiche und Zeiträume herabzusetzen,
- Abdichtung gegen Wasser und abrasive Stoffe, ohne wesentliche Beeinträchtigung der Funktion bei geringen Aufnahmemengen,
- ausreichende Stabilität bei mechanischer Beanspruchung, gleichzeitig konstante Konsistenz bei geringer Beanspruchung,
- Schutz vor Korrosion,

- ausreichendes Haftvermögen besitzen.

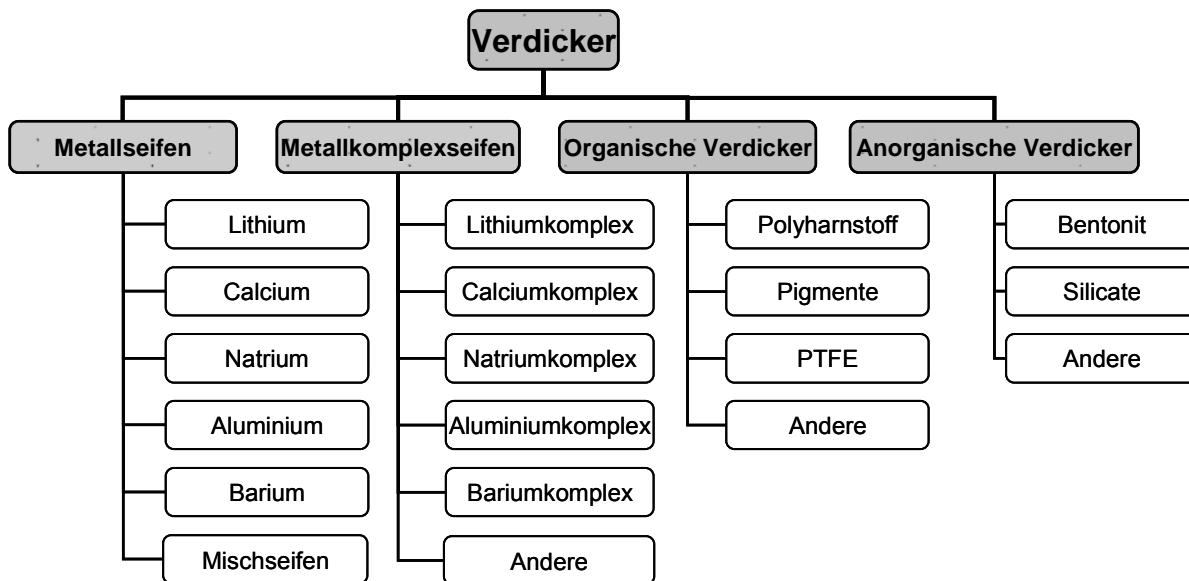
Eine Übersicht über die Einteilung konsistenter Schmierfette sowie die an sie gestellten Anforderungen enthält DIN 51825 [32]. Wälzlagerschmierfette entsprechen in der Regel der Konsistenzklasse NLGI 2 nach DIN 51818 [29].

Schmierfette bestehen grundsätzlich aus einem Verdickergerüst (75-96 %), das als Ölspeicher dient, einem Grundöl (3–35 %) sowie in der Regel weiteren Additiven (0-5 %) zur gezielten Modifizierung bestimmter Gebrauchseigenschaften (Abb. 1-2). In den nachfolgenden Kapiteln werden die wesentlichen Bestandteile mit ihren spezifischen Eigenschaften vorgestellt.

Das Fließverhalten von Schmierfetten hängt, abgesehen von ihrer Zusammensetzung, vom Schergefälle, der Scherzeit und von der Vorbehandlung ab und ist von wesentlicher Bedeutung für die Kontaktstellenversorgung und den Aufbau eines trennenden Schmierfilms. Auf die Rheologie der Schmierfette wird deshalb ebenfalls im Rahmen dieses Kapitels eingegangen.

### 3.5.1 Verdicker

Eine Übersicht bekannter Schmierfettverdicker ist in Abb. 3-14 aufgeführt.



**Abb. 3-14:** Übersicht gängiger Schmierfettverdicker

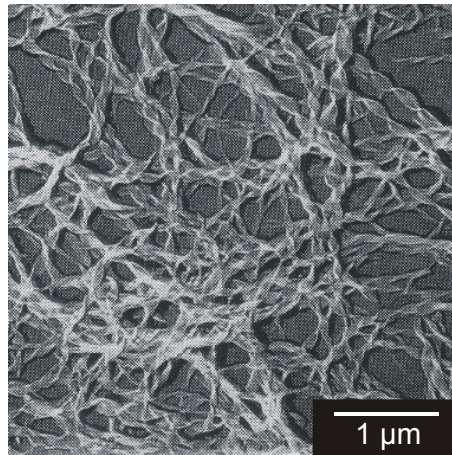
Es werden grundsätzlich Metall- und Metallkomplexseifen unterschieden. Darüber hinaus gibt es organische und anorganische Verdicker. Durch das Verdickersystem werden

- die Höhe des Tropfpunktes (Schmelzpunkt),
- die Widerstandsfähigkeit gegenüber Wasser,
- das Abdichtungsvermögen und
- die Höhe der Herstellungskosten

entscheidend beeinflusst.

### **Metallseifen:**

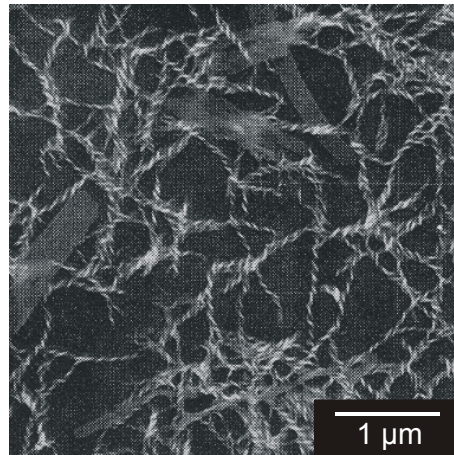
Die Metallseifen werden grundsätzlich aus Carbonsäuren bzw. deren Glyceriden, Alkali- oder Erdalkalihydroxiden sowie Alkoholaten hergestellt. Sie liegen im Fett in jeweils charakteristischen Faserstrukturen vor. Kation und Anion der Seifen bestimmen ihre wesentlichen Stoffeigenschaften. Durch das Kation werden Eindickungsvermögen, Verhalten gegenüber Wasser und der Tropfpunkt definiert. Durch den Seifengehalt wird die Konsistenz des Fettes eingestellt. Die Kettenlänge der Fettsäuren beeinflusst Löslichkeit, Grenzflächeneigenschaften sowie das Eindickungsvermögen. Die größte kommerzielle Bedeutung haben heute Schmierfette auf Basis von Lithium- (51 % Marktanteil) und Calciumverdicker (15 %), während Natrium, Aluminium und Barium als Verdickerwerkstoff eine untergeordnete Rolle spielen.



**Abb. 3-15:** Faserstruktur der Lithiumseife

Lithiumseifen-Schmierfette zeichnen sich durch einen hohen Tropfpunkt ( $> +180\text{ °C}$ ), eine gute Wasserbeständigkeit sowie eine sehr gute Struktur- und Scherstabilität aus. Lithium-12-hydroxystearat-Fette besitzen deshalb eine gute Oxidationsstabilität, da sie keine ungesättigten Fettsäuren enthalten. Ansonsten sind Oxidationsbeständigkeit, Korrosionsschutz, Hochdruck- und Verschleißschutzvermögen durch geeignete Additive zu verbessern.

Calciumseifen-Schmierfette besitzen die insgesamt niedrigsten Herstellkosten und zeichnen sich durch eine glatte Struktur, gute Tieftemperatureigenschaften, sehr gute Wasserbeständigkeit sowie gute Haftfähigkeit und Hochdruckeigenschaften aus. Schwerwiegende Nachteile sind die vergleichsweise niedrige obere Betriebstemperaturgrenze (HTPL  $\approx +80\text{ °C}$ ) und eine schlechte Scherstabilität. Außerdem besitzen diese Fette eine mäßige Oxidationsbeständigkeit. Calciumseifen-Fette auf Basis von 12-Hydroxistearinsäure besitzen hier grundsätzlich etwas bessere Gebrauchseigenschaften.



**Abb. 3-16:** Faserstruktur der Calciumseife

Schmierfette auf Basis von Natriumseife besitzen mit ca. +165 °C einen ähnlich hohen Tropfpunkt wie Litiumfette. Kurzfasrige Natriumfette eignen sich für Wälzlageranwendungen mit hohen Drehzahlen. Ansonsten sind geringe Rohstoffkosten und gutes Korrosionsschutzvermögen weitere positive Eigenschaften. Der größte Nachteil dieses Fetttyps ist seine unzureichende Wasserbeständigkeit sowie seine Tendenz zu gelieren. Natrium-12-hydroxystearat-Fette weisen eine verbesserte Temperatur- und Scherstabilität auf.

Aluminiumseifen-Schmierfette sind transparent, glatt, besitzen gutes Haftvermögen und eine gute Wasserresistenz. Ihre Scherstabilität ist vergleichsweise gering, ebenso wie ihr Tropfpunkt von ca. +120 °C. Aluminiumfette weisen nachteilig ein ausgeprägt thixotropes Fließverhalten (siehe Kap. 0) sowie eine Tendenz zum Gelieren auf.

Den positiven Eigenschaften von Bariumseifen-Fetten, nämlich gute Wasserresistenz und Scherstabilität sowie ein vergleichsweise hoher Tropfpunkt (+150 °C), stehen eine Reihe von Nachteilen gegenüber. Diese sind eine schwierige großtechnische Herstellung, sehr hoher Seifengehalt, schlechtes Tieftemperaturverhalten, hohe Rohstoffkosten und nicht zuletzt eine vermeintlich toxische Wirkung von Bariumverbindungen.

Eine relativ weite Verbreitung unter den Mischseifen-Fetten finden die Ca-Na-Seifenfette. Durch den Einbau von Calciumseifen in Na-Fette werden dessen schlechte Wasserbeständigkeit verbessert und die Kosten gesenkt. Außerdem kann dieses Mischseifen-Fett bei höheren Temperaturen eingesetzt werden. Li-Ca-Fette besitzen gegenüber reinen Lithiumfetten ebenfalls eine bessere Wasserresistenz bei reduzierten Rohstoffkosten. Ihr Tropfpunkt liegt mit ca. 150 °C deutlich über demjenigen der Calciumseifen-Schmierfette.

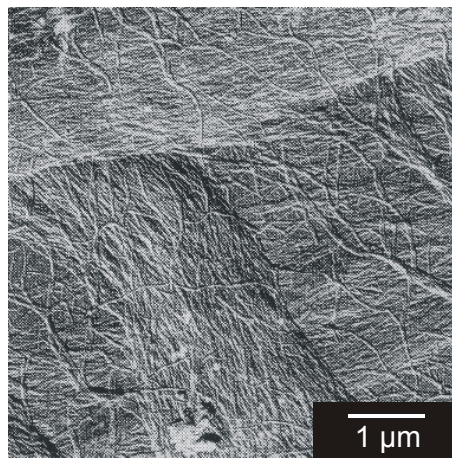
### **Metallkomplexseifen:**

In einer Komplexseife ist der Seifenkristall oder die Seifenfaser durch Co-Kristallisation von zwei oder mehreren Verbindungen ausgebildet [63]. Mit den Metallseifen höherer Fettsäuren (z.B. Metallstearat) können Metallsalze kurzkettiger organischer Säuren (z.B. Essig-, Milchsäure) oder anorganische Salze (z.B. Carbonate) die komplexen Seifen bilden. Charakteristisch für die Metallkomplexseifen ist eine erhebliche Erhöhung des Tropfpunktes.



Lithiumkomplexseifen-Fette werden als dritte Schmierfett-Generation bezeichnet und weisen insgesamt gute Schmierungseigenschaften auf. Sie zeigen in Wälzlagern bei höheren Temperaturen, bedingt durch die Unterschiede im Tropfpunkt, in der Konsistenz und der Ölabscheidung, längere Fettgebrauchsdauern als normale Lithiumfette. Bei Verwendung stabiler Esteröle und geeigneter Wirkstoffe können mit Lithiumkomplexseife Mehrbereichschmierfette hergestellt werden, welche die Anforderungen an Tief-, Normal- und Hochtemperaturfette erfüllen.

Calciumkomplexseifen-Schmierfette zeichnen hohe Tropfpunkte ( $> +250\text{ °C}$ ) und damit hohe Betriebstemperaturgrenzen, gute Scherstabilität, Wasserbeständigkeit, geringe Ölabscheidung und gute Hochdruckeigenschaften aus. Nachteilig sind stark tixotrope Eigenschaften sowie ausgeprägte Tendenzen zum Verhärten.



**Abb. 3-17:** Faserstruktur der Calciumkomplexseife (kohlebedampft)

Natriumkomplexseifen-Fette mit einem hohen Verdickergehalt ( $> 25\%$ ) haben hohe kommerzielle Bedeutung. Neben einem sehr hohen Tropfpunkt (ca.  $+240\text{ °C}$ ) zeichnen sie sich durch geringe Ölabscheidung und gute Haftfähigkeit aus, weshalb sie trotz bestehender Wasserempfindlichkeit als Schmierfette für Radlager oder in schnelldrehenden Außenringläufern zur Anwendung kommen.

Aluminiumkomplexseifen-Schmierfette besitzen einen Tropfpunkt von ca.  $+230\text{ °C}$ , sind gut förderbar, beständig gegen Wasser und besitzen eine geringe Ölabscheidung. Die Korrosionsschutzwirkung ist allerdings nur gering und die Produktionskosten liegen über denen der Lithiumfette.

Bariumkomplexseifen-Fette haben heute nur noch eine untergeordnete Bedeutung für bestimmte Spezialanwendungen, wenn insbesondere gute Hochdruckeigenschaften in Kombination mit einem hohen Tropfpunkt und guter Wasserbeständigkeit gefordert sind. Ihre Herstellung ist sehr aufwendig.

#### **Organische und anorganische Verdicker:**

Bei diesen Verdickern haben die organophilen Bentonite sowie die Polyharnstoffe die größte Bedeutung.

Bentonitfette sind besonders für hohe Temperaturen geeignet und in diesem Einsatzbereich herkömmlichen Metallseifenfetten überlegen. Dabei zeichnen sie sich durch einen flachen Temperatur-Konsistenz-Gradienten aus, sodass ihre Haftungs-, Abdicht- und Schmierfähigkeit weitestgehend temperaturunabhängig ist. Diese Eigenschaft bietet auch Vorteile für einen Einsatz bei tiefen Temperaturen. Bentonitfette besitzen eine sehr gute Wasserbeständigkeit. Als nachteilig erweist sich bei den Bentonitfetten deren Unverträglichkeit mit zahlreichen polaren Additiven sowie mit anderen Schmierfettarten.

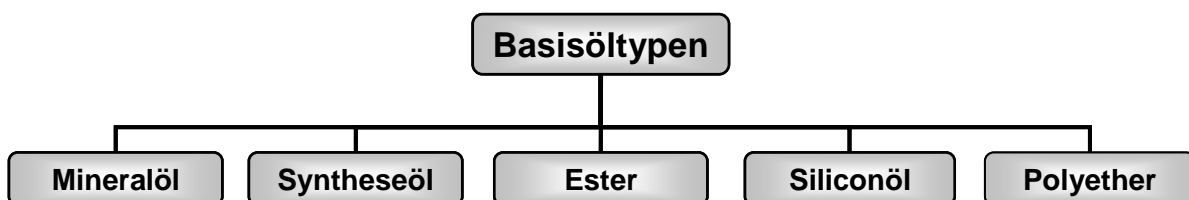
Polyharnstoff-Schmierfette besitzen eine außergewöhnlich hohe Alterungsstabilität, weshalb sie häufig als Langzeitschmierfett für einen weiten Temperaturbereich eingesetzt werden. Die PHS-Fette besitzen darüber hinaus eine sehr gute Wasserbeständigkeit und sind aufgrund ihres hohen Tropfpunktes als Hochtemperaturfett geeignet. Die Scherstabilität des PHS-Eindickers ist üblicherweise mit der des Lithiumfettes vergleichbar. Die Ölabscheidung ist vergleichsweise gering. Der Einfluss des Verdickers auf das rheologische Fettverhalten ist günstig und über den gesamten Temperaturbereich konstant.

### 3.5.2 Grundöl

Als Basis für Schmierfette eignen sich insbesondere Mineral- und Syntheseöle, daneben auch Ester, Siliconöl und Polyether (Abb. 3-18). Durch die Art und chemische Zusammensetzung des Grundöls werden

- die Strukturstabilität,
- das Viskositäts-Temperatur-Verhalten,
- das Eindickungsvermögen,
- die Oxidationsstabilität,
- die Zersetzungstemperatur,
- die Ölabgabe,
- die Dichtungsverträglichkeit,
- das Herstellungsverfahren sowie
- ein Teil der Rohstoffkosten

festgelegt [63].



**Abb. 3-18:** Übersicht gängiger Basisöle für Schmierfette

Eine ebenfalls für die Performance des Gesamtfettes entscheidende Bedeutung hat die Viskosität des Grundöls. Eine steigende Viskosität verringert die Verdampfungsverluste und verbessert das Haftvermögen, die Korrosionsschutzeigenschaften, die Geräuschkämpfung und

die Wasserbeständigkeit. Eine zunehmende Viskosität bedeutet aber auch eine Verschlechterung des Kälteverhaltens und der Förderbarkeit in Zentralschmieranlagen. Die Ölabscheidung sinkt mit zunehmender Viskosität zunächst ab und nimmt bei weiterer Steigerung wieder zu.

Geeignete Basisölviskositäten bei 40 °C ( $v_{40}$ ) liegen

- für Hochdrehzahlanwendungen zwischen 30 ... 50 mm<sup>2</sup>/s,
- für Mehrzweckfette im Bereich von 100 mm<sup>2</sup>/s und
- für Hochlastanwendungen zwischen 200 ... 1000 mm<sup>2</sup>/s.

### **Mineralöle:**

Für die Herstellung von Schmierfetten werden neben naphthenbasischen auch paraffinbasierte und aromatische Öle verwendet [63]. Bevorzugt werden bei der Schmierfetherstellung Basisöle mit einer niedrigen bis mittleren Viskositätsklasse eingesetzt, da zum Eindicken der Fette dann weniger Seife benötigt wird. Paraffinbasierte Öle mit hohem Viskositätsindex liefern Schmierfette, die in einem weiten Temperaturbereich eingesetzt werden können, insbesondere im Vergleich zu Fetten auf Basis von Naphthenen.

Mineralöle weisen grundsätzlich ein gutes Schmierungsverhalten auf, welches durch spezielle Additive zusätzlich verbessert werden kann. Die meisten Dichtungswerkstoffe werden durch Mineralöle nicht angegriffen. Darüber hinaus ist die Herstellung mineralischer Basisöle vergleichsweise preiswert.

Der größte Nachteil der Mineralöle besteht in einem vergleichsweise schlechten Kälteverhalten. Auch liegt die obere Betriebstemperaturgrenze (HTPL) mit +120 ... +160 °C auf einem Niveau, welches von synthetischen Schmierölen vielfach übertroffen wird. Hinzu kommt eine schnelle Ölalterung bei Temperaturen > +140 °C und die Bildung von Verkokungsrückständen bei höheren Temperaturen. Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten) ist auch bei den Paraffinen in der besten Qualität insgesamt schlechter als das der meisten Syntheseöle [9].

### **Syntheseöle:**

Wenn ein Schmierfett derart hohen Anforderungen an die Schmierungseigenschaften genügen muss, dass diese durch Mineralöle nicht erfüllt werden können, sind Syntheseöle zur Herstellung der Schmierfette einzusetzen, welche preislich gegenüber dem Mineralöl um ein vielfaches höher liegen [63].

Durch Polymerisation von Olefinen entstehen die Polyalphaolefine (PAO), welche eine hohe oxidative und thermische Beständigkeit aufweisen. Darüber hinaus besitzen sie ein sehr günstiges VT-Verhalten und zudem gute Schmierungseigenschaften bei tiefen Temperaturen. Insbesondere niedrigviskose PAO können ein Schrumpfen von Dichtungswerkstoffen bewirken [9].

**Ester:**

Zu den Ester zählen u.a. die Rapsöle, insbesondere aber die synthetischen Diester und Polyol-Ester. Sie werden durch Umsetzung von Dicarbonsäuren mit aliphatischen Alkoholen bzw. Polyalkoholen mit Carbonsäuren hergestellt [9].

Neben sehr gutem Kälteverhalten, guter Alterungsbeständigkeit und einem günstigen Verdampfungsverhalten zeichnen sich Ester durch eine hohe Additivlöslichkeit und eine Mischbarkeit mit Mineralöl und PAO aus. Eine sorgfältige Auswahl der Ester muss bei Kontakt mit Dichtungswerkstoffen erfolgen, da Ester ein Aufquellen verursachen kann. Liegt bei Einsatz der Esteröle Feuchtigkeit vor, so besteht die Gefahr der Hydrolyse (Verseifung).

**Siliconöle:**

Bei den Siliconölen sind Dimethyl-, Phenylmethyl und Fluorsilicone zu unterscheiden. Siloconöle werden durch Polymerisation hergestellt [9].

Eine Zunahme an Phenylgruppen verbessert grundsätzlich die Hochtemperaturbeständigkeit und vermindert die Flüchtigkeit. Allerdings verschlechtern sich dabei das VT-Verhalten und die Tieftemperatureignung. Dimethylsilicone haben das insgesamt beste VT-Verhalten aller Syntheseöle. Die thermische und oxidative Beständigkeit der Siliconöle ist insgesamt sehr hoch, darüber hinaus verhalten sich diese Öle neutral gegenüber Kunststoffen und Dichtungswerkstoffen. Neben einem geringen Lasttragevermögen weisen die Siliconöle eine in der Regel nur geringe Schmierfähigkeit bei Grenz- und Mischreibungsbedingungen auf. Darüber hinaus ist die Additivierung problematisch und die Mischbarkeit mit anderen Schmierölen nur sehr eingeschränkt möglich.

**Polyether:**

Hierunter fallen u.a. die Polyalkylenglykole, welche durch Mischpolymerisation von Ethylen-, Propylen- oder Butylenglykol mit Ethylen- oder anderen Oxiden entsteht [9]. Sie besitzen ein sehr gutes VT- und Kälteverhalten, darüber hinaus sind sie Alterungsstabil und verdampfen oberhalb von +180 °C nahezu rückstandslos. Ihre Affinität zu Wasser birgt eine Korrosionsgefahr, Additive sind in ihnen nur bedingt löslich, die Mischbarkeit mit anderen Schmierölen ist stark eingeschränkt und auch die Polyalkylenglykole können Dichtungswerkstoffe angreifen.

Ein ebenfalls erwähnenswerter Polyether ist der Polyphenylether, welcher durch Umsetzung von Phenolen mit Halogenaromaten hergestellt wird [9]. Er besitzt die höchste thermische und oxidative Stabilität aller Syntheseöle und ist wegen seiner Strahlungsresistenz und Säurebeständigkeit für besonders aggressive Einsatzbedingungen geeignet. Allerdings weist der Polyphenylether gleichzeitig das schlechteste VT-Verhalten sowie das schlechteste Kälteverhalten aller Syntheseöle auf, verbunden mit hohen Verdampfungsraten und einer Aggressivität gegenüber den meisten Dichtungswerkstoffen.

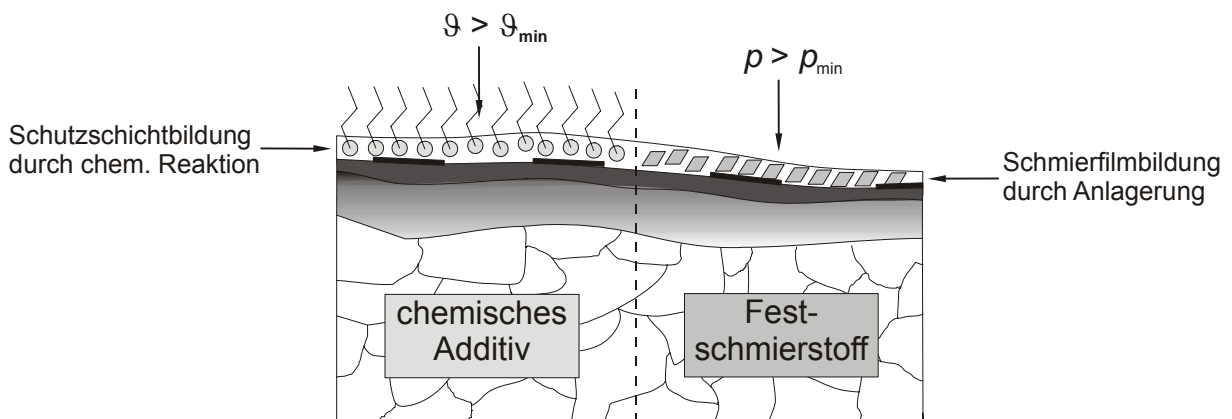
**3.5.3 Additive**

Insbesondere Mineralöle können alleinig nicht die Anforderungen der modernen Schmierungstechnik erfüllen, da ihre Qualität durch Veränderung der Herstellungsverfahren nur

begrenzt zu steigern ist. Durch die Zugabe von öllöslichen, synthetischen Verbindungen oder Gemischen, aber auch durch Zugabe öllunlöslicher Zusätze (Festschmierstoffe) lassen sich folgende Verbesserungen der Basisöleigenschaften erzielen:

- Generierung von Eigenschaften, die im Grundöl nicht vorhanden sind,
- Verstärkung vorhandener erwünschter Eigenschaften,
- Unterdrückung vorhandener unerwünschter Eigenschaften.

Man unterscheidet grundsätzlich Additive, die physikalische Eigenschaften der Grundöle beeinflussen und solche, die chemische Wirkungen ausüben. Dabei können synergistische oder antagonistische Effekte auftreten und häufig besitzen moderne Additive mehrere Funktionen (multiple-purpose additives). Dabei werden weiterhin solche Additive unterschieden, welche die chemischen und physikalischen Eigenschaften der Basisöle verändern (z.B. Viskositäts-Index-Verbesserer, Antioxidantien) und solche, welche die Eigenschaften der Kontaktoberflächen verändern (EP-, AW-Zusätze).



**Abb. 3-19:** Wirkmechanismen verschiedener Schmierstoffadditive [8]

Chemische (oberflächenwirksame) Additive sind in der Regel mineralöllösliche, metallorganische Verbindungen, die ab gewissen Schmierstofftemperaturen in reaktive Produkte zerfallen. Die Zerfallsprodukte bilden durch chemische Reaktion mit der äußeren Grenzschicht der metallischen Kontaktoberfläche sehr harte, verschleißfeste und lastaufnahmefähige Reaktionsschichten aus. Da die Reaktionsschichten bei Grenz- und Mischreibungsbedingungen durch Abrasion ständig abgetragen werden, muss ein permanenter Prozess der Neubildung während des Betriebes ablaufen [8]. Chemische Additive können erst oberhalb einer bestimmten Mindesttemperatur wirksam werden, welche sich während des Lagerbetriebes in der Regel aufgrund der entstehenden Reibungswärme einstellt (Abb. 3-19). Erhitzt sich der Schmierstoff über eine bestimmte Maximaltemperatur hinaus, zersetzen sich die chemischen Additive und verlieren ihre Wirksamkeit.

Unter extremen Einsatzbedingungen, wie sehr hohen bzw. niedrigen Betriebstemperaturen, niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten oder extremen Flächenpressungen, bilden somit Festschmierstoffe eine Alternative zu den chemischen Additiven, da sich ihr Wirkmechanismus grundlegend unterscheidet. So bilden Festschmierstoffe unter der Voraussetzung eines bestimmten Mindestdrucks Schutzschichten an tribologischen Kontakten durch Anlagerung

aus. Für ihre Wirksamkeit ist keine Reaktionstemperatur erforderlich. Durch die Anlagerung entsteht ein glatter, gleichmäßiger Schutzfilm mit ähnlichen Eigenschaften, wie eine aus chemischen Additiven gebildete Reaktionsschicht. Bei den wichtigsten Festschmierstoffen für Wälzlagerschmierfette handelt es sich um Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ), Graphit, Polytetrafluorethylen (PTFE), Borax, Bornitrid (BN) und Zinksulfid (ZnS).

Eine Übersicht der wichtigsten Additive für Schmierfette ist mit Benennung ihrer charakteristischen Verbindungen (Beispiele), Aufgaben und einer Kurzbeschreibung ihrer Wirkungsweisen in Tabelle 3-1 aufgeführt.

**Tabelle 3-1:** Übersicht wichtiger Additive für Schmierfette [9], [63]

Additivtyp	Verbindungen	Aufgabe	Wirkungsweise
Hochdruck-zusätze (EP-Additive)	S, P, S-P, Cl, Cl-P, N, Festschmierstoffe	Verhütung von Mikroverschweißungen (Fretting) zwischen Metalloberflächen	Reaktionsprodukte bilden Verbindungen an Metalloberflächen mit niedrigerer Scherfestigkeit als das Grundmaterial; ständige Abscherung und Neubildung
Verschleißminderer (AW-Additive)	S, P, S-P, Cl, Cl-P, Zinkdialkyldithiophosphate (ZnDDTP), Festschmierstoffe	Herabsetzung von Verschleiß an Metalloberflächen	Bildung von plastisch deformierbarer Oberflächenreaktionsschichten, die das Tragbild verbessern
Korrosionsinhibitoren	ZnDDTP, Fettsäureamide, N, S, P	Schutz der Metalloberflächen gegen Korrosion	Bildung eines nichtmetallischen Schutzfilms an Metalloberflächen, der Wasser- und Sauerstoffzutritt zum Metall verhindert
Reibwertminderer (Friction Modifier)	PTFE, Fettalkohole, Fettsäuren, Festschmierstoffe	Verringerung der Reibungsverluste	Adsorption hochpolarer Moleküle an der Metalloberfläche zur Senkung von Reibung und Reibschwingungen
Haftverbesserer	Olefinpolymere, Polyisobutene	Verbesserung der Grundölhaftung an Metalloberflächen	Verleihen dem Schmiermittel stark strukturviskoses Verhalten (temporärer Viskositätsabbau bei Scherungsbeanspruchung)
Oxidationsinhibitoren (Antioxidantien)	Phenol-Derivate, Amine, ZnDDTP, S, P, S-P, Metall-Desaktivatoren	Bildung von harz-, lack-, schlamm-, säure- und polymerartigen Verbindungen minimieren	Beendigung der Oxidationskettenreaktion durch Verringerung der organischen Peroxide; Herabsetzung der Säurebildung, Verhinderung katalytischer Reaktionen
Viskositäts-Index-Verbesserer	lineare Polymermoleküle (Polyisobutene, Dien-Polymere, Polyolefine, etc.)	Verringerung der Viskositätsabnahme bei Temperatursteigerung	Polymermoleküle nehmen in warmen Lösungsmitteln durch Entknäuelung ein größeres Volumen ein, wodurch eine Eindickung des Öls stattfindet.

Additivtyp	Verbindungen	Aufgabe	Wirkungsweise
Pourpoint-Verbesserer	Polymethacrylate, langkettige Alkylphenole, Copolymere	Verbesserung des Tieftemperatur-Fließverhaltens	paraffinähnliche Verbindungen verhindern Kristallwachstum und bewirken Adhäsion zu Strukturnetzen

Bei den durch Schattierung gekennzeichneten Additiven handelt es sich um solche, die das Grundöl in seinen Eigenschaften verbessern, die übrigen verändern die Metalloberflächen des tribologischen Systems.

### 3.5.4 Fließverhalten

Schmierfette bestehen aus festen und flüssigen Anteilen und werden somit als konsistente Stoffe bezeichnet. Sie weisen gleichermaßen Festkörper- und Flüssigkeitseigenschaften auf.

Für den Grenzfall des *Hookeschen* Festkörpers gilt, dass dieser sich vollkommen elastisch bis zum Erreichen seiner Fließgrenze  $\tau_s$  verhält, d.h. die auftretende Schubspannung  $\tau$  ist proportional zur Deformation bzw. Verschiebung  $\gamma$ . Mit dem Gleit- oder Schubmodul  $G$  ergibt sich die Schubspannung  $\tau$  zu:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (3-36)$$

Für den zweiten Grenzfall der *Newtonschen* Flüssigkeit gilt, dass die Schubspannung sich proportional zum Scher- bzw. Geschwindigkeitsgefälle  $D$  verhält:

$$\tau = \eta \cdot D \quad (3-37)$$

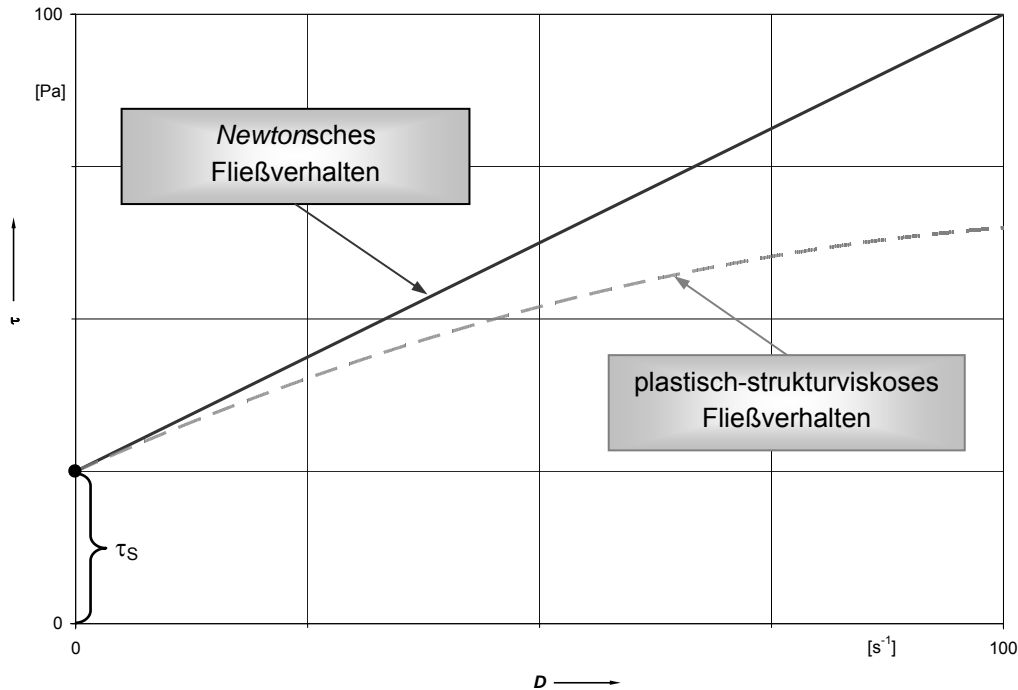
Der Scherung setzt die *Newtonsche* Flüssigkeit infolge innerer Reibung einen Widerstand entgegen, der als dynamische Viskosität  $\eta$  bezeichnet wird. Die dynamische Viskosität eines Schmierstoffes ist maßgeblich für seine Tragfähigkeit und Reibung. Der Quotient aus dynamischer Viskosität und Dichte  $\rho$  wird als kinematische Viskosität  $\nu$  bezeichnet:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3-38)$$

Die meistens in Produktdatenblättern von Schmierstoffen angegebene kinematische Ölviskosität stellt somit lediglich ein Viskositäts-Dichte-Verhältnis dar und ist zur Charakterisierung tribologischer Prozesse eher ungeeignet.

Bei *Newtonschen* Flüssigkeiten hängt die dynamische Viskosität lediglich von der Temperatur  $\vartheta$  und dem Druck  $p$  ab, nicht jedoch vom Schergefälle  $D$ . Dieses Verhalten trifft in der Regel für reine Mineralöle und synthetische Öle vergleichbarer Molekularmassen zu [17]. Schmieröle, deren Viskosität vom Schergefälle abhängt, werden als nicht-*Newtonsche* Öle bezeichnet. Nimmt die Viskosität mit steigendem Schergefälle ab, so spricht man von strukturviskosem Schmierstoff (Abb. 3-20). Dieses Verhalten kann beispielsweise durch die Additivierung *Newtonscher* Grundöle hervorgerufen werden, z.B. durch Zusatz von Polymeren zur Verbesserung des Viskositäts-Indexes [17]. Grundsätzlich unterscheidet man

auch dilatante Flüssigkeiten, mit einem progressiv ansteigenden Kurvenverlauf. Solche Flüssigkeiten sind als Schmierstoffe unbrauchbar. So verursachen sie gerade bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, wenn die Tragfähigkeit von Schmierstoffen ohnehin nicht ausgenutzt wird, hohe Reibungsverluste, weshalb auf diese hier nicht näher eingegangen werden soll.



**Abb. 3-20:** Prinzipielle Fließkurven konsistenter Schmierstoffe

Bei konsistenten Schmierstoffen tritt zusätzlich zu den oben beschriebenen Verhaltensmustern eine Fließgrenze auf (Abb. 3-20), wobei zwei Arten zu unterscheiden sind. Im Falle einer echten Fließgrenze des Schmierstoffes hält dieser unterhalb der Grenzscherbeanspruchung  $\tau_s$  der Belastung ohne Deformation stand, man spricht von linear-viskoelastischem Verhalten. Im Fall einer unechten Fließgrenze steigt die Schubspannung aus dem Nullpunkt heraus mit annähernd unendlicher Steigung an, eine Unterscheidung zur echten Fließgrenze ist nur unter hohem messtechnischen Aufwand möglich.

Insbesondere bei strukturviskosen Schmierstoffen nimmt die Schubspannung und somit die dynamische Viskosität bei konstantem Schergefälle mit zunehmender Beanspruchungszeit ab. Regeneriert sich diese Konsistenzabnahme nach Beendigung der Beanspruchung, so wird dieses reversible Verhalten als echte Thixotropie bezeichnet [94]. Werden die Verbindungen des Verdickergerüsts eines Schmierfettes dagegen endgültig zerstört, so spricht man von einem irreversiblen Verhalten bzw. von unechter Thixotropie. In einem solchen Fall kann das Betriebsverhalten von Schmierfetten nur schwer vorhergesagt werden. Ungeeignet als Schmierstoffe erweisen sich solche konsistenten Stoffe, die ein rheoplexes Fließverhalten zeigen. In diesem Fall nimmt die Viskosität infolge andauernder Scherbeanspruchung zu und es erfolgt eine Wiederabnahme nach deren Beendigung. Häufig besteht ein enger Zusammenhang zwischen rheoplexem und dilatantem Fließverhalten.

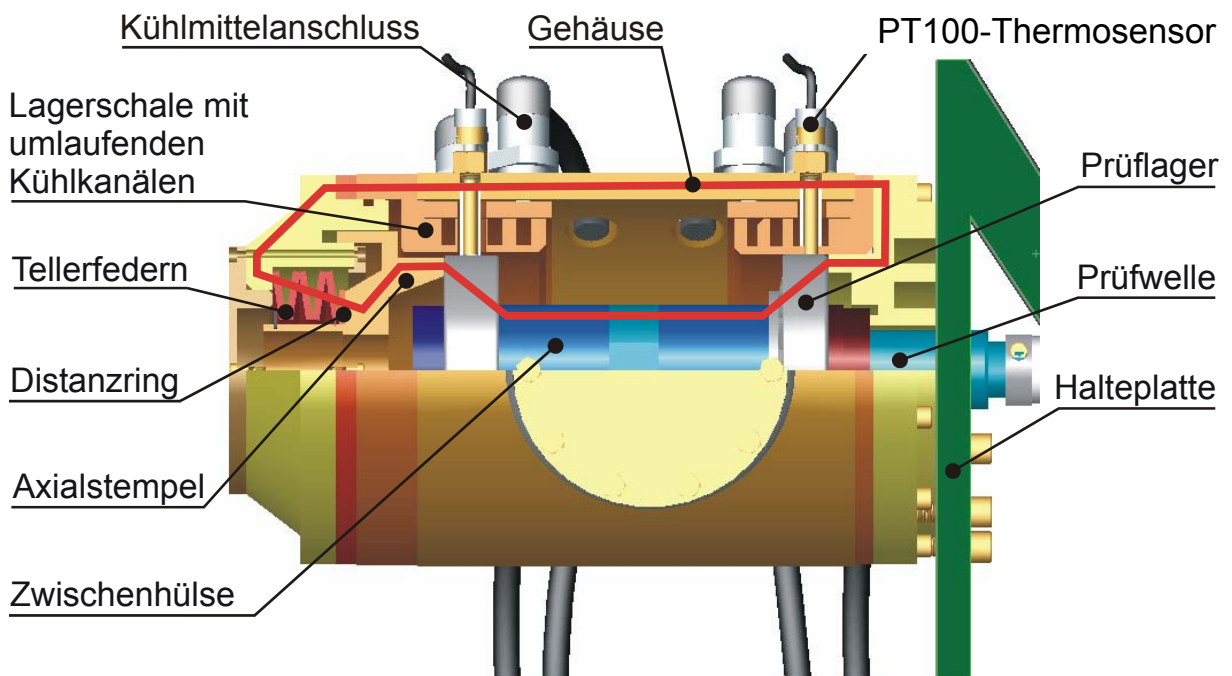


## 4 Experimentelle Grundlagen

Im folgenden Kapitel wird die im Rahmen dieser Forschungsarbeit eingesetzte Prüf- und Messtechnik beschrieben. Ebenso werden die verwendeten Untersuchungsgegenstände, also Versuchsfette und –lager, detailliert vorgestellt. Abschließend werden die zur Bestimmung rheologischer und physikalischer Schmierfettkennwerte herangezogenen Laborverfahren erläutert.

### 4.1 Wälzlagerprüfstände

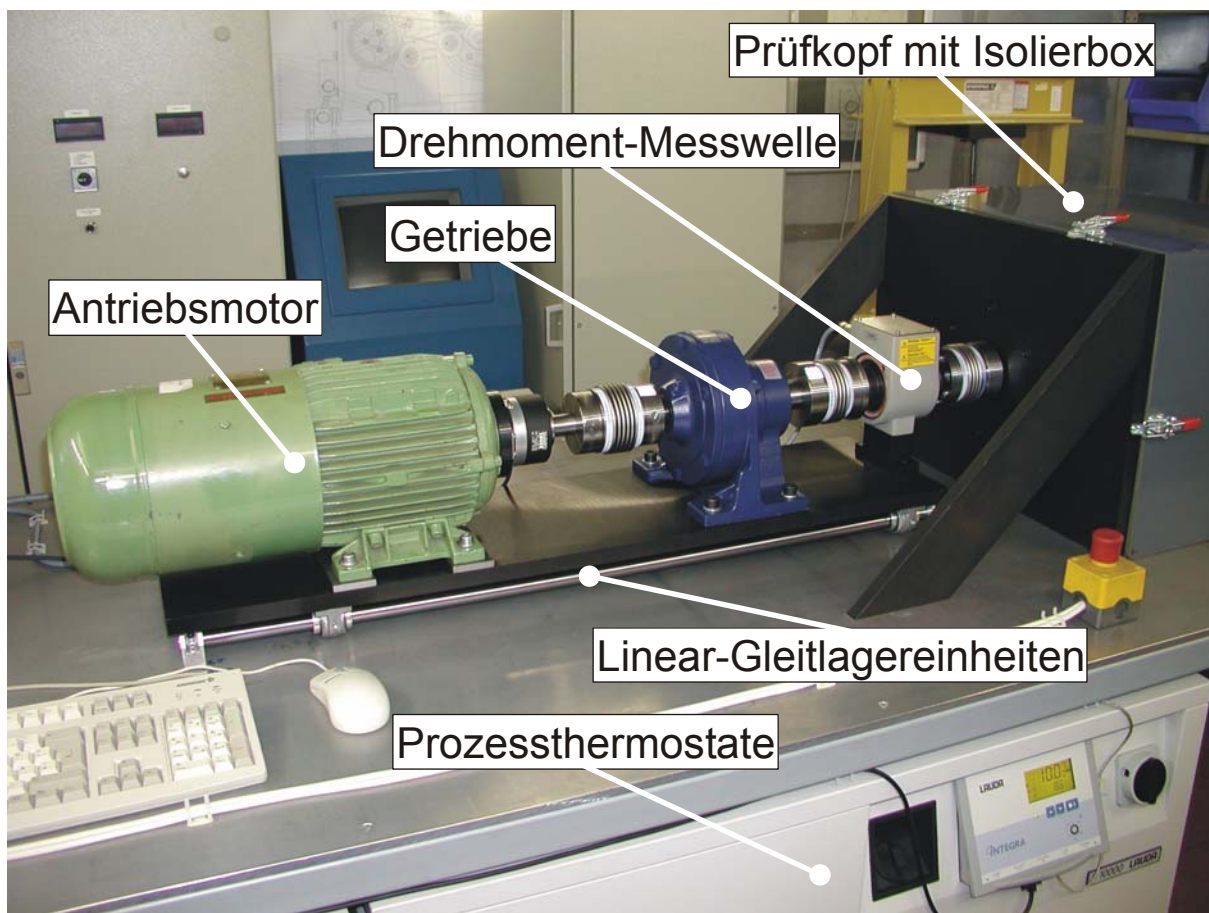
Im Rahmen dieser Arbeit kamen zwei modifizierte Versionen des in der E DIN 51819-1 [30] spezifizierten Wälzlagerschmierstoff-Prüfgeräts FE8 zum Einsatz. Durch die bestehende Applikation lässt sich der Einsatz zweier fettgeschmierter Wälzlager bei definiert eingestellten Umgebungstemperaturen und einem hohen Wärmeübergang der Umbauteile simulieren. Eine der beiden Versuchseinrichtungen (Bezeichnung im Folgenden: FE8-II) wurde im Rahmen dieser Arbeit komplett neu aufgebaut, wohingegen eine zweite, bereits im Rahmen der Untersuchungen von *Gerstenberger* eingesetzte (FE8-I), messtechnisch weiterzuentwickeln war. Mit Ausnahme der Kühlleistung, die im Falle des neuen Prüfstandes durchschnittlich um den Faktor 2,5 gesteigert werden konnte, basieren beide Prüfstände auf dem gleichen Konzept. Dieses wird im Folgenden kurz vorgestellt.



**Abb. 4-1:** Schnittansicht des Prüfkopfes

Bei dem Prüfkopf (Abb. 4-1) handelt es sich um eine modifizierte FE-8-Version, in welcher zwei axial gegeneinander angestellte Wälzlager (hier Schrägkugel- und Kegelrollenlager)

betrieben werden können. Die Außenringe der Versuchslager werden von Lagerschalen aufgenommen, durch welche Kühlmittel zirkuliert. Somit kann eine definierte und konstante Außenringtemperatur mit hohem Wärmedurchgang eingestellt werden. PT-100 Thermoaufnehmer erfassen die Temperatur der Lager am jeweiligen Außenring, welche als Regelgröße für die Steuerung der Kühlgeräte dient. Die Versorgung der Lagerschalen mit Kühlmittel erfolgt über Schraubadapter und daran angeschlossene Verbindungsleitungen. Die Prüflager werden über Tellerfederpakete im Kraftfluss verspannt, wobei die axiale Belastung durch Variation der Federanzahl, ihrer Anordnung sowie der Distanzscheiben eingestellt werden kann. Der Prüfkopf ist mit einer Halteplatte verschraubt, welche auf der Grundplatte des Prüfstandes montiert ist. Eine isolierte Kunststoffbox schirmt während des Versuchsbetriebes den Prüfkopf gegenüber der Umgebung ab und verhindert somit eine durch Luftzirkulation verursachte Bildung von Kondenswasser (Abb. 4-2).



**Abb. 4-2:** Ansicht der wesentlichen Prüfstandskomponenten

Der Antrieb der Prüfwelle erfolgt über einen stufenlos regelbaren Elektromotor. Mit der Abtriebswelle verbunden ist ein inkrementaler Hohlwellen-Drehgeber zur Drehzahlerfassung. Mit Hilfe eines Getriebes wird die Motordrehzahl auf die gewünschte Prüfdrehzahl übersetzt. Zwischen Getriebe und Prüfkopf ist eine Drehmoment-Messwelle mit telemetrischer Datenübertragung zur Erfassung des Summenreibmomentes beider Versuchslager in den Antriebstrang integriert. Zur Erleichterung der Montagearbeiten sind die beschriebenen

Antriebskomponenten auf einer gemeinsamen Platte montiert, welche mittels Linear-Gleitlagereinheiten gegenüber der Grundplatte verschoben werden kann.

Der gesamte Prüfstand befindet sich auf einer geschweißten Tischkonstruktion, unterhalb derer sich zwei Prozessthermostate befinden. Beide Thermostate sind durch isolierte Schlauchverbindungen mit jeweils einer Lagerschale des Prüfkopfes verbunden, sodass beide Lager unabhängig voneinander temperiert werden können.

Messdatenerfassung und Prüfstandsteuerung erfolgen mittels Personal-Computer, einer digitalen/analogen Messkarte sowie der Mess- und Steuerungssoftware DIAdem<sup>®</sup>. Der PC wird standardmäßig zur Erfassung des Drehzahl- und Drehmomentsignals sowie zur Aufzeichnung der Außenringtemperaturen genutzt. Es besteht außerdem die Möglichkeit, mit Hilfe eines telemetrisch arbeitenden Messsystems eine weitere Temperatur am Innenring eines der Prüflager aufzuzeichnen. Weitere Messapplikationen erlauben die qualitative Beurteilung des Schmierungszustandes über Messung des ohmschen Lagerübergangswiderstandes sowie die optische Erfassung der Schmierstoffbenetzung von Rollenstirnflächen (Kegelrollenlager) mittels UV-induzierter Fluoreszenz (siehe nachfolgende Kapitel). Mit Hilfe induktiver Wegsensoren kann ferner die Gesamtschmierfilmhöhe der Versuchslager quantitativ bestimmt werden. Die wesentlichen technischen Daten der eingesetzten Wälzlagerprüfstände sind in folgender Tabelle 4-1 zusammengefasst.

**Tabelle 4-1:** Technische Daten der beiden Wälzlagerprüfstände FE8-I und FE8-II

Parameter	Wert
axiale Belastung	10 kN ... 80 kN
Wälzlagerdrehzahl	0 min <sup>-1</sup> ... 750 min <sup>-1</sup>
Temperaturbereich	-25 °C ... +80 °C (FE8-I) -25 °C ... +120 °C (FE8-II)
Kälte-/Wärmeleistung	0,6 kW (-25 °C) ... 6,5 kW (+20 °C) (FE8-I) 2,2 kW (-25 °C) ... 10,0 kW (+20 °C) (FE8-II)
Wälzlagertyp	7312.B, 31312.A, (6312), (21312)
max. Wälzlagerreibmoment	100 Nm
Messgrößen (Standard)	- Drehzahl - Reibmoment - Außen-(2 Lager) / Innenringtemperatur (1 Lager)
Sondermessgrößen (Applikationen)	- Übergangswiderstand (elektrisch) - Gesamtschmierfilmhöhe (induktiv)

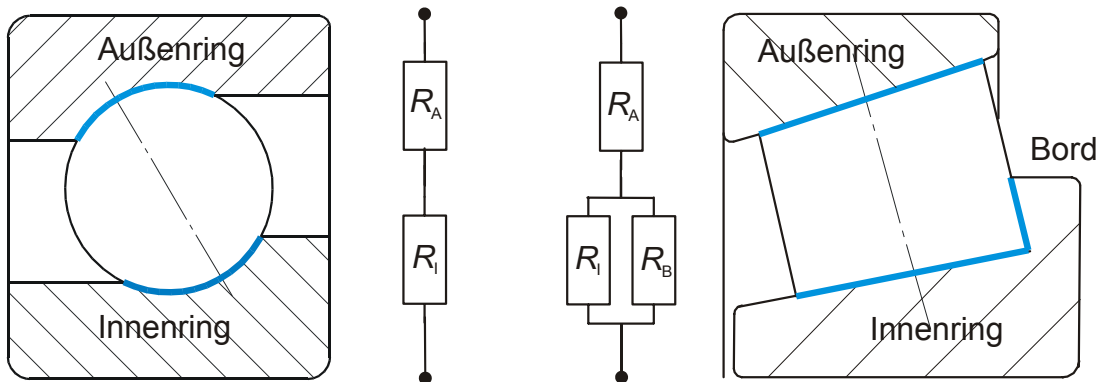
#### 4.1.1 Widerstands-Messsystem zur Beurteilung des Schmierungszustandes

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein Messverfahren auf Basis des elektrischen Widerstands eingesetzt, mit dem eine qualitative Beurteilung des Schmierungszustandes in Wälzlagern möglich ist. Dieses System wird in vollständig oder nahezu identischer Form in neueren Veröffentlichungen von *Gerstenberger* [47], *Thiede* [101] und *van de Sandt* [104]

detailliert beschrieben und angewandt, weshalb hier nur kurz auf die wesentlichen Merkmale eingegangen werden soll.

### **Grundlagen:**

Im Falle einer vollständigen Trennung der metallischen Oberflächen im Wälzlager durch einen Schmierfilm oder eine Reaktionsschicht befindet sich zwischen den Laufbahnen und den Wälzkörpern ein elektrisch nicht leitendes Medium. Der elektrische Gesamtwiderstand dieser trennenden Schicht besitzt einen realen (*Ohmschen*) Anteil, der betragsmäßig vom Schmierzustand beeinflusst wird. Der *Ohmsche* Gesamtwiderstand eines Lagers  $R_L$  ergibt sich durch Parallelschaltung einer der Wälzkörperanzahl  $z$  entsprechenden Menge an Widerstands-Einzelbrücken. Diese setzen sich grundsätzlich zusammen aus einer Reihenschaltung des Widerstands zwischen Außenringlaufbahn und Wälzkörper  $R_A$  sowie des Widerstands zwischen Wälzkörper und Innenringlaufbahn  $R_I$ . Im Falle eines Kegelrollenlagers ist diesem Widerstand  $R_I$  ein zweiter Widerstand  $R_B$  parallel geschaltet, welcher den Kontakt zwischen Innenringbord und Rollenstirnfläche berücksichtigt. Das folgende Bild verdeutlicht die Ersatzschaltbilder für Schrägkugel- und Kegelrollenlager-Einzelkontakte.



**Abb. 4-3:** Schema des Schrägkugellager- (li.) und Kegelrollenlager-Einzelkontaktes (re.)

Der *Ohmsche* Gesamtwiderstand eines Schrägkugellagers  $R_{L,S}$  berechnet sich entsprechend den obigen Ausführungen zu

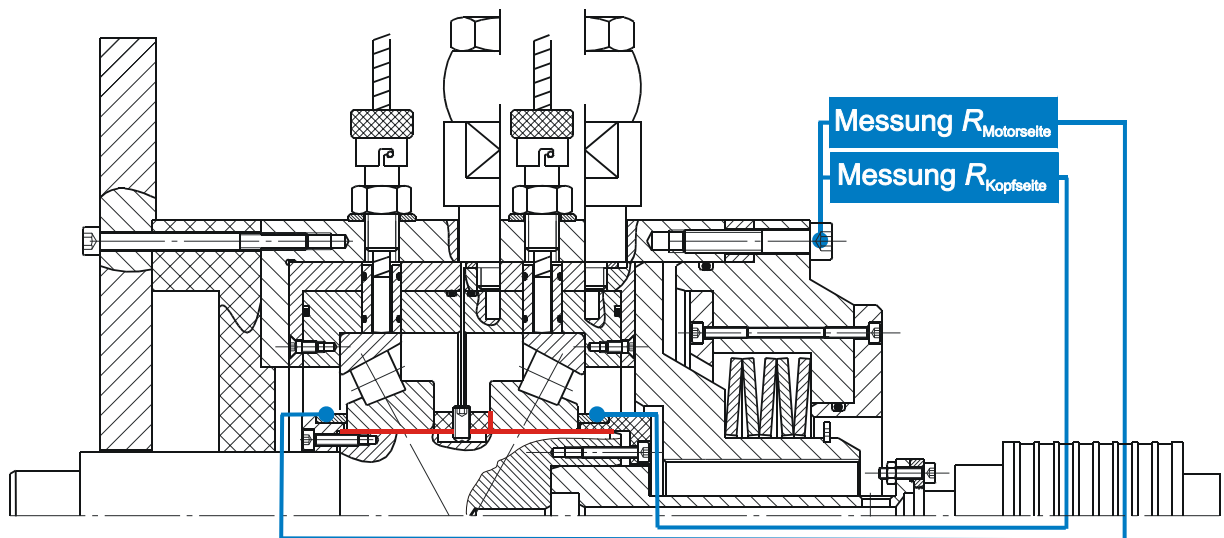
$$R_{L,S} = \left( \sum_{i=1}^z \left( \frac{1}{R_{A,i} + R_{I,i}} \right) \right)^{-1} \quad (4-1)$$

mit  $z$  als der Wälzkörperanzahl. Für den *Ohmschen* Gesamtwiderstand eines Kegelrollenlagers  $R_{L,K}$  gilt:

$$R_{L,K} = \left( \sum_{i=1}^z \left( \frac{1}{R_{A,i} + \frac{R_{I,i} \cdot R_{B,i}}{R_{I,i} + R_{B,i}}} \right) \right)^{-1} \quad (4-2)$$

**Versuchsaufbau:**

Um den *Ohmschen* Widerstand beider Wälzlager im FE8-Prüfkopf unabhängig voneinander messen zu können, werden die Lager wellenseitig elektrisch isoliert (Abb. 4-4). Dies geschieht durch Verwendung einer Prüfwellen mit keramisch beschichteten Lagersitzen (Material: PP06.S; Schichtdicke: 0,4 mm) sowie von Befestigungselementen aus Kunststoff. An beiden Innenringen der Prüflager liegt stirnseitig jeweils ein metallischer Kontakttring an, der über eine Schaltlitze mit einem Signalübertrager verbunden ist. Mit diesem Zwei-Kanal-Übertrager kann somit der Schaltkreis zwischen der ruhenden Messmasse (Gehäuse) und den drehenden Lagerkomponenten nahezu reibungs- und widerstandslos geschlossen werden. Der *Ohmsche* Übergangswiderstand beider Versuchslager kann somit kontinuierlich und unabhängig voneinander während der Bauteilexperimente aufgezeichnet werden.



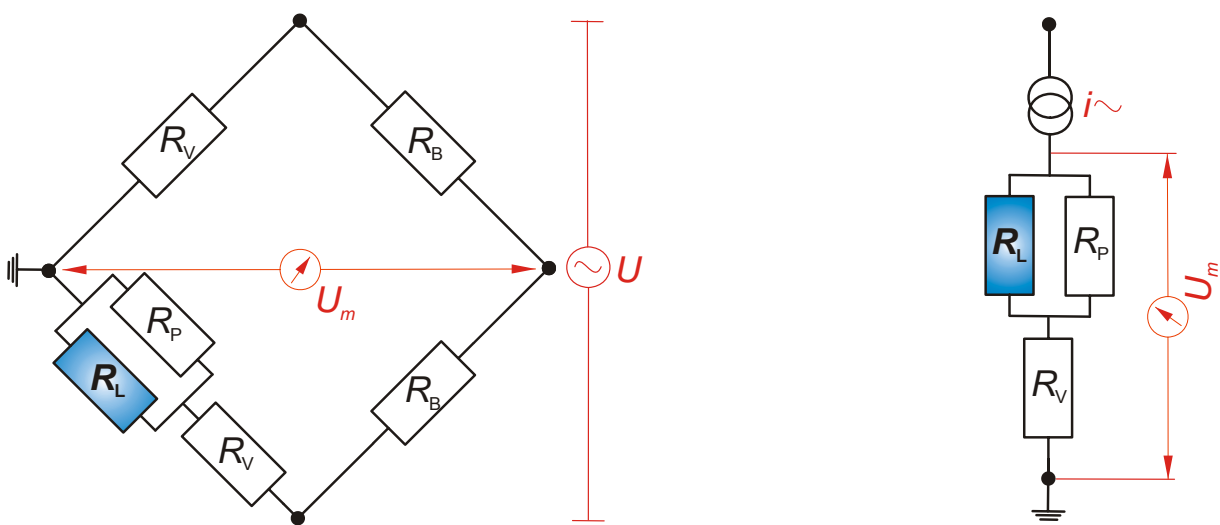
**Abb. 4-4:** Schema der Messkette zur *Ohmschen* Widerstandsmessung im FE8-Prüfkopf

Zur Vermeidung des sog. „Tunneleffektes“, bei dem es durch Ausrichtung der Elektronen zur Bildung einer Strecke erhöhter Leitfähigkeit innerhalb der grundsätzlich isolierenden Fettschicht kommen kann, wird mittels Trägerfrequenzverstärker ein Wechselstrom bzw. eine Wechselspannung an die oben beschriebene und in Abb. 4-4 dargestellte Messschaltung angelegt. Durch den Richtungswechsel der Flussrichtung kann die Elektronenausrichtung vermieden werden. Durch eine entsprechende Auslegung des Trägerfrequenz-Messsystems (Wahl der Vor- und Parallelwiderstände sowie der anliegenden Speisespannung bzw. des Speisestroms) wird zudem die am Wälzlager direkt anliegende Messspannung derart begrenzt, dass Spannungsdurchschläge erst ab einer Trennschichtdicke von wenigen Nanometern auftreten und somit das tribologische System während der Dauerversuche nicht gestört werden kann.

Zur Widerstandsmessung wurde im Rahmen dieser Arbeit zunächst ein Messsystem verwendet, bei welchem jedes Versuchslager auf die in Abb. 4-5 (links) gezeigte Weise in eine *Wheatstonsche* Brückenschaltung integriert wird. An die Messbrücke wird hierbei eine definierte Wechsel-Speisespannung  $U$  angelegt. Der Zusammenhang zwischen dem realen

Ohmschen Widerstand des Wälzlagers und der gemessenen Brückenspannung  $U_m$  wird hierbei durch Kalibrierung der Messapplikation über variable Referenzwiderstände hergestellt. Dieses Messsystem wurde in identischer Form bereits von *Gerstenberger* [47] verwendet.

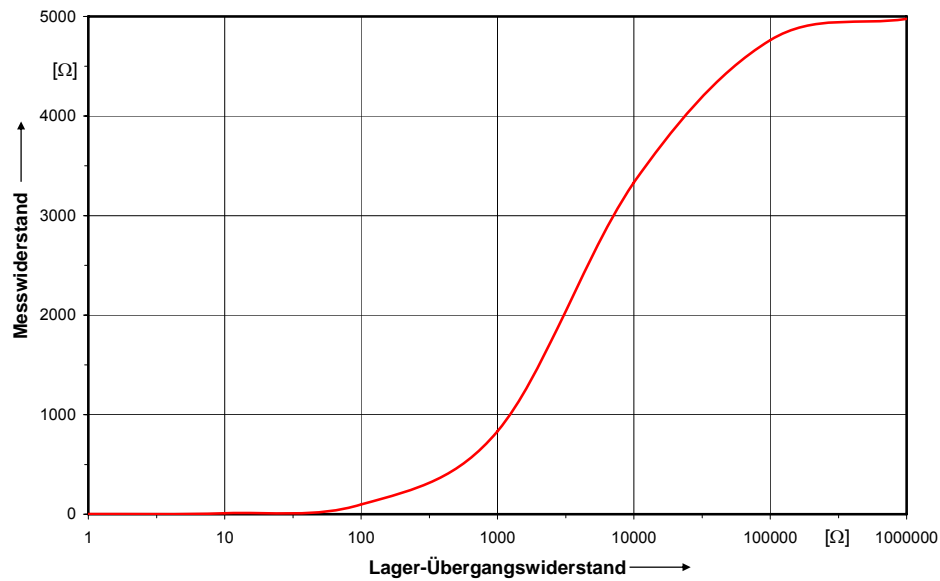
Zur Vereinfachung der Messkettenkalibrierung sowie zur Verbesserung der Messempfindlichkeit bei Werten des Übergangswiderstandes von mehr als  $1 \text{ k}\Omega$  wurde im Laufe dieser Arbeit das *Wheatstonsche* durch ein direkt den Widerstand messendes Trägerfrequenz-Messsystem substituiert. Ein Ersatzschaltbild dieses Messaufbaus ist in Abb. 4-5 (rechts) dargestellt. Hierbei handelt es sich um ein kommerzielles Messverstärkersystem, das zur Messung freier Widerstände sowie zur Messung von PT-Widerstandsthermometern geeignet ist.



**Abb. 4-5:** Ersatzschaltbild für die Messung des Übergangswiderstandes  $R_L$  mittels *Wheatstonscher* Brückenschaltung (li., [47]) und mittels direkt messender Applikation (re.)

Der Widerstandszeit wird in dem direkt messenden System an eine hochgenaue Wechselstromquelle ( $1 \pm 0,2 \text{ mA}$ ) angeschlossen. Die über den Gesamtwiderstand abfallende Spannung wird über ein integriertes Spannungs-Messsystem mit derart hoher Genauigkeit ermittelt, dass der Gesamtwiderstand der Messapplikation über einen Messbereich von  $0 \dots 5000 \Omega$  mit einer Linearitätsabweichung von  $\pm 1 \Omega$  ausgegeben werden kann, bei einer temperaturbedingten Nullpunktdrift von  $0,5 \Omega/\text{K}$ .

In Abb. 4-6 ist der Zusammenhang zwischen gemessenem Gesamtwiderstand und dem Lager-Übergangswiderstand für die gewählte Applikation dargestellt. Man erkennt, dass nunmehr eine Widerstandsmessung bis deutlich über  $10 \text{ k}\Omega$  mit ausreichend hoher Empfindlichkeit möglich ist.



**Abb. 4-6:** Zusammenhang zwischen Mess- und Übergangswiderstand, Direktmessung

#### 4.1.2 Wegmesssystem zur Bestimmung der Gesamtschmierfilmhöhe

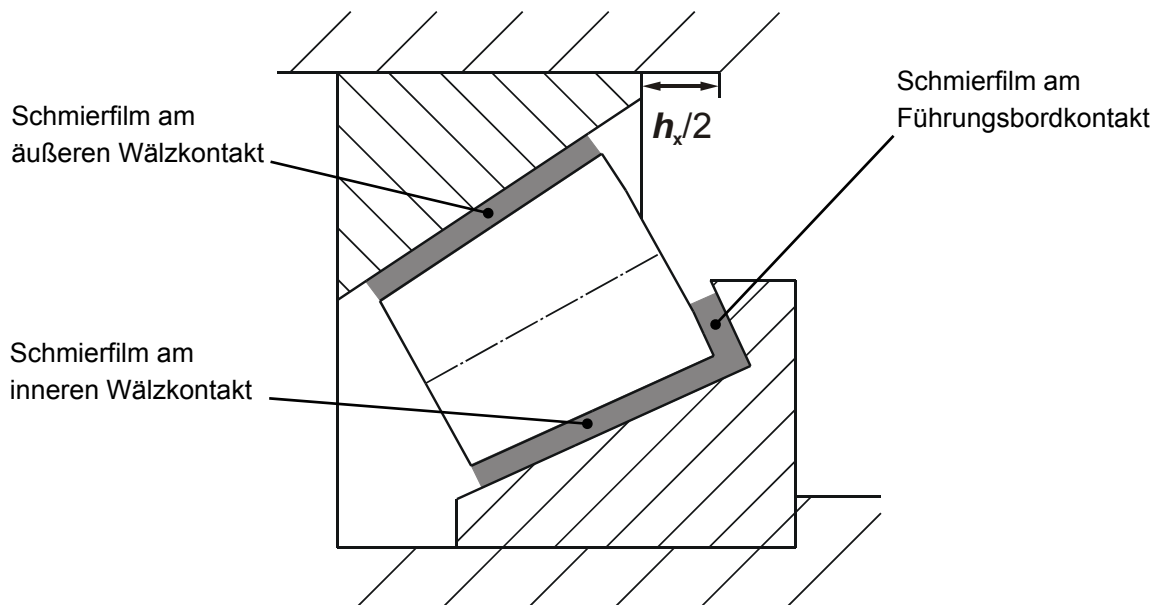
Neben einer grundsätzlichen Beurteilung des Schmierzustandes durch messtechnischen Nachweis einer (un)vollständigen Trennung der Kontaktoberflächen durch den eingesetzten Schmierstoff mittels Widerstandsmesssystem war im Rahmen dieser Arbeit auch die quantitative Erfassung der Schmierfilmhöhen von Interesse. Zu diesem Zweck wird am Lehrstuhl bereits seit mehreren Jahren erfolgreich ein kapazitives Messsystem eingesetzt, welches durch Messung und Umrechnung der elektrischen Gesamtkapazität axial belasteter Wälzlager die Bestimmung ihrer Schmierfilmhöhen ermöglicht ([6], [111]). Dieses Verfahren ist insofern mit einem hohen experimentellen Aufwand verbunden, als die relative Dielektrizitätskonstante bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur individuell für jedes Versuchsfett im Laborexperiment bestimmt werden muss. Die hierbei verwendete Fettprobe ist zuvor in einer speziellen Wälzlager-Apparatur mehrfach zu zerschneiden, um die real im Wälzlagerkontakt vorliegende Schmierfettstruktur zu erhalten.

Motiviert durch die Forschungsarbeiten von *Walbeck* [106] wurde im Rahmen dieser Arbeit ein alternatives Schmierfilmhöhen-Messsystem an den bestehenden FE8-Prüfkopf appliziert, welches auf dem Einsatz induktiver Wegaufnehmer basiert. Dieses System ermöglicht, ebenso wie das kapazitive Messprinzip, die intermittierende Messung der Gesamtschmierfilmhöhe während eines dynamischen Wälzlagerexperiments, jedoch ohne die Notwendigkeit begleitender Laboruntersuchungen. Das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Messsystem wird nachfolgend beschrieben.

#### Versuchsprinzip und -aufbau:

Der Mechanismus der hydrodynamischen Schmierung ruft während des Lagerbetriebes einen Schmierfilmaufbau zwischen den Oberflächen von Lagerringen und Wälzkörpern hervor, der

eine Verschiebung des Wälzkörpersatzes sowie der Lagerringe bei deren axialer Loslage bedingt (Abb. 4-7). Ebenso sorgt der chemisch-physikalische Aufbau einer Triboschutzschicht für eine, wenn auch sehr geringe, zusätzliche Verschiebung der Komponenten. Eine radiale Verschiebung der Lagerringe wird durch den inneren und äußeren Lagersitz verhindert. Für die nachfolgenden Betrachtungen werden alle Umbauteile der Lagerung als starr angenommen. Im vorliegenden Betriebsfall werden die Lager rein axial belastet, sodass sich unter Vernachlässigung der bezogen auf die Lagerbelastung sehr geringen Massekräfte von Welle und Lagerkomponenten ein gleichmäßiger Schmierfilm über den Lagerumfang ausbildet. Zur Messung der axialen Bewegung wurde im Rahmen dieser Arbeit auf das Prinzip der elektromagnetischen Induktion bei Bewegung eines elektrischen Leiters senkrecht zu den Feldlinien eines magnetischen Feldes zurückgegriffen.



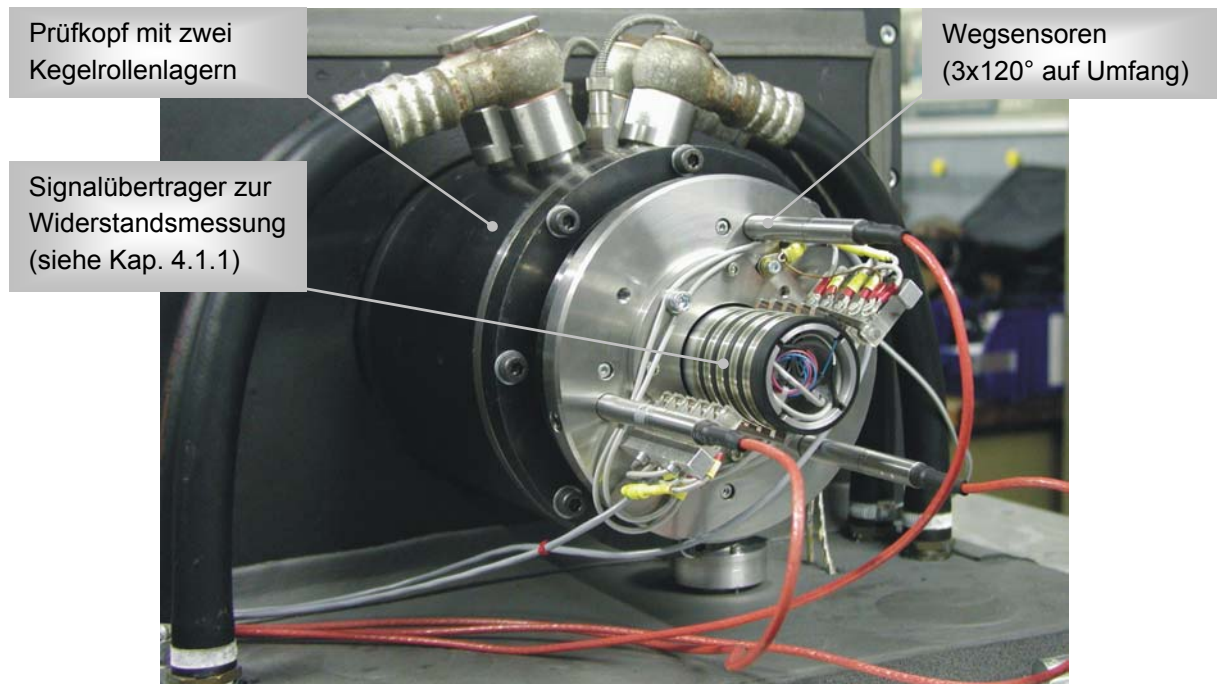
**Abb. 4-7:** Verschiebung des Lageraußenringes durch Schmierfilm und Trennschichtaufbau

Das in den FE8-Prüfkopf integrierte Wegmesssystem (Abb. 4-8) besteht im Wesentlichen aus drei induktiven Wegsensoren mit einem Messbereich von 0 ... 2 mm nebst jeweiligem Messverstärker. Die Messspitzen der Wegsensoren liegen lotrecht an der äußeren Stirnfläche des kopfseitigen Lageraußenringes an. Die Wegsensoren sind dabei in einem Winkel von  $120^\circ$  zueinander über den Umfang positioniert. Die Wegsensoren erfassen in dieser Einbaulage die axiale Gesamtverschiebung bzw. die axiale Verschiebung infolge Schmierfilmaufbau  $h_x$  der beiden axial belasteten Schräglager, im vorliegenden Fall zweier Kegelrollenlager 31312.A.

Die Sensoren sind axial so positioniert, dass die Messunsicherheit durch Linearitätsabweichung laut Prüfprotokoll etwa  $0,1 \mu\text{m}$  beträgt. Die Sensoren liefern als Ausgangsgröße eine dem Weg proportionale Spannung im Bereich von 0 ... 80 mV bei einer Speisespannung von 2,5 V, welche zur Weiterverarbeitung jeweils einem Messverstärker zugeführt wird. Die Verstärker besitzen die Genauigkeitsklasse 0,03. Damit beträgt der maximale Fehler des Verstärker-Ausgangssignals  $0,3 \mu\text{m}$  bei der verwendeten Einbauposition (1 mm Tasttiefe).



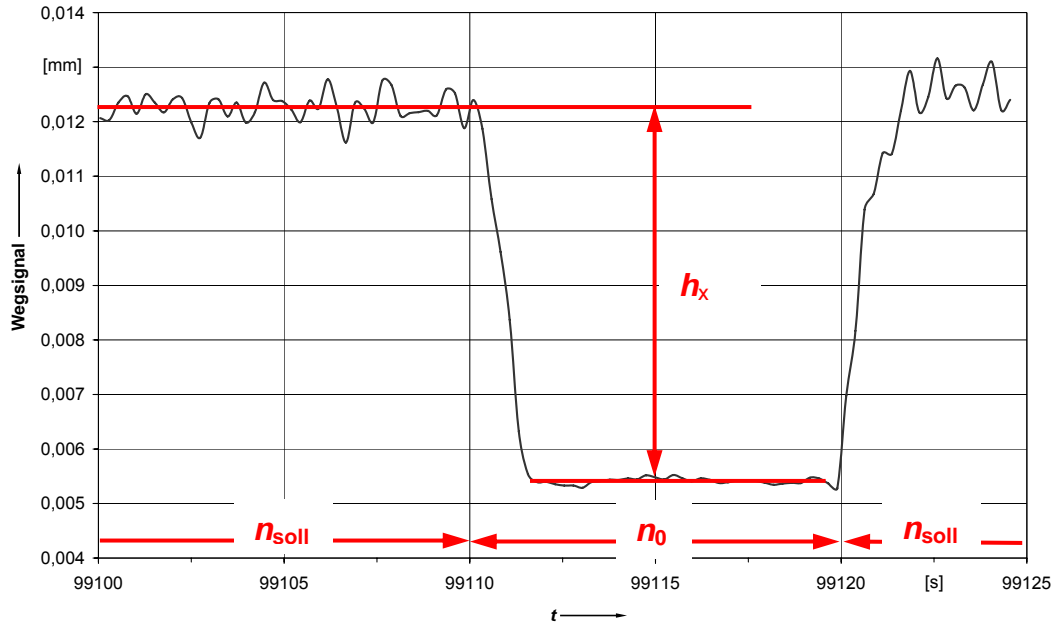
Der maximale Gesamtfehler der hier vorgestellten Messkette, bedingt durch Linearitätsabweichung der Sensoren und Verstärkergenauigkeit, beträgt somit  $0,32 \mu\text{m}$ .



**Abb. 4-8:** Prüfkopf mit Komponenten zur Schmierfilmhöhenmessung

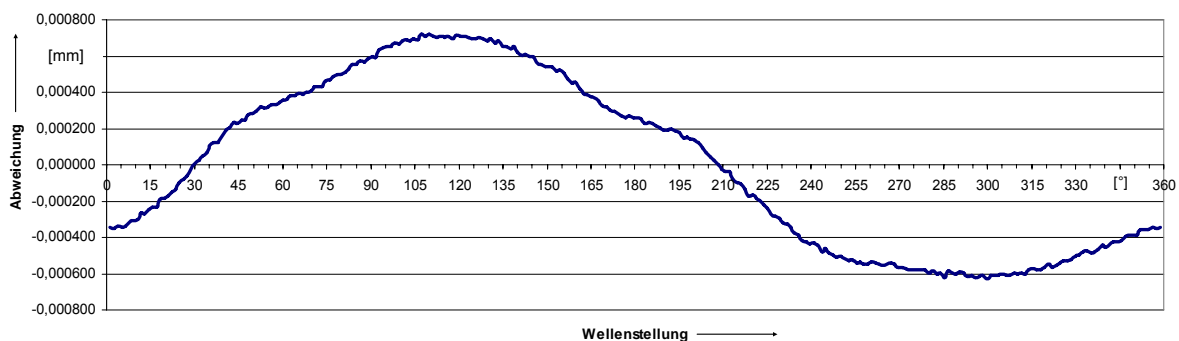
### **Messverfahren:**

Grundsätzlich kann die Gesamtschmierfilmhöhe  $h_x$  der Versuchslager nur intermittierend durch Messung des Wegsignals bei der jeweiligen Betriebsdrehzahl  $n_{\text{soll}}$  und der Stillstands-drehzahl  $n_0$  durch Differenzbildung bestimmt werden. *Walbeck* [106] beschreibt in seiner Arbeit die Filmhöhenmessung ölgeschmierter Axial-Zylinderrollenlager durch Differenzbildung zwischen „Wellenstillstand“ ( $n_0 = 10 \text{ min}^{-1}$ ) und dem Wegsignal nach Anlauf der Lagerung auf Betriebsdrehzahl innerhalb einer Zeit von 0,5 s. Bei den fettgeschmierten Versuchslagern führt die Differenzmessung der gemittelten Wegsignale zwischen Wellenstillstand und dem Lagerbetrieb vor Verzögerung der Lagerung zur besten Messgenauigkeit, da sich das System aus Schmierfett und Wälzlager hierbei im Beharrungszustand befindet. Eine Verfälschung des Wegsignals durch Wärmedehnung der Bauteile wird durch eine Verzögerung der Welle innerhalb einer Zeitdauer von 1,5 s verhindert. Der Betriebszustand „Wellenstillstand“ entspricht im Rahmen dieser Arbeit einer Drehzahl von  $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ . Dabei handelt es sich um die geringste Drehzahl, die mit dem eingesetzten Antriebsmotor mit hoher Konstanz gefahren werden kann. Den zeitlichen Verlauf einer repräsentativen Schmierfilmhöhenmessung zeigt folgende Abb. 4-9.



**Abb. 4-9:** Schmierfilmhöhenbestimmung über Differenzmessung

Nach erfolgreichem Einlauf der fettgeschmierten Lagerung über eine Zeitdauer von 12 Stunden bei der jeweiligen Parameterkombination wird vor Beginn des eigentlichen Messbetriebes eine Stillstandskalibrierung ( $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ ) vorgenommen, wobei das Wegsignal ohne Schmierfilmaufbau in Abhängigkeit der Wellenwinkelstellung bei mindestens siebenfacher Wiederholung gemessen wird. Hierdurch können durch Form- und Lageabweichungen aller drehenden Teile im jeweiligen Montagezustand hervorgerufene Messfehler eliminiert werden. Eine solche der Auswertung zu Grunde liegende Kalibrierkurve zeigt folgende Abb. 4-10. Bei jeder nachfolgenden Schmierfilmhöhenmessung muss das im Stillstand gemessene Wegsignal vor der Datenauswertung um den der jeweiligen Winkelstellung entsprechenden Kalibrierwert korrigiert werden.

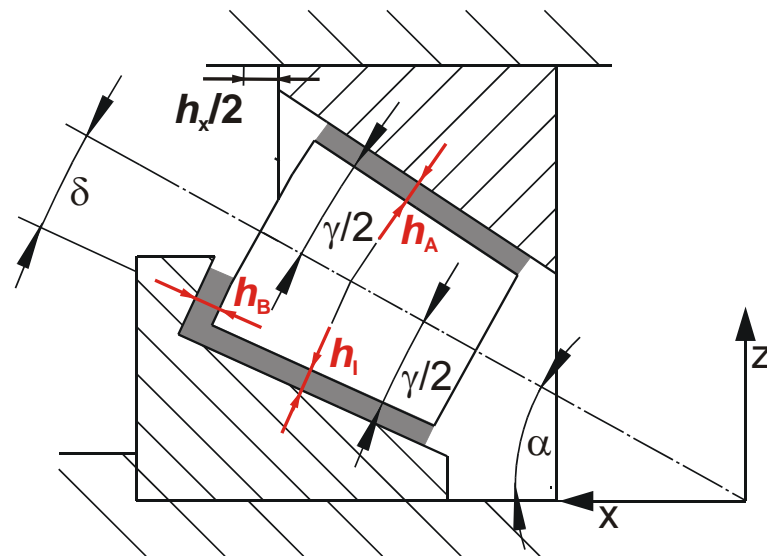


**Abb. 4-10:** Wegsignal in Abhängigkeit der Wellenwinkelstellung (Kalibrierkurve)

Als gemessene axiale Gesamtverschiebung  $h_x$  je Parameterkombination wird im Folgenden der Mittelwert aus zehn Einzelmessungen nach dem beschriebenen Verfahren angegeben.

### Ansatz zur Umrechnung der gemessenen Gesamtschmierfilmhöhe $h_x$ auf die Einzelkontakt-Filmhöhen:

Insbesondere für die Analyse des Schmierungszustandes ist die Umrechnung der gemessenen Gesamtverschiebung  $h_x$  auf die einzelnen Filmhöhen  $h_i$  der einzelnen Kontaktstellen von Bedeutung. Bei dem im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen eingesetzten Kegelrollenlager des Typs 31312.A müssen zur Berechnung der einzelnen Filmhöhen sowohl die geometrischen Zusammenhänge als auch die Last- und Geschwindigkeitsverhältnisse und deren Auswirkungen auf die Schmierfilmbildung berücksichtigt werden. Der für spätere Betrachtungen herangezogene Ansatz wird nachstehen erläutert. Abb. 4-11 verdeutlicht die Zusammenhänge.



**Abb. 4-11:** Schmierfilmhöhen an den Kontaktstellen eines Kegelrollenlagers

Es wird angenommen, dass die mittels oben erläuterten Verfahren gemessene Gesamtschmierfilmhöhe  $h_x$  der beiden axial belasteten Kegelrollenlager sich zu gleichen Teilen auf die beiden Wälzlager aufteilt. Somit gilt:

$$h_x = 2 \cdot \frac{h_x}{2} \quad (4-3)$$

Im Kegelrollenlager bilden sich grundsätzlich drei Schmierfilme aus. Zum einen an den Linienkontakten zwischen Wälzkörpern und Außenringlaufbahn  $h_A$  sowie Innenringlaufbahn  $h_I$  und zum anderen an den Kontakten zwischen den Rollenstirnflächen und dem Innenringbord  $h_B$ . Der Gesamtschmierfilm  $h_x/2$  ergibt sich somit aus der Summe der Axialverschiebungen in x-Richtung als Folge der Schmierfilmbildung an den Einzelkontakten:

$$h_x = 2 \cdot (h_{x,B} + h_{x,I} + h_{x,A}) \quad (4-4)$$

Es kann für die hier im Rahmen von Funktionstests betrachteten Kombinationen aus Last, Drehzahl, Schmierstoffviskosität und Betriebstemperatur davon ausgegangen werden, dass sich stets ein trennender Schmierfilm an allen Kontaktstellen ausbildet.

Aufgrund der bekannten Lagergeometrie nach Abb. 4-11 kann der mathematische Zusammenhang zwischen der Gesamtverschiebung  $h_x$  und den aus den einzelnen Filmhöhen  $h_i$  resultierenden Axialverschiebungen  $h_{x,i}$  hergestellt werden. Er berechnet sich  $h_x$  zu:

$$h_x = 2 \cdot \left( h_B \cdot \frac{\sin\left(\delta + \frac{\gamma}{2}\right)}{\sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} + h_1 \cdot \left( \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) + \frac{\cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right)}{\tan\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \right) + \frac{h_A}{\sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \right) \quad (4-5)$$

Hieraus ergibt sich eine trigonometrische Verstärkung des axialen Messweges bezogen auf die realen Filmhöhen in den Wälzlager-Einzelkontakten um einen Faktor von ca. 1,8. Die Schmierfilme  $h_i$  der Einzelkontakte können über spezifische Faktoren  $g_i$  ins Verhältnis gesetzt werden. Diese Faktoren sind abhängig von der jeweiligen Kombination aus Last, Drehzahl und dem verwendeten Schmierfett. Sie müssen über parallel vorzunehmende Berechnungen der Schmierfilmhöhen  $h_{\min,i}$  der Einzelkontakte für jede Parameterkombination nach *Chittenden et al.* [14] und *Dowson et al.* [40] bestimmt werden, wie in den Kapiteln 3.2.2 und 3.2.3 bereits beschrieben. Mit

$$h_A = g_A \cdot h_B \quad \text{und} \quad (4-6)$$

$$h_1 = g_1 \cdot h_B \quad (4-7)$$

lässt sich durch Einsetzen in Formel 4-5 die Schmierfilmhöhe  $h_B$  über die gemessene Gesamtschmierfilmhöhe  $h_x$  berechnen zu:

$$h_B = \frac{h_x}{2 \cdot \left( \frac{\sin\left(\delta + \frac{\gamma}{2}\right)}{\sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} + g_1 \cdot \left( \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) + \frac{\cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right)}{\tan\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \right) + \frac{g_A}{\sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \right)} \quad (4-8)$$

Entsprechend den Formeln 4-6 und 4-7 können über die spezifischen Filmhöhenfaktoren die Schmierfilme an den weiteren Kontaktstellen berechnet werden.

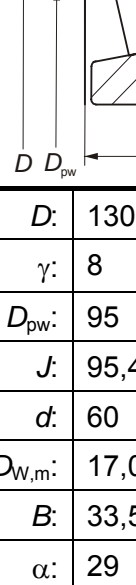
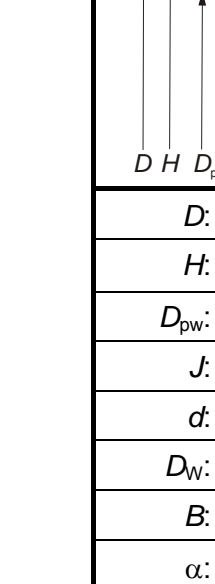
Das hier beschriebene Umrechnungsverfahren ermöglicht eine Abschätzung der real in den Einzelkontakten vorliegenden Schmierfilmhöhen, sodass vergleichende Analysen zu theoretischen Berechnungsansätzen sowie Beurteilungen des Schmierzustandes möglich werden.

## 4.2 Versuchslager

Als Prüflager wurden im Rahmen dieser Arbeit schwerpunktmäßig Kegelrollenlager 31312.A sowie in begrenztem Umfang auch Schrägkugellager 7312.B nach DIN 720 in spezieller Ausführung zur FE8-Prüfung entsprechend E DIN 51819-2 eingesetzt. Die wesentlichen, für spätere Betrachtungen wichtigen geometrischen und kinematischen Zusammenhänge werden für das Kegelrollenlager im Folgenden erläutert. Für das Schrägkugellager sei hier auf die

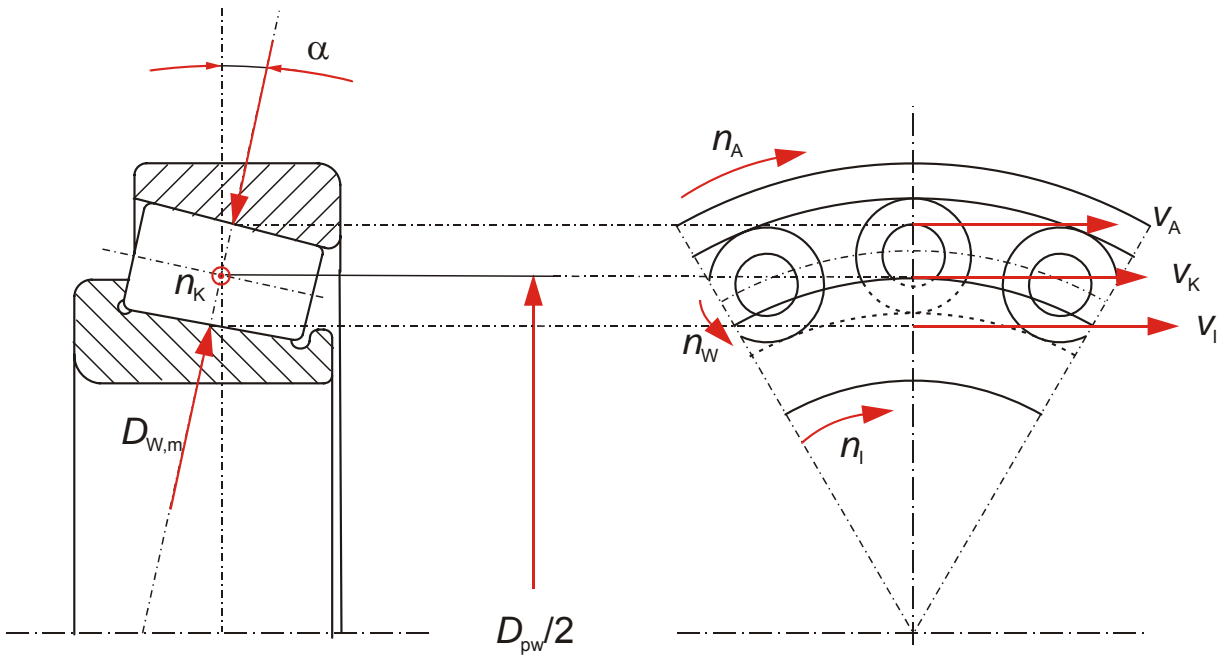
Ausführungen von *Van de Sandt* [104] verwiesen. Einen Überblick über die technischen Basisdaten der Versuchslager gibt Tabelle 4-2.

**Tabelle 4-2:** Technische Daten der Versuchslager

Schrägkugellager 7312.B		Kegelrollenlager 31312.A	
			
D:	130 mm	D:	130 mm
H:	103 mm	$\gamma$ :	8 °
$D_{pw}$ :	95 mm	$D_{pw}$ :	95 mm
J:	87 mm	J:	95,4 mm
d:	60 mm	d:	60 mm
$D_w$ :	22,2 mm	$D_{w,m}$ :	17,025 mm
B:	31 mm	B:	33,5 mm
$\alpha$ :	40 °	$\alpha$ :	29 °
Z:	12	Z:	16
Käfig:	Messing-Massivkäfig	Käfig:	Stahlblech
C:	90 kN	C:	146 kN
$C_0$ :	65,5 kN	$C_0$ :	170 kN
$P =$	$0,57 \cdot F_{ax}$	$P =$	$0,73 \cdot F_{ax}$
$P_0 =$	$0,26 \cdot F_{ax}$	$P_0 =$	$0,4 \cdot F_{ax}$

### 4.2.1 Kinematik des Kegelrollenlagers

Die Bewegungsverhältnisse des Kegelrollenlagers werden nachstehend näher betrachtet, wobei für die im Rahmen dieser Arbeit vorherrschenden Betriebsbedingungen eine Vernachlässigung des Einflusses von Massenträgheitskräften zulässig ist. Die zur Bestimmung der Käfig- und Rollkörperdrehzahl erforderlichen Einflussgrößen werden in Abb. 4-12 verdeutlicht. Für den betrachteten Anwendungsfall „stehender Außenring, drehender Innenring“ sind die Variablen  $n_a$  bzw.  $v_a$  gleich Null zu setzen. Im Folgenden wird mit einem einheitlichen Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  gerechnet, vernachlässigend die Tatsache, dass durch den wahren Rollenwinkel  $\gamma \approx 8^\circ$  die Betriebsdruckwinkel an Außen- ( $\alpha_A$ ) und Innenring ( $\alpha_I$ ) geringfügig voneinander abweichen. Ebenso wird von einem Abrollen der Wälzkörper ohne Schlupf ausgegangen.



**Abb. 4-12:** Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen am Beispiel des Lagers 31312.A

Für die Umfangsgeschwindigkeit des Innenringes  $v_i$  [m/s] im Mittelpunkt des Kontaktes mit der Kugelrolle gilt in Abhängigkeit der Innenringdrehzahl  $n_i$  [ $\text{min}^{-1}$ ] unter den oben genannten Voraussetzungen

$$v_i = \frac{\pi \cdot n_i}{60 \cdot 1000} \cdot (D_{pw} - D_{W,m} \cdot \cos(\alpha)), \quad (4-9)$$

wobei die geometrischen Größen  $D_{pw}$  (Teilkreisdurchmesser) und  $D_{W,m}$  (Wälzkörperdurchmesser Rollenmitte) in der hier angegebenen Formel in Millimetern einzusetzen sind.

Als Umfangsgeschwindigkeit  $v_K$  [m/s] des Käfigs wird per Definition die Geschwindigkeit des Käfigs im Abstand  $D_{pw}/2$  von der Lagerachse bezeichnet, sie entspricht also der Geschwindigkeit der Rollkörpermittelpunkte:

$$v_K = \frac{\pi \cdot D_{pw}}{60 \cdot 1000} \cdot \left( 1 - \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{pw}}{D_{W,m}}} \right) \cdot \frac{n_i}{2} \quad (4-10)$$

Hieraus lässt sich die Formel zur Berechnung der Käfigdrehzahl  $n_K$  [ $\text{min}^{-1}$ ] ableiten zu:

$$n_K = \left( 1 - \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{pw}}{D_{W,m}}} \right) \cdot \frac{n_i}{2} = 0,42175 \cdot n_i \quad (4-11)$$

In beiden Formeln 4-10 und 4-11 zur Berechnung der Wälzkörpersatzkinematik sind analog die Geometriedaten in Millimetern einzusetzen.

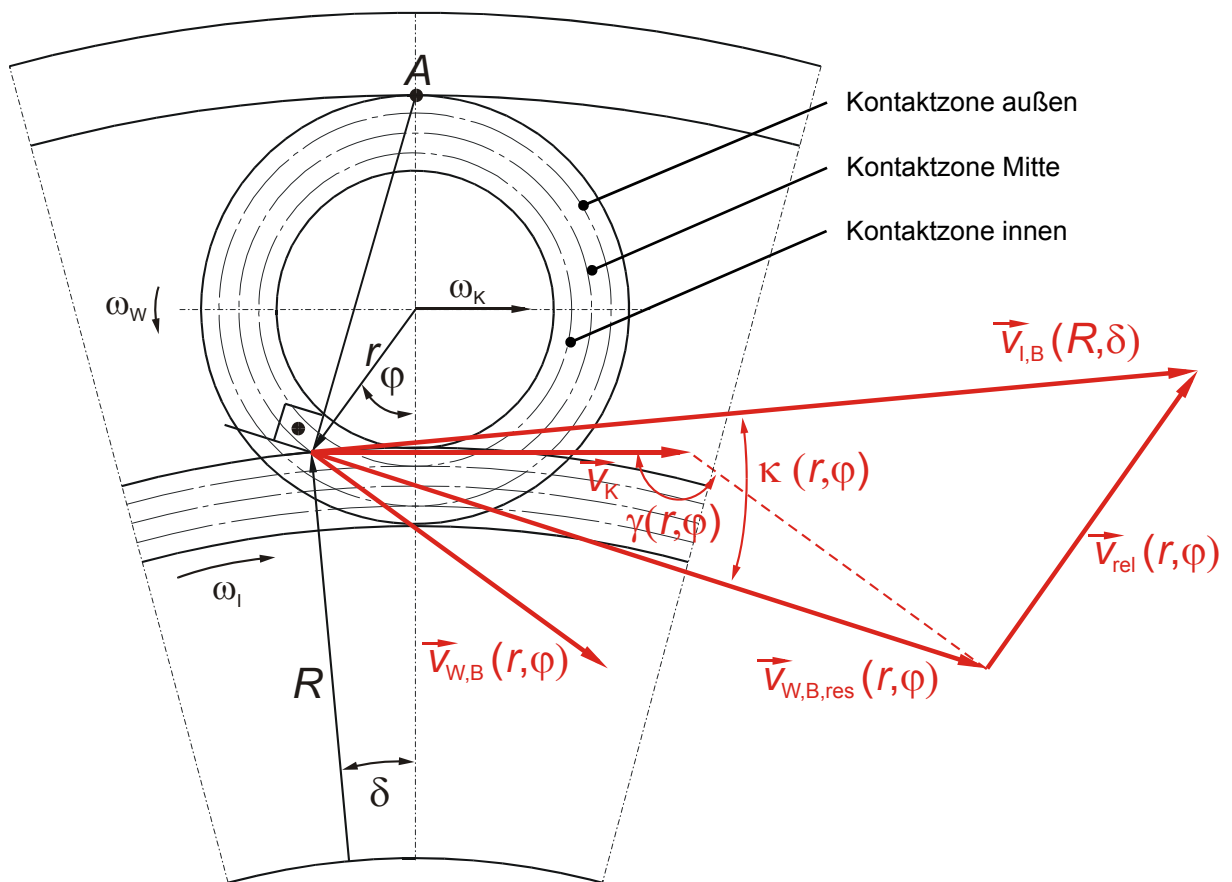
Die Umfangsgeschwindigkeit  $v_W$  des Rollkörpers ergibt sich nach der vektoriellen Darstellung in Abb. 4-12 aus der Differenz zwischen der Umfangsgeschwindigkeit  $v_i$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $v_K$  des Käfigs. Unter Verwendung der Formeln 4-9 und 4-10 erhält man nach einigen Umformungen die Umfangsgeschwindigkeit  $v_W$  [m/s] des Rollkörpers um seinen Mittelpunkt:

$$v_W = \frac{\pi \cdot D_{W,m}}{60 \cdot 1000} \cdot \left( \frac{D_{pw}}{D_{W,m}} - \frac{\cos^2(\alpha)}{\frac{D_{pw}}{D_{W,m}}} \right) \cdot \left( \frac{-n_1}{2} \right) \quad (4-12)$$

Hieraus lässt sich die Rollkörperdrehzahl  $n_W$  [ $\text{min}^{-1}$ ] ableiten zu:

$$n_W = \left( \frac{-n_1}{2} \right) \cdot \left( \frac{D_{pw}}{D_{W,m}} - \frac{\cos^2(\alpha)}{\frac{D_{pw}}{D_{W,m}}} \right) \quad (4-13)$$

Die Kinematik des Rolle/Bord-Kontaktes soll nun für spätere Analysen genauer betrachtet werden. Zur Verdeutlichung dient nachfolgende Abb. 4-13.



**Abb. 4-13:** Skizze zur Bestimmung der Relativgeschwindigkeit zwischen Rollenstirn- und Innenringbord

Auch für die folgenden Betrachtungen wird von einer gleichen tangentialen Geschwindigkeit von Rolle und Innenring am Wälzkontakt ausgegangen, sodass sich gemäß der linearen Geschwindigkeitsverteilung alle Geschwindigkeiten der am Bord in Kontakt stehenden Komponenten berechnen lassen.

Zur Bestimmung der Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{rel}}(r, \varphi)$  an einem beliebigen Punkt der Bordkontaktfläche muss zunächst die resultierende Geschwindigkeit  $v_{\text{W,B,res}}(r, \varphi)$  der Wälzkörperstirnfläche an der betrachteten Bordkontaktstelle errechnet werden. Diese ergibt sich aus der vektoriellen Addition der Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs  $v_{\text{K}}$  (vergleiche Formel 4-10) sowie der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{\text{W,B}}(r, \varphi)$  des Rollkörpers an der betrachteten Stelle der Stirnfläche zu:

$$v_{\text{W,B,res}}(r, \varphi) = \sqrt{v_{\text{K}}^2 + v_{\text{W,B}}(r, \varphi)^2 - 2 \cdot v_{\text{K}} \cdot v_{\text{W,B}}(r, \varphi) \cdot \cos(\gamma(r, \varphi))} \quad (4-14)$$

Durch Anwendung des Kosinussatzes (vektorielle Differenz) erhält man aus der nach Gleichung 4-14 berechneten Wälzkörper-Resultierenden und der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{\text{I,B}}(R, \delta)$  des Innenringes an der betrachteten Stelle der Bordfläche die gesuchte Größe  $v_{\text{rel}}(r, \varphi)$ :

$$v_{\text{rel}}(r, \varphi) = \sqrt{v_{\text{W,B,res}}(r, \varphi)^2 + v_{\text{I,B}}(R, \delta)^2 - 2 \cdot v_{\text{W,B,res}}(r, \varphi) \cdot v_{\text{I,B}}(R, \delta) \cdot \cos(\kappa(r, \varphi))} \quad (4-15)$$

Auf diese Weise kann die Relativgeschwindigkeit zwischen Rollenstirn- und Innenringbordfläche für alle beliebigen Stellen der Kontaktzone berechnet werden.

#### 4.2.2 Lastverhältnisse im Kegelrollenlager

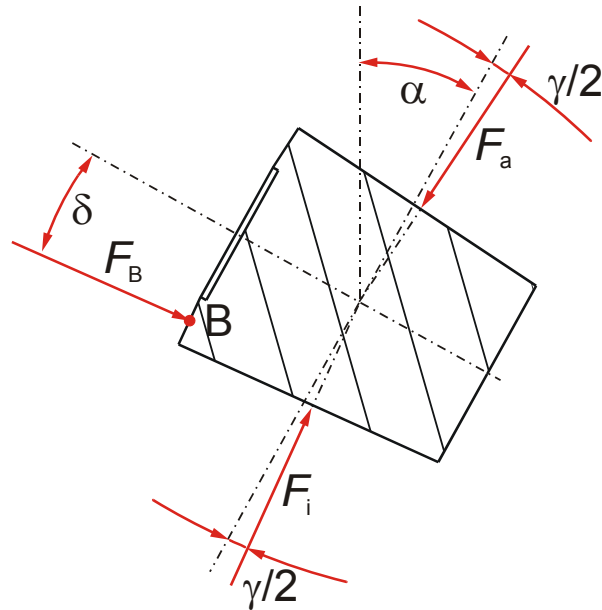
Zur Berechnung der Schmierfilmhöhen in axial belasteten Kegelrollenlagern ist es notwendig, die Lastverhältnisse an den Kontaktstellen des verwendeten Lagertyps zu ermitteln. Aufgrund der vorliegenden Betriebsbedingungen, insbesondere wegen der hohen Last sowie der geringen Drehzahl von  $n_{\text{max}} = 150 \text{ min}^{-1}$ , kann dieses statisch erfolgen, d.h. ohne Berücksichtigung der im realen System wirksamen Zentrifugal- und Gewichtskräfte. Dieses berücksichtigend, wirken die in Abb. 4-14 dargestellten äußeren Kräfte an einer Kegelrolle im statischen Gleichgewicht.

Als äußere Kräfte auf die Rolle wirken die Normalkräfte  $F_{\text{a}}$  und  $F_{\text{i}}$  an den Kontakten zur Außen- und Innenringlaufbahn sowie die Normalkraft  $F_{\text{B}}$  an der Führungsbordlaufbahn. Die äußere Normalkraft ergibt sich bei Einleitung einer Axialkraft über den Außenring zu:

$$F_{\text{a}} = \frac{F_{\text{ax}}}{z \cdot \sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \quad (4-16)$$

Die Rollenanzahl  $z$  sowie der Kegelwinkel  $\gamma$  können Tabelle 4-2 entnommen werden.





**Abb. 4-14:** Wirksame äußere Kräfte an der Kegelrolle im statischen Gleichgewicht

Aus den geometrischen Verhältnissen ergibt sich für die Kegelrolle des Lagers 31312.A aus der Momentensumme um den Bordberührungspunkt (B) die am Innenringkontakt wirksame Kraft  $F_i$  zu:

$$F_i = 0,893 \cdot F_a \quad (4-17)$$

Die Summation der wirksamen Kraftkomponenten liefert die Bordkraft  $F_B$ , wobei der Winkel  $\delta$  für die hier betrachteten Kegelrollen gemessen wurde zu  $4,36^\circ$ :

$$F_B = 1,893 \cdot F_a \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\cos(\delta)} \quad (4-18)$$

### 4.3 Versuchsfette

In enger Zusammenarbeit mit international führenden Wälzlager- und Schmierfetherstellern wurde für die vorliegende Arbeit ein Spektrum handelsüblicher Wälzlagerfette ausgewählt, welches möglichst umfassend die praxisüblichen Varianten an Grundöl/Verdicker-Kombinationen abdeckt. Alle elf Fette sind nach DIN 51825 [32] der Kategorie *K* zugeordnet und besitzen die Konsistenzkennzahl (bzw. NLGI-Klasse) 2 nach DIN 51818 [29]. Die ausgewählten Versuchsfette müssen in Wälzlageranwendungen der gesamten Bandbreite an Last-, Drehzahl- und insbesondere Temperaturkollektiven genügen. Es handelt sich somit bewusst nicht um solche Wälzlagerfette, die speziell für den Einsatz bei dauerhaft niedrigen Temperaturen konfiguriert wurden.

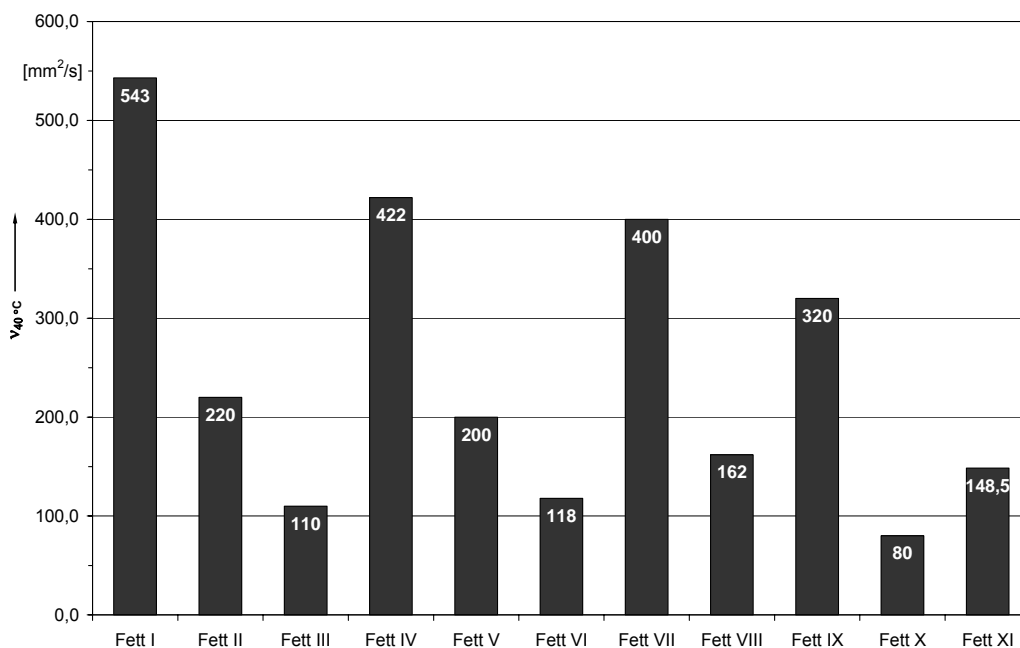
Eine Übersicht der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Versuchsfette zeigt folgende Tabelle 4-3. Angegeben sind hierbei die wesentlichen in den Produktdatenblättern veröffentlichten Eigenschaften sowie Informationen zur Additivierung, ermittelt durch Atom-

Emissions-Spektroskopie (AES) mit dem Rotrode-Verfahren, wie sie kommerziell allgemein verfügbar ist. Offizielle und vollständige Angaben der Schmierfetterhersteller zur Additivierung und zum Verdickergehalt konnten aus Wettbewerbsgründen nicht bereitgestellt werden. Aus dem gleichen Grund sind die Versuchsfette im Rahmen dieser Arbeit codiert bezeichnet.

**Tabelle 4-3:** Versuchsfettdaten

Eigenschaft	Fett I	Fett II	Fett III	Fett IV	Fett V <sup>1)</sup>	Fett VI
Kennzeichnung	KPHC2N-30	KP2R-15	KPHC2N-40	KP1/2R-25	KP2K-20	KP2K-30
Dickungsmittel	Al-K	Ba-K	Ba-K	Ca-Sulfonat-K	Li-12-OH	Li-Ca
Grundölart	PAO	Mineral	PAO	Mineral	Mineral	Mineral
NLGI-Klasse	2	2	2	1-2	2	2
untere Gebrauchstemperatur [°C]	-30	ca. -15	-40	-25	-20	-30
obere Gebrauchstemperatur [°C]	140	140	150	180	120	130
Fließdruck [hPa]	1000 (-35 °C)	ca. 1400 (-15 °C)	<1400 (-40 °C)	318 (-10 °C)	ca. 550 (-20 °C)	ca. 1200 (-20 °C)
Ölabscheidung bei 40 °C [%]	1,8 (168 h)	<1 (18 h)	<2 (168 h)	1,5 (168 h)	2 (18 h)	ca. 3 (168 h)
Grundölviskosität bei 40 °C [mm <sup>2</sup> /s]	543	220	110	422	200	118
Grundölviskosität bei 100 °C [mm <sup>2</sup> /s]	42	19	13	27,3	15,2	ca. 13
Grundöldichte [g/cm <sup>3</sup> ]	0,854 (20 °C)	k.A.	0,95 (20°C)	k.A.	k.A.	0,93 (20 °C)
Kalzium [mg/Kg]	2	19	12	28670	616	3545
Bor [mg/Kg]	0	0	0	1774	11	0
Zink [mg/Kg]	1	2	5	9	492	1083
Molybdän [mg/Kg]	0	0	0	0	0	6
Phosphor [mg/Kg]	414	4	16	22	44	473
Eigenschaft	Fett VII	Fett VIII	Fett IX	Fett X	Fett XI	
Kennzeichnung	KP2K-20	KE2S-50	KP2R-40	KPE2S-20	KFK2U-30	<sup>2)</sup> Blei: 4559 mg/Kg
Dickungsmittel	Li-Ca	Li-K	Na-terephthalamat	PHS	PTFE	
Grundölart	Mineral	Ester	PAO/Ester	Ester	Alkoxyether	
NLGI-Klasse	2	2	2	2	2	
untere Gebrauchstemperatur [°C]	-25	-50	-40	-25	-35	
obere Gebrauchstemperatur [°C]	130	200	180	200	260	
Fließdruck [hPa]	<1400 (-25 °C)	760 (-35 °C)	< 1400 (-40 °C)	600 (-20 °C)	290 (-35 °C)	
Ölabscheidung bei 40 °C [%]	<2 (168 h)	2 (168 h)	1,5 (168 h)	3 (168 h)	2 (168 h)	
Grundölviskosität bei 40 °C [mm <sup>2</sup> /s]	400	162	320	80	148,5	
Grundölviskosität bei 100 °C [mm <sup>2</sup> /s]	28	19,8	31,8	13	18,6	
Grundöldichte [g/cm <sup>3</sup> ]	k.A.	k.A.	0,87	0,973 (15 °C)	1,93 (20 °C)	
Kalzium [mg/Kg]	14072	98	39	1452	>30000	
Bor [mg/Kg]	1	2	0	0	0	
Zink [mg/Kg]	7672	247	0	11831	104	
Molybdän [mg/Kg]	0	0	0	1	7	
Phosphor [mg/Kg]	89	377	3887	20	150	

Bei den Fetten II (ehem. A) und V (B) handelt es sich um die bereits in Tabelle 2-3 (Seite 11) vorgestellten Versuchsfette, bekannt aus früheren Untersuchungen von *Gerstenberger*.



**Abb. 4-15:** Kinematische Grundölviskosität ( $v_{40^{\circ}\text{C}}$ ) der Versuchsfette laut Datenblättern

Neben der aus Tabelle 4-3 ersichtlichen Variation von Grundölart und Verdickertyp bildet die kinematische Grundölviskosität ein wichtiges Unterscheidungsmerkmal für die elf Versuchsfette, was Abb. 4-15 verdeutlicht.

An dieser Stelle sei ein Hinweis auf die unteren Gebrauchstemperaturgrenzen laut vorliegenden Datenblättern gegeben, welche stark voneinander abweichen. Diese liegen zwischen  $-50\text{ °C}$  für Fett VIII und  $-15\text{ °C}$  für Fett II und liegen damit deutlich unterhalb von  $0\text{ °C}$ , unabhängig von Angaben zur Art der Lageranwendung.

#### 4.4 Angewandte Laborverfahren

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurde eine Vielzahl von Laboranalysen mit den elf Versuchsfetten vorgenommen. Im Einzelnen wurde

- die statische Ölabscheidung in Abhängigkeit der Temperatur (verschiedene Verfahren),
- die Konuspenetration nach DIN ISO 2137,
- das Kälteviskositätsverhalten (verschiedene Systeme) und
- das Fließverhalten außerhalb des linear-viskoelastischen Bereiches (LVE)

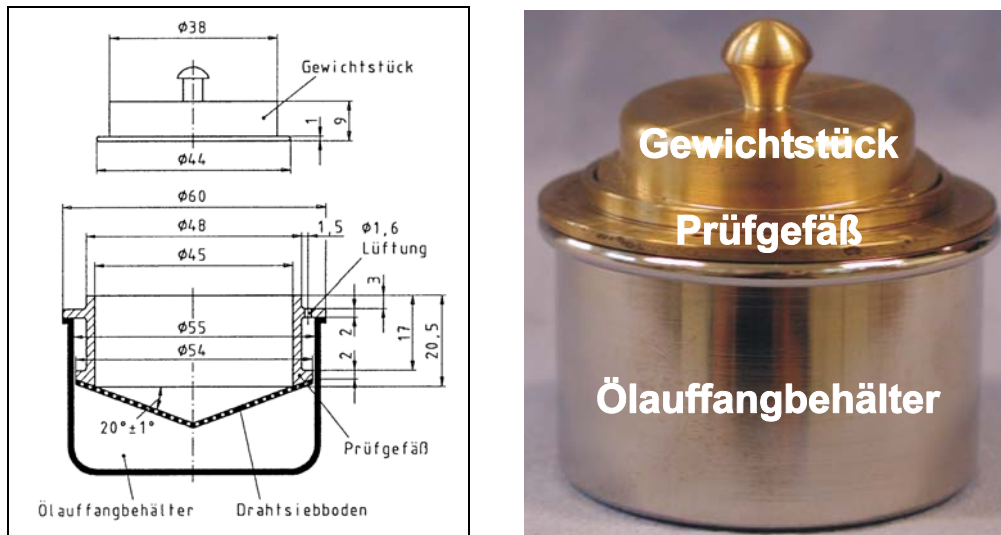
untersucht. In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Laborverfahren hinsichtlich Aufbau und Methodik grundsätzlich vorgestellt.

##### 4.4.1 Statische Ölabscheidung nach DIN 51817

Das Verfahren dient zur Bestimmung der Ölabscheidung von Schmierfetten aller Art, mit Ausnahme fließfähiger Fette. Die Prüfergebnisse quantifizieren die Neigung eines Schmierfettes zur Grundölabgabe während des Einsatzes in Lagerungen.

Das Prüfgerät nach DIN 51817 [28] besteht aus einem zylindrischen Gefäß mit einem konischen Drahtsiebboden, welches mit der Fettprobe (ca. 35 g) gefüllt wird. Des Weiteren besteht es aus einem Gewichtsstück, das auf die glatt gestrichene Probe aufgesetzt wird, und einem Ölauffangbehälter. Der Drahtsiebboden hat eine Maschenweite von  $63\mu\text{m}$ , das Gewichtsstück besitzt eine Masse von  $100\text{g} \pm 1\text{g}$ . Abb. 4-16 zeigt den Aufbau des Prüfgerätes mit seinen Abmessungen.

Bei der Normalprüfung (N) wird das befüllte Prüfgerät für 168 Stunden (7 Tage) bei  $+40\text{ °C}$  in einen Temperaturschrank gestellt. Nach Ablauf der Versuchszeit wird die abgeschiedene Ölmenge, die sich nun im Auffangbehälter befindet, per Feinwaage gemessen. Bei der Kurzzeitprüfung (K) wird die Prüfdauer auf 18 Stunden herabgesetzt.



**Abb. 4-16:** Prüfgerät zur Bestimmung der statischen Ölabscheidung nach DIN 51817 [28]

Die Ölabscheidung ist definiert als die auf die Einwaage  $E$  [g] bezogene Ölmenge  $A$  [g], die unter Prüfbedingungen aus dem Schmierfett abgeschieden wird. Sie wird in Prozent angegeben und lässt sich nach folgender Formel berechnen:

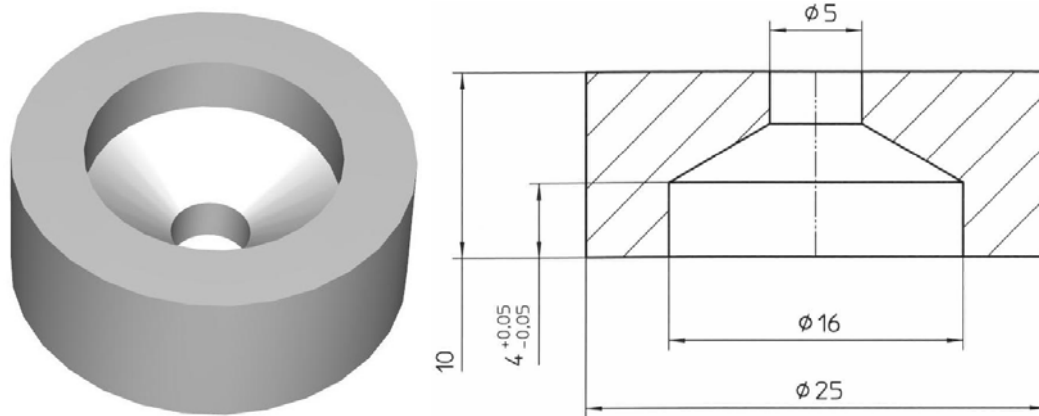
$$\text{Ölabscheidung}_{\text{DIN}} = \frac{A \cdot 100}{E} \quad (4-19)$$

Als Ergebnis wird unter Hinweis auf die Prüfungsart der Mittelwert aus drei Einzelmessungen gebildet und dieser auf 0,1 % gerundet angegeben. Bei der Wiederholung einer Normalmessung ( $N$ ) ist eine Abweichung um bis zu 1 % vom ersten Ergebnis nach Norm zulässig.

Im Rahmen dieses Forschungsprojekts wurde abweichend von der Norm eine Bestimmung der Ölabscheidung in einem Temperaturbereich zwischen 0 °C und +40 °C unternommen, um jeweils unter den im Bauteilexperiment vorherrschenden Betriebstemperaturen das Ölabgabeverhalten beurteilen zu können. Hierzu verweilen die Prüfgefäße während der Labortests in genau regelbaren Temperierkammern.

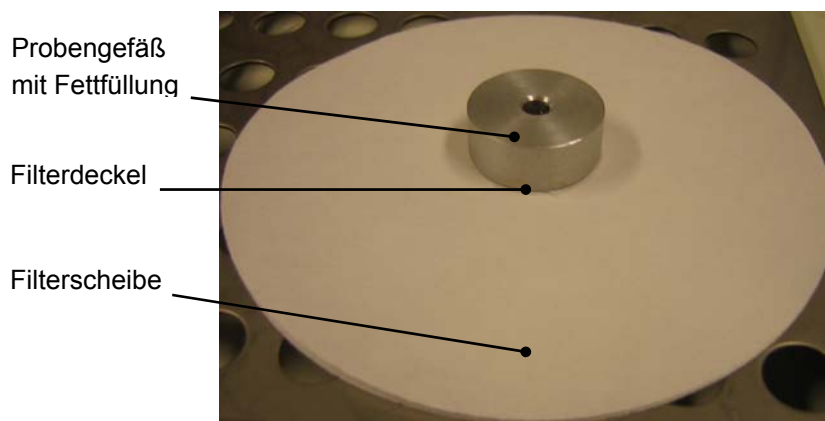
#### 4.4.2 Ölabscheidung mittels Filtertest

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein alternatives Verfahren zur Bestimmung der Ölseparation erprobt, welches die Ziele verfolgt, mit einer im Vergleich zum Verfahren nach DIN 51817 deutlich geringeren Test-Fettmenge und gleichzeitig einer deutlich kürzeren Versuchszeit auszukommen. Das Verfahren lehnt sich an ein bereits kommerziell angewandtes Verfahren der Fa. Wearcheck GmbH zur Bestimmung des Restölgehaltes an, den so genannten Ausbluttest [107]. Im Gegensatz dazu wird die Größe des auf dem Filterpapier verbleibenden „Ölflecks“ nicht ausgewertet.



**Abb. 4-17:** Probengefäß des Filtertests

Die Ölabscheidung wird beim Filtertest mittels Filterpapier initiiert. Ein Probengefäß aus Aluminium (siehe Abb. 4-17) wird dazu mit ca. 1 g des zu untersuchenden Schmierfettes befüllt. Der vorbereitete Probenkörper wird anschließend auf eine Filterscheibe gelegt, welche das während der Versuchszeit separierte Grundöl aufnimmt (siehe Abb. 4-18). Filterscheibe und Prüfgefäß werden durch einen kleinen Filterdeckel (ausgeschnitten aus dem verwendeten Filterpapier) getrennt, wodurch eine Separierung der Komponenten ohne Fettanhaftung an der Filterscheibe möglich ist.



**Abb. 4-18:** Probenkörper und Filterscheibe (Testanordnung)

Beim Filtertest wird die oben beschriebene Versuchsanordnung für sechs Stunden bei konstanter Testtemperatur in einer Prüfkammer gelagert. Anschließend wird die abgeschiedene Ölmenge durch Auswiegen der im Probenkörper zurückgebliebenen Schmierfettmenge bestimmt.

Analog zum Verfahren nach DIN 51817 wird die Ölabscheidung nach Formel 4-16 berechnet und in Prozent angegeben. Als Ergebnis des Tests wird der Mittelwert aus drei Einzelmessungen gebildet und dieser auf 0,1 % gerundet für die jeweilige Prüftemperatur angegeben.

#### 4.4.3 Ölabscheidung mittels FTG 2-Test

*Marawe* entwickelte in den 90er Jahren als Mitarbeiter der Volkswagen AG ein Testverfahren zur Bestimmung der relativen Ölabscheidung von Schmierfetten unter Druckbelastung [79].

Das Prüfverfahren wird seither von der Fa. Vogel unter der Bezeichnung FTG 2 kommerziell vertrieben und dient in der Industrie schwerpunktmäßig zur Entwicklung und Prüfung von Schmierfetten für Zentralschmieranlagen, da auch die relative Aushärtung der Fettproben bestimmt werden kann. Dieser Kennwert ist für die Eignung in solchen Anwendungen von großer Bedeutung. Das Laborverfahren ist in Abb. 4-19 schematisch dargestellt und soll nun erläutert werden.

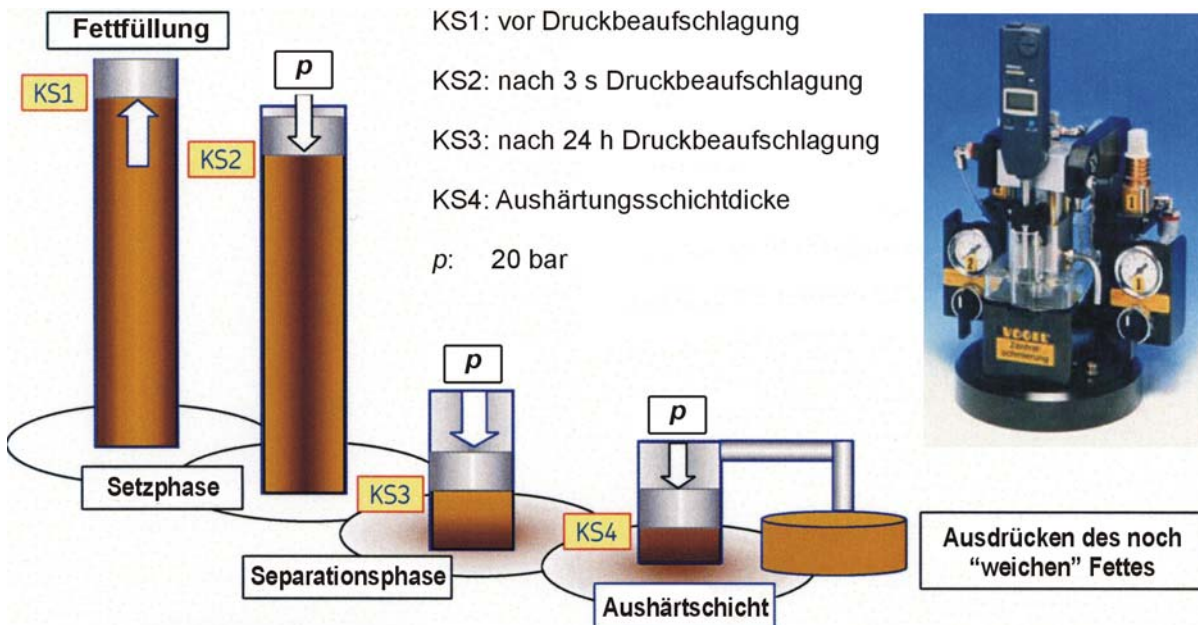


Abb. 4-19: Schema des FTG 2-Verfahrens

Prüfgerät und Fettprobe werden zunächst in einer Temperierkammer auf die jeweilige Versuchstemperatur, im Rahmen dieser Arbeit +10 °C, temperiert. Anschließend wird der Prüfzylinder mit einem Volumen von 2,5 cm<sup>3</sup> der Fettprobe befüllt. Auf die Druckplatte wird sodann Filterpapier gelegt und der Prüfzylinder anschließend verschlossen. Drei Sekunden nach Aufbringung der Druckbelastung erfolgt dann eine Messung der Kolbenstellung (KS2 [mm]). Nach einer Versuchszeit von 24 h unter einer Druckbelastung von 20 bar bei konstanter Versuchstemperatur wird nach erfolgter Entlastung der Messweg aufgenommen (KS3 [mm]). Das noch förderbare Schmierfett wird durch öffnen eines Sitzventils separiert und schließlich die Aushärtungsschichtdicke bestimmt (KS4 [mm]).

Als Ergebnis liefert das Verfahren nach *Vogel/Marawe* die relative Ölabscheidung [%]:

$$\text{Ölabscheidung}_{\text{FTG2}} = \left( \frac{(KS2 - KS3) \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}^2}{2500 \text{ mm}^3} \right) \cdot 100 \quad (4-20)$$

Als Ergebnis des Tests wird der Rechenwert auf 0,1 % gerundet für die jeweilige Prüftemperatur angegeben.

#### 4.4.4 Konuspenetration nach DIN ISO 2137

Die Konuspenetration nach DIN ISO 2137 [35] eignet sich grundsätzlich zur Beurteilung der Steifigkeit eines Schmierfettes. Aufgrund von Messungen mit diesem Verfahren, angewandt nach erfolgter Walkung (s.u.), lassen sich Schmierfette in die so genannten NLGI-Konsistenzklassen zu ihrer Charakterisierung einteilen (vergleiche DIN 51818 [29]).

Als Konuspenetration wird die Eindringtiefe eines Standardkonus in eine Probenmenge unter Normbedingungen bezüglich Last, Zeit und Temperatur bezeichnet. Diese wird in Einheiten von 0,1-mm angegeben. Der Konus besteht aus einem Kegelstumpf mit auswechselbarer Spitze aus gehärtetem Stahl. Für Messungen bis 400 Einheiten kann der in Abb. 4-20 dargestellte Konus eingesetzt werden.

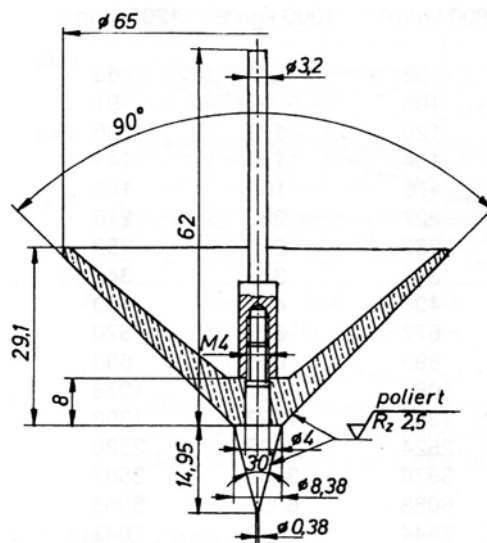


Abb. 4-20: Standardkonus nach DIN ISO 2137 [35]

Die Messung bei diesem Laborverfahren erfolgt durch Auslösen der Konus-Haltstange des Penetrometers in der Art, dass der Konus über eine Dauer von fünf Sekunden in die Fettprobe eindringen und die Tiefe anschließend ermittelt werden kann. (Abb. 4-21).

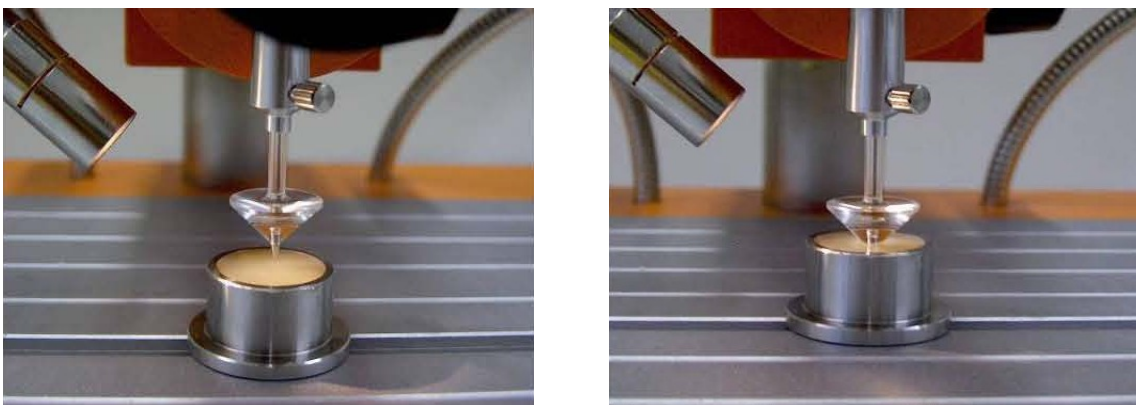


Abb. 4-21: Konusvorrichtung vor (li.) und nach (re.) Lösen der Haltstange [107]

Zur Bestimmung der Walkpenetration wird die Fettprobe direkt vor der Messung einer Behandlung mit 60 Doppelhüben innerhalb einer Zeit von ca. einer Minute in einem ebenfalls nach DIN ISO 2137 spezifizierten Standard-Schmierfettknetter bei +25 °C unterzogen.

Als Ergebnis der Prüfung wird der Mittelwert aus drei aufeinander folgenden Einzelmessungen gebildet und auf die nächstgelegene Einheit (in 0,1-mm-Stufung) gerundet angegeben. Die Wiederholbarkeit des Messverfahrens liegt bei weniger als 5 Einheiten.

#### 4.4.5 Kälteviskositätsmessungen

Die Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$ , auch als Scher-Viskosität bezeichnet, erfolgt für Schmierfette grundsätzlich durch Verwendung eines Rotationsviskosimeters. Hierbei wird das durch den Scherwiderstand der Fettprobe verursachte Drehmoment  $M$  als Funktion der Drehzahl  $n$  gemessen und hieraus die Schubspannung  $\tau$  sowie das Schergeschwindigkeitsgefälle  $\dot{\gamma}$  (bzw. Scherrate  $D_{SH}$ ) berechnet.

Bei der Kälteviskositätsmessung handelt es sich um die Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$  bei konstanter Scherrate als Funktion der Temperatur. Bei den Messungen im Rahmen dieser Arbeit kam ein Rotationsviskosimeter der Fa. Anton Paar GmbH des Typs Physica UDS 200 zum Einsatz. Dieses ermöglicht Fettuntersuchungen in einem Drehzahlbereich von  $10^{-5}$  ...  $1000 \text{ min}^{-1}$  und einem Viskositätsbereich zwischen  $0,1 \cdot 10^{-3}$  und  $61,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ . Das Messsystem, bestehend aus ortsfesten und rotierenden Messkörpern zur Realisierung des Messspalts, kann dabei variiert werden.

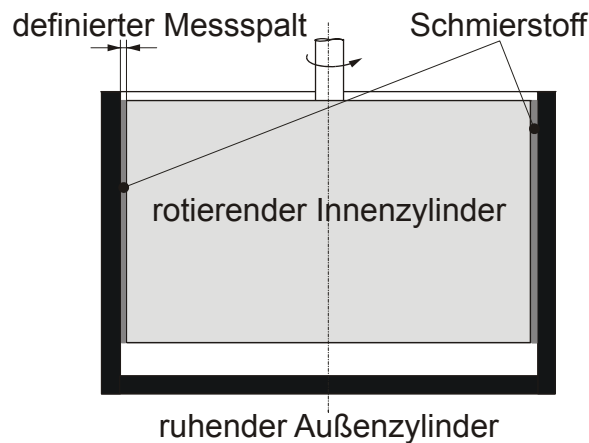


**Abb. 4-22:** Rheometer Paar Physica UDS 200

Zur Kälteviskositätsbestimmung wird das jeweilige Messsystem mittels einer wärmeisolierenden Abdeckung gegen Kondenswassereintritt und Eiskristallbildung geschützt und durch Umspülung mit einem flüssigen Kühlmedium temperiert. Die Temperaturmessung erfolgt mittels eines PT-100 Thermoelementes in unmittelbarer Nähe des Schmierstoffs. Die Spaltweite kann bei Verwendung von Messsystemen mit horizontaler Spaltausrichtung (z.B. Platte/Kegel-System, s.u.) durch ein automatisches Nachführsystem konstant gehalten werden.

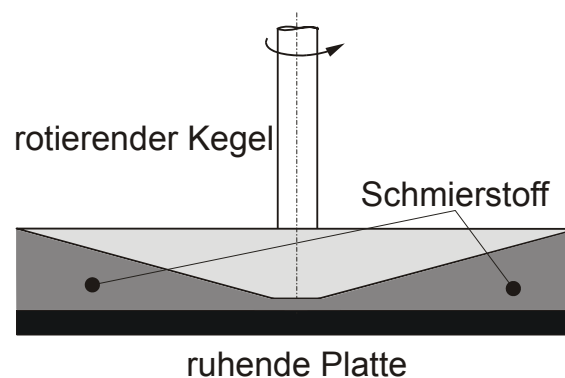


Im Rahmen der hier behandelten Versuchsreihen wurde einerseits ein koaxiales Zylinder-System eingesetzt, bei dem der Innenzylinder, wie in Abb. 4-23 zu erkennen, rotiert (Searle-System, Typ RV20). Der Messspalt zwischen Innen- und Außenzylinder, welche beide eine Höhe von 15 mm haben, wird luftblasenfrei mit dem zu untersuchenden Fett gefüllt. Der Messspalt beträgt bei Untersuchung eines kompletten Fettes 0,1 mm (Messsystem: HS II). Im Falle einer Grundöluntersuchung wird mit einem verringerten Spalt von 0,03 mm gemessen (Messsystem: HS I).



**Abb. 4-23:** Prinzip des koaxialen Zylinder-Systems

Für einen Systemvergleich wurde die Scher-Viskosität der Fette außerdem mit einem Platte/Kegel-System bestimmt (siehe Abb. 4-24). Der Durchmesser des Stahlkegels, dessen Spitze abgeflacht ist, beträgt bei dem eingesetzten System 25 mm bei einem Kegelwinkel von  $1^\circ$  (Bezeichnung: MK203/6/Z/23). Der Schaft des Kegels besteht aus Keramik.



**Abb. 4-24:** Prinzip des Platte/Kegel-Systems

Vor einer Messung wird die Schmierstoffprobe zunächst auf  $+25^\circ\text{C}$  temperiert und anschließend über eine Zeitdauer von 10 Minuten (Zylinder-System) bzw. 5 Minuten (Platte/Kegel-System) bei  $D_{\text{SH}} = 10\text{ s}^{-1}$  vorgeschert. Anschließend erfolgt die Kälteviskositätsmessung bei linearer Abkühlung des Messaufbaus unter gleich bleibender Scherrate mit einem Temperaturgradienten von ca.  $1^\circ\text{C}/\text{min}$ . Bei Messungen mit dem Grundöl wird die beschriebene Prozedur an dem Zylindersystem HS I mit einer geänderten Scherrate von  $D_{\text{SH}} = 100\text{ s}^{-1}$  durchgeführt.

#### 4.4.6 Fließkurvenmessungen

Bei Untersuchungen zum Fließverhalten wird bei konstanter Testtemperatur die Scherrate  $D_{SH}$  kontinuierlich gesteigert. Die Schubspannung  $\tau$  ist der Quotient aus dem am rotierenden Kegelschaft gemessenen Drehmoment  $M$  und der Messfläche  $A$ .

Da die auftretende Schubspannung sowohl für *Newtonsche* Flüssigkeiten als auch für idealplastische Stoffe (und alle Zwischenzustände) bei dem Platte/Kegel-System im gesamten Raum zwischen ortsfestem und drehendem Messkörper konstant ist, findet dies im Rahmen der Fließkurvenmessungen Verwendung. Rotationsviskosimeter und Messsystem entsprechen dabei den im vorangegangenen Kapitel 4.4.5 beschriebenen Ausführungen.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurden Fließkurven für alle elf Versuchsfette bei der im Rahmen der Bauteil-Standardtests vorherrschenden Temperatur von +10 °C gemessen. Bei diesen Laborversuchen wird das Messsystem zunächst immer auf +10 °C temperiert. Das Schergeschwindigkeitsgefälle wird anschließend linear von 0 s<sup>-1</sup> bis 1000 s<sup>-1</sup> innerhalb von einer Minute gesteigert und nach Erreichen der maximalen Scherrate innerhalb der gleichen Zeitdauer wieder auf 0 s<sup>-1</sup> verzögert.

## 5 Ergebnisse der Versuchsfettanalysen

Die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit umfassend unternommenen Schmierfettanalytik werden im Folgenden vorgestellt. Es wurde das statische Ölseparationsverhalten ebenso analysiert, wie das Fließ- und Kälteviskositätsverhalten. Die angewandten Laborverfahren wurden im vorangegangenen Kapitel 4.4 bereits vorgestellt. Von besonderem Interesse ist bei allen Analysen der Einfluss der Betriebstemperatur auf den jeweiligen Schmierfettkennwert, da die Ergebnisse letztlich für eine Erklärung bzw. Vorhersage des Betriebsverhaltens bei dauerhaft niedrigen Temperaturen herangezogen werden sollen. Insbesondere geht es im Rahmen dieser Arbeit um die Beantwortung der Frage, ob und, wenn ja mit welchen bei anwendungsbezogener Temperatur ermittelten Kennwerten sich die Fette charakterisieren und eindeutig differenzieren lassen.

### 5.1 Ölabgabeverhalten

Nicht zuletzt aufgrund veröffentlichter Forschungsergebnisse von *Kühl* [66] und *Gerstenberger* [47] bildet die Untersuchung des Ölabgabeverhaltens einen Schwerpunkt des laboranalytischen Teils dieser Arbeit. So stützt *Kühl* bereits 1998 sein „Ampelkonzept“ zur Einteilung des Schmierfett-Anwendungsbereiches bezüglich der Definition der unteren Gebrauchstemperaturgrenze auf die Ölabscheidung nach DIN 51817. So liegt laut *Kühl* die ideale Einsatztemperatur für ein Wälzlagerschmierfett dann vor, wenn die statische Ölabgabe nach DIN 51817 für Kugellager- mindestens 1 % und für Rollenlageranwendungen mindestens 3 % beträgt. Tendenziell bestätigten sich diese Richtwerte in der vorangegangenen Forschungsarbeit von *Gerstenberger*, allerdings können die Ergebnisse aufgrund eines geringen Datenbestandes nicht als gesichert für den Einsatzfall „isotherme Niedrigtemperaturen“ betrachtet werden.

#### 5.1.1 Statische Ölabscheidung (DIN 51817 N), Temperaturverhalten

In den folgenden Abb. 5-1 und Abb. 5-2 ist das Abgabeverhalten der Versuchsfette als Funktion der Temperatur dargestellt. Die Ölabscheidung wurde bei den Temperaturen +10 °C, +25 °C und +40 °C bestimmt, wobei hinsichtlich Versuchsdurchführung und -auswertung wie in der Norm vorgeschrieben vorgegangen wurde.

Man erkennt das für Fette der NLGI-Klasse 2 typische, mit zunehmender Temperatur moderat progressive Ansteigen der Ölabgabe, wobei mit Ausnahme der Fette V und VI alle Prüffette im betrachteten Temperaturbereich tendenziell niedrigere Abgabewerte erreichen, als dies für Fette dieser Konsistenzklasse nach dem Stand der Erkenntnis (vergleiche *Kühl* [65]) zu erwarten gewesen wäre. So steigt nur die Ölabgabe der Fette V und VI auf Werte  $\geq 4$  % bei einer Temperatur von +40 °C an. Insgesamt fünf Fette erreichen bei dieser Temperatur Abgabewerte von 1,5 % bis 2,5 %, vier Fette geben bei dem Test nach Norm zum Teil sogar deutlich weniger als 1 % ihres Grundöles ab (Abb. 5-3). Auffällig ist einerseits der sehr steile

Kurvenanstieg für Fett V (Li12/M/200), was eher für das Abgabeverhalten eines Fettes der NLGI-Klasse 1 typisch ist. Andererseits zeigt das Fett XI (PTFE/Alkoxyether/149) die mit Abstand geringste Temperaturabhängigkeit der statischen Ölabscheidung.

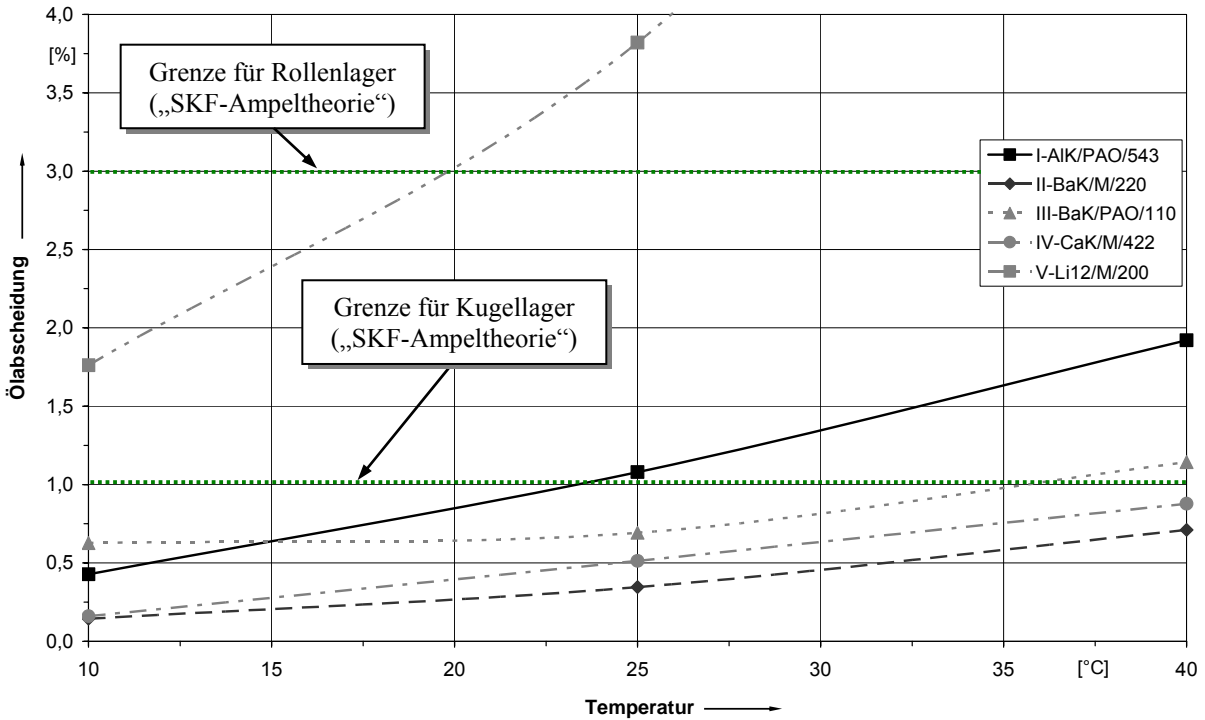


Abb. 5-1: Statische Ölabscheidung (N) in Abhängigkeit der Temperatur (Fette I-V)

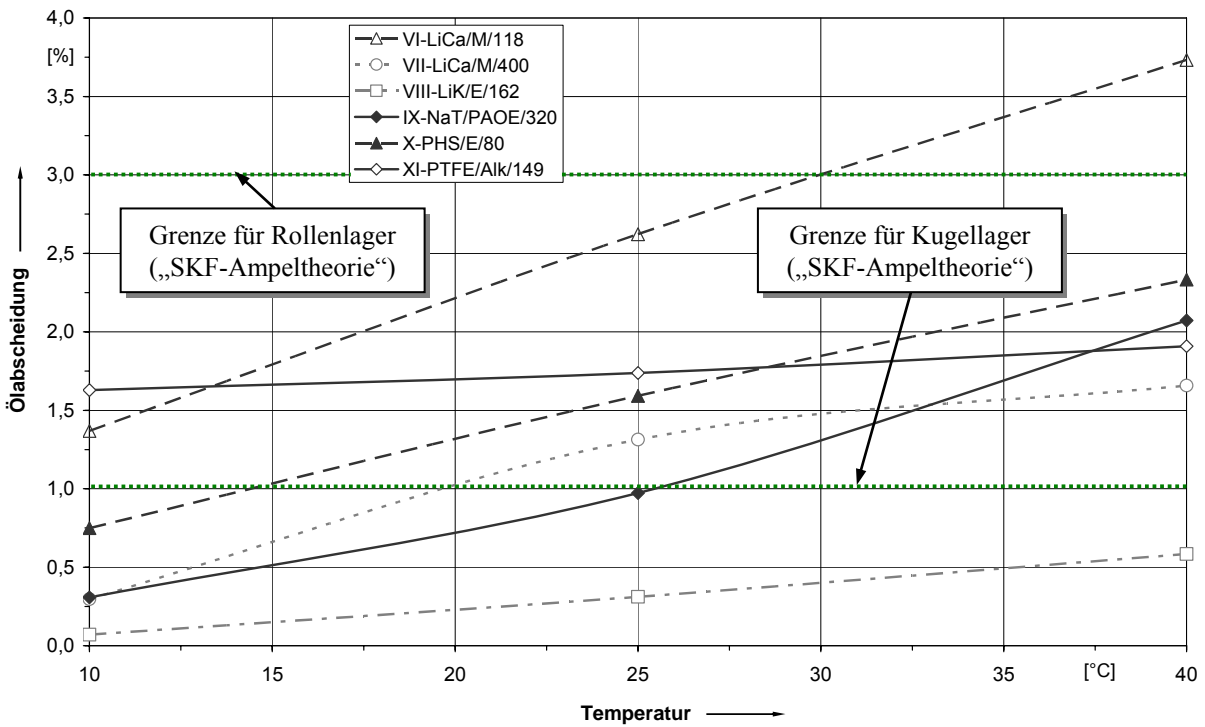
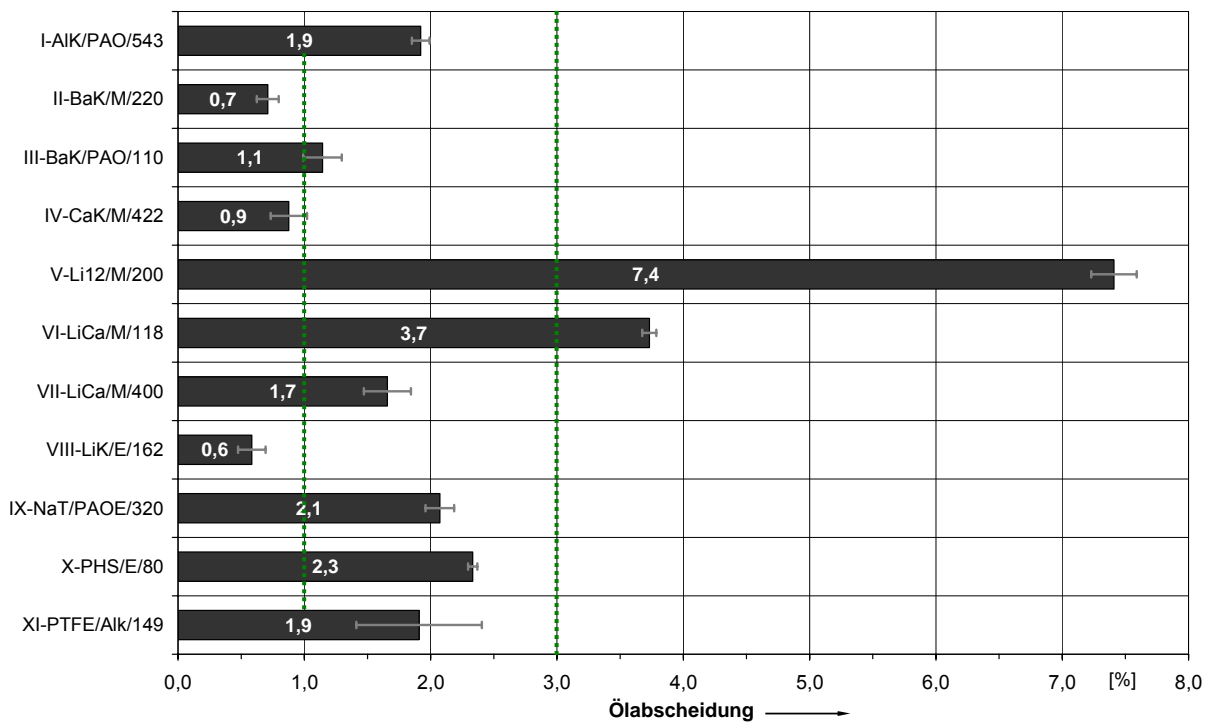


Abb. 5-2: Statische Ölabscheidung (N) in Abhängigkeit der Temperatur (Fette VI - XI)

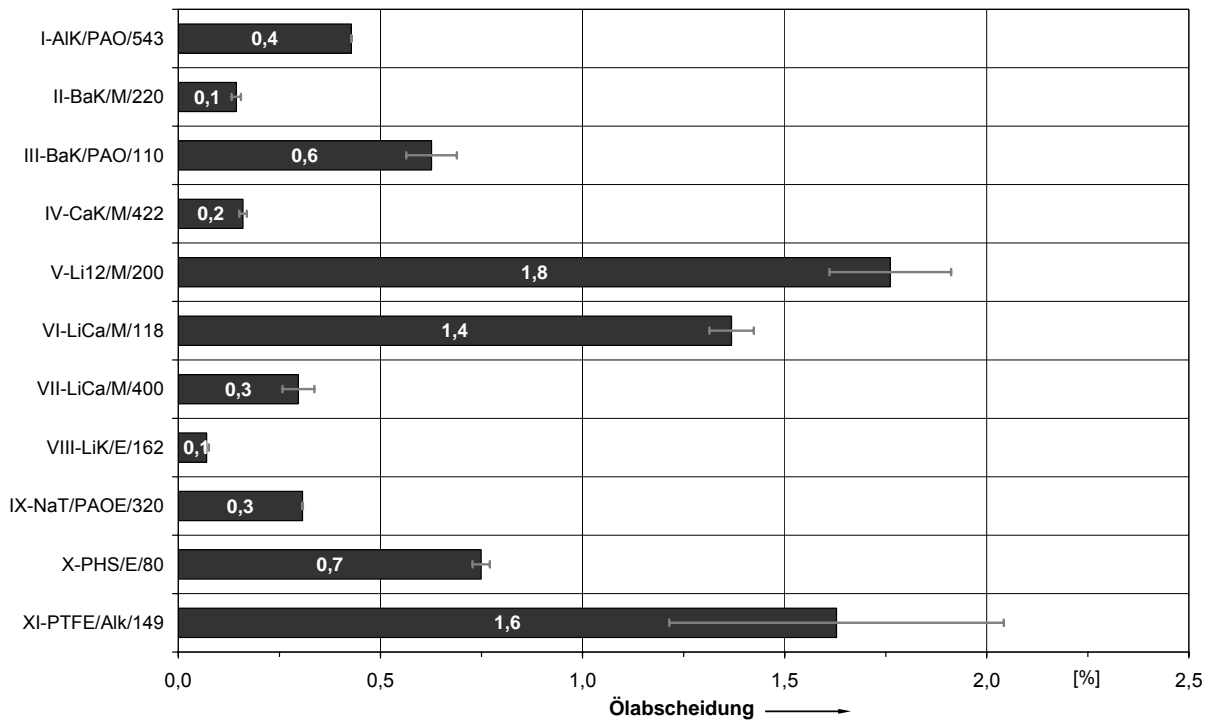
Nach dem „Ampelkonzept“ ist für einen optimalen Betrieb eine statische Ölabgabe von mehr als 1 % bei Kugellagern erforderlich. Wendet man diese Theorie auf die hier untersuchten Fette an, so ist ein sicherer Einsatz der Fette II, IV und VIII für Kugellageranwendungen erst bei einer Betriebstemperatur von mehr als +40 °C gewährleistet. Die Fette III, VII, IX und X funktionieren bei diesem Lagertyp nach der Theorie ab einer Temperatur von +15 °C bis +35 °C optimal. Die Fette V, VI und XI besitzen noch unterhalb einer Temperatur von +10 °C eine statische Ölabgabe von mehr als 1 %, sodass diese nach dem „Ampelkonzept“ in Kugellageranwendungen zum Teil noch deutlich unterhalb dieser Temperatur sicher betrieben werden können.

Die ideale Einsatztemperatur für Wälzlagerschmierfette in Rollenlageranwendungen wird nach dem „Ampelkonzept“ über eine Ölabgabe von mehr als 3 % definiert. Dieser Wert wird durch Fett VI (LiCa/M/118) bei einer Temperatur von ca. +30 °C erreicht. Bei Fett V (Li-12-OH/M/200) übersteigt die Ölabgabe bereits ab ca. +20 °C diesen Grenzwert. Alle weiteren Fette besitzen bei Temperaturen von weniger als +40 °C eine statische Ölabgabe nach DIN 51817 von deutlich unterhalb 3 % (Abb. 5-3).



**Abb. 5-3:** Statische Ölabscheidung nach DIN 51817, +40 °C (Normtemperatur)

Die in Abb. 5-4 aufgezeigten Ölabgabewerte bei der am Außenring während der Standard-Bauteiltests mit Kegelrollenlagern isotherm anliegenden Temperatur von +10 °C verdeutlichen, dass keines der Fette bei dieser Temperatur die 3 %-Grenze für Rollenlager erreichen kann. Die Fette V, VI und XI geben mit Werten zwischen 1,4 % und 1,8 % das meiste Grundöl aller Versuchsfette bei dieser Temperatur ab.



**Abb. 5-4:** Statische Ölabscheidung nach DIN 51817, +10 °C

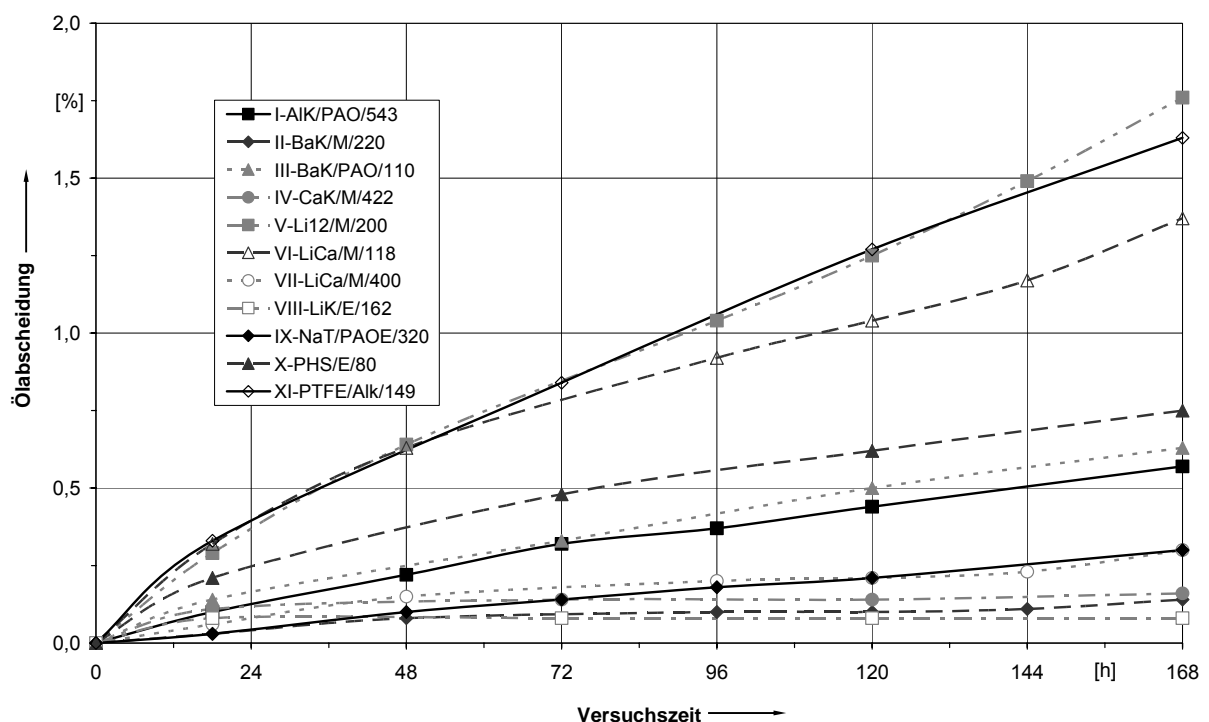
Zu den im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Messergebnissen zum statischen Ölabgabeverhalten nach DIN 51817 lässt sich abschließend festhalten, dass keine eindeutigen Zusammenhänge zwischen kinematischer Grundölviskosität oder Fettkonsistenz auf der einen und der abgegebenen Grundölmenge auf der anderen Seite herzustellen sind. Einzig bei Betrachtung der Ergebnisse von Fett VI und VII (beide LiCa/Mineral) zeigt sich ein eindeutiger Zusammenhang zwischen steigender Grundölviskosität und gleichzeitig sinkender Ölseparation. Es können auf Basis der vorliegenden Daten auch keine generell gültigen Aussagen zum Einfluss von Verdicker- und Grundölart auf die statische Ölabscheidung nach DIN gegeben werden. Einzig den Verdickern vom Typ Barium- sowie Lithium-Komplex können nach Auswertung der Ergebnisse eine relativ schlechte Neigung zur Ölabgabe nachgewiesen werden. Da keinerlei Informationen zum Verdickeranteil der einzelnen Versuchsfette bereitgestellt werden konnten, bleibt sein Einfluss auf das Abgabeverhalten letztlich ungeklärt. Es liegt allerdings nahe, dass die Ölseparationsneigung mit steigendem Verdickergehalt eine abnehmende Tendenz aufweist. Es wird insgesamt deutlich, dass stets das Gesamtsystem, bestehend aus Verdicker, Grundöl und Additiven, nach Art und Menge für Korrelationsbetrachtungen herangezogen werden muss, sodass ohne Kenntnis dieser Angaben nur eingeschränkte Aussagen getroffen werden können.

### 5.1.2 Statische Ölabscheidung (DIN 51817 N), Zeitverhalten

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurde auch das Ölabgabeverhalten in Abhängigkeit der Zeit untersucht. Dazu wurde die statische Ölabgabe während der Standard-Versuchszeit von 168 h in regelmäßigen Zeitabständen durch intermittierende Wägung bestimmt. Exemplarisch

ist in Abb. 5-5 das Zeitverhalten der Fette bei der Standard-Testtemperatur (bezogen auf die Bauteilversuche mit Kegelrollenlager) von +10 °C dargestellt.

Insgesamt steigt die statische Ölabgabe über der Versuchsdauer von 168 h mit degressiver Tendenz an. Die Fette scheiden innerhalb der ersten 18 h (Kurzzeitprüfung) relativ viel Grundöl ab, was besonders bei den Fetten V, VI, und XI zu erkennen ist. Bei diesen Fetten fällt darüber hinaus die nahezu linear über der Zeit ansteigende Ölseparation ab einer Versuchszeit von ca. 48 h auf. Hieraus erklärt sich die gegenüber den weiteren Fetten deutlich höhere Ölabscheidung nach Erreichen der Normalzeit (168 h). Die Steigungstangenten der Kurven für Fette mit insgesamt niedriger Ölabgabe streben dagegen schon ab einer Versuchszeit von ca. 72 h gegen Null, was insbesondere für die Fette II, IV und VIII gilt. Hier ist im weiteren Verlauf der Messungen keine zusätzliche Ölabgabe mehr nachzuweisen.



**Abb. 5-5:** Statische Ölabscheidung in Abhängigkeit der Zeit, +10 °C

Die hier für +10 °C beschriebenen Phänomene zeigten sich grundsätzlich auch bei Untersuchungen zum Zeitverhalten der Ölabgabe bei einer Versuchstemperatur von +25 °C.

### 5.1.3 Ölseparation (Filtertest), Temperaturverhalten

Analog zu Kapitel 5.1.1 ist in den folgenden Abb. 5-6 und Abb. 5-7 das mittels Filtertest laborexperimentell bestimmte Separationsverhalten der Versuchsfette als Funktion der Temperatur dargestellt. Die Ölabscheidung wurde bei den Temperaturen +10 °C, +25 °C und +40 °C bestimmt, wobei hinsichtlich Versuchsdurchführung und -auswertung wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben verfahren wurde.

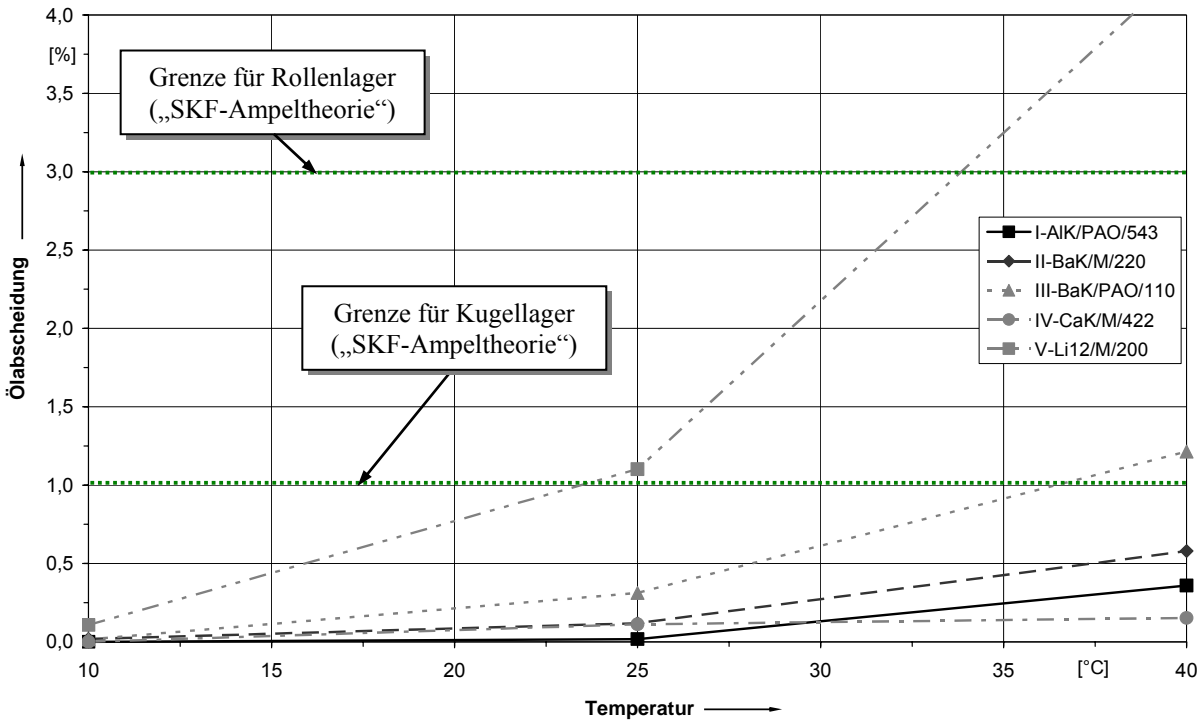


Abb. 5-6: Ölseparation (Filtertest) in Abhängigkeit der Temperatur (Fette I–V)

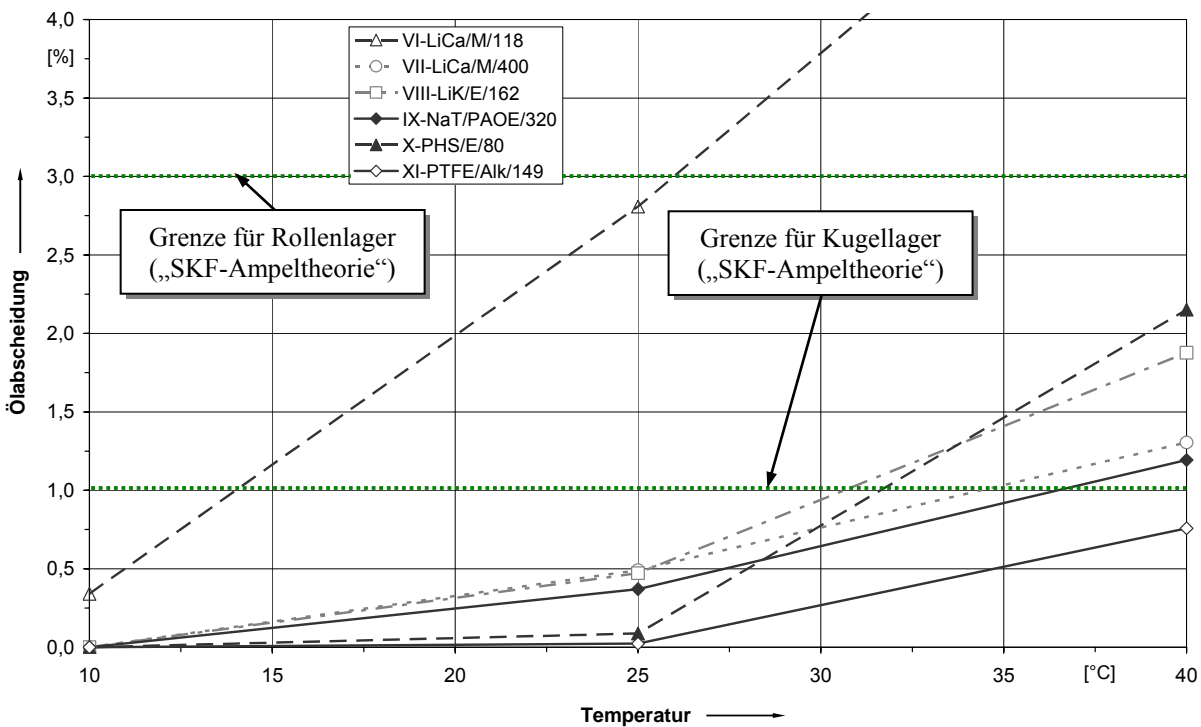


Abb. 5-7: Ölseparation (Filtertest) in Abhängigkeit der Temperatur (Fette VI – XI)

Eine Differenzierung der Fette bei einer Versuchstemperatur von +10 °C ist mit dem hier angewandten Testverfahren schwierig. Es eignet sich lediglich für eine Untersuchung von Fetten mit einer ausreichend hohen Ölabgabe. Der Filterdeckel zwischen Prüfgefäß und Filterreservoir kann hier als Hauptursache genannt werden, denn sein eigenes Ölaufnahme-



vermögen führt zu einem prinzipbedingten Offset der Messung. Erst ab einer gewissen Ölseparation der Fettprobe verlässt Grundöl das Bezugssystem und kann messtechnisch erfasst werden. Die Mindest-Einsatztemperatur des Filtertests kann aufgrund der vorliegenden Datenbasis mit +25 °C angegeben werden.

Man erkennt insgesamt ein mit zunehmender Temperatur progressives Ansteigen der Ölabgabe. Im Filtertest bestätigt sich die hohe Ölabgabe der Fette V (Li-12-OH/M/200) und VI (LiCa/M/118). So erreichen nur diese Fette eine Ölabgabe von mehr als 3 % im betrachteten Temperaturbereich. Die Fette III sowie VII bis X separieren in einem Temperaturbereich zwischen +30 °C und +40 °C mehr als 1 % ihres Grundöles. Die weiteren Fette scheiden bei einer Versuchstemperatur von +40 °C zum Teil weit weniger als 0,7 % Öl ab. Auffällig ist die im Vergleich zum DIN-Test nur sehr geringe Ölseparation des Fettes XI (PTFE/Alkoxyether/149), bei denen es sich streng genommen um zu einer Paste eingedicktes PTFE-Pulver handelt.

Es sei abschließend erwähnt, dass die Vermessung der auf dem Filterpapier verbliebenen Ölflecke ebenso wenig reproduzierbare Ergebnisse lieferte, wie eine Bestimmung der Ölseparation durch Wägung der Filterscheiben. Letztlich liefert nur die Wägung der Prüfgefäße relativ genaue Messergebnisse.

#### 5.1.4 Ölseparation (Filtertest), Vergleich mit Test nach DIN 51817

Für einen Verfahrensvergleich sind in Abb. 5-8 die Ergebnisse der Ölabgabemessung für den DIN- und Filtertest bei +40 °C aufgetragen.

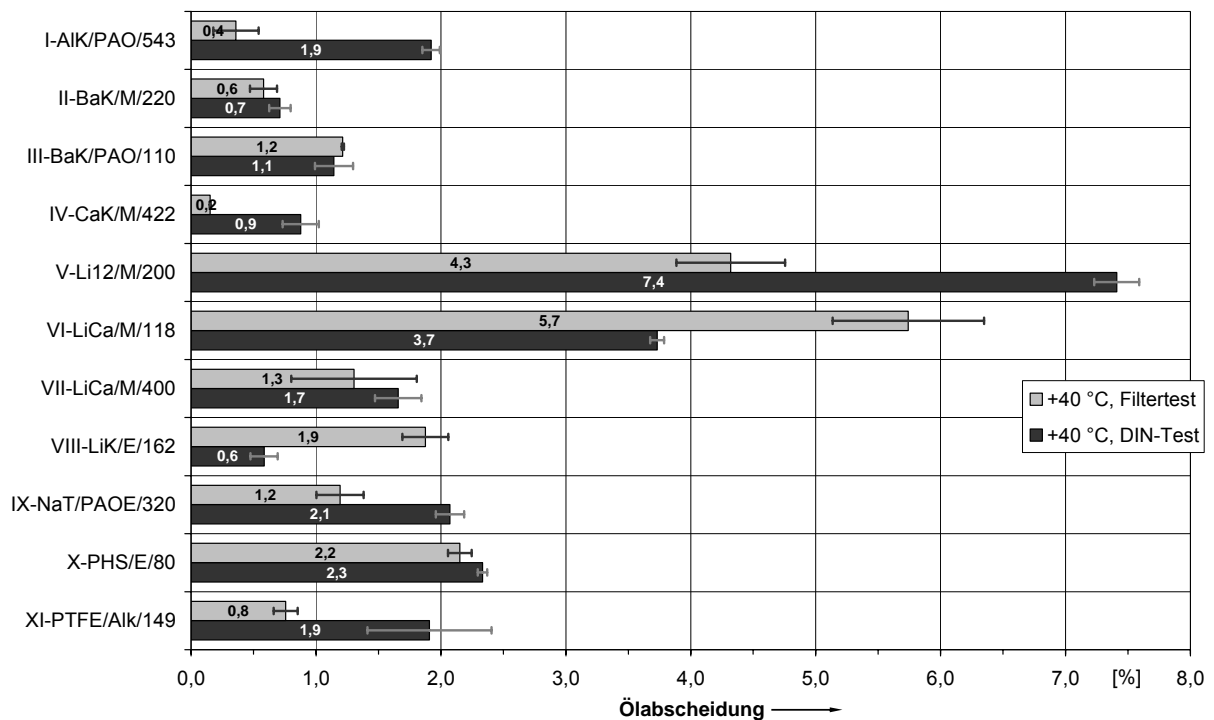
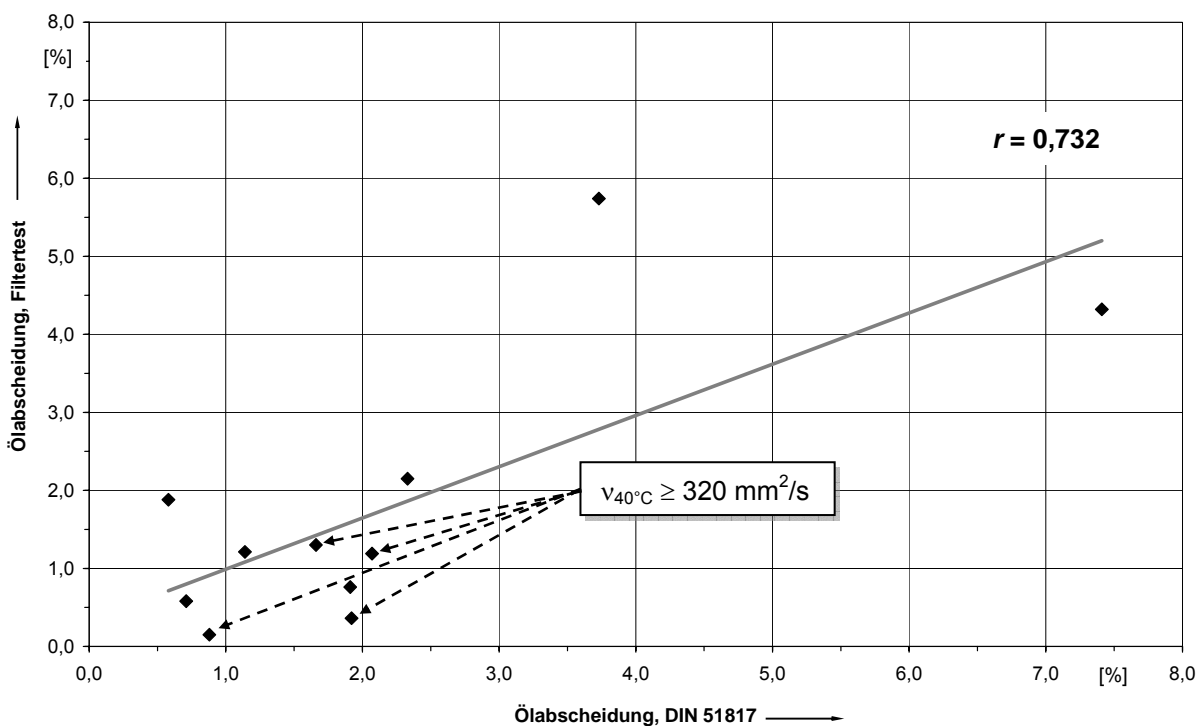


Abb. 5-8: Ölseparation, +40 °C, Vergleich Filtertest und DIN-Test

Wie schon im vorangegangenen Kapitel erwähnt, ist der vergleichsweise schnelle und kostengünstige aber auch mit einer gewissen Nachweisgrenze behaftete Filtertest für Versuchstemperaturen oberhalb von +25 °C geeignet. Man erkennt in Abb. 5-9 (+40 °C), dass die Standardabweichung bei beiden Verfahren in einer sehr vergleichbaren Größenordnung liegt. Grundsätzlich scheinen Fette mit einer hohen Grundölviskosität, insbesondere die Fette I, IV und IX, beim Filtertest im Vergleich zum Verfahren nach DIN 51817 geringere Grundölmengen abzugeben. Fette mit einer geringeren kinematischen Viskosität erreichen häufig in beiden Tests vergleichbare Ölbergabgaben.

Eine Korrelationsanalyse zeigt, dass auf Basis der experimentell im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Daten die Vergleichbarkeit beider Verfahren als befriedigend beurteilt werden kann (siehe Abb. 5-9).



**Abb. 5-9:** Korrelation zwischen DIN-Test und Filtertest, 40 °C

Der *Pearsonsche* Korrelationskoeffizient  $r$ , welcher ein Maß für die lineare Abhängigkeit der beiden Datensätze darstellt, beträgt 0,732.

### 5.1.5 Ölseparation (FTG 2-Test), Ergebnisse bei +10 °C

Im Schmierstofflabor der Fa. Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH wurde im Rahmen dieser Arbeit die relative Ölabscheidung für alle Versuchsfette bei der Standard-Versuchstemperatur (Bauteilversuche) von +10 °C mittels Fett-Testgerät FTG2 bestimmt (siehe Kap. 4.4.3). Die Ergebnisse sind Abb. 5-10 zu entnehmen.

Grundsätzlich liegen die im Rahmen des FTG 2-Tests gewonnenen Messwerte im Mittel um den Faktor 16 über den nach DIN ermittelten.

Wie schon bei der Ölabscheidung nach DIN 51817 (Abb. 5-4), geben auch nach den Ergebnissen des FTG 2-Tests die Fette V, VI und XI das meiste Grundöl bei einer Temperatur vom +10 °C ab.

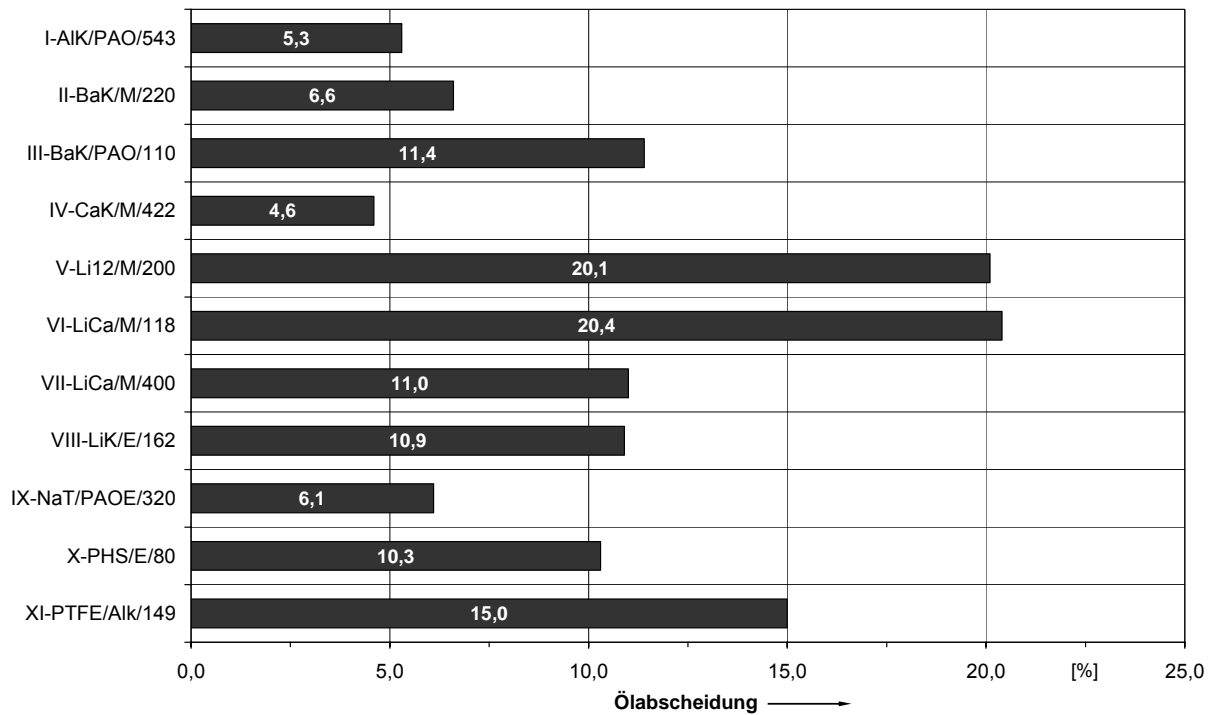


Abb. 5-10: Ölabscheidung, FTG2-Test, +10 °C

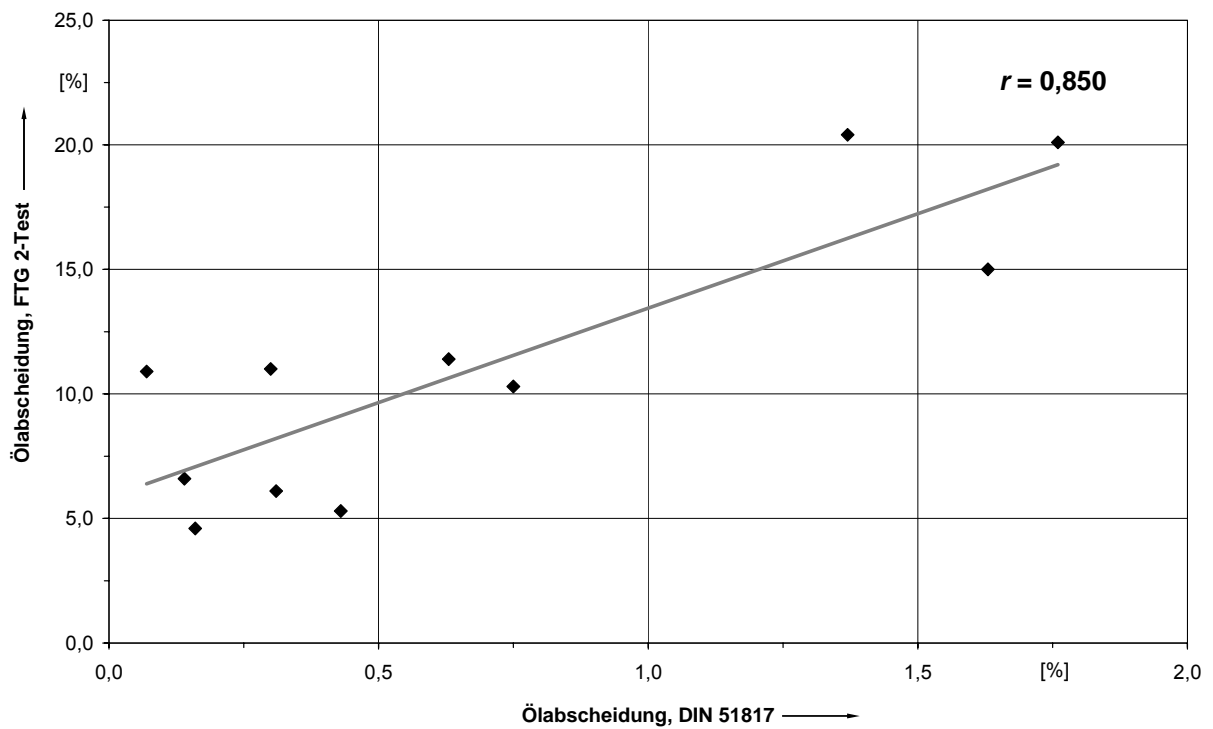


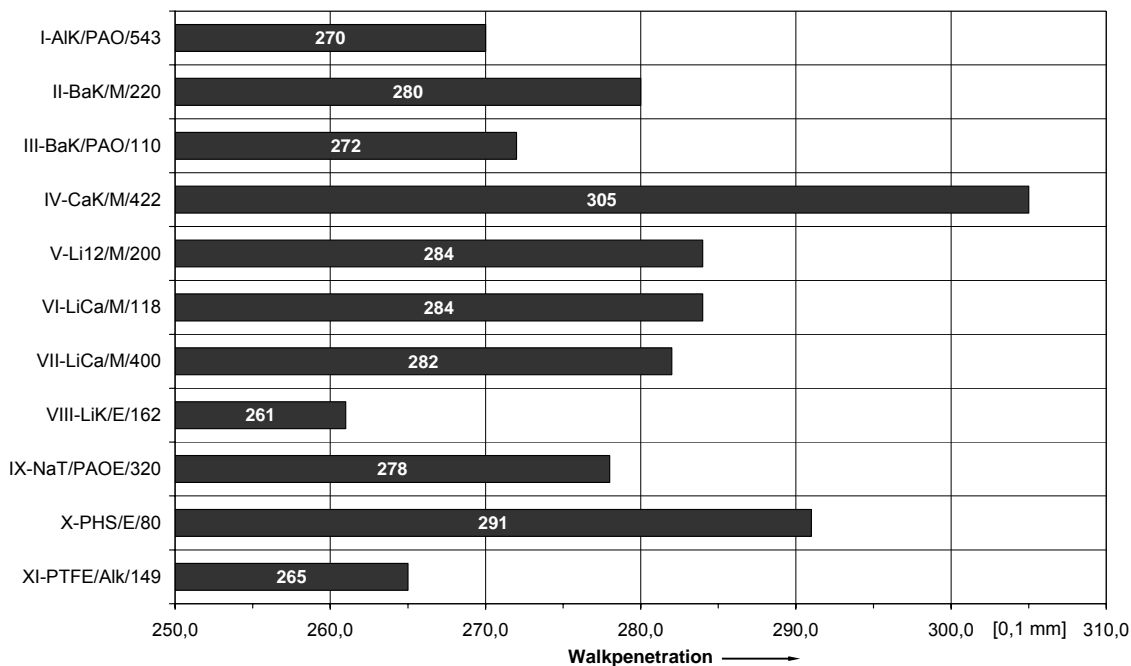
Abb. 5-11: Korrelation zwischen DIN- und FTG 2-Test, +10 °C

Interessant ist, wie auch schon bei Analyse der DIN-Test-Ergebnisse, ein Vergleich zwischen Fett V (Li-12-OH/M/200) mit 20,1 % Ölabgabe und Fett II (BaK/M/220) mit nur 6,6 %. Hier scheint bei gleichem Grundöltyp und vergleichbarer Grundölviskosität der Verdicker nach Art und Anteil maßgeblich für die Höhe der Ölabscheidung zu sein. Das Fett II mit seinem Barium-Komplex-Verdicker scheidet ähnlich wenig Grundöl unter Druckbelastung ab wie die sonstigen Fette mit deutlich höherer kinematischer Grundölviskosität (I, IV, IX).

Eine Korrelationsanalyse zeigt Abb. 5-11. Der *Pearsonsche* Korrelationskoeffizient  $r$  nimmt für die bei +10 °C ermittelten Messdaten einen Wert von 0,85 an. Die Daten liegen also enger um die Regressionsgerade gestreut, als dies im Falle des Datenvergleichs zwischen Filter- und DIN-Test der Fall ist (vergleiche Abb. 5-11). Eine gute Korrelation zwischen beiden Verfahren zur Bestimmung der Grundölseparation von Schmierfetten konnten auch *Litters et al.* [73] in früheren Untersuchungen feststellen, allerdings bei deutlich höheren Versuchstemperaturen.

## 5.2 Walkpenetration

Um die Konsistenz der Versuchsfette beurteilen zu können, wurden die Proben aller Versuchsfette im Schmierstofflabor der SKF GmbH einer Walkpenetrationsmessung nach DIN ISO 2137 unterzogen. Das Verfahren wurde in Kapitel 4.4.4 vorgestellt.



**Abb. 5-12:** Walkpenetration nach DIN 2137 (nach 60 Doppelhüben bei +25 °C)

Man erkennt in Abb. 5-12, dass die Konsistenz der meisten Schmierfette nahe des arithmetischen Mittelwertes der oberen (290·0,1mm) und unteren (265·0,1mm) Penetrationsgrenze für die NLGI-Klasse 2 liegt. Das Fett IV ist mit 305 0,1-mm im Vergleich zu den anderen Fetten weicher eingestellt und ist laut Datenblatt folgerichtig als Fett der NLGI-Klasse 1-2

angegeben. Die Fette VIII und XI liegen mit einer vergleichsweise hohen Konsistenz an bzw. unterhalb der Klassengrenze. Fett VIII liegt bereits im Bereich zwischen den Klassen 2 und 3. Ein Zusammenhang zwischen Eindickerart und der gemessenen Walkpenetration ist nicht erkennbar. Es liegt nahe, dass die Kenntnis des Verdickergehalts hier Aufschlüsse geben würde.

Laut *Spiegel et al.* [94] findet im Fettknetter, in welchem die Probe vor der Konuspenetrationsmessung in 60 Hüben durchgewalkt wird, im Übrigen kein Zerschneiden der Eindickerstruktur statt (wie etwa im Viskosimeter bzw. in der Walkapparatur nach *Klein*), sondern die Walkung bewirkt hier lediglich eine gute Durchmischung des Schmierfettes. Die von *Spiegel et al.* analytisch hergestellte Beziehung zwischen der Konuspenetration und der Scher- bzw. Druckfließgrenze [95], [96] wurde im Rahmen dieser Arbeiten zu Gunsten der viskosimetrischen Experimente (siehe folgende Kapitel) nicht für Auswertungen herangezogen. Die Entwicklung eines Verfahrens zur Kältepenetrationsmessung könnte grundsätzlich aber eine kostengünstige alternative zu den hier angewandten Verfahren am Viskosimeter (s.u.) darstellen.

### 5.3 Kälteviskositätsverhalten

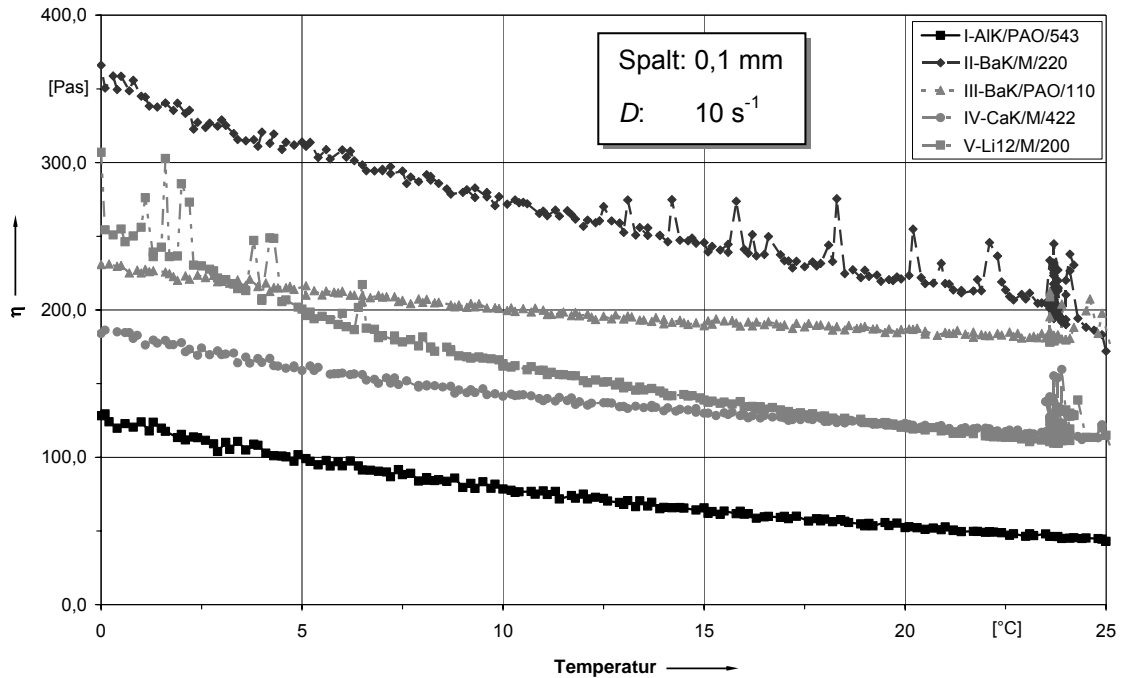
Im Schmierstofflabor der Fa. Robert Bosch GmbH konnte im Rahmen dieser Arbeit das Kälteviskositätsverhalten aller Versuchsfette sowie, mit Ausnahme des Fettes V, aller additivierten Grundöle untersucht werden. Das eingesetzte Rotationsviskosimeter, die verwendeten Messsysteme sowie das Messverfahren wurden in Kapitel 4.4.5 beschrieben. Neuere Veröffentlichungen von *Dornhöfer* [38], [39] lassen einen Zusammenhang zwischen der bei Betriebstemperatur ermittelten scheinbaren dynamischen Viskosität und dem tribologischen Verhalten im Wälzlager erkennen. In der Theorie wird der Einfluss der dynamischen Viskosität auf die Schmierfilmbildung durch *Dowson et al.* [40]-[42], *Hamrock et al.* [53], [54] und *Chittenden et al.* [14] sowie auf bestimmte Reibmomentanteile geschmierter Wälzlager u.a. durch *Baly* [6], *Steinert* [98] und *Tüllmann* [103] berücksichtigt. In der Literatur wird allerdings häufig die dynamische Viskosität nicht experimentell sondern theoretisch durch Bildung des Quotienten aus kinematischer Viskosität  $\nu_9$  und Grundöldichte  $\rho_9$  bestimmt.

#### 5.3.1 Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Temperaturverhalten der Fette

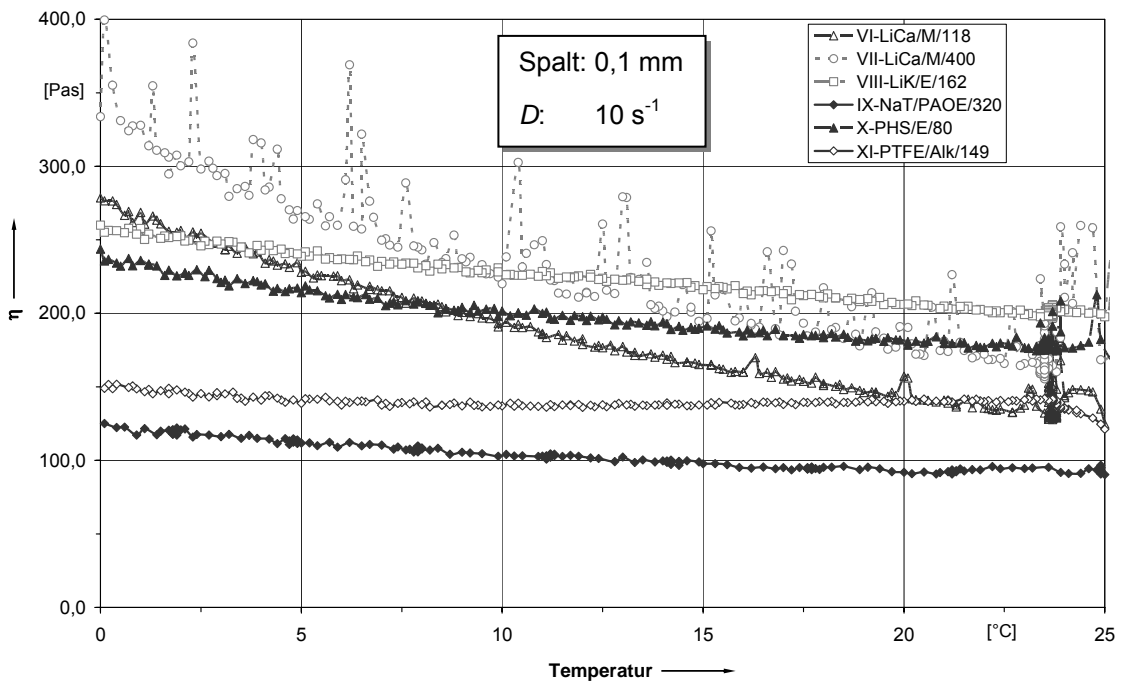
Das mit dem koaxialen Zylindersystem gemessene Viskositätsverhalten der Schmierfette im Temperaturspektrum zwischen 0 °C und +25 °C zeigen Abb. 5-13 und Abb. 5-14.

In der Regel steigt die scheinbare dynamische Viskosität der Fette mit sinkender Temperatur exponentiell an. Die Versuchsfette lassen sich bezüglich des Temperaturverhaltens im hier dargestellten Bereich in zwei Gruppen unterteilen. Solche mit einer (sehr) geringen Temperaturabhängigkeit, was für die Fette III (BaK/PAO/110), IV (CaK/M/422), VIII (LiK/E/162), IX (NaT/PAOE/320), X (PHS/E/80) und XI (PTFE/Alk/149) gilt, somit also mit

Ausnahme des Fettes IV für vollsynthetische Fette. Die andere Gruppe der untersuchten Fette zeigt zwischen 0 °C und +25 °C einen deutlichen Anstieg der Scher-Viskosität mit sinkender Temperatur. Hierbei handelt es sich mit Ausnahme des Fettes I (Alk/PAO/543) um diejenigen mit einem mineralischen Grundöl.

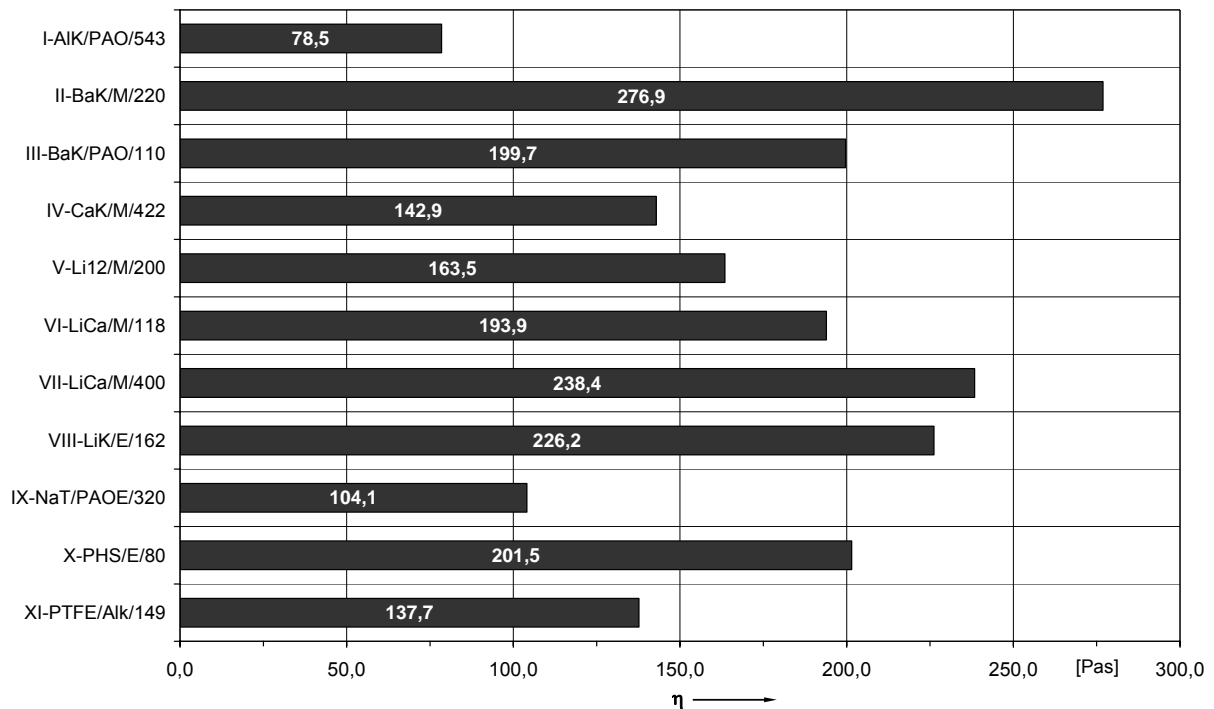


**Abb. 5-13:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Fette I – V, Zylindersystem



**Abb. 5-14:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Fette VI - XI, Zylindersystem

In Abb. 5-15 sind die aus den Kälteviskositätskurven ausgelesenen Werte der scheinbaren dynamischen Viskosität für alle Versuchsfette bei der Standard-Versuchstemperatur (Bauteilversuche) von +10 °C aufgeführt.



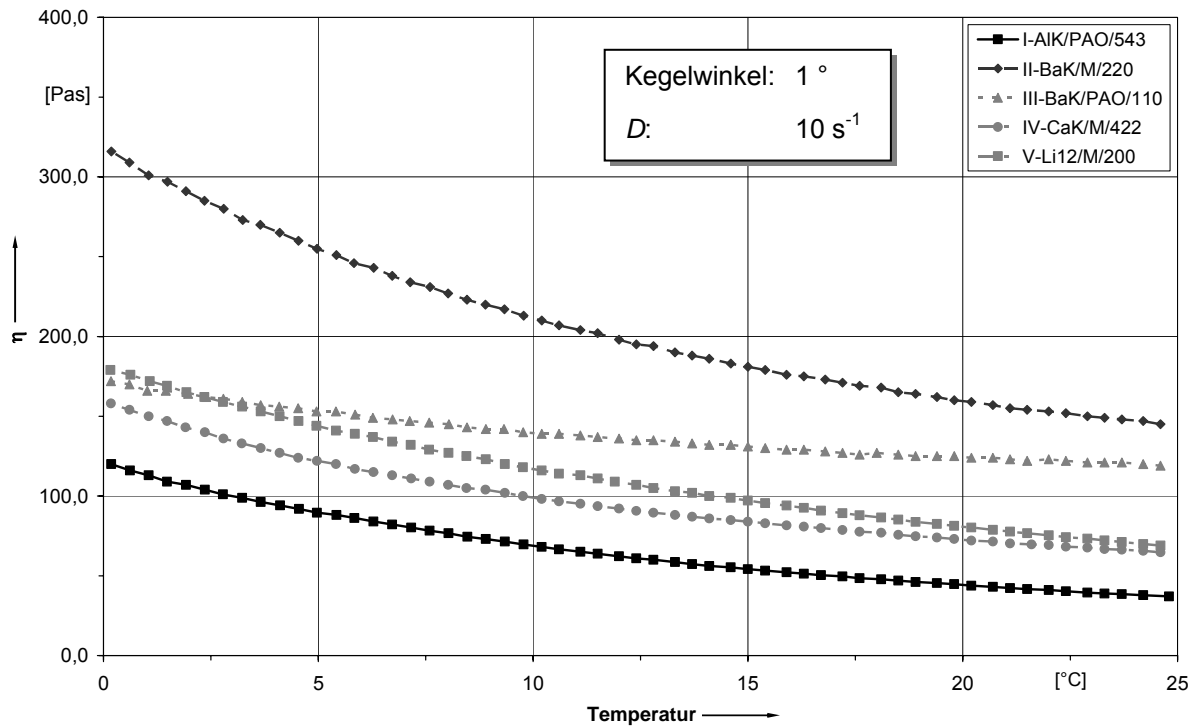
**Abb. 5-15:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$ , Zylindersystem, Fette, +10 °C

Mit den Fetten I und IX zeigen solche Fette das insgesamt niedrigste Viskositätsniveau im betrachteten Temperaturbereich, die mit 543 mm<sup>2</sup>/s (I) bzw. 320 mm<sup>2</sup>/s (IX) vergleichsweise hohe kinematische Grundölviskositäten aufweisen. Bei beiden Grundölen handelt es sich um reines bzw. mit Ester vermisches PAO in Kombination mit einer Aluminiumkomplex- bzw. Natriumterephthalat-Seife. Bei Kombination mit einem Bariumkomplex- (Fett III), Lithiumkomplex- (Fett VIII) oder Polyharnstoff-Verdicker (Fett X) verursachen diese Grundölytypen (PAO, Ester) trotz zum Teil deutlich geringerer kinematischer Grundölviskosität höhere Scher-Viskositäten am Rheometer.

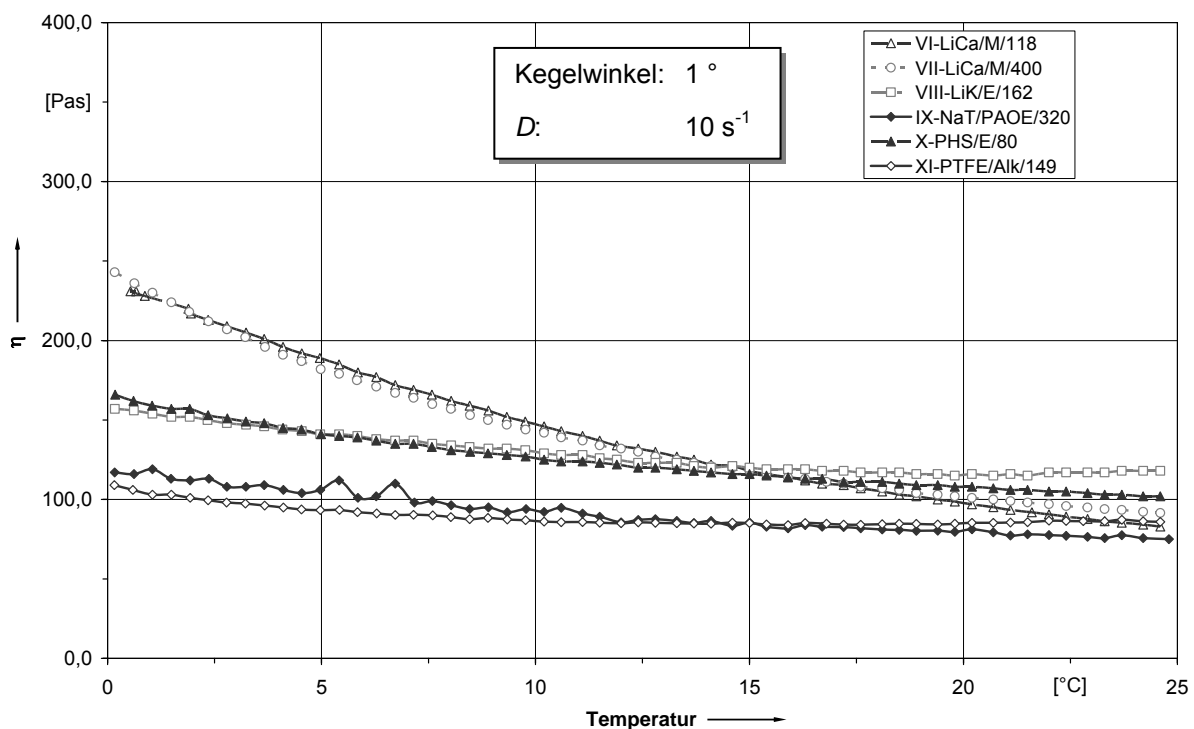
Polyharnstoff-, Barium-, Lithiumkomplex- und Lithium/Kalzium-Seifen weisen im Vergleich zu den weiteren Verdickerarten eine tendenziell hohe scheinbare dynamische Viskosität bei niedrigen Temperaturen auf.

### 5.3.2 Dynamische Viskosität (Platte/Kegel-System), Temperaturverhalten der Fette

Die mit dem Platte-/Kegel-System ermittelten Kälteviskositätskurven der Versuchsfette zeigen Abb. 5-16 und Abb. 5-17.



**Abb. 5-16:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Fette I – V, Platte/Kegel-System



**Abb. 5-17:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Fette VI - XI, Platte/Kegel-System

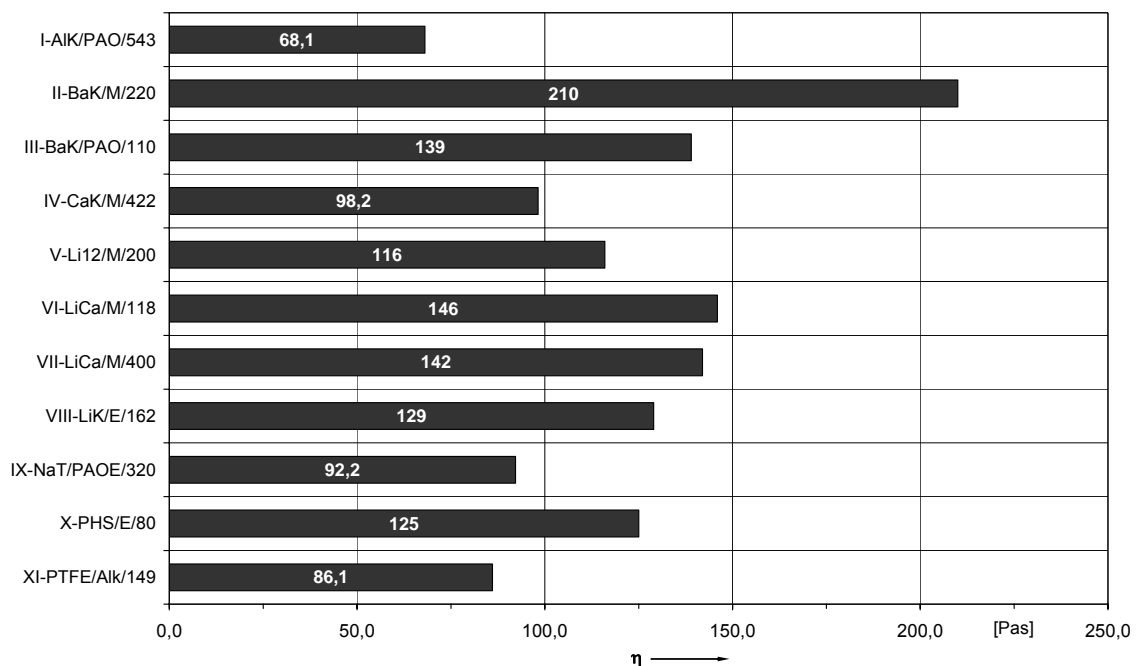
Die Kurven unterliegen gegenüber den Fettuntersuchungen mit dem coaxialen Zylindersystem deutlich geringeren Schwankungen. Auch die scheinbare dynamische Viskosität der mit



diesem Messsystem untersuchten Fette steigt grundsätzlich mit abnehmender Temperatur exponentiell an.

Die Fette III sowie VIII bis XI (alle mit synthetischen Grundölen) zeigen auch hier einen vergleichsweise geringen Anstieg der Scher-Viskosität mit sinkender Versuchstemperatur (vergleiche Kapitel 5.3.1). Lediglich die Kurve des Fettes IV (CaK/M/422) steigt im Gegensatz zu den Messungen mit dem koaxialen Zylindersystem ebenso stark mit fallender Temperatur an wie diejenigen der weiteren, mit Ausnahme des Fettes I (AlK/PAO/543), stets aus einem mineralischen Grundöl bestehenden Fette.

Die folgende Abb. 5-18, in der die scheinbare dynamische Viskosität bei +10 °C dargestellt ist, bestätigt das bereits mit dem Zylindersystem nachgewiesene niedrige Viskositätsniveau des Fettes I. Nach den Messungen mit dem Platte/Kegel-System liegt die Scher-Viskosität des Fettes XI (PTFE/Alk/149) dagegen bei +10 °C unterhalb derjenigen des Fettes IX. Ansonsten bestätigen die in den Abb. 5-16, Abb. 5-17 und Abb. 5-18 dargestellten Messergebnisse qualitativ die bereits in Kapitel 5.3.1 gezogenen Schlüsse.



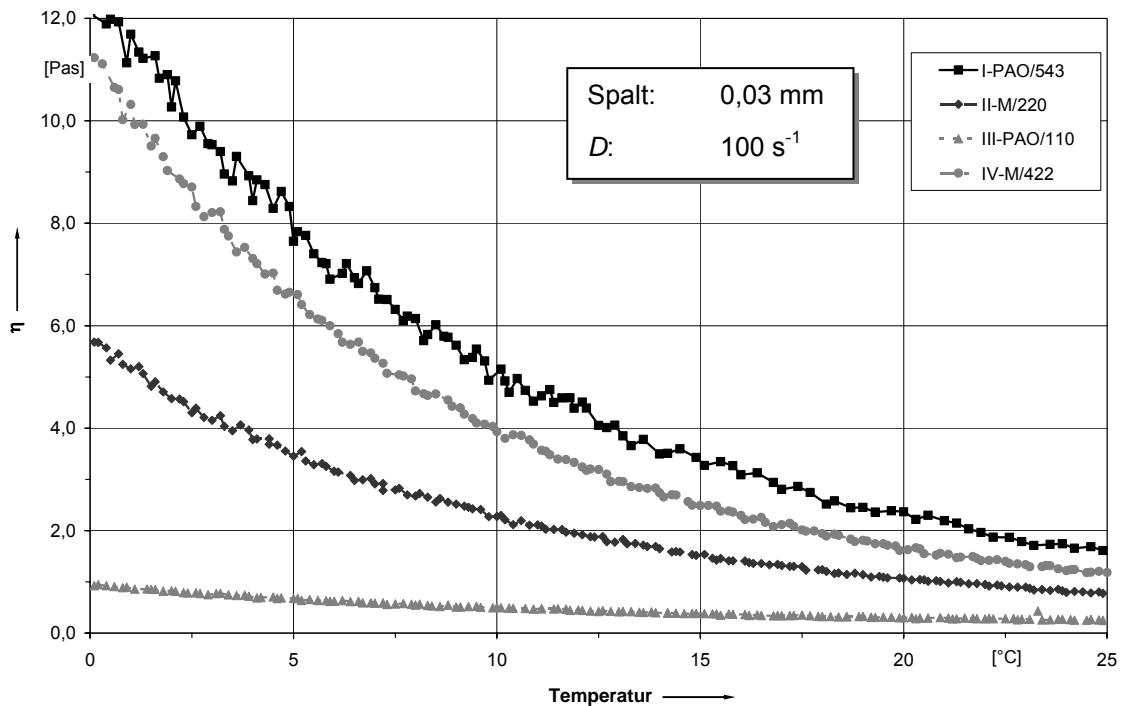
**Abb. 5-18:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$ , Platte/Kegel-System, Fette, +10 °C

### 5.3.3 Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Temperaturverhalten der Grundöle

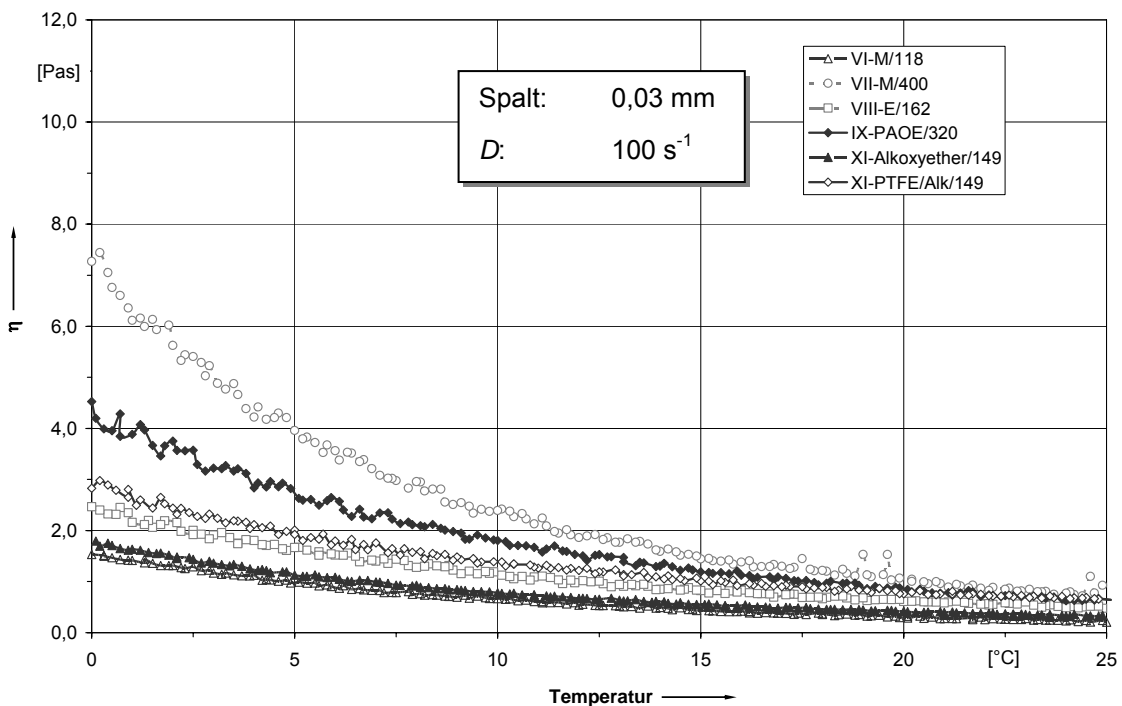
Das mit dem koaxialen Zylindersystem gemessene Temperatur-Viskositätsverhalten im Bereich von 0 °C bis +25 °C für die additvierten Grundöle aller Versuchsfette (mit Ausnahme von Fett V) zeigen Abb. 5-19 und Abb. 5-20.

Grundsätzlich steigt die scheinbare dynamische Viskosität der additvierten Grundöle mit sinkender Temperatur exponentiell an. Dieses Verhalten ist im betrachteten Temperaturbereich umso ausgeprägter, je höher die kinematische Grundölviskosität des jeweiligen

Versuchsfettes ist. Auffällig ist das Kälteviskositätsverhalten des Grundöls III (PAO/110), welches die mit Abstand größte Temperaturkonstanz bei gleichzeitig niedrigster Scher-Viskosität aufweist.

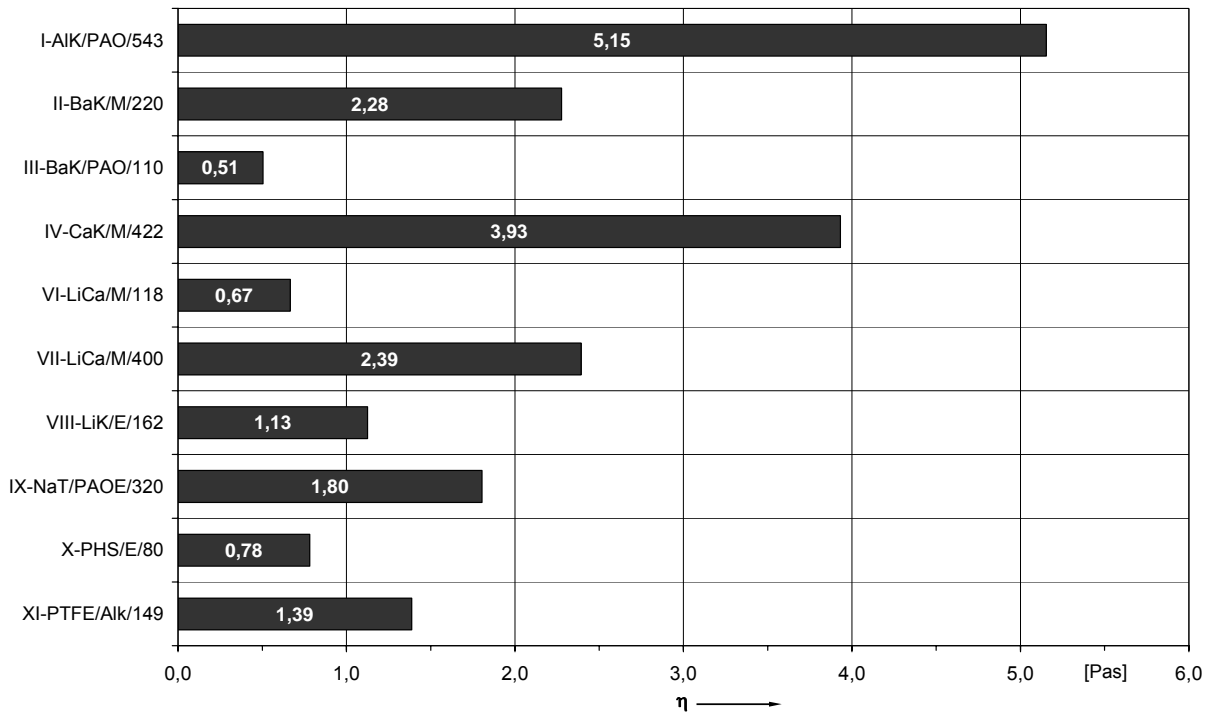


**Abb. 5-19:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Grundöle I - IV, Zylindersystem

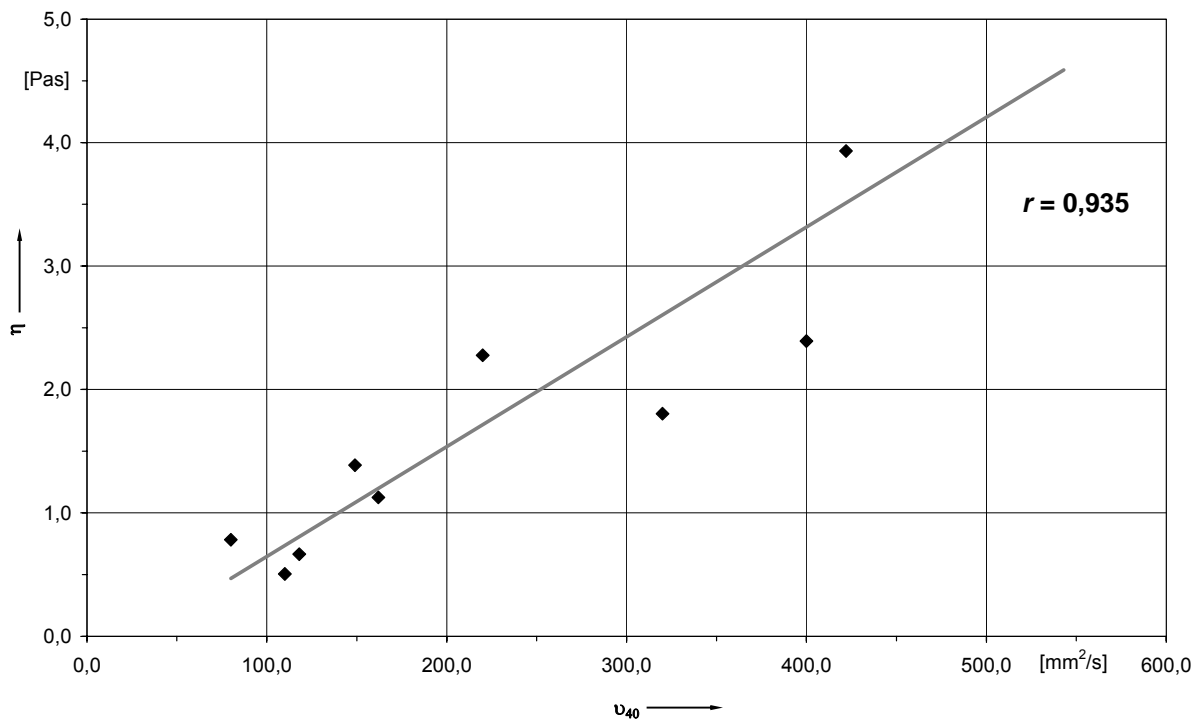


**Abb. 5-20:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit der Temperatur, Grundöle VI - XI, Zylindersystem

Die folgenden Abb. 5-21 und Abb. 5-22 verdeutlichen den engen Zusammenhang zwischen kinematischer ( $\nu_{40}$ ) und scheinbarer dynamischer Viskosität ( $\eta$ , 10 °C) der additivierten Grundöle. Der *Pearsonsche* Korrelationskoeffizient berechnet sich entsprechend zu  $r = 0,935$ .



**Abb. 5-21:** Scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$ , Zylindersystem, Grundöle, +10 °C

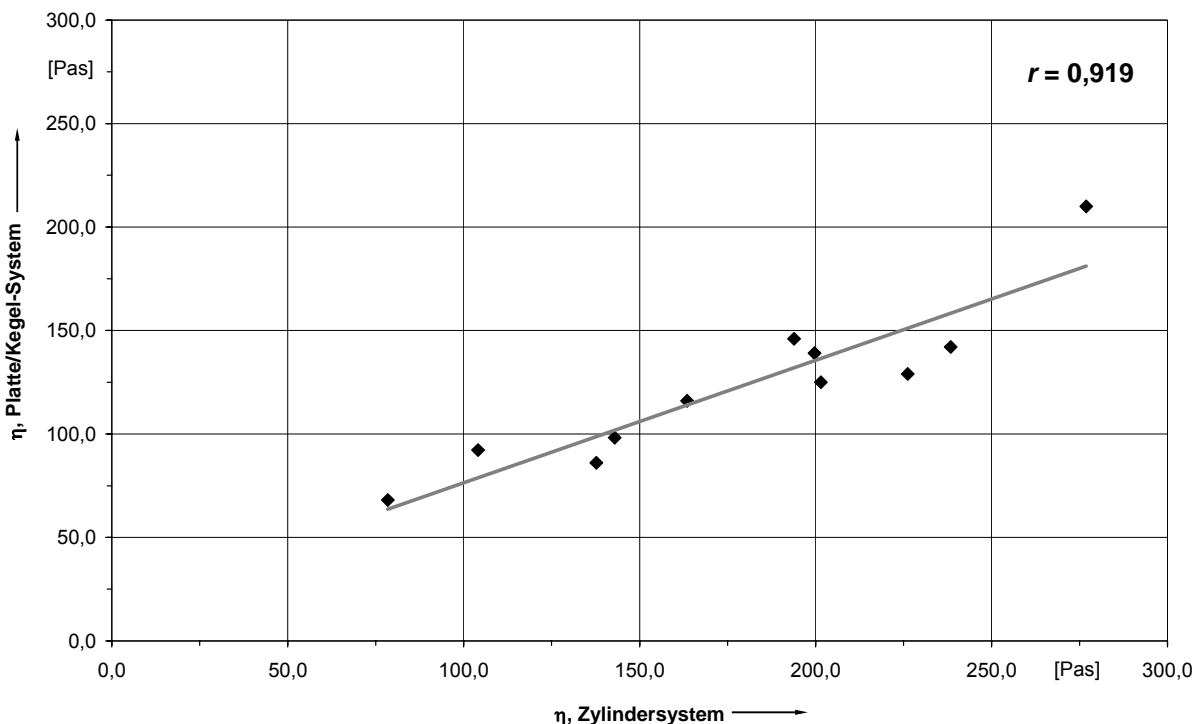


**Abb. 5-22:** Korrelation zwischen kinematischer und dynamischer Viskosität, Grundöl, +10 °C

### 5.3.4 Dynamische Viskosität, Vergleich Zylinder- und Platte/Kegel-System

Die mit koaxialem Zylinder- und Platte/Kegel-System ermittelten Messwerte stimmen qualitativ und quantitativ gut überein (Abb. 5-23). Die gute Korrelation lässt sich mit  $r = 0,918$  für die bei  $+10\text{ °C}$  gewonnenen Daten mathematisch nachweisen. Dies bestätigt vergleichende Untersuchungen von *Dornhöfer* [39] für Fette mit einer kinematischen Grundölviskosität zwischen  $100\text{ mm}^2/\text{s}$  und  $160\text{ mm}^2/\text{s}$ .

Laut *Dornhöfer* ist grundsätzlich zu beachten, dass die Scherbeanspruchung aufgrund der unterschiedlichen Messsystemgeometrie für Fette mit einem plastisch-strukturviskosen Fließverhalten nicht identisch ist. So liegt am koaxialen Zylindersystem ein konstanter Messkörperabstand von  $0,1\text{ mm}$  vor (für Fettmessungen). Beim Platte/Kegel-System ist dagegen im Zentrum der Messspalt mit  $0,05\text{ mm}$  sehr eng und steigt mit größer werdendem Kegelradius nach außen hin auf  $0,22\text{ mm}$  an. Hierdurch ist für plastisch-strukturviskose Stoffe das Geschwindigkeitsgefälle - im Gegensatz zu *Newtonschen* Stoffen - nicht konstant. Zusätzlich können beim Platte/Kegel-System am äußeren Rand des Kegels Mitnahmeeffekte auftreten, welche einen Messfehler verursachen. Die insgesamt größten Vorteile des Platte/Kegel-Systems liegen in einer vergleichsweise einfachen Messvorbereitung und Reinigung. Die insgesamt hohe Übereinstimmung mit den Messergebnissen des Zylindersystems rechtfertigt somit einen Einsatz dieses Systems für Untersuchungen bei Kälte.



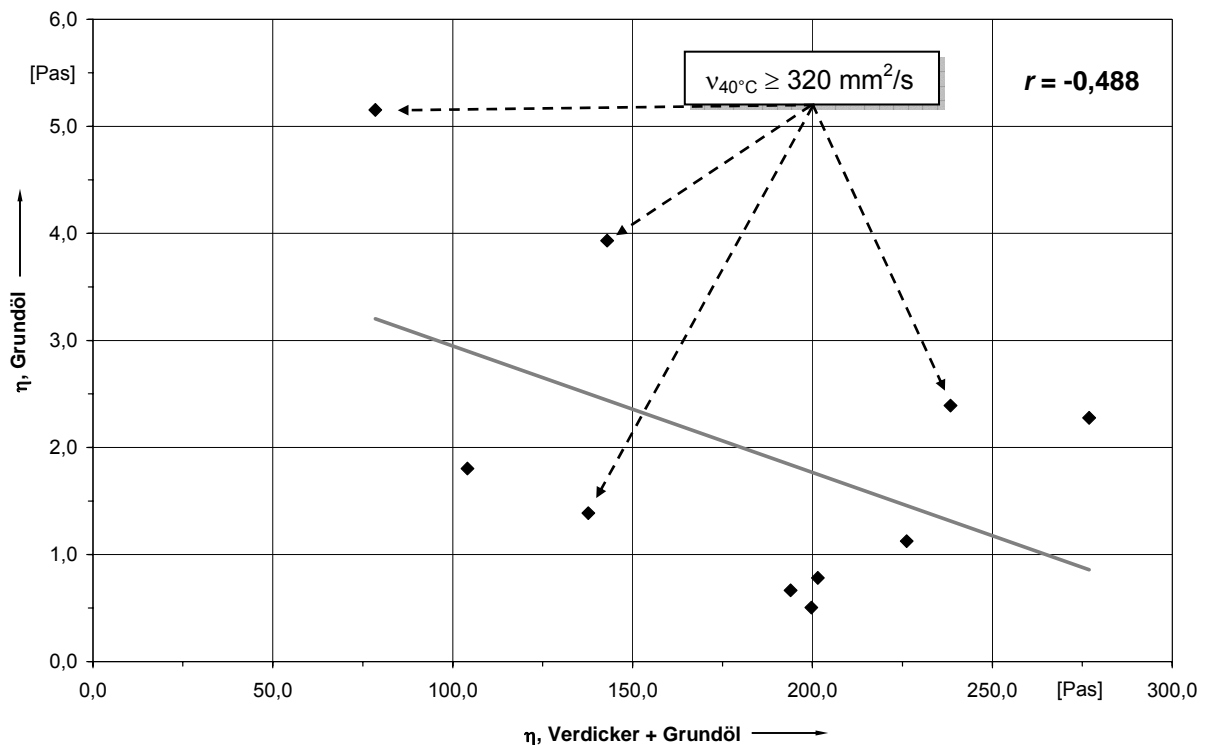
**Abb. 5-23:** Korrelation zwischen Zylinder- und Platte/Kegel-System, Fette,  $+10\text{ °C}$

Es ist anzumerken, dass viskosimetrische Untersuchungen in hohem Maße von der „Vorgeschichte“ (z.B. dem Scherungszustand) eines Fettes beeinflusst werden. Deshalb ist es sehr wichtig, dass die für einen Vergleich herangezogenen Fette exakt den gleichen

Umgebungs- und Betriebsbedingungen vor einer Messung ausgesetzt sind. Andernfalls liegt hierin eine weitere, nicht genau zu beziffernde Fehlerquelle.

### 5.3.5 Dynamische Viskosität (Zylindersystem), Vergleich Fett- und Grundölmessung

Die in den Kapiteln 5.3.1 und 5.3.3 erläuterten Versuchsergebnisse lassen sich durch eine Gegenüberstellung der bei +10 °C mit dem Zylindersystem ermittelten Messwerte für das komplette Fett auf der einen und das additivierte Grundöl auf der anderen Seite verdeutlichen (siehe Abb. 5-24).



**Abb. 5-24:** Korrelation zwischen Fett- und Grundölmessung, Zylindersystem, +10 °C

Die scheinbare dynamische Viskosität von Fett und Grundöl haben nach den Ergebnissen der Kälteviskositätsmessungen eine Tendenz zur gegenläufigen Abhängigkeit. Allerdings zeugt der Korrelationskoeffizient nach *Pearson* vom Betrag  $r = -0,489$  von einer relativ schwachen Korrelation. Hier kommt zum Tragen, dass gerade Fette mit einer hohen kinematischen Grundölviskosität, welche wiederum in engem Zusammenhang mit der scheinbaren dynamischen Grundölviskosität steht (vergleiche Abb. 5-22), häufig am Viskosimeter sehr niedrige dynamische Viskositäten bei +10 °C aufweisen. Dieses trifft beispielsweise für Fett I (AIK/PAO/543) sowie Fett IX (NaT/PAOE/320) zu. Somit hat der Verdicker nach Art, Anteil und Struktur einen sehr großen Einfluss auf die Scher-Viskosität des Gesamtfettes.

Es bleibt offen, ob und inwieweit die Messapparatur selbst die Messergebnisse insbesondere für das Gesamtfett beeinflusst. So könnte es denkbar sein, dass bei Scherungsbeanspruchung von Schmierstoffen mit sehr hoher Grundölviskosität eine so große Menge an Wärmeenergie entsteht, dass diese Wärmemenge während der Experimente nicht vollständig aus der im

Messspalt befindlichen Schmierstoffmenge abgeführt werden kann. Der hieraus resultierende Temperaturanstieg würde eine Erklärung dafür bieten, warum gerade bei diesen Fetten eine vergleichsweise niedrige scheinbare dynamische Viskosität gemessen wird.

## 5.4 Fließkurven

Als Fließkurve eines Schmierstoffes wird gemeinhin die Aufzeichnung der Schubspannung  $\tau$  in Abhängigkeit des Schergeschwindigkeitsgefälles  $D$  bezeichnet. Im Rahmen einer Laborversuchsreihe wurden bei der Robert Bosch GmbH die Fließkurven für alle Versuchsfette bei der Standard-Versuchstemperatur (Kegelrollenlagerversuche) von +10 °C ausgemessen. Dabei wurde das in Kapitel 4.4.5 beschriebene Rheometer in Kombination mit dem Platte/Kegel-Messsystem eingesetzt. Der Versuchsablauf ist in Kapitel 4.4.6 bereits beschrieben worden.

### 5.4.1 Fließkurven (Platte/Kegel-System), Ergebnisse bei +10 °C

In den nachfolgenden Abbildungen sind die Fließkurven für die Fette I bis IV (Abb. 5-25), V bis VIII (Abb. 5-26) und IX bis XI (Abb. 5-27) vollständig abgebildet, d.h. die Kurven beim Beschleunigen des Messkegels auf eine Scherrate von  $1000 \text{ s}^{-1}$  sind ebenso dargestellt wie die jeweilige Kurve bei der anschließenden Verzögerung auf  $0 \text{ s}^{-1}$ .

Alle Fette besitzen eine Fließgrenze, die aufgrund der relativ niedrigen Messauflösung bei den hier vorgestellten Untersuchungen nur auf einen Wert kleiner 1000 Pa abgeschätzt werden kann. Grundsätzlich lassen sich bei den untersuchten Fetten drei Verhaltensmuster erkennen, die im Folgenden beschrieben werden.

Die meisten Fette zeigen bei +10 °C ein plastisch-strukturviskoses Verhalten, wie es in der Literatur als typisch für Schmierfette beschrieben wird [94]. Dieses ist durch einen degressiv ansteigenden Kurvenverlauf bis zum Erreichen der maximalen Scherrate gekennzeichnet. Bei der anschließenden Verringerung des Schergefälles verlaufen die Kurven stets auf einem moderat niedrigeren Schubspannungsniveau bei annähernd linearem Kurvenverlauf. Dieses Phänomen wird grundsätzlich als Thixotropie bezeichnet und bedeutet, dass die Schubspannung bei einer Scherbeanspruchung mit zunehmender Zeitdauer abnimmt. Dieser Prozess kann sowohl reversibel (echte) als auch irreversibel sein (unechte Thixotropie). Das hier beschriebene plastisch-strukturviskose Verhalten zeigen die Versuchsfette I (AIK/PAO/543), IV (CaK/M/422), V (Li12/M/200), VII (LiCa/M/400), X (PHS/E/80) und XI (PTFE/Alk/149). Die maximal erreichte Schubspannung bei  $D = 1000 \text{ s}^{-1}$  korreliert insgesamt mit der kinematischen Grundölviskosität dieser Fette, insofern folgen die Ergebnisse den physikalischen Zusammenhängen.

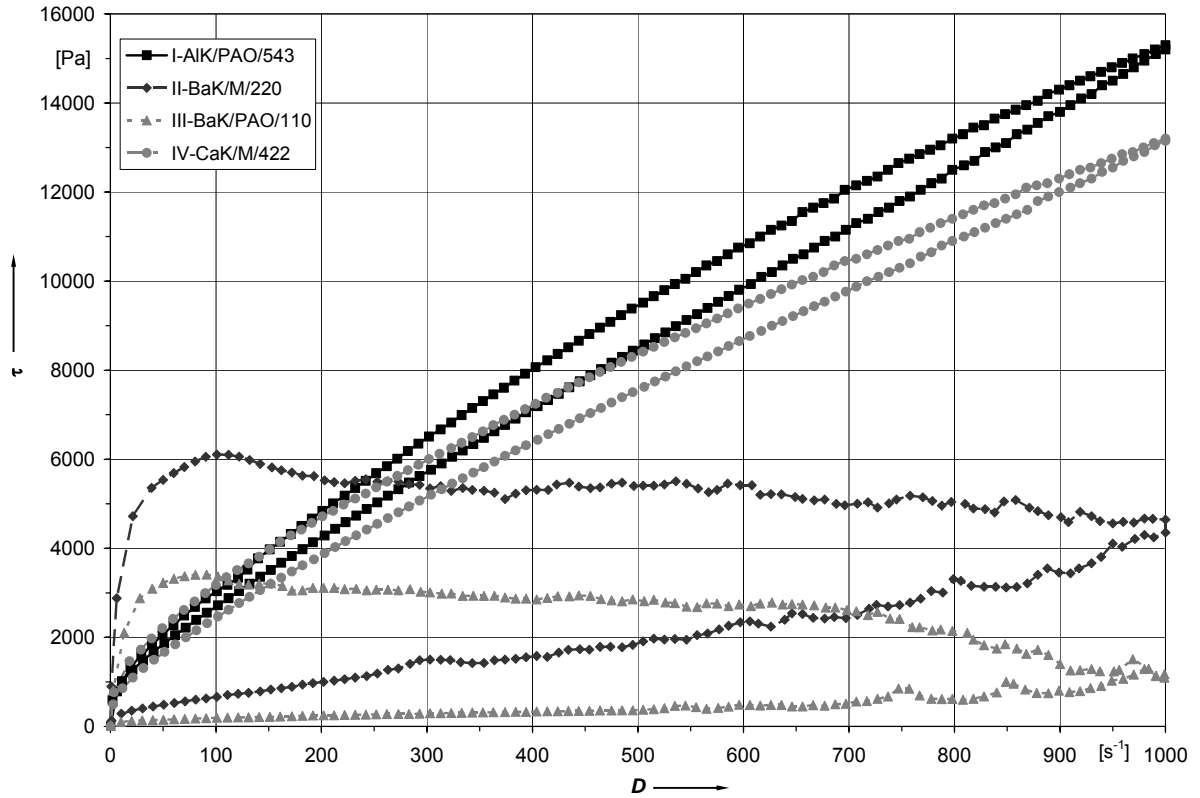


Abb. 5-25: Schubspannung  $\tau$  in Abhängigkeit der Scherrate  $D$ , Fette I-IV, +10 °C

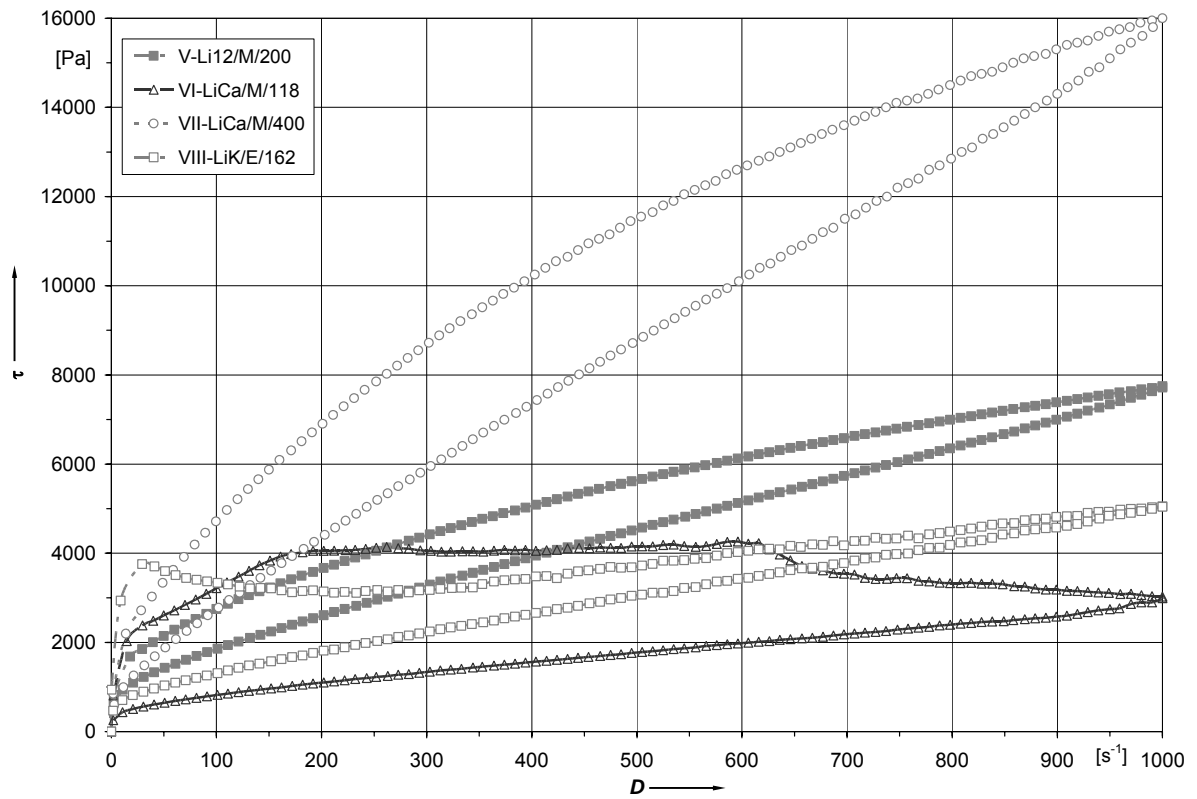
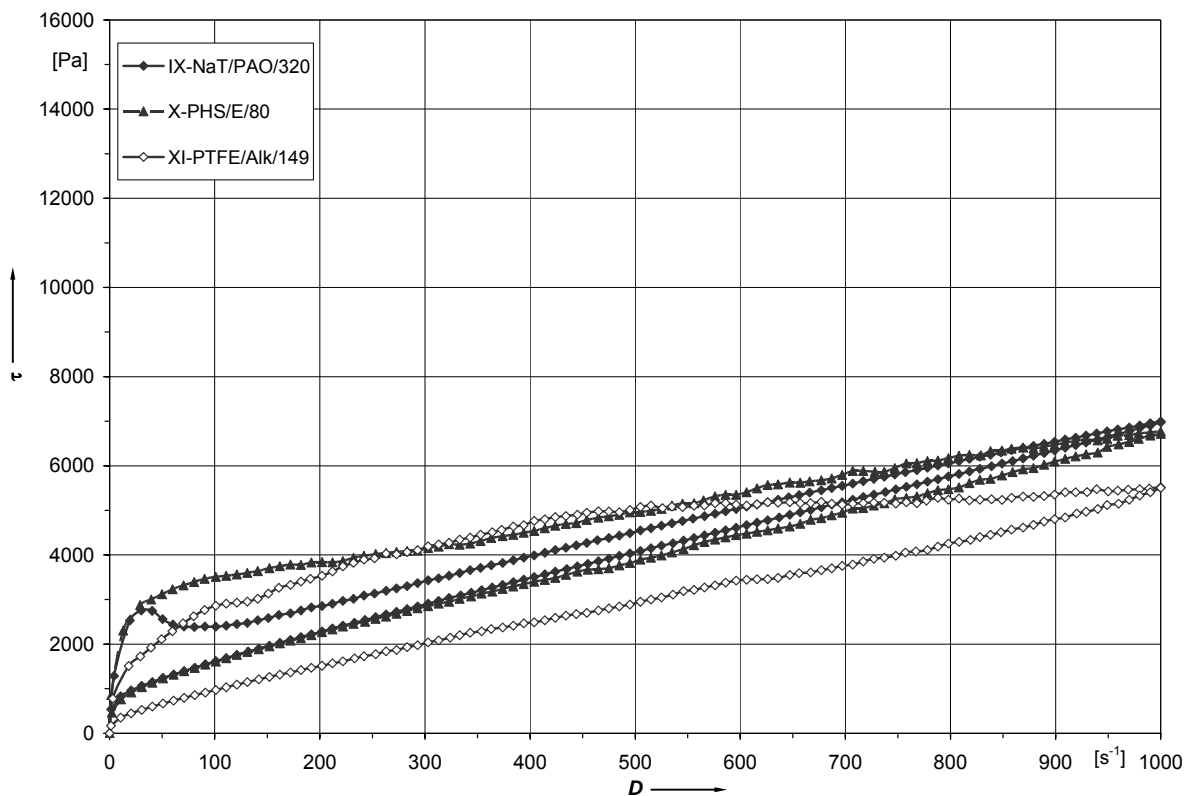


Abb. 5-26: Schubspannung  $\tau$  in Abhängigkeit der Scherrate  $D$ , Fette V-VIII, +10 °C

Eine zweite Gruppe von Fetten weist nach Überwindung der Fließgrenze zunächst einen deutlich steileren Anstieg der Schubspannung mit zunehmender Scherrate auf, bis zum Erreichen eines relativen Kurvenmaximums. Dieses liegt für die Fette VIII (LiK/E/162) und IX (NaT/PAOE/320) etwa im Bereich einer Scherrate von  $25 \text{ s}^{-1}$  und beträgt  $3000 \dots 4000 \text{ Pa}$ . Bei weiterer Steigerung des Schergeschwindigkeitsgefälles sinkt die Schubspannung dann zunächst wieder bis zum Erreichen eines relativen Minimums ab, welches zwischen  $75 \text{ s}^{-1}$  und  $200 \text{ s}^{-1}$  zu finden ist. Schließlich steigt die Schubspannung dann bis zur maximalen Scherrate linear bzw. mit leicht degressiver Steigung an, wobei die maximalen Schubspannungswerte auch hier wieder einen Zusammenhang mit der Grundölviskosität erkennen lassen. Beim Rücklauf zeigen auch diese Fette einen nahezu linearen Abfall der Schubspannung, sodass die Diskrepanz der Schubspannungswerte zwischen Hoch- und Rücklauf im Bereich niedriger Scherraten deutlicher ausgeprägt ist, als dies für die erstbeschriebene Gruppe von Versuchsfetten der Fall ist.



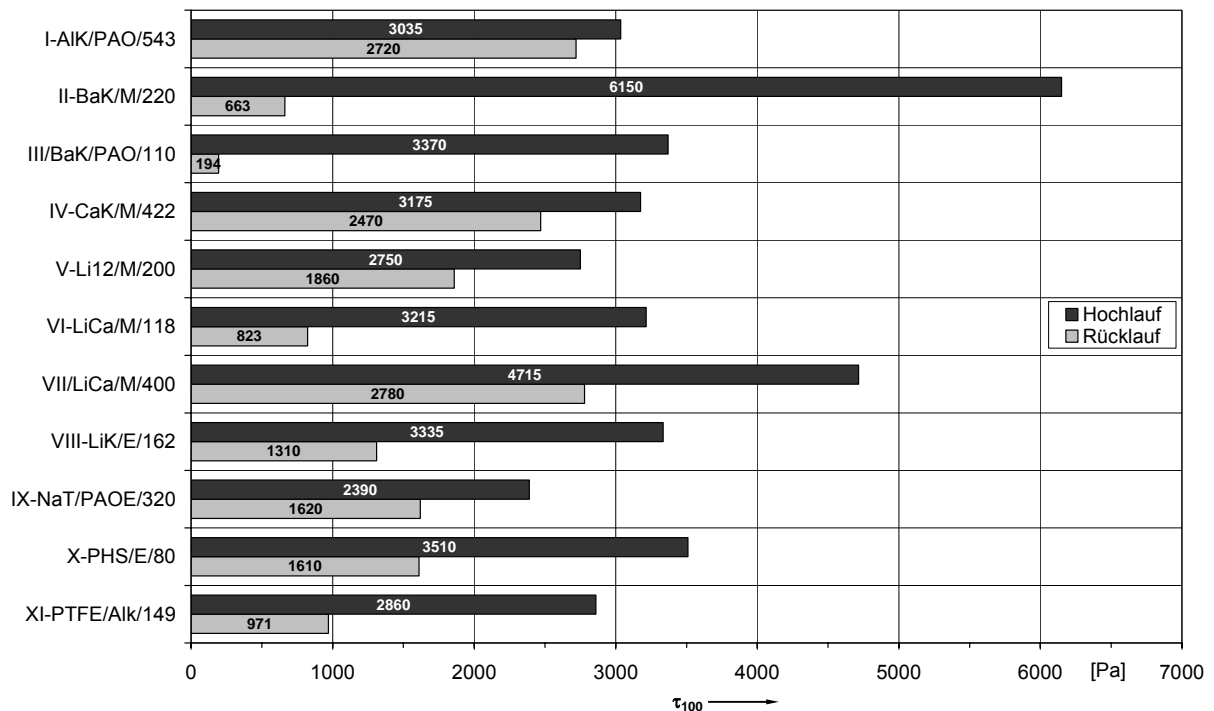
**Abb. 5-27:** Schubspannung  $\tau$  in Abhängigkeit der Scherrate  $D_{\text{SH}}$ , Fette IX-XI,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$

Das dritte Verhaltensmuster der untersuchten Fette ist ebenfalls geprägt von einem zunächst steilen Anstieg der Scherrate mit steigendem Schergeschwindigkeitsgefälle bis zum Erreichen eines in der Regel absoluten Kurvenmaximums auf einem Schubspannungsniveau von  $3200 \text{ Pa} \dots 6100 \text{ Pa}$ . Bei den Fetten II (BaK/M/220) und III (BaK/PAO/110) stellt sich dieses Maximum bei einer Scherrate von etwa  $100 \text{ s}^{-1}$  ein. Bei weiterer Steigerung der Scherrate bis zu deren Maximum fällt die Schubspannung linear bis moderat progressiv ab. Die qualitative starke Übereinstimmung der Kurvenverläufe für die Fette II und III lässt auf ein durch den Bariumkomplex-Verdicker geprägtes Fließverhalten schließen. Die unterschiedlichen



Schubspannungsniveaus beider Fette resultieren scheinbar aus der Differenz ihrer kinematischen Grundölviskositäten. Bei Fett VI (LiCa/M/118) verharrt die Schubspannung zwischen  $200 \text{ s}^{-1}$  und  $600 \text{ s}^{-1}$  nahezu konstant auf einem Niveau von ca. 4000 Pa, ehe sie bei weiterer Steigerung fast linear abfällt. Durch den auch hier annähernd linearen Abfall der Schubspannung beim Rücklauf zeigen diese drei Fette die größte Hysterese zwischen Schubspannungshoch- und -rücklaufniveau. Ein Vergleich der Fließkurven für die Fette VI und VII (beide Lithium/Kalzium-Verdicker) zeigt, dass die Begründung für ihr sehr unterschiedliches viskoses Verhalten weniger in der Verdickerstruktur als vielmehr in der um den Faktor vier unterschiedlichen kinematischen Grundölviskosität zu finden ist.

In folgender Abb. 5-28 sind die aus den Fließkurven bei einer Scherrate von  $100 \text{ s}^{-1}$  ausgelesenen Schubspannungswerte für die einzelnen Versuchsfette aufgetragen. Das Diagramm beinhaltet sowohl die entsprechenden Messwerte beim Hoch- als auch beim Rücklauf. Der Abb. 5-29 sind die Schubspannungswerte bei maximaler Scherrate ( $1000 \text{ s}^{-1}$ ) zu entnehmen.



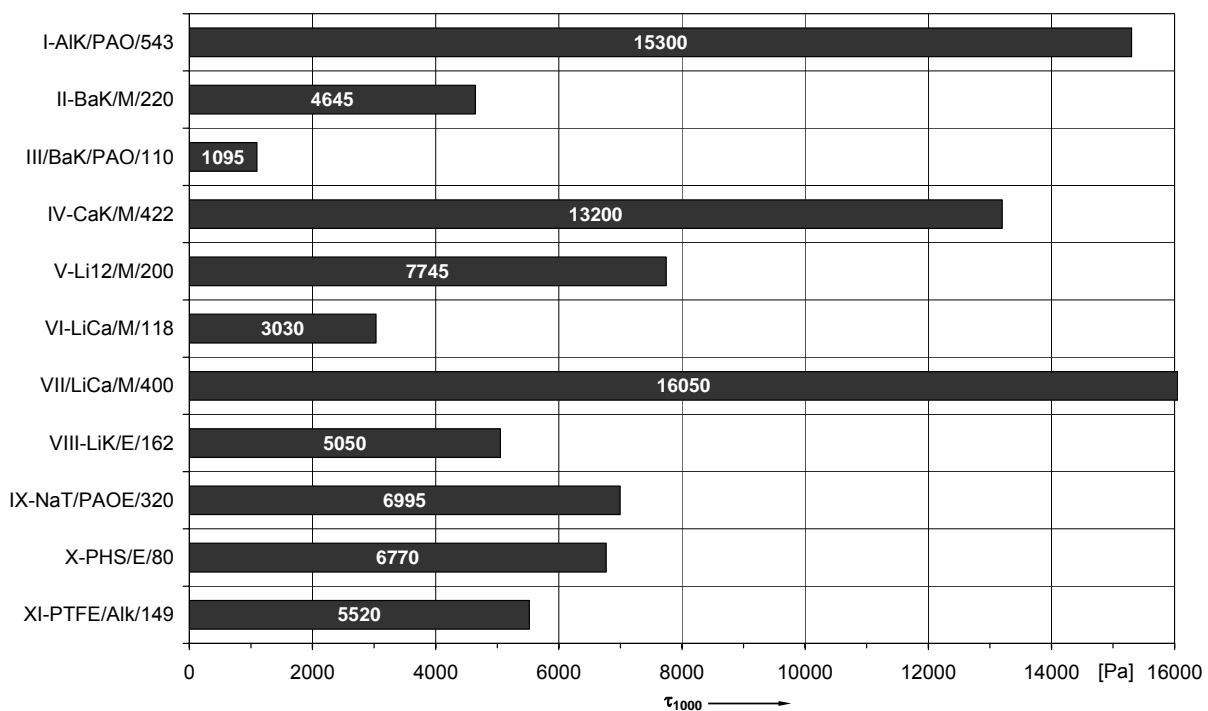
**Abb. 5-28:** Schubspannung  $\tau$  bei einer Scherrate  $D = 100 \text{ s}^{-1}$ , Hoch-/Rücklauf,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$

Das Diagramm in Abb. 5-28 verdeutlicht die generelle und im Falle der Fette II, III und VI sehr deutlich ausgeprägte Thixotropie der untersuchten Wälzlagerfette. Weiterhin ist das hohe Schubspannungsniveau der Frischfette II (BaK/M/220) und VII (LiCa/M/400) auffallend. Die ungescherten Fette V (Li12/M/200) und IX (NaT/PAOE/320) weisen dagegen die vergleichsweise niedrigsten Schubspannungen bei  $100 \text{ s}^{-1}$  auf.

Abb. 5-29 verdeutlicht, dass grundsätzlich ein Zusammenhang zwischen der Schubspannung bei hohem Schergeschwindigkeitsgefälle und der kinematischen Grundölviskosität eines Schmierfettes besteht. So weisen die Fette I, IV und VII die insgesamt höchsten Schubspan-

nungswerte auf. Auch bei hoher Scherrate fällt in diesem Zusammenhang die relativ niedrige Schubspannung des Fettes IX (NaT/PAOE/320) auf. Demnach beeinflussen auch Verdickerart und -anteil sowie der Grundöltyp das Schmierfettverhalten im viskosen Bereich. Dies zeigt auch ein Wertevergleich zwischen den Fetten II (BaK/M/220) und V (Li12/M/200) sowie III (BaK/PAO/110) und VI (LiCa/M/118). Darüber hinaus ist die relativ hohe Schubspannung des Fettes X (PHS/E/80) mit der insgesamt niedrigsten kinematischen Grundölviskosität bemerkenswert.

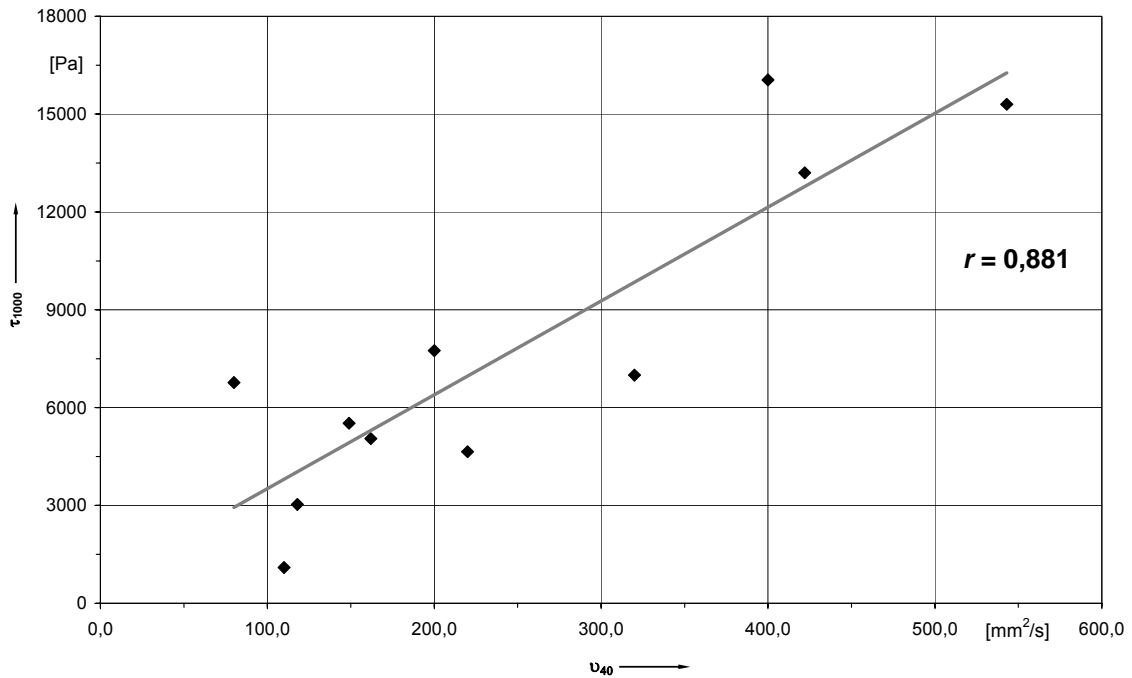
Ein Vergleich der Schubspannungswerte bei maximaler Scherrate mit denjenigen bei einer Scherrate von  $100 \text{ s}^{-1}$  im Rücklauf zeigt eine starke lineare Abhängigkeit mit nur geringer Streuung (Korrelationskoeffizient nach *Pearson*: 0,965).



**Abb. 5-29:** Schubspannung  $\tau$  bei einer Scherrate  $D = 1000 \text{ s}^{-1}$ ,  $+10 \text{ °C}$

In nachfolgender Abb. 5-30 ist der Zusammenhang zwischen kinematischer Grundölviskosität ( $+40 \text{ °C}$ ) und Fettschubspannung ( $+10 \text{ °C}$ ) bei hoher Scherrate noch einmal visualisiert. Der Korrelationskoeffizient nach *Pearson*, vom Betrag  $r = 0,881$ , quantifiziert die starke gleichsinnige Abhängigkeit zwischen beiden Schmierfettkenngößen.

Ein derartiger Zusammenhang lässt sich nach den vorliegenden Daten auch für die bei  $+10 \text{ °C}$  gemessene Fettschubspannung bei  $D = 100 \text{ s}^{-1}$  im Rücklauf feststellen ( $r = 0,811$ ). Das Frischfett erweist sich im ersten Hochlauf dagegen hinsichtlich seines Fließverhaltens bei niedriger Scherrate als weitestgehend unabhängig von seiner kinematische Grundölviskosität ( $r = 0,002$ , siehe auch Abb. 5-28). Hier beeinflussen also in der Tat andere Fetteigenschaften das Fließverhalten im viskosen Bereich. Mit steigender Scherungsbeanspruchung und der hieraus resultierenden Zerkleinerung der Verdickerstruktur dominieren dagegen zunehmend Grundöleigenschaften das Fließverhalten des Schmierstoffes.



**Abb. 5-30:** Korrelation zwischen kinematischer Grundölviskosität  $v_{40}$  und Fettschubspannung  $\tau$  bei einer Scherrate  $D = 1000 \text{ s}^{-1}$ ,  $+10 \text{ °C}$

## 5.5 Versuchsfettanalytik, Diskussion und Zusammenfassung

Die wesentlichen Erkenntnisse aus den umfangreichen Schmierfett-Laboranalysen, welche in den vorangegangenen Kapiteln 5.1 bis 5.4 detailliert vorgestellt wurden, werden nun in kompakter Form diskutiert.

### 5.5.1 Vergleich der Laborkennwerte und -verfahren

In Tabelle 5-1 sind die im Rahmen dieser Forschungsarbeit gezielt untersuchten Schmierfettkennwerte zur Charakterisierung der physikalischen und rheologischen Eigenschaften aufgeführt. Der auf Basis der bei  $+10 \text{ °C}$  (mit Ausnahme der kinematischen Grundölviskosität sowie der Walkpenetration) ermittelten Messdaten gebildete Korrelationskoeffizient nach *Pearson* gibt Aufschluss darüber, inwieweit lineare Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Kennwerten bestehen.

Einleitend sei hier erwähnt, dass sich mit einem kostengünstigen, schnellen (6 h) und wenig Versuchfett benötigenden Filtertest (vergleiche 5.1.3, in Tabelle 5-1 nicht aufgeführt) im Vergleich zum Test nach DIN 51817 befriedigende Messergebnisse zur relativen Ölabscheidung oberhalb einer Versuchstemperatur von  $+25 \text{ °C}$  erzielen lassen. Der Korrelationskoeffizient nach *Pearson* beträgt  $r = 0,732$  (Abb. 5-9) für einen Datenvergleich bei  $+40 \text{ °C}$ . Als Screening-Methode erweist sich dieses Verfahren zur Beurteilung der Ölseparation bei üblichen Betriebstemperaturen als geeignet.

**Tabelle 5-1:** Korrelationskoeffizienten der Schmierfettkennwerte nach *Pearson*

Korrelationskoeffizienten nach Pearson	$f_m$	Ölabscheidung, DIN	Ölabscheidung, FTG2	Walkpenetration	$\eta$ (Zyl., Fett, 10s <sup>-1</sup> )	$\eta$ (Zyl., Öl, 100s <sup>-1</sup> )	$\eta$ (P/K, Fett, 10s <sup>-1</sup> )	$\tau_{100,H}$ (P/K, 100s <sup>-1</sup> , H)	$\tau_{100,R}$ (P/K, 100s <sup>-1</sup> , R)	$\tau_{1000}$ (P/K, 1000s <sup>-1</sup> , H)
	$v_{40} \text{ } ^\circ\text{C}$	X	-0,449	-0,598	0,172	-0,474	<b>0,935</b>	-0,418	0,002	<b>0,811</b>
Ölabscheidung, DIN 51817 (N)	X	X	<b>0,850</b>	-0,064	-0,211	-0,412	-0,199	-0,414	-0,241	-0,306
Ölabscheidung, FTG 2-Test			X	-0,128	0,171	-0,680	0,118	-0,233	-0,335	-0,423
Walkpenetration DIN ISO 2137				X	0,023	0,209	0,089	0,084	0,345	0,305
$\eta$ (koax. Zylinder, Fett, $D=10 \text{ s}^{-1}$ )					X	-0,488	<b>0,919</b>	<b>0,790</b>	-0,390	-0,331
$\eta$ (koax. Zylinder, Grundöl, $D=100 \text{ s}^{-1}$ )						X	-0,405	0,030	<b>0,749</b>	<b>0,816</b>
$\eta$ (Platte/Kegel, Fett, $D=10 \text{ s}^{-1}$ )							X	<b>0,840</b>	-0,496	-0,415
$\tau_{100,H}$ (Platte/Kegel, $D=100 \text{ s}^{-1}$ , Hochlauf)								X	-0,134	0,028
$\tau_{100,R}$ (Platte/Kegel, $D=100 \text{ s}^{-1}$ , Rücklauf)									X	<b>0,965</b>
$\tau_{1000}$ (Platte/Kegel, $D=1000 \text{ s}^{-1}$ , Hochlauf)										X

Die mit dem Fett-Testgerät FTG 2 ermittelte relative Ölabscheidung bei +10 °C liefert vergleichbare Ergebnisse zum Test nach DIN 51817 ( $r = 0,85$ , siehe Abb. 5-11). Ein Vorteil dieses Tests liegt in der mit 24 h wesentlich kürzeren Versuchszeit. Das insgesamt deutlich höhere Niveau an abgeschiedenem Öl lässt vermuten, dass der FTG 2-Test auch bei Temperaturen unterhalb von +10 °C eine differenzierte Betrachtung des Ölabbauverhaltens zulässt.

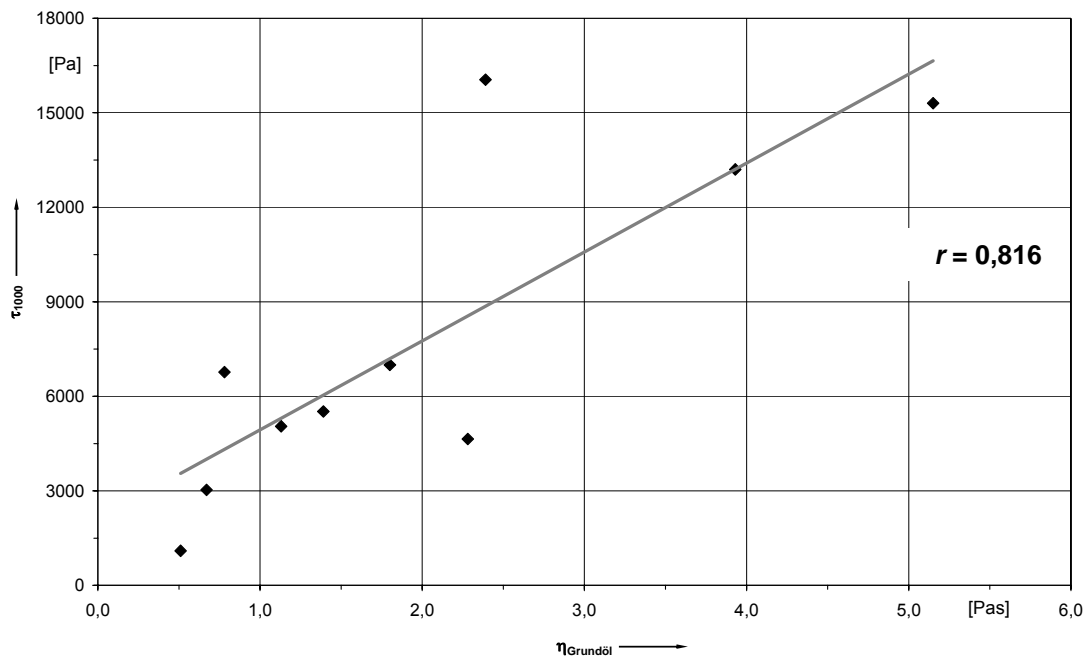
Die Ölseparation eines Schmierfettes zeigt grundsätzlich eine gegenläufige Abhängigkeit von kinematischer und scheinbarer dynamischer Grundölviskosität. Da die NLGI-Klassen im Rahmen dieser Arbeit nicht nennenswert variiert wurden, lässt ein Vergleich zwischen Walkpenetration und Ölseparation erwartungsgemäß keine Abhängigkeit erkennen.

Die mit koaxialem Zylinder- und Platte/Kegel-System ermittelten Messwerte der scheinbaren dynamischen Viskosität stimmen qualitativ und quantitativ für die Komplettfette gut überein. Der Korrelationskoeffizient für die bei +10 °C gewonnenen Daten beträgt folglich  $r = 0,919$  (Abb. 5-23). Dieser Wert bestätigt frühere Vergleichswerte von *Dornhöfer* [39]. Somit ist das bezüglich Messvorbereitung und Reinigung wesentlich einfacher zu handhabende Platte/Kegel-System trotz prinzipbedingter Fehlereinflüsse als geeignet für Kälteviskositätsuntersuchungen anzusehen.

Nach den Ergebnissen der Kälteviskositätsversuche besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der kinematischen ( $v_{40}$ ) und der scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$  des Grundöls ( $r = 0,935$ , siehe Abb. 5-22), was aufgrund der physikalischen Zusammenhänge nicht verwundert. So stellt die kinematische Viskosität  $\nu = \eta/\rho$  letztlich ein Viskositäts-Dichte-Verhältnis dar, sodass bei vergleichbaren Grundöldichten eine rechnerische Abschätzung der dynamischen Viskosität über diesen physikalischen Ansatz zulässig erscheint. Die Messwerte zur scheinbaren dynamischen Viskosität der Gesamtfette und ihrer additivierten Grundöle streuen auffallend stark bei tendenziell entgegengesetzt linearer Abhängigkeit ( $r = -0,488$ , siehe Abb. 5-24). Dies verdeutlicht den großen Einfluss des Verdickers nach Art und Anteil auf das viskose Verhalten des Gesamtfettes. Ferner scheint

die durch den Scherungsprozess hervorgerufene Wärmeenergie zu einer Minderung der Scher-Viskosität des Komplettfettes im Messspalt zu führen.

Erwartungsgemäß ist die lineare Korrelation zwischen scheinbarer dynamischer Fettviskosität (ermittelt bei  $D = 10 \text{ s}^{-1}$ ) und der im Hochlauf aus den Fließkurven bei  $D = 100 \text{ s}^{-1}$  ausgelesenen Fettschubspannung  $\tau_{100,H}$  ( $r = 0,79$  bzw.  $0,84$ , siehe Tabelle 5-1) sehr eng. So ist die dynamische Viskosität durch die physikalische Beziehung  $\eta = \tau/D$  hier proportional zur Schubspannung, da diese bei beiden Verfahren mit niedriger Scherrate und unter Verwendung des gleichen Messsystems ermittelt wird. Eine nachhaltige Zerschierung der Verdickerstruktur hat bei beiden Kennwerten bedingt durch die geringe Scherrate und die kurze Scherungsdauer noch nicht stattgefunden.



**Abb. 5-31:** Korrelation zwischen scheinbarer dynamischer Grundölviskosität  $\eta$  ( $D_{\text{SH}} = 100 \text{ s}^{-1}$ ) und Fettschubspannung  $\tau_{1000}$ ,  $+10 \text{ °C}$

Nach intensiver mechanischer Beanspruchung und einer daraus resultierenden Zerschierung der Verdickerstruktur wird das Fließverhalten eines Schmierfettes durch das viskose Verhalten seines Grundöls bestimmt. Somit erklärt sich die stark lineare Abhängigkeit zwischen der kinematischen Grundölviskosität  $\nu_{40}$  und der bei einer Scherrate  $D = 1000 \text{ s}^{-1}$  gemessenen Fettschubspannung  $\tau_{1000}$  ( $r = 0,881$ , vergleiche Abb. 5-30) ebenso wie der bei  $D = 100 \text{ s}^{-1}$  im Rücklauf ermittelten Schubspannung  $\tau_{100,R}$  ( $r = 0,811$ ). Außerdem erklärt dies die hohe Übereinstimmung zwischen  $\tau_{1000}$  und  $\tau_{100,R}$  für die gemessenen Fettproben ( $r = 0,965$ ), resultierend aus einem für Öle typischen linearen Fließkurvenverlauf bei Verzögerung des Messsystems. Aus dieser Proportionalität ergibt sich folgerichtig auch eine starke Abhängigkeit zwischen der scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$  des Grundöls (Messung bei  $D = 100 \text{ s}^{-1}$ ) und den Fettschubspannungen  $\tau_{1000}$  ( $r = 0,816$ ) sowie  $\tau_{100,R}$  ( $r =$

0,749), da die physikalisch Beziehung  $\eta = \tau/D \approx v \cdot \rho$  gilt. Diese Abhängigkeit ist in Abb. 5-31 für die Beziehung zwischen  $\eta$  und  $\tau_{1000}$  dargestellt.

### 5.5.2 Eigenschaften der Versuchsfette

In Tabelle 5-2 am Ende dieses Kapitels sind alle für diese Arbeit zur Verfügung gestellten Basisdaten sowie die experimentell ermittelten Kennwerte aufgeführt.

**Tabelle 5-2:** Übersicht der Versuchsfett-Labor kennwerte

Kennwert		Fett I	Fett II	Fett III	Fett IV	Fett V <sup>1)</sup>	Fett VI
Basisdaten	Kennzeichnung	KPHC2N-30	KP2R-15	KPHC2N-40	KP1/2R-25	KP2K-20	KP2K-30
	Dickungsmittel	Al-K	Ba-K	Ba-K	Ca-Sulfonat-K	Li-12-OH	Li-Ca
	Grundölart	PAO	Mineral	PAO	Mineral	Mineral	Mineral
	NLGI-Klasse	2	2	2	1-2	2	2
	Fließdruck [hPa]	1000 (-35°C)	1400 (-15°C)	1400 (-40°C)	318 (-10°C)	550 (-20°C)	1200 (-20°C)
	$v_{40} \text{ } ^\circ\text{C}$ [mm <sup>2</sup> /s]	543	220	110	422	200	118
	$v_{100} \text{ } ^\circ\text{C}$ [mm <sup>2</sup> /s]	42	19	13	27,3	15,2	ca. 13
	Kalzium [mg/Kg]	2	19	12	28670	616	3545
	Bor [mg/Kg]	0	0	0	1774	11	0
	Zink [mg/Kg]	1	2	5	9	492	1083
	Molybdän [mg/Kg]	0	0	0	0	0	6
	Phosphor [mg/Kg]	414	4	16	22	44	473
	Versuchsfettanalytik	Ölabscheidung, DIN 51817 (N) 10 °C [%]	0,4	0,1	0,6	0,2	1,8
Ölabscheidung, FTG 2-Test 10 °C [%]		5,3	6,6	11,4	4,6	20,1	20,4
Walkpenetration DIN ISO 2137 25 °C [x 0,1 mm]		270,0	280,0	272,0	305,0	284,0	284,0
$\eta$ (koax. Zylinder, Fett, D=10 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		78,5	276,9	199,7	142,9	163,5	193,9
$\eta$ (koax. Zylinder, Grundöl, D=100 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		5,15	2,28	0,51	3,93	k.A.	0,67
$\eta$ (Platte/Kegel, Fett, D=10 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		68,1	210,0	139,0	98,2	116,0	146,0
$\tau_{100}$ (Platte/Kegel, D=100 s <sup>-1</sup> , Hochlauf) 10 °C [Pa]		3035	6150	3370	3175	2750	3215
$\tau_{100}$ (Platte/Kegel, D=100 s <sup>-1</sup> , Rücklauf) 10 °C [Pa]		2720	663	194	2470	1860	823
$\tau_{1000}$ (Platte/Kegel, D=1000 s <sup>-1</sup> , Hochlauf) 10 °C [Pa]		15300	4645	1095	13200	7745	3030
$\gamma_0$ (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [%]		0,96	0,25	0,24	0,49	0,44	0,34
$\tau_0$ (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [Pa]		288,8	264,1	414,9	147,2	231,4	114,6
G (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [Pa]		300,8	1056,4	1728,8	300,4	525,9	337,1
Kennwert		Fett VII	Fett VIII	Fett IX	Fett X	Fett XI	<sup>1)</sup> Blei: 4559 mg/Kg
Basisdaten	Kennzeichnung	KP2K-20	KE2S-50	KP2R-40	KPE2S-20	KFK2U-30	
	Dickungsmittel	Li-Ca	Li-K	Na-terephthalat	PHS	PTFE	
	Grundölart	Mineral	Ester	PAO/Ester	Ester	Alkoxyether	
	NLGI-Klasse	2	2	2	2	2	
	Fließdruck [hPa]	1400 (-25°C)	760 (-35°C)	1400 (-40°C)	600 (-20°C)	290 (-35°C)	
	$v_{40} \text{ } ^\circ\text{C}$ [mm <sup>2</sup> /s]	400	162	320	80	148,5	
	$v_{100} \text{ } ^\circ\text{C}$ [mm <sup>2</sup> /s]	28	19,8	31,8	13	18,6	
	Kalzium [mg/Kg]	14072	98	39	1452	>30000	
	Bor [mg/Kg]	1	2	0	0	0	
	Zink [mg/Kg]	7672	247	0	11831	104	
	Molybdän [mg/Kg]	0	0	0	1	7	
	Phosphor [mg/Kg]	89	377	3887	20	150	
	Versuchsfettanalytik	Ölabscheidung, DIN 51817 (N) 10 °C [%]	0,3	0,1	0,3	0,8	
Ölabscheidung, FTG 2-Test 10 °C [%]		11,0	10,9	6,1	10,3	15,0	
Walkpenetration DIN ISO 2137 25 °C [x 0,1 mm]		282,0	261,0	278,0	291,0	265,0	
$\eta$ (koax. Zylinder, Fett, D=10 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		238,4	226,2	104,1	201,5	137,7	
$\eta$ (koax. Zylinder, Grundöl, D=100 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		2,39	1,13	1,80	0,78	1,39	
$\eta$ (Platte/Kegel, Fett, D=10 s <sup>-1</sup> ) 10 °C [Pas]		142,0	129,0	92,2	125,0	86,1	
$\tau_{100}$ (Platte/Kegel, D=100 s <sup>-1</sup> , Hochlauf) 10 °C [Pa]		4715	3335	2390	3510	2860	
$\tau_{100}$ (Platte/Kegel, D=100 s <sup>-1</sup> , Rücklauf) 10 °C [Pa]		2780	1310	1620	1610	971	
$\tau_{1000}$ (Platte/Kegel, D=1000 s <sup>-1</sup> , Hochlauf) 10 °C [Pa]		16050	5050	6995	6770	5520	
$\gamma_0$ (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [%]		0,30	0,45	0,64	0,27	0,35	
$\tau_0$ (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [Pa]		105,1	462,3	186,0	101,3	198,4	
G (Platte/Platte, $\omega=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 min-25 min) 10 °C [Pa]		350,3	1027,3	290,6	375,2	566,9	

Die wesentlichen Erkenntnisse zu den Versuchsfetteigenschaften lassen sich wie folgt zusammenfassen:

#### Ölseparation:

- Die Abgabewerte der statischen Ölabscheidung nach DIN 51817 liegen im Temperaturbereich zwischen +10 °C und +40 °C deutlich unter der idealen Abgabemenge von

3 % für Rollenlager nach dem „Ampelkonzept“. Eine Ausnahme bilden hier die Fette V (Li12/M/200), ab ca. +20 °C, und VI (LiCa/M/118), ab ca. +30 °C. Die Fette II (BaK/M/220), IV (CaK/M/422) und VIII (LiK/E/162) erreichen selbst bei +40 °C noch nicht die für Kugellager empfohlene Abgabemenge vom 1 %. Es gilt im weiteren Verlauf dieser Arbeit zu klären, ob die Grenzwerte laut „Ampelkonzept“ bei dauerhaft niedrigen Einsatztemperaturen allgemeine Gültigkeit besitzen oder ob ggf. andere physikalische Eigenschaften für eine ausreichende Versorgung der Kontaktstellen mit Schmierstoff charakteristisch sind.

- Alle Schmierfette geben unter statischer Belastung innerhalb der ersten 48 h relativ viel Grundöl ab, wobei hier Unterschiede zwischen den einzelnen Grundöl/Verdicker-Kombinationen um den Faktor sechs erkennbar sind. Im weiteren Zeitverlauf nimmt die abgeschiedene Ölmenge bei bestimmten Fetten, hier bei Fett V (Li12/M/200), VI (LiCa/M/118) und XI (PTFE/Alk/149), mit nahezu gleich bleibendem Gradienten weiter zu. Im Gegensatz dazu scheiden andere Fette, z.B. IV (CaK/M/422), VIII (LiK/E/162) und IX (NaT/PAOE/320) annähernd kein weiteres Öl mehr ab.
- Zum Ölabgabeverhalten der Versuchsfette lässt sich festhalten, dass allgemeingültige Einflüsse der kinematischen Grundölviskosität, Fettkonsistenz, Grundöl-, Verdickerart sowie des Verdickeranteils auf Basis der vorliegenden Daten nicht eindeutig hergeleitet werden können. So zeigt sich zwar die grundsätzliche Tendenz, dass eine steigende kinematische Grundölviskosität ein sinkendes Ölabgabevermögen der Fette zur Folge hat. Auch scheinen Bariumkomplex- sowie Kalziumkomplex-Verdicker im Falle der hier untersuchten Fette zu einer geringeren Ölabgabe zu neigen, als Aluminiumkomplex-, Li-12-OH- und Lithium/Kalzium-Verdicker. Es muss letztlich aber stets das Gesamtsystem, bestehend aus Verdicker, Grundöl und Additiven nach Art und Menge, individuell analysiert werden.

### **Kälteviskosität:**

- Die Ergebnisse der Kälteviskositätsuntersuchungen mit kompletten Fetten zeigen, dass die scheinbare dynamische Viskosität der Fette mit fallender Temperatur grundsätzlich exponentiell ansteigt. Bei mineralöhlhaltigen Fetten ist die Temperaturabhängigkeit der Scher-Viskosität im Vergleich zu vollsynthetischen Fetten stärker ausgeprägt. Nach den Untersuchungsergebnissen mit den additivierten Grundölen können jedoch keine generellen Unterschiede des Kälteviskositätsverhaltens synthetischer und mineralischer Grundöle festgestellt werden. Dies bedeutet, dass additivierte Synthetiköle sich erst durch ihre Art der Einlagerung in das Verdickergerüst reduzierend auf die Scher-Viskosität auswirken. Hier scheint es grundlegende Unterschiede zur Bindung mineralischer Grundöle zu geben.
- Die Fette I (AlK/PAO/543), IX (NaT/PAOE/320) und XI (PTFE/Alk/149) erweisen sich als diejenigen mit der insgesamt geringsten Scher-Viskosität bei einer Versuchstemperatur von +10 °C und einer Scherrate von  $D = 10 \text{ s}^{-1}$ . Die vergleichsweise hohe

dynamische Viskosität der Fette II und III (Bariumkomplex), VI und VII (Lithium/Kalzium), VIII (Lithiumkomplex) und X (Polyharnstoff) ist nach Analyse der Fettbestandteile durch den Verdickertyp bedingt.

- Die Ergebnisse der Kälteviskositätsuntersuchungen mit den additivierten Grundölen bestätigen die physikalisch begründete Proportionalität zwischen der kinematischen und der scheinbaren dynamischen Viskosität des Grundöls ( $+10\text{ °C}$ ,  $D = 100\text{ s}^{-1}$ ).

### **Fließkurven:**

- Neben einem für Schmierfette typischen plastisch-strukturviskosen Verhalten, d.h. einer mit ansteigender Scherrate degressiv ansteigenden Schubspannung, weisen einige Fette die Besonderheit auf, dass sie bereits bei moderaten Scherraten relative oder auch absolute Schubspannungsmaxima erreichen. Im Falle der Fette VIII (LiK/E/162) und IX (NaT/PAOE/320) steigt die Schubspannung nach kurzem Absinken bei weiterer Steigerung der Scherrate weiter an. Bei den Fetten II (BaK/M/220), III (BaK/PAO/110) und VI (LiCa/M/118) fällt die Schubspannung dagegen mit zunehmendem Geschwindigkeitsgefälle linear bis moderat progressiv wieder ab. Diese Fette zeigen im Vergleich zu den weiteren die am stärksten ausgeprägte Thixotropie, also Hysterese zwischen der gemessenen Schubspannung bei Hoch- und Rücklauf des Messsystems.
- Neben einem grundsätzlich lineareren Zusammenhang zwischen der Schubspannung scherbeanspruchter Fette und der kinematischen Grundölviskosität sind vereinzelt weitere Einflüsse der Schmierfettbestandteile erkennbar. Der Verdicker/Grundöl-Kombination aus Natriumterephthalat und PAO/Ester (Fett IX) kann beispielsweise ein insgesamt geringer Scherwiderstand (trotz hoher Grundölviskosität) nachgewiesen werden. Die Kombination aus Polyharnstoff und Esteröl (Fett X) weist dagegen trotz niedriger Grundölviskosität eine vergleichsweise hohe Schubspannung bei hoher Scherrate auf. Hinsichtlich des Fließverhaltens sind also auch spezifische Eigenschaften von Verdicker, Grundöl und ggf. Additiven nach Art und Menge zu berücksichtigen.



## 6 Ergebnisse der Langzeit-Bauteilexperimente

Ein wichtiges Ziel dieser Arbeit besteht in der Entwicklung eines abgesicherten Standard-Testverfahrens zur mechanisch-dynamischen Funktionsbeurteilung von Wälzlageschmierfetten sowie zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL) in Abhängigkeit der Lagerbauform. Zu diesem Zweck wurden umfangreiche Bauteilexperimente mit Schrägkugel- und Kegelrollenlagern unternommen. Diese Untersuchungsabschnitte gliedern sich wie folgt:

- Schrägkugellagerversuche zur experimentellen Bestimmung kritischer Parameterkombinationen für diese Lagerbauform,
- Kegelrollenlagerversuche zur Definition eines abgesicherten und allgemeingültigen Standard-Testverfahrens zur Beurteilung praxisüblicher Grundöl/Verdicker-Kombinationen bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen,
- Kegelrollenlagerversuche zur experimentellen Ermittlung der unteren Gebrauchstemperaturgrenze.

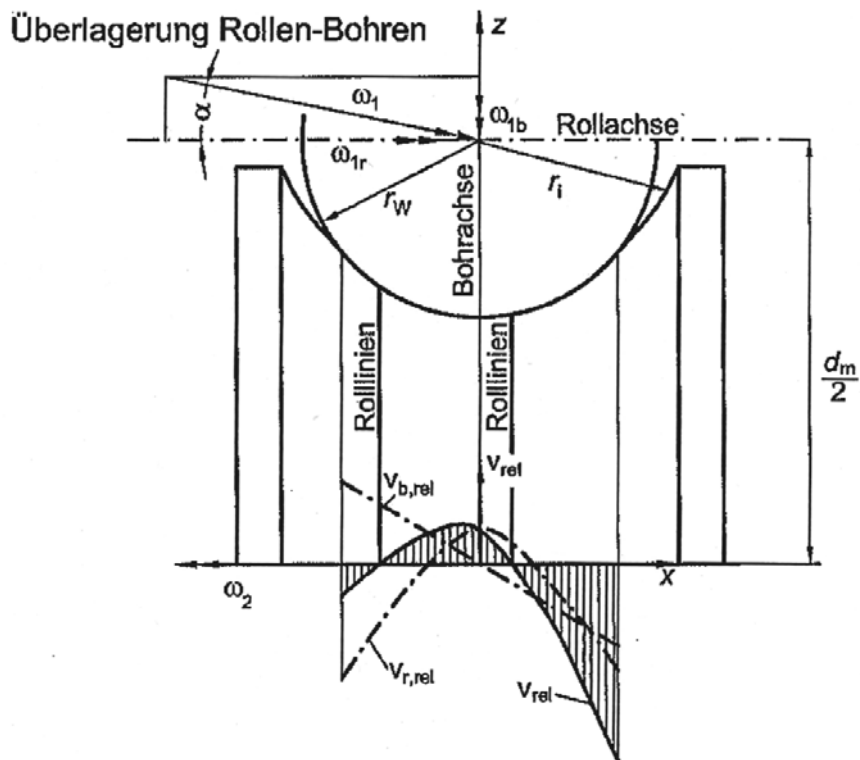
In den folgenden Kapiteln werden die wesentlichen Ergebnisse dieser Wälzlagerexperimente vorgestellt. Die experimentellen Grundlagen zu den Versuchseinrichtungen, Messsystemen und Versuchsgegenständen sind dem Kapitel 4 zu entnehmen.

### 6.1 Langzeitversuche (Schrägkugellager) zur Ermittlung kritischer Betriebsparameter

Im Rahmen dieser Versuchsreihe sollte eine kritische Parameterkombination für Lagerbauformen mit Punktberührung gefunden werden, mit der die Eignung von Wälzlagerschmierfetten bei isotherm anliegenden Tieftemperaturen beurteilt werden kann.

#### 6.1.1 Stand der Erkenntnisse

Das Schrägkugellager ist kinematisch dadurch gekennzeichnet, dass aufgrund der von Null verschiedenen Druckwinkel Bohrschlupf auftritt. Auch bei reinem Abrollen treten Gleitbewegungen im *Hertz*schen Kontakt auf, bedingt durch die gekrümmte Kontaktfläche. So liegt nur in zwei Punkten des Kontaktes reines Abrollen ohne Relativgeschwindigkeit zwischen Wälzkörper- und Laufbahnoberfläche vor [56]. Durch die Laufbahnkrümmung quer zur Laufrichtung findet im übrigen Kontaktbereich eine Gleitbewegung statt. Der Wälzkörper eilt zwischen den beiden Rolllinien vor (positiver Wälzkörperschlupf), wohingegen seine Geschwindigkeit im übrigen Kontaktbereich geringer als die Laufbahngeschwindigkeit ist (negativer Wälzkörperschlupf). Durch den Druckwinkel  $\alpha$  des Schrägkugellagers wird der Gleitgeschwindigkeit in Folge des Rollens eine weitere, durch das Bohren hervorgerufene Gleitgeschwindigkeitskomponente vektoriell überlagert (siehe Abb. 6-1).



**Abb. 6-1:** Schematische Darstellung der Gleitgeschwindigkeiten im gekrümmten *Hertz*schen Kontakt [56], [104]

Trotz der oben erläuterten kinematisch bedingten Verschleißneigung erwies sich das fettgeschmierte Schrägkugellager 7312.B in früheren Untersuchungen von *Gerstenberger* [48] bei Dauerversuchen von bis zu 1000 h als unempfindlich gegenüber Verschleiß bei Mangelschmierung durch ausbleibende Schmierstoffversorgung, wenn niedrige Betriebstemperaturen isotherm vorlagen. Die Versuchparameter dieser Untersuchungen sind der folgenden Tabelle zu entnehmen. Dabei ist zu beachten, dass Fett A aus den früheren Untersuchungen dem Fett II in dieser Arbeit entspricht, das Fett B wird aktuell als Fett V bezeichnet.

**Tabelle 6-1:** Parameter der Schrägkugellager-Dauerversuche von *Gerstenberger* [48]

Lagertyp	$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$C/P$	Schmierfett	$\vartheta$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Laufzeit [h]
7312.B.MP	300	10	A (BaK/M/220)	+10	200 (kein Abbruch)
				+5	1000 (kein Abbruch)
				0	200 (kein Abbruch)
			B (Li12/M/200)	+5	500 (kein Abbruch)

Bei den hier aufgeführten Versuchen konnte ein nennenswerter Verschleiß an den Schrägkugellager-Komponenten ebenso wenig herbeigeführt werden wie ein vorzeitiger Ausfall der Versuchslager durch Schmierungsversagen, wobei bedingt durch die Leistungsfähigkeit der verwendeten Kühltechnik die isotherm anliegende Versuchstemperatur auf minimal  $0^{\circ}\text{C}$  reduziert werden konnte.

### 6.1.2 Dokumentation der Experimente

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit mussten die Versuchsparameter im Hinblick auf eine gezielte Verschlechterung der Schmierungsbedingungen gegenüber früheren Ansätzen modifiziert werden. In Absprache mit Vertretern führender Hersteller und Anwender von Wälzlagerschmierfetten wurde über

- die Reduzierung der Versuchstemperatur auf bis zu  $-20\text{ °C}$ ,
- die Verringerung der Lagerdrehzahl auf minimal  $7,5\text{ min}^{-1}$  und
- die Erhöhung des Lastverhältnisses auf  $C/P \approx 4$

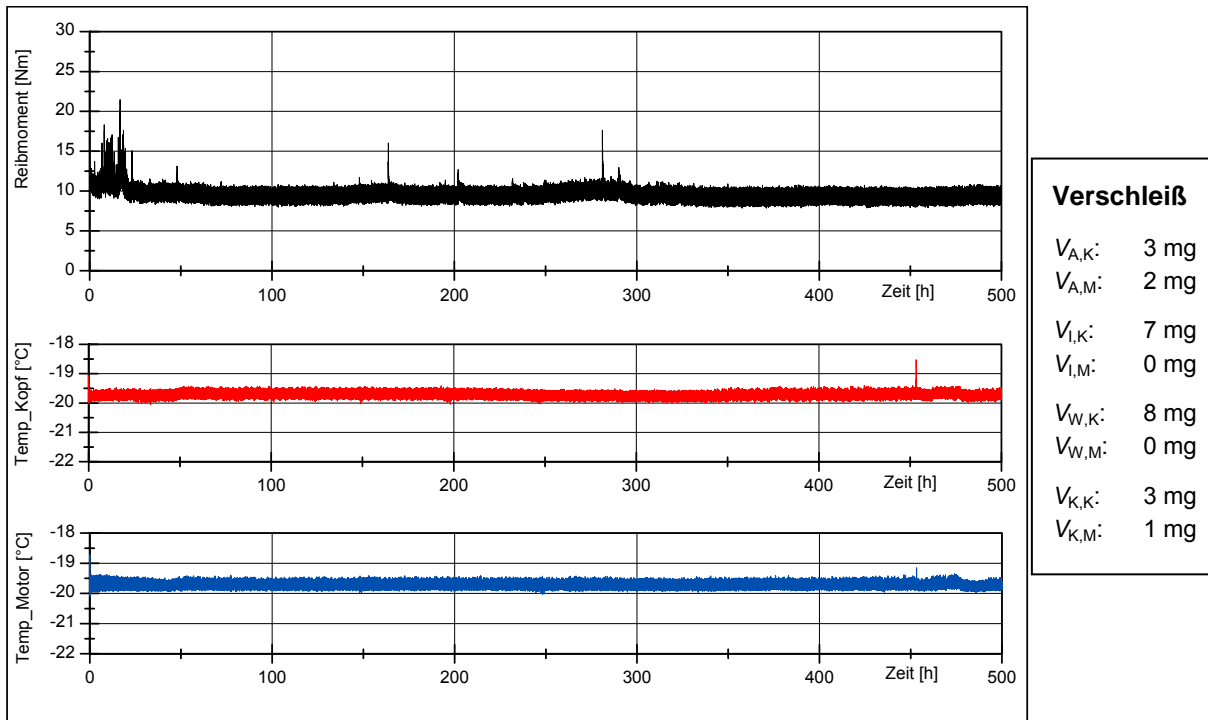
der Versuch unternommen, kritische Parameterkombinationen im praxisnahen Randbereich zur Erzeugung von schmierungsbedingten Lagerschäden an fettgeschmierten Schrägkugellagern 7312.B (Messingmassivkäfig, vergleiche Tabelle 4-2) zu detektieren. An einem neuen, mit leistungsstärkerer Kühltechnik ausgestatteten Prüfstand (Kapitel 4.1, Tabelle 4-1) wurden die in der folgenden Tabelle aufgeführten Dauerversuche mit variierenden Versuchsparametern unternommen. Dem hierbei eingesetzten Versuchsfett II (BaK/M/220) konnte in den vorangegangenen Untersuchungen eine schlechte Schmierfunktion (in Kegelrollenlagern) für die hier vorherrschenden Betriebsbedingungen nachgewiesen werden.

**Tabelle 6-2:** Dauerversuche mit Schrägkugellagern, aktuelle Versuchsparameter

Bezeichnung	Schmierfett	Lagertyp	C/P	$\vartheta$ [°C]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]
P-20/7,5	II (BaK/M/220)	7312.B.MP	4	-20	7,5
P-20/75				-20	75
P-10/75				-10	75
P-10/300				-10	300

Als Abbruchkriterium wurde das Erreichen eines Summenreibmomentes von 36 Nm (in Anlehnung an DIN 518119-2) festgelegt. Die maximale Versuchslaufzeit wurde auf 500 h begrenzt. Die wichtigsten Versuchsergebnisse werden im Folgenden diskutiert. Bei Angabe der gravimetrisch ermittelten Verschleißwerte für die Lagerkomponenten Außenring (A), Innenring (I), Wälzkörper (W) und Käfig (K) wird dabei zwischen dem kopfseitigen (K) und motorseitigen (M) Versuchslager unterschieden. Das kopfseitige ist dabei dasjenige Lager, über dessen Außenring die Federkraft eingeleitet wird.

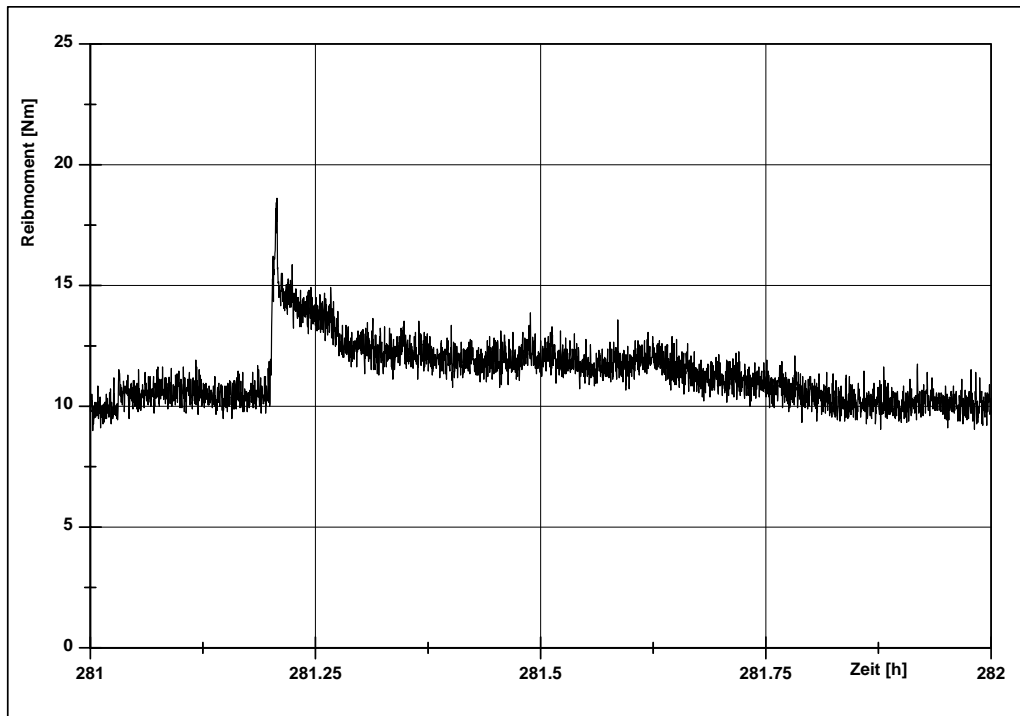
Der Versuchslauf P-20/7,5 verfolgte das Ziel, das vermeintlich schlechte Schmierfett II der minimal auf konstantem Niveau erzeugbaren Betriebstemperatur auszusetzen und somit die Schmierstoffversorgung der Kontaktstellen stark zu beeinträchtigen. Gleichzeitig erschweren die sehr geringe Drehzahl und eine dadurch sehr geringe Einzugsgeschwindigkeit des Schmierstoffes in die *Hertz*sche Kontaktzone den Aufbau einer trennenden Schmierstoffschicht.



**Abb. 6-2:** Lauf P-20/7,5 (7312.B, Fett II,  $C/P=4$ ,  $-20\text{ °C}$ ,  $7,5\text{ min}^{-1}$ )

Wie in Abb. 6-2 zu erkennen ist, stellen sich typischerweise nach kurzer Einlaufzeit konstante Schmierungsbedingungen in den Schrägkugellagern ein. Nachdem das Betriebsreibmoment zu Versuchsbeginn stärkeren Schwankungen auf relativ hohem Niveau unterliegt, stellt sich im weiteren Verlauf ein Beharrungsreibmoment auf konstant niedrigerem Niveau mit geringer Streubreite der Messwerte ein. Folglich erreichen die Schrägkugellager bei der Parameterkombination P-20/7,5 die maximale Versuchszeit von 500 h bei nur sehr geringem bzw. nicht nachweisbarem Verschleiß der Lagerkomponenten.

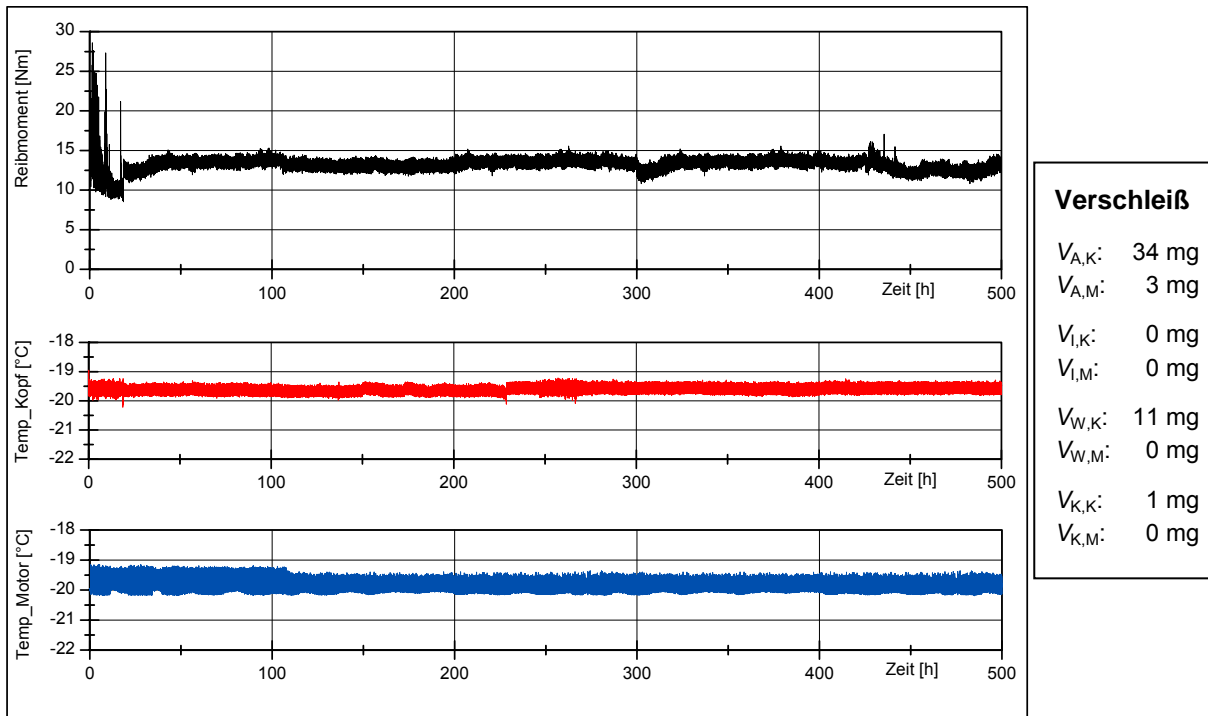
Als auffällig bei den Schrägkugellagerversuchen erweisen sich einzelne, kurzweilige Reibmomentanstiege um bis zu 25 Nm im Beharrungszeitraum. Der zeitliche Verlauf dieses Phänomens ist im folgenden Abb. 6-3 exemplarisch dargestellt. Man erkennt, dass das Reibmoment innerhalb weniger Sekunden stark ansteigt und dann innerhalb eines Zeitraumes von ca. 30 min wieder auf das vorherige Niveau absinkt. Dieses Reibmomentverhalten kann mit dem kurzzeitigen Zusammenbruch der tribochemischen Schutzschicht auf den Kontaktflächen der Innen- und Außenringe erklärt werden. Die hierdurch veränderte Charakteristik der Werkstoffoberflächen im Hinblick auf Mikrogeometrie und Materialeigenschaften wirkt sich deutlich auf den Reibbeiwert der Kontaktflächen aus. Durch den fortwährenden Energieeintrag bei gleichzeitig ausreichender Schmierstoffmigration in die Kontaktzonen gelingt es dem additivierten Schmierfett nach kurzer Zeit wieder eine funktionierende Triboschutzschicht aufzubauen. Dadurch sinkt das Gesamtreibmoment der Versuchslager kontinuierlich wieder auf das Ausgangsniveau ab.



**Abb. 6-3:** Reibmomentspitze in Lauf P-20/7,5 (7312.B, Fett II,  $C/P=4$ ,  $-20\text{ °C}$ ,  $7,5\text{ min}^{-1}$ )

In einer weiteren Versuchsreihe wurde die Drehzahl bei unveränderter Last und Betriebstemperatur um den Faktor 10 auf  $75\text{ min}^{-1}$  erhöht. Hierdurch sollte geklärt werden, ob durch die höhere Überrollfrequenz, trotz der höheren Einzugsgeschwindigkeit des Schmierstoffes in die Kontaktzone, insgesamt eine Verschlechterung des Schmierzustandes durch Verkürzung der Nachfließzeit eintritt. Dieser Ansatz basiert beispielsweise auf der Veröffentlichung von *Chiu* [15], wonach eine Vergrößerung der Nachfließzeit zu einem Anstieg der elastohydrodynamischen Schmierfilmhöhe führt.

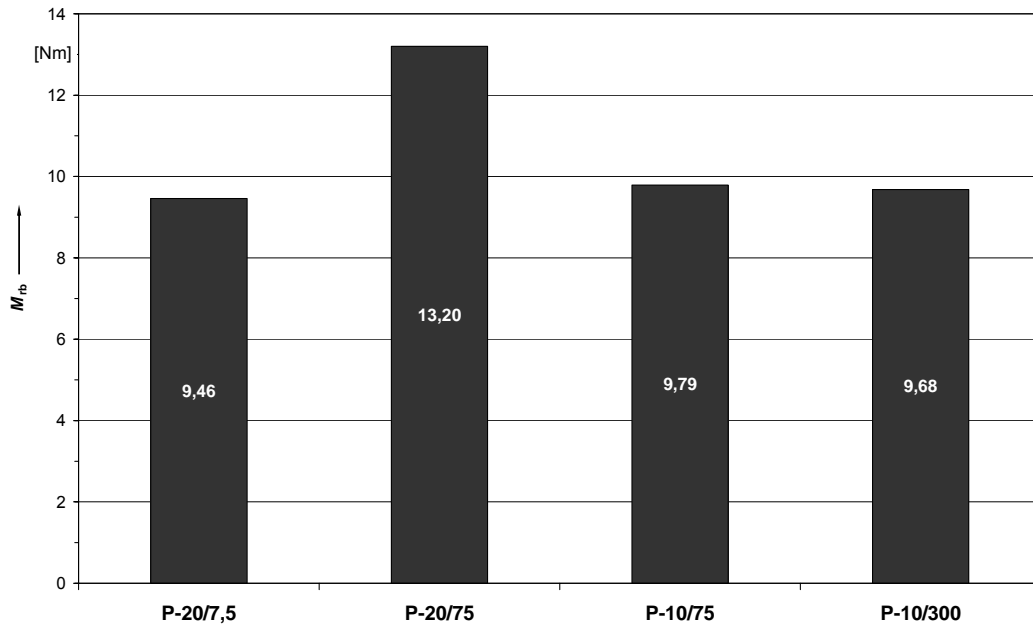
Wie Abb. 6-4 zu entnehmen ist, erreichten die fettgeschmierten Schrägkugellagerlager bei dieser Parameterkombination die maximale Laufzeit von 500 h ebenfalls. Nach kurzer Einlaufphase sinkt das Reibmoment auch hier auf ein niedrigeres Niveau ab, wobei das Beharrungsreibmoment mit einem mittleren Wert von  $M_{rb} = 13,2\text{ Nm}$  höher als das bei einer Drehzahl von  $7,5\text{ min}^{-1}$  ( $M_{rb} = 9,46\text{ Nm}$ ) gemessene liegt. Der gravimetrische Einzelkomponentenverschleiß ist auch in diesem Lauf sehr gering. Das vermeintlich schlecht für einen Einsatz bei dauerhaft niedrigen Temperaturen geeignete Fett II zeigte, abgesehen von einer rötlichen Einfärbung im Bereich der Laufflächen des kopfseitigen Lagers, keine optischen Veränderung gegenüber seinem Frischzustand. Mikroskopische Analysen der Versuchslager belegen den unauffälligen Zustand der Laufbahn- und Wälzkörperoberflächen. Insgesamt bestätigen diese Laufergebnisse die Hypothese nach *Cann et al.* [12], wonach der Mechanismus des Schmierstoff-Nachfließens hauptsächlich lokal in der Kontaktzone und nicht über größere Distanzen mit der Kontaktumgebung stattfindet.



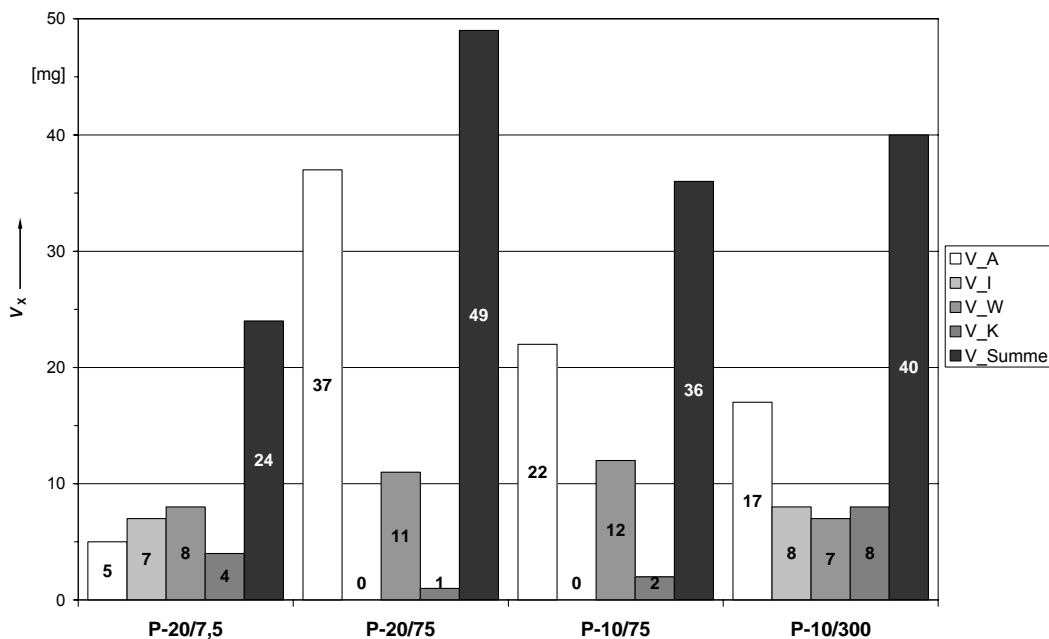
**Abb. 6-4:** Lauf P-20/75 (7312.B, Fett II,  $C/P=4$ ,  $-20\text{ °C}$ ,  $75\text{ min}^{-1}$ )

Zur weiteren Analyse des Temperatur- und Drehzahleinflusses auf das tribologische Verhalten der Wälzlagerschmierfette wurden weitere Stichprobenuntersuchungen bei höherer Temperatur (P-10/75) und gleichzeitig weiter gesteigerter Drehzahl (P-10/300) unternommen. Zum Vergleich mit obigen Ergebnissen sind die mittleren Beharrungsreibmomente sowie die ermittelten Werte des Komponentenverschleißes für alle Parameterkombinationen in Abb. 6-5 sowie Abb. 6-6 zusammengefasst. Abweichend von DIN 51819 wird im Rahmen dieser Arbeit das während der Gesamtlaufzeit gemessene und arithmetisch gemittelte Lagerreibmoment als Beharrungsreibmoment  $M_{rb}$  bezeichnet.

Eine Steigerung der Drehzahl von  $7,5\text{ min}^{-1}$  auf  $75\text{ min}^{-1}$  (Faktor: 10) bei einer Temperatur von  $-20\text{ °C}$  bewirkt, wie oben bereits diskutiert, eine Erhöhung des Reibmomentes um  $3,74\text{ Nm}$  (Faktor: 1,4). Gleichzeitig nimmt der Verschleiß trotz einer Verzehnfachung der Überrollungsanzahl nur um den Faktor zwei zu. Mit  $50\text{ mg}$  in Summe (für beide Versuchslager) liegt dieser insgesamt auf einem sehr niedrigen Niveau. Dieses Betriebsverhalten deutet auf eine stabile Oberflächentrennung an den Kontaktstellen der Schrägkugellager bereits bei einer Drehzahl von  $7,5\text{ min}^{-1}$  hin, bedingt durch ausreichende Kontaktstellenversorgung mit hochviskosem Schmierstoff (trotz niedriger Einzugsgeschwindigkeit) und gleichzeitigen Aufbau einer tribochemischen Schutzschicht. Für den Anstieg des Reibmomentes bei Drehzahlerhöhung kann ein Anstieg der außerhalb der Kontaktzonen verursachten Fettscher- und -walkverluste verantwortlich sein. Offensichtlich findet im hier betrachteten Drehzahlbereich durch die hohe Wärmeabfuhr keine nennenswerte Erwärmung der Schmierfettanteile außerhalb der Kontaktzonen statt.



**Abb. 6-5:** Beharrungsreibmoment in Abhängigkeit der Drehzahl und Betriebstemperatur (7312.B, Fett II-Bak/M/220,  $C/P=4$ )



**Abb. 6-6:** Gravimetrischer Komponentenverschleiß in Abhängigkeit der Drehzahl und Betriebstemperatur (7312.B, Fett II-Bak/M/220,  $C/P=4$ )

Das Absinken des Beharrungsreibmomentes um einen Wert von 3,41 Nm bei unveränderter Drehzahl ( $75 \text{ min}^{-1}$ ) und einer auf  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  erhöhten Betriebstemperatur lässt sich insbesondere durch die temperaturbedingte Abnahme der Schmierstoffviskosität begründen. Die scheinbare dynamische Viskosität des Komplettfettes II nimmt im vorliegenden Fall durch die Temperatursteigerung um 10 K etwa um den Faktor 3 ab (gemessen mit dem Platte/Kegel-System, vergleiche Kap. 5.3.2). Hierdurch verringern sich einerseits die durch Schmierfett-

scherung und -walkung bedingten Reibungsverluste. Andererseits verbessert sich auch die Kontaktstellenversorgung (Schmierstofftransport, lokale Schmierstoffmigration) und somit der Schmierfilmaufbau, sodass das Verschleißschutzvermögen des Schmierfettes insbesondere an der durch Schlupf besonders beanspruchten Kontaktstelle zwischen Außenringlaufbahn und Wälzkörpern zunimmt.

Bei einer Betriebstemperatur von  $-10\text{ °C}$  bewirkt die weitere Steigerung der Drehzahl von  $75\text{ min}^{-1}$  auf  $300\text{ min}^{-1}$  keine nennenswerte Veränderung des Beharrungsreibmomentes. Dies lässt darauf schließen, dass ab einer Drehzahl von  $75\text{ min}^{-1}$  bereits Minimalmengenschmierung (Starvation) vorherrscht und folglich die geschwindigkeitsabhängigen hydrodynamischen Reibmomentanteile relativ gering sind [6], [7]. Da der Gesamtverschleiß der Versuchslager gegenüber dem bei  $75\text{ min}^{-1}$  ermittelten weitgehend unverändert bleibt, bestätigt dies das Vorliegen einer stabilen Versorgung der Kontaktstellen mit Schmierstoff, trotz kurzer Überrollungsintervalle.

### 6.1.3 Diskussion und Zusammenfassung

Mit der eingesetzten Kältetechnik wurden an einer modifizierten FE8-Prüfmaschine Schrägkugellager des Typs 7312.B bei simulierten Betriebstemperaturen bis  $-20\text{ °C}$  und einem Lastverhältnis von  $C/P \geq 4$  experimentell und labormesstechnisch untersucht. Die Versuchsergebnisse sind in folgender Tabelle 6-3 zusammengefasst.

**Tabelle 6-3:** Ergebnisübersicht der Parameterversuche mit Schrägkugellagern ( $C/P = 4$ , Fett II-Bak/M/220)

Lauf	$\vartheta$ [°C]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$t$ [h]	$M_{rb}$ [Nm]	V [g]				
					(1. Zeile: Kopfseite; 2. Zeile: Motorseite)				
					A-Ring	I-Ring	Käfig	Kugeln	Summe
P-20/7,5	-20	7,5	500	9,46	0,003	0,007	0,003	0,008	0,021
					0,002	0,000	0,001	0,000	0,003
P-20/75	-20	75	500	13,20	0,034	0,000	0,001	0,011	0,046
					0,003	0,000	0,000	0,000	0,003
P-10/75	-10	75	500	9,79	0,011	0,000	0,002	0,006	0,019
					0,011	0,000	0,000	0,006	0,017
P-10/300	-10	300	500	9,68	0,003	-0,003	0,005	0,004	0,009
					0,014	0,008	0,003	0,003	0,028

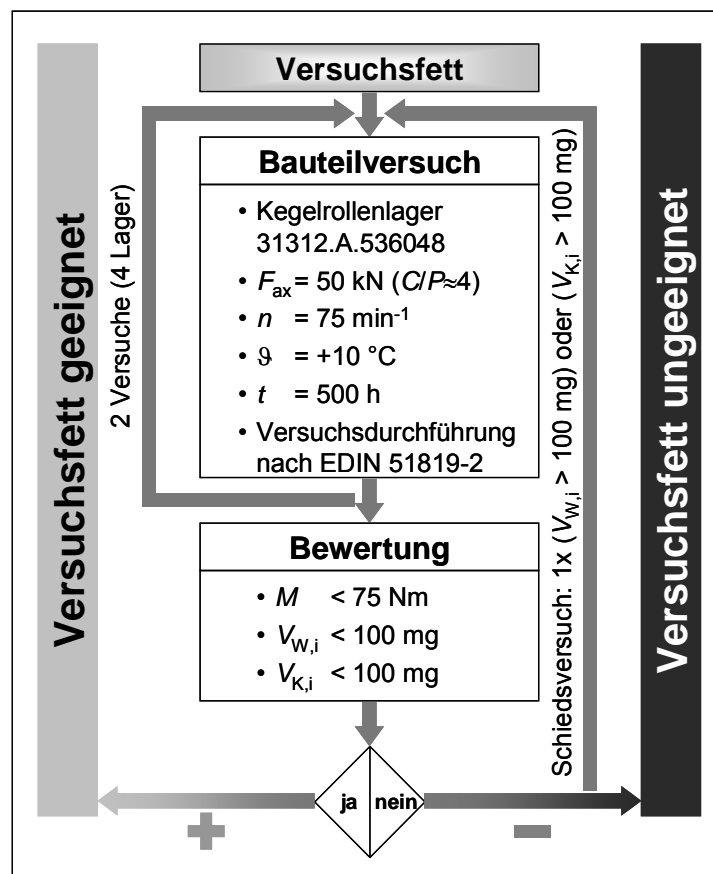
Eine kritische Parameterkombination zur Erzeugung schmierungsbedingter Lagerschäden oder kritischer Verschleißzustände an fettgeschmierten Schrägkugellagern 7312.B konnte im Spektrum praxisnaher Grenzwerte für das Lastverhältnis, die Lagerdrehzahl und eine niedrige Betriebstemperatur nicht bestimmt werden. Aus wirtschaftlicher und wissenschaftlicher Sicht erweist sich die Definition einer abgesicherten dynamischen Prüfvorschrift für Lager mit Punktberührung als nicht sinnvoll. Vielmehr kann davon ausgegangen werden, dass eine im Bauteilexperiment anhand fettgeschmierter (Schräg-)Kugellager definierte untere Funktionsgrenze (LTL) mit der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL) nahezu zusammenfällt und ab dieser Temperatur ein gutes Verschleißschutzvermögen des betrachteten Wälzlagerfettes per Definition nach *Peeken et al.* [83], [84] ( $V_{W50} < 10\text{ mg}$ ) zu erwarten ist.



Die tribologische untere Gebrauchstemperatur eines Wälzlagerschmierfettes hängt entscheidend von der Lagerbauform ab, insbesondere wegen der hiermit zusammenhängenden Last-, Geschwindigkeits- und Kontaktverhältnisse. So liegt die Gebrauchsgrenze für das hier eingesetzte Fett II beim Einsatz in Kegelrollenlagern nachweislich oberhalb einer Temperatur von  $+10\text{ °C}$  (wie den kommenden Kapiteln zu entnehmen ist). Nach den hier vorgestellten Versuchen liegt die untere Betriebstemperaturgrenze für dieses Fett bei gleichem  $n \cdot d_m$ -Kennwert ( $7,13 \cdot 10^3\text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ ) sowie gleichem Lastverhältnis ( $C/P = 4$ ) in Schrägkugellagern deutlich unterhalb einer Temperatur von  $-20\text{ °C}$ .

Bereits bei einer Drehzahl von  $7,5\text{ min}^{-1}$  sorgt unter den hier gegebenen Temperaturbedingungen die lokale Schmierstoffmigration für eine ausreichende Kontaktstellenversorgung mit hochviskosem, additiviertem Schmierstoff bei einem Lastverhältnis  $C/P = 4$ . Dieses führt zu einer stabilen Oberflächentrennung der *Hertz*schen Kontaktzonen im Schrägkugellager durch Schmierfilmbildung und gleichzeitigen Aufbau einer tribochemischen Schutzschicht.

## 6.2 Langzeitversuche (Kegelrollenlager) zur Definition eines Standardtests



**Abb. 6-7:** Schema des vorgeschlagenen Standardtests nach FVA-Nr. 300 [48]

Das Kernziel der nachfolgend erläuterten Bauteilexperimente mit fettgeschmierten Kegelrollenlagern besteht in der abgesicherten Definition eines Standardverfahrens zur Beurteilung handelsüblicher Wälzlagerschmierfette, wobei die tribologischen Parameter Reibung und Verschleiß zur Charakterisierung und Differenzierung der Versuchsfette genutzt

werden sollen. Das Ablaufschema des von *Gerstenberger* vorläufig definierten Standardtests ist in Abb. 6-7 noch einmal dargestellt (siehe auch Kapitel 2.2.1).

### 6.2.1 Klassifizierung der Versuchsfette anhand des Betriebsverhaltens

Es wurden die in Kapitel 4.2.2 vorgestellten und in Kapitel 5 labortechnisch analysierten Fette in jeweils drei Versuchsläufen unter den Bedingungen nach Abb. 6-7 im Bauteilexperiment untersucht. Die zusammengefassten Ergebnisse der Dauerversuche mit Kegelrollenlagern unter diesen Standardbedingungen sind der folgenden Tabelle 6-4 zu entnehmen.

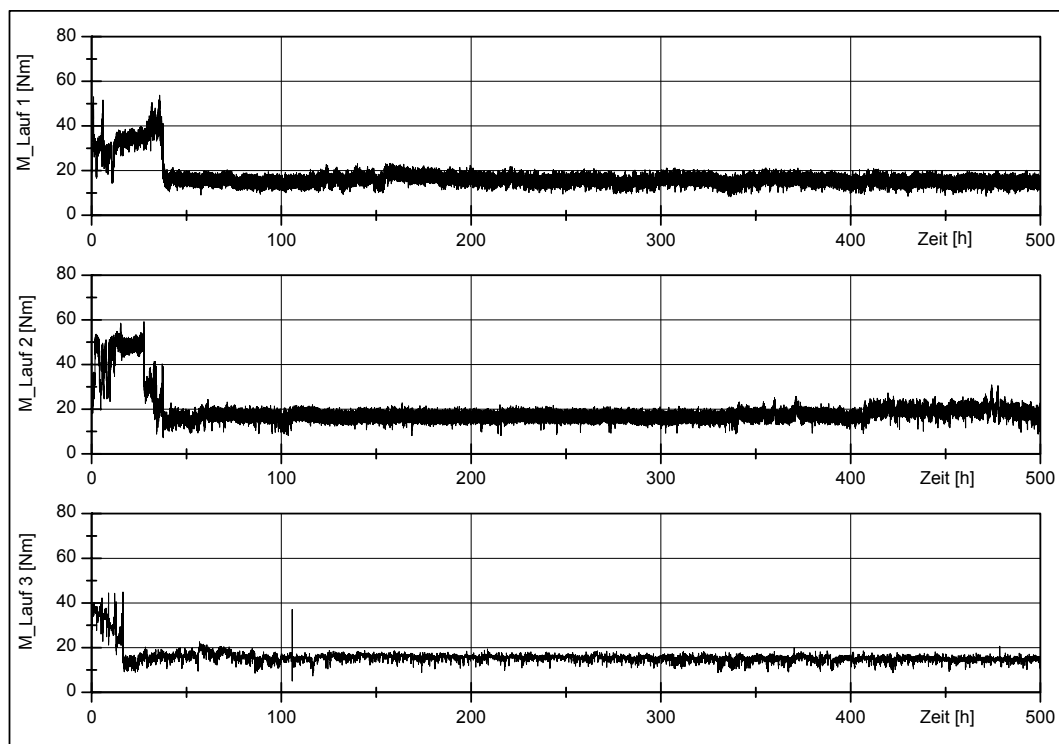
**Tabelle 6-4:** Ergebnisübersicht der Standardversuche mit Kegelrollenlagern (31312.A,  $C/P = 4, 75 \text{ min}^{-1}, +10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Kennwert		Fett I	Fett II	Fett III	Fett IV	Fett V <sup>1)</sup>	Fett VI	
Verdicker [-]		Al-K	Ba-K	Ba-K	Ca-K	Li-12-OH	Li-Ca	
Grundölart [-]		PAO	Mineral	PAO	Mineral	Mineral	Mineral	
$v_{40} \text{ }^\circ\text{C}$ [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]		543	220	110	422	200	118	
$t$	[h]	Lauf 1	14,5	1,1	500	500	500	500
		Lauf 2	500	47,8	500	86,9	500	500
		Lauf 3	12,0	58,4	500	97,0	500	500
		Durchschnitt	<b>175,5</b>	<b>35,8</b>	<b>500,0</b>	<b>228,0</b>	<b>500,0</b>	<b>500,0</b>
$M_{rb}$	[Nm]	Lauf 1	47,96	53,16	15,66	25,06	25,60	16,29
		Lauf 2	25,78	50,08	14,79	35,66	22,52	20,67
		Lauf 3	40,20	28,26	31,19 <sup>**)</sup>	34,86	26,46 <sup>**)</sup>	11,89
$\dot{V}_w$	[mg/h]	Lauf 1	3,45	2,73	1,40	0,18	0,13	0,16
		Lauf 2	0,34	0,07	0,21	1,39	0,11	0,21
		Lauf 3	3,88	0,77	1,08	1,03	0,21	0,33
$\dot{V}_k$	[mg/h]	Lauf 1	0,62	3,18	0,29	0,03	0,06	0,04
		Lauf 2	0,19	0,28	0,17	0,13	0,12	0,03
		Lauf 3	0,67	0,53	0,28	0,19	0,05	0,05
Kategorie [-]		II	II	I	II	I	I	
Kennwert		Fett VII	Fett VIII	Fett IX	Fett X	Fett XI	<sup>**)</sup> Messdatenerfassung unvollständig	
Verdicker [-]		Li-Ca	Li-K	Na-tereph.	PHS	PTFE		
Grundölart [-]		Mineral	Ester	PAO/Ester	Ester	Alkoxyether		
$v_{40} \text{ }^\circ\text{C}$ [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]		400	162	320	80	148,5		
$t$	[h]	Lauf 1	24,8	500	500	25,6		500
		Lauf 2	3,3	72,1	500	500		500
		Lauf 3	7,0	60,6	500	82,9		340,2
		Durchschnitt	<b>11,7</b>	<b>210,9</b>	<b>500,0</b>	<b>202,8</b>		<b>446,7</b>
$M_{rb}$	[Nm]	Lauf 1	41,68	22,79	16,76	40,98		24,13
		Lauf 2	43,70	41,43	18,77	24,29		29,86
		Lauf 3	38,41	39,92	16,04	30,70		45,32
$\dot{V}_w$	[mg/h]	Lauf 1	1,31	0,69	0,14	4,98		0,11
		Lauf 2	1,50	0,13	0,14	0,15		0,26
		Lauf 3	2,12	0,63	0,07	3,03		0,09
$\dot{V}_k$	[mg/h]	Lauf 1	0,73	0,15	0,07	0,80		0,01
		Lauf 2	1,67	0,38	0,08	0,06	0,03	
		Lauf 3	0,29	0,45	0,07	0,71	0,16	
Kategorie [-]		II	II	I	II	II		

Neben der im jeweiligen Versuchslauf erzielten Laufzeit  $t$  und dem dabei ermitteltem Laufreibmoment  $M_{rb}$  ist in obiger Tabelle auch die gravimetrisch bestimmte Verschleißgeschwindigkeit an den Wälzkörpern ( $\dot{V}_w$ ) und Käfigen ( $\dot{V}_k$ ) aufgeführt. Letztere wurde bestimmt nach einem vereinfachten linearen Ansatz, wobei jeweils der durchschnittliche Verschleiß der Komponenten eines Versuchsansatzes (zwei Lager) durch die Versuchslaufzeit des Ansatzes dividiert wurde. Auf das Verschleißverhalten der Kegelrollenlager wird an

späterer Stelle dieser Arbeit noch detailliert eingegangen. Alle Versuchsdiagramme der Standardtests können dem Anhang 10.1 entnommen werden. Diejenigen Schmierfette, welche in allen drei Standardläufen die maximale Versuchszeit von 500 h erreichen konnten, sind in der Tabelle durch Schattierung gekennzeichnet und werden in dieser Arbeit von nun an als Fette der Kategorie I (ohne Versuchsabbruch) bezeichnet, im Gegensatz zu den Fetten mit mindestens einem vorzeitigen Versuchsabbruch durch Überschreiten des Abbruchkriteriums ( $M_{tb} > 75 \text{ Nm}$ ). Letztere fallen im Rahmen dieser Arbeit in die Kategorie II (mit Versuchsabbruch).

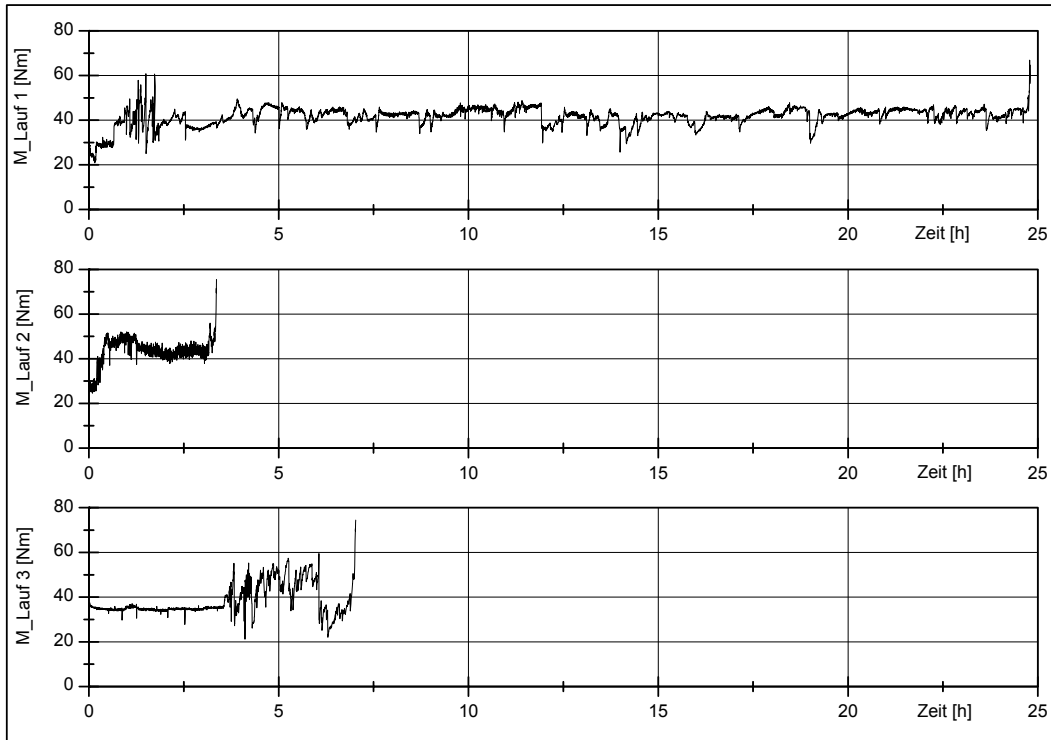
Die folgenden beiden Abbildungen zeigen die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale des Laufverhaltens der Kategorie I- und II-Fette. So verharrt das Reibmoment bei den Kategorie I-Fetten charakteristischerweise nach erfolgtem Einlauf ohne nennenswerte Schwankungen auf einem niedrigen Niveau bis zum Erreichen der maximalen Versuchslaufzeit von 500 h (Abb. 6-8). Unterschiede zwischen den einzelnen Fetten bestehen insbesondere in der Intensität und Dauer des Einlaufprozesses. So stellt sich bei den mit Fett VI befetteten Lagern bereits nach ca. 10 h ein Beharrungszustand ein. Dieses ist bei Schmierung mit Fett IX, wie hier zu sehen ist, erst nach etwa 25 bis 40 h der Fall.



**Abb. 6-8:** Typisches Laufverhalten der Kategorie I-Fette (Fett IX, 31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ °C}$ )

Typisch für die Fette der Kategorie II ist dagegen, dass es dem Schmierfett während des Einlaufprozesses der Kegelrollenlagerung nicht gelingt, die Kontaktstellen derart mit Schmierstoff zu versorgen, dass ein Anstieg des Lagerreibmomentes auf ein nicht tolerierbares Niveau verhindert werden kann. In Abb. 6-9 ist exemplarisch das Betriebsverhalten von Fett VII dargestellt. In allen drei Versuchsläufen erkennt man, dass das Reibmoment für eine

unterschiedlich lange Dauer (3 h bis 25 h) um einen Wert von ca. 40 Nm schwankt, ehe es dann innerhalb weniger Minuten zu einem raschen Reibmomentanstieg kommt, der letztlich zum Versuchsabbruch durch Erreichen des Grenzmomentes (75 Nm) als Folge mangelhafter Schmierungsfunktion kommt.



**Abb. 6-9:** Typisches Laufverhalten der Kategorie II-Fette, (Fett VII, 31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ °C}$ )

Nachfolgend wird das tribologische Verhalten beider Fettklassen genauer charakterisiert und quantifiziert.

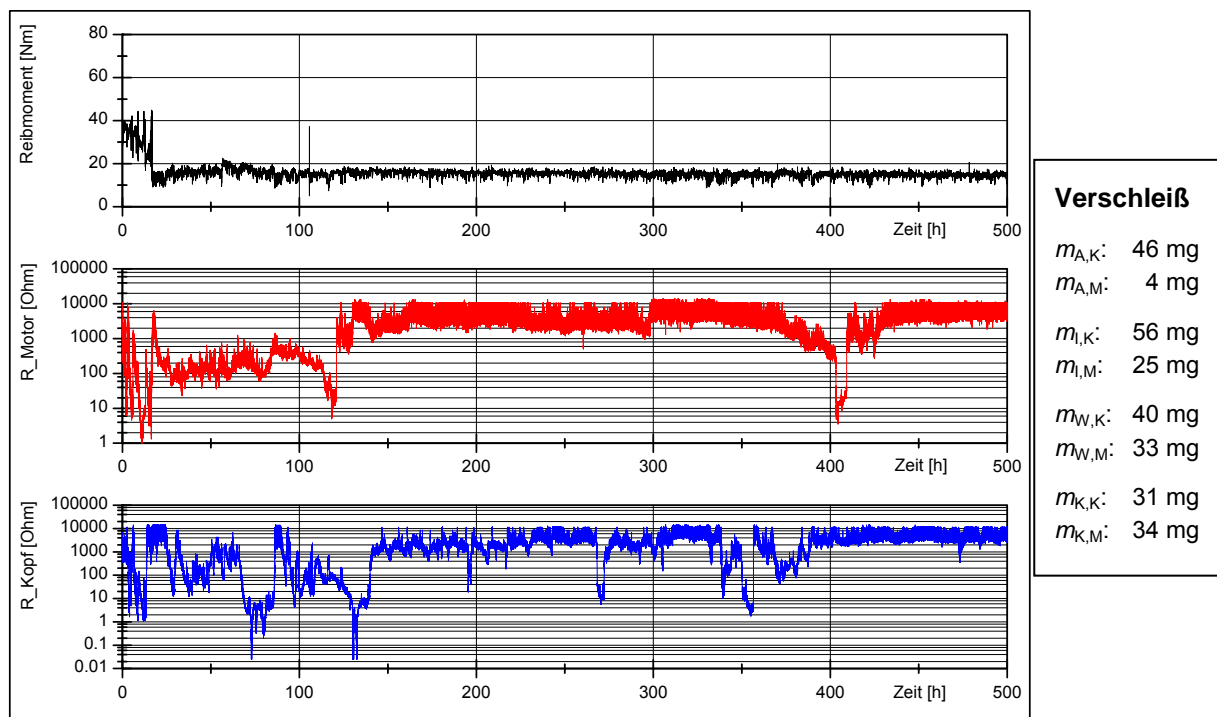
### 6.2.2 Betriebsverhalten der Kategorie I-Fette (ohne Versuchsabbruch)

Die Fette III (BaK/PAO/110), V (Li12/M/200), VI (LiCa/M/118) und IX (NaT/PAOE/320) erreichen in allen drei Versuchsläufen die maximale Laufzeit von 500 h. Ihr tribologisches Verhalten soll nun anhand repräsentativer Versuchsdiagramme analysiert werden.

In Abb. 6-10 sind das gemessene Reibmoment und die ohmschen Übergangswiderstände beider Versuchslager bei Schmierung mit Fett IX dargestellt. Dieses Fett erweist sich bei Standardbedingungen als das insgesamt beste aller Versuchsfette und bestätigt damit den grundsätzlichen Ansatz bei der Entwicklung von Terephthalatfetten. So ist diese Fettklasse laut *Litters* [74] dann von Vorteil, wenn die positiven Schmierungseigenschaften bestimmter Seifenfette im unteren bis normalen Temperaturbereich mit den Vorteilen synthetischer Verdicker im Hochtemperaturbereich zu kombinieren sind.

Nach den Ergebnissen der elektrischen Widerstandsmessung stellt sich während der Einlaufphase der Kegelrollenlager erwartungsgemäß zunächst keine vollständige und

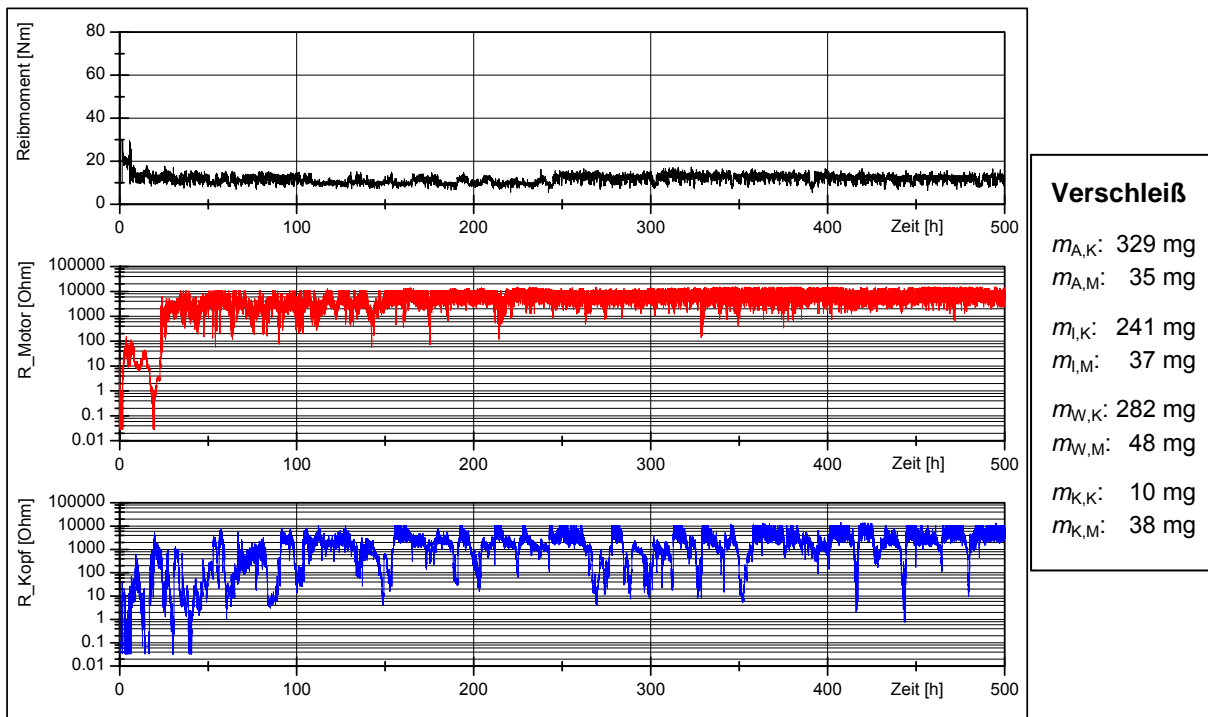
dauerhafte Trennung der Kontaktpartner ein. Das Reibmoment unterliegt während dessen starken Schwankungen in einem Wertebereich zwischen 20 und 40 Nm. Nach einer Laufzeit von ca. 20 h fällt das Reibmoment der Kegelrollenlager schlagartig auf ein niedriges Niveau (10 ... 20 Nm) bei gleichmäßigerem Verlauf ab. Der gemessene Übergangswiderstand steigt hierbei, abgesehen von zeitweiligen Einbrüchen, auf Werte zwischen 100  $\Omega$  und 1 k $\Omega$  an. Anscheinend stellt sich ab dieser Laufzeit eine dauerhafte Trennung der Kontaktpartner ein. Nach einer Versuchslaufzeit von etwa 140 h bildet sich an den Kontaktstellen beider Lager eine hochhohmige Trennschicht aus, die im weiteren Verlauf nur kurzzeitig am inneren oder äußeren Lagerring zusammenbricht. Dieser Anstieg des Übergangswiderstandes, der am motorseitigen Lager stärker und stabiler ausgeprägt ist, zeigt indessen kaum Auswirkungen auf das Lagerreibmoment, welches als Folge lediglich etwas geringeren Schwankungen unterliegt. Die Ausbildung einer stabilen Triboschutzschicht des Natriumterephthalatfettes mit additiviertem PAO/Ester-Grundöl zeigt vielmehr Auswirkung auf den Verschleißschutz, was die in Abb. 6-10 aufgelisteten Verschleißwerte verdeutlichen. Wie später noch detailliert erläutert wird, betragen die Verschleißwerte an den Wälzlageringern sowie den Wälzkörpern zum Teil weniger als die Hälfte des Durchschnittsverschleißes der Kategorie I-Fette.



**Abb. 6-10:** Fett IX, Lauf 3,  $t = 500$  h (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Das unterschiedliche Betriebsverhalten während der Dauerversuche wird durch die folgende Versuchsdokumentation für Fett VI weiter verdeutlicht (Abb. 6-11). Die Einlaufphase ist bei Schmierung mit Fett VI im Vergleich zu Fett IX mit ca. 8 h deutlich kürzer ausgeprägt, wobei das Reibmoment hierbei zudem geringer und auf einem niedrigeren Niveau schwankt. Als Begründung hierfür kann die höhere Ölabbgabe des Fettes VI bei der vorliegenden Betriebstemperatur (Fett VI: 1,4 %, Fett IX: 0,3 %) genannt werden. Diese begünstigt von Beginn an eine gute Versorgung der Kontaktstellen insbesondere mit additiviertem Grundöl. Bereits

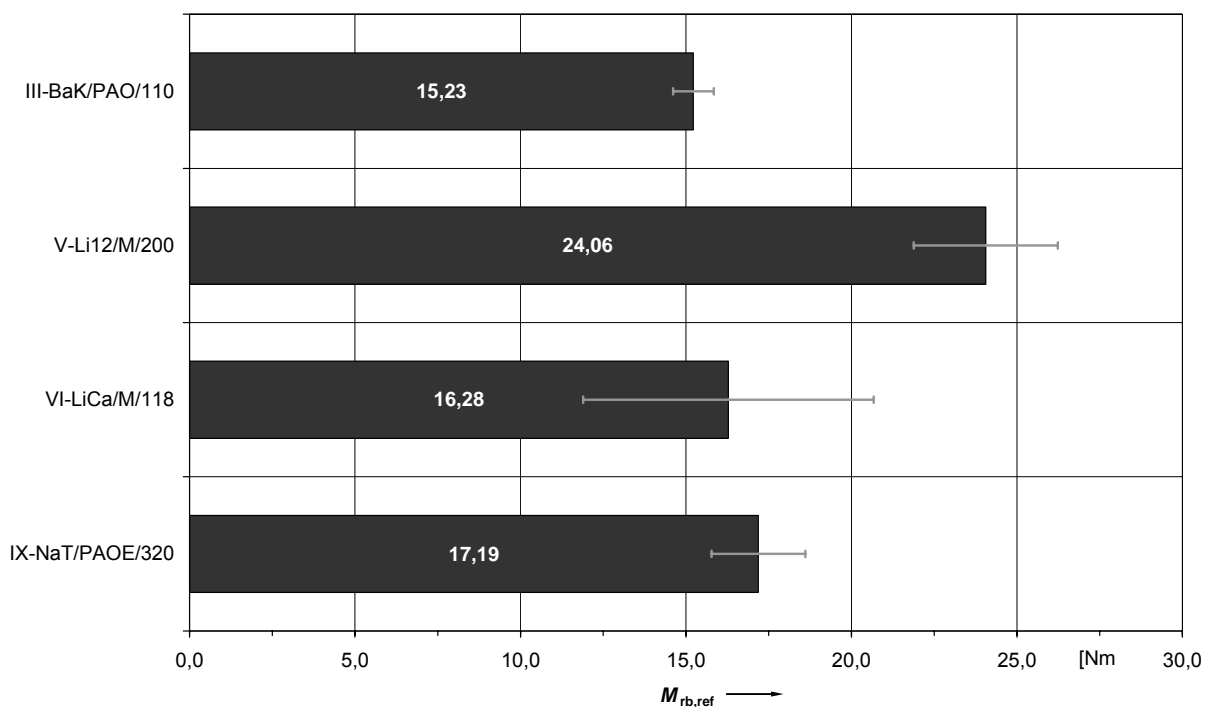
nach 8 Stunden fällt somit das Reibmoment auf ein konstantes und vergleichsweise niedriges Niveau ab (ca. 16 Nm). Nach ca. 24 Versuchsstunden ist zu beobachten, wie der Übergangswiderstand ohne merkliche Veränderung des Reibverhaltens insbesondere am motorseitigen Lager in einen konstant hochohmigen Wertebereich ansteigt. Auf der Kopfseite zeigen sich im weiteren Versuchsverlauf im Vergleich zur Motorseite stärkere, zum Teil länger andauernde Schwankungen des Widerstandes auf einem insgesamt niedrigeren Niveau. Dies deutet auf einen intermittierenden Zusammenbruch der Triboschutzschicht am Außen- oder Innenringkontakt hin. Teilweise fällt der Widerstand auf niederohmige Werte ab ( $< 100 \Omega$ ), was auf einen gleichzeitigen Zusammenbruch der Reaktionsschicht an beiden Kontaktstellen schließen lässt. Die Widerstandsmessung liefert somit auch hier die Erklärung für den deutlich höheren Verschleiß der kopfseitigen Lagerkomponenten (siehe Tabelle in Abb. 6-11). Insbesondere an den Wälzkörpern und Lagerinnenringen liegt dieser um den Faktor 1,5 über dem Durchschnittswert für die Fette ohne Versuchsabbruch (Kategorie I).



**Abb. 6-11:** Fett VI, Lauf 3,  $t = 500 \text{ h}$  (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Die folgende Abb. 6-12 gibt Aufschluss über die durchschnittlich bei Schmierung mit den Kategorie I-Fetten gemessenen Lagerreibmomente. Das jeweils über die Versuchslaufzeit von 500 h gemittelte Beharrungsreibmoment nimmt nach Auswertung von drei Dauerversuchen für Fett III (BaK/PAO/110) den insgesamt niedrigsten Durchschnittswert ein, mit 15,23 Nm. Die für die Auswertung zu Grunde liegende Versuchsdokumentation kann Abb. 10-7 bis Abb. 10-9 entnommen werden. Hier zeigt sich, dass der geometrische Einlauf bei den mit Fett III geschmierten Kegelrollenlagern mit 4 bis 10 h ähnlich kurz wie bei Fett VI ist. Trotz des insgesamt niedrigen durchschnittlichen Reibmomentes ist in den Versuchsschrieben eine starke Schwingweite des Reibmomentsignals zu erkennen, welche sich über einen langen Zeitraum, im Falle des Laufes 1 sogar über die gesamte Versuchsdauer erstreckt. Das weiter

unten diskutierte Verschleißverhalten lässt darauf schließen, dass es bei diesem Fett nicht zur Ausbildung einer stabilen Trennschicht kommt, sodass der Reibkoeffizient insbesondere der Wälzkörper/Laufbahn-Kontakte durch die verschleißbedingten Änderungen der Oberflächenmikro- und -makrogeometrie permanenten Änderungen unterliegt. Vor allem die niedrige Viskosität des PAO sorgt allerdings dafür, dass das Reibmoment um einen relativ niedrigen Mittelwert schwankt. Bei Fett V (Li12/M/200) ist dagegen anhand des Reibmomentverhaltens (Abb. 10-13-Abb. 10-15) zu erkennen, dass, wie schon zuvor bei den Fetten VI und IX beschrieben, eine Neubildung der Schutzschicht nach deren Zusammenbruch innerhalb kurzer Zeitdauer erfolgt. Hierdurch sinkt das Reibmoment im Verlauf des Dauerversuches nach kurzfristigen Anstiegen immer wieder auf das Grundniveau (hier ca. 24,06 Nm) ab.

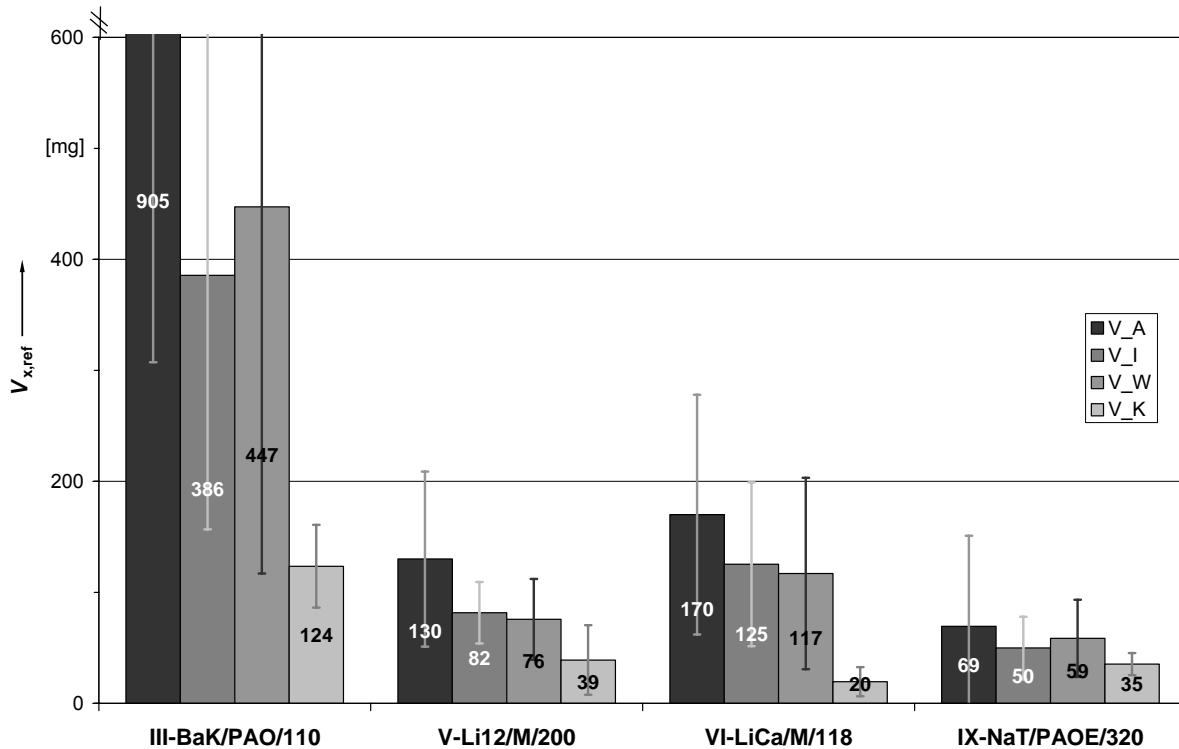


**Abb. 6-12:** Durchschnittliches Beharrungsreibmoment  $M_{rb,ref}$  der Kategorie I-Fette nach Auswertung von drei Langzeitversuchen

Das durchschnittliche Beharrungsreibmoment der Fette III, V und VI bestätigt den grundsätzlichen zu erwartenden Zusammenhang zwischen der Grundölviskosität und dem schmierstoffabhängigen Reibmomentanteil. So resultiert aus der um den Faktor 1,07 höheren Grundölviskosität des Fettes VI ein im Vergleich zu Fett III ebenfalls um den Faktor 1,07 höheres Beharrungsreibmoment. Mit dem um einen Faktor 1,58 höheren Reibmoment der mit Fett V befetteten Versuchslager fällt eine gegenüber dem Fett III um den Faktor 1,82 höhere kinematische Grundölviskosität zusammen. Die Viskosität des Grundöls kann für das Reibmomentverhalten des Fettes IX dagegen nicht die alleinige Erklärung liefern. Hier scheinen also weitere Prozesse, wie die geringe Scher-Viskosität dieser Grundöl/Verdicker-Kombination oder die Wirksamkeit des Schmierstoff/Additiv-Systems bei den vorliegenden

Betriebstemperaturen, ursächlich zu sein. So fällt bei Fett IX u.a. ein mit 3887 mg/Kg sehr hoher Massenanteil an Phosphor auf (Tabelle 4-3, Tabelle 6-5), wobei Phosphor-Verbindungen in tribologischen Systemen reibwertmindernd und verschleißschützend wirken.

In Abb. 6-13 sind die Durchschnittswerte (aus drei Läufen) des jeweils nach Versuchsende durch Wägung bestimmten Verschleißes an den Lagerkomponenten mit Kennzeichnung der Standardabweichung dargestellt.



**Abb. 6-13:** Durchschnittliche Verschleißwerte an Außenringen ( $V_{A,ref}$ ), Innenringen ( $V_{I,ref}$ ), Wälzkörpern ( $V_{W,ref}$ ) und Käfigen ( $V_{K,ref}$ ) je Lager nach drei Versuchen, Kategorie I-Fette

Bei Betrachtung des gravimetrischen Verschleißes für die Fette III, V, VI und IX (Kategorie I) fällt grundsätzlich auf, dass der Verschleiß am Lageraußenring bei den Versuchslagern nach einer Laufzeit von 500 h stets am höchsten ist. So liegen die Verschleißwerte an den Außenringen um den Faktor 1,2 (Fett IX) bis 2 (Fett III) über den jeweils an Innenring und Wälzkörpern gemessenen. Wegen des stets über die Lagerschale abgeführten Wärmestromes liegt die Außenringtemperatur um mindestens 10 K unterhalb der Temperatur am Innenringkontakt. Dies führt dazu, dass aufgrund seiner höheren Viskosität und der somit herabgesetzten Migrationsfähigkeit weniger Schmierstoff am Außenringkontakt zum Aufbau eines trennenden Schmierfilmes zur Verfügung steht. Außerdem wird die Reaktivität chemischer Additive am Außenringkontakt stärker herabgesetzt. Somit kann aus den Messungen des Übergangswiderstandes (Abb. 6-10, Abb. 6-11) geschlossen werden, dass der häufig zu beobachtende kurzweilige Zusammenbruch der Trennschicht an einer der beiden Laufbahnen, gekennzeichnet durch den Abfall des Widerstandes auf eine Mittellage, in den meisten Fällen am Wälzkörper/Außenring-Kontakt auftritt.



Das Versuchsfett III (BaK/PAO/110) erweist sich insgesamt als dasjenige mit dem schlechtesten Verschleißschutzvermögen der insgesamt vier Kategorie I-Fette. So reichen die Durchschnittswerte des gravimetrischen Verschleißes von 124 mg am Käfig bis hin zu 905 mg am Außenring. Somit liegt der Gesamtverschleiß der mit Fett III geschmierten Versuchslager um mehr als den Faktor 4 über dem Verschleißniveau der weiteren Fette. Man erkennt insgesamt eine Abnahme des Verschleißniveaus der Kegelrollen und Lagerringe mit zunehmender Grundölviskosität, was den Schluss zulässt, dass hierfür die mit steigender Schmierstoffviskosität grundsätzlich zunehmende Schmierfilmhöhe im belasteten Linienkontakt ursächlich ist [42]. So liegt der Komponentenverschleiß von Fett V (200 mm<sup>2</sup>/s) um den Faktor 1,54 über dem von Fett IX (320 mm<sup>2</sup>/s). Die gegenüber Fett V geringere kinematische Grundölviskosität des Fettes VI (118 mm<sup>2</sup>/s) geht mit einer Zunahme des Verschleißniveaus um den Faktor 1,29 einher.

**Tabelle 6-5:** Additivbestandteile, Nachweis mittels AES, Kategorie I-Fette

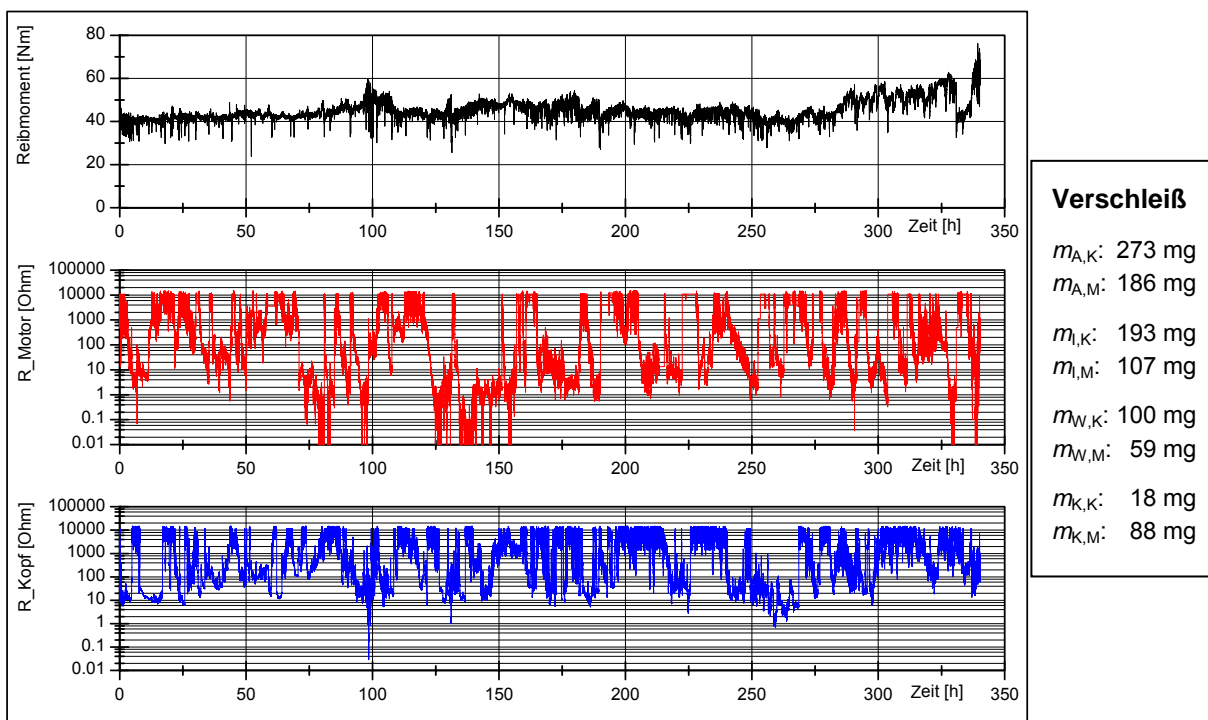
Kennwert	Fett III	Fett V	Fett VI	Fett IX
Dickungsmittel	Ba-K	Li-12-OH	Li-Ca	Na-Terephth.
Grundölarart	PAO	Mineral	Mineral	PAO/Ester
$\nu_{40} \text{ } ^\circ\text{C}$ [mm <sup>2</sup> /s]	110	200	118	320
Kalzium [mg/Kg]	12	616	3545	39
Blei [mg/Kg]	0	4559	0	0
Bor [mg/Kg]	0	11	0	0
Zink [mg/Kg]	5	492	1083	0
Molybdän [mg/Kg]	0	0	6	0
Phosphor [mg/Kg]	16	44	473	3887

Bei Betrachtung der mittels AES nachweisbaren Additive (Tabelle 6-5) fällt auf, dass Fett IX mit 3887 mg/Kg den mit Abstand höchsten Phosphoranteil besitzt, wie oben bereits erwähnt. Phosphor- sowie P-Schwefel-Verbindungen gelten als Hochdruckzusätze und insbesondere Verschleißminderer. Diese chemischen Additive scheinen nach den Bauteilergebnissen auch bei geringen Reaktionstemperaturen ein gutes Ansprechverhalten zu zeigen, was eine weitere Erklärung für das insgesamt beste Verschleißverhalten dieses Fettes liefert. Gleichfalls fällt bei Fett V der sehr hohe Bleianteil auf, mit 4559 mg/Kg. Dieser hohe Anteil dieses heute kommerziell nicht mehr einsetzbaren Festschmierstoffes scheint das gute Verschleißschutzvermögen dieses Fettes zu begünstigen, insbesondere während des Einlaufprozesses der Kegelrollenlager. Das Fett VI weist den zweithöchsten Phosphoranteil aller Fette auf, der allerdings nur etwa 12,5% des Mengenanteils dieses Zusatzes in Fett IX entspricht. Des Weiteren befindet sich in Fett VI der dritthöchste Massenanteil an Zink. Ob es sich hierbei um Zinkdithiophosphat, einen Zusatz zur Absenkung des Verschleißes, oder um den Festschmierstoff Zinksulfid handelt, kann mittels der im Rahmen dieser Arbeit u.a. aus Geheimhaltungsgründen eingesetzten kommerziellen Analysetechnik (AES) nicht zweifelsfrei geklärt werden. Mittels AES sind für Fett III nahezu keine Zusätze nachweisbar, abgesehen von kleinen Mengen an Kalzium (Festschmierstoff, Haftverbesserer) und Zink.

Der Frage, inwieweit die durch *Gerstenberger* [48] vorläufig definierte Verschleißgrenze für den zu entwickelnden Standard-Bauteiltest Gültigkeit besitzt, wird in Kapitel 6.2.4 vertiefend nachgegangen.

### 6.2.3 Betriebsverhalten der Kategorie II-Fette (mit Versuchsabbruch)

Bei sieben der elf geprüften Fette fielen die Kegelrollenlager bei Standardbedingungen in mindestens einem Versuchslauf vorzeitig aus. Zur Unterscheidung werden diese nachfolgend als Fette der Kategorie II (vorzeitiger Versuchsabbruch) bezeichnet. Das tribologische Verhalten dieser Fette soll anhand repräsentativer Beispiele diskutiert werden.



**Abb. 6-14:** Fett XI, Lauf 3,  $t = 340,2$  h (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Nach zwei Versuchsläufen über die Gesamtlaufzeit von 500 h fielen die mit Fett XI (PTFE/Alk/149) geschmierten Versuchslager in Lauf drei nach einer für vorzeitige Versuchsabbrüche ungewöhnlich langen Versuchslaufzeit von 340 h aus (Abb. 6-14). Dieses Fett zeigte bereits in den vorangegangenen Versuchsläufen die Besonderheit, dass das Lagerreibmoment kurzweilig auf sehr hohe Werte nahe dem Grenzmoment anstieg. Bei einer Analyse des ohmschen Lagerwiderstandes lässt sich erkennen, dass eine dauerhaft stabile Trennung zwischen den Lagerringen und Wälzkörpern nicht erreicht wird. Beide Widerstände unterliegen starken Schwankungen und insbesondere am motorseitigen Lager bleibt der Widerstand zum Teil länger anhaltend auf einem niedrigen Niveau. Dies bedeutet, dass es am Außen- und Innenringkontakt gleichzeitig zum Trennschichtzusammenbruch kommt und nicht etwa alleinig am Bord- oder an einem der beiden Wälzkontakte.

Nach dem Stand der Erkenntnis zeichnen sich PTFE-Fette, in der Regel also mit PTFE-Pulver zu Pasten eingedicktes Perfluoralkylether (PFAE), u.a. dadurch aus, dass sich PTFE-Anteile

an die Kontaktflächenoberflächen anbinden und somit eine reibungs- und insbesondere verschleißmindernd wirkende Festschmierstoffschicht bilden. Die Wirkweise dieser Fetttypen erweist sich nach *Ewald* [43] insbesondere bei Lagern mit Linienberührung in der Praxis häufig als problematisch. Allerdings sorgt bei dem hier vorliegenden Fettmuster die vergleichsweise hohe Ölabscheidung von 1,6 % bei +10 °C (nach DIN 51817) für das annähernde Erreichen der maximalen Versuchslaufzeit, da hierdurch insbesondere während der kritischen Einlaufphase den Kontaktstellen der Kegelrollenlager viel Schmierstoff zur Verfügung gestellt werden kann.

Sofern es zu einem schmierungsbedingten Ausfall der Kegelrollenlager im Bauteilexperiment kommt, erfolgt dieser in der Regel durch eine Überschreitung des Grenzreibmomentes innerhalb einer Laufzeit von weniger als 100 Stunden, mit Ausnahme des oben erläuterten Versuchsabbruchs bei Einsatz des Schmierfetts XI. Die Schmierfunktion zu Versuchsbeginn erweist sich also als entscheidend für die dauerhafte Funktion der Kegelrollenlagerung. Die Schmierfette der Kategorie II sind hier offensichtlich nicht dazu in der Lage, für eine ausreichende Schmierstoffversorgung bzw. eine hinreichende Trennung der Kontaktflächen zu sorgen. Dies bestätigten u.a. Messungen des ohmschen Übergangswiderstandes während der Versuchsläufe mit den beiden Fetten II (BaK/M/220) und VII (LiCa/M/400). Diese Fette zeigen das insgesamt schlechteste tribologische Verhalten aller Versuchsfette bei den im Rahmen dieser Arbeit unternommenen Bauteilversuchen.

Die folgenden Abb. 6-15 und Abb. 6-16 verdeutlichen das Betriebsverhalten des Fettes II. Nach Ende einer Einlaufzeit von etwa 22 h stellt sich am kopfseitigen Lager eine intermittierende Hochlage des ohmschen Widerstandes ein. Dagegen schwankt der Widerstand auf der Motorseite vornehmlich in einem Bereich zwischen 10 und 1000Ω, d.h. weder am Außen- noch am Innenring dieses Kegelrollenlagers baut sich eine nachhaltige Oberflächentrennung auf. Besonders am kopfseitigen Lager bricht die Trennschicht zwischen den Kontaktpartnern ab einer Laufzeit von ca. 57,7 h (Abb. 6-16) abrupt zusammen. Parallel dazu steigt das Reibmoment plötzlich an und beginnt bei weiter steigender Tendenz zunehmend zu schwanken. Dies bestätigt messtechnisch den Lagerausfall durch Schmierungsversagen, bei dem das Reibmoment als Folge der Mangelschmierung bis zum Grenzwert von 75 Nm ansteigt.

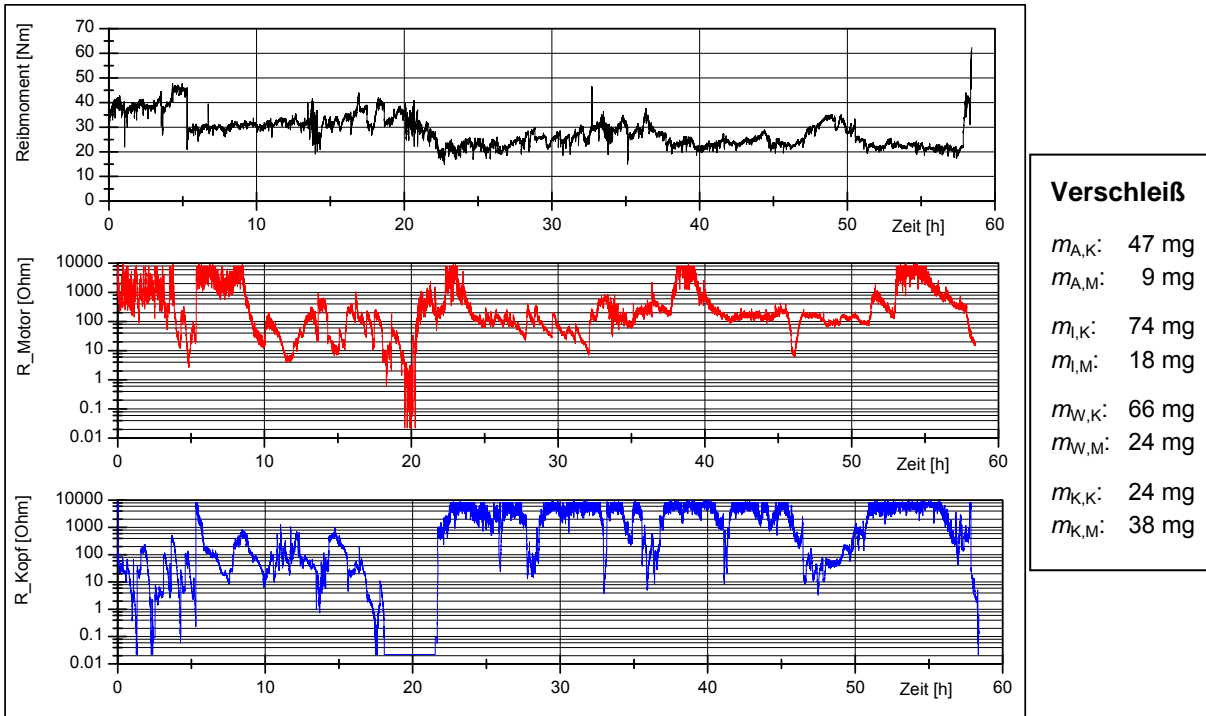


Abb. 6-15: Fett II, Lauf 3,  $t = 58,4$  h (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

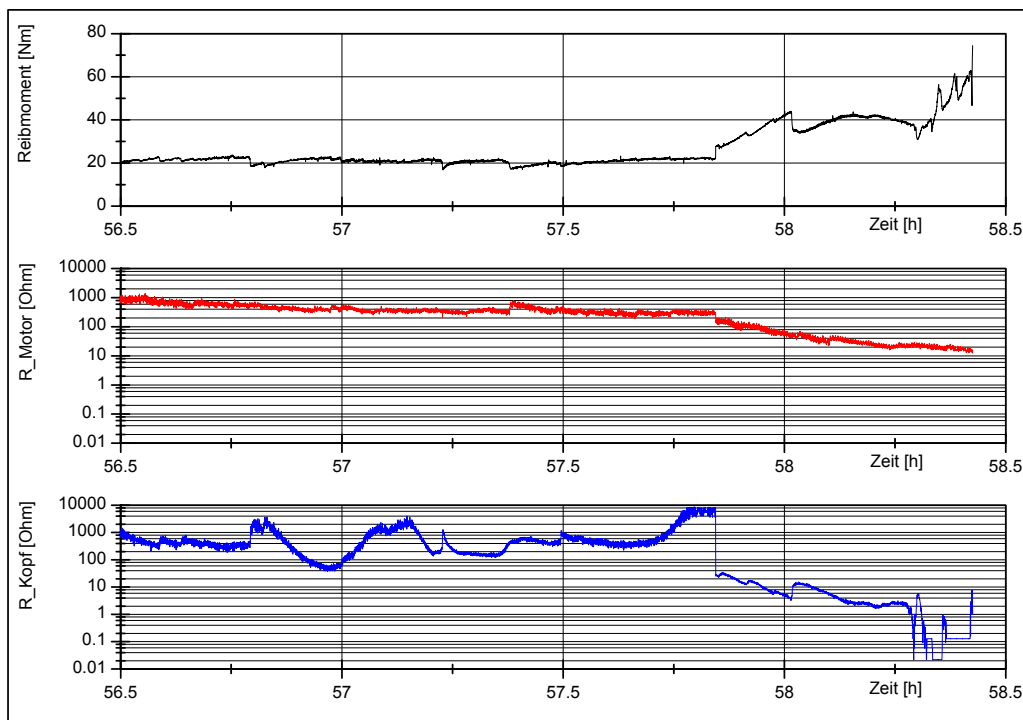


Abb. 6-16: Fett II, Lauf 3, Betriebsverhalten bei Versuchsabbruch

Bei Fett VII baut sich nach den Ergebnissen der Widerstandsmessung insbesondere am motorseitigen Lager kein tragender Film auf (Abb. 6-17). Dagegen stellt sich kurzweilig eine weitestgehend stabile Trennung der Kontaktpartner auf der Kopfseite ein. Nach etwa 3,6 h Laufzeit verschlechtert sich der Schmierungszustand am kopfseitigen Versuchslager sowohl für den Außen- als auch den Innenringkontakt schlagartig, gleichzeitig beginnt das Reibmoment in Spitzen bis zu einem Wert von annähernd 60 Nm zu schwanken. Schließlich

führt die fettbedingte Mangelschmierung zum Ausfall der Lagerung durch Überschreitung des Grenzmomentes nach einer Laufzeit von 7 h.

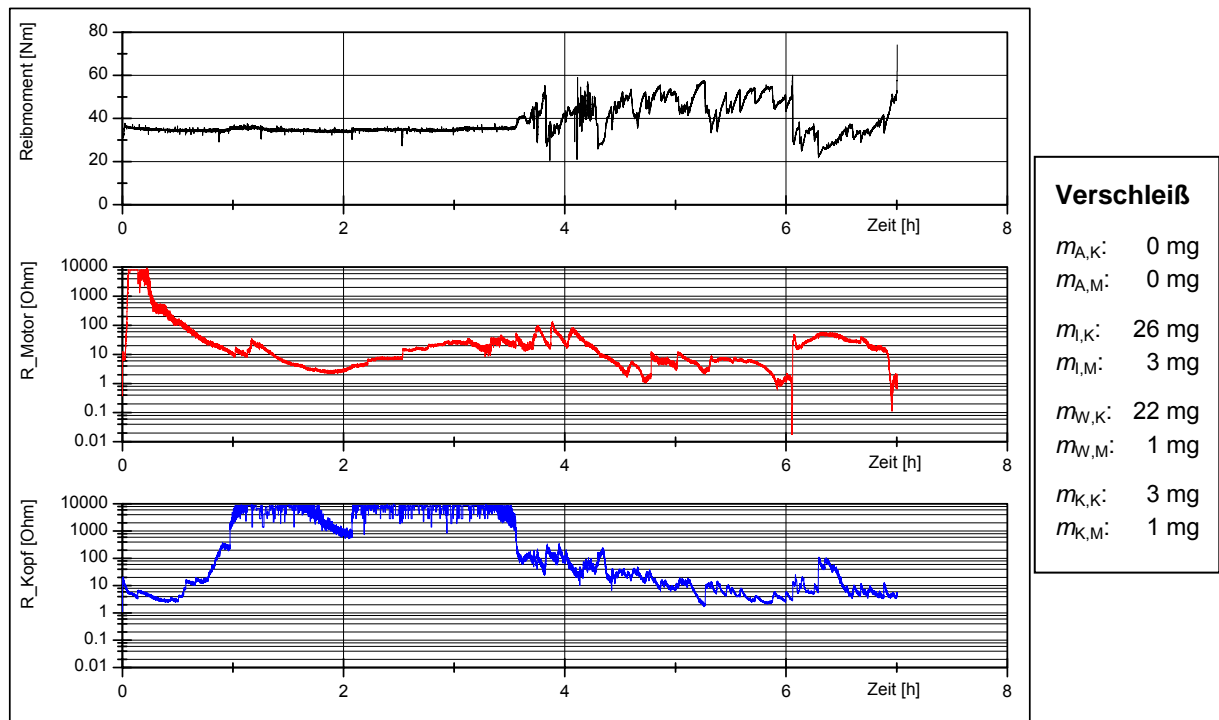


Abb. 6-17: Fett VII, Lauf 3,  $t = 7,0$  h (31312.A,  $C/P = 4, 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Abb. 6-18 dokumentiert die durchschnittlich erreichten Versuchslaufzeiten der Kategorie II-Fette in den drei Standard-Versuchsläufen mit Kegelrollenlagern.

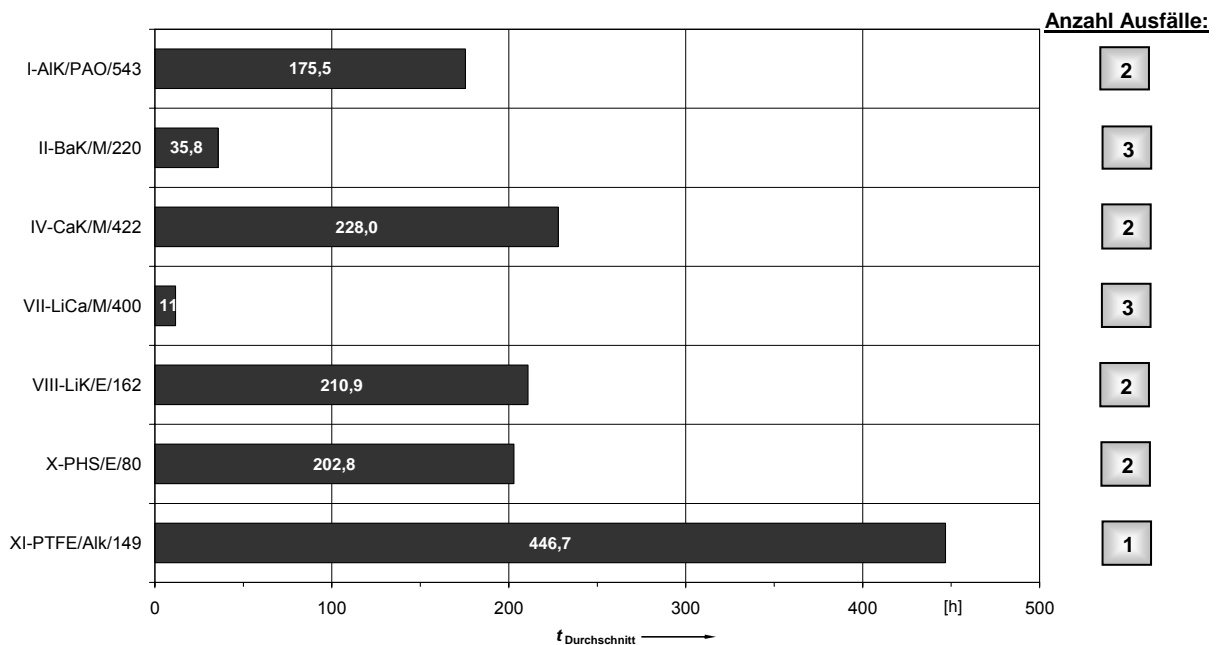


Abb. 6-18: Durchschnittliche Laufzeit  $t$  der Kategorie II-Fette nach Auswertung von drei Langzeitversuchen

Während die bereits dokumentierten Fette II (BaK/M/220) und VII (LiCa/M/400) in allen drei Läufen einen sehr frühzeitigen Lagerungsausfall durch schmierungsbedingte Grenzmomentüberschreitung verursachten, reichte die Schmierstoffversorgung im Falle der Fette I (AIK/PAO/543), IV (CaK/M/422), VIII (LiK/E/162) und X (PHS/E/80) zumindest in einem Ansatz für einen Betrieb der Versuchslager über die komplette Versuchszeit von 500 h. Entsprechend liegt die durchschnittlich erreichte Laufzeit für die letztgenannten Fette zwischen 175,5 h und 228 h. Auf die vergleichsweise langen Versuchslaufzeiten der mit einer PTFE-Paste (Fett XI) befetteten Versuchslager (nur ein Ausfall in drei Läufen) wurde oben bereits eingegangen.

Für die folgenden Analysen zum Beharrungsreibmoment  $M_{rb}$  sowie zum Komponentenverschleiß  $V_X$  muss zunächst eine Vergleichsbasis geschaffen werden, die der unterschiedlichen Laufzeit Rechnung trägt, aus welcher die entsprechenden Daten gewonnen wurden. So stellt sich während des Einlaufprozesses der fettgeschmierten Kegelrollenlager kein stationärer Zustand des Tribosystems ein und es nehmen Störeinflüsse, wie z.B. durch geometrische Fehler bedingte Reibungs- und Verschleißvorgänge sowie Fettverdrängungsprozesse, großen Einfluss auf die Messergebnisse. Mit zunehmender Laufzeit gewinnen die schmierstoffspezifischen Betriebseigenschaften, die im Rahmen dieser Arbeit von eigentlichem Interesse sind, deutlich an Gewicht. Insofern wird für die Messgrößen Reibung und Verschleiß der Kategorie II-Fette im Folgenden entsprechend der im jeweiligen Versuchslauf erzielten Laufzeit ein gewichteter Durchschnittswert berechnet und für die Datenanalyse herangezogen.

So berechnet sich das nachfolgend betrachtete Referenz-Beharrungsreibmoment  $M_{rb,ref}$  [Nm] für die Kategorie II-Fette wie folgt:

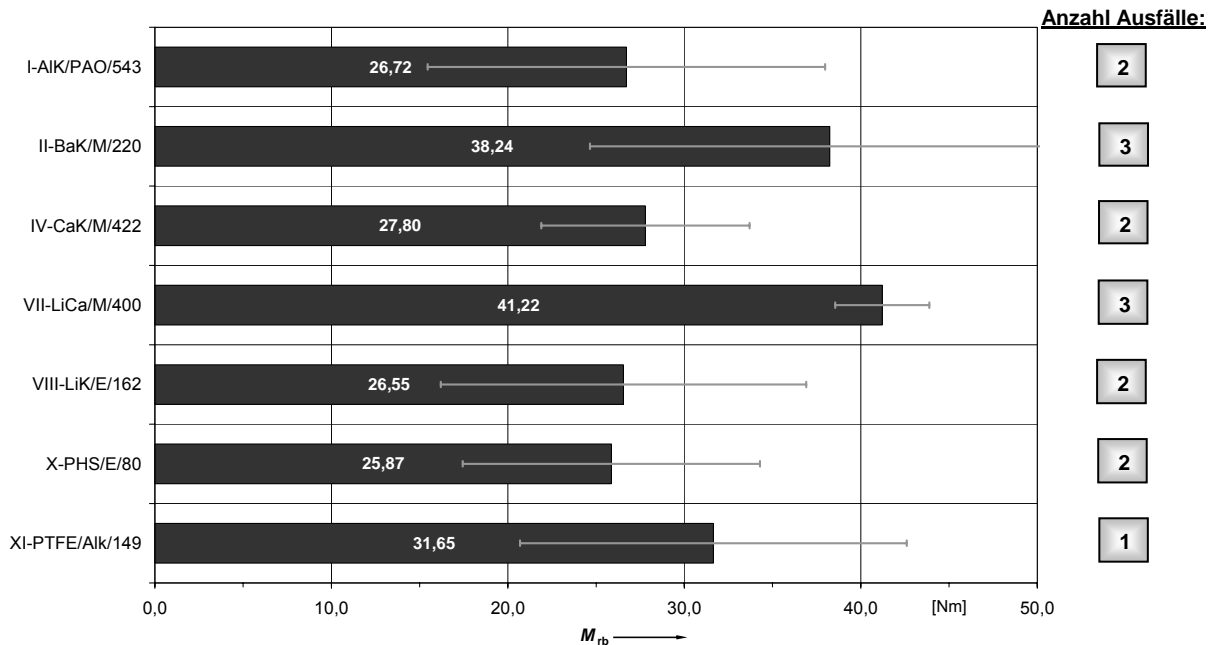
$$M_{rb,ref} = \left( \frac{t_{L1} \cdot M_{rb,L1} + t_{L2} \cdot M_{rb,L2} + t_{L3} \cdot M_{rb,L3}}{t_{L1} + t_{L2} + t_{L3}} \right) \quad (6-1)$$

Hierin sind  $t_{Li}$  [h] die in den Einzelläufen erreichten Versuchszeiten und  $M_{rb,Li}$  [Nm] die während der Einzelläufe gemessenen Beharrungsreibmomente. Das derart bestimmte Reibmoment entspricht für die Kategorie I-Fette dem dort bereits angegebenen arithmetischen Mittelwert (Kap 6.2.2).

Die durchschnittlich gemessenen Werte des Beharrungsreibmomentes sind mit Kennzeichnung der Standardabweichung in Abb. 6-19 aufgeführt.

Die Reibmomente der Kategorie II-Fette liegen erwartungsgemäß auf einem hohen Niveau und schwanken bei großer Ergebnisstreuung um einen Mittelwert von ca. 31,2 Nm. Dieser Mittelwert liegt um den Faktor 1,74 über dem Durchschnitt der Kategorie I-Fette. Erwartungsgemäß liegen die gemessenen Reibmomente für die Fette II und VII aufgrund des frühzeitigen Lagerausfalls in allen drei Läufen auf dem insgesamt höchsten Niveau. Ein stabiler Zustand des Gesamtsystems aus Bauteil und Schmierstoff kann sich hier zu keinem Zeitpunkt einstellen. Zudem fließen einlaufbedingte Reibmomentanteile in alle Messungen stark mit ein. Bei den Fetten I, IV, VIII und X, alle mit einem durchlaufenden Lageransatz in drei Versuchen, liegen die ausgewerteten Reibmomente in einer sehr ähnlichen Größenord-

nung. Dieses Spektrum beginnt bei ca. 25,9 Nm (Fett X-PHS/E/80) und endet bei 28,8 Nm (Fett IV-CaK/M/422), wobei prinzipiell eine gleichgerichtete Abhängigkeit zwischen Reibmoment und Grundölviskosität erkennbar ist. Das Beharrungsreibmoment für Fett XI (PTFE/AIk/149) gibt das Laufverhalten über die nahezu maximale Versuchslaufzeit wieder, insofern verdeutlicht dies die obigen Ausführungen zum insgesamt auffälligen Reibungsverhalten trotz hoher Gesamtlaufzeit.



**Abb. 6-19:** Durchschnittliches Beharrungsreibmoment  $M_{rb,ref}$  (gewichtet) der Kategorie II-Fette nach Auswertung von drei Dauerversuchen

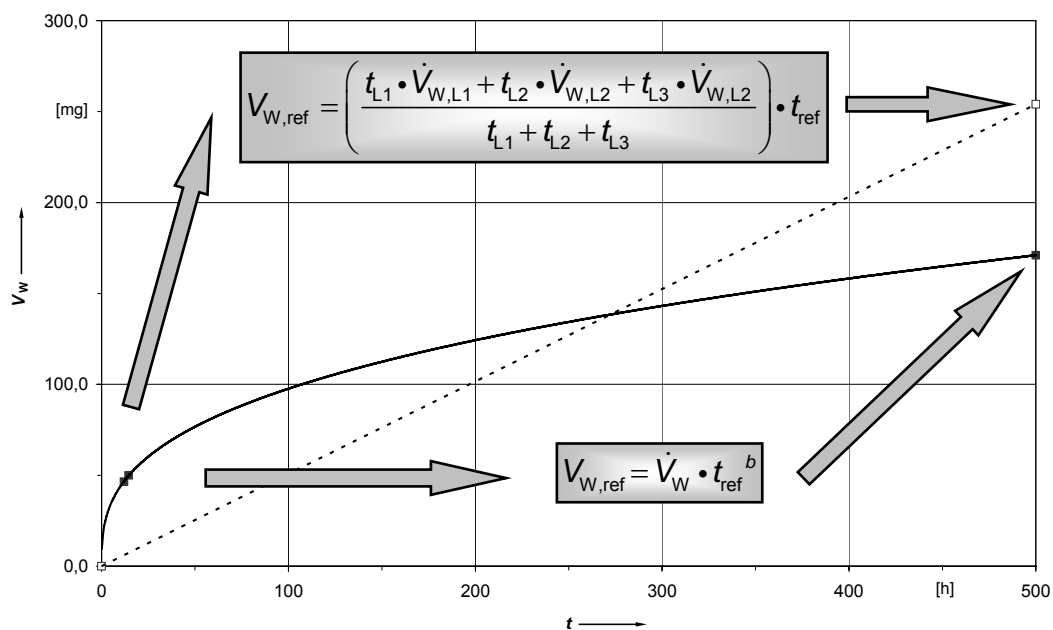
Das zeitliche Verhalten des Verschleißes in Wälzlagern lässt sich nach *Thum* [102] als Potentialfunktion beschreiben (vergleiche Kapitel 3.4.2). *Van de Sandt* [104] sieht nach den Ergebnissen seiner Bauteilversuche zur Verifizierung eines Modells zur Lebensdauerberechnung unter Grenz- und Mischreibungsbedingungen dieses Verhalten bestätigt. Auch die Ergebnisse laut vorliegender Arbeit können grundsätzlich diesen zeitlichen Verschleißverlauf bestätigen. Somit wäre es ein denkbarer Ansatz, die Verschleißentwicklung aller Versuchsfette unter Verwendung des Potentialansatzes mathematisch zu beschreiben bzw. im Falle der Kategorie II-Fette auf einen Referenzwert für eine Laufzeit von 500 h hochzurechnen. Eine Analyse der Verschleißentwicklung in Abhängigkeit der Zeit war nicht die zentrale Fragestellung innerhalb der Bauteilexperimente. So musste auf intermittierende Verschleißmessungen und hierzu notwendige Montagen, Wägungen und insbesondere Neubefettungen verzichtet werden, da durch diese Einflussnahme auf das Tribosystem eine grundlegende Untersuchung zur Schmierfunktion der Versuchsfette bei dauerhaften niedrigen Temperaturen unmöglich gewesen wäre. Die bestehende Datenbasis zur Analyse des Verschleißverhaltens stützt sich somit auf teilweise sehr unterschiedliche (Kategorie II) oder identische (Kategorie I) Versuchslaufzeiten bei insbesondere im Falle frühzeitiger Ausfälle nicht unerheblichen Messwertstreuungen. All dies verhindert eine hinreichend genaue

Verschleißkalkulation mittels Potentialfunktion für das gesamte Versuchsfettspektrum, wie sie exemplarisch in Abb. 6-20 (durchgezogene Linie) für Fett I dargestellt ist.

Analog zu den auf der vorherigen Seite aufgeführten Überlegungen zum Beharrungsreibmoment wird im Rahmen dieser Arbeit aus dem gewichteten Durchschnittswert der Einzelverschleißgeschwindigkeiten  $\dot{V}_{X,i}$  durch Multiplikation mit der Referenzzeit (500 h) gemäß Linearfunktion der Referenzverschleiß  $V_{X,ref}$  gebildet:

$$V_{X,ref} = \left( \frac{t_{L1} \cdot \dot{V}_{X,L1} + t_{L2} \cdot \dot{V}_{X,L2} + t_{L3} \cdot \dot{V}_{X,L2}}{t_{L1} + t_{L2} + t_{L3}} \right) \cdot t_{ref} \quad (6-2)$$

Abb. 6-20 zeigt exemplarisch den Vergleich der mit beiden Ansätzen ermittelten Referenzverschleißwerte für die Wälzkörper der mit Fett I geschmierten Versuchslager. Die linear berechneten Werte liegen in der Regel über den mittels Potentialfunktion berechneten. Es fließen jedoch stets die Messwerte aus allen drei Versuchsansätzen in die Rechnung ein, was aufgrund des teilweise unstetigen Verschleißverhaltens beim Potentialansatz nicht möglich wäre. Zu Gunsten der Verwendung einer vollständigen Datenbasis wird daher für diese Forschungsarbeit der lineare Verschleißansatz gewählt.

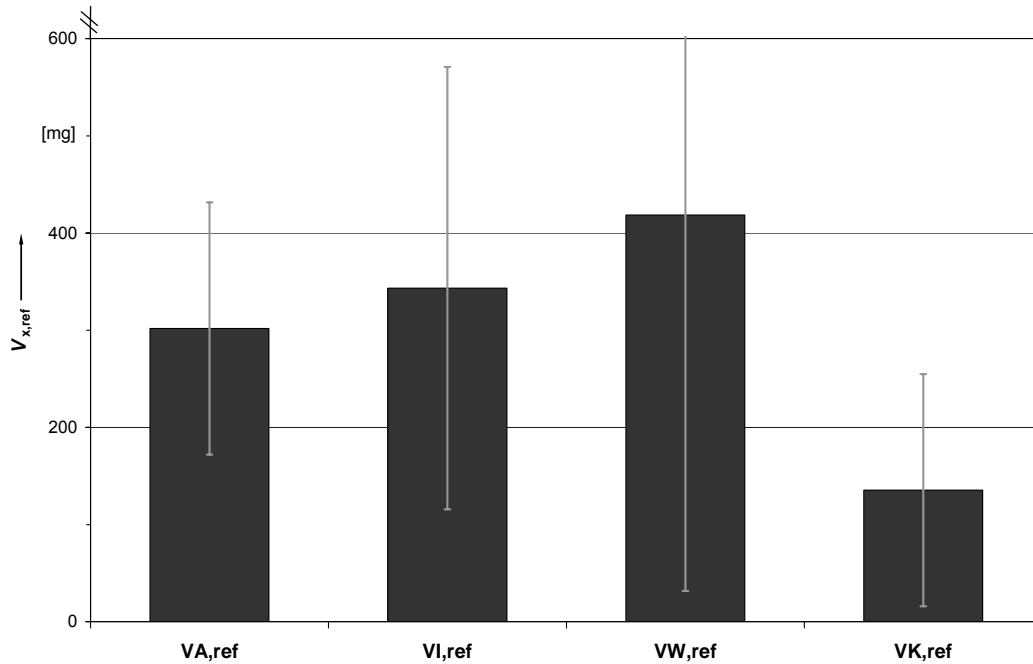


**Abb. 6-20:** Kalkulation des Wälzkörper-Referenzverschleißes  $V_{W,ref}$  über Potential- und Linearansatz mit gewichteter Verschleißgeschwindigkeit (Fett I)

Betrachtet man zunächst die Durchschnittswerte der auf die beschriebene Art gebildeten Werte des Referenzverschleißes für die einzelnen Kegelrollenlager-Komponenten (Abb. 6-21), so fällt im Vergleich zu den Kategorie I-Fetten auf, dass bei den in der Regel vorzeitig ausgefallenen Lagerungen nicht der stärkste Komponentenverschleiß am Außenring, sondern am Innenring und insbesondere den Kegelrollen auftritt. Dies gibt einen Hinweis darauf, dass zu Beginn des Lagerbetriebes der Verschleiß an den Oberflächen des Rolle/Bord-Kontaktes höher als derjenige an den Laufbahnkontaktflächen ist. Im Rahmen taktlicher Oberflächenanaly-

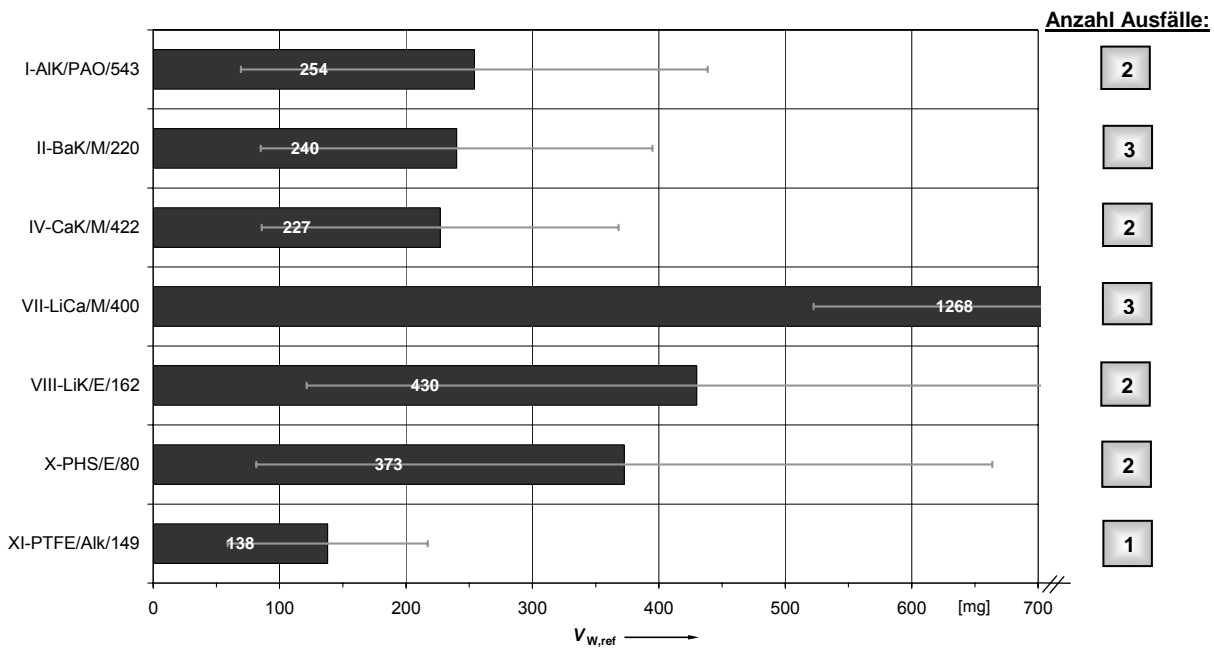


sen (siehe Kapitel 6.2.4) gemessene Rauheitsprofile bestätigen die rasche Polierung, d.h. Einebnung und Abtragung der Profilspitzen an den Rolle/Bord-Oberflächen. Nach den Ergebnissen der Kategorie I-Fette steigt mit zunehmender Betriebsdauer die Verschleißgeschwindigkeit insbesondere an der Außenringlaufbahn an, wohingegen nach erfolgtem Einlauf im weiteren Betrieb nur wenig zusätzlicher Materialabtrag am Rolle/Bord-Kontakt zu verzeichnen ist.



**Abb. 6-21:** Durchschnittlicher Referenzverschleiß an Außenringen ( $V_{A,ref}$ ), Innenringen ( $V_{I,ref}$ ), Wälzkörpern ( $V_{W,ref}$ ) und Käfigen ( $V_{K,ref}$ ), Auswertung aller Kategorie II-Fette

Bei Betrachtung des Wälzkörper-Referenzverschleißes (Abb. 6-22) fällt das mit 1268 mg sehr hohe Verschleißniveau des Fettes VII (LiCa/M/400) auf. Hier muss der starke Einfluss von Einlaufvorgängen auf die Verschleißwertbildung aufgrund der kurzen Laufzeit in allen drei Bauteilversuchen (11 h im Durchschnitt) als wesentliche Ursache genannt werden. Insofern verwundert die Tatsache, dass der Referenzverschleiß von Fett II (BaK/M/220) trotz der ebenfalls sehr kurzen Durchschnittslaufzeit (35,8 h) mit einem Verschleiß von 240 mg vergleichsweise niedrig ist. Nur die Fette IV (CaK/M/422) und XI (PTFE/Alk/149) erreichen günstigere Werte. Dabei handelt es sich um die Fette mit den insgesamt höchsten Durchschnittslaufzeiten der Kategorie II-Fette. Das PTFE-Fett XI liegt mit einem Referenzverschleiß von 138 mg für die Kegelrollen auf einem nur unwesentlich höheren Niveau als das Fett III (BaK/PAO/110), welches mit 124 mg den schlechtesten Verschleißschutz der Kategorie I-Fette zeigt.



**Abb. 6-22:** Wälzkörper-Referenzverschleiß  $V_{W,ref}$ , Kategorie II-Fette

Zusammenhänge zwischen dem Verschleißniveau der Lagerkomponenten und der Grundölviskosität, wie bei den Fetten ohne Lagerungsausfall beschrieben, lassen sich nach den Ergebnissen der Bauteilexperimente für die Fette der Kategorie II nicht erkennen. Einlaufvorgänge überdecken hier die fettspezifischen Betriebsparameter. Aus diesem Grund lassen sich auf Basis des Betriebsverhaltens auch nur bedingt Rückschlüsse auf die vermeintliche Funktion der durch AES detektierten Additive ziehen. Diese sind folgender Tabelle 6-6 zu entnehmen. Die Betriebsdaten der Kategorie II-Fette sind in Tabelle 6-7 zusammengefasst.

**Tabelle 6-6:** Additivbestandteile, Nachweis mittels AES, Kategorie II-Fette

Kennwert	Fett I	Fett II	Fett IV	Fett VII	Fett VIII	Fett X	Fett XI
Dickungsmittel	Al-K	Ba-K	Ca-K	Li-Ca	Li-K	PHS	PTFE
Grundölart	PAO	Mineral	Mineral	Mineral	Ester	Ester	Alkoxyether
$\nu_{40\text{ °C}}$ [mm <sup>2</sup> /s]	543	220	422	400	162	80	148,5
Kalzium [mg/Kg]	2	19	28670	14072	98	1452	>30000
Bor [mg/Kg]	0	0	1774	1	2	0	0
Zink [mg/Kg]	1	2	9	7672	247	11831	104
Molybdän [mg/Kg]	0	0	0	0	0	1	7
Phosphor [mg/Kg]	414	4	22	89	377	20	150

Das vergleichsweise gute tribologische Verhalten der mit Fett XI (PTFE/Alk/149) geschmierten Kegelrollenlager lässt sich einerseits auf ein gutes Nachfließen an Schmierstoff durch hohe Ölabbgabe auch bei niedriger Temperatur zurückführen (Tabelle 5-2). Darüber hinaus scheint sich zumindest temporär eine Schutzschicht aus PTFE- und Kalziumhydroxid-Festschmierstoff auszubilden (siehe Widerstandsverlauf in Abb. 6-14), die für einen relativ guten Verschleißschutz und letztlich für eine hohe Gesamtlaufzeit der Lagerungen sorgt. Die

höchste Durchschnittslaufzeit der Fette mit insgesamt zwei vorzeitigen Ausfällen erreicht Fett IV (CaK/M/422). Dieses Fett hat einen Anteil von 1774 mg/Kg an Bornitrid, dessen hexagonale Modifikation ( $\alpha$ -Bornitrid bzw. „weißer“ Graphit) einen bekannten Festschmierstoff darstellt. Aufgrund der geringen Nachfließneigung dieses Fettes, bedingt durch die geringe Ölabgabe, hohe dynamische Fettviskosität und hohe Konsistenz, besitzt dieses Fett jedoch insbesondere in der Einlaufphase keine ausreichende Schmierwirkung bei den vorliegenden Betriebsbedingungen, durch die eine dauerhafte Funktion der Kegelrollenlager gewährleistet wäre. Die Zugabe von Zinkverbindungen als Verschleißminderer bleibt bei den isothermen Niedrigtemperaturen überwiegend wirkungslos. Insbesondere die Ergebnisse des vermeintlich gut nachfließenden Fettes X (PHS/E/80), mit dem insgesamt höchsten Anteil an Zink (ca. 1,2 %), belegen dieses.

**Tabelle 6-7:** Vergleich der Betriebsdaten nach drei Dauerversuchen, Kategorie II-Fette

Fett	Abbruch ( $M_{rb} > 75 \text{ Nm}$ )	$t_{\text{Durchschnitt}}$ [h]	$V_{W,ref}$ [mg]	$V_{K,ref}$ [mg]	$M_{rb}$ [Nm]
I-AIK/PAO/543	2	175,5	254	108	26,72
II-BaK/M/220	3	35,8	240	224	38,24
IV-CaK/M/422	2	228,0	227	34	27,80
VII-LiCa/M/400	3	11,7	1268	363	41,22
VIII-LiK/E/162	2	210,9	430	102	26,55
X-PHS/E/80	2	202,8	373	90	25,87
XI-PTFE/AIk/149	1	446,7	138	27	31,65

#### 6.2.4 Verschleiß- und Profilanalyse der Lagerkomponenten

In diesem Kapitel soll der Zustand der Kontaktflächen zur Beurteilung des Grades der Oberflächenschädigung herangezogen werden, um auf Basis dieser Erkenntnisse die Verschleißgrenze für den Standard-Bauteiltest endgültig definieren zu können.

Nach den Ergebnissen der Dauerversuche (Kap. 6.2.1-6.2.3) kommt es bei Anwendung der von *Gerstenberger* [48] vorgeschlagenen Prüfvorschrift nach Auswertung der Versuchsläufe mit maximaler Versuchslaufzeit (ohne Abbruch durch Grenzmomentüberschreitung) zu der in Tabelle 6-8 aufgelisteten Bewertung der Versuchsfette anhand des Verschleißkriteriums. Dieses Kriterium besagt, dass in zwei Versuchsläufen kein Einzelwert des Käfig- und Wälzkörperverschleißes mehr als 100 mg betragen darf. Für den Fall, dass lediglich ein Verschleißwert über diesem Grenzwert liegt, ist die Durchführung eines dritten Schiedsversuches vorgesehen (siehe auch Abb. 6-7, Seite 115).

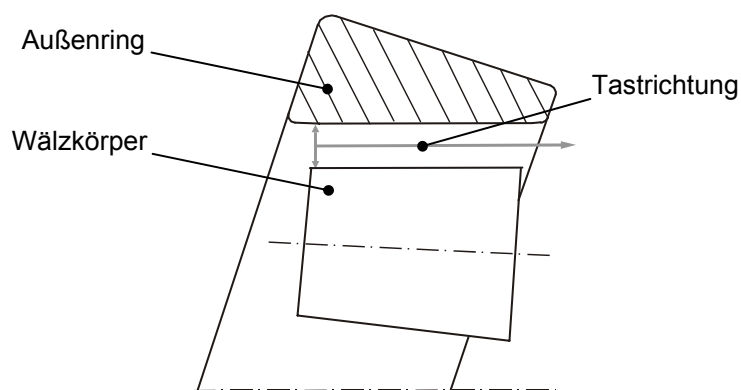
Das Fett V hat demnach bereits nach zwei Läufen die Prüfvorschrift erfüllt. Im Falle des Fettes IX war ein dritter Schiedsversuch nach einer Grenzwertüberschreitung in Lauf 1 nötig. Nach Bewertung dieses dritten Laufes hat auch dieses Fett den Standardtest bestanden, da keine weiteren Grenzwertüberschreitungen zu verzeichnen sind. Nicht geeignet für einen Einsatz bei dauerhaft niedrigen Temperaturen sind bei Anwendung der Prüfvorschrift die Fette III (fünf Grenzwertüberschreitungen in den Läufen 1 und 2), VI (drei Überschreitungen) und XI (zwei Überschreitungen).

**Tabelle 6-8:** Bewertung der Fette nach FVA-Nr.300, Auswertung nur Lauf 1 und 2

Fett	$V_{W,ref}$ [mg]	$V_{K,ref}$ [mg]	$V_{K+W,ref}$ > 100 mg	Bestanden nach FVA-Nr. 300
III-BaK/PAO/110	402	115	5	nein
V-Li12/M/200	62	45	0	ja
VI-LiCa/M/118	93	17	3	nein
IX-NaT/PAOE/320	70	37	1	ja (nach Schiedsversuch)
XI-PTFE/AIk/149	145	10	2	nein

Die nachfolgend dokumentierten Profilanalysen, taktile gemessen mittels Rauheitsmessgerät der Fa. Mahr GmbH, Typ Concept, Abtasteinheit vom Typ Perthometer PGK, sollen Aufschluss über den Grad der Laufflächenveränderung und dessen voraussichtliche Auswirkung auf die Lagergebrauchsdauer in Abhängigkeit des Verschleißes geben. Wie bereits in Kapitel 6.2.2 beschrieben, erweist sich der gravimetrisch ermittelte Verschleiß an den Lageraußenringen mit zunehmender Laufzeit als dominierend gegenüber dem Verschleiß an Wälzkörpern, Innenringen und insbesondere den Käfigen. Dieses Verschleißverhalten belegen auch die taktilen Topographiemessungen aller Lagerkomponenten, die im Rahmen dieser Arbeit vorgenommen wurden. Aus diesem Grund wird die Veränderung des Laufflächenprofils nun exemplarisch für den Wälzkontakt Außenring/Kegelrolle aufgezeigt und diskutiert.

In Abb. 6-23 sind die Taststrecken quer zur Lauffläche schematisch dargestellt, mit der die Profile der Außenring- und Wälzkörperoberflächen über die gesamte Laufbahnbreite mittels Diamantspitze der Abtasteinheit quer zur Laufrichtung vermessen wurden.

**Abb. 6-23:** Schema der taktilen Profilanalyse

Repräsentative Profilschriebe in Abhängigkeit des Verschleißfortschritts sind in Abb. 6-24 bis Abb. 6-29 zusammengestellt. Für die Bestimmung der Rauheitskennwerte wurde jeweils mittig in der Lauffläche unter Berücksichtigung des mittleren Wälzkörperdurchmessers  $D_{W,m}$  (17,025 mm) sowie der Hertzschen Pressung  $p$  (2000 N/mm<sup>2</sup> bei  $C/P = 4$ ) mit einer

Grenzwellenlänge  $\lambda_C = 0,8$  mm gemessen, wie von *Gold et al.* [51] zur funktionsgerechten Oberflächenanalyse unter Berücksichtigung der Forschungsergebnisse von *Nagaraj et al.* [80] vorgeschlagen.

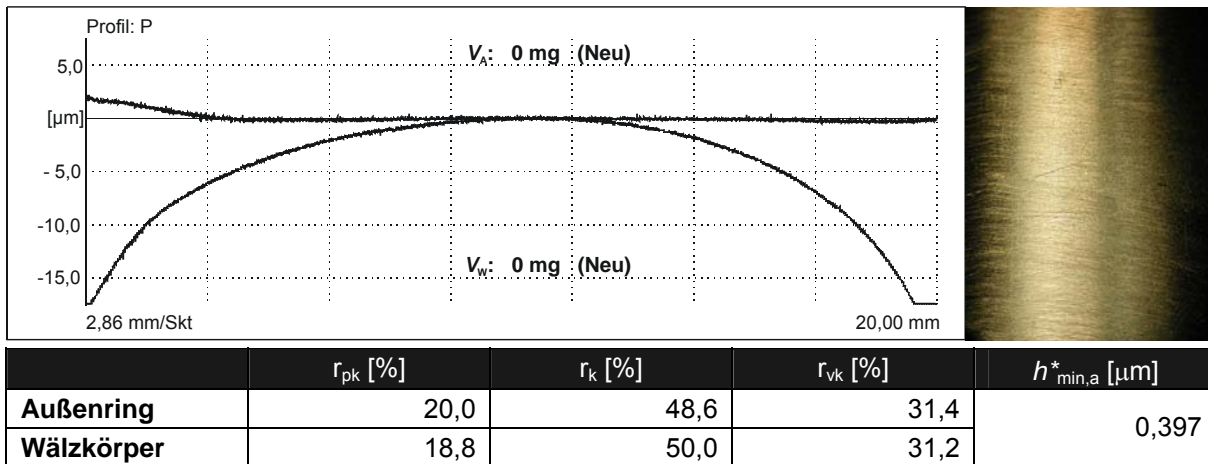
Die nachfolgenden Abbildungen enthalten mit der relativen Spitzenhöhe  $r_{pk}$ , der relativen Kernrauheit  $r_k$  und der relativen Riefentiefe  $r_{vk}$  solche Kennwerte (der Materialanteilkurve nach DIN EN ISO 13565-2 [33]), die sich in jüngeren Forschungsarbeiten [51], [76], [90] zur Charakterisierung insbesondere tribologischer Funktionsflächen als bedeutsam herausgestellt haben. Mit Hilfe der Materialanteilkurve (bzw. *Abbott-Kurve*) lässt sich die Tiefe eines Rauheitsprofils quantitativ in den Profilspitzen- ( $R_{pk}$ ), den Profilkern- ( $R_k$ ) und den Profiliriefenbereich ( $R_{vk}$ ) untergliedern. Die Summe aus reduzierter Riefentiefe  $R_{vk}$ , der Kernrauhtiefe  $R_k$  und der reduzierten Spitzenhöhe  $R_{pk}$  entspricht annähernd der gemittelten Rauhtiefe  $R_z$  nach DIN 4768 [20]. Die relativen Kennwerte beziehen sich jeweils auf die Summe der einzelnen Rauhtiefen. So berechnet sich die relative Spitzenhöhe  $r_{pk}$  beispielsweise zu:

$$r_{pk} = \frac{R_{pk} \cdot 100\%}{R_{pk} + R_k + R_{vk}} \quad (6-3)$$

Mit der Schmierfilmhöhe  $h_{min,a}^*$  [ $\mu\text{m}$ ] wird in den Abbildungen Abb. 6-24 bis Abb. 6-29 darüber hinaus auf Basis der Oberflächenmesswerte eine Abschätzung der Ausklinkfilmhöhe angegeben, ab welcher sich theoretisch bei den dargestellten Oberflächenpaarungen gerade keine Berührung der Rauheitsspitzen mehr einstellt und somit Voll-EHD-Schmierung vorliegt (siehe auch Kap. 3.2.4). Es ist anzumerken, dass die Oberflächencharakteristik in longitudinaler Richtung entscheidend für den Schmierfilmaufbau ist. Aus technischen Gründen wurden im Rahmen dieser Arbeit die Oberflächenkennwerte transversal zur Laufrichtung ermittelt, sodass diese bezüglich des Schmierungszustandes nur als Richtwert dienen können.

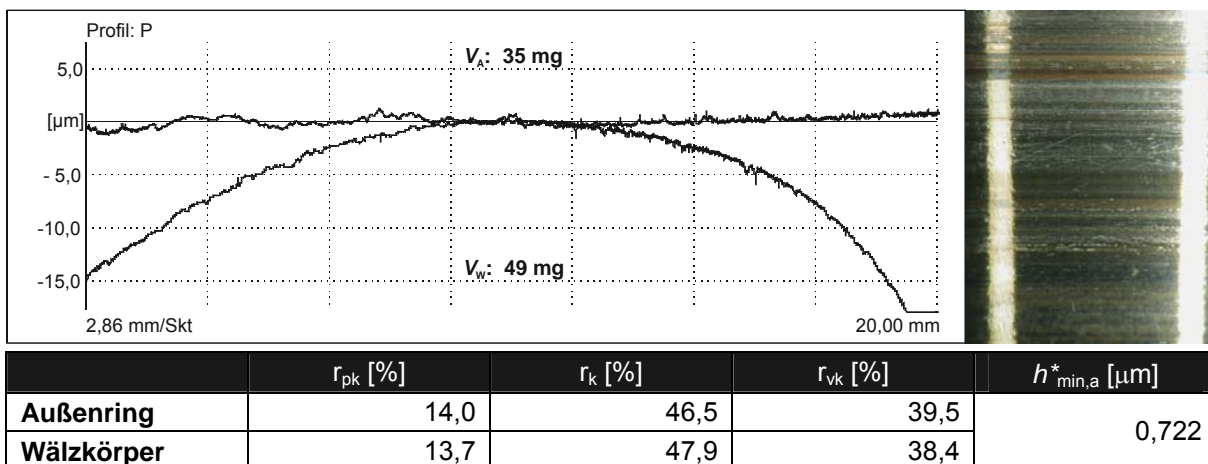
Bei der im Folgenden diskutierten Auswahl an Profilpaarungen handelt es sich um solche, bei denen der gravimetrisch bestimmte Wälzkörperverschleiß nahe am Durchschnittswert  $V_{W,ref}$  der vollständigen Datenbasis für das jeweilige Fett liegt.

Als Referenz ist in Abb. 6-24 eine neuwertige Profilpaarung dargestellt. Man erkennt deutlich das logarithmisch konvexe Profil der Kegelrolle. Dagegen ist die Lauffläche des Außenringes mit einem marginalen konkaven Profil (Radius ca. 34 m) ausgestattet. Das Verhältnis  $r_{pk}/r_k/r_{vk}$  ist mit etwa 20/50/30 an Wälzkörpern und Außenringlaufbahn typisch für neuwertige Wälzlageroberflächen und soll von Beginn des Betriebes an die Schmierfilmbildung unterstützen. Die minimale Schmierfilmhöhe  $h_{min,a}^*$  der neuwertigen Oberfläche beträgt annähernd 0,4  $\mu\text{m}$ .



**Abb. 6-24:** Profil und Oberfläche an Außenring (oben) und Wälzkörper (unten), Neulager

Die Kegelrollen der mit Fett IX (NaT/PAOE/320) geschmierten Lager ( $V_{W,ref} = 59$  mg) lassen das Grundprofil noch erkennen (Abb. 6-25). Allerdings überdecken die betriebsbedingten Profiländerungen an der hier gezeigten Außenringlaufbahn bereits die ursprünglich konkave Feingestalt, obwohl hier mit 35 mg nur etwa halb so hoher Verschleiß vorliegt wie im Durchschnitt für Fett IX ermittelt ( $V_{A,ref} = 69$  mg). Die relative Spitzenhöhe der Oberflächenfeingestalt nimmt zu Gunsten einer höheren relativen Riefentiefe im Vergleich zum Referenzprofil ab. Aus tribologischer Sicht ist diese Veränderung positiv zu werten. Allerdings steigt die absolute Rauhtiefe der mit Fett IX geschmierten Lagerkomponenten nach 500 h Betriebszeit an, wodurch sich die Ausklink-Schmierfilmhöhe um ca. 80 % auf einen Wert von 0,722  $\mu\text{m}$  vergrößert.



**Abb. 6-25:** Profil- und Oberflächenänderung, Fett IX,  $V_{W,ref} = 59$  mg

Eine weitere Zunahme des Wälzkörperverschleißes um etwa den Faktor 2 (ca. 100 mg) bewirkt einerseits eine Vergrößerung der Gesamtrauhtiefe um bis zu 30 % (Abb. 6-26, Abb. 6-27), wodurch die minimale Schmierfilmhöhe  $h^*_{min,a}$  auf annähernd 0,95  $\mu\text{m}$  ansteigt. Des Weiteren sind am Oberflächenprofil der Außenringe bereits deutliche Mulden erkennbar, mit Tiefen von bis zu 5  $\mu\text{m}$ .

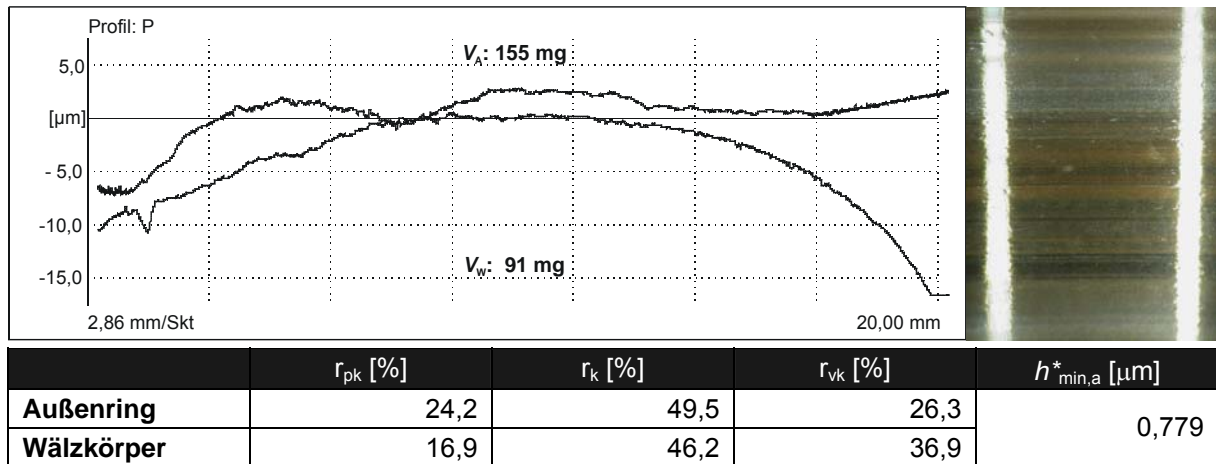


Abb. 6-26: Profil- und Oberflächenänderung, Fett V,  $V_{W,ref} = 76$  mg

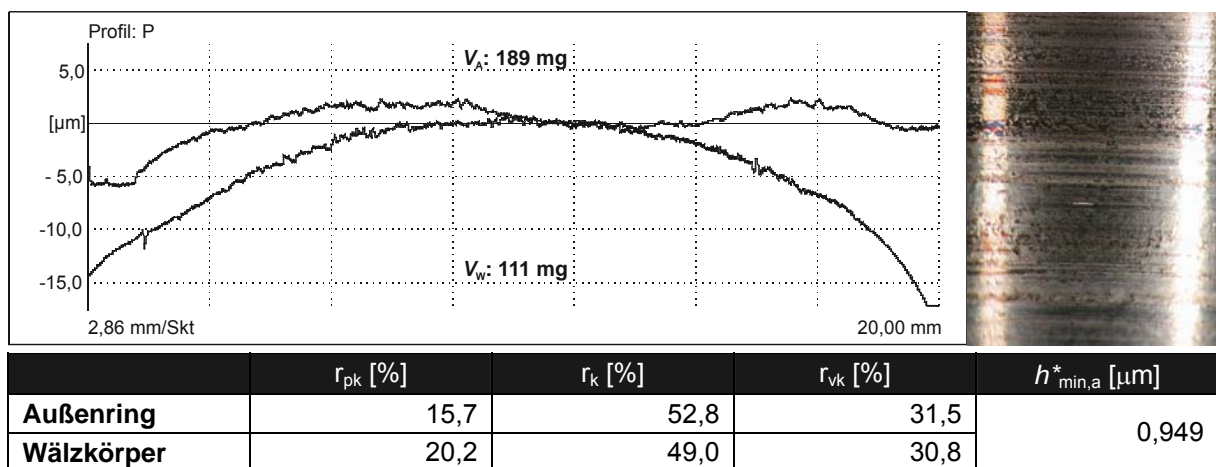


Abb. 6-27: Profil- und Oberflächenänderung, Fett VI,  $V_{W,ref} = 117$  mg

Nach den Forschungsergebnissen von *Van de Sandt* [104] lässt sich die Zunahme der Pressungsüberhöhung  $p_V$  gegenüber der Nennpressung  $p_0$  in Abhängigkeit der Verschleißhöhe  $\delta_W/d_W$  sowie der statischen Lagerbeanspruchung  $P_0/C_0$  bestimmen zu:

$$\frac{p_V}{p_0} = 1 - \left( 145,5 \cdot \ln \frac{P_0}{C_0} + 37,4 \right) \cdot \frac{\delta_W}{d_W} \quad (6-4)$$

Hieraus lässt sich für die fettgeschmierten Kegelrollenlager 31312.A bei einem Wälzkörperverschleiß  $V_{W,ref} = 100$  mg unter eine Belastung von  $F_{ax} = 50$  kN ein Anstieg der maximalen Pressung um 4,3 % als Folge der vorliegenden Profilabweichungen abschätzen. Legt man die Ausfallwahrscheinlichkeit nach *Lundberg* und *Palmgren* [77], [78] zu Grunde, so lässt sich unter Berücksichtigung der maximalen Kontaktpressung hieraus die Lebensdauerreduzierung durch den Verschleißzustand ableiten. Das Verhältnis aus Ermüdungslebensdauer bei Verschleiß  $L_{hna,V}$  zur nominellen Ermüdungslebensdauer  $L_{hna}$  ergibt sich nach DIN ISO 281 [34] demnach für Lager mit Linienberührung zu:

$$\frac{L_{hna,V}}{L_{hna}} = \left( \frac{p_0}{p_V} \right)^{2 \cdot \left( \frac{10}{3} \right)} \quad (6-5)$$

Demnach wird eine Materialschädigung an der Stelle höchster Beanspruchung initiiert und folglich nur durch deren Höhe bestimmt. Ein verschleißbedingter Anstieg der Flächenpres-  
 sion um 4,3 % (bei  $V_{W,ref} = 100$  mg) bewirkt nach Formel 6-7 überschlägig eine Reduzierung  
 der Ermüdungslebensdauer um ca. 25 %. Natürlich müssen hier für eine genaue Berechnung  
 noch weitere Faktoren berücksichtigt werden, wie z.B. Größen-, Last- und Lagerbauartein-  
 flüsse. Hier sei auf die Arbeit von *Van de Sandt* verwiesen [104].

Bei Kegelrollenlagern mit einem Wälzkörper- und somit auch Außenringverschleiß von weit  
 über 100 mg (Fett XI: Abb. 6-28, Fett III: Abb. 6-29), ist das Tragbild sowohl am Außenring  
 als auch am Wälzkörpersatz durch Verschleißmuldenbildung im Kontaktbereich stark  
 verändert. Insbesondere bei den mit Fett III geschmierten Lagerkomponenten ist nach einer  
 Laufzeit von 500 Stunden zu erkennen, wie sich der Wälzkörpersatz insgesamt um mehr als  
 15  $\mu\text{m}$  in den Außenring eingegraben hat. Ein Ausfall der Lagerung durch schwere  
 Funktionsstörung oder oberflächeninitiierte Ermüdung ist in diesem Fall absehbar.

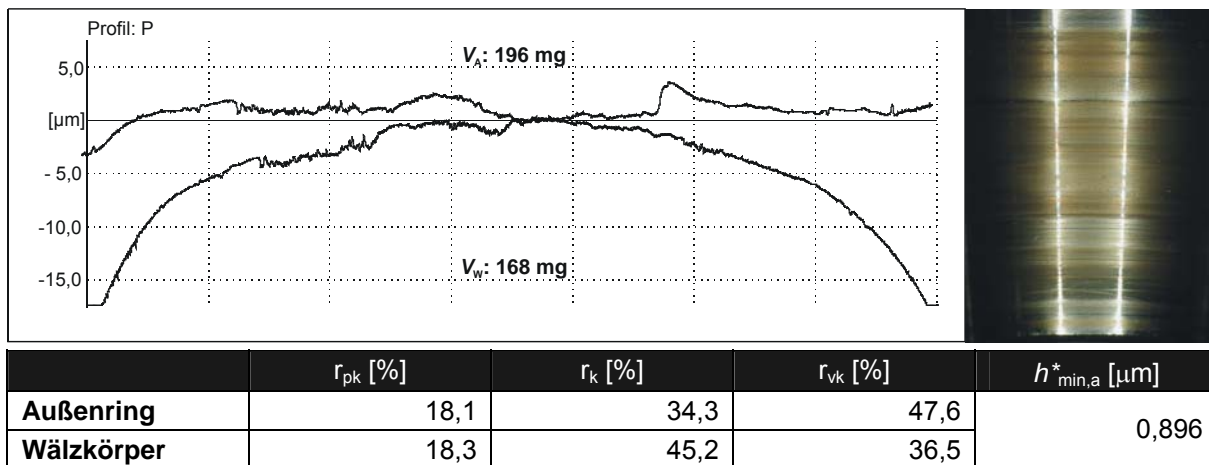


Abb. 6-28: Profil- und Oberflächenänderung, Fett XI,  $V_{W,ref} = 138$  mg

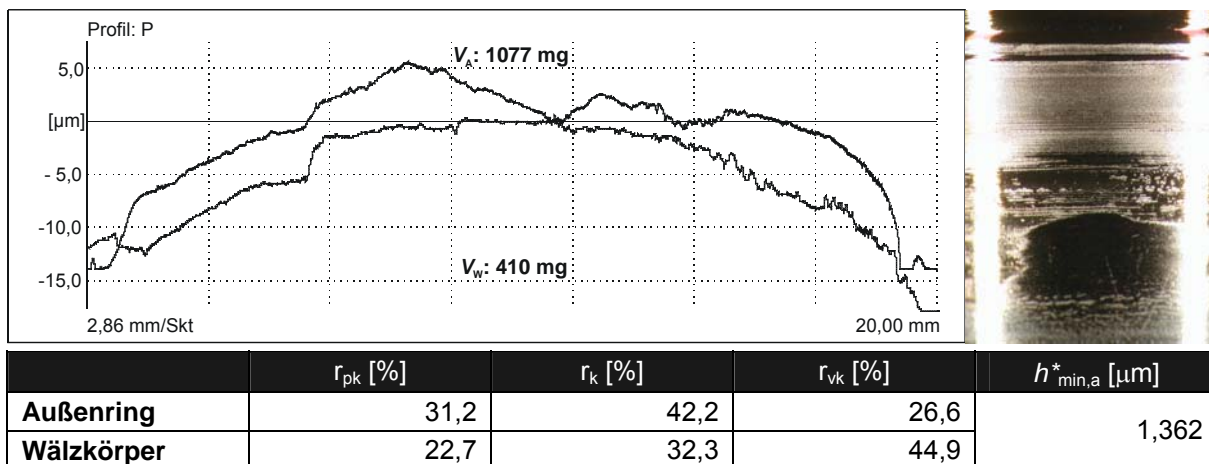


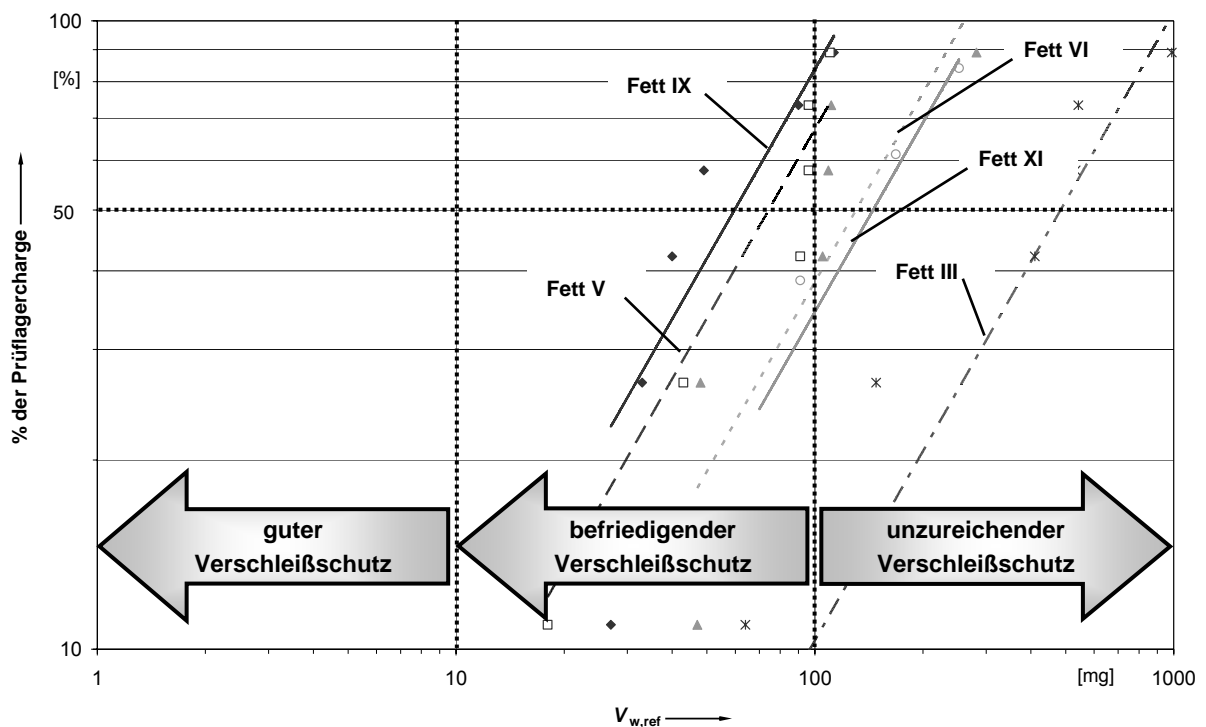
Abb. 6-29: Profil- und Oberflächenänderung, Fett III,  $V_{W,ref} = 447$  mg

Die mikroskopischen Aufnahmen der Wälzkörpermantelflächen bestätigen die Ergebnisse der  
 Oberflächenanalyse. So zeigen z.B. die Wälzkörper der mit Fett XI geschmierten Lager (Abb.  
 6-28) die für einen bereichsweisen Verschleiß typischen scharfkantigen Streifen in  
 Umfangsrichtung. Hinzu kommen bei extrem verschlissenen Wälzkörpern, z.B. denjenigen



des Fettes III (Abb. 6-29), fleckenförmig auftretende Laufbahn-Aufrauhungen, die ein Zeichen für das Vorliegen von Wälzkörperschlupf sind, sowie Graufleckigkeit, d.h. flächendeckendes Mikropitting. Die relativen Rauheitskennwerte geben auch quantitativ einen Hinweis auf die stark veränderte Oberflächenmikrogeometrie bei ebenfalls deutlich angestiegener Gesamtrautiefe. So ergibt sich anhand der charakteristischen Rauheitskennwerte für die äußere Oberflächenpaarung im Falle des Fettes III eine minimale Schmierfilmdicke  $h_{\min}^*$  von mehr als  $1,3 \mu\text{m}$ .

Nach den Ergebnissen der mikroskopischen und taktilen Oberflächenanalytik bestätigt sich der Grenzwert des Wälzkörper- und Käfigverschleißes von  $V_{\text{Grenz}} = 100 \text{ mg}$ . Angesichts der äußerst schwierigen Betriebsbedingungen kann denjenigen Fetten, die höchstens in einem Einzelfall diesen Grenzwert moderat überschreiten, ein befriedigender Verschleißschutz attestiert werden. Trägt man die Einzelergebnisse für den insgesamt kritischeren Wälzkörperverschleiß  $V_{\text{W,ref}}$  in das Weibull-Diagramm nach *Steinecke* [97] ein, so wird deutlich, dass für die beiden besten Fette IX (NaT/PAOE/320) und V (Li12/M/200) der maßgebliche Verschleiß  $V_{\text{W50}}$  nach *Peeken et al.* [83], [84] mit 59 mg bzw. 76 mg ebenfalls als befriedigend zu werten ist (siehe Abb. 6-30). Der maßgebliche Verschleiß ist hierbei der Verschleiß nach einer Versuchszeit von 500 h bei einer Verschleißwahrscheinlichkeit von 50 %.



**Abb. 6-30:** Auswertung des Wälzkörperverschleißes  $V_{\text{W,ref}}$  mittels Weibull-Häufigkeitsverteilung (Fette III, V, VI, IX, XI), Bewertung nach *Peeken et al.* [83], [84]

Es darf insgesamt jedoch nicht außer Acht gelassen werden, dass selbst beim Einsatz derjenigen Fette, die den hier entwickelten Standardtest bestehen können, beim Praxiseinsatz in Kegelrollenlagern unter isothermen Niedrigtemperaturbedingungen eine verschleißbedingte Lebensdauerreduzierung zu erwarten ist, sofern der gravimetrische Verschleiß an

Wälzkörpern, Außen- und Innenringen ein Niveau von mehr als ca. 10 mg erreicht. Dieses muss durch Hersteller und Anwender fettgeschmierter Lagerungen bei der Systemauslegung berücksichtigt werden.

### 6.2.5 Definition des Standard-Bauteiltests

Mit einer Arbeitsgruppe, bestehend aus Vertretern international führender Wälzlager- und Schmierfethersteller, wurde neben dem Reibungsverhalten insbesondere das Verschleißschutzvermögen der Versuchsfette bei isothermen Niedrigtemperaturen und seine Auswirkung auf die Profil- und damit Kontaktspannungsänderung diskutiert. Als Ergebnis wurde die Grenze des Wälzkörper- und Käfigverschleißes grundsätzlich auf 100 mg, wie von *Gerstenberger* [48] vorgeschlagen, festgelegt. Im Anbetracht der Tatsache, dass mit den Betriebsparametern des Standard-Bauteiltests ein Grenzbereich des in der Praxis dauerhaft vorkommenden Betriebsspektrums simuliert wird, sind Wälzlagerschmierfette mit einem Verschleißschutzvermögen, welches den Wälzkörper- und Käfigverschleiß auf Werte zwischen 50 und 100 mg bei einer Laufzeit von 500 h eingrenzt, als geeignet einzustufen.

Das endgültige Ablaufschema des Standard-Bauteiltests kann folgender Abb. 6-31 entnommen werden.

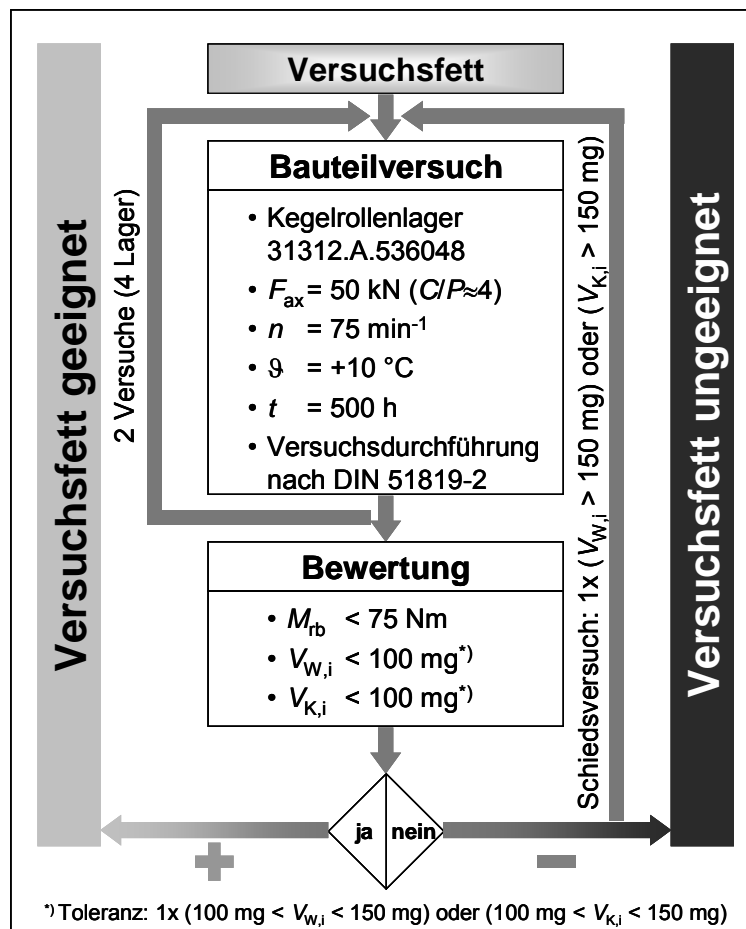


Abb. 6-31: Ablaufschema des Standard-Bauteiltests

Ziel eines zeit- und kostengünstigen Standardtests sollte die Minimierung der Versuchslaufzeit sowie der Versuchsanzahl sein. Vor diesem Hintergrund wurde das von *Gerstenberger* vorgeschlagene Verschleißkriterium, welches einen dritten Schiedsversuch bereits bei einer einzigen Überschreitung der Verschleißgrenze vorsieht (vergleiche Fett IX, Tabelle 6-8) im Rahmen dieser Arbeit angepasst:

- Die Prüfung gilt als bestanden, wenn alle Einzelwerte des Wälzkörper- ( $V_{w,i}$ ) und Käfigverschleißes ( $V_{k,i}$ ) unter 100 mg liegen, mit Ausnahme max. eines Einzelwertes. Dieser Verschleiß-Einzelwert darf den Grenzwert bis zu einem Wert von max. 150 mg überschreiten.
- Ein zusätzlicher Schiedsversuch erfolgt, wenn der den Grenzwert von 100 mg überschreitende Verschleiß-Einzelwert größer als 150 mg ist.
- Die Prüfung wird als nicht bestanden gewertet, wenn mehr als ein Einzelwert des Wälzkörper- oder Käfigverschleißes über 100 mg liegt.

### 6.2.6 Schmierfettkennwerte im Vergleich zu Ergebnissen der Standard-Bauteilversuche

Es soll nun überprüft werden, inwieweit sich das tribologische Verhalten der Versuchsfette bei isothermen Niedrigtemperaturen anhand ihres physikalischen und rheologischen Verhaltens charakterisieren lässt. Hierzu werden die in Kap. 5 ausführlich vorgestellten Laborkennwerte den Ergebnissen der Kegelrollenlagerversuche bei Standardbedingungen ( $C/P = 4$ ,  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta = +10 \text{ °C}$ ) gegenübergestellt.

Einen Vergleich der Ölabscheidung (DIN 51817, N), ermittelt bei einer Temperatur von  $+25 \text{ °C}$ , mit der durchschnittlich erreichten Laufzeit bei den Standardtests zeigt Abb. 6-32. Es handelt sich um die Temperatur, die nach den experimentellen Erfahrungen im Beharrungszustand bei den Standardtests der fettgeschmierten Kegelrollenlager in Kontaktnähe vorliegt.

Grundsätzlich besteht die Tendenz, dass eine hohe Ölabscheidung das Erreichen der maximalen Versuchslaufzeit begünstigt, da hierdurch die Versorgung der Kontaktstellen mit Schmierstoff insbesondere in der kritischen Einlaufphase gewährleistet werden kann. So geben die Kategorie I-Fette V und VI zum Teil deutlich mehr als 2% ihres Grundöls bei Normalprüfung (168 h) ab. Die Fette III und IX besitzen dagegen eher eine mittelmäßige Neigung zur Ölabgabe (ca. 0,7% bzw. 1%) und ermöglichen trotzdem das Erreichen der maximalen Versuchslaufzeit in allen Testläufen, im Falle des Fettes III allerdings verbunden mit einem sehr hohen Komponentenverschleiß. Nur das Fett V besitzt im Temperaturbereich um  $+10 \text{ °C}$  eine Ölabgabe, welche die für Rollenlageranwendungen nach dem „Ampelkonzept“ [66] bei idealer Einsatztemperatur mit 3 % definierte Menge erreicht bzw. überschreitet. Für eine ausreichende Schmierstoffversorgung der Kontaktoberflächen sorgen also offensichtlich auch weitere Fetteigenschaften, wie z.B. Konsistenz und Fließverhalten. Außerdem wird deutlich, dass Art, Zusammensetzung, Viskosität und Additivierung des in die Kontaktstelle gelangenden Schmierstoffes für die Reibungs- und Verschleißminderung durch Schmierfilm- und Triboschutzschichtbildung entscheidend sind.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass sich oben beschriebene Zusammenhänge über die nach FTG 2-Verfahren bestimmten Ölabscheidungen ebenso erkennen lassen. So besteht nach Tabelle 5-1 eine hohe Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen beider Laborverfahren.

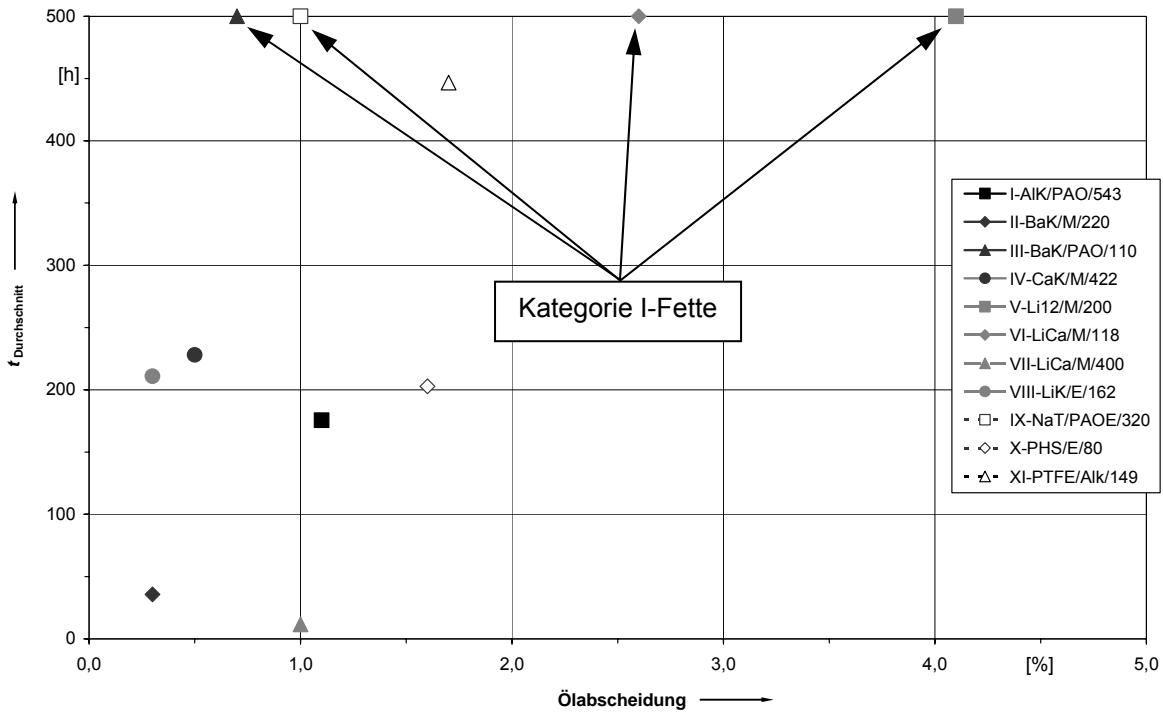


Abb. 6-32: Durchschnittliche Versuchslaufzeit im Vergleich zur statischen Ölabscheidung nach DIN 51817 (N, +25 °C)

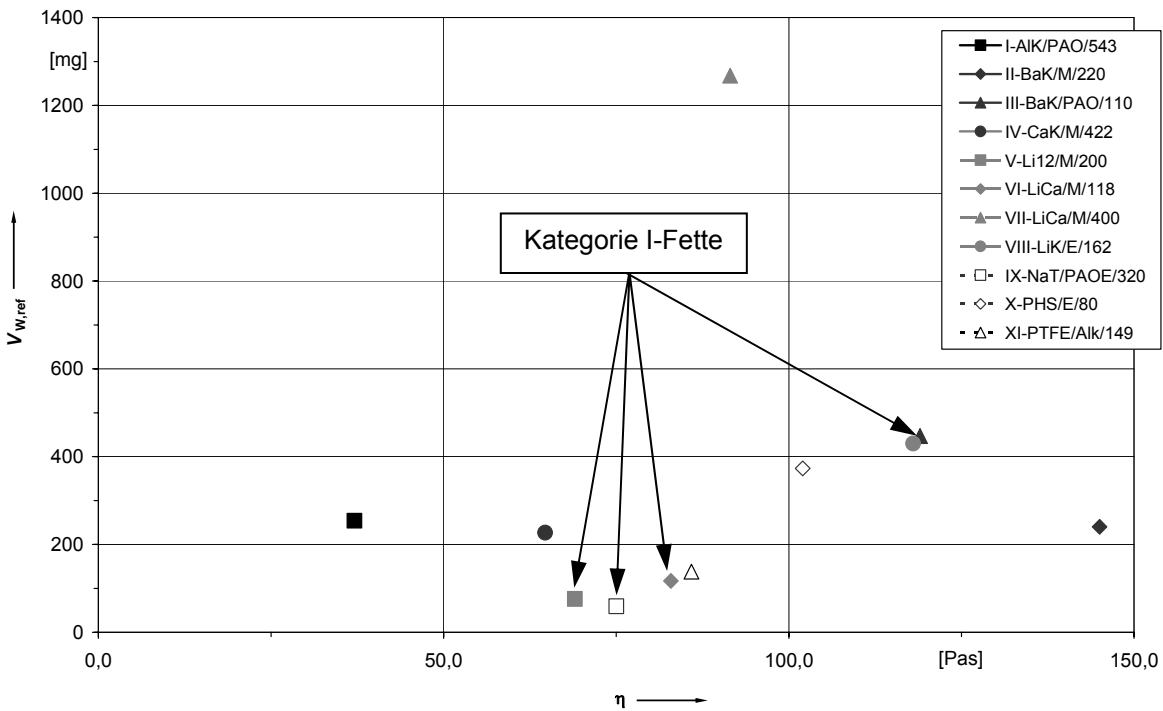


Abb. 6-33: Wälzkörper-Referenzverschleiß  $V_{W,ref}$  im Vergleich zur scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$  (Platte/Kegel-System, Komplettfette, +25 °C)

Neben der Ölabgabefähigkeit, die offensichtlich als Maß für die Grundölversorgung des Kontaktbereichs verwendet werden kann, lässt das Kältefließverhalten des Gesamtfettes als Kennwert für seine Migrationsfähigkeit ebenfalls einen Zusammenhang mit dem tribologischen Verhalten erkennen. Abb. 6-33 zeigt exemplarisch den im Rahmen der Standardtests ermittelten Wälzkörper-Referenzverschleiß in Abhängigkeit der scheinbaren dynamischen Viskosität der Gesamtfette, gemessen mit dem Platte/Kegel-System bei einer Temperatur von +25 °C. Vergleiche zwischen den bei Hochlauf gemessenen Fettschubspannungen (Fließkurvenmessungen) und dem Schmierfettverhalten im Bauteilexperiment liefern den nachfolgenden Ausführungen sehr ähnliche Zusammenhänge. Hier kommt die hohe Ergebniskorrelation beider Verfahren zum Tragen.

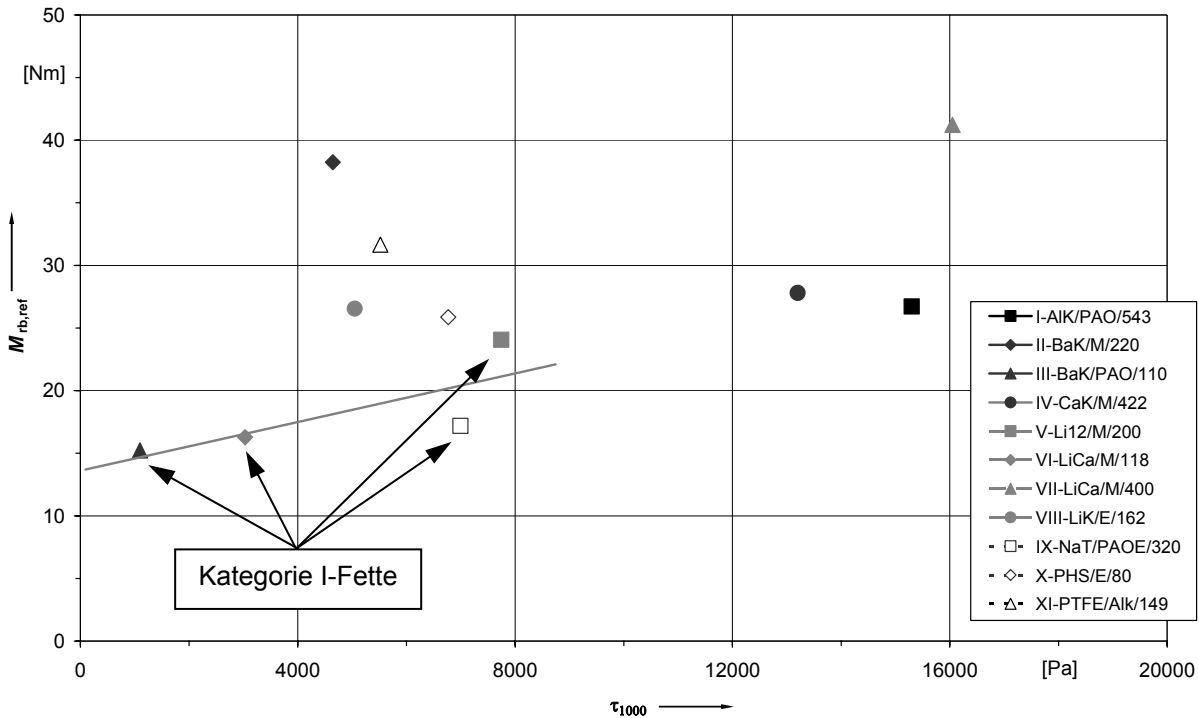
Tendenziell führt eine niedrige dynamische Viskosität (bzw. Schubspannung) der Grundöl/Verdicker-Kombinationen zu einem verbesserten Verschleißschutzvermögen, was prinzipiell zum Erreichen längerer Versuchslaufzeiten führt. Während die niedrigen Viskositätswerte insbesondere der Fette V und IX (Kategorie I) ihrem insgesamt guten Verhalten in den Bauteilexperimenten entsprechen - ebenso wie die Tendenz einer Verschleißzunahme mit steigender Gesamtviskosität für die weiteren Fette - überraschen die Fette I und IV (Kategorie II) durch ihre Kombination aus niedriger scheinbarer dynamischer Viskosität bei gleichzeitig niedrigem Verschleiß, obwohl sie im Dauerbetrieb in jeweils zwei Fällen vorzeitig durch Erreichen des Grenzmoments ausfielen. Da beide Fette ähnliche Ölabgaberraten wie die Kategorie I-Fette III und IX besitzen, scheint also weniger eine mangelnde Schmierstoffversorgung als ein schlechtes Reibungsverhalten im tribologischen Kontakt für den vorzeitigen Ausfall der Lagerung während der Einlaufphase ursächlich zu sein. Den Fetten I und IV gelingt also durch die Kombination aus Schmierfilm- und Reaktionsschichtbildung keine wirksame Reibwertminderung während der Einlaufphase.

Der Zusammenhang zwischen der Schubspannung des Gesamtfettes bei einer Scherrate von  $D_{SH} = 1000 \text{ s}^{-1}$ , ausgelesen aus den gemessenen Fließkurven mit dem Platte/Kegel-System bei einer Versuchstemperatur von +10 °C, und dem während der Kegelrollenlagerversuche bei Standardbedingungen ermittelten Reibmoment ist in Abb. 6-34 dargestellt.

In Kapitel 5.5.1 wurde erläutert, dass nach intensiver mechanischer Beanspruchung und einer daraus resultierenden Zerschering der Verdickerstruktur das Fließverhalten eines Schmierfettes durch das viskose Verhalten seines Grundöls stark beeinflusst wird. Somit gelten die nachfolgend gezeigten Zusammenhänge auch für die scheinbare dynamische Viskosität  $\eta$  des Grundöls und mit Einschränkung auch für die kinematische Grundölviskosität  $\nu_{40}$  (aufgrund des Zusammenhanges:  $\eta = \tau/D_{SH} \approx \nu \cdot \rho$ ).

Mit steigender Schubspannung und somit steigender dynamischer Viskosität zerscherter Grundöl/Verdicker-Struktur im Kontakt nimmt auch das durchschnittliche Reibmoment der Kegelrollenlager bei Standardbedingungen zu. Dieser Zusammenhang lässt sich insbesondere für die Fette der Kategorie I erkennen (III, V, VI, IX), da die ausgewerteten Messwerte hier im wesentlichen vom funktionierenden tribologischen System im Beharrungszustand geprägt werden und weniger durch eine gestörte Funktion insbesondere in der Einlaufphase. Bei den

Fetten II und VIII scheint eine mangelnde Kontaktstellenversorgung insbesondere durch niedrige Ölabgabe ursächlich für die hohen Reibmomente zu sein, die relativ niedrige Schubspannung der gescherten Verdickerstruktur kommt somit nicht zum Tragen.



**Abb. 6-34:** Gewichtetes Beharrungsreibmoment  $M_{rb,ref}$  im Vergleich zur Schubspannung  $\tau$  (Platte/Kegel-System, Fließkurven, +10 °C,  $D_{SH} = 1000 \text{ s}^{-1}$ )

Folgende Tabelle 6-9 gibt einen quantitativen Eindruck der Zusammenhänge zwischen den betrachteten Schmierfettkennwerten und den charakteristischen Messgrößen aus der dynamischen Prüfung. Hierzu wurden die Korrelationskoeffizienten nach *Pearson* bestimmt.

**Tabelle 6-9:** Korrelation der Laborkennwerte mit Dauerversuchsergebnissen

Korrelationskoeffizienten nach <i>Pearson</i>	alle Fette		Kategorie I-Fette	
	$M_{rb,ref}$	$V_{W,ref}$	$M_{rb,ref}$	$V_{W,ref}$
$v_{40 \text{ °C}}$	0,323	0,218	0,259	-0,628
Ölabscheidung, DIN 51817 (N, 25 °C)	-0,271	-0,320	0,851	-0,556
Ölabscheidung, FTG 2-Test (+10 °C)	-0,253	-0,121	0,468	-0,199
Walkpenetration DIN ISO 2137	0,031	-0,018	0,603	-0,815
$\eta$ (koax. Zylinder, Fett, $D=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 °C)	0,260	<b>0,469</b>	-0,421	<b>0,954</b>
$\eta$ (koax. Zylinder, Grundöl, $D=100 \text{ s}^{-1}$ , 25 °C)	<b>0,359</b>	-0,064	<b>0,791</b>	-0,539
$\eta$ (Platte/Kegel, Fett, $D=10 \text{ s}^{-1}$ , 25 °C)	0,211	<b>0,212</b>	-0,672	<b>0,984</b>
$\tau_{100,H}$ (Platte/Kegel, $D=100 \text{ s}^{-1}$ , Hochlauf)	0,695	<b>0,451</b>	-0,441	<b>0,748</b>
$\tau_{100,R}$ (Platte/Kegel, $D=100 \text{ s}^{-1}$ , Rücklauf)	<b>0,380</b>	0,356	<b>0,783</b>	-0,874
$\tau_{1000}$ (Platte/Kegel, $D=1000 \text{ s}^{-1}$ , Hochlauf)	<b>0,513</b>	0,445	<b>0,773</b>	-0,831

Als Fazit des Vergleiches zwischen Labor- und Bauteilergbnissen lässt sich festhalten, dass mit dem Ölabgabe- und dem Kälteviskositätsverhalten der Grundöl/Verdicker-Kombinationen zwei Messgrößen in Abhängigkeit der Betriebstemperatur bestimmt werden können, die eine

Aussage über die Güte der Kontaktstellenversorgung erlauben. Je höher die Ölabgabe und je niedriger die dynamische Viskosität des Fettes bei Betriebstemperatur ist, desto besser werden grundsätzlich die Wälzlager-Kontaktstellen mit Schmierstoff versorgt. Mit den Fließeigenschaften des scherbeanspruchten Gesamtfettes bzw. dem Kälteviskositätsverhalten des additivierten Grundöls lassen sich darüber hinaus Rückschlüsse auf die durch Schmierstoffschermung im Kontakt verursachten Reibungsanteile ziehen. Einschränkend ist anzumerken, dass mangels Kenntnis des Verdickeranteils diese gerade für das Tieftemperaturverhalten von Schmierfetten wichtige Kenngröße im Rahmen dieser Arbeit genauso wenig analysiert werden konnte, wie das Wirk- und Ansprechverhalten der in den Schmierfetten verwendeten Additive. Hier wäre für zukünftige Arbeiten der Einsatz von Modellfetten mit gezielter Variation der Einflussparameter wünschenswert.

Insgesamt zeigen die hier vorgestellten Vergleiche, dass eine Abschätzung des zu erwartenden Schmierfettverhaltens im Dauerbetrieb bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen durch alleinige Betrachtung einer einzelnen physikalischen Fettkenngröße nicht möglich ist. Außerdem erweist es sich nach Gegenüberstellung der Ergebnisse als schwierig, das dynamische Schmierfettverhalten ausschließlich durch im Labor ermittelte Kennwerte sicher und eindeutig vorherzusagen. Hierfür sind Bauteilprüfungen in Form von Standardtests, wie im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelt, nach dem heutigen Stand des Wissens unausweichlich. Dennoch lassen sich insbesondere im Entwicklungsstadium eines Schmierfettes wertvolle Hinweise über das zu erwartende Verhalten im Wälzlager gewinnen. Dadurch kann man kosten- und zeitintensive Bauteilversuche auf ein notwendiges Minimum reduzieren.

### 6.2.7 Diskussion und Zusammenfassung

Auf der Basis umfangreicher Bauteilexperimente konnte ein Standardtest zur Beurteilung der Schmierfetteignung bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen definiert werden. Die als Ergebnis früherer Forschungsarbeiten vorgeschlagene Parameterkombination (Versuchslager 31312.A,  $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ ,  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta = +10 \text{ °C}$ ,  $t = 500 \text{ h}$ ) ist nach den Versuchsergebnissen für eine eindeutige Differenzierung der Funktion handelsüblicher Wälzlagerschmierfette bei den vorliegenden Betriebsbedingungen geeignet.

Eine intensive Verschleiß- und Profilanalyse der Lagerkomponenten führt zu dem Ergebnis, dass denjenigen Fetten, die höchstens in einem Einzelfall eine moderate Überschreitung (bis 150 mg) der Wälzkörper- und Käfigverschleißgrenze von 100 mg verursachen, angesichts der extremen Betriebsbedingungen eine befriedigende Eignung attestiert werden kann. Hersteller und Anwender fettgeschmierter Lagerungen müssen bei der Systemauslegung dennoch berücksichtigen, dass auch für die laut Standardtest geeigneten Fette im Praxiseinsatz unter isothermen Niedrigtemperaturbedingungen eine verschleißbedingte Lebensdauerreduzierung gegenüber der nominell berechneten zu erwarten ist.

Die mit den Fetten III (BaK/PAO/110), V (Li12/M/200), VI (LiCa/M/118) und IX (NaT/PAOE/320) geschmierten Versuchslager (Kategorie I) erreichten in allen drei

Versuchsläufen die maximale Laufzeit von 500 h. Bei Einsatz der übrigen Fette (Kategorie II) fielen die Kegelrollenlager in ein bis drei Versuchsläufen durch Überschreitung des Grenzmomentes von 75 Nm vorzeitig aus. Als besonders ungeeignet erwiesen sich die beiden Fette II (BaK/M/220) und VII (LiCa/M/400).

Das durchschnittliche Beharrungsreibmoment der fettgeschmierten Kegelrollenlager wird grundsätzlich durch die dynamische Viskosität des Grundöl/Verdicker/Additiv-Systems im gescherten Zustand beeinflusst. Deshalb lassen sich durch Labor-Screeningtests zu Fließeigenschaften des scherbeanspruchten Gesamtfettes bzw. zum Kälteviskositätsverhalten additiver Grundöle Rückschlüsse auf die durch Schmierstoffscherung im Bauteilkontakt verursachten Reibungsanteile ziehen.

Die Auswertung des gravimetrisch ermittelten Verschleißes gibt einen Hinweis darauf, dass zu Beginn des Lagerbetriebes der Verschleiß an den belasteten gleit- und damit stark scherungsbeanspruchten Oberflächen des Rolle/Bord-Kontaktes höher als derjenige an den wälzbeanspruchten Kontaktflächen der Kegelrollenlager ist. Mit zunehmender Betriebsdauer dominiert dann die Verschleißgeschwindigkeit an den Wälzkontakten zwischen Kegelrollen und Lagerringen, wobei sich insbesondere die Außenringlaufbahnen als verschleißkritisch herausstellen. Hierfür ist die im Vergleich zur inneren Laufbahn durchschnittlich um ca. 15 K niedrigere Betriebstemperatur in Kontaktnähe verantwortlich, was im realen System zur Ausbildung einer geringeren Schmierfilmhöhe und ggf. zu einer Minderung der Reaktivität von Schmierstoffzusätzen führt.

Eine unzureichende Kontaktstellenversorgung mit Schmierstoff, bedingt durch eine geringe Ölabgabe sowie hohe dynamische Viskosität und Konsistenz des Gesamtfettes, kann als häufige Ursache für vorzeitig durch starke Reibung und hohen Einlaufverschleiß der Kontaktflächen ausfallende Lagerungen genannt werden. Labortests zum Ölabgabe- und Kälteviskositätsverhalten der Grundöl/Verdicker-Kombinationen in Abhängigkeit der Betriebstemperatur erlauben somit eine ggf. vorab zu bestimmende Aussage über die Güte der Kontaktstellenversorgung. Liegt eine ausreichende Schmierstoffmenge im *Hertz*schen Kontakt vor, so erweist sich eine sehr hohe Beimengung an Phosphor als wirksame Additivierung zur Bildung einer stabilen Triboschutzschicht. Als ebenfalls wirksam erweist sich bei niedrigen Betriebstemperaturen eine hohe Beimengung an Festschmierstoffen, wie insbesondere heute kommerziell nicht mehr einsetzbare Bleizusätze sowie PTFE und  $\alpha$ -Bornitrid.

Entscheidend für die dauerhafte Funktion der fettgeschmierten Kegelrollenlager bei isothermen Niedrigtemperaturen sind zusammenfassend zwei Prozesse:

- Innerhalb der Einlaufphase des Systems aus Wälzlager und Schmierfett, welche über eine Zeitdauer von bis zu 100 h anhalten kann, muss durch wirksames Nachfließen an Schmierstoff für eine ausreichende Trennung der Kontaktpartner gesorgt werden. Daraus resultiert in Kombination mit frühzeitig ansprechenden Schmierfettzusätzen eine moderate Reibung an den Kontaktstellen, ebenso wie ein wirksamer Verschleiß-



schutz, der einen über den normalen Einlaufverschleiß hinausgehenden Materialabtrag verhindert.

- Mit zunehmender Laufzeit (Beharrungsphase) ist die Ausbildung einer Schutzschicht ausreichender Tragfähigkeit, neben der ausreichenden Nachversorgung mit Schmierstoff zum Schmierfilmaufbau, von entscheidender Bedeutung für den dauerhaft wirksamen Verschleißschutz. Dies gilt insbesondere für die wälzbeanspruchten Kontaktflächen. Insofern kommt hier den Additiven und Festschmierstoffzusätzen neben den rheologischen und physikalischen Schmierfetteigenschaften eine große Bedeutung zu.

### **6.3 Langzeitversuche (Kegelrollenlager) zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze (LTPL)**

Das im Rahmen dieser Arbeit endgültig formulierte Standard-Prüfverfahren (Kap. 6.2.5) sieht eine konstant isotherme Betriebstemperatur von +10 °C vor. Hierdurch besteht die Möglichkeit zur experimentellen Auswahl geeigneter Wälzlagerschmierfette für den dauerhaften Niedrigtemperatureinsatz in Lagern mit Linien- und Gleitkontakten. Durch Variation der isotherm anliegenden Betriebstemperatur kann außerdem experimentell die individuelle untere Betriebstemperaturgrenze eines Schmierfettes (LTPL, siehe Kap. 2.1) bestimmt bzw. das Schmierfettverhalten bei bekannten Einsatzbedingungen vor Erteilung der Freigabe eines Schmierfettes durch Hersteller oder Anwender überprüft werden.

In Stichproben wurden derartige Versuche mit den beiden besten und schlechtesten Versuchsfetten nach den Ergebnissen der Standardtests unternommen. Dabei handelt es sich um die Kategorie I-Fette V (Li12/M/200) und IX (NaT/Alk/320) sowie die Fette II (BaK/M/220) und VII (LiCa/M/400) der Kategorie II. Die Ergebnisse dieser Experimente sind in folgender Tabelle 6-10 zusammengefasst. Die Versuchsschriebe zu allen Läufen sind in Kapitel 10.2 des Anhangs aufgeführt. Die grau schattierten Zeilen beinhalten die Daten bei der jeweilig experimentell bestimmten Grenztemperatur. Die Ergebnisse beruhen auf jeweils einem Versuchslauf pro Parameterkombination. Zum Vergleich sind die bei Standardbedingungen ermittelten Messergebnisse in der Tabelle mit aufgeführt.

Es fällt auf, dass die jeweils experimentell bestimmte Betriebstemperaturgrenze für die vier Fette in einem Bereich von  $\pm 10$  K um die für das Standardverfahren definierte Betriebstemperatur (+10 °C) schwankt. Wie in Kap. 7.2 noch gezeigt wird, führt eine um 10 K erhöhte Versuchstemperatur (+10 °C  $\rightarrow$  +20 °C) im Falle der Fette VII und IX bei einem Lastverhältnis  $C/P = 4$  zu einem Anstieg der gemessenen Schmierfilmhöhe um ca. 40 %. Die Kontaktstellenversorgung, gekennzeichnet durch Ölabgabe und dynamische Schmierstoffviskosität, wird also bereits bei kleinen Temperaturänderungen deutlich beeinflusst. Gleichzeitig ist davon auszugehen, dass sich die Reaktivität der Schmierstoffzusätze mit dem Überschreiten bestimmter Temperaturgrenzen ebenfalls stark verändert.

**Tabelle 6-10:** Ergebnisübersicht der Grenztemperaturversuche (31312.A,  $C/P = 4, 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $-5 \text{ °C} \dots +10 \text{ °C}$ )

Fett	$\vartheta$ [°C]	$t$ [h]	$M_{rb}$ [Nm]	$V_{w,ref}$ [mg]	$V_{k,ref}$ [mg]
II-BaK/M/220	+10 <sup>*)</sup>	35,8	38,24	254	108
	+15	21,8	47,32	722	229
	<b>+17,5</b>	<b>500,0</b>	<b>30,58</b>	<b>66</b>	<b>71</b>
	+20	500,0	18,38	91	33
V-Li12/M/200	-10	3,2	52,74	859	703
	-5	1,1	50,05	5909	3409
	<b>0</b>	<b>500,0</b>	<b>26,03</b>	<b>77</b>	<b>16</b>
	+10 <sup>*)</sup>	500,0	24,06	76	39
VII-LiCa/M/400	+10 <sup>*)</sup>	11,7	41,22	1268	363
	+15	1,9	42,29	3158	526
	+17,5	8,2	38,98	701	701
	<b>+20</b>	<b>500,0</b>	<b>22,65</b>	<b>33</b>	<b>11</b>
IX-NaT/PAOE/320	-5	35,5	45,43	338	120
	0	12,6	49,30	218	476
	<b>+5</b>	<b>500,0</b>	<b>25,66<sup>**)</sup></b>	<b>58</b>	<b>41</b>
	+10 <sup>*)</sup>	500,0	17,19	59	35

<sup>\*)</sup> Messdatenauswertung auf Basis von drei Versuchsläufen, vergleiche Kap. 6.2

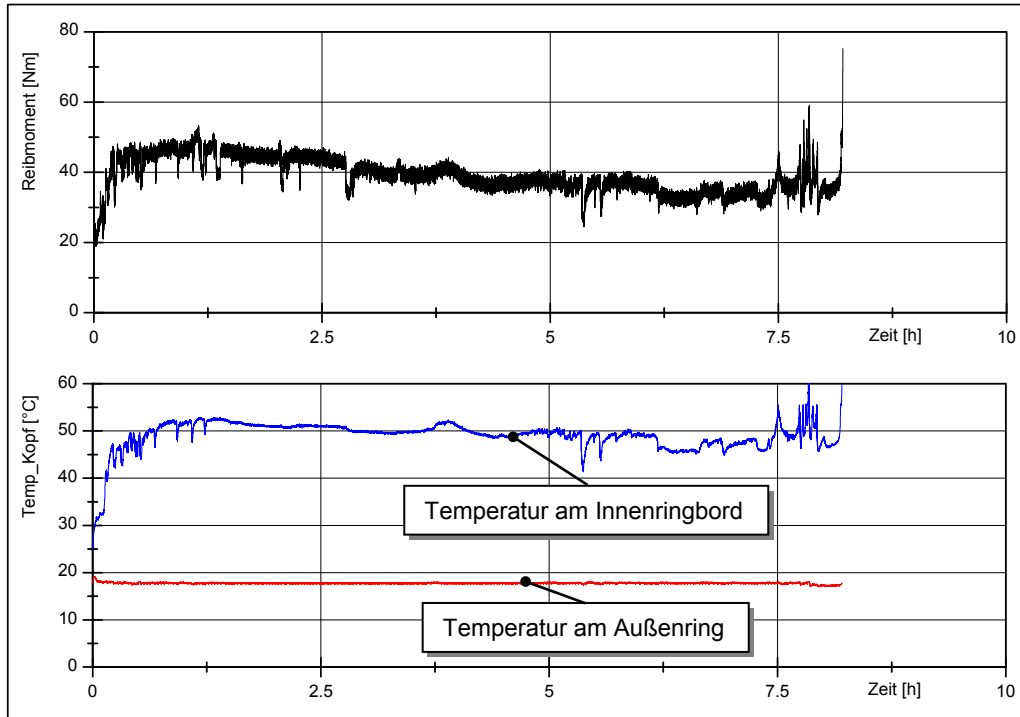
<sup>\*\*)</sup> unvollständige Messwerterfassung

Trotz im Rahmen dieser Arbeit nicht unternommener Wiederholmessungen lassen die bei den Temperaturgrenzen ermittelten Referenzverschleißwerte insbesondere an den Wälzkörpern darauf schließen, dass in der Tat jeweils ein ausreichender Verschleißschutz der Schmierfette gewährleistet ist. So liegen die Verschleißwerte mit 33 mg (Fett VII, +20 °C) bis 77 mg (Fett V, 0 °C) in ausreichendem Abstand zum bereits eingehend diskutierten Verschleiß-Grenzwert von 100 mg. Die für den Standardtest definierten Vorschriften zur Versuchsdurchführung und -auswertung besitzen also auch bei Variation der Testtemperatur allgemeine Gültigkeit, sodass mit Hilfe des Testverfahrens eine experimentelle Bestimmung des LTPL möglich ist.

Exemplarisch sei nun das Betriebsverhalten fettgeschmierter Kegelrollenlager in Abhängigkeit der Betriebstemperatur am Beispiel des Fettes VII diskutiert (Abb. 6-35, Abb. 6-36). Bei den Versuchen zur Bestimmung der unteren Betriebstemperaturgrenze wurde zusätzlich zur stationären Außenringtemperatur des kopfseitigen Lagers auch die Temperatur nahe dem Rolle/Bord-Kontakt gemessen. Hierzu wurde ein NiCr-Ni-Thermoelement unmittelbar am Innenringbord (Abstand Messspitze – Bordfläche ca. 0,2 mm) appliziert.

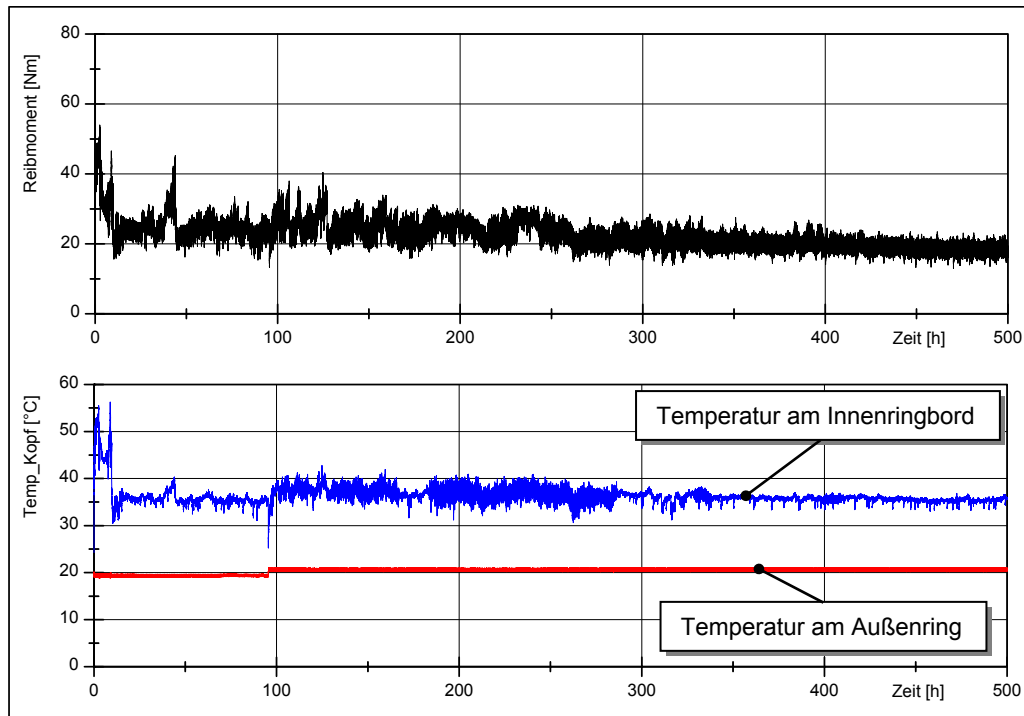
Bei Einsatz des Versuchsfettes VII (LiCa/M/400) bei einer isotherm geregelten Temperatur von +17,5 °C kam es nach 8,2 Betriebsstunden zum Ausfall der Kegelrollenlager durch Überschreitung des Grenzmomentes von 75 Nm, wie Abb. 6-35 zu entnehmen ist. Während die Temperatur am Lageraußenring aufgrund der hohen Regelgenauigkeit relativ konstant auf der Solltemperatur verharrt, folgt die Temperatur am Lagerinnenringbord qualitativ sehr genau dem Reibmomentverlauf. Die lokalen Temperaturerhöhungen, welche durch die hohe Einlaufreibung verursacht werden und im Falle des Fettes VII bei einer Außenringtemperatur von +17,5 °C im Mittel um 30 - 35 K über dieser liegen, reichen offensichtlich nicht für eine nachhaltige Stabilisierung des Schmierzustandes durch ein temperaturbedingt

verbessertes Nachfließ- bzw. Fetttransportverhalten aus. Für ein ausreichendes Schmierstoffangebot durch Ölseparation und intermittierenden Einzug von Fettsegmenten in die Kontaktbereiche muss vielmehr bei der systemseitig anliegenden Betriebstemperatur (hier annähernd die Außenringtemperatur) durch das Fett gesorgt werden. Im vorliegenden Fall ist das Fett VII bei einer Temperatur von  $+17,5\text{ °C}$  nicht zu einer ausreichenden Schmierstoffversorgung in der Lage, sodass die Lagerung letztlich durch Mangelschmierung ausfällt.



**Abb. 6-35:** Grenztemperaturversuch Fett VII (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75\text{ min}^{-1}$ ,  $+17,5\text{ °C}$ )

Bei einer gegenüber obigem Versuchslauf um  $2,5\text{ K}$  auf  $+20\text{ °C}$  gesteigerten isothermen Betriebstemperatur kann durch ausreichendes Schmierstoffangebot während der Einlaufphase eine Überschreitung des Grenzmomentes dagegen verhindert werden. Auch hier treten Temperaturspitzen nahe dem Innenringbord von ca.  $+55\text{ °C}$  auf, bei entsprechend hohem und schwankendem Reibmoment. Nach ca. 10 Betriebsstunden sinken Reibmoment und Innenringtemperatur schlagartig ab und im weiteren Verlauf des Lagerbetriebes tritt eine zunehmende Stabilisierung der Betriebsverhältnisse ein (Abb. 6-36). Es ist davon auszugehen, dass ab diesem Zeitpunkt eine stabile tribochemische Reaktionsschicht zusätzlich zum Schmierfilm für eine reibungs- und verschleißmindernde Trennung der Kontaktflächen sorgt. Wie schon durch *Gerstenberger* beobachtet, liegen die Temperaturen an den Innenringborden bei Beharrung ca.  $15\text{ K}$  über der isotherm anliegenden Außenringtemperatur. Dieser Zusammenhang erwies sich bei den hier vorgestellten Experimenten als weitestgehend unabhängig vom Absolutwert der geregelten Außenringtemperatur.



**Abb. 6-36:** Grenztemperaturversuch Fett VII (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $75 \text{ min}^{-1}$ ,  $+20 \text{ °C}$ )

In folgender Tabelle 6-11 sind die Reibungs- und Verschleißwerte der fettgeschmierten Kegelrollenlager bei anliegen der experimentell bestimmten Betriebstemperaturgrenze ebenso aufgeführt, wie Ergebnisse der Labortests bei vergleichbaren Temperaturen.

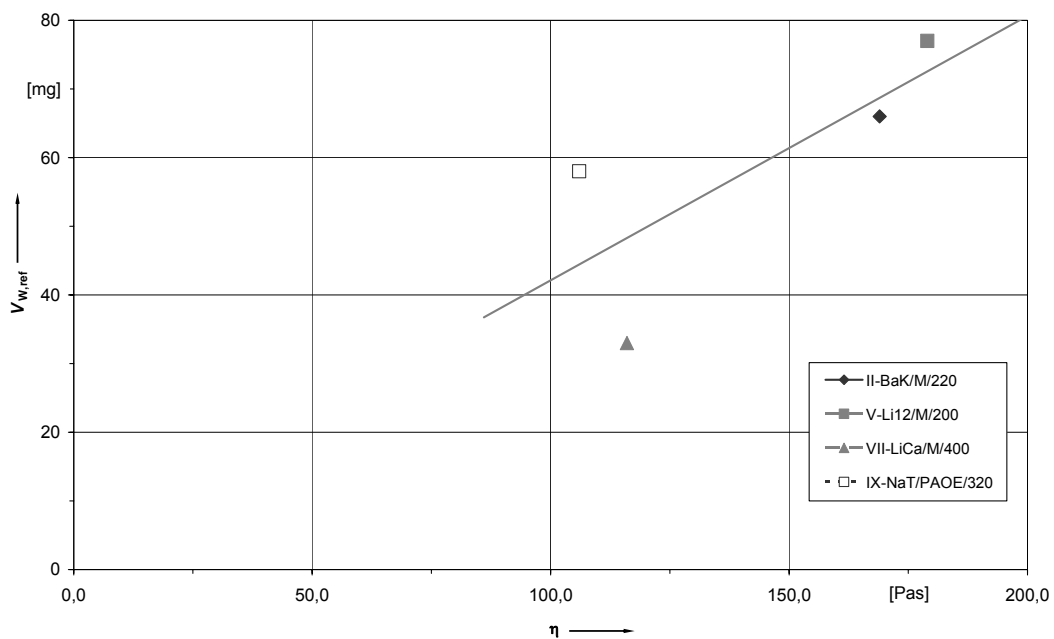
**Tabelle 6-11:** Ergebnisse der Labor- und Bauteiltests bei jeweiliger Grenztemperatur

Kennwert		II-BaK/M/220	V-Li12/M/200	VII-LiCa/M/400	IX-NaT/PAOE/320	
Basisdaten	Kennzeichnung	KP2R-15	KP2K-20	KP2K-20	KP2R-40	
	Dickungsmittel	Ba-K	Li-12-OH	Li-Ca	Na-terephthalat	
	Grundölar	Mineral	Mineral	Mineral	PAO/Ester	
	NLGI-Klasse	2	2	2	2	
	$v_{40} \text{ °C}$	[ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	220	200	400	320
	Kalzium	[mg/Kg]	19	616	14072	39
	Bor	[mg/Kg]	0	11	1	0
	Blei	[mg/Kg]	0	4559	0	0
	Zink	[mg/Kg]	2	492	7672	0
	Molybdän	[mg/Kg]	0	0	0	0
Phosphor	[mg/Kg]	4	44	89	3887	
Labor-Kennwerte	Ölabscheidung, DIN 51817 (N, $\vartheta_{\text{grenz}}+15 \text{ K}$ )	[%]	0,5	2,4	1,5	0,7
	$\eta$ (koax. Zylinder, Grundöl, $D_{\text{SH}}=100 \text{ s}^{-1}$ , $\vartheta_{\text{grenz}}+15 \text{ K}$ )	[Pas]	0,6	k.A.	0,4	0,8
	$\eta$ (Platte/Kegel, Fett, $D_{\text{SH}}=10 \text{ s}^{-1}$ , $\vartheta_{\text{grenz}}$ )	[Pas]	169,0	179,0	116,0	106,0
Bauteilversuche	<b>Grenztemperatur</b>	[°C]	<b>17,5</b>	<b>0,0</b>	<b>20,0</b>	<b>5,0</b>
	Durchschnittliches Beharrungsreibmoment	[Nm]	30,6	26,0	22,7	25,7
	Wälzkörper-Referenzverschleiß	[mg]	66	77	33	58

Das Ölabgabeverhalten der Versuchsfette ist im Bereich der experimentell bestimmten Betriebstemperaturgrenze sehr unterschiedlich ausgeprägt. So beträgt die Ölabgabe des Fettes II bei  $+32,5 \text{ °C}$  geringe 0,5 %, wohingegen das Fett V mit einer Ölabgabe von 2,4 % bei  $+15 \text{ °C}$  der laut „Ampeltheorie“ geforderten Mindestabgabemenge von 3 % für Lager mit Linienberührung nahe kommt. Die scheinbare dynamische Viskosität der Gesamtfette liegt zwischen 106 Pa·s (Fett IX) und 179 Pa·s (Fett II) bei Betriebsgrenztemperatur, wobei die

dynamische Grundölviskosität Werte zwischen 0,4 Pa·s (Fett VII) und 0,8 Pa·s (Fett IX) einnimmt.

Grundsätzlich lässt sich anhand der hier aufgeführten Schmierfett-Laborkennwerte (ermittelt bei unterschiedlichen Temperaturen) folgern, dass in der Tat ein Mindestmaß an Migrationsvermögen durch die Fette gewährleistet sein muss, damit die Funktion der Wälzlagerung durch ausreichende und andauernde Schmierstoffversorgung der Kontaktstellen gewährleistet ist. Als Indikatoren hierfür können die statische Ölabgabe nach DIN 51817 (N) sowie die gemessene dynamische Viskosität des Gesamtfettes (z.B. Platte/Kegel-System) herangezogen werden. Die individuellen Grenzen für eine dauerhafte Schmierfunktion sind jedoch offensichtlich abhängig von der jeweiligen Verdicker/Grundöl/Additiv-Kombination. Ohne Bildung einer wirksamen Triboschutzschicht bei der vorherrschenden Betriebstemperatur ist eine dauerhafte Funktion der Lagerung nicht zu gewährleisten. Dies scheint bei Fett II (Bak/M/220) z.B. ab einer Temperatur von +17,5 °C der Fall zu sein, sodass die Kegelrollenlager mit tolerablem Verschleiß die maximale Versuchslaufzeit erreichen können, obwohl dynamische Fettviskosität und Ölabgabe dieses Fettes eine im Vergleich zu den weiteren Schmierstoffen bei Betriebstemperaturgrenze nur moderate Migrationsneigung detektieren. Hierin könnte jedoch die Begründung für den vergleichsweise hohen Wälzkörperverschleiß der mit diesem Fett bei +17,5 °C betriebenen Versuchslager liegen, wie Abb. 6-37 verdeutlicht. Die in dieser Abbildung gegenübergestellten Verschleißwerte in Abhängigkeit der bei jeweiliger Grenztemperatur (bei der die Lagerung gerade noch den Testlauf übersteht) ermittelten Schmierstoffviskosität bestätigen den bereits in Kap. 6.2.6 erläuterten Zusammenhang zwischen gravimetrischem Bauteilverschleiß und dynamischer Fettviskosität (Korrelationskoeffizient nach *Pearson*:  $r = 0,759$ ).



**Abb. 6-37:**  $V_{W,ref}$  ( $\vartheta_{grenz}$ ) im Vergleich zur scheinbaren dynamischen Viskosität  $\eta$  (Platte/Kegel-System, Komplettfette,  $\vartheta_{grenz}$ )

Eine definitive Vorhersage der unteren Gebrauchstemperaturgrenze ist weder durch alleinige Betrachtung der statischen Ölabgabe noch des Kälteviskositätsverhaltens möglich. Es lassen sich jedoch Temperaturbereiche abschätzen, insbesondere wenn gleichzeitig Reaktionsvermögen und Funktion der vorhandenen Schmierstoffzusätze in Abhängigkeit der Temperatur bekannt sind. Für eine exakte Bestimmung der individuellen Temperatureinsatzgrenze eines Schmierfettes sind somit Wälzlagerversuche, in denen real vorliegende Betriebsbedingungen simuliert werden, nach dem heutigen Stand des Wissens unverzichtbar. Allerdings könnten durch gezielte Forschungsarbeiten die im Rahmen dieser Arbeit aufgedeckten Korrelationen zwischen Labor- und Bauteilverhalten gezielt weiteruntersucht und somit die Vorhersagegenauigkeit der Screeningtests weiter verbessert werden. Hierzu wäre der Einsatz von Modellschmierstoffen bei gezielter Variation einzelner Schmierstoffparameter notwendig.

Es lässt sich abschließend anhand der hier vorgestellten Versuchsreihen feststellen, dass

- die untere Betriebstemperaturgrenze (LTPL) durch Variation der Außenringtemperatur mit Hilfe des entwickelten Standard-Prüfverfahrens sicher bestimmt werden kann, wobei die Vorschriften zur Versuchsdurchführung und –auswertung allgemeine Gültigkeit besitzen;
- Labor-Fettuntersuchungen zum Ölabgabe- und Kälteviskositätsverhalten nach heutigem Stand für eine grobe Abschätzung der unteren Temperaturgrenzbereiche herangezogen werden können, wobei die Genauigkeit insbesondere durch Kenntnis des temperaturabhängigen Verhaltens der Schmierstoffzusätze gesteigert werden kann;
- die experimentell bestimmten Gebrauchstemperaturgrenzen für die vier untersuchten Fette in einem Temperaturspektrum von  $+10\text{ °C} \pm 10\text{ K}$  liegen, sich kleine Temperaturänderungen also sehr stark auf die Kontaktstellenversorgung und Reaktionsschichtbildung auswirken;
- lokale Temperaturerhöhungen in Kontaktnähe von bis zu 35 K gegenüber der jeweiligen Testtemperatur nicht für eine Stabilisierung des Schmierungszustandes durch ein verbessertes Nachfließverhalten während der Einlaufphase ausreichen;
- die Temperaturen an den Innenringkontakten bei Beharrung ca. 15 K über der isotherm anliegenden Außenringtemperatur liegen, unabhängig von deren Absolutwert.

## 7 Funktions-Bauteilexperimente zum Reibungs- und Schmierungsverhalten

Das drehzahlabhängige Reibungsverhalten der fettgeschmierten Kegelrollenlager bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen unter dem Einfluss von Last und Betriebstemperatur wird in diesem Kapitel ebenso diskutiert wie der Schmierfilmaufbau an den Wälz- und Gleitkontaktstellen. Es werden insbesondere diejenigen Fette, die im isothermen Dauerbetrieb ein sehr unterschiedliches Betriebsverhalten zeigen, zur Erweiterung der Erkenntnisse herangezogen. Für die Analysen kommen Messsysteme zur Bestimmung des *ohmschen* Übergangswiderstandes sowie zur Schmierfilmhöhenbestimmung mittels induktiver Wegsensoren zum Einsatz. Diese Systeme und Messverfahren wurden in den Kapiteln 4.1.1 und 4.1.2 bereits ausführlich beschrieben.

### 7.1 Start-Betriebsverhalten unter Standardbedingungen

Die nachfolgend diskutierten Ergebnisse wurden in Funktionsversuchen mit fettgeschmierten Kegelrollenlagern nach dem in folgender Abb. 7-1 dargestellten Schema bei Variation der in der Abbildung angegebenen Versuchsfette gewonnen. Die Drehzahlrampen sollen zum Verständnis des Reibungs- und Schmierungszustandes unter den im Rahmen dieses Forschungsprojektes definierten Standard-Testparametern dienen.

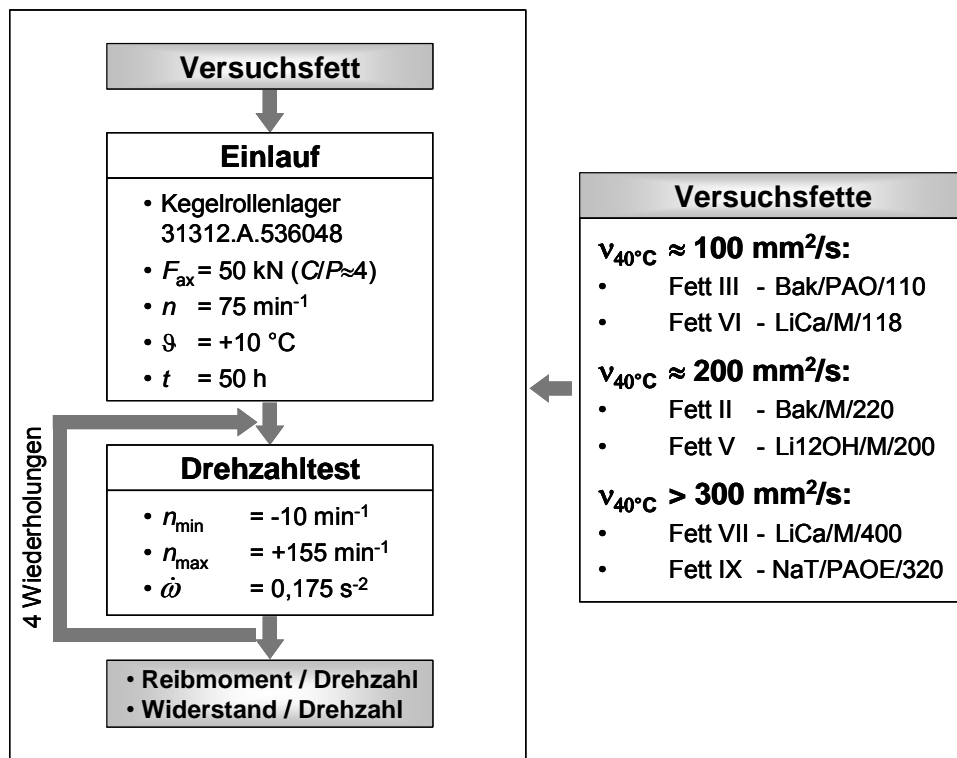
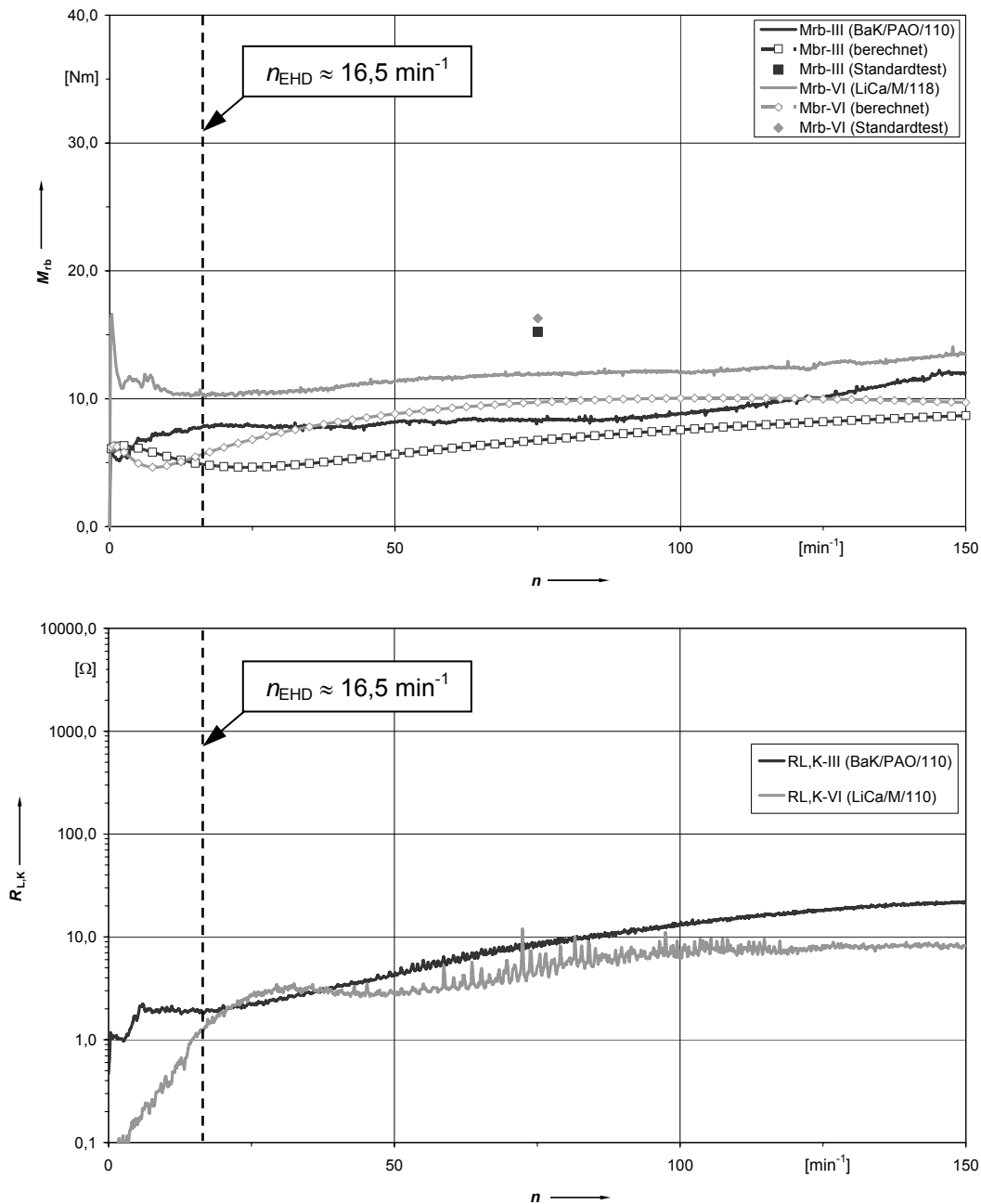


Abb. 7-1: Schema und Versuchsfettauswahl für die Funktionstests „Hochlaufkurven“

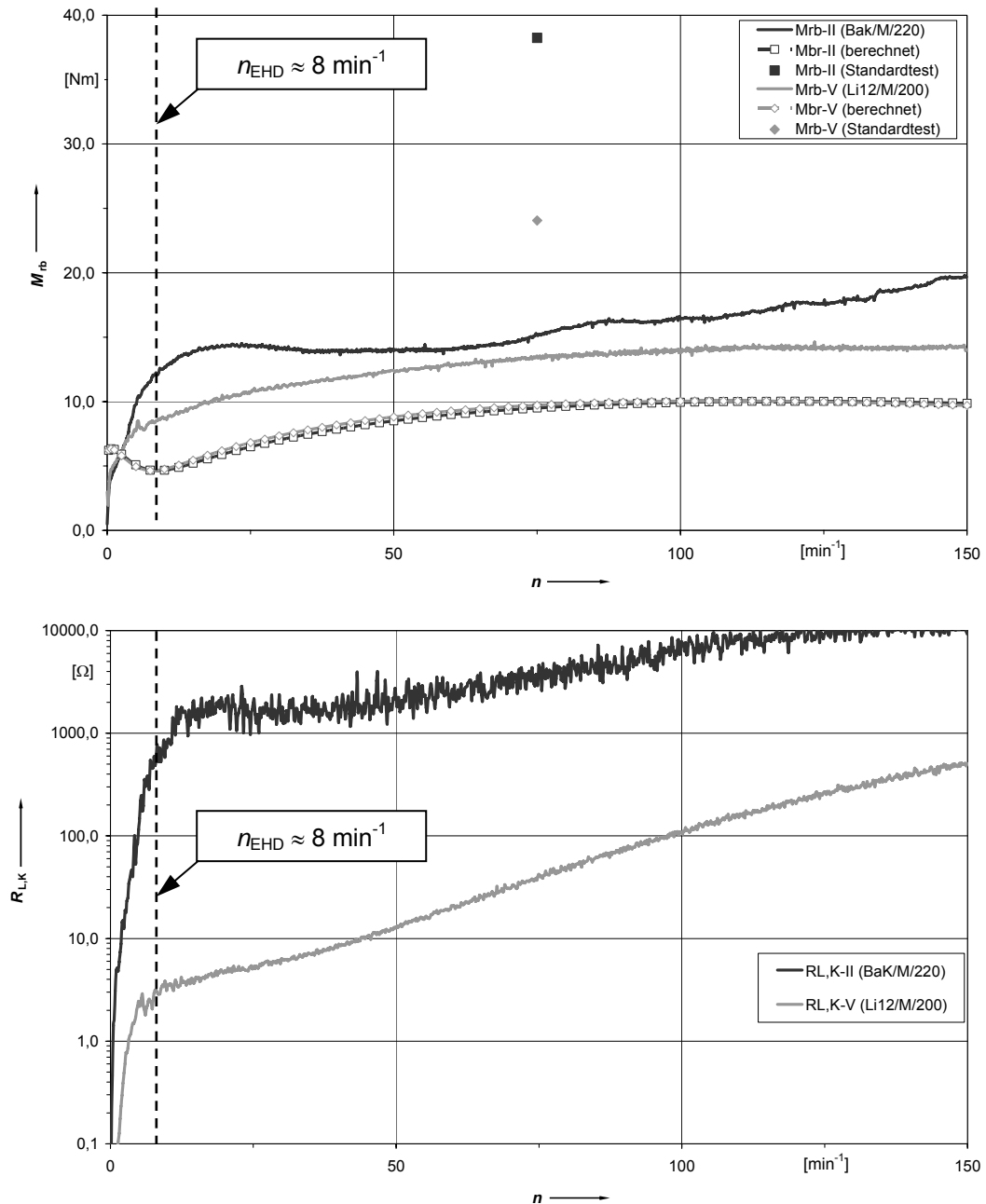
Bei Auswahl der Versuchsfette wurde gezielt auf eine Variation der Grundölviskosität geachtet, um Einflüsse insbesondere der dynamischen Viskosität (vergleiche Kapitel 5.3.3, 5.5) ggf. detektieren zu können. Die gemessenen und nach *SKF* [92] berechneten Reibmomente sowie die Übergangswiderstände in Abhängigkeit der Drehzahl sind in den folgenden Abb. 7-2 bis Abb. 7-4 dargestellt (Messwerte jeweils gemittelt aus fünf Versuchsläufen). Ebenso in die Diagramme eingetragen ist die nach *Brändlein et al.* [10] berechnete Übergangsdrehzahl  $n_{\text{EHD}}$ , ab der theoretisch das Ende des Mischreibungsgebietes erreicht ist, da das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  hier den Wert 1 überschreitet.



**Abb. 7-2:** Betriebsreibmoment  $M_{\text{rb}}$  und Übergangswiderstand  $R_{\text{L,K}}$  in Abhängigkeit der Drehzahl für die Fette III und VI ( $\nu_{40^\circ\text{C}} \approx 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) bei Standard-Testbedingungen (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ )



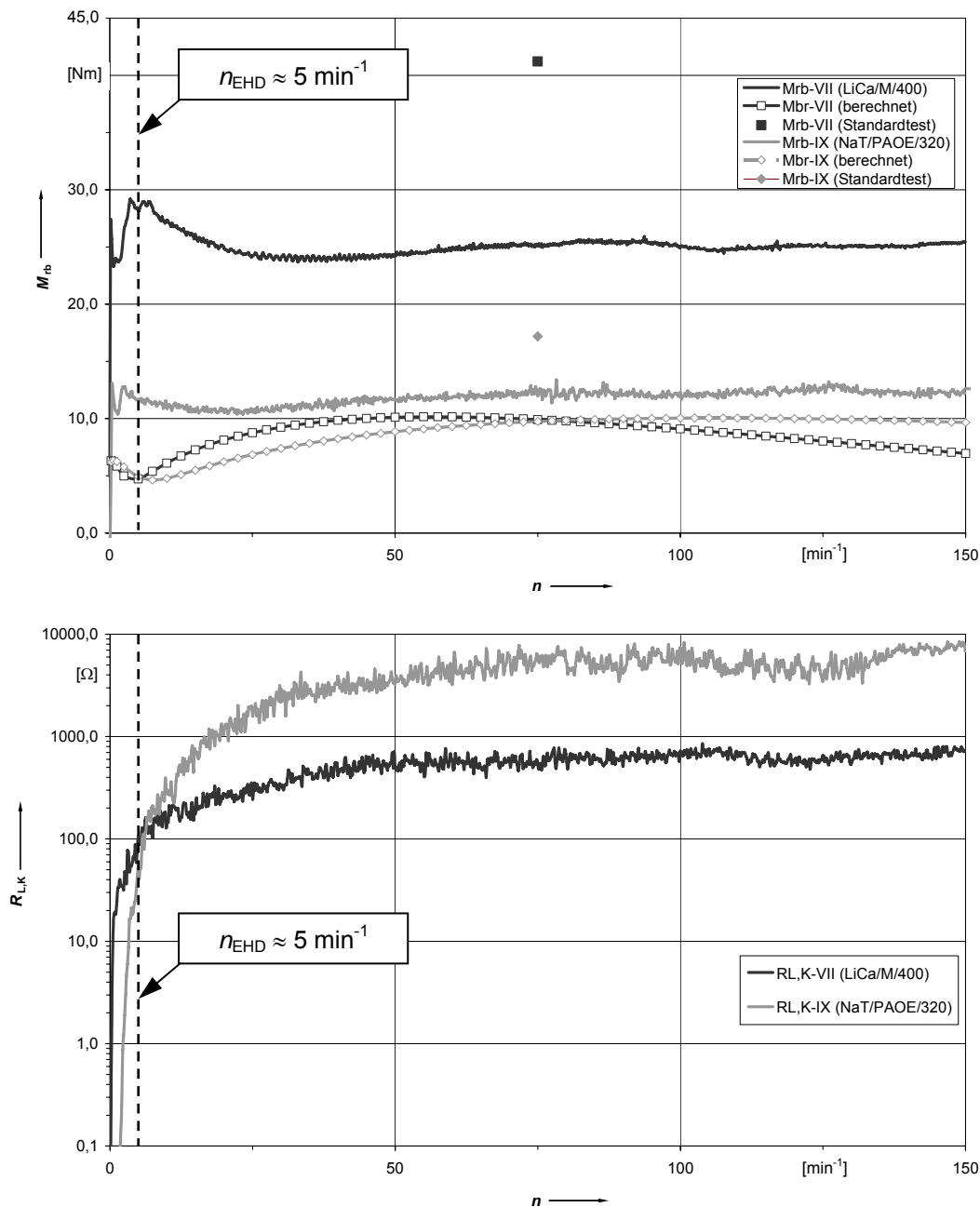
Die Lager wurden vor den hier dargestellten Hochlaufversuchen einem 50-stündigen Einlauf unterzogen. Es ist also davon auszugehen, dass sich an der äußeren Grenzschicht der Kontaktoberflächen bereits weitestgehend eine Schutzschicht durch tribochemische Reaktion gebildet hat. Die Lager „durchfahren“ anschließend bei den hier diskutierten Versuchen die Drehzahl Null durch Drehrichtungsumkehr zu Versuchsbeginn, wobei die jeweils fünf Einzelversuche direkt nacheinander (ohne Haltezeit) erfolgen.



**Abb. 7-3:** Betriebsreibmoment  $M_{\text{rb}}$  und Übergangswiderstand  $R_{\text{L,K}}$  in Abhängigkeit der Drehzahl für die Fette II und V ( $\nu_{40^\circ\text{C}} \approx 200 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) bei Standard-Testbedingungen (31312.A,  $C/P = 4$ ,  $+10^\circ\text{C}$ )

Hierdurch ist zu erklären, dass ein ausgeprägtes Losbrechmoment der Kegelrollenlager, welches vom Rolle/Bord-Kontakt verursacht nach längeren Stillstandszeiten zu erwarten

wäre, im Falle der Fette VI, VII und IX nur unmittelbar nach dem Nulldurchgang ( $n < +1 \text{ min}^{-1}$ ) und bei den weiteren Fetten gar nicht zu beobachten ist. Durch den fehlenden Stillstand bricht die tribochemische Reaktionsschicht am elliptischen Rolle/Bord-Kontakt nicht mangels Energieeintrag vollständig zusammen, sodass der Reibwert des Gleitkontaktes bei Anlauf der Lagerung unter den hier gewählten Versuchsbedingungen relativ niedrig ist. Zu vergleichbaren Ergebnissen kommen *Illmann et al.* [57] im Rahmen von Untersuchungen zur Reibungszahl von Gleitachslagern in Abhängigkeit der Stillstandszeit.



**Abb. 7-4:** Betriebsreibmoment  $M_{\text{rb}}$  und Übergangswiderstand  $R_{\text{L,K}}$  in Abhängigkeit der Drehzahl für die Fette VII und IX ( $v_{40^\circ\text{C}} > 320 \text{ mm}^2/\text{s}$ )

Interessanterweise fällt der Übergangswiderstand für alle Fette beim Nulldurchgang ( $n < \pm 1 \text{ min}^{-1}$ ) auf Werte nahe Null ab. Dies lässt aufgrund des elektrischen Ersatzschaltbildes

der Kegelrollenlager (vergleiche 4.1.1) darauf schließen, dass die Reaktionsschicht auf Wälzkörpern und Laufbahnen nicht so stabil bzw. dick ist, dass bei dem Lastverhältnis  $C/P = 4$  auch im Stillstand - das heißt ohne zusätzlichen Aufbau eines Schmierfilms - eine (elektrisch isolierende) Trennung der Kontaktflächen an innerem und äußeren Laufbahnkontakt vorliegt.

Der Verlauf des Übergangswiderstandes zeigt, wie sich bei allen Fetten ab einer Drehzahl von weniger als  $5 \text{ min}^{-1}$  zum Teil sprunghaft eine Trennung der Oberflächen einstellt, wobei der Widerstand hier zunächst auf Werte von 1 bis  $10 \Omega$  ansteigt. Entsprechend bauen sich die Reibmomentüberhöhungen in Folge der Mischreibung - soweit vorhanden - bereits bis zu dieser Drehzahl wieder ab. Eine Ausnahme bildet hier das Fett VI (LiCa/M/118). Hier steigt der Widerstand erst ab einer Drehzahl von ca.  $15 \text{ min}^{-1}$  auf über  $1 \Omega$  an. Die Reibmomentkurve lässt bis zu dieser Drehzahl deutliche Mischreibungsanteile erkennen. (Abb. 7-2).

Ab einer Drehzahl von ca.  $20 \text{ min}^{-1}$  steigen die Übergangswiderstände aller Fette linear bis progressiv an. Die gemessenen Maximalwerte des elektrischen Widerstandes lassen grundsätzlich einen proportionalen Zusammenhang zur scheinbaren dynamischen und somit auch kinematischen Grundölviskosität erkennen, was ein Vergleich mit den Ergebnissen der Kälteviskositätsmessungen (Kap. 5.3.3) zeigt. Das Reibmoment der Fette steigt mit zunehmender Drehzahl degressiv an bzw. verharrt weitgehend auf einem konstanten Niveau.

In Abb. 7-2 bis Abb. 7-4 sind zusätzlich die im Rahmen der Standard-Bauteiltests (Kap. 6.2) ermittelten Beharrungsreibmomente  $M_{\text{rb,ref}}$  für die hier betrachteten Versuchsfette eingetragen. Bei Betrachtung der Kategorie I-Fette (III, V, VI und IX) fällt auf, dass die im Dauerversuch gemessenen Beharrungsreibmomente um den Faktor 1,4 (Fett VI) bis 1,8 (Fett II) über den während des Hochlaufes aus dem Stillstand bei gleicher Drehzahl gemessenen Werten liegen. Als wichtige Ursache hierfür ist die gegenüber den Dauerversuchen um den Faktor 2 höhere Maximaldrehzahl zu nennen, welche die fettgeschmierten Kegelrollenlager während der hier diskutierten Versuche erreichen. So stellt Baly [6] im Rahmen von Untersuchungen mit fettgeschmierten Spindellagern fest, dass mit zunehmender Drehzahl eine stärkere Fettverteilung bzw. -verdrängung stattfindet, wodurch die Minimalmengenschmierung (*Starvation*) in den Kontakten begünstigt wird. Die Folge ist ein geringeres Betriebsreibmoment der fettgeschmierten Wälzlagerung. Eine weitere Ursache ist der Einfluss der Betriebszeit auf den Gleichgewichts- bzw. Beharrungszustand an den fettgeschmierten Kontaktstellen. So sinkt bei konstanten Geschwindigkeitsverhältnissen mit zunehmender Betriebsdauer die Schmierfilmhöhe bei Fettschmierung nach Cann *et al.* [13] auf ein gegenüber der Startphase geringeres Niveau ab. Dieses führt grundsätzlich zu einer Veränderung der Kontaktverhältnisse, woraus eine Erhöhung der Lagerreibung durch vergrößerte Tangentialkräfte resultieren kann. Als dritte mögliche Ursache ist zu nennen, dass der Dauerbetrieb der fettgeschmierten Kegelrollenlager nach den Ergebnissen aus Kap. 6.2.4 zu teilweise erheblichen Veränderungen von Oberflächenprofil und -topographie durch Verschleißfortschritt führt, wodurch sich ebenfalls die Kontaktreibkräfte verändern. All dies zeigt die grundsätzliche Problematik bei der Übertragung von Versuchsergebnissen aus

dynamischen Funktionstests mit kurzer Betriebszeit auf das Verhalten im statischen Langzeitbetrieb bei Fettschmierung.

Die in Abb. 7-2 bis Abb. 7-4 dargestellten Kurven des nach [92] berechneten Lagerreibmoments berücksichtigen durch Verwendung eines Gleitbeiwerts  $\mu_{bl} = 0,02$  nach *Illmann et al.* [57] die gute Schmierstoffversorgung des (Gleit-)Kontaktes zwischen Rollenstirn und Innenringbord bei Anlauf der Lagerung, wie oben bereits erläutert. Auch die berechneten Reibmomentkurven zeigen folglich keine ausgeprägten Mischreibungsanteile im Bereich niedriger Drehzahlen. Allerdings reicht der Teilschmierbereich bis in die Region deutlich höherer Drehzahlen, als dies bei den realen Bauteilexperimenten der Fall ist.

Insbesondere bei den Fetten VII und IX ( $v_{40^\circ\text{C}} > 300 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) ist im Vergleich zu den berechneten Reibmomentkurven ein starker Anstieg des Reibmomentes in einem Drehzahlbereich zwischen 1 und  $6 \text{ min}^{-1}$  bis zum Erreichen eines relativen bzw. absoluten Maximalwertes zu erkennen. Hierbei handelt es sich um scherungsbedingte Reibmomentanteile der bei vergleichsweise geringer Temperatur und somit hoher dynamischer Viskosität im Kontakt befindlichen Schmierstoffmenge. Die Verdrängung wesentlicher Anteile überschüssigen Schmierstoffes aus den Kontaktstellen führen zu einer Abnahme des Reibmoments mit steigender Drehzahl durch zunehmende Minimalmengenschmierung. Dieses Verhalten ist umso deutlicher ausgeprägt, je höher die dynamische Grundölviskosität des Schmierstoffes ist (vergleiche Kap. 5.3.3). Bei einer Drehzahlabenkung nach Erreichen der Maximaldrehzahl war im Rahmen der hier diskutierten Experimente folgerichtig die beschriebene Reibmomentüberhöhung bei niedrigen Drehzahlen nicht zu beobachten.

Der drehzahlabhängige Verlauf der gemessenen und berechneten Reibmomentkurven stimmt oberhalb einer Drehzahl von  $25 \text{ bis } 50 \text{ min}^{-1}$  qualitativ gut überein. Dieses trifft insbesondere für den degressiven Reibmomentanstieg der Fette III (BaK/PAO/110), V (Li12/M/200), VI (LiCa/M/118) und IX (NaT/PAOE/320) zu. Das im Vergleich zur Theorie insgesamt höhere Reibmomentniveau bei den Bauteilexperimenten ist auf den außergewöhnlich kühlen Schmierstoff zurückzuführen. Wie schon *Gerstenberger* [47] feststellte, resultieren hieraus hohe Scherwiderstände des die Rollen umgebenden Schmierstoffes.

## **7.2 Langzeit-Betriebsverhalten in Abhängigkeit der Drehzahl, Temperatur und Belastung**

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das bereits in Kapitel 4.1.2 beschriebene Messsystem zur Bestimmung der Gesamtschmierfilmhöhe in axial belasteten Wälzlagern mittels induktiver Wegaufnehmer für nachfolgend beschriebene Untersuchungen entwickelt und eingesetzt. Es werden zunächst die begleitenden theoretischen Arbeiten vorgestellt, ehe die Versuchsergebnisse präsentiert und diskutiert werden.

### 7.2.1 Theoretische Betrachtungen

Es wird angenommen, dass das eingesetzte Wegmesssystem bei Fettschmierung unter den im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Betriebsparametern Messwerte liefert, welche aus der axialen Verschiebung der Lagerkomponenten entsprechend den minimalen Schmierfilmdicken  $h_{\min,i}$  an den Einzelkontakten resultieren. Diese Einzelschmierspalte bildet sich bekanntlich an den Auslaufseiten der elasto-hydrodynamischen Kontakte an der Grenze der Hertz'schen Kontaktfläche aus. Vergleichende Analysen zur Schmierfilmhöhe an den Kegelrollenlager-Einzelkontakten erfolgen im Rahmen dieser Arbeit somit über die theoretische Berechnung der minimalen Schmierfilmhöhe  $h_{\min}$  gemäß EHD-Theorie. In Tabelle 7-1 sind die Ergebnisse dieser Berechnungen aufgeführt.

**Tabelle 7-1:** Berechnung der minimalen Schmierfilmhöhe  $h_{\min}$  nach [14], [40] sowie der axialen Gesamtverschiebung  $h_{x,EHD}$

Fett	$\vartheta$ [°C]	$\alpha_{2000}$ [m <sup>2</sup> /N]	$\eta_0$ [Pas]	$h_{\min}$ [μm]	10 kN			50 kN		
					20 min <sup>-1</sup>	75 min <sup>-1</sup>	150 min <sup>-1</sup>	20 min <sup>-1</sup>	75 min <sup>-1</sup>	150 min <sup>-1</sup>
VII-LiCa/M/400	10	2,50E-08	3,90	$h_{\min,A}$	0,895	2,260	3,671	0,727	1,833	2,977
		2,15E-08	1,05	$h_{\min,I}$	0,286	0,722	1,172	0,232	0,585	0,951
		2,15E-08	1,05	$h_{\min,B}$	0,311	0,764	1,224	0,277	0,679	1,089
				$h_{x,EHD}$	<b>4,493</b>	<b>11,332</b>	<b>18,396</b>	<b>3,661</b>	<b>9,221</b>	<b>14,972</b>
			$g_a$ [-]	2,878	2,958	2,999	2,625	2,700	2,734	
			$g_i$ [-]	0,920	0,945	0,958	0,838	0,862	0,873	
	20	2,25E-08	1,58	$h_{\min,A}$	0,449	1,133	1,843	0,364	0,920	1,495
		2,01E-08	0,51	$h_{\min,I}$	0,167	0,419	0,682	0,135	0,341	0,553
		2,01E-08	0,51	$h_{\min,B}$	0,184	0,452	0,725	0,164	0,402	0,645
				$h_{x,EHD}$	<b>2,354</b>	<b>5,926</b>	<b>9,635</b>	<b>1,915</b>	<b>4,833</b>	<b>7,845</b>
			$g_a$ [-]	2,440	2,507	2,542	2,220	2,289	2,318	
			$g_i$ [-]	0,908	0,927	0,941	0,823	0,848	0,857	
IX-NaT/PAOE/320	10	1,70E-08	1,94	$h_{\min,A}$	0,446	1,125	1,828	0,362	0,913	1,483
		1,40E-08	0,67	$h_{\min,I}$	0,166	0,418	0,679	0,135	0,338	0,551
		1,40E-08	0,67	$h_{\min,B}$	0,186	0,456	0,731	0,165	0,406	0,650
				$h_{x,EHD}$	<b>2,341</b>	<b>5,895</b>	<b>9,572</b>	<b>1,908</b>	<b>4,799</b>	<b>7,797</b>
			$g_a$ [-]	2,398	2,467	2,501	2,194	2,249	2,282	
			$g_i$ [-]	0,892	0,917	0,929	0,818	0,833	0,848	
	20	1,50E-08	0,93	$h_{\min,A}$	0,249	0,628	1,021	0,202	0,510	0,828
		1,28E-08	0,37	$h_{\min,I}$	0,105	0,263	0,426	0,085	0,213	0,346
		1,28E-08	0,37	$h_{\min,B}$	0,119	0,292	0,467	0,106	0,259	0,415
				$h_{x,EHD}$	<b>1,360</b>	<b>3,418</b>	<b>5,548</b>	<b>1,107</b>	<b>2,786</b>	<b>4,520</b>
			$g_a$ [-]	2,092	2,151	2,186	1,906	1,969	1,995	
			$g_i$ [-]	0,882	0,901	0,912	0,802	0,822	0,834	

Die Schmierfilmhöhen an den inneren ( $h_{\min,I}$ ) und äußeren ( $h_{\min,A}$ ) Laufbahnkontakten wurden durch den isothermen Berechnungsansatz nach *Dowson et al.* [40] (siehe Kap. 3.2.2) und am Kontakt zwischen Rollenstirn- und Innenringbordfläche ( $h_{\min,B}$ ) nach *Chittenden et al.* [14] (siehe Kap. 3.2.3) für jede experimentell untersuchte Parameterkombination gebildet. Bei den Berechnungen wurde grundsätzlich davon ausgegangen, dass aufgrund des hohen Wärmeüberganges im Bereich der temperierten Lagerschalen während der hier betrachteten Bauteilexperimente am äußeren Laufbahnkontakt die jeweils simulierte Betriebstemperatur vorherrscht. Die Temperaturen am inneren Laufbahnkontakt sowie am Rolle/Bord-Kontakt liegen gemäß der während dieser Arbeit vorgenommenen Messungen um 15 K oberhalb der

Außenringtemperatur, was für den Beharrungszustand gilt. Folglich wurde diese Temperaturdifferenz bei der Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen berücksichtigt. Dies betrifft einerseits die Verwendung des temperaturabhängigen Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_{2000}$ , der sich hier auf experimentell durch Walbeck [106] für vergleichbare Grundöle bestimmte Werte stützt. Ebenso fließt diese Temperaturdifferenz bei der Ermittlung der dynamische Viskosität  $\eta_0$  bei Umgebungsdruck ein. Diese wurde aus dem Verhältnis der (temperaturabhängigen) kinematischen Viskosität  $\nu$  und der jeweiligen Schmierstoffdichte gebildet.

Über die geometrischen Verhältnisse des Kegelrollenlagers (siehe Kap. 4.2) lässt sich aus den minimalen EHD-Schmierfilmhöhen die theoretische Gesamtverschiebung in axialer Richtung  $h_{x,EHD}$  berechnen. Ebenso können die Filmhöhenfaktoren  $g_i$  gebildet werden, wodurch eine Umrechnung der gemessenen Gesamtverschiebung  $h_x$  in die minimalen Einzelfilmhöhen an Außen-, Innenring- und Bordkontakt möglich ist.

### 7.2.2 Experimentelle Ergebnisse

Die nachfolgend dokumentierten Funktionstests dienen einerseits zur Überprüfung des Messverfahrens dahingehend, ob dessen Anwendung im Bereich niedriger Schmierfilmhöhen durch vorliegende Fett- bzw. Minimalmengenschmierung möglich ist. Andererseits soll durch vergleichende Messungen mit den Fetten VII (LiCa/M/400, Kategorie II) und IX (NaT/PAOE/320, Kategorie I) analysiert werden, ob und inwiefern ihr sehr unterschiedliches Verhalten im Dauerbetrieb bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen (vergleiche Kapitel 6.2 und 6.3) im Schmierfilmaufbau begründet liegt. Schließlich sollen grundsätzliche Erkenntnisse zum Schmierfilmaufbau bei Fettschmierung unter isothermen Niedrigtemperaturbedingungen gewonnen werden. Die im Rahmen der Funktionstests variierten Betriebsparameter zeigt Abb. 7-5.

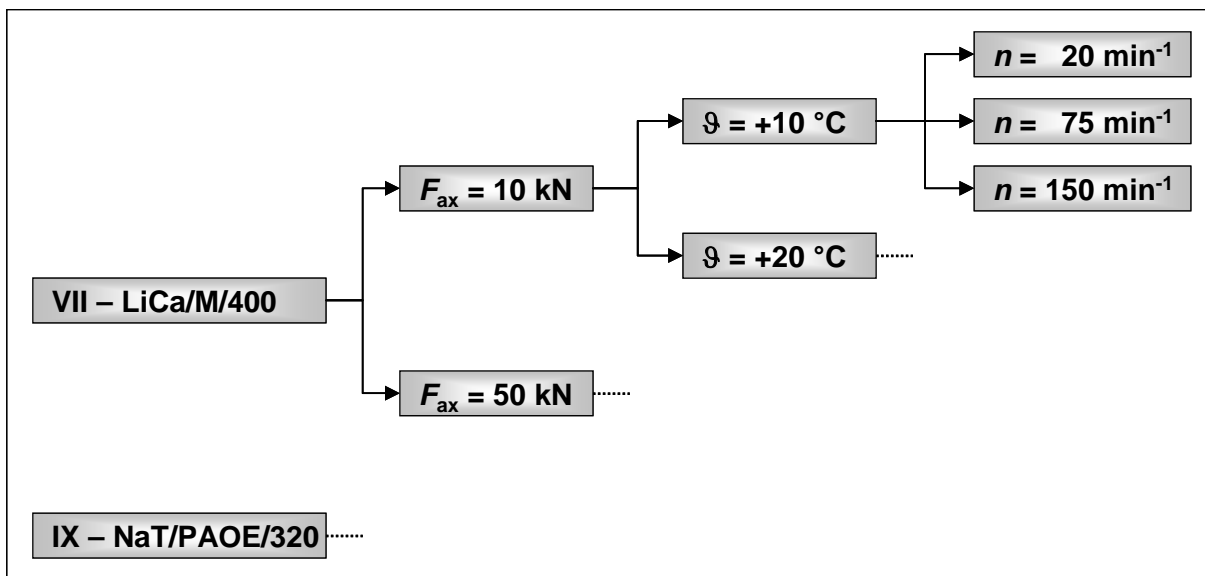
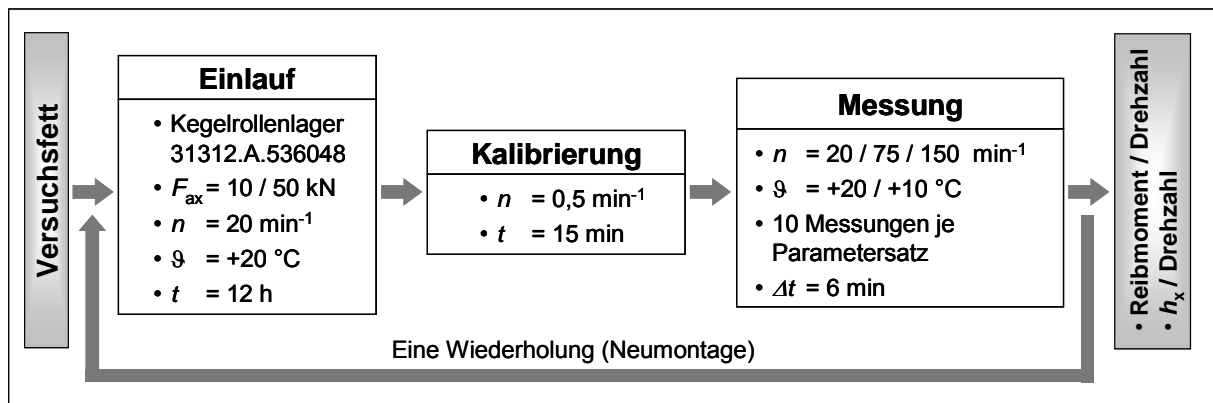


Abb. 7-5: Parametervariation im Rahmen der Funktionstests zur Schmierfilmhöhe

Der Ablauf der Messungen ist in Abb. 7-6 dargestellt. Die Datenbasis setzt sich aus zwei Versuchsläufen je Fett zusammen. Ein Versuchslauf besteht zunächst aus einem zwölfstündigen Einlauf ( $n = 20 \text{ min}^{-1}$ ) bei der jeweiligen Laststufe. Anschließend erfolgt die in Kap. 4.1.2 bereits erläuterte Kalibrierung ( $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ ) über einen Zeitraum von 15 min, ehe die eigentliche Messung beginnt. Diese besteht je Parametersatz aus Laststufe, Temperatur und Drehzahl aus zehn Differenzmessungen des Wegsignals im zeitlichen Abstand von 6 Minuten. Vor jeder Messung werden die fettgeschmierten Lager bei der jeweiligen Parameterkombination über einen Zeitraum von zwei Stunden betrieben, damit sich ein stabiler Zustand des tribologischen Systems einstellen kann.

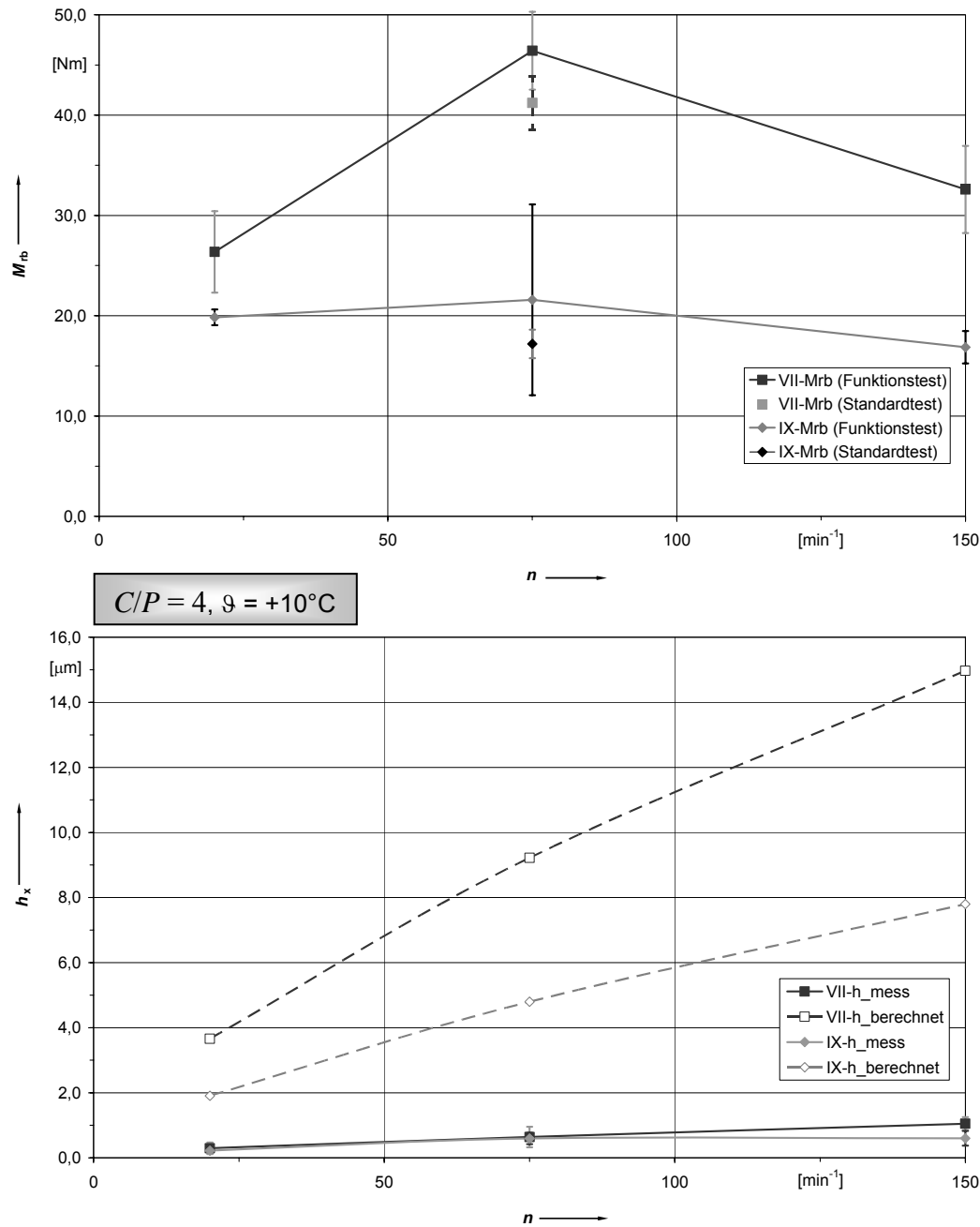


**Abb. 7-6:** Ablaufschema der Funktionstests zur Untersuchung der Schmierfilmhöhe

Abb. 7-7 zeigt das Betriebsreibmoment  $M_{rb}$  und die axiale Gesamtverschiebung  $h_x$  (gemessen, berechnet [14], [40]) in Abhängigkeit der Drehzahl für ein Lastverhältnis  $C/P = 4$  ( $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ ) und eine isotherme Betriebstemperatur von  $+10 \text{ °C}$ .

Ein Vergleich des im Funktionstest gemessenen Reibmomentes bei  $n = 75 \text{ min}^{-1}$  und dem gemittelten Beharrungsreibmoment aus den Versuchsdaten für Fett VII und IX des Standardtests (siehe Kap. 6.2) bestätigt zunächst unter Berücksichtigung der Standardabweichungen, dass die im Rahmen dieser Funktionstests simulierten Betriebszustände offensichtlich gut mit dem tribologischen Verhalten im Dauerbetrieb übereinstimmen.

In Abb. 7-7 (unten) erkennt man, dass die gemessene Gesamtverschiebung  $h_x$  im hier untersuchten Drehzahlbereich durchweg auf einem deutlich niedrigeren Niveau liegt, als die nach EHD-Theorie über die Schmierfilmhöhe  $h_{min}$  berechnete. Bei allen Versuchen im Rahmen dieser Untersuchung ist der Trend zu beobachten, dass der Quotient aus gemessener und berechneter Schmierfilmhöhe mit zunehmender Drehzahl absinkt. Hierauf wird später noch weiter eingegangen. Die gemessenen Schmierfilme des Fettes VII liegen insgesamt bei einem Lastverhältnis  $C/P = 4$  geringfügig oberhalb der Messwerte für Fett IX.



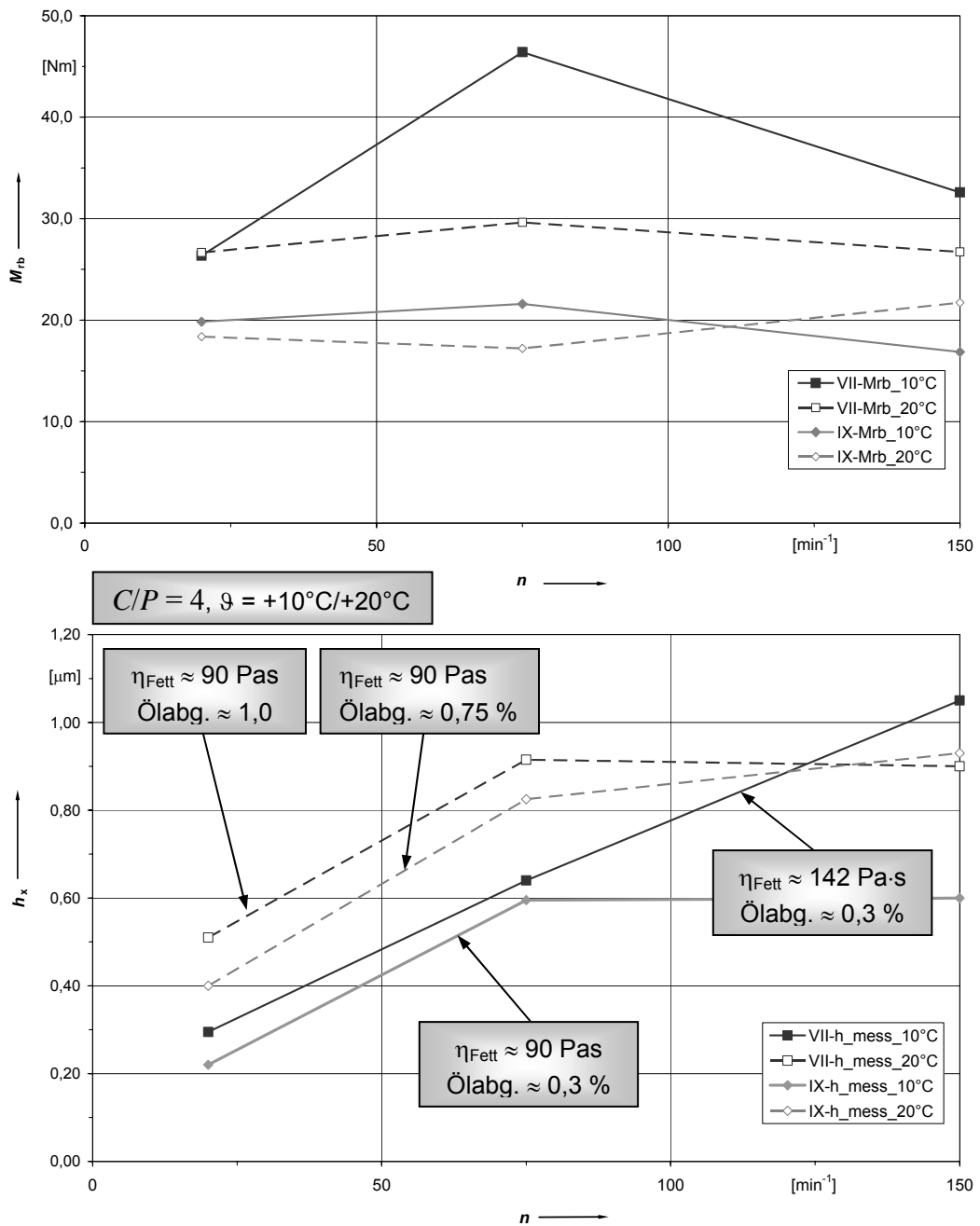
**Abb. 7-7:** Betriebsreibmoment  $M_{\text{rb}}$  und axiale Gesamtverschiebung  $h_x$  in Abhängigkeit der Drehzahl,  $C/P = 4, \vartheta = +10^\circ\text{C}$

Abb. 7-8 dient zur Darstellung des Temperatur- und damit auch Viskositäts- und Ölseparationsinflusses auf das Reibungs- und Schmierungsverhalten. Das Lastverhältnis beträgt auch hier  $C/P = 4$ .

Das Reibmomentniveau sinkt durch Erhöhung der isotherm anliegenden Außenringtemperatur um 10 K im Falle des Fettes VII (LiCa/M/400) deutlich ab, liegt jedoch bei beiden Versuchstemperaturen im betrachteten Drehzahlbereich deutlich über demjenigen des Fettes IX. Für die Abnahme des Reibmomentes müssen neben der unten erläuterten Verbesserung des Schmierungszustandes weitere Kriterien ursächlich sein, wie z.B. das Einsetzen



tribochemischer Prozesse durch die Betriebstemperaturerhöhung und eine hieraus resultierende Reibwertverbesserung.



**Abb. 7-8:** Betriebsreibmoment  $M_{fb}$  (gemessen) und axiale Gesamtverschiebung  $h_x$  (gemessen) in Abhängigkeit der Drehzahl,  $C/P = 4$ ,  $\vartheta = +10^\circ\text{C}/+20^\circ\text{C}$

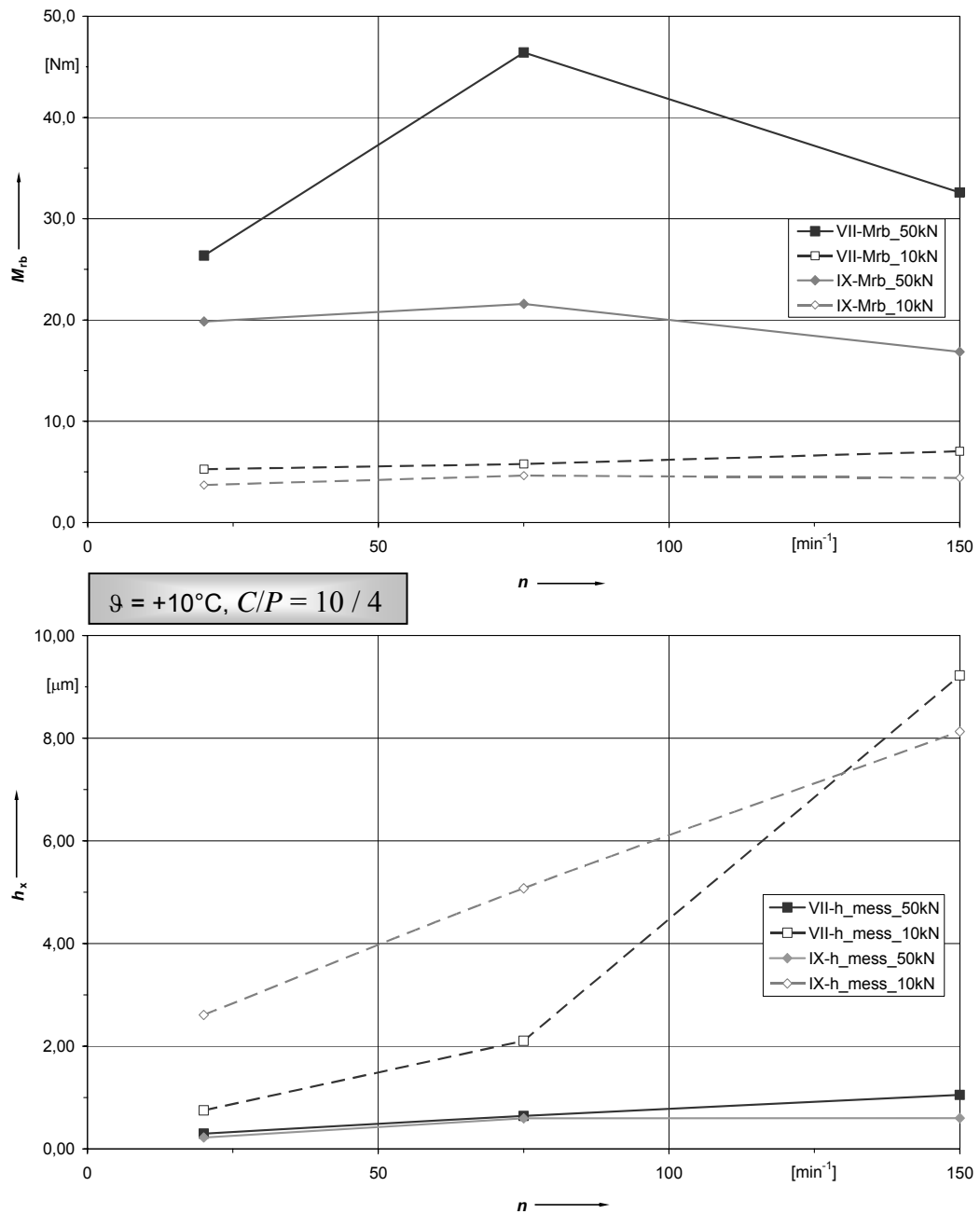
Die Ergebnisse der Schmierfilmhöhenmessung bei Variation der Testtemperatur bestätigen die u.a. von *Cann et al.* [13] getroffene Feststellung, wonach bei Vorliegen von Minimalmengenschmierung eine Steigerung der Betriebstemperatur im Gegensatz zur Ölschmierung in der Regel eine Zunahme der Schmierfilmhöhe mit sich bringt, da sich die Versorgung der Kontaktstellen hierdurch grundsätzlich verbessert. Die Ölabgabe der Testfette erhöht sich im hier betrachteten Fall von jeweils 0,3 % bei  $+10^\circ\text{C}$  auf 0,75 % (Fett IX) bzw. 1,0 % (Fett

VII) bei +20 °C. Während im Falle des Fettes IX die scheinbare dynamische Viskosität bei der betrachteten Temperaturerhöhung konstant bleibt (ca. 90 Pa·s), verringert sie sich bei Fett VII deutlich von ca. 142 Pa·s (+10 °C) auf ca. 90 Pa·s (+20 °C). Hierin liegt insgesamt der deutliche Anstieg der axialen Gesamtverschiebung sowie die deutliche Verringerung des Betriebsreibmomentes der fettgeschmierten Kegelrollenlager gemäß Abb. 7-8 - insbesondere bei einer Drehzahl von 75 min<sup>-1</sup> - begründet.

Die Schmierfilmhöhen beider Versuchsfette steigen bei einer Drehzahlerhöhung von 20 auf 75 min<sup>-1</sup> um ca. den Faktor zwei an. Eine weitere Drehzahlsteigerung bei +10 °C führt bei Fett VII zu einem annähernd linearen Weiteranstieg der Filmhöhe, wohingegen diese Drehzahlsteigerung beim gleichen Fett und einer um 10 K erhöhten Betriebstemperatur zu keiner nennenswerten Veränderung der Schmierfilmhöhe führt. Letzteres gilt auch für die mit Fett IX bei +10 °C und +20 °C gemessenen Schmierfilmhöhen. Berücksichtigt man die Ergebnisse der dynamischen Viskositätsmessungen (Platte/Kegel-System, vergleiche Kap. 5.3.2), so scheint bei vorliegender *Starvation* eine abnehmende dynamische Schmierfettviskosität zu einer Verschiebung des Schmierfilmhöhenmaximums in den Bereich geringerer Drehzahlen zu führen. Dieses Maximum ist nach Abb. 7-8 für Fett IX bei beiden Temperaturen und für Fett VII bei +20 °C in dem Drehzahlenspektrum zwischen 20 und 75 min<sup>-1</sup> zu vermuten. So besitzt das Fett IX bei beiden Temperaturen eine scheinbare dynamische Viskosität von ca. 90 Pa·s. Das Fett VII besitzt bei +20 °C eine vergleichbare Viskosität, welche jedoch bei der niedrigeren Temperatur auf einen Wert von 142 Pa·s ansteigt. Zu vergleichbaren Ergebnissen kommen *Damiens et al.* [18] in ihrer Veröffentlichung zum Betriebsverhalten verschiedener Grundöle an einer Kugel-Scheibe-Apparatur.

Bezug nehmend auf Abb. 7-7 und Abb. 7-8 sei an dieser Stelle die gemessene Gesamtverschiebung in axialer Richtung für beide Versuchsfette bei der Standard-Testtemperatur von +10 °C diskutiert. Die erreichten Werte liegen mit 0,64 µm (Fett VII) und 0,60 µm (Fett IX) sehr dicht beieinander. Das Fett IX erreichte bei den Standard-Dauerversuchen (Kap. 6.2) in drei Versuchsläufen die maximale Laufzeit bei dem insgesamt geringsten Komponentenverschleiß aller Versuchsfette. Das Fett VII verursachte einen vorzeitigen Ausfall der Lagerung in allen Dauerversuchsläufen durch Überschreitung des Grenzmomentes bei gleichzeitig sehr hohen Verschleißraten. Die erforderliche Schmierfilmhöhe für eine dauerhafte Funktion der Lagerung ist somit abhängig von der eingesetzten Grundöl-, Verdicker-, Additiv-Kombination und muss im Zusammenhang mit physikalischen, rheologischen und chemischen Eigenschaften des Schmierstoffes betrachtet werden. Für Fett IX (NaT/PAOE/320) ist eine dauerhafte Funktion der Lagerung nachweislich gegeben bei einer Temperatur von weniger als +10 °C (vergleiche Kap. 6.2, 6.3), wobei die gemessene Gesamtverschiebung hier weniger als 0,60 µm beträgt. Eine dauerhafte Funktion stellt sich bei Fett VII (LiCa/M/400) nach den Ergebnissen dieser Arbeit dagegen erst oberhalb einer isothermen Temperatur von +20 °C ein, bei der eine Gesamtverschiebung von mehr als 0,92 µm vorliegt.

Abb. 7-9 verdeutlicht den Einfluss der Lagerbelastung auf das Reibmoment und den Schmierfilmaufbau.



**Abb. 7-9:** Betriebsreibmoment  $M_{tb}$  (gemessen) und axiale Gesamtverschiebung  $h_x$  (gemessen) in Abhängigkeit der Drehzahl,  $\vartheta = +10^\circ\text{C}$ ,  $C/P = 10 / 4$

Die Reduktion des Lastverhältnisses auf  $C/P = 10$  ( $F_{ax} = 10$  kN) bei gleichbleibender Testtemperatur führt bei beiden Fetten zu einem deutlichen Absinken des Reibmomentes im gesamten untersuchten Drehzahlbereich um den Faktor 5 bis 9. Das Reibmoment des höherviskosen Fettes VII liegt nur etwa 1 Nm über demjenigen des Fettes IX. Der Verlauf ist für beide Fette moderat ansteigend bis drehzahlkonstant.

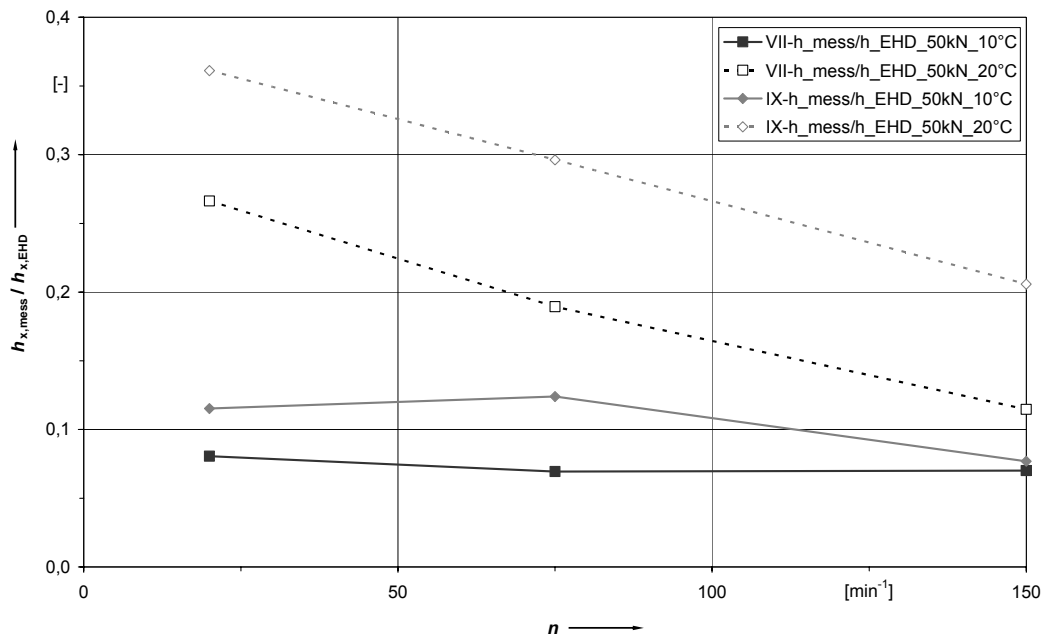
Sehr deutlich ist der Einfluss der Kontaktbelastung und damit der Größe der *Hertz*schen Kontaktfläche auf die Schmierstoffversorgung bei isothermen Niedrigtemperaturbedingungen ausgeprägt. Bereits bei einer Drehzahl von  $20 \text{ min}^{-1}$  liegen die für die Laststufe  $C/P = 10$  ermittelten Schmierfilme im Falle des Fettes IX (NaT/PAOE/320) um ca. den Faktor 12 über den für die Laststufe  $C/P = 4$  bei gleicher Drehzahl bestimmten. Bei Steigerung der Drehzahl von 20 auf  $150 \text{ min}^{-1}$  steigt die axiale Gesamtverschiebung von  $2,61 \mu\text{m}$  nahezu linear auf einen Wert von  $8,13 \mu\text{m}$  an. Auch im Falle des Fettes VII (LiCa/M/400) ist die Zunahme der Einzelschmierfilme durch eine verringerte Lagerbelastung deutlich ausgeprägt, allerdings steigen diese im Bereich kleiner Drehzahlen zunächst nur moderat an (Faktor 2,5). Die Kurve der Gesamtverschiebung zeigt für Fett VII einen eher exponentiellen Charakter und erreicht bei  $150 \text{ min}^{-1}$  schließlich einen Wert von  $9,23 \mu\text{m}$ .

Insgesamt wird der von *Damiens et al.* [18] für Grundöle bei Temperaturen zwischen  $+30 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $+50 \text{ }^\circ\text{C}$  an der Kugel-Scheibe-Apparatur empirisch nachgewiesene Zusammenhang zwischen Schmierfilmhöhenzunahme und Belastungsreduktion von  $h_0 \sim w^{-0,333}$  bei den in Abb. 7-9 analysierten Testparametern weit übertroffen. Die Verringerung der *Hertz*schen Kontaktfläche führt in den Kegelrollenlagern bei dauerhaften Niedrigtemperaturen zu einer deutlich verbesserten Kontaktstellenversorgung mit Grundöl und Verdicker, wobei bis zu einer Drehzahl von  $150 \text{ min}^{-1}$  ein Anstieg der gemessenen Schmierfilmhöhe zu beobachten ist. Trotz kürzer werdender Überrollungsintervalle können beide Schmierfette also die vergleichsweise kleinen Kontaktflächen mit ausreichend Schmierstoff versorgen.

Das durch *Baly* [6] als *Starvation*-Faktor bezeichnete Verhältnis zwischen der bei Fettschmierung gemessenen und der nach EHD-Theorie berechneten (hier minimalen) Schmierfilmdicke dient als Maß zur Beurteilung des Schmierzustandes und ist in Abb. 7-10 für alle Parameterkombinationen in Abhängigkeit der Drehzahl als Quotient der axialen Gesamtverschiebungen  $h_{x,\text{mess}}/h_{x,\text{EHD}}$  dargestellt.

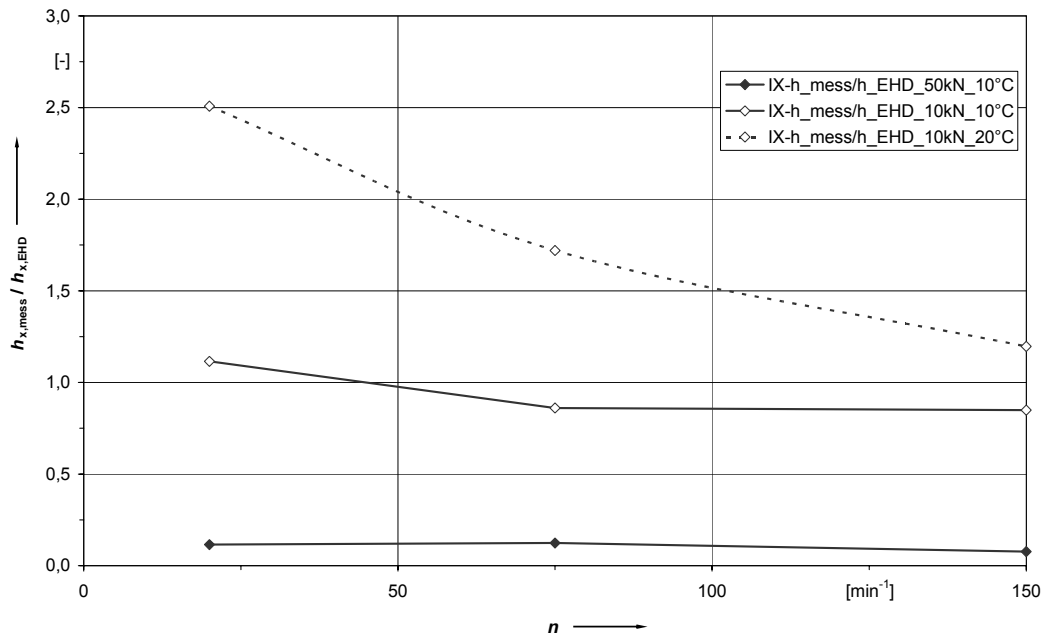
Es wird deutlich, dass bei einem Lastverhältnis  $C/P = 4$  generell starke Minimalmengenschmierung vorliegt, insbesondere bei der Standard-Testtemperatur von  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Der *Starvation*-Faktor nimmt hier für beide Fette bei den Drehzahlen 20 und  $75 \text{ min}^{-1}$  einen mittleren Wert von 0,1 an. Das Schmierfilmhöhenverhältnis des sehr gut bei Dauerversuchen unter isothermen Niedrigtemperaturen funktionierenden Fettes IX liegt um einen Faktor 1,44 bis 1,79 über demjenigen des erwiesenermaßen schlecht geeigneten Fettes VII. Die Temperaturerhöhung um 10 K führt bei hoher Lagerbelastung im Falle beider Fette zu einer Verschiebung der Kennlinien. Der *Starvation*-Faktor steigt insbesondere bei der niedrigen Versuchsdrehzahl ( $n = 20 \text{ min}^{-1}$ ) deutlich für beide Fette an und erreicht einen Maximalwert von 0,36 (Fett IX) bzw. 0,27 (Fett VII). Die Kurven verlaufen weiterhin nahezu linear, allerdings mit negativem Gradienten. Eine steigende Betriebstemperatur führt also zu einem wachsenden Einfluss der Drehzahl auf den *Starvation*-Faktor. Im betrachteten Fall sinkt das Schmierfilmhöhenverhältnis um bis zu 57% (Fett VII) durch Erhöhung der Drehzahl von 20 auf  $150 \text{ min}^{-1}$ . Offensichtlich bewirkt die Steigerung der Betriebstemperatur grundsätzlich eine verbesserte Versorgung der Kontaktstellen durch Schmierstoffmigration, u.a. durch

sinkende dynamische Viskosität und steigende Ölabgabe, wodurch die Fett-Schmierfilmhöhe im Vergleich zur Ölfilmhöhe nach EHD-Theorie zunimmt. Dieser Prozess verbessert sich mit länger werdenden Überrollintervallen bei abnehmender Drehzahl.



**Abb. 7-10:** Starvation-Faktor ( $h_{x,mess}/h_{x,EHD}$ ) in Abhängigkeit der Drehzahl, Fett VII und IX,  $C/P = 4$ , Temperatureinfluss

Die Reduktion der Lagerbelastung und damit Verringerung der Kontaktflächengrößen bewirkt eine deutlich ausgeprägte Anhebung des Schmierfilmhöhenverhältnisses (Abb. 7-11).

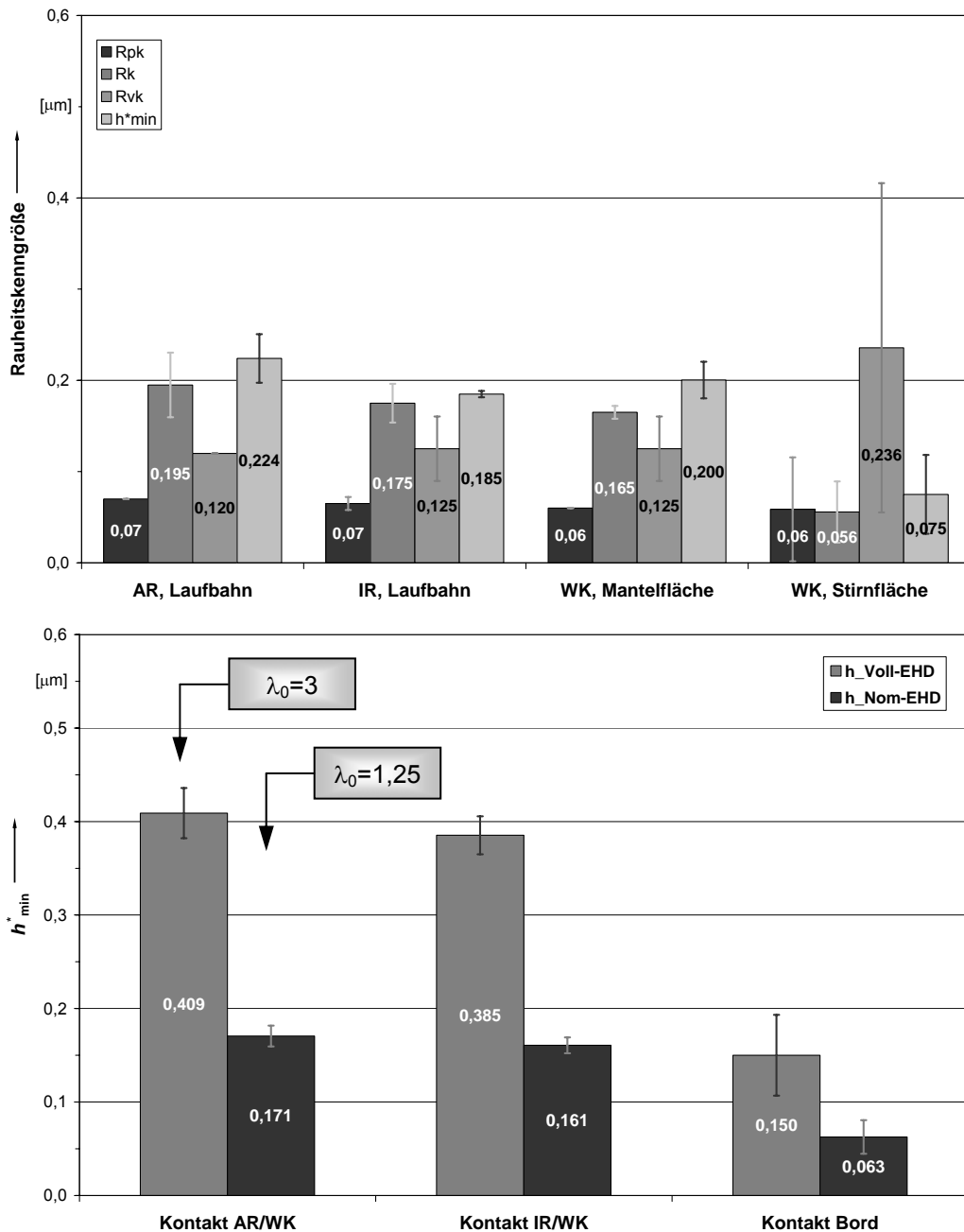


**Abb. 7-11:** Starvation-Faktor ( $h_{x,mess}/h_{x,EHD}$ ) in Abhängigkeit der Drehzahl, Fett IX, Last- und Temperatureinfluss

Im Falle des Fettes IX führt die Absenkung der Last von 50 kN auf 10 kN ( $C/P = 10$ ) bei einer Versuchstemperatur von  $\vartheta = +10$  °C zu einer Erhöhung um den Faktor 7 bis 11. Die gemessenen Fettschmierfilmdicken erreichen also annähernd die nach EHD-Theorie berechneten Ölfilmdicken ( $n = 75, 150 \text{ min}^{-1}$ ) bzw. übersteigen diese sogar im Bereich niedriger Überrollintervalle. Bei einer Anhebung der Betriebstemperatur auf +20 °C nimmt das Schmierfilmdickenverhältnis weiter zu, auf Werte zwischen 1,20 ( $n = 150 \text{ min}^{-1}$ ) und 2,51 ( $n = 20 \text{ min}^{-1}$ ). Offensichtlich ist hierfür die Anwesenheit des Verdickers in den Kontaktzonen ursächlich (vergleiche *Cann et al.* [13]). Es zeigt sich auch hier der große Drehzahleinfluss auf den *Starvation*-Faktor, wie schon für die hohe Lagerbelastung oben beschrieben.

Abschließend soll der Schmierungsstatus durch einen Vergleich zwischen gemessenen Fettschmierfilmen und den Rauheits- sowie Profilbeschaffenheiten der Kontaktflächen quantifiziert werden. Die für eine Beurteilung des Schmierungsstatus nach dem Stand der Literatur anerkannten Kennwerte wurden in Kap. 3.2.4 bereits vorgestellt. So kann für eine technische Oberfläche über die Rauheitskenngrößen der *Abbott*- bzw. Materialanteilkurve (DIN EN ISO 13565 [33]) der Profil-Korrekturwert  $C_{RS}$  [90] und durch dessen Multiplikation mit der gemittelten Rauhtiefe  $R_z$  die Mindest-Schmierfilmdicke  $h_{\min}^*$  [76] gebildet werden (vergleiche Formeln 3-15, 3-16). Gemäß den Formeln 3-17 und 3-18 kann über die Summe beider Mindest-Schmierfilmdicken der miteinander in Kontakt stehender Oberflächen die für einen durch die Mikrogeometrie unbeeinflussten Schmierfilmaufbau notwendige Filmdicke  $h_{\text{Voll-EHD}} (\lambda_0 = 3)$  bzw. zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderliche Schmierfilmdicke  $h_{\text{Nom-EHD}} (\lambda_0 = 1,25)$  abgeschätzt werden.

In Abb. 7-12 (oben) sind die oben genannten Rauheitskenngrößen für die quer zur Laufrichtung vermessenen Lagerkomponenten ebenso dargestellt wie die anhand der Oberflächenfeingestalt berechneten erforderlichen Schmierfilmdicken für die Laufbahnkontakte zwischen Außenring (A), Wälzkörpern und Innenring (I) sowie für den Bordkontakt (B) (Abb. 7-12, unten). Die Lager sind im Rahmen der hier diskutierten Versuche noch nahezu verschleißfrei, da lediglich ein drehzahlreduzierter Einlauf über eine Dauer von 12 Stunden (14.400 Überrollungen) stattfindet. Deshalb werden für die Kennwertbildung die Ergebnisse der taktilen Vermessung neuer Lagerkomponenten herangezogen. Eine Ausnahme bilden die Wälzkörper-Stirnflächen. Diese wurden nach 24-stündigem Einlauf vermessen, da nach sehr kurzer Betriebszeit eine deutliche Glättung der Rauheitsspitzen eintritt.



**Abb. 7-12:** Kenngrößen der Materialanteilkurve nach DIN EN ISO 13565 und Mindest-Schmierfilmdicken  $h^*_{min}$  (oben), geometrisch erforderliche Schmierfilmdicken  $h_{Voll-EHD}$ ,  $h_{Nom-EHD}$  (unten), Versuchslager 31312.A im Neuzustand (Bord nach Einlauf 24 h)

Die aus der gemessenen Gesamtverschiebung  $h_x$  über die spezifischen Filmhöhenfaktoren  $g_i$  nach Tabelle 7-1 berechneten minimalen Einzelfilmhöhen  $h_{min,i}$  werden für die folgenden Betrachtungen nach Formel 3-1 in die zentralen Schmierfilmdicken  $h_{o,i}$  umgerechnet. Nach Gegenüberstellung der gemäß Kapitel 3.2.2 unter den Annahmen gemäß Kapitel 7.2.1 berechneten minimalen und zentralen Schmierfilmdicken an den Einzelkontakten wird hierbei ein gemittelt Verhältnis  $h_{min}/h_o = 0,747$  berücksichtigt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7-2 zusammengefasst.

**Tabelle 7-2:** Verhältnis  $h_{0,mess}/h_{Nom-EHD}$  in Abhängigkeit der Betriebsparameter

Fett	$\vartheta$	$h_{0,mess} / h_{Nom-EHD}$	10 kN			50 kN		
			20 min <sup>-1</sup>	75 min <sup>-1</sup>	150 min <sup>-1</sup>	20 min <sup>-1</sup>	75 min <sup>-1</sup>	150 min <sup>-1</sup>
VII-LiCa/M/400	+10 °C	Laufbahn außen	1,177	3,306	14,497	<b>0,461</b>	1,002	1,644
		Laufbahn innen	<b>0,399</b>	1,122	4,917	<b>0,156</b>	<b>0,340</b>	<b>0,558</b>
		Bordkontakt	1,103	3,016	13,043	<b>0,474</b>	1,001	1,623
IX-NaT/PAOE/320		Laufbahn außen	3,916	7,627	12,226	<b>0,329</b>	<b>0,891</b>	<b>0,899</b>
		Laufbahn innen	1,549	3,011	4,825	<b>0,130</b>	<b>0,351</b>	<b>0,355</b>
		Bordkontakt	4,407	8,342	13,193	<b>0,404</b>	1,070	1,063
VII-LiCa/M/400	+20 °C	Laufbahn außen	4,911	4,412	3,095	<b>0,763</b>	1,372	1,351
		Laufbahn innen	1,941	1,733	1,217	<b>0,301</b>	<b>0,540</b>	<b>0,531</b>
		Bordkontakt	5,431	4,749	3,286	<b>0,928</b>	1,617	1,572
IX-NaT/PAOE/320		Laufbahn außen	4,917	8,506	9,623	<b>0,575</b>	1,189	1,341
		Laufbahn innen	2,203	3,785	4,266	<b>0,257</b>	<b>0,528</b>	<b>0,596</b>
		Bordkontakt	6,342	10,673	11,877	<b>0,814</b>	1,630	1,814

Die Tabelle verdeutlicht, dass bei einem Lastverhältnis von  $C/P = 4$  ( $F_{ax} = 50$  kN) beide Fette weder bei einer Temperatur von +10 °C noch +20 °C insbesondere am inneren Laufbahnkontakt einen derart hohen Schmierfilm ausbilden können, dass sich ein zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlicher Schmierfilm der Höhe  $h_{Nom-EHD}$  (entsprechend  $\lambda_0 = 1,25$ ) einstellt. Die in der Tabelle schattiert gekennzeichneten Felder verdeutlichen die Unterschreitung dieser nach Skurka [93] definierten Grenze. Es herrscht an den Innenringkontakten bei der hohen Lagerbelastung somit eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung. Bei den Standard-Testbedingungen beträgt das Verhältnis  $h_{0,mess}/h_{Nom-EHD}$  für Fett VII am inneren Laufbahnkontakt beispielsweise 0,34 (bzw. entsprechend  $\lambda_0 = 0,43$ ) und für Fett IX 0,35 ( $\lambda_0 = 0,44$ ). Am Bord stellt sich bei beiden Schmierfetten ein „nomineller“ Schmierzustand ein, insbesondere begünstigt durch die starke Glättung der Profilspitzen. In Kap. 7.2.1 wurde die Annahme getroffen, dass aufgrund des hohen Wärmeüberganges an den äußeren Lagerschalen an den inneren Kegelrollenlagerkontakten eine um 15 K höhere Betriebstemperatur als an den äußeren Wälzkörper/Laufbahn-Kontakten herrscht. Die hieraus resultierende höhere Grundölviskosität des Schmierstoffes an der äußeren Laufbahn führt über die Filmhöhenfaktoren  $g_i$  auf Basis der Schmierfilmhöhenberechnung nach EHD-Theorie im Vergleich zu den inneren Kegelrollenlagerkontakten zu besseren Schmierfilmhöhenverhältnissen. Hieraus ergibt sich ein Verhältnis  $h_{0,mess}/h_{Nom-EHD}$  am äußeren Laufbahnkontakt bei Standardbedingungen von 1,0 für Fett VII und 0,9 für Fett IX. Es sei darauf hingewiesen, dass bei dem hier angewendeten Messprinzip nur über die theoretisch ermittelten Filmhöhenfaktoren eine Umrechnung der induktiv gemessenen Axial-Gesamtverschiebung in die Filmhöhen der Einzelkontakte möglich ist, eine messtechnische Überprüfung allerdings nicht erfolgen kann.

Tabelle 7-2 verdeutlicht insgesamt den großen Einfluss der Lagerbelastung auf den Schmierzustand. So werden (mit einer Ausnahme) bei einem Lastverhältnis  $C/P = 10$  ( $F_{ax} = 10$  kN) bereits bei niedriger Drehzahl an den inneren und äußeren Kegelrollenlagerkontakten Filmhöhen erreicht, die auf „nominelle“ Schmierung bis hin zu ausgeprägter Vollschmierung schließen lassen.



Im Hinblick auf die grundsätzliche Wirkweise einer Fettschmierung bei vorliegender Minimalmengenschmierung infolge dauerhaft niedriger Betriebstemperaturen sind folgende Phänomene bemerkenswert:

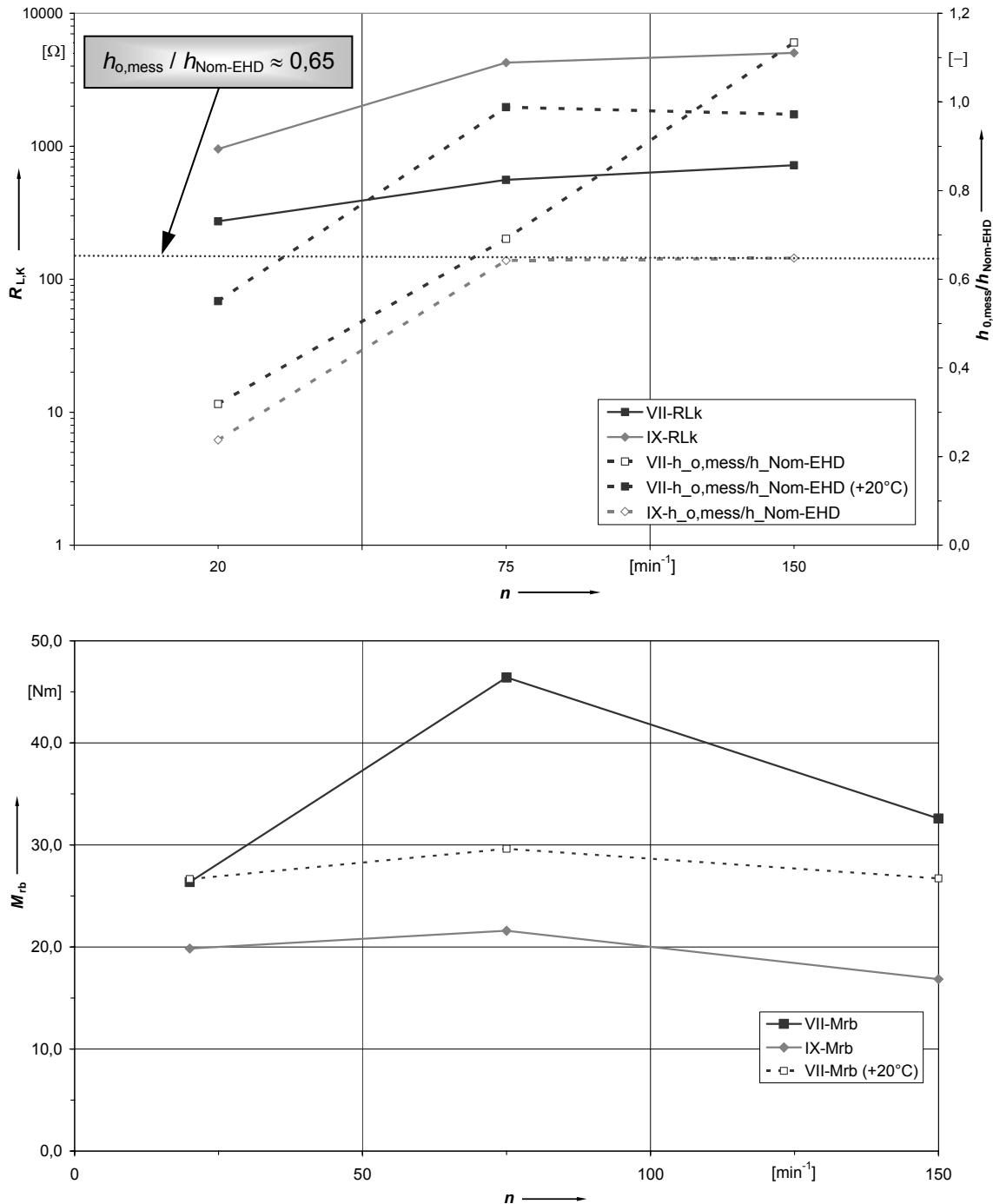
- Im Falle des Fettes IX kann eine dauerhafte Funktion mit gutem Verschleißschutzvermögen bei den Standardtests ( $C/P = 4$ ,  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta = +10 \text{ °C}$ ) nachgewiesen werden, obwohl die gemessenen Kontaktschmierfilmhöhen zum Teil deutlich unter den aufgrund der Topographiebeschaffenheit für das Erreichen der nominellen Ermüdungslebensdauer jeweils erforderlichen Filmhöhe  $h_{\text{Nom-EHD}}$  liegen bzw. nur etwa 1/10 der jeweiligen EHD-Schmierfilmhöhe betragen.
- Durch Messung des elektrischen Übergangswiderstandes kann gleichzeitig nachgewiesen werden, dass sich bei allen untersuchten Fetten bereits ab einer Drehzahl von zum Teil weniger als  $5 \text{ min}^{-1}$  eine erste elektrisch isolierende Trennung der Oberflächen einstellt.

In abschließender Abb. 7-13 ist zur Verdeutlichung der ohmsche Übergangswiderstand aus den Untersuchungen nach Kap. 7.1 für die Fette VII und IX bei niedriger Versuchstemperatur und hohem Lastverhältnis ebenso dargestellt, wie das Verhältnis  $h_{o,\text{mess}}/h_{\text{Nom-EHD}}$  (oben) und das gemessene Lager-Betriebsreibmoment (unten).

Der Übergangswiderstand erreicht bei beiden Fetten bereits bei einer Drehzahl von  $n = 20 \text{ min}^{-1}$  hochohmige Werte (Fett VII:  $273 \text{ } \Omega$ ; Fett IX:  $954 \text{ } \Omega$ ). Das Schmierfilmhöhenverhältnis  $h_{o,\text{mess}}/h_{\text{Nom-EHD}}$  beträgt bei dieser Drehzahl 0,24 (Fett IX) bzw. 0,32 (Fett VII). Die zum Teil deutlichen elektrischen Widerstände bereits bei sehr geringen Drehzahlen kennzeichnen offensichtlich nicht die vollständige Trennung der Rauheitsspitzen durch einen entsprechend hohen Schmierfilm, sondern das Vorliegen einer Oberflächentrennung durch eine Kombination aus tribochemischer Reaktionsschichtbildung und zusätzlichem Schmierfilmaufbau. Durch Erhöhung der Drehzahl auf  $n = 75 \text{ min}^{-1}$  steigt das Filmhöhenverhältnis beider Fette auf einen Wert von ca. 0,65 an, parallel hierzu nimmt auch der Übergangswiderstand mit individuellem Gradienten zu, auf  $559 \text{ } \Omega$  (Fett VII) bzw.  $4250 \text{ } \Omega$  (Fett IX). Es ist eine Proportionalität zwischen Filmhöhe und Übergangswiderstand erkennbar, wobei Höhe und Drehzahlabhängigkeit des sich ausbildenden Widerstandes von der individuellen Schmierstoffzusammensetzung abhängig sind.

Offensichtlich reicht eine Gesamtschmierfilmhöhe, die nur etwa 65 % der aufgrund der Oberflächentopographie zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlichen Schmierfilmhöhe  $h_{\text{Nom-EHD}}$  (entsprechend  $\lambda_0 = 1,25$ ) entspricht, für die dauerhafte Funktion der Lagerung genau dann aus, wenn durch entsprechende Schmierstoffzusätze für die Bildung einer tribochemischen Reaktionsschicht an den Einzelkontakten gesorgt ist. Dieses ist im Falle des Fettes IX dadurch gegeben, dass die Schmierstoffzusätze (z.B. hoher Anteil an Phosphorverbindungen) auch bei isothermen Niedrigtemperaturen frühzeitig ansprechen und für die Ausbildung einer wirksamen Verschleißschutzschicht ausreichender Stärke sorgen. Im Falle des Fettes VII ist dagegen der Aufbau einer Filmhöhe von  $h_0 \approx 0,65 \cdot h_{\text{Nom-EHD}}$  nicht für eine dauerhafte Funktion der Kegelrollenlager ausreichend. Hier bildet sich

durch die beigemenkten Additive (z.B. Zinkverbindungen) keine Reaktionsschicht ausreichender Dimension und Stabilität aus, die im Zusammenwirken mit der Schmierfilmschicht für eine zur Reibungs- und Verschleißminderung ausreichende Trennung der Kontaktoberflächen sorgt.



**Abb. 7-13:** Elektrischer Übergangswiderstand  $R_{L,K}$  und Verhältnis  $h_{o,mess}/h_{Nom-EHD}$  in Abhängigkeit der Drehzahl (oben), Betriebsreihmoment  $M_{tb}$  (unten), Fette VII und IX,  $\vartheta = +10\text{ °C}$  (+20 °C),  $C/P = 4$

Dies ist erst bei einer Temperaturerhöhung auf +20 °C der Fall (vergleiche Kap. 6.3, siehe Abb. 7-13 oben), wobei sich gemäß den Schmierfilmhöhenmessungen hier in der Tat „nominelle“ Schmierung einstellt ( $h_{o,mess} / h_{Nom-EHD} = 0,99$ ).

### 7.3 Diskussion und Zusammenfassung

Zusammenfassend lassen sich zum Reibungs- und Schmierungsverhalten in Abhängigkeit von Last und Drehzahl auf Basis der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Messdaten folgende grundsätzlichen Aussagen zu fettgeschmierten Kegelrollenlagern bei isotherm anliegenden Niedrigtemperaturen treffen:

- Die sich während der Wälzlagerversuche nach einer Laufzeit von 50 Stunden ausbildende Reaktionsschicht am inneren und äußeren Laufbahnkontakt ist ohne Aufbau eines zusätzlichen dynamischen Schmierfilms nicht ausreichend stabil, um bei einem Lastverhältnis  $C/P = 4$  die Kontaktoberflächen vollständig (und damit elektrisch isolierend) zu trennen.
- Bei hoher Axialbelastung ( $C/P = 4$ ) herrscht grundsätzlich eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung (*Starvation*). Für die dauerhafte Funktion einer Lagerung ist der Aufbau einer zentralen Schmierfilmhöhe von ca. 65% der zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlichen Filmdicke  $h_{Nom-EHD}$  bzw. von ca. 10% der minimalen Schmierfilmhöhe nach EHD-Theorie ausreichend, wenn gleichzeitig die Schmierstoffzusätze für eine (frühzeitige) Ausbildung einer stabilen tribochemischen Reaktionsschicht und somit für eine ausreichende Reibungs- und Verschleißminderung sorgen. Die erforderliche Mindest-Schmierfilmhöhe ist somit individuell abhängig von der eingesetzten Grundöl-, Verdicker-, Additiv-Kombination und muss im Zusammenhang mit physikalischen, rheologischen und chemischen Eigenschaften des Schmierstoffes betrachtet werden.
- Eine mit steigender Betriebstemperatur sinkende dynamische Schmierstoffviskosität sowie zunehmende statische Ölabgabe bewirken eine verbesserte Versorgung der Kontaktstellen durch Schmierstoffmigration, wodurch das Verhältnis von Fett-Schmierfilmhöhe zu Ölfilmhöhe nach EHD-Theorie (*Starvation*-Faktor) zunimmt. Die Schmierstoffmigration wird dabei durch länger werdende Überrollintervalle bei abnehmender Drehzahl begünstigt. Die Temperaturerhöhung bewirkt eine moderate Abnahme des Betriebsreibmomentes bei solchen Fetten, deren dynamische Gesamtviskosität hierdurch deutlich abnimmt.
- Die Reduktion der Lagerbelastung (auf das Verhältnis 1:5) und damit die Verringerung der *Hertz*schen Kontaktflächengröße führt zu einer bis zu 11-fachen Erhöhung des *Starvation*-Faktors über den gesamten Drehzahlbereich durch eine offensichtlich deutlich verbesserte Kontaktstellenversorgung. Dies äußert sich auch durch eine starke Abnahme des Betriebsreibmomentes.
- Die Anwesenheit von Grundöl und Verdicker in den Kegelrollenlagerkontakten sorgt dafür, dass bei günstigen Betriebsbedingungen (hohe Betriebstemperatur, geringes

Lastverhältnis, geringe Drehzahl) der *Starvation*-Faktor auf Werte von bis zu 2,6 ansteigt.

Bei den mittels Wegmessverfahren gewonnenen Ergebnissen muss stets der Standardfehler von Messhardware und Messverfahren berücksichtigt werden, insbesondere bei solchen Betriebsparametern, die sehr niedrige Schmierfilmhöhen mit sich bringen. Insofern wäre für zukünftige Untersuchungen eine Erhöhung der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Anzahl von 20 Messungen je Betriebspunkt (in jeweils zwei Versuchsansätzen) erstrebenswert. Die vorliegende Arbeit zeigt jedoch insgesamt, dass das induktive Wegmessverfahren für grundsätzliche Untersuchungen der Schmierfilmbildung auch bei sehr kritischen Schmierzuständen geeignet ist, insbesondere bei der Verwendung von Kegelrollenlagern, da ihre Geometrie eine Verstärkung des axialen Messweges bezogen auf die reale Filmhöhe im Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt um einen Faktor von ca. 1,8 bedingt. Sowohl vergleichende als auch grundlegende Analysen können somit mittels induktiver Wegmessung im Rahmen von Bauteiluntersuchungen unternommen werden, und zwar ohne die bei optischen und elektrischen (quantitativen) Messverfahren in der Regel zusätzlich notwendigen Laboruntersuchungen, z.B. zur Systemkalibrierung.

Die Messung des elektrischen Übergangswiderstandes parallel zur quantitativen Schmierfilmmessung liefert bei den vorliegenden Schmierzuständen wertvolle Hinweise insbesondere zur Ausbildung einer trennenden Reaktionsschicht zwischen den Kontaktoberflächen. Es ist außerdem eine Proportionalität zwischen Filmhöhe und Übergangswiderstand erkennbar, wobei Höhe und Drehzahlabhängigkeit des sich ausbildenden Widerstandes von der individuellen Schmierstoffzusammensetzung abhängig sind. Hier könnten zukünftige Arbeiten Aufschluss über Zusammenhänge und Gesetzmäßigkeiten zwischen Schmierfilmhöhe und Betrag des elektrischen Übergangswiderstandes geben.

## 8 Zusammenfassung

Bei normalen Betriebsverhältnissen können Wälzlager in ca. 90% aller heutigen Anwendungen mit Fett geschmiert werden. Mit fortschreitender technischer Entwicklung gewinnt die Wälzlagerfettsschmierung unter technischen, ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten stetig weiter an Bedeutung. Neben Belastung und Drehzahl stellen die Temperaturgrenzen die wesentlichen Parameter dar, durch welche der Anwendungsbereich eines Schmierfettes eingegrenzt wird.

Wenn eine Lagerung bei niedriger Umgebungstemperatur ( $< +20^{\circ}\text{C}$ ) betrieben wird und die entstehende Reibungswärme durch eine hohe Wärmeabfuhr sofort an die Umgebung abfließt, so spricht man von dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen. Es erfolgt in diesem Betriebsfall keine nennenswerte Erwärmung des tribologischen Systems, was im Praxiseinsatz zur Verringerung der Systemlebensdauer und zur Funktionsbeeinträchtigung durch unzureichenden Schmierfilm- und Triboschutzschichtaufbau führen kann. Damit der Einsatz der Fettschmierung in diesem derzeit kritischen Anwendungsgebiet zukünftig ohne erhöhtes Schadensrisiko möglich ist, müssen praxisrelevante Labor- und Bauteiltestverfahren weiterentwickelt werden, mit denen die Funktion eines Wälzlagerschmierfettes bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen beurteilt und die Betriebstemperaturgrenze (LTPL) sicher bestimmt werden kann. Weiterhin müssen die Erkenntnisse zum Schmierungs-zustand sowie zu Schmierungsmechanismen bei diesen Betriebsbedingungen erweitert werden.

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit werden insgesamt elf handelsübliche Wälzlagerfette herangezogen, welche das breite Spektrum praxisüblicher Grundöl-, Verdicker-Kombinationen umfassend abdecken. Im Rahmen umfangreicher **Laboranalysen** werden die statische Ölabscheidung, die Konuspenetration, das Kälteviskositätsverhalten und das Fließverhalten der Versuchsfette bei niedrigen Temperaturen untersucht, die Ergebnisse der einzelnen Testverfahren diskutiert und einander gegenübergestellt.

An einer modifizierten Version des Wälzlagerschmierstoff-Prüfgeräts FE8 zur Simulation des Einsatzes fettgeschmierter Wälzlager unter dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen wird eine große Anzahl an **Langzeit-Bauteilexperimenten** mit Schrägkugel- (7312.B) und Kegelrollenlagern (31312.A) unternommen. Neben den tribologischen Messparametern Reibung und Verschleiß wird zur Charakterisierung und Differenzierung der Versuchsfette sowie zur Analyse des Schmierungs-zustandes der elektrische Übergangswiderstand herangezogen. Die wesentlichen Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Es gelingt die Definition eines Standard-Wälzlager-tests zur Beurteilung der Schmierfetteignung bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen. Die als Ergebnis vorangegangener Forschungsarbeiten vorgeschlagene Parameterkombination (Versuchslager 31312.A,  $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ ,  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta = +10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t = 500 \text{ h}$ , Versuchsanzahl: 2)

erweist sich als geeignet. Schmierfetten, die höchstens in einem Einzelfall eine moderate Überschreitung (bis 150 mg) der Wälzkörper- und Käfigverschleißgrenze von 100 mg verursachen, kann demnach eine Eignung attestiert werden. Durch Variation der Umgebungstemperatur lässt sich mittels des entwickelten Standard-Wälzlagertests die untere Betriebstemperaturgrenze eines Schmierfettes bestimmen.

- Die experimentell bestimmten Gebrauchstemperaturgrenzen liegen für Rollenlager in einem Temperaturspektrum von  $+10\text{ °C} \pm 10\text{ K}$ ; kleine Temperaturänderungen wirken sich also sehr stark auf die Kontaktstellenversorgung und Reaktionsschichtbildung aus. Nach den hier vorgestellten Versuchen liegen die unteren Betriebstemperaturgrenzen für Kugellager deutlich unterhalb einer Temperatur von  $-20\text{ °C}$ . Bis zu dieser Temperatur zeigten die untersuchten Schrägkugellager weder Schädigungen noch nennenswerten Verschleiß.
- Während der Langzeitversuche sorgen geeignete Schmierfette im Rahmen des Einlaufprozesses durch wirksames Nachfließen größerer Schmierstoffmengen und mittels frühzeitig ansprechender Additive für eine ausreichende Trennung der Kontaktflächen sowie eine Reibwertminderung; bei Kegelrollenlagern ist die Versorgung der Rolle/Bord-Kontakte dabei von zentraler Bedeutung. Mit zunehmender Laufzeit ist neben einer ausreichenden Schmierstoffmigration in die *Hertz*schen Kontaktzonen die Ausbildung einer stabilen Triboschutzschicht entscheidend für einen dauerhaft wirksamen Verschleißschutz; dies gilt insbesondere für die Wälzkörper/Laufbahn-Kontakte.
- Eine genaue Abschätzung der Schmierfetteignung bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen oder sogar die Definition der unteren Betriebstemperaturgrenze auf Basis einzelner physikalischer oder rheologischer Schmierfett-Laborkennwerte ist nach den Ergebnissen dieser Arbeit nicht möglich. Eine vergleichsweise hohe Ölabgabe- und ein gleichzeitig niedriges Scherviskositäts- bzw. Schubspannungsniveau bei der betrachteten Betriebstemperatur können jedoch als Indikatoren für ein gutes Nachfließ- und Migrationsverhalten bestimmt werden. Diese Kennwerte korrelieren folglich mit langen Versuchslaufzeiten und einem guten Verschleißschutzvermögen. Mit Schubspannungswerten eines dauergescherten Komplettfettes bzw. Scherviskositäten eines Grundöls lassen sich darüber hinaus Rückschlüsse auf die durch Schmierstoffscherung im Kontakt verursachten Reibungsanteile ziehen.

Im Rahmen von **Funktions-Bauteilexperimenten** wird das drehzahlabhängige Reibungsverhalten fettgeschmierter Kegelrollenlager bei dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen unter dem Einfluss von Last und Betriebstemperatur ebenso analysiert, wie der Schmierfilmaufbau an den Wälz- und Gleitkontaktstellen. Ein hierzu eigens weiterentwickeltes Messverfahren zur Schmierfilmhöhenbestimmung im FE8-Prüfgerät mittels induktiver Wegsensoren wird erfolgreich erprobt. Beim Einsatz von Kegelrollenlagern erweist sich dabei insbesondere die geometrisch bedingte Verstärkung des durch den Schmierfilm im Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt hervorgerufenen Messweges als vorteilhaft, insbesondere für Analysen im

Mischreibungsgebiet. Folgende grundsätzliche Aussagen lassen sich nach den Ergebnissen dieser Arbeit treffen:

- Bei hoher spezifischer Lagerbelastung unter dauerhaften Niedrigtemperaturbedingungen herrscht grundsätzlich eine ausgeprägte Minimalmengenschmierung (*Starvation*). So beträgt die gemessene Fettfilmhöhe bei den Standard-Testbedingungen ( $C/P = 4$ ,  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta = +10 \text{ °C}$ ) nur ca. 65 % der zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlicher Filmdicke  $h_{\text{Nom-EHD}}$  und weniger als 10 % der theoretischen EHD-Ölfilmhöhe.
- Die Reduktion der Lagerbelastung (auf das Verhältnis 1:5) und damit die Verringerung der *Hertz*schen Kontaktflächengröße führt zu einer bis zu 11-fachen Erhöhung des *Starvation*-Faktors über den gesamten Drehzahlbereich durch eine offensichtlich deutlich verbesserte Kontaktstellenversorgung. Dies äußert sich auch durch eine starke Abnahme des Betriebsreibmomentes
- Eine mit steigender Betriebstemperatur sinkende dynamische Schmierstoffviskosität sowie zunehmende statische Ölabgabe bewirken eine verbesserte Versorgung der Kontaktstellen durch Schmierstoffmigration, wodurch der *Starvation*-Faktor zunimmt. Die Schmierstoffmigration wird dabei durch länger werdende Überrollintervalle bei abnehmender Drehzahl begünstigt. Die Temperaturerhöhung bewirkt eine moderate Abnahme des Betriebsreibmomentes bei solchen Fetten, deren dynamische Gesamtviskosität hierdurch deutlich abnimmt.
- Die Anwesenheit von Grundöl und Verdicker in den Kegelrollenlagerkontakten sorgt dafür, dass bei günstigen Betriebsbedingungen (hohe Betriebstemperatur, geringes Lastverhältnis, geringe Drehzahl) der *Starvation*-Faktor auf Werte von bis zu 2,6 ansteigt.
- Für die dauerhafte Funktion einer Lagerung ist der Aufbau einer zentralen Schmierfilmhöhe von ca. 65 % der zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlicher Filmdicke  $h_{\text{Nom-EHD}}$  bzw. 10 % der theoretischen EHD-Ölfilmhöhe ausreichend, wenn gleichzeitig die Schmierstoffzusätze für eine (frühzeitige) Ausbildung einer stabilen tribochemischen Reaktionsschicht und somit für eine ausreichende Reibungs- und Verschleißminderung sorgen. Die erforderliche Mindest-Schmierfilmhöhe ist also individuell abhängig von der eingesetzten Grundöl-, Verdicker-, Additiv-Kombination und muss im Zusammenhang mit physikalischen, rheologischen und chemischen Eigenschaften des Schmierstoffes betrachtet werden.

Um den Einfluss einzelner Schmierfettbestandteile auf den Schmierfilm- und Reaktionsschichtaufbau sowie auf das physikalische und rheologische Verhalten bei den betrachteten Betriebsbedingungen in zukünftigen Arbeiten grundlegend weiter erforschen zu können, wäre der Einsatz gezielt zusammengesetzter Modellfette von großem Nutzen. Hierdurch könnte die Übertragbarkeit der Schmierfettanalytik auf das Bauteilverhalten verbessert und der Wissensstand über den Einfluss und die Wirkweise der Schmierstoffadditive vergrößert werden.

## 9 Literatur

- [1] Archard, J.F.: Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of applied Physics*, Vol. 24 (1953), No. 8
- [2] Armstrong, E.L.; Lindeman, M.A.; Wayne, H.J.: Wheel-Bearing Apparatus for Automotive Greases, *NLGI Spokesman 1* (1970), S. 358-365
- [3] ASTM D 1092-99: Standard Test Method for Measuring Apparent Viscosity of Lubricating Greases. *Annual Book of ASTM Standards*, Vol. 05.01, 2004
- [4] ASTM D 4693-97: Standard Test Method for Low-Temperature Torque of Grease-Lubricated Wheel Bearings. *Annual Book of ASTM Standards*, Vol. 05.02, 2004
- [5] Baly, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager. *Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.*, Heft 775, 2005, S. 1-145
- [6] Baly, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager. *Dissertation Universität Hannover*, 2005
- [7] Baly, H.; Poll, G.; Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: Correlation between Model Test Devices and Full Bearing Tests under Grease Lubricated Conditions. *IUTAM Symposium on Elasto-hydrodynamics and Microelasto-hydrodynamics*, 01.-03.09.2004, Cardiff (UK)
- [8] Bartz, W.J.: Additive für Schmierstoffe. *Kontakt & Studium*, Band 433, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1994
- [9] Bartz, W.J.: Schmierfette – Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendungen. *Kontakt & Studium*, Band 500, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 2000
- [10] Brändlein; Eschmann; Hasbargen; Weigand: *Die Wälzlagerpraxis*. *Vereinigte Fachverlage GmbH*, Mainz, 1995
- [11] Cann, P.M.: Grease Degradation in a Bearing Simulation Device. *Tribology International*, Band 39 (2006), Heft 12, S. 1698-1706
- [12] Cann, P.M.; Damiens, B.; Lubrecht, A.A.: The Transition between Fully Flooded and Starved Regimes. *Tribology International*, Band 37 (2004), Heft 10, S. 859-864
- [13] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: An Analysis of the Mechanism of Grease Lubrication in Rolling Element Bearings. *Lubrication Science*, Band 11 (1999), Heft 3, S. 227-245.
- [14] Chittenden, R.J.; Dowson, D.; Dunn, J.F.; Taylor, C.M.: A Theoretical Analysis of Isothermal Elasto-hydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. *Proceedings of the Royal Society of London, Series A*, Band 397 (1985), S. 271-294



- 
- [15] Chiu, Y.P.: An Analysis and Prediction of Lubricant Starvation in Following Contact Systems. ASLE Transaction, Band 17 (1974), S. 22-28
- [16] Crisp, J.N.; Wells, E.E.: Low Temperature Performance of Greases in Railway Roller Bearings. Lubrication Engineering (6) 1963, S. 270-282
- [17] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch – Reibung und Verschleiß. Braunschweig: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag 1992
- [18] Damiens, B; Lubrecht, A-A; Cann, P.M.E.: Lubrication Regimes in Rolling Element Bearings. Tribology Series, Band 39 (2001), S. 295-301
- [19] Debler, C.; Gronitzki, M.; Poll, G.: Investigation into the sealing contacts of reciprocating elastomeric seals – correlation of calculations with contact force measurements and optical observations. Proceedings of the 17th International Conference on Fluid Sealing 2003-BHR Group 2003, S. 169-186
- [20] DIN 4768: Ermittlung der Rauheitskenngrößen  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$  mit elektrischen Tastschnittgeräten. Deutsches Institut für Normung e.V., 1990
- [21] DIN 50320: Verschleiß: Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. Deutsches Institut für Normung e.V., 1979 (zurückgezogen)
- [22] DIN 50321: Verschleiß-Messgrößen. Deutsches Institut für Normung e.V., 1979 (zurückgezogen)
- [23] DIN 51502: Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter, Schmiergeräte und Schmierstellen. Deutsches Institut für Normung e.V., 1990
- [24] DIN 51562: Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter. Deutsches Institut für Normung e.V., 1988
- [25] DIN 51805: Bestimmung des Fließdruckes von Schmierfetten; Verfahren nach Kesternich. Deutsches Institut für Normung e.V., 1974
- [26] DIN 51810: Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität von Schmierfetten mit Rotationsviskosimeter. Deutsches Institut für Normung e.V., 1999
- [27] DIN 51816: Bestimmung des Förderwiderstandes mit dem Shell-Delimon-Rheometer. Deutsches Institut für Normung e.V., 1989
- [28] DIN 51817: Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen. Deutsches Institut für Normung e.V., 1998.
- [29] DIN 51818: Schmierstoffe – Konsistenz-Einteilung für Schmierfette – NLGI-Klassen. Deutsches Institut für Normung e.V., 1981
- [30] DIN 51819: Prüfung von Schmierstoffen auf dem Wälzlagerschmierstoff- Prüfgerät FE8. Deutsches Institut für Normung e.V., 1999

- 
- [31] DIN 51821: Prüfung von Schmierfetten auf dem FAG-Wälzlagerfett-Prüfgerät FE9. Deutsches Institut für Normung e.V., 1988 (Teil 1), 1989 (Teil2)
- [32] DIN 51825: Schmierstoffe - Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen. Deutsches Institut für Normung e.V., 2004
- [33] DIN EN ISO 13565-2: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve. Deutsches Institut für Normung e.V., 1998
- [34] DIN ISO 281: Wälzlager: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Deutsches Institut für Normung e.V., 1993
- [35] DIN ISO 2137: Schmierfett und Petrolatum – Bestimmung der Konuspenetration. Deutsches Institut für Normung e.V., 1997
- [36] DIN ISO 2176: Bestimmung des Tropfpunktes von Schmierfetten. Deutsches Institut für Normung e.V., 1997
- [37] DIN ISO 15312: Wälzlager – Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte. Deutsches Institut für Normung e.V., 2003
- [38] Dornhöfer, G.: Eignung verschiedener labortechnischer Verfahren zur Simulation der Kältefunktion fettgeschmierter Tribosysteme. Tribologie + Schmierungstechnik, Band 52 (2005), Heft 5, S. 37-41
- [39] Dornhöfer, G.: Moderne Verfahren zur Messung der Kältefließfähigkeit von Schmierfetten – verschiedene Prüfmethode im direkten Vergleich. Tribologie + Schmierungstechnik, Band 49 (2002), Heft 3, S. 32-42
- [40] Dowson, D.; Higginson, G.R.: Elastohydrodynamic Lubrication; Oxford, Pergamon Press LTD: 1966
- [41] Dowson, D.; Higginson, G.R.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication; 2. Auflage, Oxford, Pergamon Press LTD: 1977
- [42] Dowson, D.; Toyoda, S.: A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts. Proceedings of the 5<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Topics Paper (VII), University of Leeds, 1978
- [43] Ewald, W.: Schmierfett für höchste Anwendungstemperaturen auf Seifenbasis. Tagungsband zur 45. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), Aachen 2004
- [44] FAG OEM und Handel AG: Schmierung von Wälzlagern. Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA Schweinfurt, 1996
- [45] Fleischer, G.; Gröger, H.; Thum, H.: Verchleiß und Zuverlässigkeit. VEB Verlag Technik, Berlin, 1980

- 
- [46] Franke, E.: Reibmomentmessung und -berechnung an Wälzlagern. FVA-Literaturstudie Nr. T 742, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 565, 1998, S. 1-122
- [47] Gerstenberger, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Dissertation Universität Hannover, 2000
- [48] Gerstenberger, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 581, 1999, S. 1-60
- [49] Gesellschaft für Tribologie e.V.: Wälzlagerschmierung. GfT-Arbeitsblatt 3, neue überarbeitete Auflage 2006, S. 1-66
- [50] Göbel, W.: Wälzlager für Windkraftanlagen. Technische Akademie Esslingen (TAE), Tagungsband, Ostfildern, 07.-09.03.2005
- [51] Gold, P.W.; Loos, J.; Aßmann, Ch.: Funktionsgerechte Oberflächenanalyse am Beispiel von Wälzlagern. Tribologie + Schmierungstechnik, Band 48 (2001), Heft 6, S. 13-20
- [52] Gronitzki, M.: Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtungen für Drehdurchführungen. Dissertation Gottfried Wilhelm Leibnitz Universität Hannover, 2006
- [53] Hamrock, B.J.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Band 99, 1977, S. 264-276
- [54] Hamrock, B.J.; Dowson, D.: Minimum Film Thickness in Elliptical Contacts for Different Regimes of Fluid-Lubrication. Proceedings of the 5<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, London, 1979
- [55] Harris, T.A.: Rolling Bearing Analysis. 3. Auflage, John Wiley & Sons Inc., New York, 1991
- [56] Holland, H.J.: Einflussgrößen auf die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation Technische Universität Darmstadt, 1978
- [57] Illmann, A.; Obst, H.-K.: Wälzlager in Eisenbahnwagen und Dampflokomotiven. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1957
- [58] IP 186/93: Determination of low temperature torque of lubricating grease. The Institute of Petroleum, 1995
- [59] Jedrzejewski, J.; Kwasny, W.; Potrykus, J.: Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern. Schmierungstechnik, Band 20 (1989), Heft 8, S. 243-244

- [60] Kempe, J.: Rheologische Experimente zum Haftvermögen von Schmierfetten. Tagungsband zur 42. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, Band II, Seite 39.1-8, Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), Aachen 2001
- [61] Kispert, K.: Das SU-Lager - ein hochbelastbares Radial- Zylinder- rollenlager, VDI-Zeitschrift, Band 123 (1981), Heft 1 / 2, S. 31-34
- [62] Kispert, K.: Entwicklung und Anwendung axial hochbelastbarer Radial- Zylinderrollenlager, Schmierungstechnik + Tribologie, Band 28 (1981), Heft 1
- [63] Klamann, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte – Herstellung, Eigenschaften, Anwendungen. Verlag Chemie, Weinheim, 1982
- [64] Kragelski, I.V.; Dobycin, M.N.; Kombatov, V.S.: Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. Carl Hanser Verlag, München – Wien, 1977
- [65] Kühl, R.: Anforderungen an Schmierfette für Wälz- und Gleitlager in Windkraftanlagen. Technische Akademie Esslingen (TAE), Tagungsband, Ostfildern, 07.-09.03.2005
- [66] Kühl, R.: Ölabgabeverhalten bei tiefen und hohen Temperaturen - Einfluss auf den Temperatureinsatzbereich eines Schmierfettes in Wälzlagern. Tagungsband zur Tribologie-Fachtagung 1998 der Gesellschaft für Tribologie e.V.
- [67] Kuhlmann, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 738, 2004, S. 1-112
- [68] Kuhlmann, J.; Poll, G.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Tagungsband zur 47. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, Band II, Seite 56/1-11, Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), Aachen 2006
- [69] Kunert, K.-H.: Die Reibung von Schrägkugellagern in Abhängigkeit vom Lastwinkel, Industrie- Anzeiger, Band 86 (1964), Heft 25, S. 37-41
- [70] Lhoest, J.P.: A Rheological Approach for Testing Low Temperature Properties of Lubricating Greases: The PNV Concept, NLGI Spokesman, 55 No. 5(1991), S. 13-20
- [71] Liang, B.: Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenrad-Wälzlagerungen. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 1992
- [72] Lindenkamp, H: Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter statischen und dynamischen Bedingungen. Abschlussbericht zum DGMK-Projekt Nr. 100, Deutsche Gesellschaft für Mineralölwissenschaft und Kohlechemie e.V. (DGMK), 1981
- [73] Litters, Th; Dresel, W.; Nemack, C.: The Aspect of Grease Hardening – Comparison with Tests in an Original Progressive Feeder for a Centralized Lubricating System. Tagungsband zum 13<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, Technische Akademie Esslingen (TAE), Volume I, Seite 77-91, Ostfildern 2002

- [74] Litters, Th.; Jacobs, G.: Moderne Terephthalamatfette, eine Renaissance? Tagungsband zur 46. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, Band II, Seite 53/1-8, Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), Aachen 2005
- [75] Litters, Th.; Koch, B.: Untersuchungen zum Kälte-Fließverhalten von Schmierfetten mit modernen Rotationsviskosimetern – Einfluss von Verdicker und Basisöl auf die viskoelastischen Eigenschaften bei -40 °C. Tribologie + Schmierungstechnik, Band 54 (2007), Heft 3, S. 33-40
- [76] Loos, J.: Leistungsfähige Wälzlager für umweltverträgliche Schmierstoffe durch PVD-Verschleißschutzschichten. Dissertation RWTH Aachen, 2001
- [77] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Vol. 1, No. 3, 7, 1947
- [78] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Vol. 2, No. 4, 96, 1952
- [79] Marawe, H.-J.: Ermittlung der relativen Ölausscheidung bei Fettschmierstoffen unter Druckbelastung. Tribologie + Schmierungstechnik, Band 41 (1994), S. 209-213
- [80] Nagaraj, H.S.; Sanborn, D.M.; Winter, W.O.: Asperity Contacts in EHD-Contacts. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Band 100 (1978), S. 246-253
- [81] Nierlich, W.; Volkmuth, J.: Schäden und Schadensverhütung bei Wälzlagern. Teil I: Schadensformen. Antriebstechnik, Band 40 (2001), Heft 1, S. 48-52
- [82] Palmgren, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20 (1957), S. 117-121
- [83] Peeken, H.; Amort, R.: Einfluss von Schmierstoffzusätzen auf den Verschleiß von Wälzlagern bei überwiegend metallischer Berührung in den Wälzflächen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 70, 1979
- [84] Peeken, H.; Amort, R.; Stüber, H.-G.: Wälzlagerverschleiß; Einfluss von Schmierstoffzusätzen auf den Verschleiß von Wälzlagern bei überwiegend metallischer Berührung in den Wälzflächen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 151, 1983
- [85] Poll, G.: Wälzlager. Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Kapitel G4, Seite G80-G94, 20. Auflage, Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hongkong; London; Mailand; Paris; Singapur; Tokio: Springer 2001
- [86] Poll, G.: Wälzlager. Steinhilper, Sauer – Konstruktionselemente des Maschinenbaus, Kapitel 11.3, Seite 134-193. 6.Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [87] Poll, G.; Gabelli, A.; Binnngton, P.G.; Qu, J.: Dynamic Mapping of Rotary Lip Seal Lubricant Films by Fluorescent Image Processing. In: Nau, B.S. (Hrsg.): Fluid Sea-

- ling. Konferenzbericht zur 13. internationalen Konferenz über Flüssigkeitsdichtungen. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers 1992
- [88] Predki, W.: Kurzfassung zur Vorlesung Getriebetechnik II. Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Fahrzeuge, Ruhr-Universität Bochum, 2004
- [89] Rhee, I.S.: Development of a new Test Method for Assessing Military Grease Performance at Low Temperatures, NLGI Spokesman 53 No. 7 (1989), S. 302-313
- [90] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Dissertation Universität Hannover, 1985
- [91] Schrader, R.: Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakten. Dissertation Universität Hannover, 1988
- [92] SKF Group: Hauptkatalog. Katalog 5000G, Copyright SKF 2004
- [93] Skurka, J.: Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings. Paper 69-LUB-18, ASME, New York, 1969
- [94] Spiegel, K.; Fricke, J.; Meis, K.-R.: Das Fließverhalten von Schmierfetten. Kontakt & Studium, Band 500 (2000), S. 228-265
- [95] Spiegel, K.; Fricke, J.; Meis, K.-R.: Zusammenhang zwischen der Konuspenetration und der Schub- bzw. Druckfließgrenze von Schmierfetten. Tagungsband zum 12<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, Technische Akademie Esslingen (TAE), Volume I, Seite 185-193, Ostfildern 2000
- [96] Spiegel, K.; Fricke, J.; Meis, K.-R., Sonntag, F.: Zusammenhang zwischen Penetration und Fließgrenze bei Schmierfetten, Tribologie + Schmierungstechnik, Band 38 (1991), Heft 6, S. 326-331
- [97] Steinecke, V.: Das Lebensdauernetz; Wahrscheinlichkeitspapier für die Weibull-Verteilung; Erläuterungen und Handhabung. Deutsche Gesellschaft für Qualität e.V., Frankfurt am Main 1979
- [98] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Dissertation RWTH Aachen, 1995
- [99] Stribeck, R.: Kugellager für beliebige Belastungen, VDI- Zeitschrift, Band 45 (1901), Heft 3, S. 73-79; 118-125
- [100] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI-Zeitschrift, 1902, Heft 46, S. 1341, 1432, 1463
- [101] Thiede, K.-U.: Untersuchungen hochbelasteter Gelenklager bei langsam oszillierenden Gleitbewegungen. Dissertation Universität Magdeburg 1998

- 
- [102] Thum, H.: Zur Bestimmung der verschleißbedingten Lebensdauer von Wälzlagern bei verschiedenen Überlebenswahrscheinlichkeiten. *Schmierungsstechnik*, Band 16 (1985), Heft 9
- [103] Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter, schnell-drehender Schrägkugellager. Dissertation RWTH Aachen, 1999
- [104] Van de Sandt, N.: Gebrauchsdauer von axial belasteten Wälzlagern bei starker Mischreibung. Dissertation RWTH Aachen, 2004
- [105] Verdura, T.M.: Performance of Service Station Wheel Bearing Greases in a Low Temperature Test, *NLGI Spokesman* (4) 1971, S. 10-21
- [106] Walbeck, Th.: Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Dissertation RWTH Aachen, 2004
- [107] Weismann, P.: Gebraucht fettanalysen mit geringsten Probenmengen. Tagungsband zur 47. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, Band II, Seite 45/1-15, Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), Aachen 2006
- [108] Wikström, V.: Rolling Bearing Lubrication at Low Temperature. Diss.: Luleå University of Technology 1996
- [109] Wikström, V.; Höglund, E.: Starting and Steady-State Friction Torque of Grease Lubricated Rolling Element Bearings at Low Temperatures - Part I: A Parameter Study. STLE Preprint No. 95-TC-2D-1 (1995)
- [110] Wikström, V.; Höglund, E.: Starting and Steady-State Friction Torque of Grease Lubricated Rolling Element Bearings at Low Temperatures - Part II: Correlation with Less-Complex Test Methods. STLE Preprint No. 95-TC-2D-2 (1995)
- [111] Zabel, W.-R.: Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation Universität Hannover, 2005
- [112] Zhou, R.-S.; Hoepflich, M.-R.: Torque of Tapered Roller Bearings. *ASME Journal of Tribology*, Band 113 (1991), Heft 3, S. 590-597

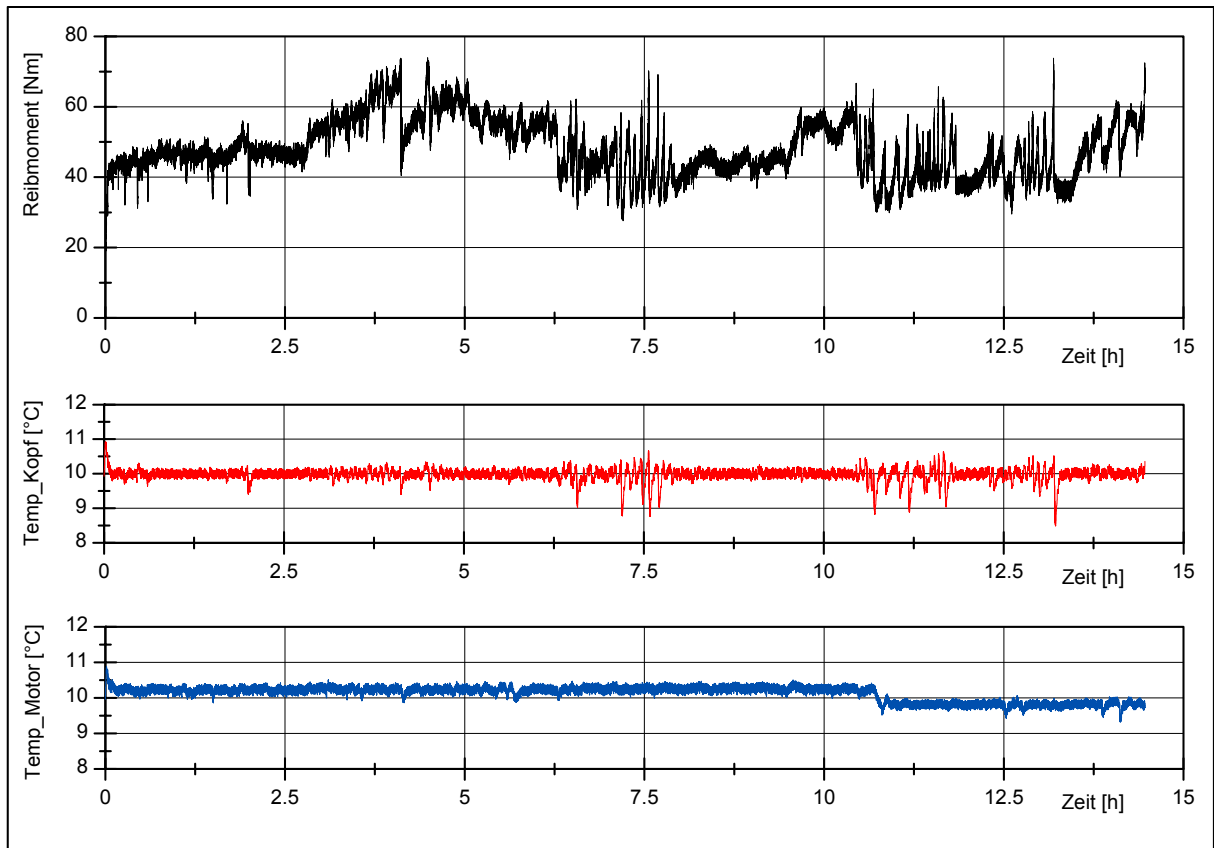
# 10 Anhang

In diesem Anhang sind die Versuchsergebnisse der Bauteilexperimente dokumentiert.

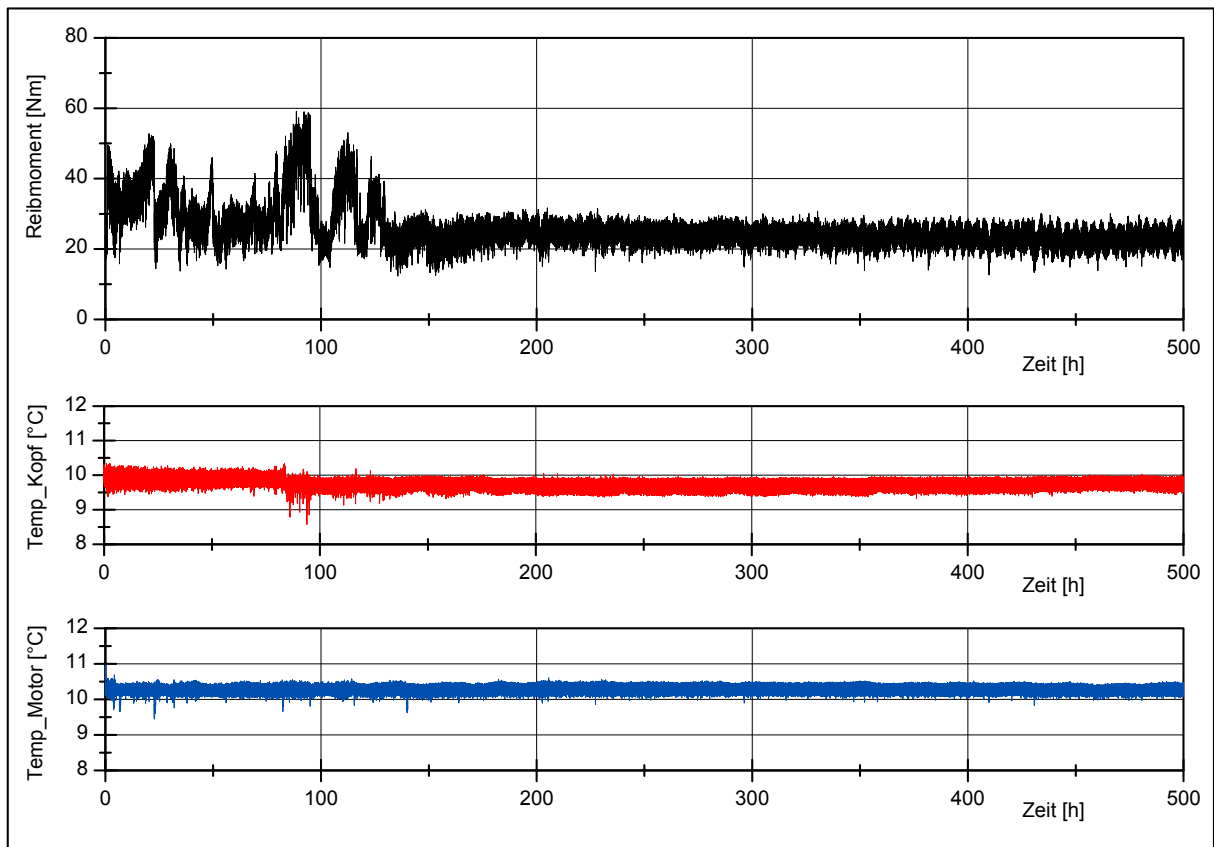
## 10.1 Standardtest (31312.A, C/P = 4, 75 min<sup>-1</sup>, +10 °C), Versuchsdokumentation

Fett	Lauf	t [h]	M <sub>ib</sub> [Nm]	V [mg] (1.Zeile: Kopfseite; 2.Zeile: Motorseite)												Bemerkung; Ausfallkriterium	
				V <sub>A,i</sub>	V <sub>A,m</sub>	V <sub>A,t</sub>	V <sub>L,i</sub>	V <sub>L,m</sub>	V <sub>L,t</sub>	V <sub>W,i</sub>	V <sub>W,m</sub>	V <sub>W,t</sub>	V <sub>K,i</sub>	V <sub>K,m</sub>	V <sub>K,t</sub>	Grenzmoment	Verschleiß
I	1	14,5	47,96	57 2	29,5	2,03	94 5	49,5	3,41	96 4	50,0	3,45	11 7	9,0	0,62	Abbruch	
	2	500	25,78	119 132	125,5	0,25	129 181	155,0	0,31	100 242	171,0	0,34	44 149	96,5	0,19	Durchläufer	> 0,1 g
	3	12,0	40,20	39 13	26,0	2,17	82 3	42,5	3,54	67 26	46,5	3,88	4 12	8,0	0,67	Abbruch	
II	1	1,1	53,16	7 7	7,0	6,36	15 2	8,5	7,73	5 1	3,0	2,73	3 4	3,5	3,18	Abbruch	
	2	47,8	50,08	3 9	6,0	0,13	5 4	4,5	0,09	4 3	3,5	0,07	7 20	13,5	0,28	Abbruch	
	3	58,4	28,26	47 9	28,0	0,48	74 18	46,0	0,79	66 24	45,0	0,77	24 38	31,0	0,53	Abbruch	
III	1	500	15,66	1077 1425	1251,0	2,50	236 608	422,0	0,84	410 987	698,5	1,40	137 156	146,5	0,29	Durchläufer	> 0,1 g
	2	500	14,79	35 276	155,5	0,31	143 175	159,0	0,32	64 148	106,0	0,21	98 67	82,5	0,17	Durchläufer	> 0,1 g
	3	500	31,19 <sup>1)</sup>	1245 1374	1309,5	2,62	491 660	575,5	1,15	542 533	537,5	1,08	117 166	141,5	0,28	Durchläufer	> 0,1 g
IV	1	500	25,06	187 4	95,5	0,19	119 0	59,5	0,12	178 2	90,0	0,18	24 10	17,0	0,03	Durchläufer	> 0,1 g
	2	86,9	35,66	77 60	68,5	0,79	31 66	48,5	0,56	164 78	121,0	1,39	12 11	11,5	0,13	Abbruch	
	3	97,0	34,86	114 72	93,0	0,96	101 119	110,0	1,13	94 105	99,5	1,03	14 22	18,0	0,19	Abbruch	
V	1	500	25,60	155 171	163,0	0,33	122 82	102,0	0,20	91 43	67,0	0,13	8 50	29,0	0,06	Durchläufer	i.O.
	2	500	22,52	138 9	73,5	0,15	78 49	63,5	0,13	96 18	57,0	0,11	25 97	61,0	0,12	Durchläufer	i.O.
	3	500	26,46 <sup>1)</sup>	73 234	153,5	0,31	56 103	79,5	0,16	110 96	103,0	0,21	28 26	27,0	0,05	Durchläufer	> 0,1 g
VI	1	500	16,29	189 60	124,5	0,25	126 54	90,0	0,18	111 47	79,0	0,16	11 31	21,0	0,04	Durchläufer	> 0,1 g
	2	500	20,67	210 197	203,5	0,41	143 151	147,0	0,29	109 105	107,0	0,21	5 22	13,5	0,03	Durchläufer	> 0,1 g
	3	500	11,89	329 35	182,0	0,36	241 37	139,0	0,28	282 48	165,0	0,33	10 38	24,0	0,05	Durchläufer	> 0,1 g
VII	1	24,8	41,68	29 35	32,0	1,29	50 27	38,5	1,55	91 45	68,0	2,74	16 20	18,0	0,73	Abbruch	
	2	3,3	43,70	3 1	2,0	0,61	9 0	4,5	1,36	13 6	9,5	2,88	2 9	5,5	1,67	Abbruch	
	3	7,0	38,41	0 0	0,0	0,00	26 3	14,5	2,07	22 1	11,5	1,64	3 1	2,0	0,29	Abbruch	
VIII	1	500	22,79	683 65	374,0	0,75	508 80	294,0	0,59	666 181	423,5	0,85	97 50	73,5	0,15	Durchläufer	> 0,1 g
	2	72,1	41,43	65 42	53,5	0,74	41 35	38,0	0,53	64 51	57,5	0,80	15 40	27,5	0,38	Abbruch	
	3	60,6	39,92	93 49	71,0	1,17	61 26	43,5	0,72	90 36	63,0	1,04	35 20	27,5	0,45	Abbruch	
IX	1	500	16,76	12 97	54,5	0,11	21 97	59,0	0,12	27 113	70,0	0,14	26 42	34,0	0,07	Durchläufer	> 0,1 g
	2	500	18,77	35 222	128,5	0,26	39 61	50,0	0,10	49 90	69,5	0,14	27 52	39,5	0,08	Durchläufer	i.O.
	3	500	16,04	46 4	25,0	0,05	56 25	40,5	0,08	40 33	36,5	0,07	31 34	32,5	0,07	Durchläufer	i.O.
X	1	25,6	40,98	247 55	151,0	5,90	243 29	136,0	5,31	182 73	127,5	4,98	14 27	20,5	0,80	Abbruch	
	2	500	24,29	158 23	90,5	0,18	145 27	86,0	0,17	123 26	74,5	0,15	33 28	30,5	0,06	Durchläufer	> 0,1 g
	3	82,9	30,70	404 149	276,5	3,34	463 142	302,5	3,65	399 104	251,5	3,03	64 54	59,0	0,71	Abbruch	
XI	1	500	24,13	196 159	177,5	0,36	174 89	131,5	0,26	168 91	129,5	0,26	3 10	6,5	0,01	Durchläufer	> 0,1 g
	2	500	29,86	363 207	285,0	0,57	311 131	221,0	0,44	252 70	161,0	0,32	25 2	13,5	0,03	Durchläufer	> 0,1 g
	3	340,2	45,32	273 186	229,5	0,67	193 107	150,0	0,44	100 59	79,5	0,23	18 88	53,0	0,16	Abbruch	

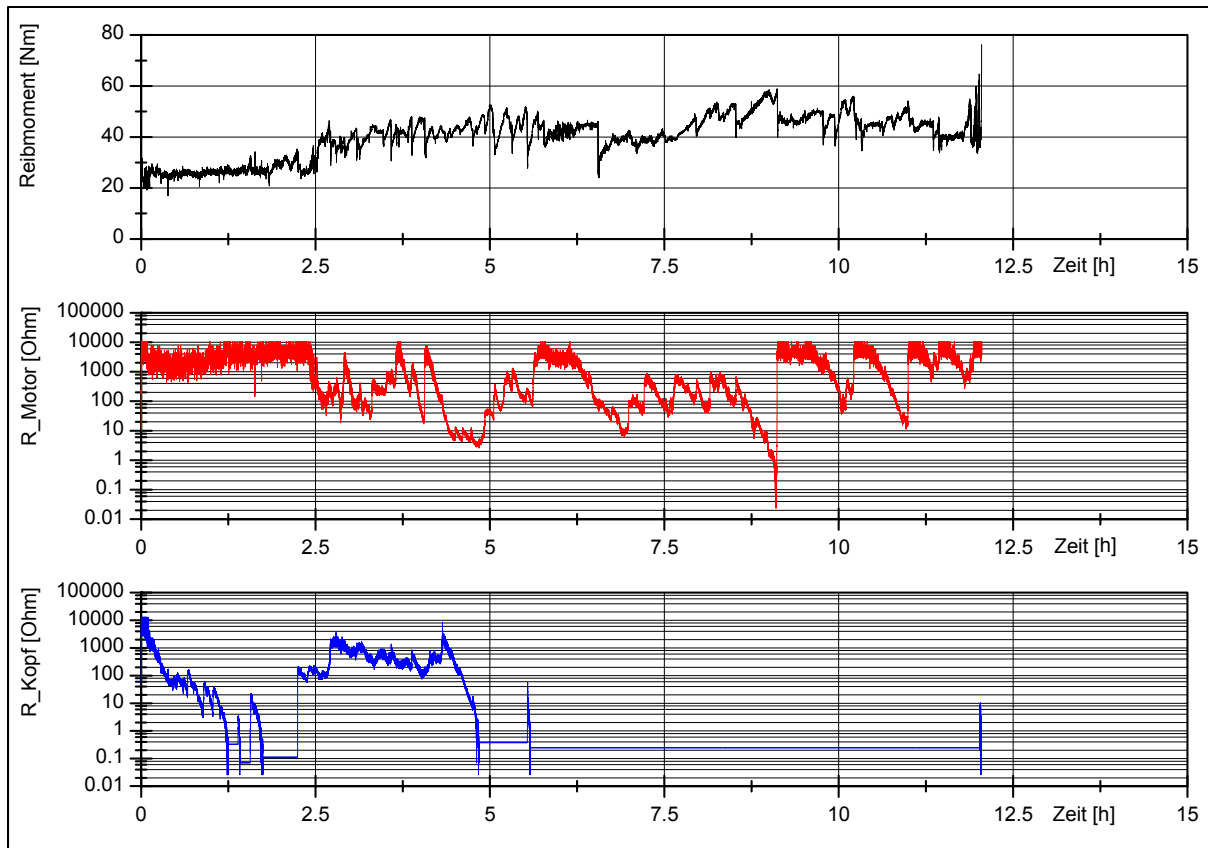




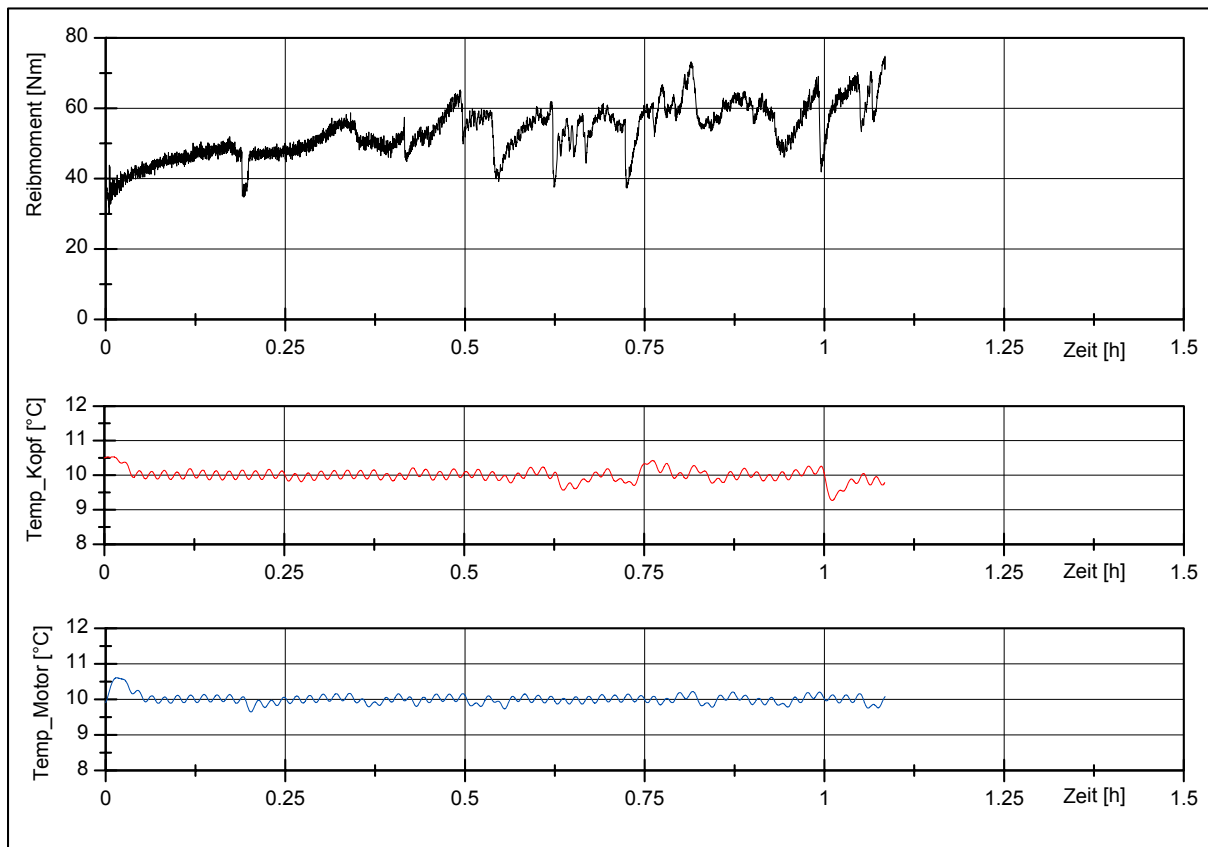
**Abb. 10-1:** Fett I, Lauf 1 ( $t = 14,5$  h,  $M_{rb} = 47,96$  Nm,  $\dot{V}_W = 6,90$  mg/h)



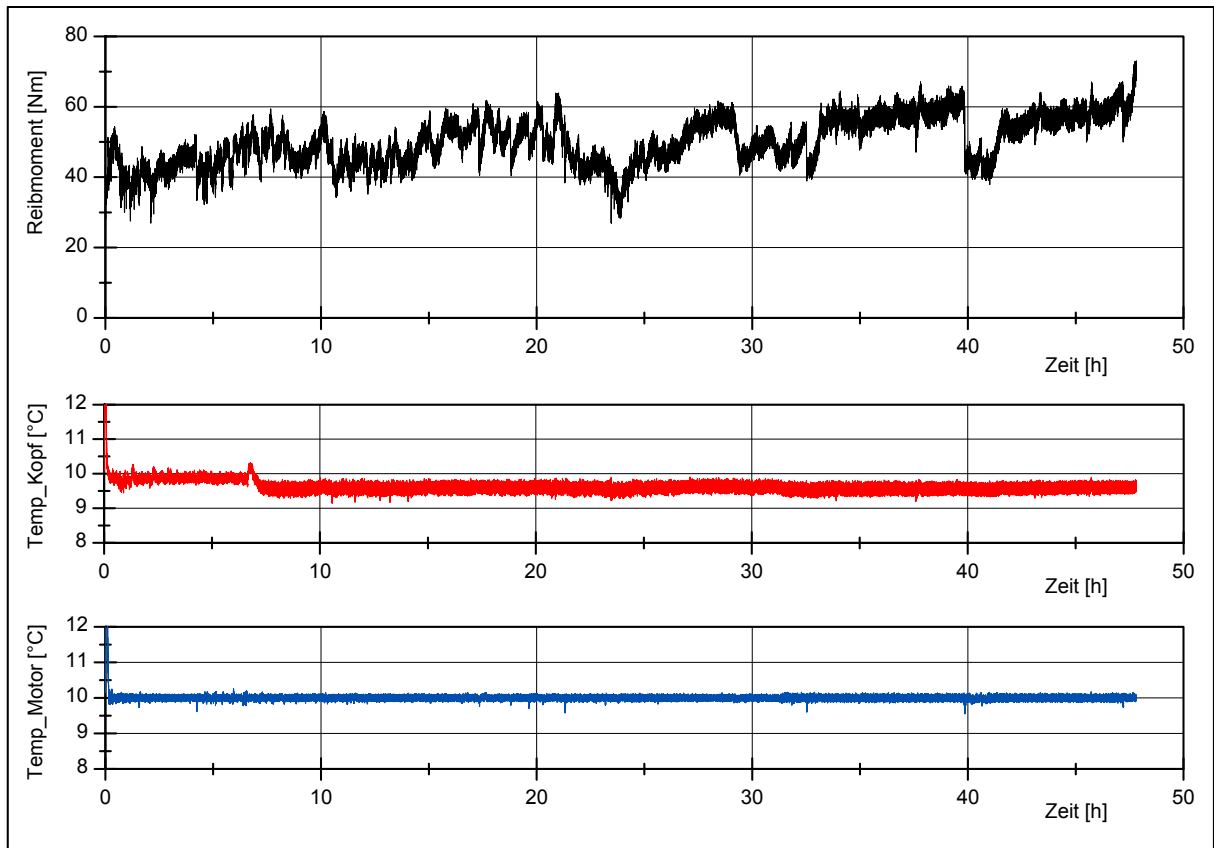
**Abb. 10-2:** Fett I, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 25,78$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,68$  mg/h)



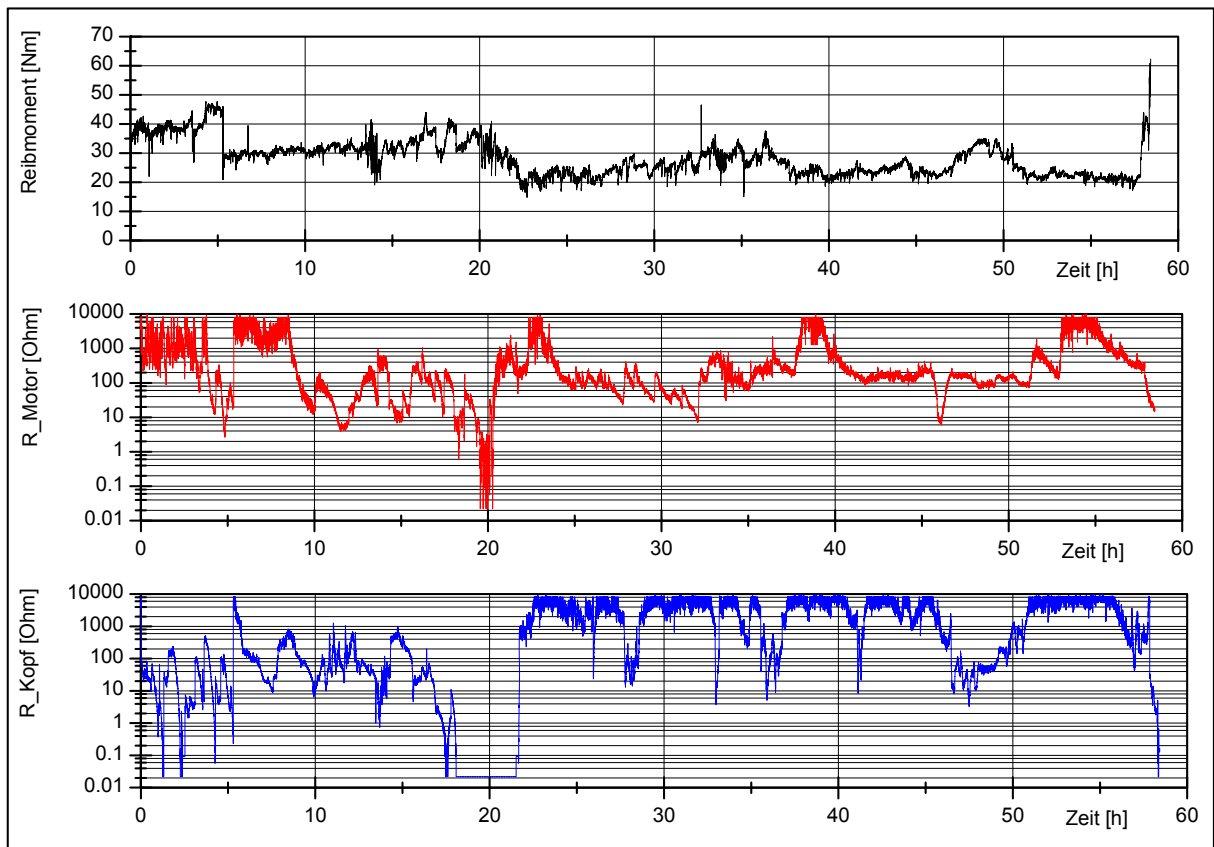
**Abb. 10-3:** Fett I, Lauf 3 ( $t = 12,0$  h,  $M_{rb} = 40,20$  Nm,  $\dot{V}_W = 7,75$  mg/h)



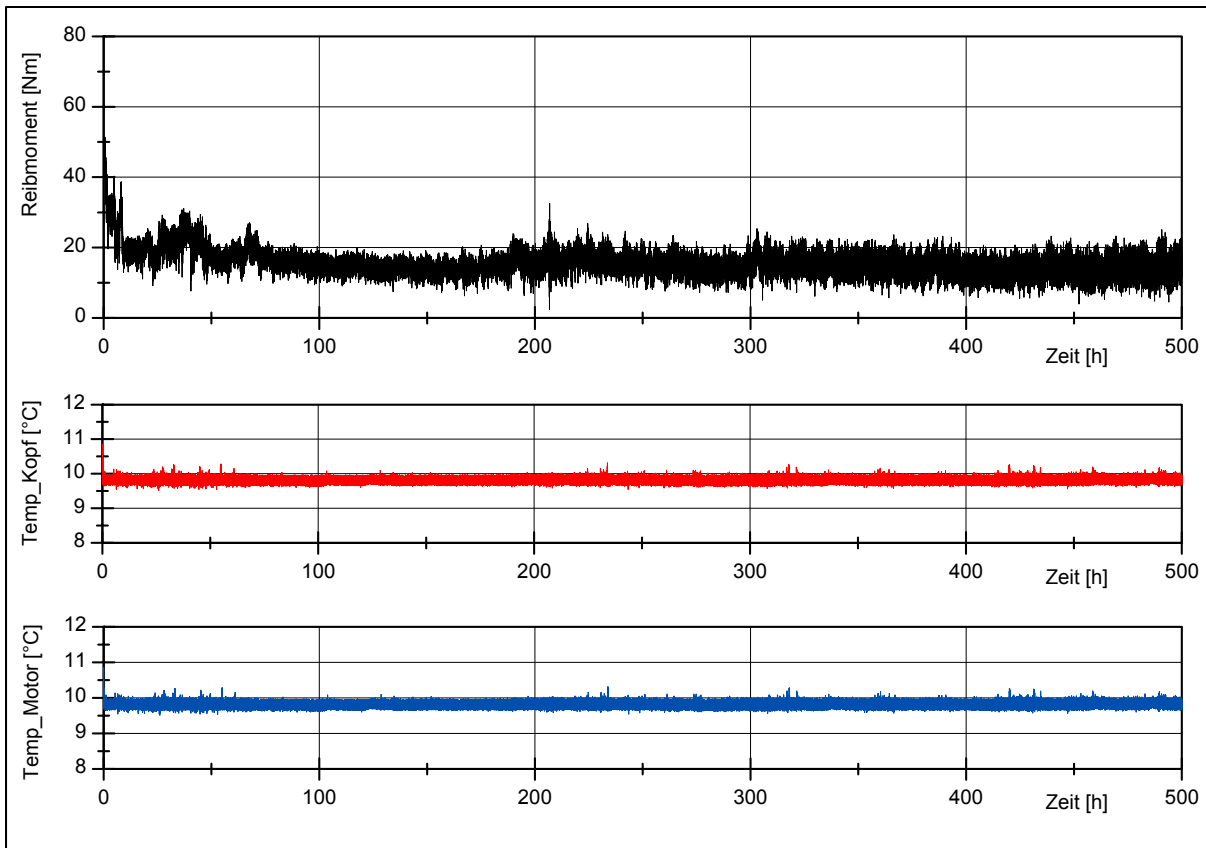
**Abb. 10-4:** Fett II, Lauf 1 ( $t = 1,1$  h,  $M_{rb} = 53,16$  Nm,  $\dot{V}_W = 5,45$  mg/h)



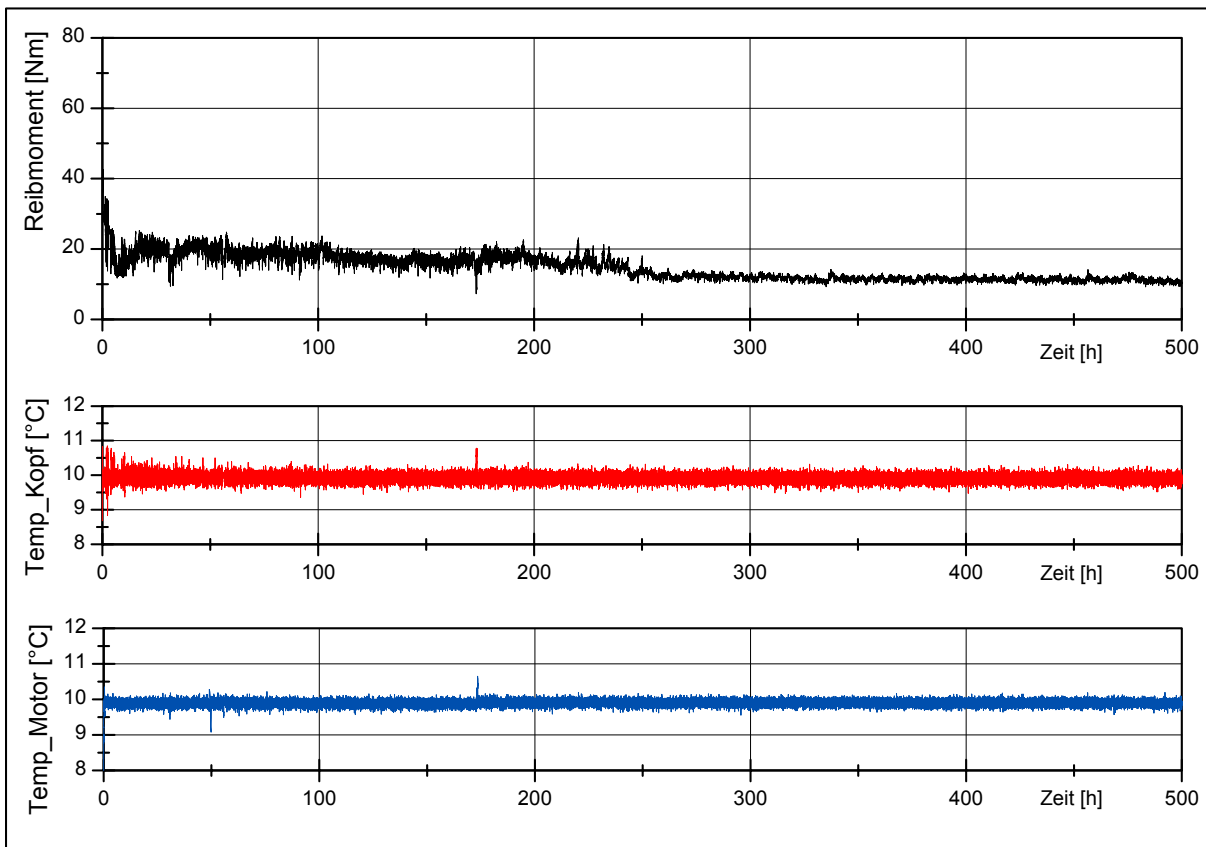
**Abb. 10-5:** Fett II, Lauf 2 ( $t = 47,8$  h,  $M_{rb} = 50,08$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,15$  mg/h)



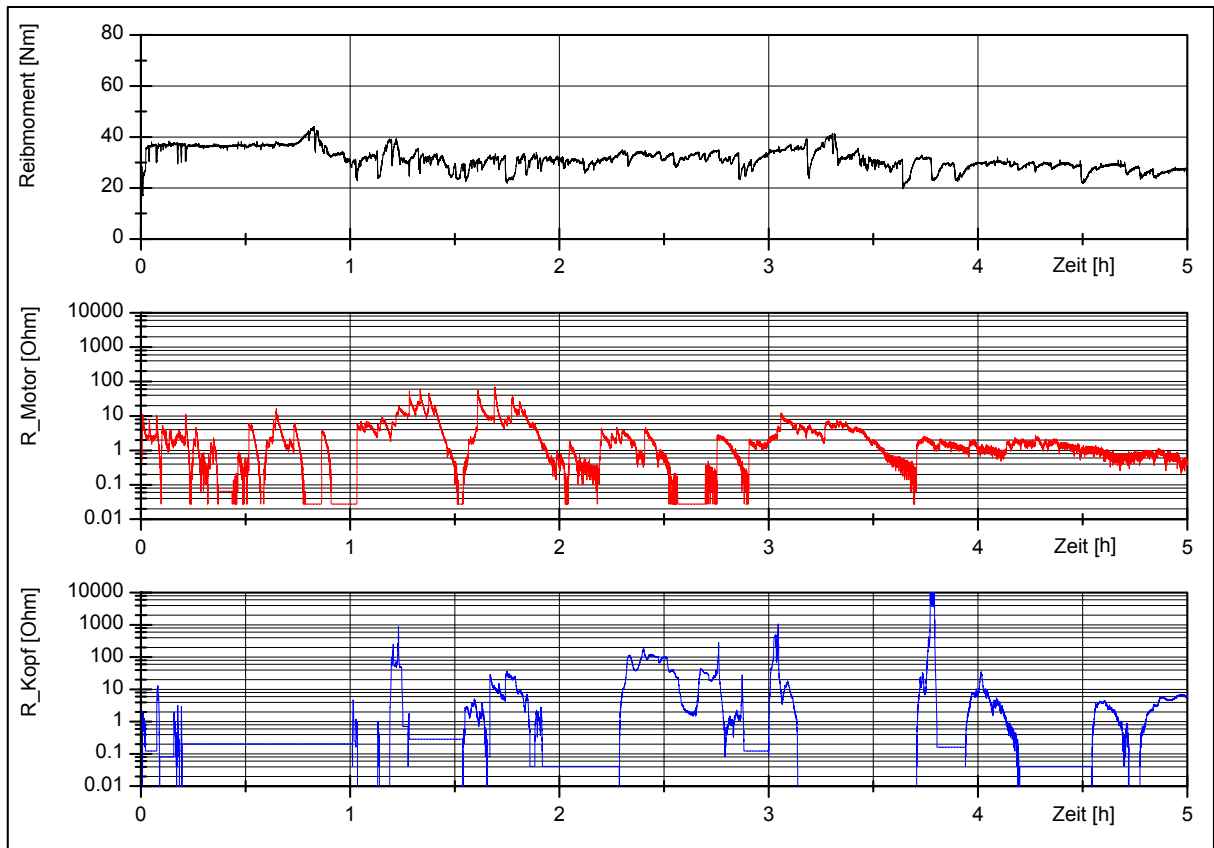
**Abb. 10-6:** Fett II, Lauf 3 ( $t = 58,4$  h,  $M_{rb} = 28,26$  Nm,  $\dot{V}_w = 1,54$  mg/h)



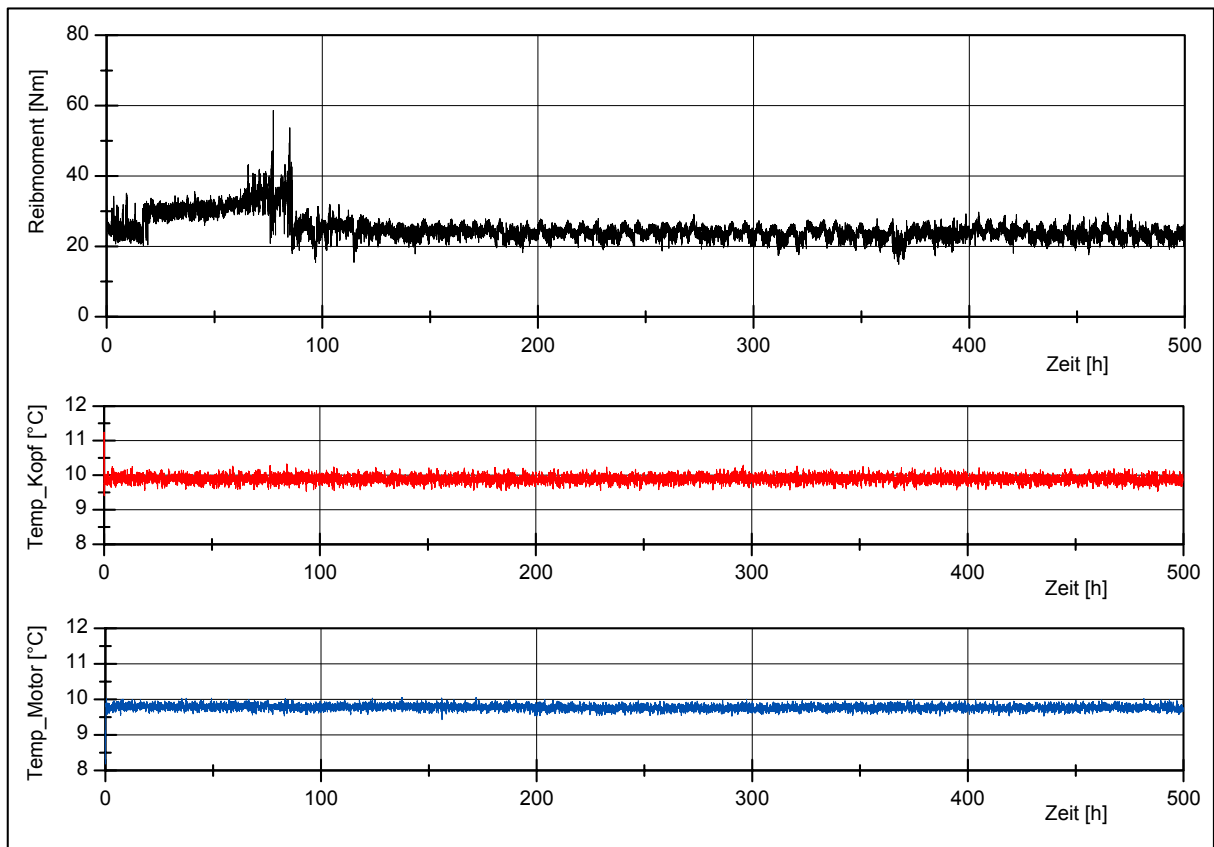
**Abb. 10-7:** Fett III, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 15,66$  Nm,  $\dot{V}_W = 2,79$  mg/h)



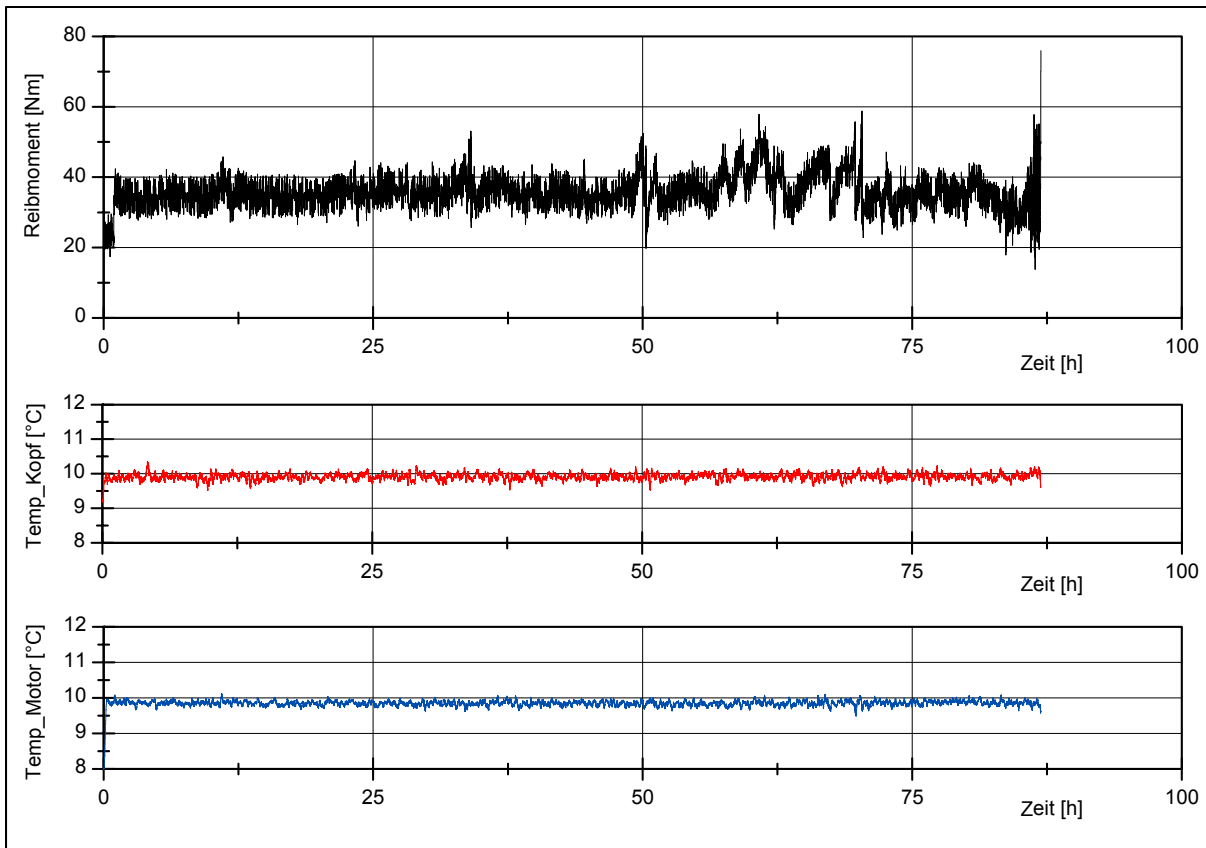
**Abb. 10-8:** Fett III, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 14,79$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,42$  mg/h)



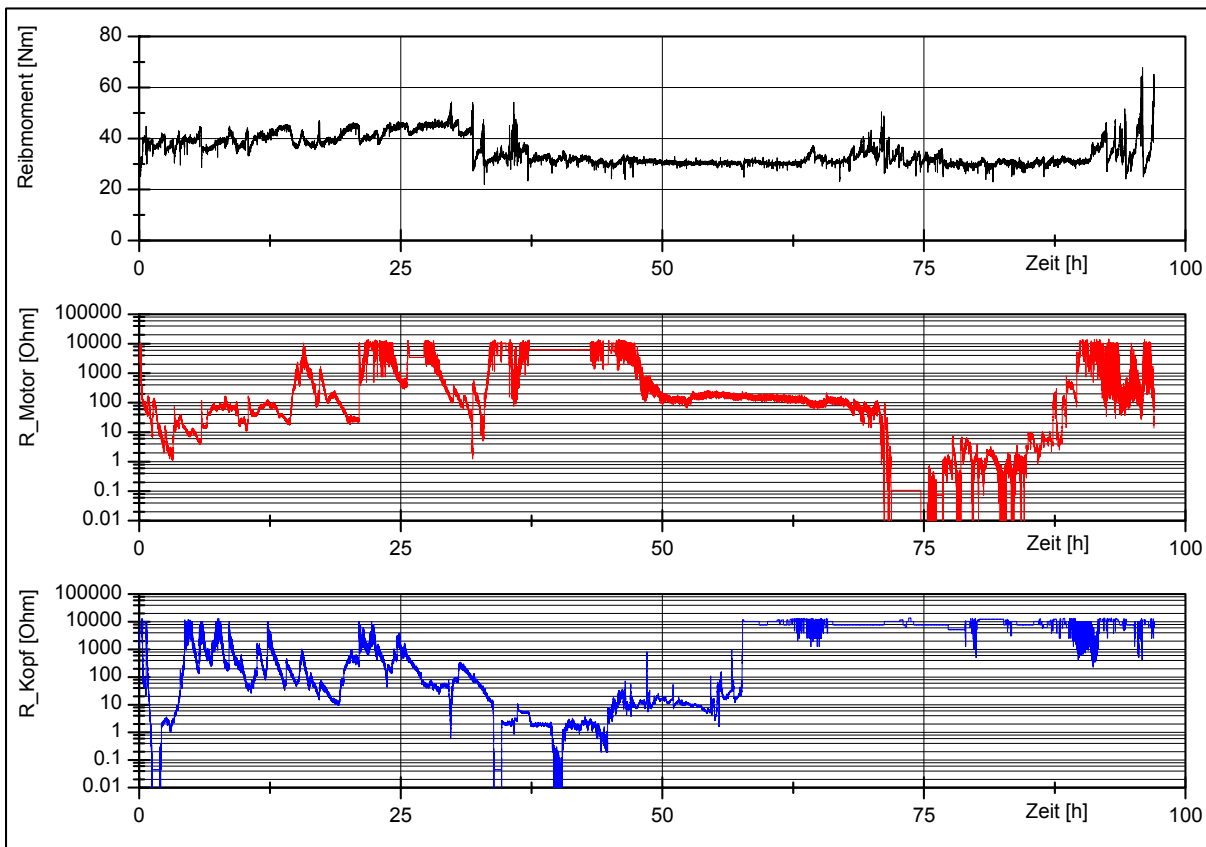
**Abb. 10-9:** Fett III, Lauf 3 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 31,19$  Nm,  $\dot{V}_W = 2,15$  mg/h, Daten unvollständig)



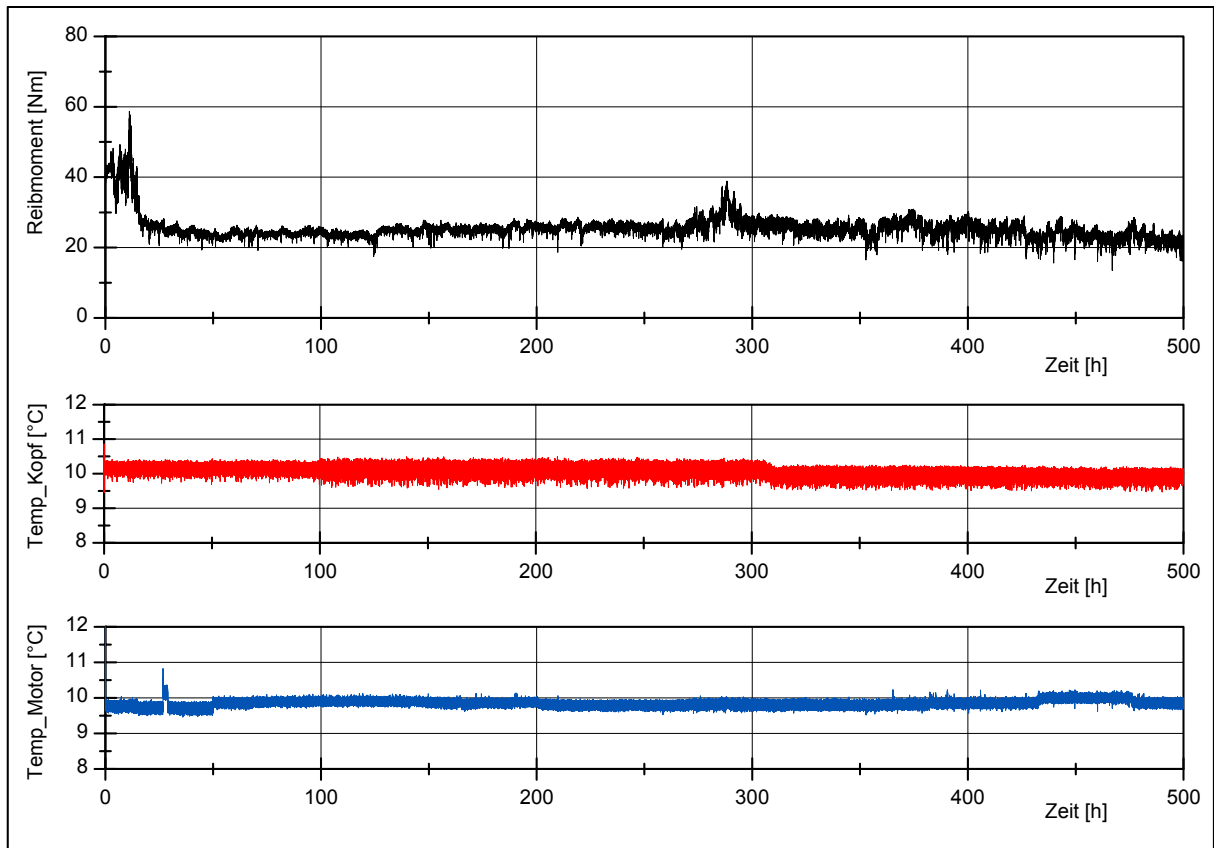
**Abb. 10-10:** Fett IV, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 25,06$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,36$  mg/h)



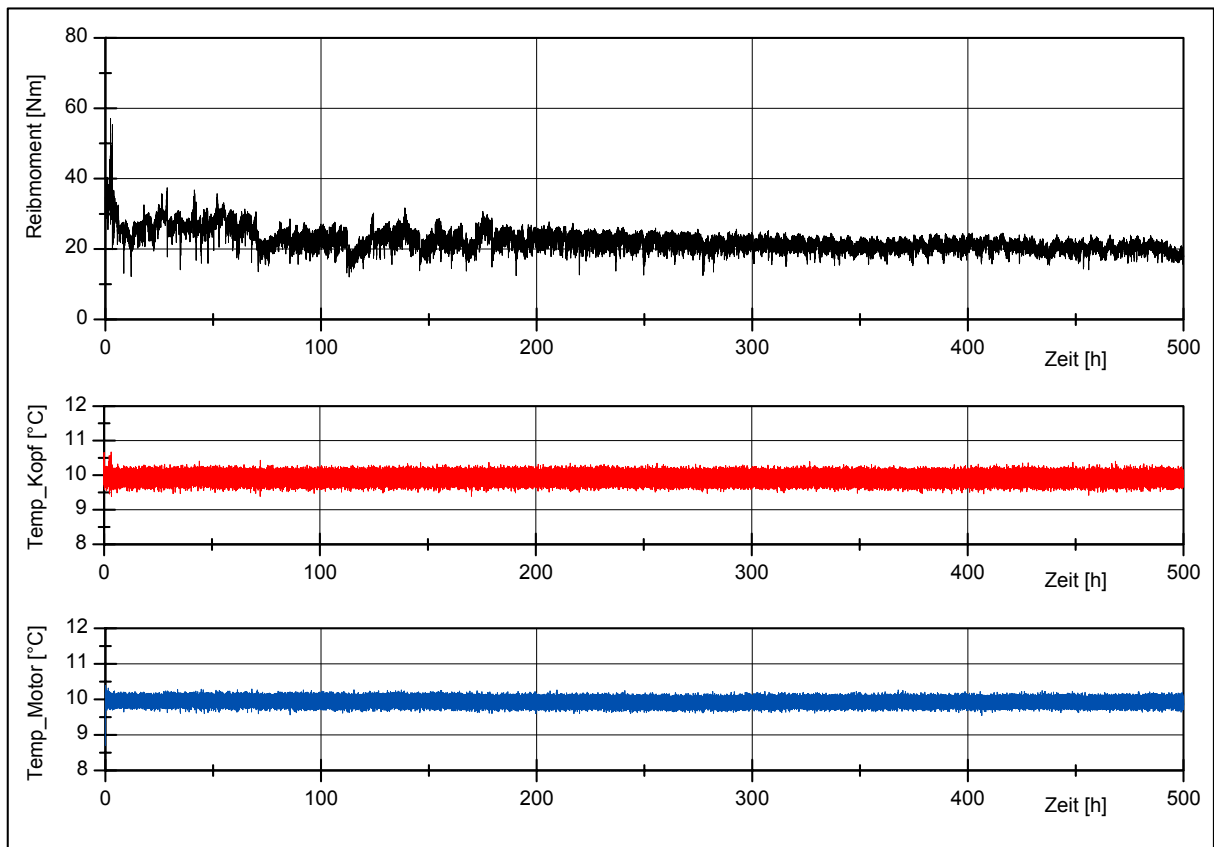
**Abb. 10-11:** Fett IV, Lauf 2 ( $t = 86,9$  h,  $M_{rb} = 35,66$  Nm,  $\dot{V}_w = 2,78$  mg/h)



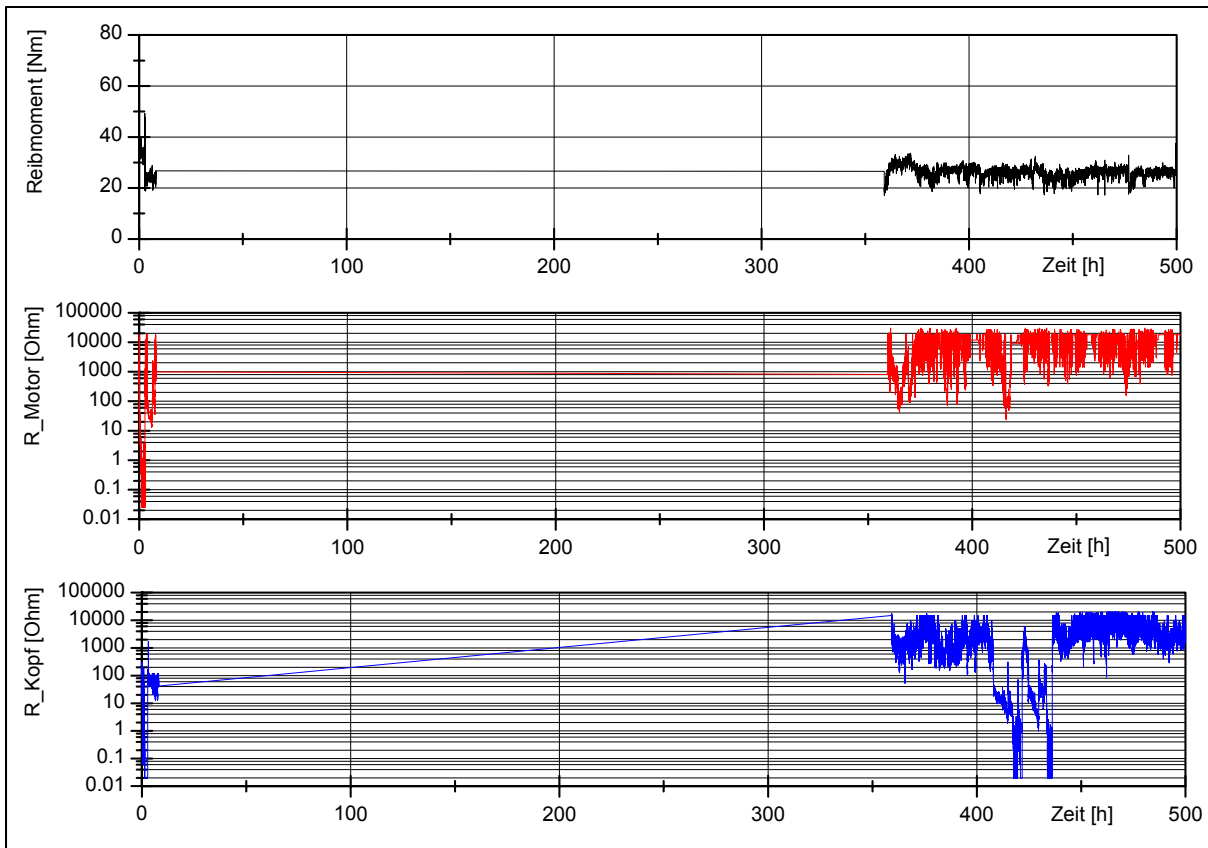
**Abb. 10-12:** Fett IV, Lauf 3 ( $t = 97,0$  h,  $M_{rb} = 34,86$  Nm,  $\dot{V}_w = 2,05$  mg/h)



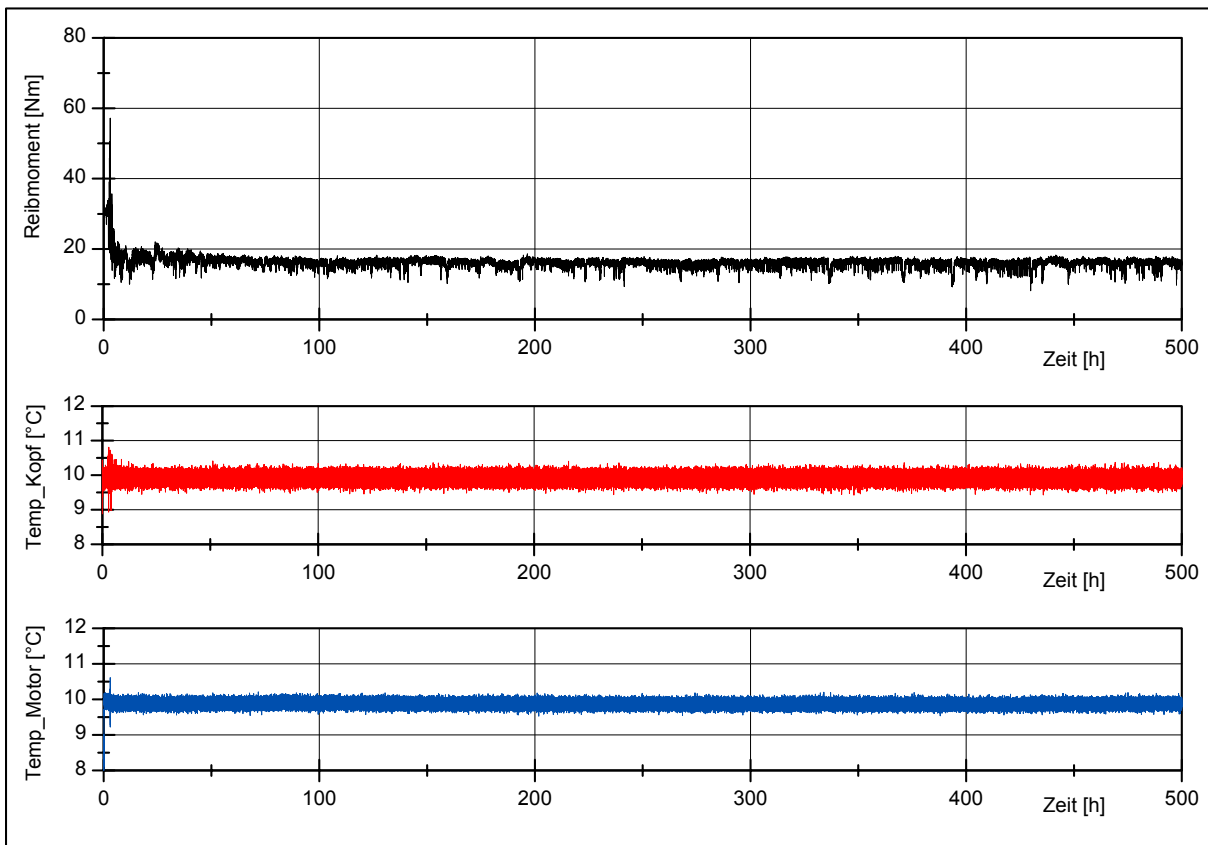
**Abb. 10-13:** Fett V, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 25,60$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,27$  mg/h)



**Abb. 10-14:** Fett V, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 22,52$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,23$  mg/h)

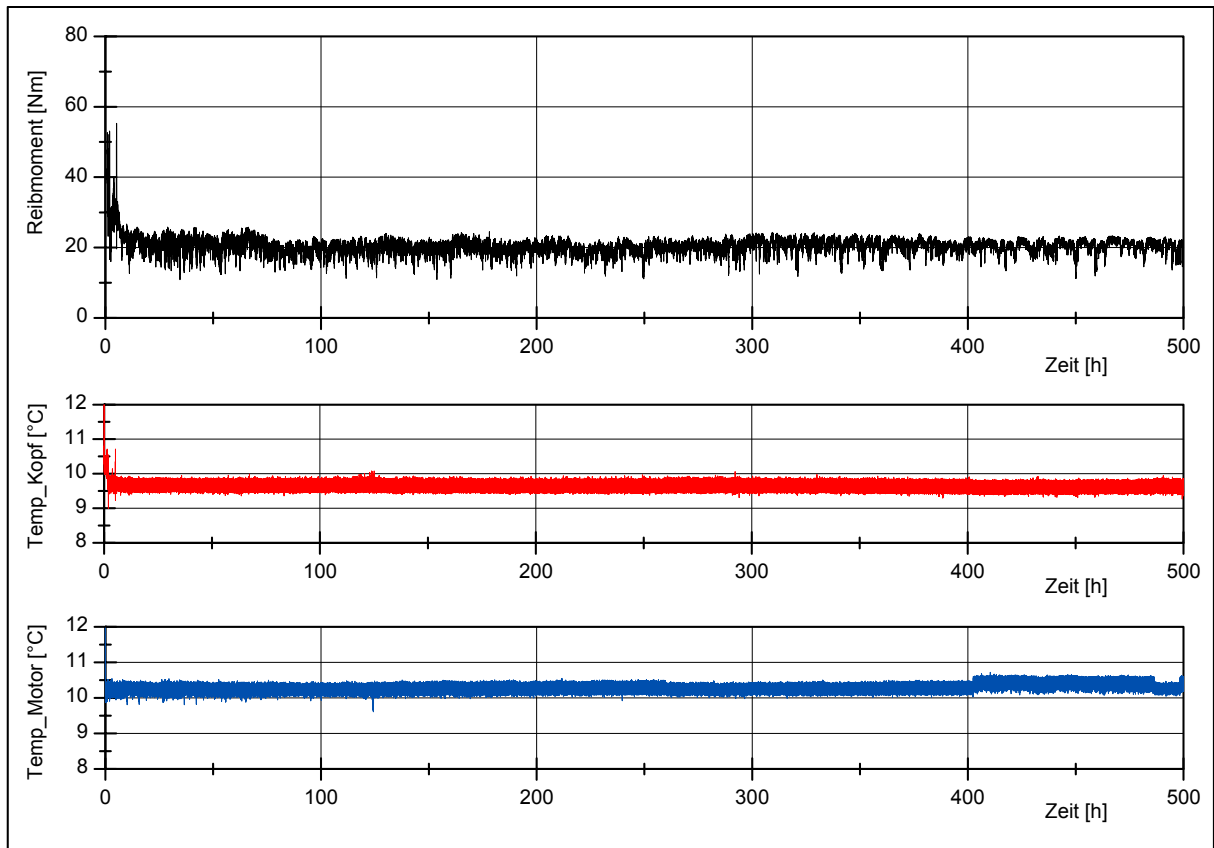


**Abb. 10-15:** Fett V, Lauf 3 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 26,46$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,41$  mg/h, Daten unvollständig)

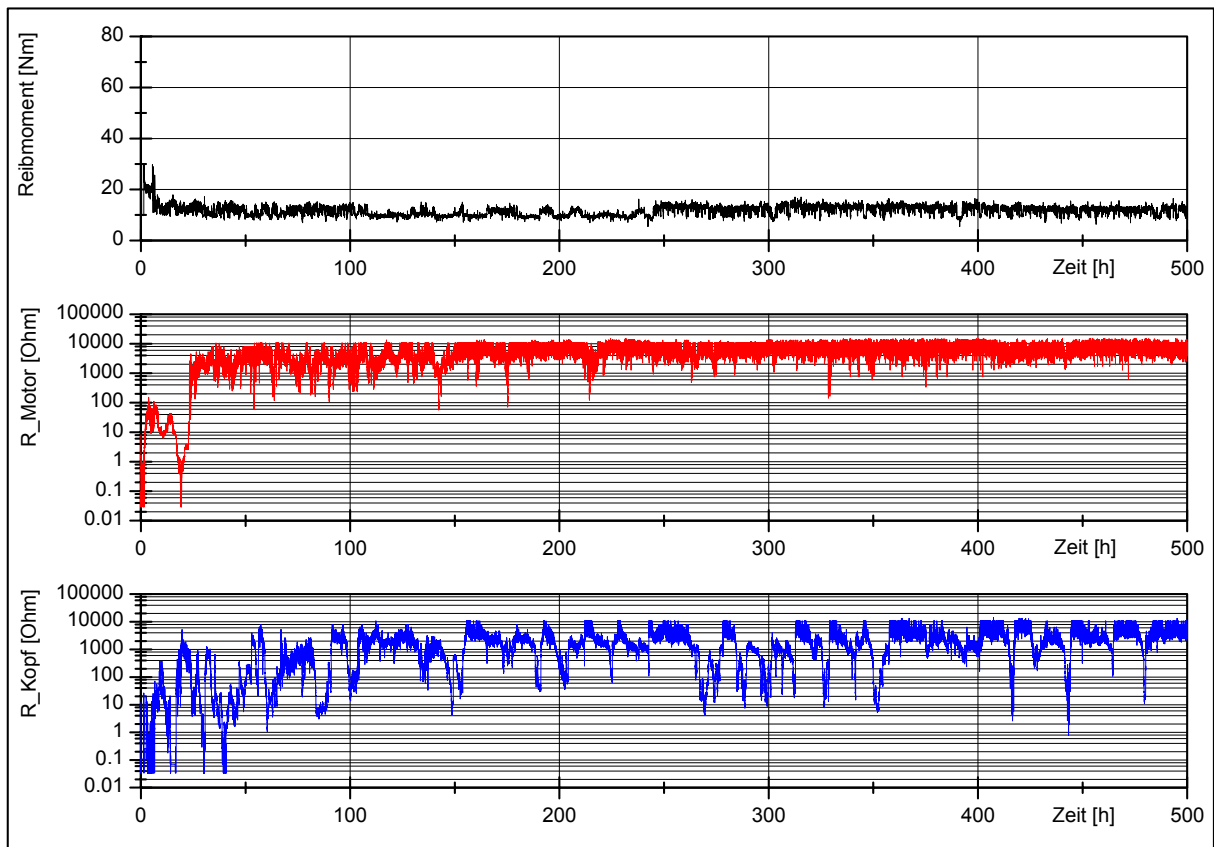


**Abb. 10-16:** Fett VI, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 16,29$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,32$  mg/h)

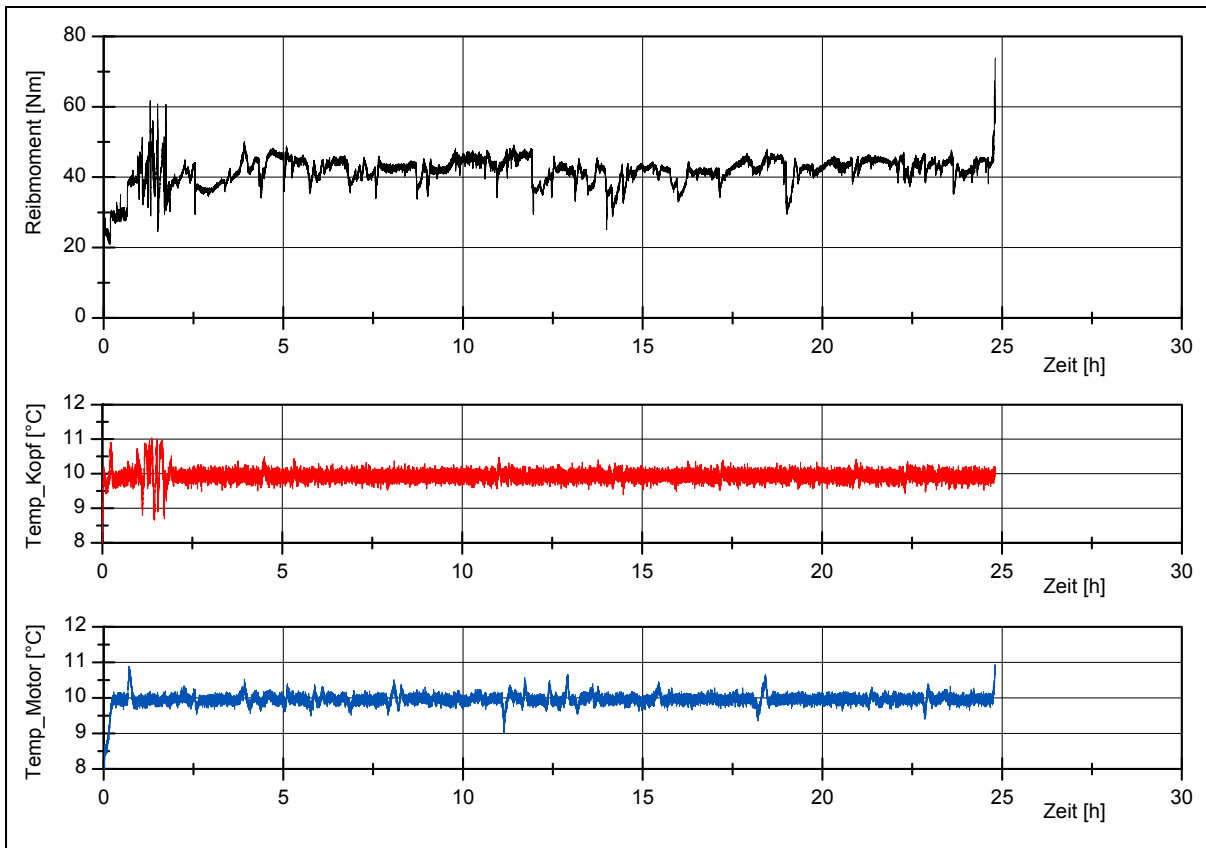




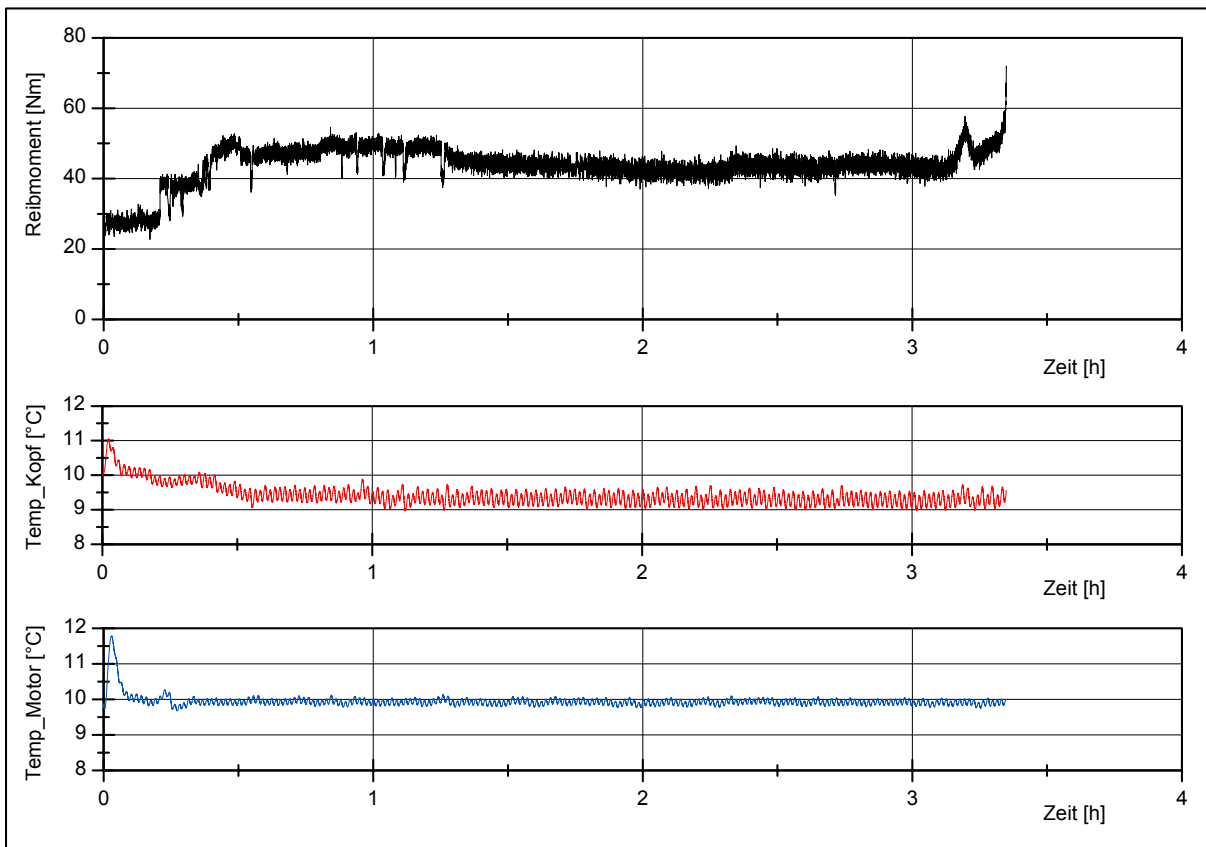
**Abb. 10-17:** Fett VI, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 20,67$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,43$  mg/h)



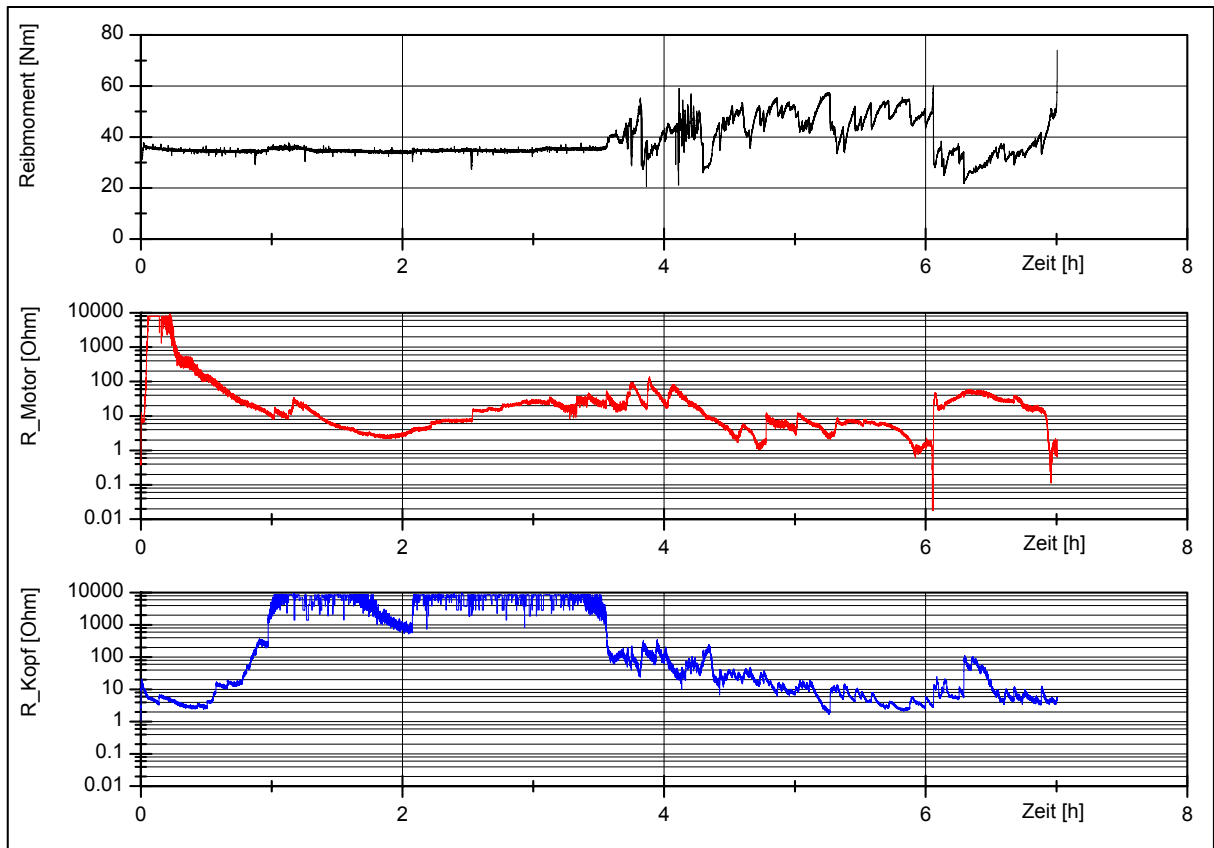
**Abb. 10-18:** Fett VI, Lauf 3 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 11,89$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,66$  mg/h)



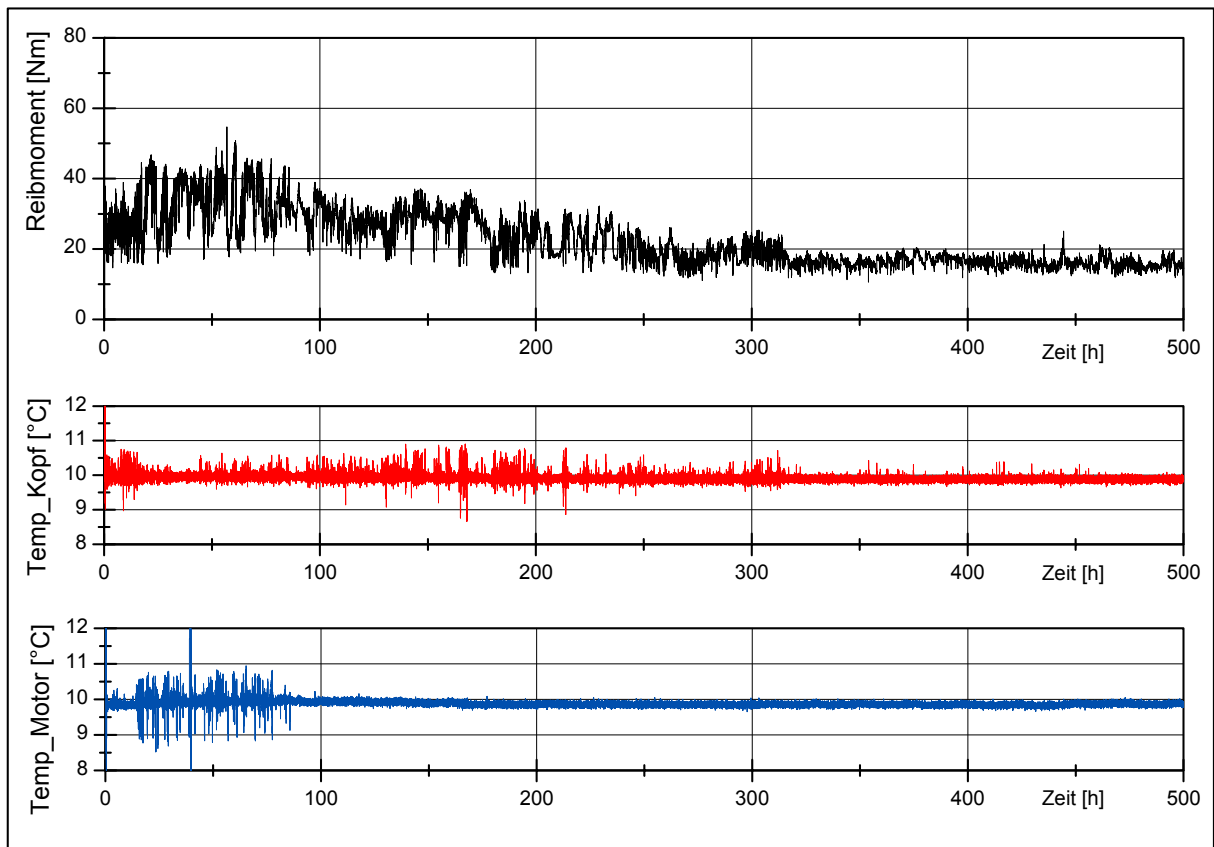
**Abb. 10-19:** Fett VII, Lauf 1 ( $t = 24,8$  h,  $M_{rb} = 41,68$  Nm,  $\dot{V}_w = 5,48$  mg/h)



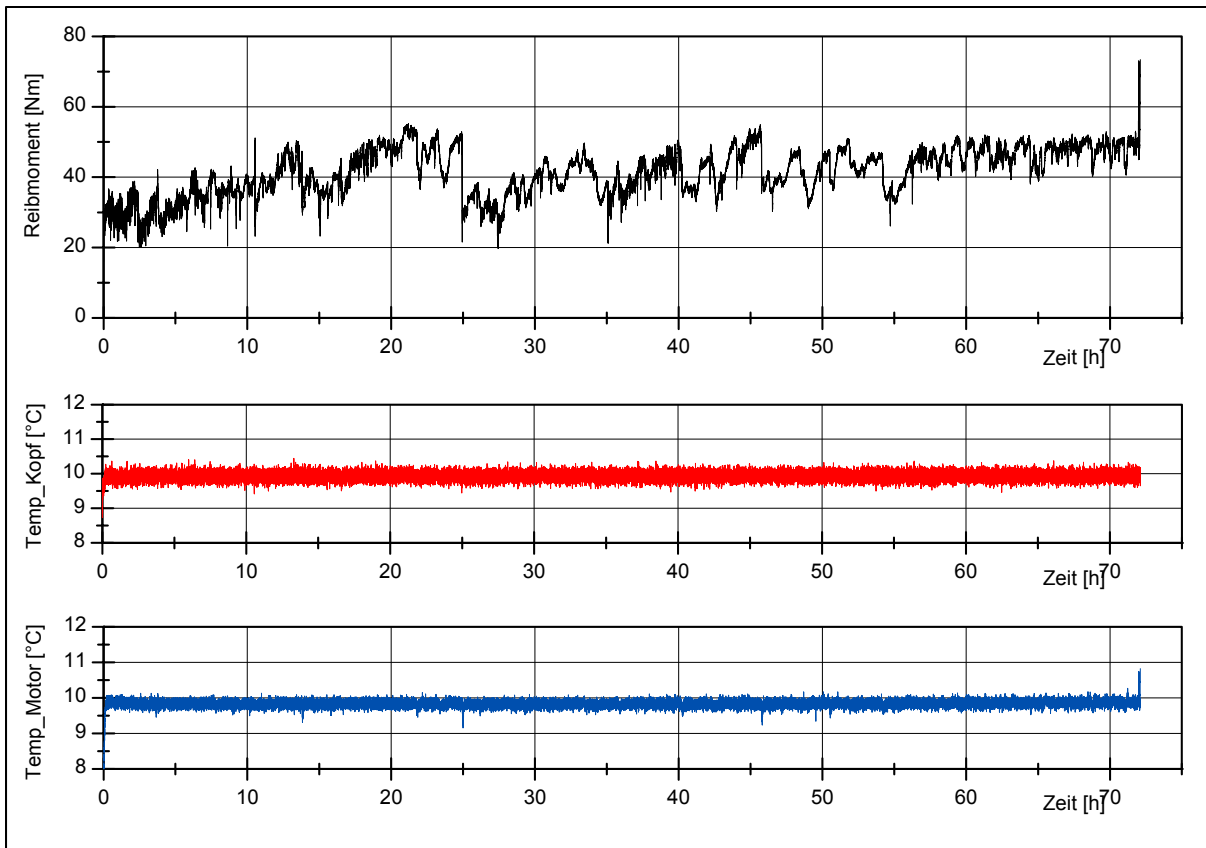
**Abb. 10-20:** Fett VII, Lauf 2 ( $t = 3,3$  h,  $M_{rb} = 43,70$  Nm,  $\dot{V}_w = 5,76$  mg/h)



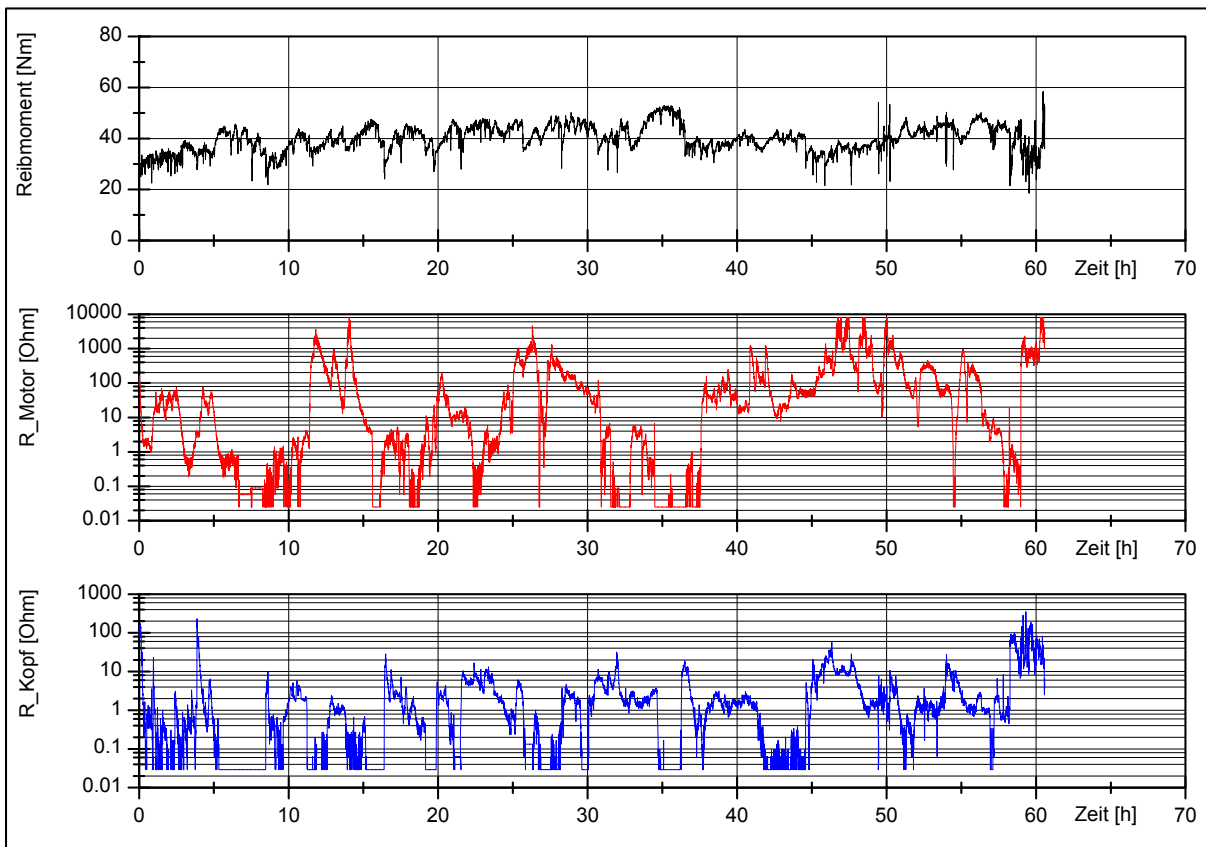
**Abb. 10-21:** Fett VII, Lauf 3 ( $t = 7,0$  h,  $M_{rb} = 38,41$  Nm,  $\dot{V}_W = 3,29$  mg/h)



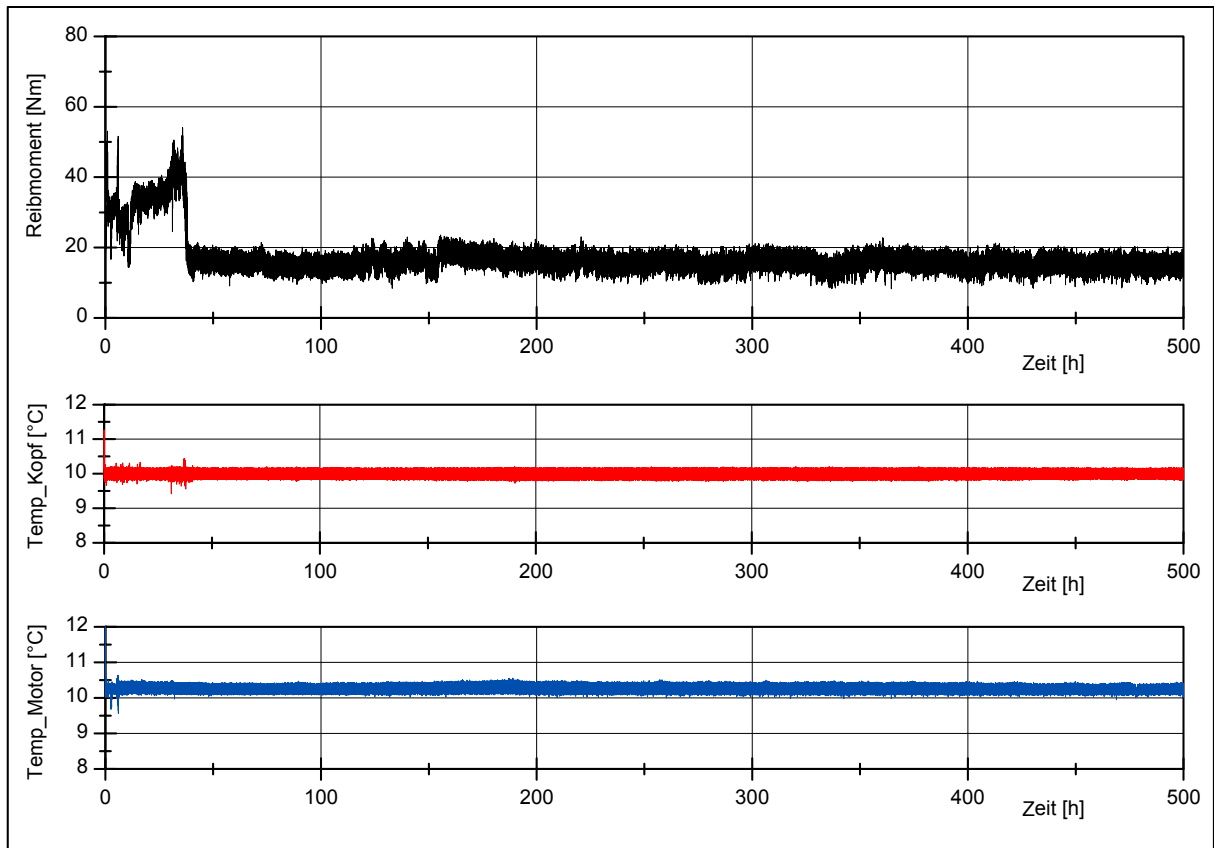
**Abb. 10-22:** Fett VIII, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 22,79$  Nm,  $\dot{V}_W = 1,69$  mg/h)



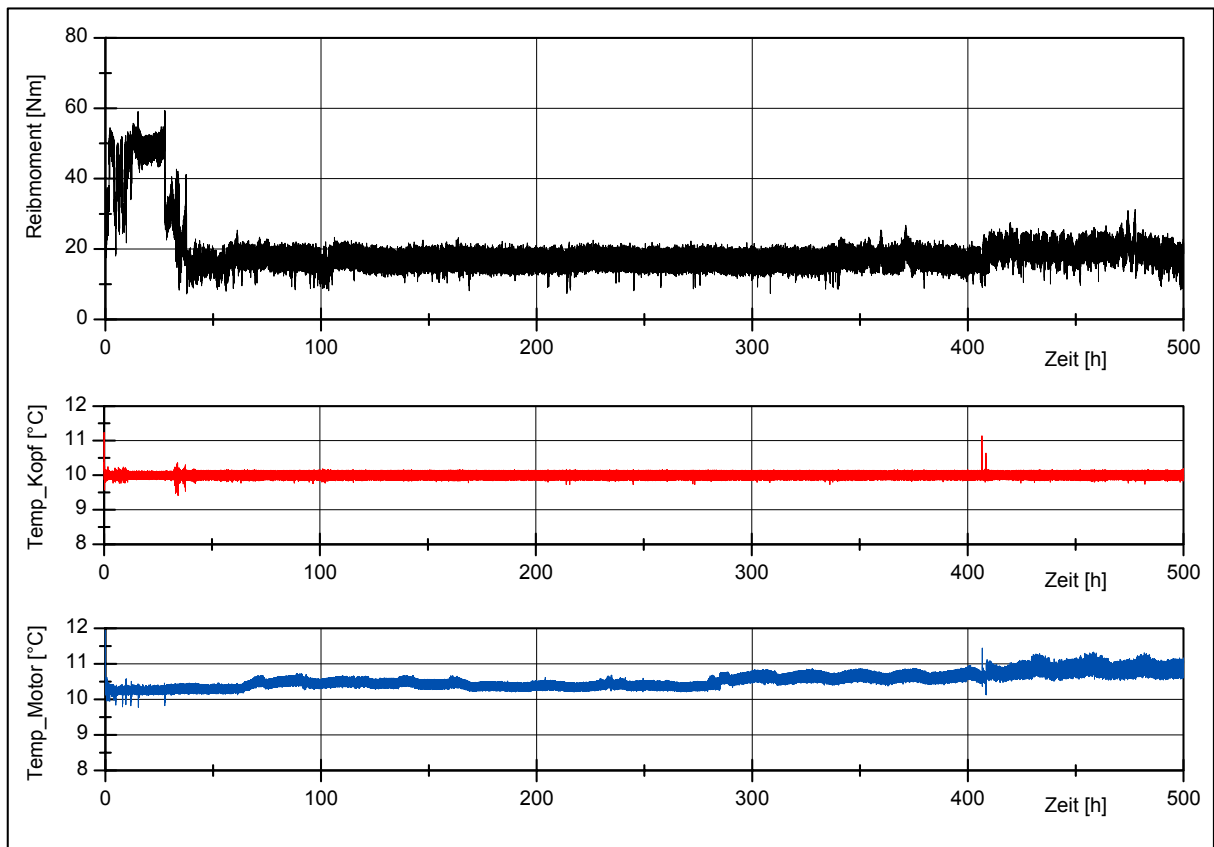
**Abb. 10-23:** Fett VIII, Lauf 2 ( $t = 72,1$  h,  $M_{tb} = 41,43$  Nm,  $\dot{V}_W = 1,60$  mg/h)



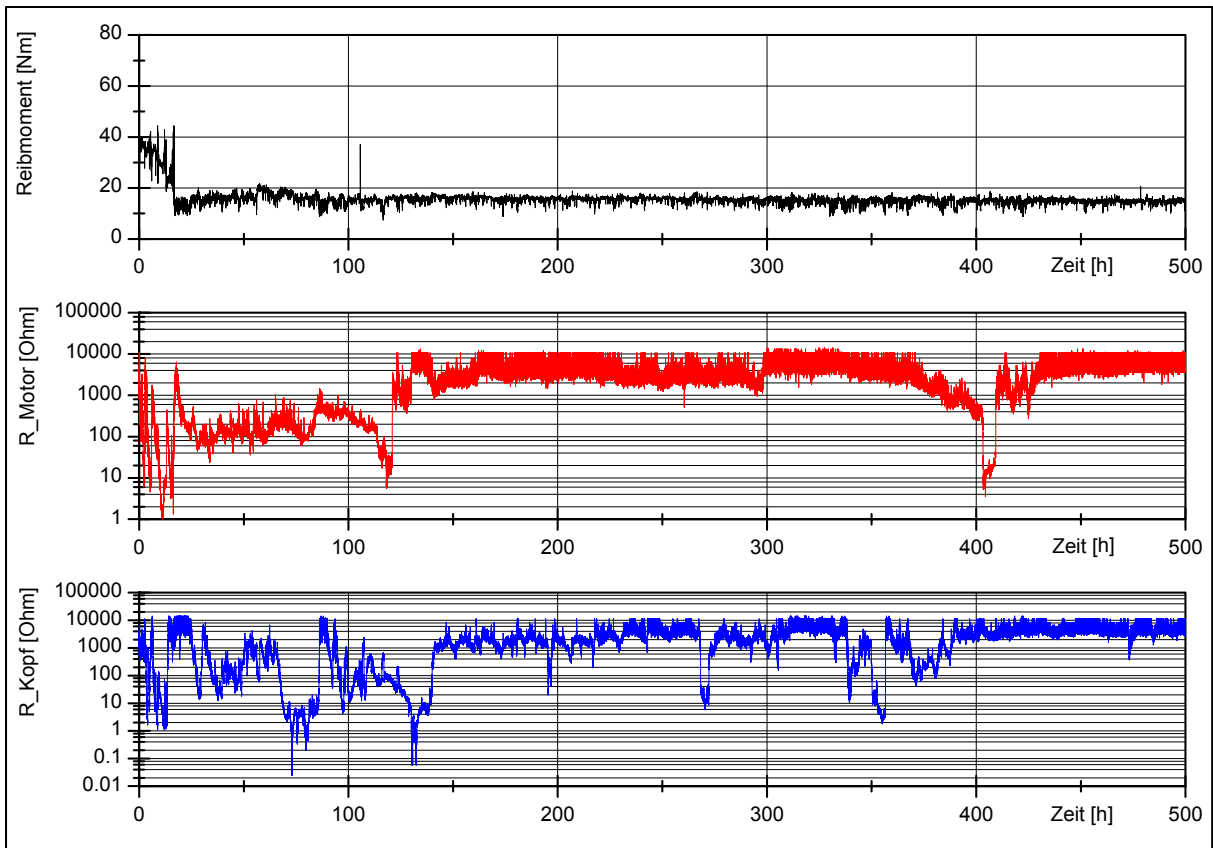
**Abb. 10-24:** Fett VIII, Lauf 3 ( $t = 60,6$  h,  $M_{tb} = 39,92$  Nm,  $\dot{V}_W = 2,08$  mg/h)



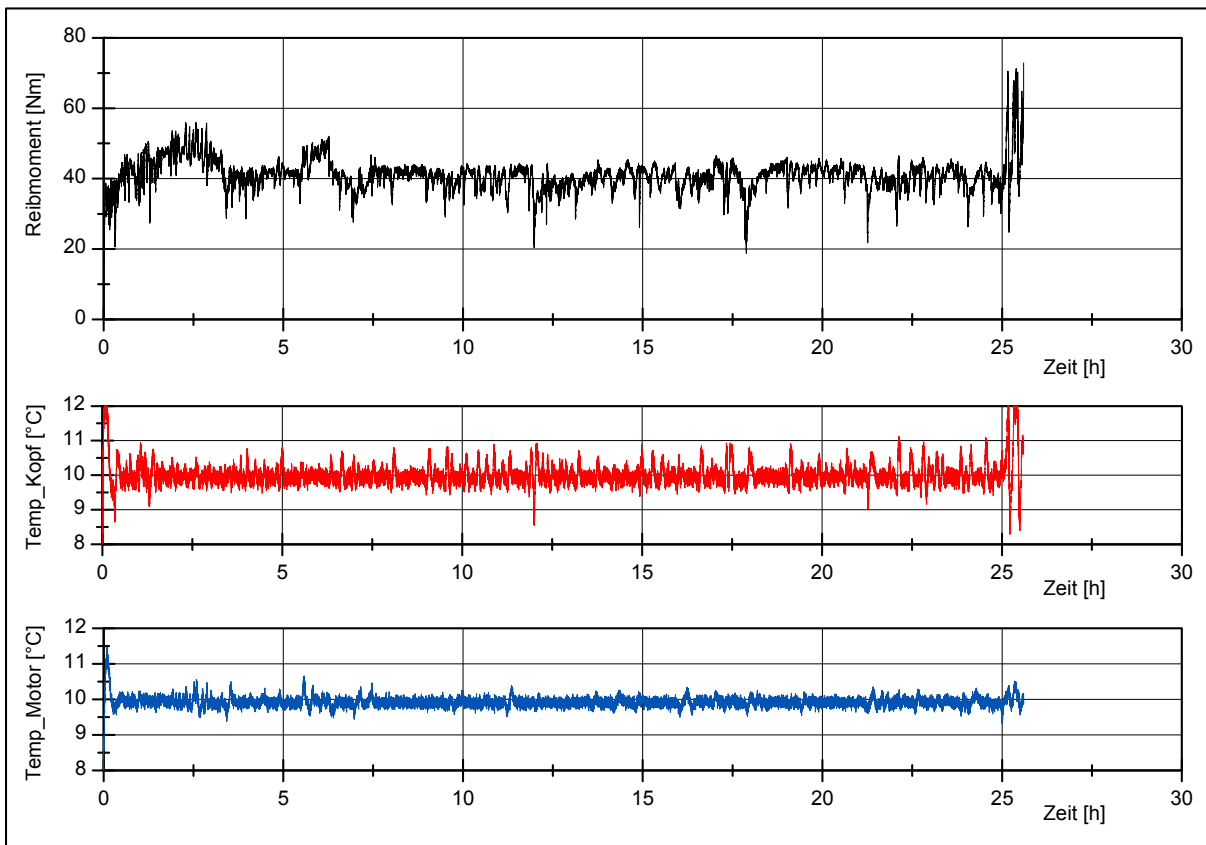
**Abb. 10-25:** Fett IX, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 16,76$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,28$  mg/h)



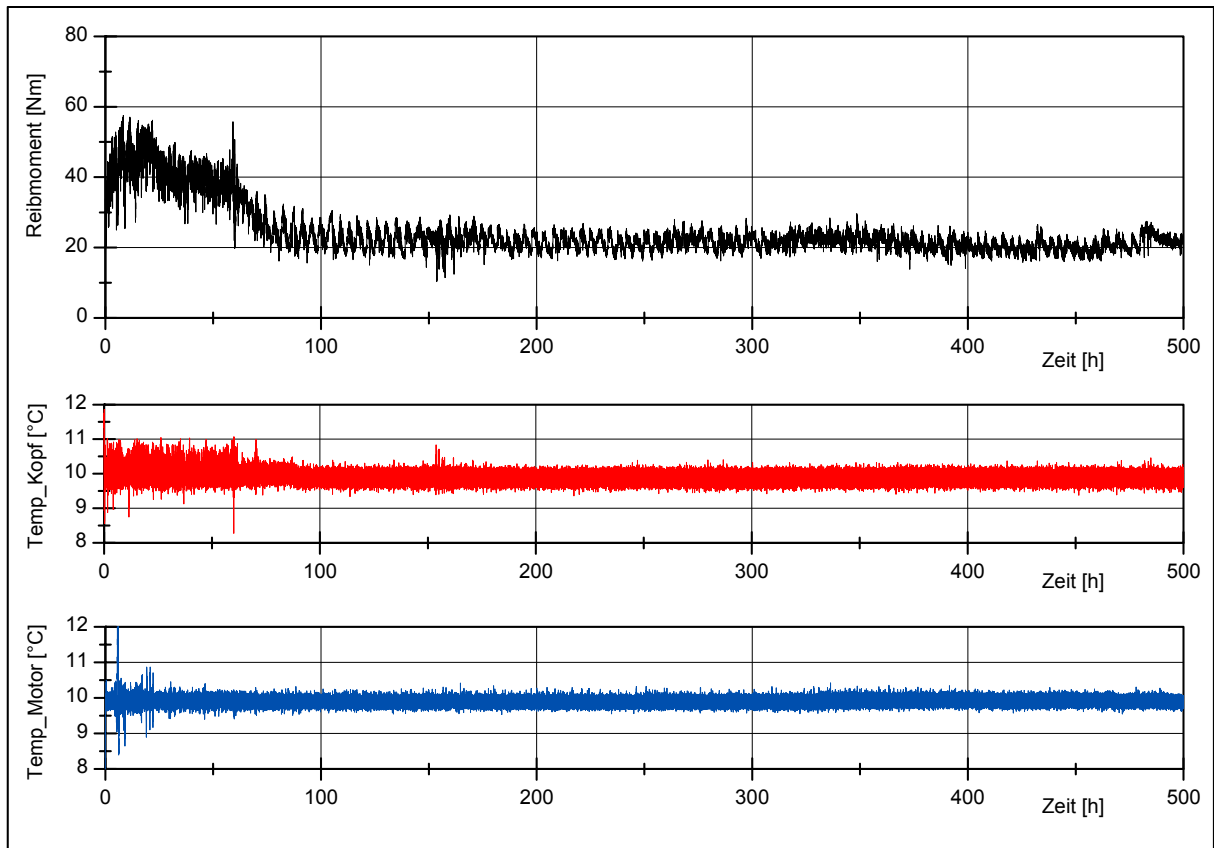
**Abb. 10-26:** Fett IX, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{\text{rb}} = 18,77$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,28$  mg/h)



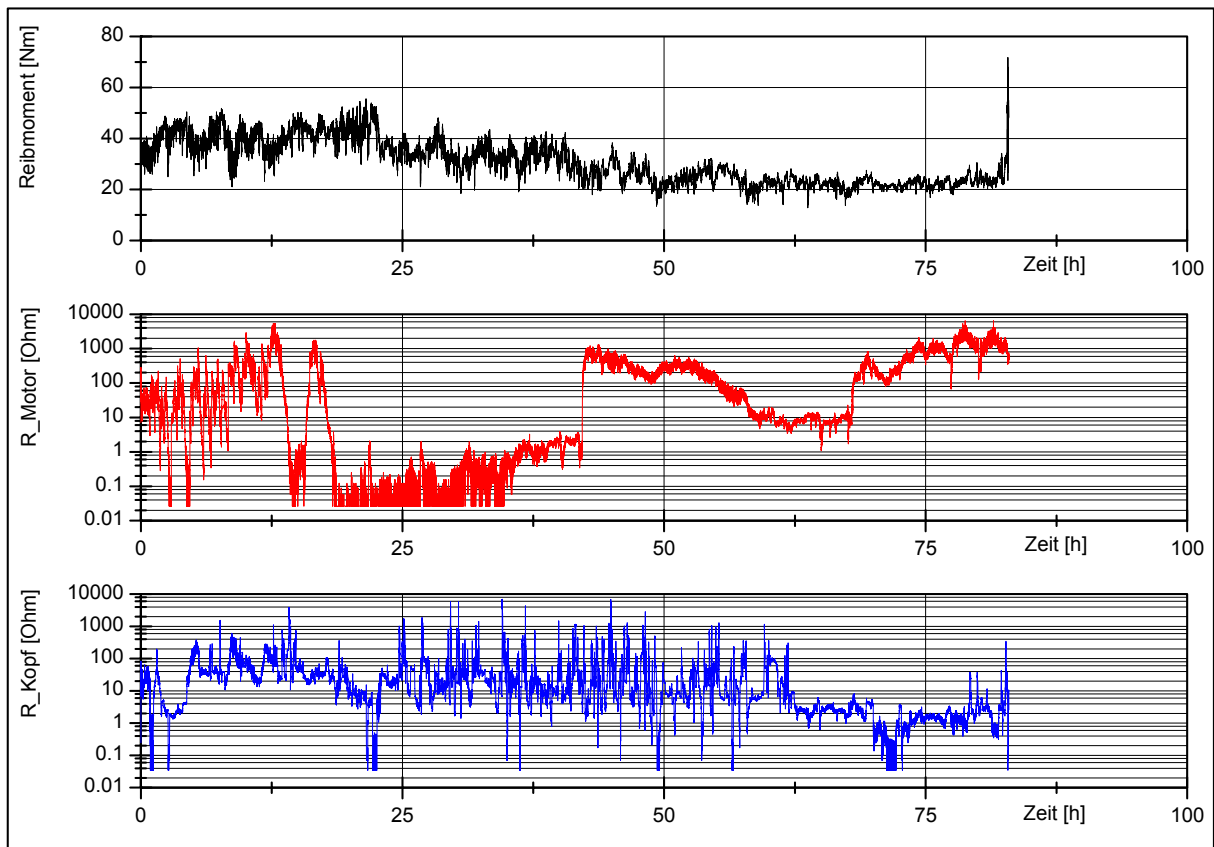
**Abb. 10-27:** Fett IX, Lauf 3 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 16,04$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,15$  mg/h)



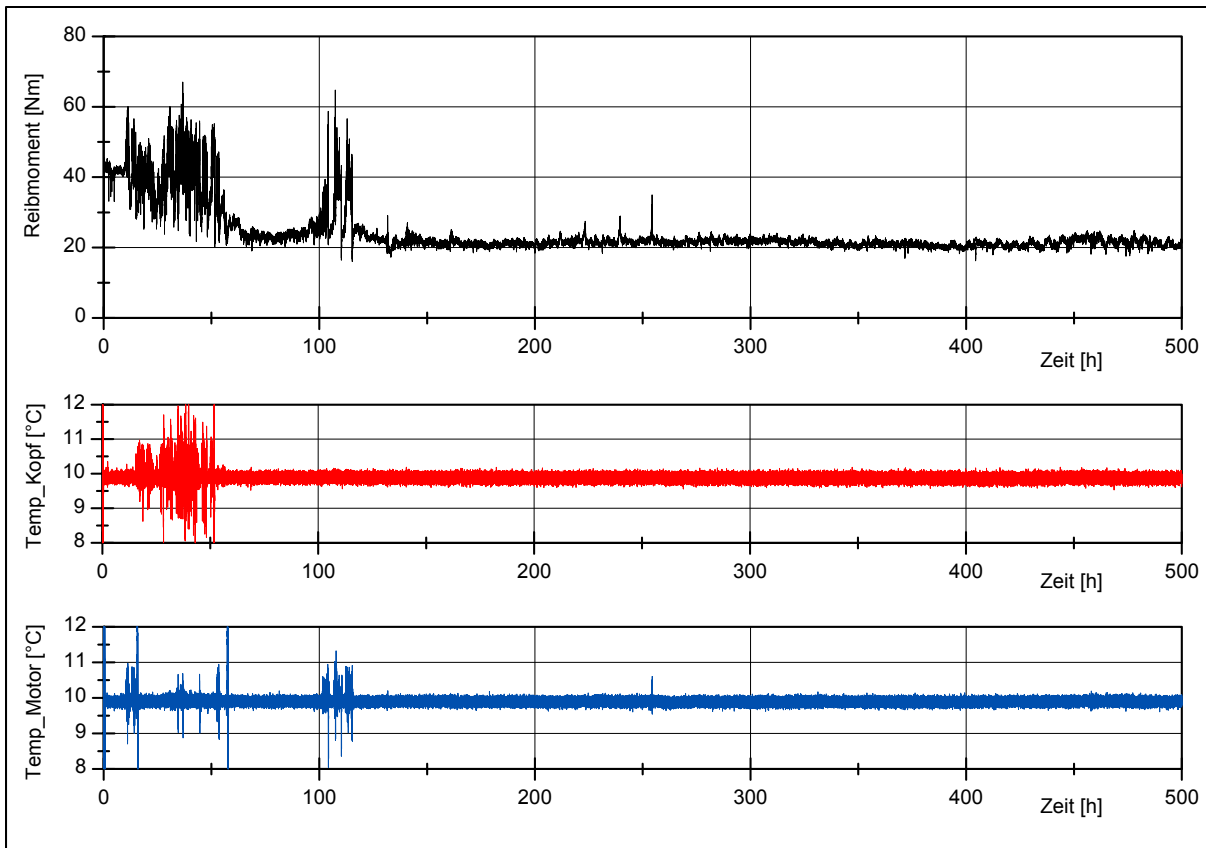
**Abb. 10-28:** Fett X, Lauf 1 ( $t = 25,6$  h,  $M_{rb} = 40,98$  Nm,  $\dot{V}_w = 9,96$  mg/h)



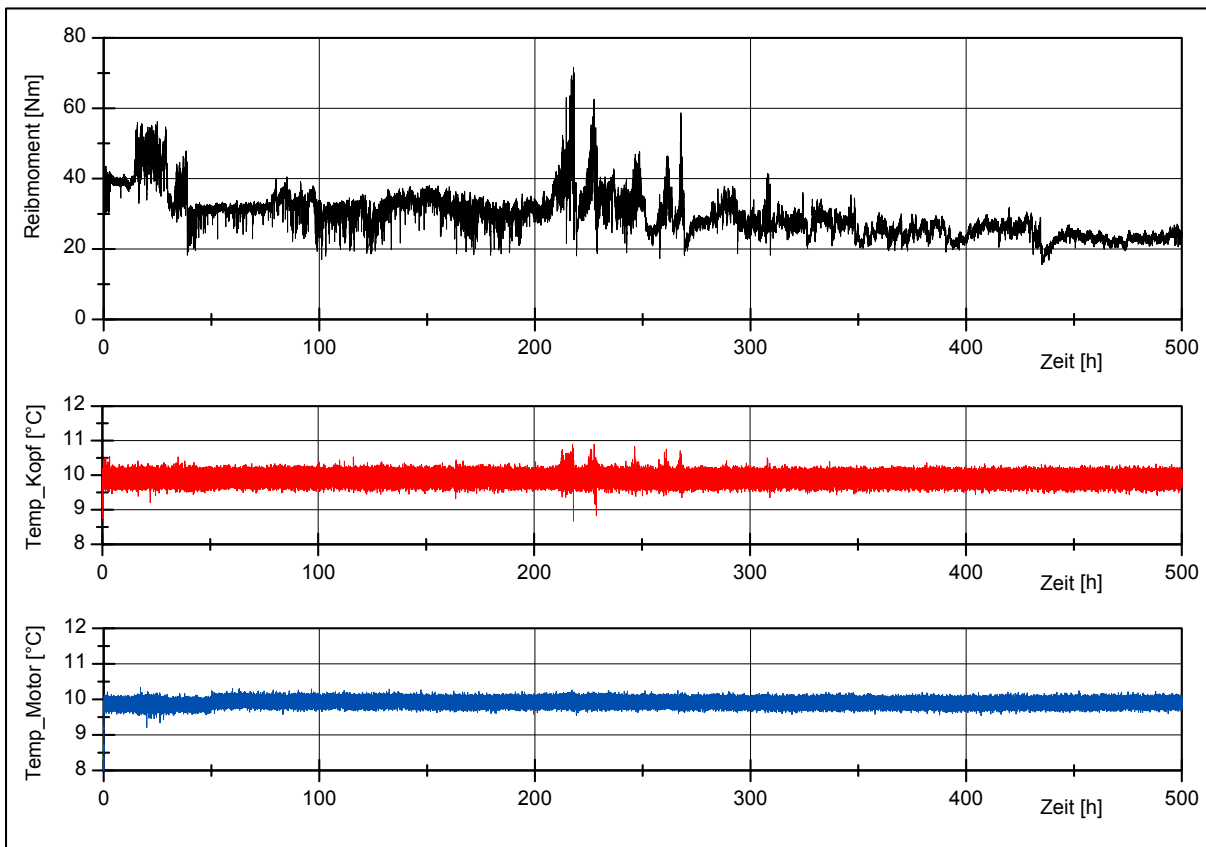
**Abb. 10-29:** Fett X, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 24,29$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,30$  mg/h)



**Abb. 10-30:** Fett X, Lauf 3 ( $t = 82,9$  h,  $M_{rb} = 30,70$  Nm,  $\dot{V}_W = 6,07$  mg/h)



**Abb. 10-31:** Fett XI, Lauf 1 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 24,13$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,52$  mg/h)



**Abb. 10-32:** Fett XI, Lauf 2 ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 29,86$  Nm,  $\dot{V}_w = 0,64$  mg/h)



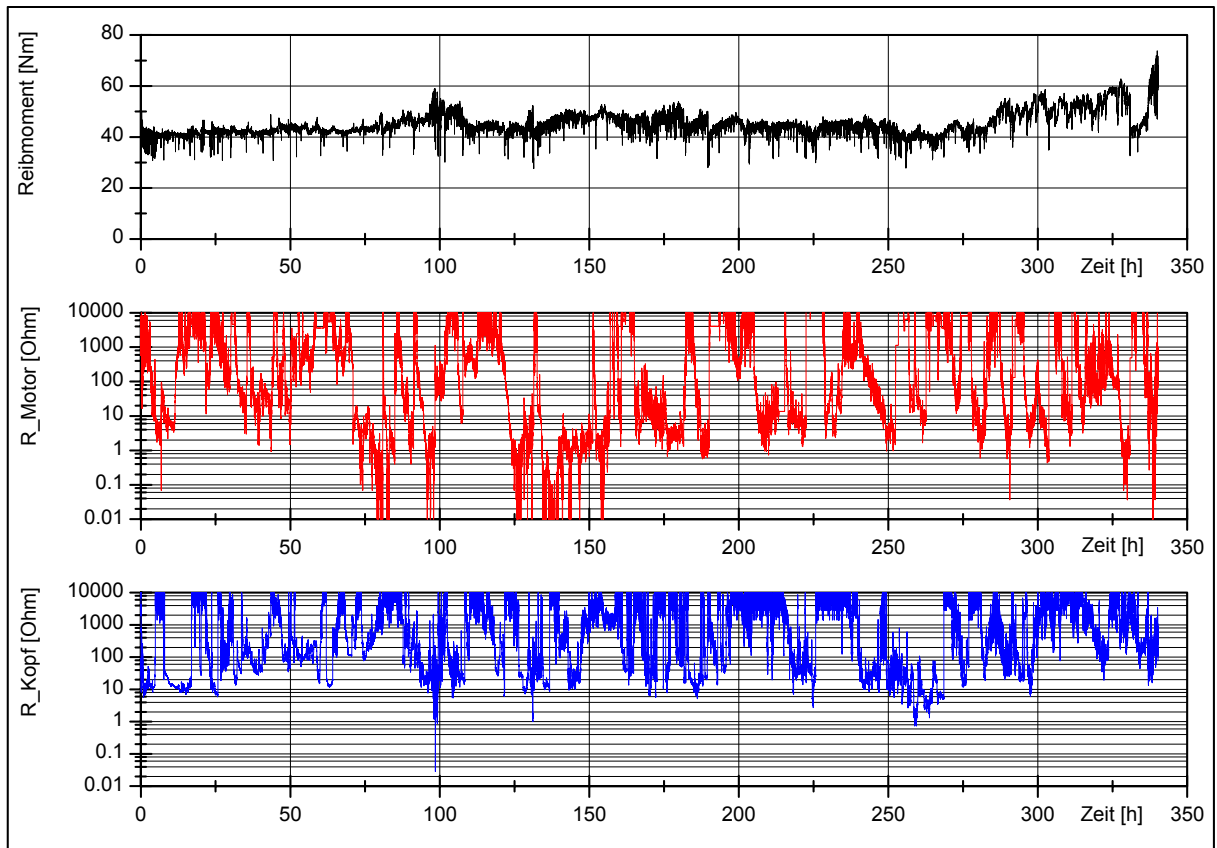


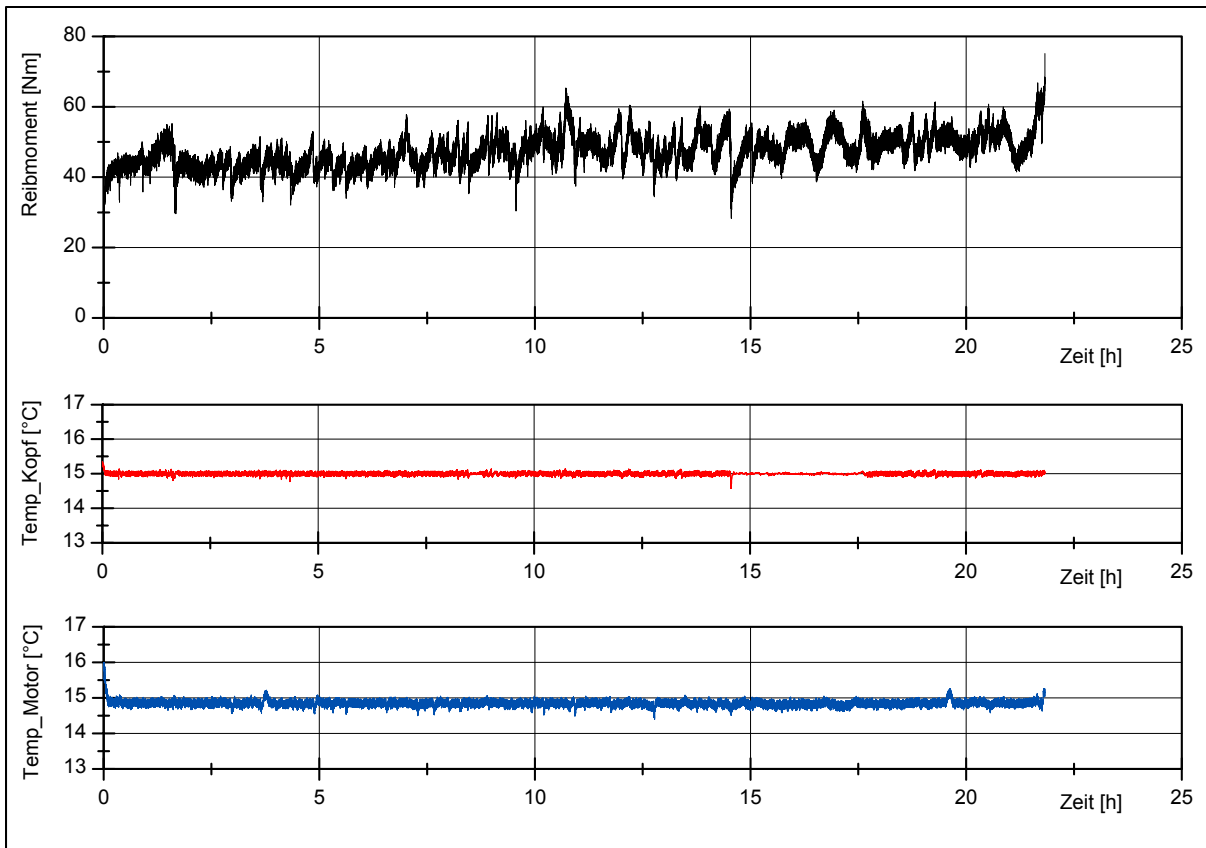
Abb. 10-33: Fett XI, Lauf 3 ( $t = 340,2$  h,  $M_{rb} = 45,32$  Nm,  $\dot{V}_W = 0,47$  mg/h)

## 10.2 Grenztemperaturversuche (31312.A, $C/P = 4$ , $75 \text{ min}^{-1}$ , $-10 \dots +20^\circ\text{C}$ ), Versuchsdokumentation

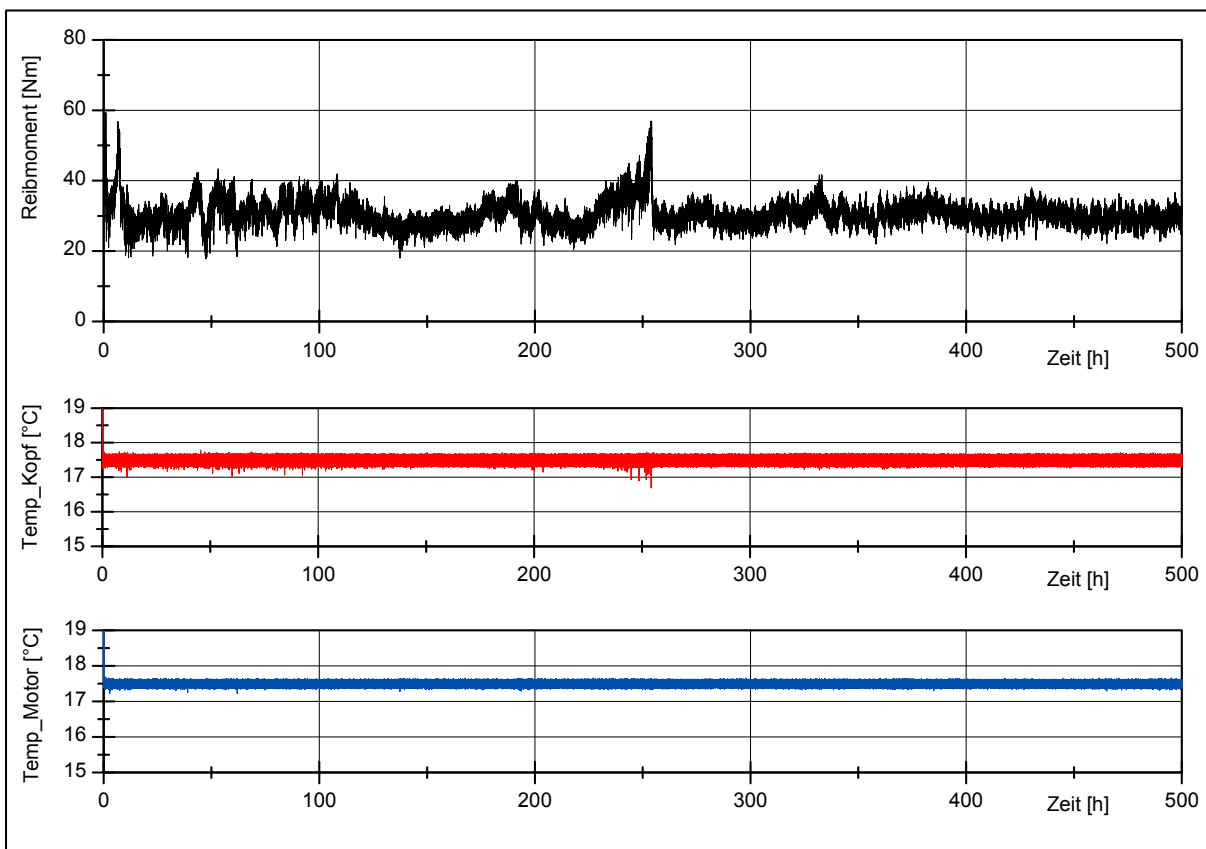
Fett	$\vartheta$ [°C]	$t$ [h]	$M_{rb}$ [Nm]	$V_{W,ref}$ [mg]	$V_{K,ref}$ [mg]
II-BaK/M/220	+10 <sup>*)</sup>	35,8	38,24	254	108
	+15	21,8	47,32	722	229
	<b>+17,5</b>	<b>500,0</b>	<b>30,58</b>	<b>66</b>	<b>71</b>
	+20	500,0	18,38	91	33
V-Li12/M/200	-10	3,2	52,74	859	703
	-5	1,1	50,05	5909	3409
	<b>0</b>	<b>500,0</b>	<b>26,03</b>	<b>77</b>	<b>16</b>
	+10 <sup>*)</sup>	500,0	24,06	76	39
VII-LiCa/M/400	+10 <sup>*)</sup>	11,7	41,22	1268	363
	+15	1,9	42,29	3158	526
	+17,5	8,2	38,98	701	701
	<b>+20</b>	<b>500,0</b>	<b>22,65</b>	<b>33</b>	<b>11</b>
IX-NaT/PAOE/320	-5	35,5	45,43	338	120
	0	12,6	49,30	218	476
	<b>+5</b>	<b>500,0</b>	<b>25,66<sup>*)</sup></b>	<b>58</b>	<b>41</b>
	+10 <sup>*)</sup>	500,0	17,19	59	35

<sup>\*)</sup> Messdatenauswertung auf Basis von drei Versuchsläufen, vergleiche Kap. 6.2

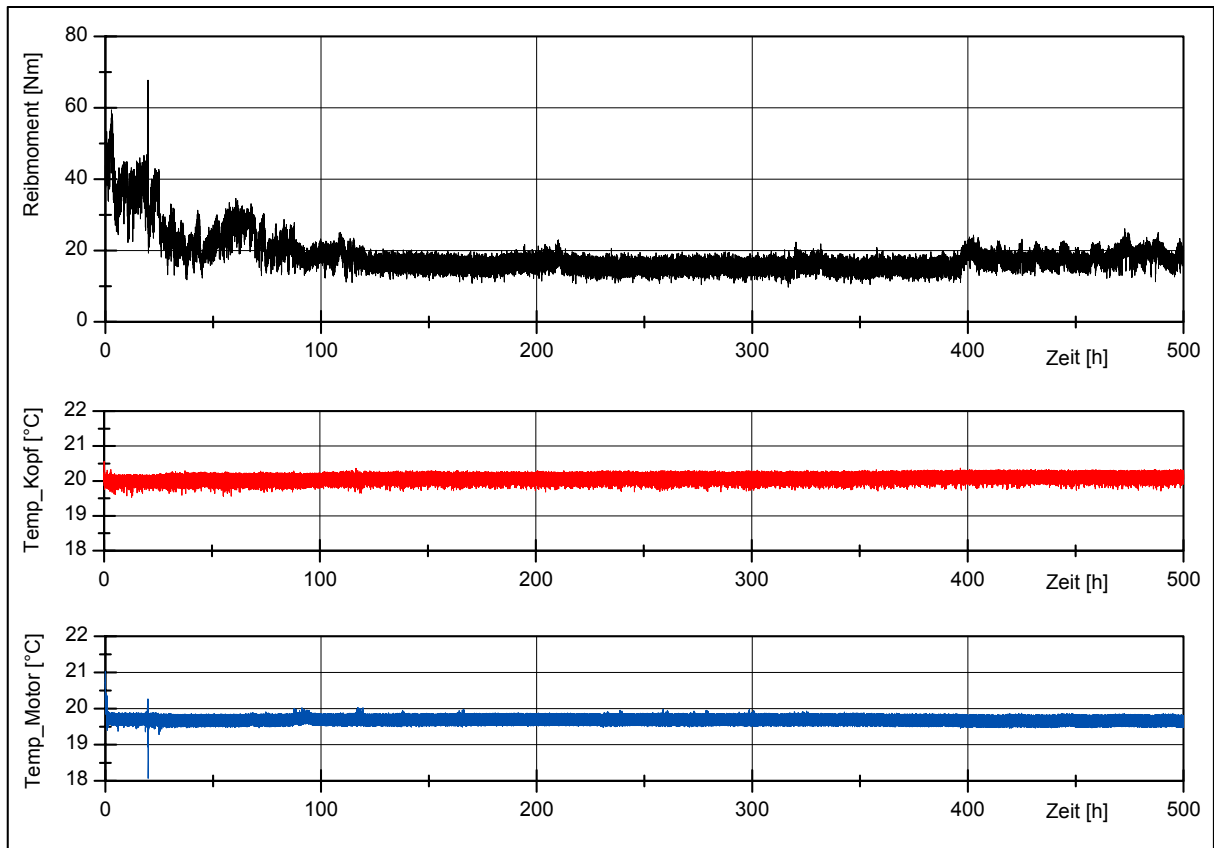
<sup>\*\*)</sup> unvollständige Messwernerfassung



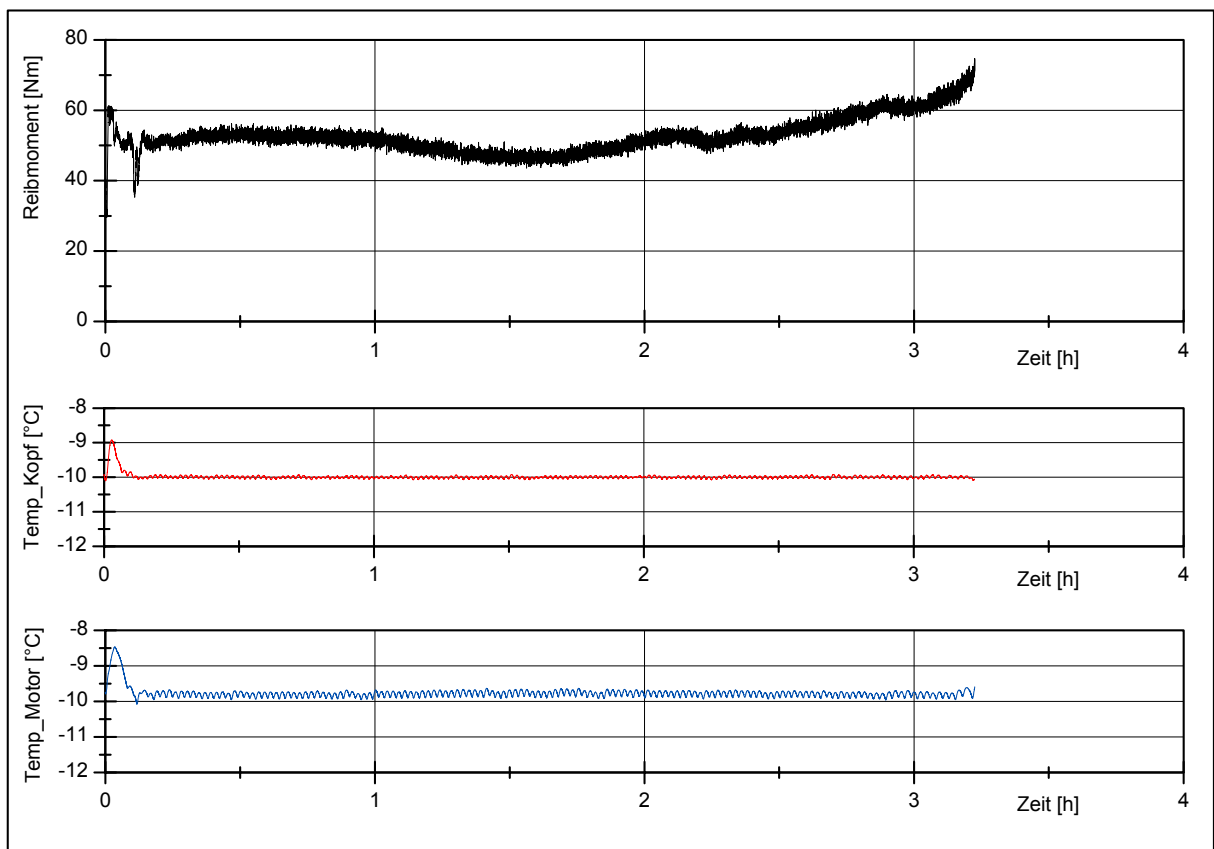
**Abb. 10-34:** Fett II, +15 °C ( $t = 21,8$  h,  $M_{rb} = 47,32$  Nm,  $V_{W,ref} = 722$  mg,  $V_{K,ref} = 229$  mg)



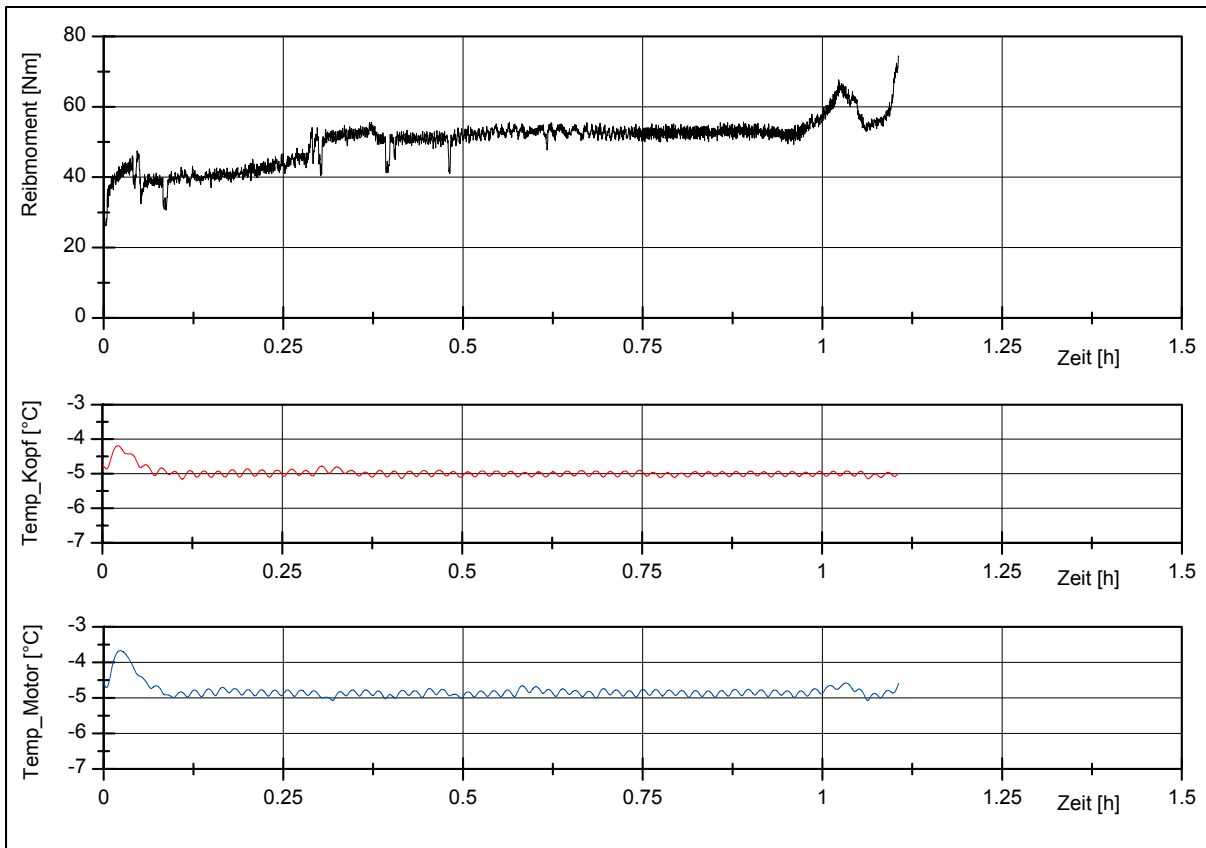
**Abb. 10-35:** Fett II, +17,5 °C ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 30,58$  Nm,  $V_{W,ref} = 66$  mg,  $V_{K,ref} = 71$  mg)



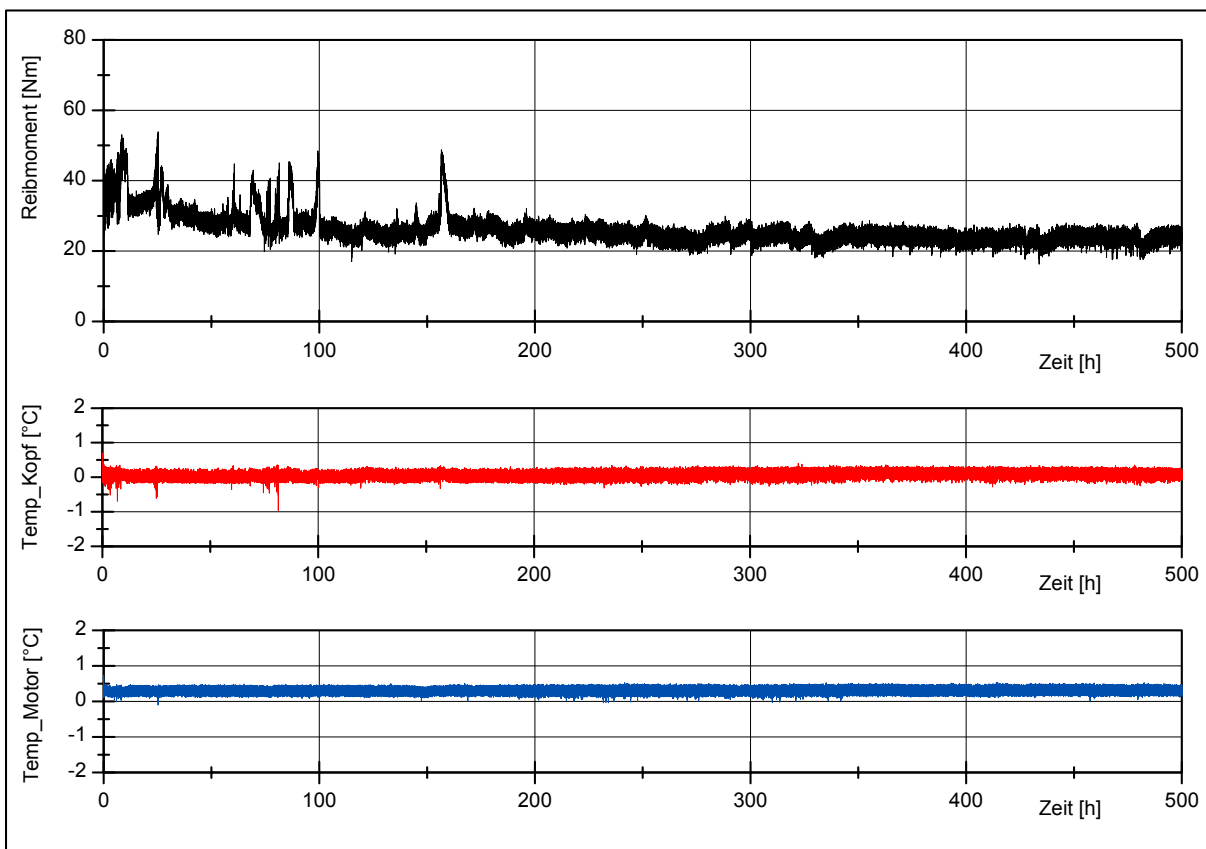
**Abb. 10-36:** Fett II, +20 °C ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 18,38$  Nm,  $V_{W,ref} = 91$  mg,  $V_{K,ref} = 33$  mg)



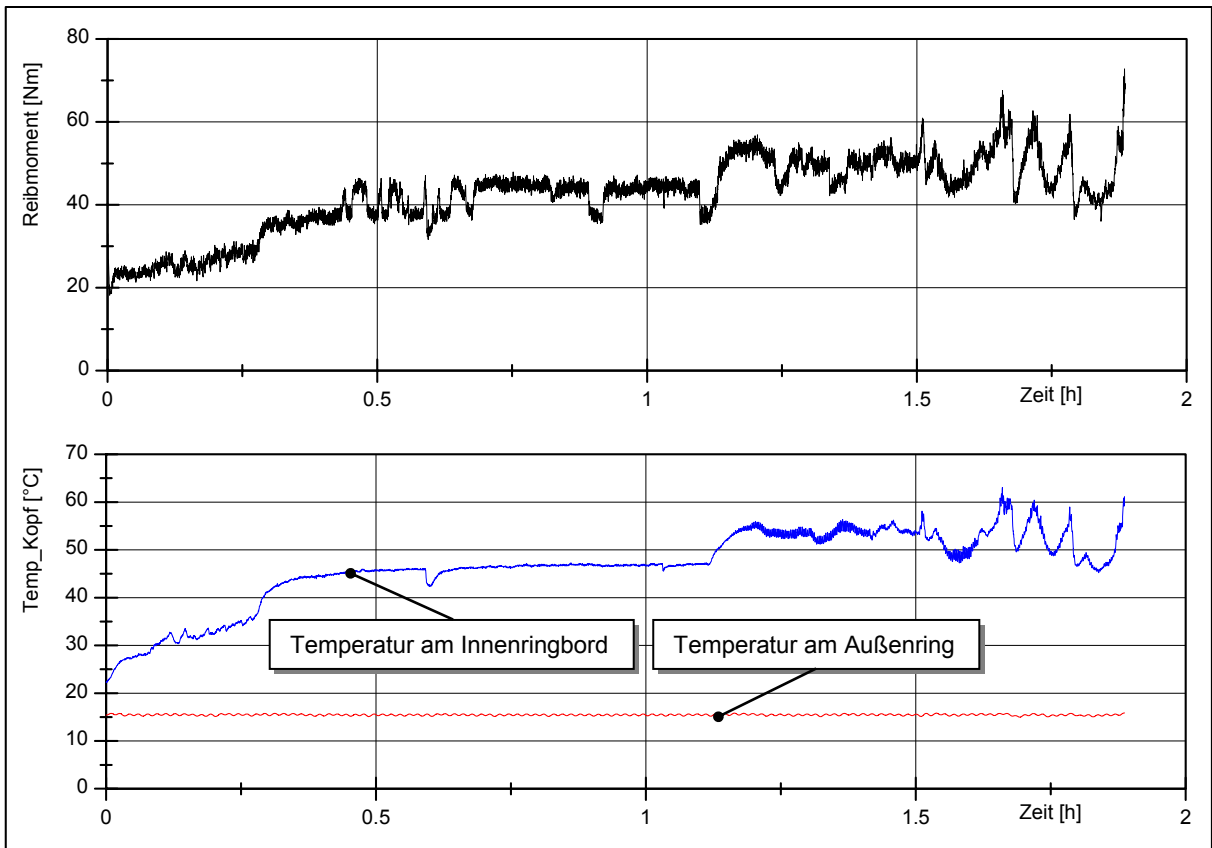
**Abb. 10-37:** Fett V, -10 °C ( $t = 3,2$  h,  $M_{rb} = 52,74$  Nm,  $V_{W,ref} = 859$  mg,  $V_{K,ref} = 703$  mg)



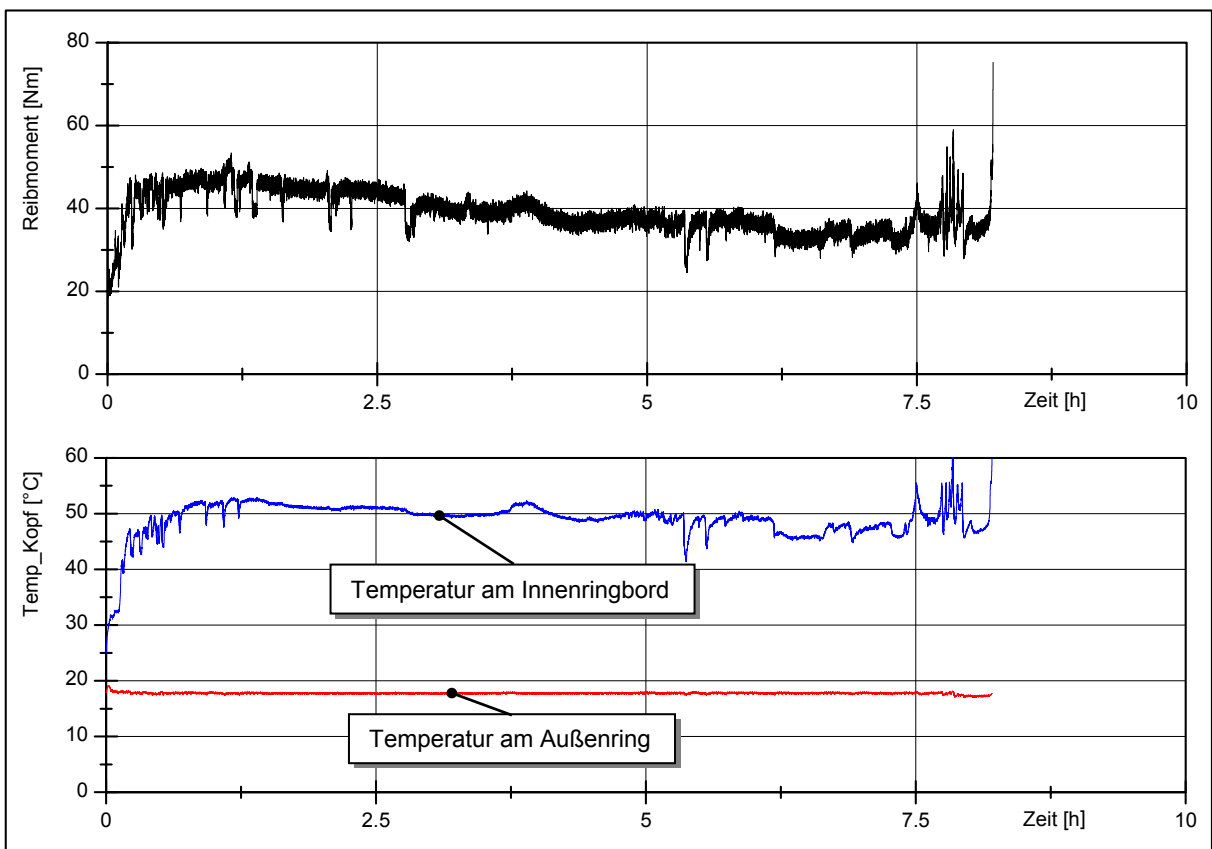
**Abb. 10-38:** Fett V, -5 °C ( $t = 1,1$  h,  $M_{rb} = 50,05$  Nm,  $V_{W,ref} = 5909$  mg,  $V_{K,ref} = 3409$  mg)



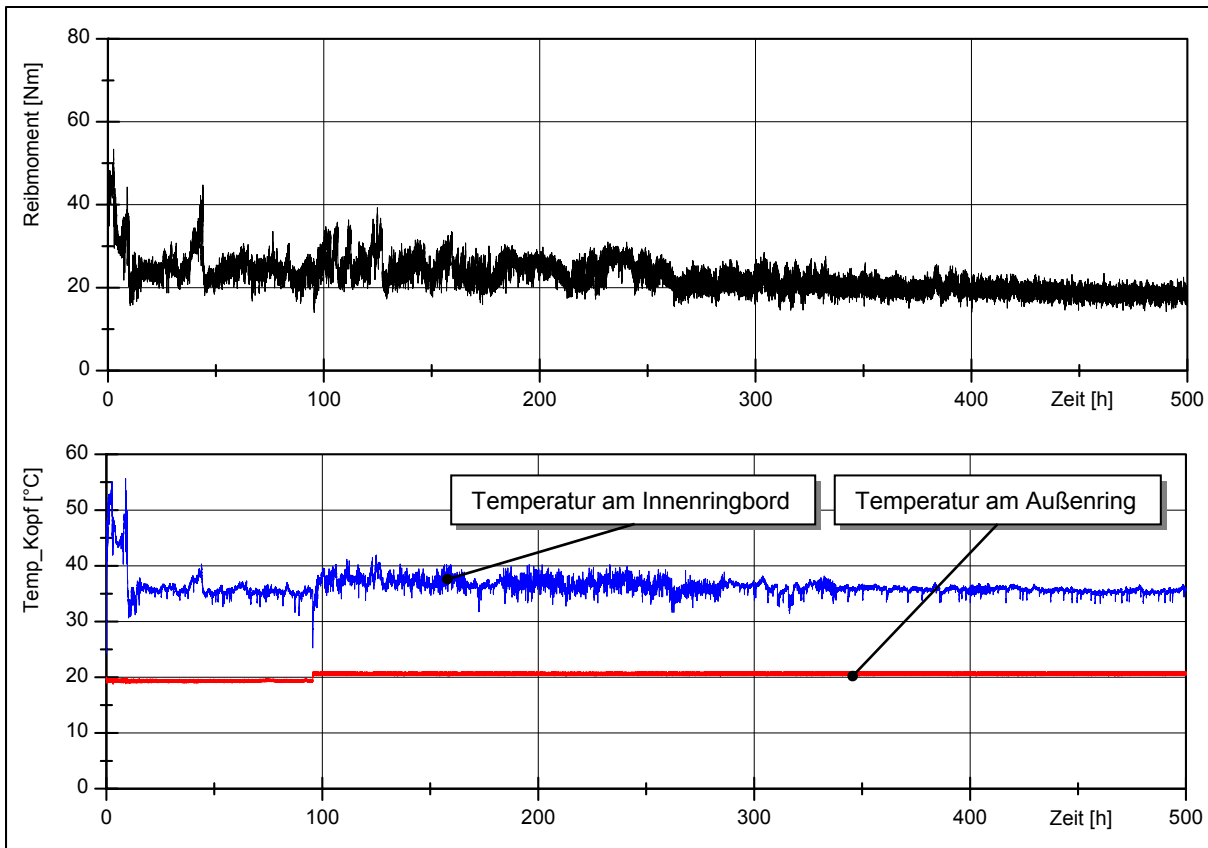
**Abb. 10-39:** Fett V, 0 °C ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 26,03$  Nm,  $V_{W,ref} = 77$  mg,  $V_{K,ref} = 16$  mg)



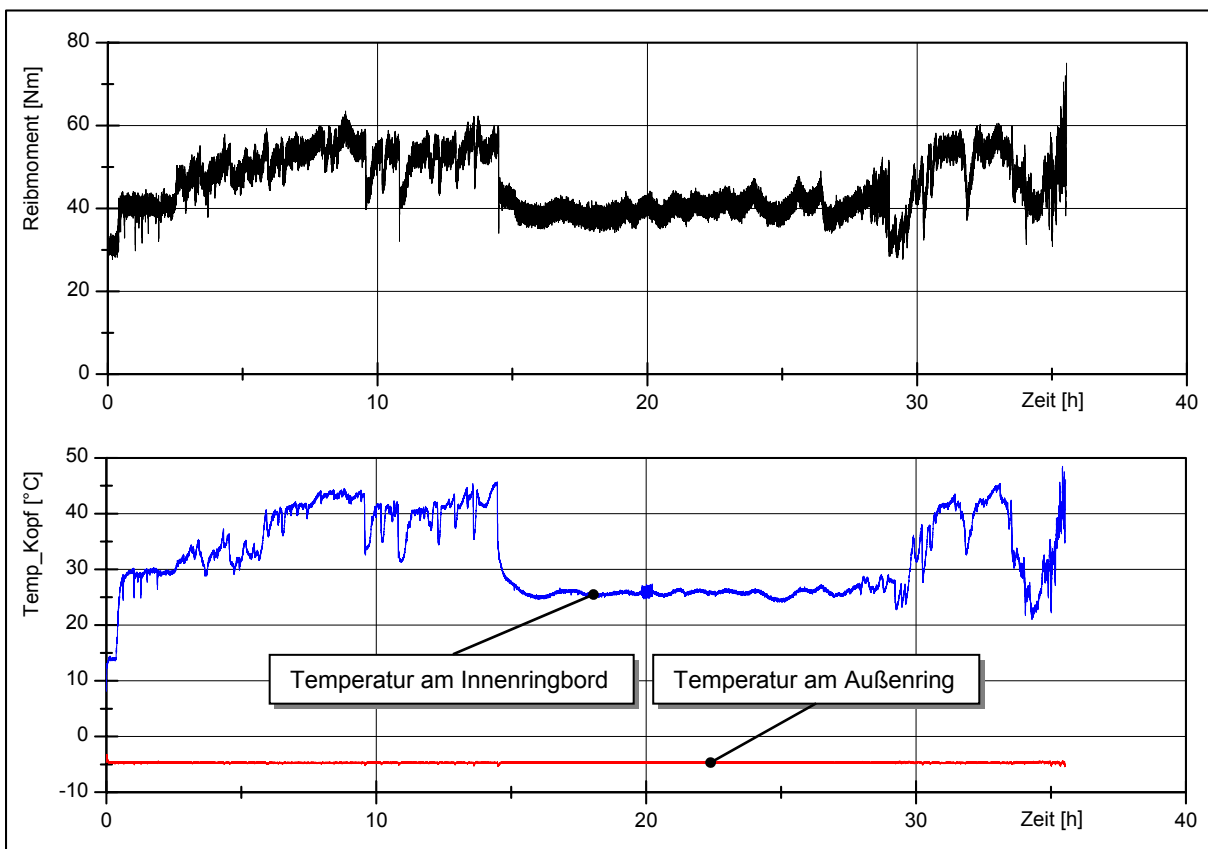
**Abb. 10-40:** Fett VII, 15 °C ( $t = 1,9$  h,  $M_{rb} = 42,29$  Nm,  $V_{W,ref} = 3158$  mg,  $V_{K,ref} = 526$  mg)



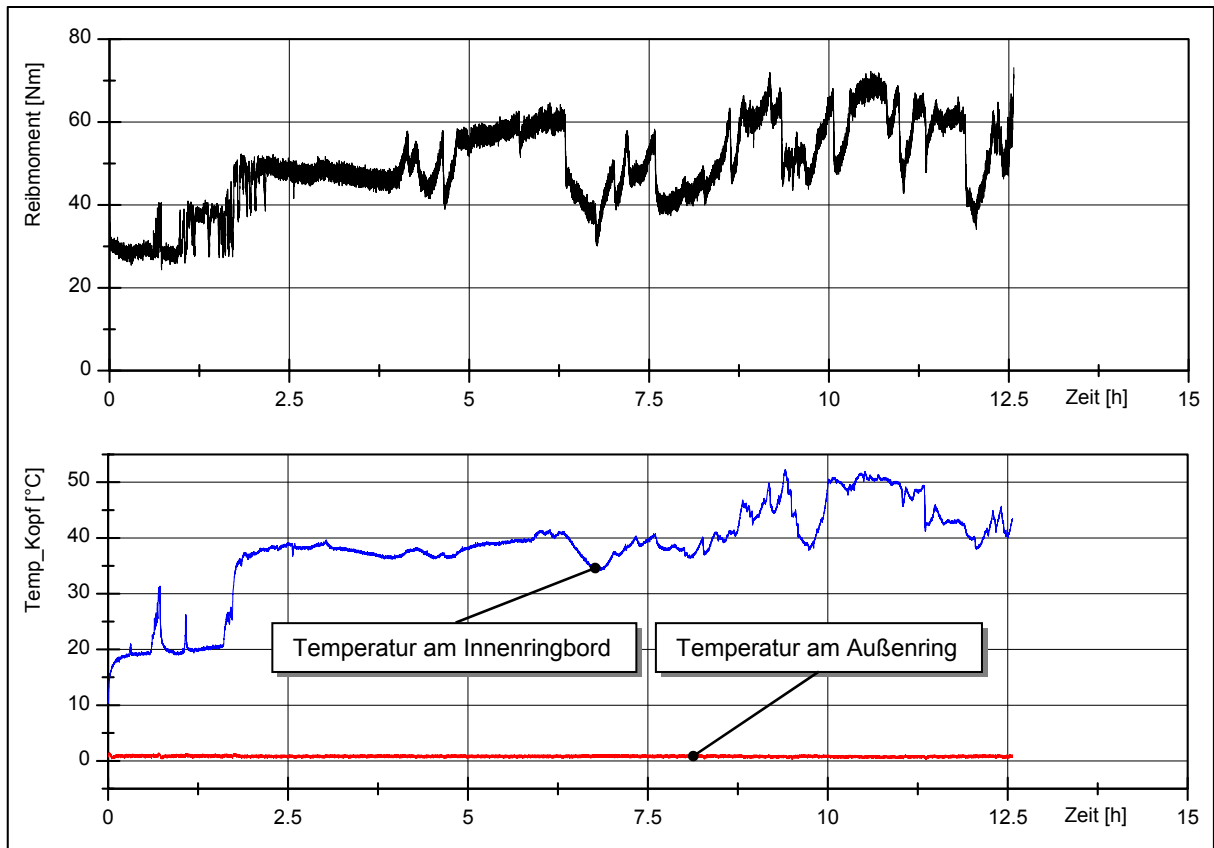
**Abb. 10-41:** Fett VII, 17,5 °C ( $t = 8,2$  h,  $M_{rb} = 38,98$  Nm,  $V_{W,ref} = 701$  mg,  $V_{K,ref} = 701$  mg)



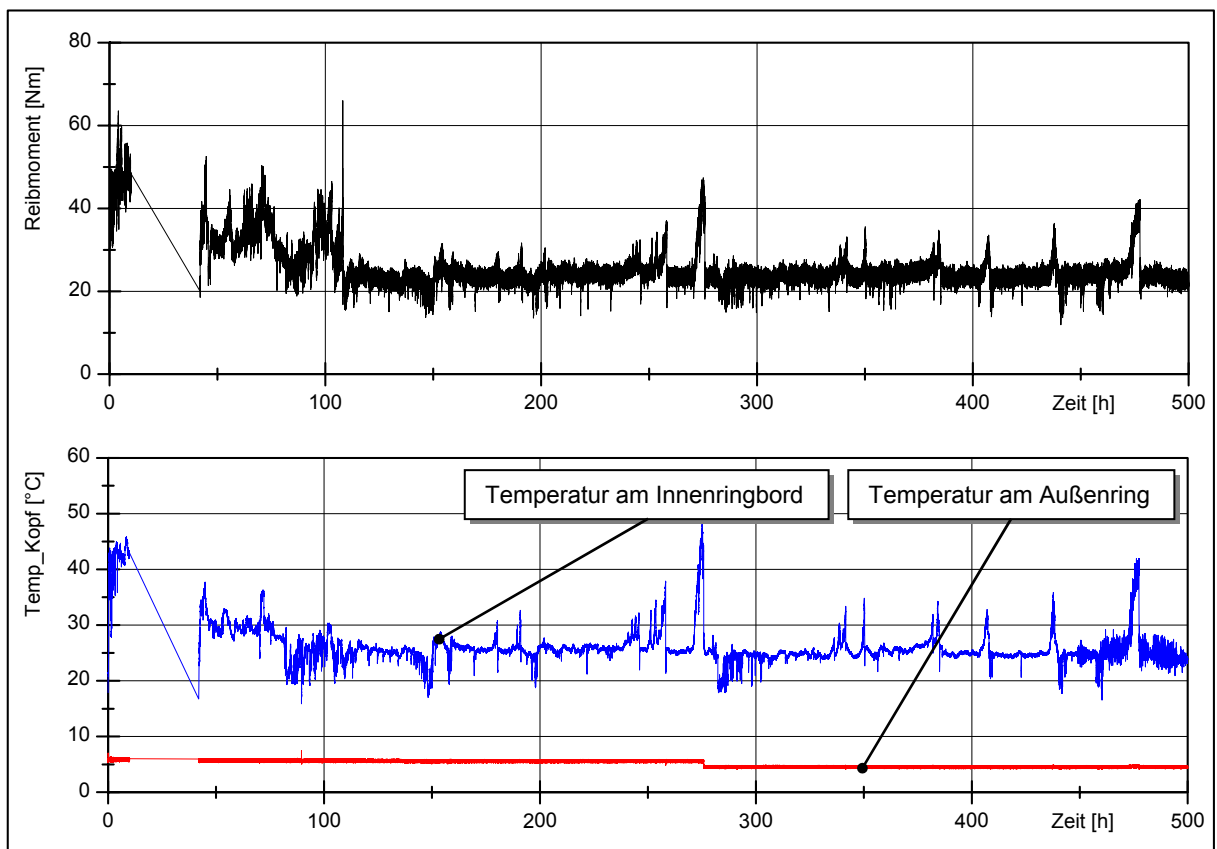
**Abb. 10-42:** Fett VII, 20 °C ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 22,65$  Nm,  $V_{W,ref} = 33$  mg,  $V_{K,ref} = 11$  mg)



**Abb. 10-43:** Fett IX, -5 °C ( $t = 35,5$  h,  $M_{rb} = 45,43$  Nm,  $V_{W,ref} = 338$  mg,  $V_{K,ref} = 120$  mg)



**Abb. 10-44:** Fett IX, 0 °C ( $t = 12,6$  h,  $M_{rb} = 49,30$  Nm,  $V_{W,ref} = 218$  mg,  $V_{K,ref} = 476$  mg)



**Abb. 10-45:** Fett IX, 5 °C ( $t = 500$  h,  $M_{rb} = 17,19$  Nm,  $V_{W,ref} = 59$  mg,  $V_{K,ref} = 35$  mg)

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Jens Kuhlmann

geboren am 07.03.1973 in Hannover

verheiratet, ein Kind

---

## Berufstätigkeit

- |                   |  |
|-------------------|--|
| seit 08/2007      | Konstrukteur und Gruppenleiter bei der ThyssenKrupp EGM GmbH, Langenhagen  |
| 05/2001 – 04/2007 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), Universität Hannover |

---

## Studium

- |                   |  |
|-------------------|--|
| 10/1994 – 04/2001 | Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover, Fachrichtung Entwicklungs- und Konstruktionstechnik, Abschluss: Diplomprüfung |
| 04/1997 – 01/2000 | Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), Universität Hannover     |

---

## Berufspraktika

- |                   |   |
|-------------------|---|
| 11/2000 – 04/2001 | Diplomarbeit bei der Robert Bosch GmbH, Werk Hildesheim   |
| 02/2000 – 06/2000 | Fachpraktikum bei Volkswagen de México, Werk Puebla   |
| 11/1993 – 03/1994 | Grundpraktikum bei der Schlüter GmbH & Co. KG, Neustadt, sowie bei Volkswagen Nutzfahrzeuge, Hannover |

---

## Schulbildung

- |                   |   |
|-------------------|---|
| 08/1985 - 05/1992 | Johannes-Kepler-Gymnasium, Garbsen, Abschluss: Abitur |
| 08/1983 - 07/1985 | Orientierungsstufe Garbsen                            |
| 08/1979 - 06/1983 | Grundschule Saturnring, Garbsen                       |