

Charakterisierung des Schmierungszustandes im Rillenkugellager mit dem kapazitiven Messverfahren

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Eike Christian Wittek
geboren am 14.12.1981 in Hameln

2016

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze

Vorsitzende: Prof. Dr.-Ing. A. Raatz

Tag der Promotion: ___. Mai 2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion 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. Insbesondere danke ich ihm für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die mir gewährte Eigenverantwortlichkeit.

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

Prof. Dr.-Ing. A. Raatz 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. Einen wesentlichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit hat mein Kollege Norbert Bader geleistet, ohne dessen Einsatz bei der Programmierung des Matlab-Skriptes die Datenmengen nicht zu bewältigen gewesen wären. Norbert, ich danke dir. Den Mitarbeitern der Werkstatt gilt mein besonderer Dank für ihre unkomplizierte Hilfe bei der Fertigung und Inbetriebnahme der Versuchseinrichtungen.

Für die finanzielle Unterstützung im Rahmen der Zusammenarbeit bedanke ich mich bei der Siemens AG. Für ihr persönliches Engagement sowie ihre fachliche und technische Unterstützung und die stets sehr nette und unkomplizierte Zusammenarbeit danke ich den Herren Gattermann und Tischmacher (Siemens) sowie den Herren Kriese und Ponick (IAL). Der Volkswagen AG danke ich für die Nutzung des Kugel-Scheibe Apparates. Die Zeiten in der Abteilung „nichtmotorische Betriebsstoffe“ habe ich in sehr positiver Erinnerung. Besonders die Diskussionen mit den Herren Dr. Elfrath und Dr. Surborg haben zu wertvollen Erkenntnissen geführt.

Meiner Frau Heike und meinen Kindern Juli und Hannes danke ich für ihre Liebe, ihr Verständnis und ihre Unterstützung, ohne die ich diese Arbeit nicht fertigstellen könnte. Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern dafür danken, dass sie mir meine Ausbildung ermöglicht und mich immer auf meinem Weg bestärkt haben.

Kurzfassung

Eike Christian Wittek:

Charakterisierung des Schmierungszustandes im Rillenkugellager mit dem kapazitiven Messverfahren

Inhalt der vorliegenden Arbeit sind Betrachtungen zum Schmierungszustand in Rillenkugellagern des Typs 6008 bei Fett- und bei Ölschmierung mit Hilfe des kapazitiven Messverfahrens. Ein entsprechendes Messsystem wird vorgestellt und die Auswerteroutine beschrieben. Während das Verfahren bei Vollschmierungsbedingungen eine relativ sichere Schmierfilmdickenmessung ermöglicht, wird dies beim Eintritt in die Mischreibung durch zunehmende Annäherung der Rauheitskuppen erschwert. Hier liefert die maximale elektrische Spannung, die sich über dem Schmierfilm aufbauen kann, wertvolle Erkenntnisse. Die aus der experimentell ermittelten Schmierfilmdicke und der gemessenen ertragbaren Spannung bestimmte maximale elektrische Feldstärke im Kontakt bleibt unabhängig von den Betriebsbedingungen annähernd konstant. Dies erscheint plausibel, wenn man diese Feldstärke als Schmierstoffeigenschaft betrachtet.

Die Ergebnisse der Messungen bei Fettschmierung dienen als Eingangsgröße für ein Berechnungsmodell zur Vorhersage schädlicher EDM-Lagerströme in umrichtergespeisten Drehstrom-Asynchronmotoren. Die Entwicklung dieses Modells ist Gegenstand begleitender Arbeiten. Der wesentliche Vorteil der Verwendung von gemessenen gegenüber nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicken und Kapazitäten liegt in der Erfassung von Effekten wie der Anwesenheit von Verdicker im Kontakt oder Starvation bei hohen Drehzahlen. Diese Effekte führen zu von theoretischen Vorhersagen abweichenden Schmierfilmdicken.

Schließlich wurde das Messsystem in Lagerversuchen bei Ölschmierung mit niedrigviskosen Fuel Economy Ölen angewendet. Durch den Betrieb bei Mischreibung konnten erwartungsgemäß keine quantitativen Schmierfilmdicken bestimmt werden. Auch die Betrachtung der erreichbaren elektrischen Lagerspannung erlaubt keine sichere Aussage zum elastohydrodynamischen Schmierfilmaufbau. Hier ist der Einfluss der adsorptiv gebundenen Grenzschichten auf das elektrische Lagerverhalten dominant.

Die Gesamtheit der Ergebnisse bei Öl- und Fettschmierung führt zu der Erkenntnis, dass der Schmierfilmparameter alleine keine sichere Prognose des elektrischen Lagerverhaltens zulässt. Zusätzlich muss hier die Flächenpressung betrachtet werden. Abhängig von der Belastungsrichtung gibt es hier Grenzen für die galvanische Trennung über dem Lager.

Abstract

Eike Christian Wittek:

Characterisation of the lubrication condition in ball bearings with the capacitive method

In order to characterise the lubrication condition in ball bearings using grease and oil lubrication, a capacitive film thickness measurement system is introduced and the analysis routine is described. While this method provides reliable results at full film lubrication, in the mixed lubrication regime it is affected by increasing interaction of the rough surfaces. In such lubrication conditions, the maximum voltage the bearing can sustain supplies valuable information. When calculating the maximum sustainable electric field strength across the lubricant film based on experimental film thicknesses and sustainable voltages, almost constant values are obtained. This makes sense when considering this field strength as a lubricant property.

The results of measurements with grease lubrication are used as input quantity for a model to predict harmful EDM bearing currents in inverter fed induction machines. The development of this bearing current model is subject of ancillary research activities. Essential advantage of using measured film thickness against calculated film thickness according to EHD theory is the consideration of effects like presence of thickener in the contact or starvation at high speeds. These effects lead to film thicknesses that deviate from theoretic predictions.

Finally, the developed measurement system was used for evaluating lubricant film properties in ball bearings lubricated with low viscosity fuel economy oils. Due to mixed lubrication conditions, quantitative film thickness measurements could not be conducted. Even the maximum voltage across the bearing does not supply any information about the elastohydrodynamic film condition. In these tests, the influence of the boundary layers is dominant on the electric behaviour.

Summarizing all results of oil and grease lubrication, it can be stated that the lubricant film parameter alone does not permit any reliable forecast on the electric bearing behavior. In addition, the contact pressure must be considered. Depending on the load direction, there are limits to the galvanic isolation across the bearing.

Schlagworte:

Wälzlager, Lagerströme, Schmierungszustand, Kapazitive Schmierfilmdickenmessung

Bearing, Bearing Currents, Lubricating Condition, Capacitive Film Thickness

Inhaltsverzeichnis

Formelverzeichnis.....	II
1 Einleitung	1
2 Problemstellung und Zielsetzung	2
3 Theoretische Grundlagen	3
3.1 Wälzlager.....	3
3.1.1 Aufbau und makroskopische Kontaktgeometrie	3
3.1.2 Schmierung von Wälzlagern	5
3.2 Der EHD Kontakt.....	9
3.2.1 Schmierfilmdickenberechnung.....	11
3.2.2 Thermisch korrigierte Schmierfilmdicke.....	13
3.2.3 Schmierfilmdicke im Rillenkugellager 6008.....	14
3.2.4 Schmierungszustand	18
3.2.5 Starvation.....	21
3.3 Schmierfilmdickenmessung	23
3.3.1 Optische Schmierfilmdickenmessung	23
3.3.2 Taktile Schmierfilmdickenmessung	24
3.3.3 Elektrische Messverfahren	27
3.4 Elektrische Lagerbeanspruchung in Induktionsmaschinen	42
4 Experimentelle Grundlagen.....	51
4.1 Dielektrizitätsbestimmung.....	51
4.2 Universal-Reibungsprüfstand	52
4.3 Kapazitives Schmierfilmdickenmesssystem.....	55
4.4 Versuchsschmierstoffe	63
5 Ergebnisse	66
5.1 Messungen bei Fettschmierung	66
5.1.1 Rillenkugellager 6008 axial belastet	66
5.1.2 Rillenkugellager 6008 kombiniert belastet.....	79
5.1.3 Anwendung der Ergebnisse im Lagerstrommodell	84
5.2 Messungen bei Ölschmierung unter Axialbelastung	85
5.2.1 Bestimmung α_p am Kugel Scheibe Apparat	86
5.2.2 Lagerspannung und elektrische Feldstärke.....	87
5.2.3 Lagerreibung	90
6 Zusammenfassung	92
7 Literaturverzeichnis	94

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	mm	Große Halbachse der Kontaktellipse
A_{Hertz}	mm ²	Hertzsche Kontaktfläche
b	mm	Kleine Halbachse der Kontaktellipse
C		Kapazität
C_{Auslauf}	F	Kapazität Auslaufbereich nach <i>Barz</i>
C_b	F	Kontaktkapazität nach <i>Gemeinder</i>
C_B	F	Lagerkapazität nach <i>Hausberg</i>
C_{cav}	F	Kapazität des von Kavitation geprägten Kontaktauslaufbereiches
C_{contact}	F	Kontaktkapazität nach <i>Jablonka</i>
C_{Einlauf}	F	Kapazität Einlaufbereich nach <i>Barz</i>
C_{flooded}	F	Kapazität des voll gefluteten Kontakteinlaufbereiches nach <i>Jablonka</i>
C_{ges}	F	Gesamtkapazität eines Lagers
C_{Hertz}	F	Kapazität des Hertzschen Kontaktbereiches
C_K	F	Kapazität Gesamtkontakt nach <i>Barz</i>
C_{out}	F	Kapazität außerhalb der Hertzschen Kontaktfläche nach <i>Jablonka</i>
C_{rf}	F	Kapazität zwischen Läufer und Gehäuse
C_{RS}	-	Oberflächen-Korrekturfaktor
C_{sr}	F	Kapazität zwischen Läufer und Ständerwicklung
C_{th}	-	thermischer Korrekturfaktor
C_{total}	F	Summe aus C_{contact} und C_{outside} nach <i>Jablonka</i>
d_m	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
d_w	mm	Wälzkörperlängsdurchmesser
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
E	V/mm	Elektrische Feldstärke
E'	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul
E_D	V/mm	Elektrische Durchschlagfeldstärke
F_2	-	Elliptisches Integral
f_a	-	Krümmungskoeffizient der Außenringlaufbahn
f_i	-	Krümmungskoeffizient der Innenringlaufbahn
F_N	N	Normalkraft
G	-	Werkstoffparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
H	-	Schmierfilmparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
h_0	mm	Zentrale Schmierfilmdicke
$h_{0,EHD}$	mm	Zentrale Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie
$h_{0,EHD,th}$	mm	Zentrale Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie, thermisch korrigiert
$h_{0,x}$	mm	Axiale Komponente der Schmierfilmdicke
h_A	mm	Schmierfilmdicke zwischen Wälzkörper und Außenring
h_B	mm	Schmierfilmdicke zwischen Wälzkörper und Bord
h_I	mm	Schmierfilmdicke zwischen Wälzkörper und Innenring

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
h_{mess}	mm	Gemessene Schmierfilmdicke
h_{min}	mm	Minimale Schmierfilmdicke
$h_{\text{Nom-EHD}}$	mm	Filmdicke zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer
I_0	A	Ladestrom im Konstantstromverfahren
i_{EDM}	A	EDM-Stromstärke
k_C	-	Umrechnungsfaktor zwischen C_K und C_{Hertz} nach <i>Barz</i>
k_h	-	Faktor h_a/h_i
k_{th}	N/(K·s)	Wärmeleitkoeffizient
L_{th}	-	thermischer Belastungsfaktor
n_i	1/min	Innenringdrehzahl
n_m	1/min	Käfigdrehzahl
n_w	1/min	Wälzkörperfrequenz
P_{max}	MPa	maximaler Kontaktdruck im EHD-Kontakt
r_a	mm	Laufbahnkrümmung Außenring
R_B	Ω	Ohmscher Lagerwiderstand
R_C	Ω	Brennwiderstand bei Lichtbogenentladung
R_h	Ω	Ohmscher Schmierfilmwiderstand nach <i>Gemeinder</i>
r_i	mm	Laufbahnkrümmung Innenring
R_L	Ω	Vorwiderstand Kapazitätsmessung
R_L	Ω	Ladewiderstand
R_P	Ω	Parallelwiderstand im Lager
R_q	mm	quadratischer Mittenrauhwert
Rq_{Σ}		Summenrauheit
R_x	mm	Effektiver Radius in Ölstromrichtung
R_y	mm	Effektiver Radius quer zur Ölstromrichtung
T	s	Summe Zeit mit hohem Widerstand
T_0	s	Summe Zeit mit niedrigem Widerstand
t_{laden}	s	Ladezeit im Konstanstromverfahren
u	m/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
U	-	Geschwindigkeitsparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
U_0	V	Ladespannung Kapazitätsmessung
U_{brg}	V	Lagerspannung
U_{cm}	V	Common-Mode Spannung
U_m	V	Brückenspannung Widerstandsmessung
U_{max}	V	Maximal erreichte Lagerspannung
v_{hd}	m/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
W	-	Belastungsparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
x_{ges}	mm	axiale Verschiebeweg bei taktiler Schmierfilmdickenmessung
Z	-	Wälzkörperanzahl
α	$^\circ$	Lagerdruckwinkel
α_a	$^\circ$	Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Außenring

α_i	$^\circ$	Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Innenring
α_p	1/GPa	Druckviskositätskoeffizient
$\alpha_{p,EHD}$	1/GPa	Druckviskositätskoeffizient auf Basis EHD-Schmierfilmdickenmessung
β	$^\circ$	Winkelabweichung zwischen Rotationsachsen von Wälzkörper und Lagerringen
β_{th}	1/K	Temperaturviskositätskoeffizient
γ'	$^\circ$	Lagerkennwert
Δur	mm	Lagerspiel in radialer Richtung
ϵ_0	$A \cdot s/V \cdot m$	Elektrische Feldkonstante
ϵ_r	-	Dielektrizitätszahl
η	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität
η_0	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck
$\eta_{0,15^\circ C}$	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck und $15^\circ C$
κ	-	Viskositätsverhältnis
κ	-	Halbachsenverhältnis im elliptischen Kontakt
λ_0	-	Zentraler Schmierfilmparame
$\lambda_{0,EHD,th}$	-	Zentraler Schmierfilmparame auf Basis thermisch korrigierter EHD-Theorie
$\lambda_{0,mess}$	-	Zentraler Schmierfilmparame auf Basis Schmierfilmdickenmessung
λ_{cr}	-	Kritischer Schmierfilmparame beim Einsetzen der Vollschmierung
ν	-	Querkontraktionszahl
ν	mm^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	mm	Oberflächenrauheitskennwert
τ	s	Zeitkonstante Kapazitätsmessung
ω_a	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Außenrings
ω_i	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Innenrings
ω_w	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers
$\eta_{0,k}$	Pas	Dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck und Kontakttemperatur

Abkürzungen

ASME	American Society of Mechanical Engineering
AW	Anti Wear
BVR	Bearing Voltage Ratio
DCT	Double Clutch Transmission
EHD	Elastohydrodynamik
EP	Extreme Pressure
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
KV100	Kinematische Viskosität bei $100^\circ C$
MT	Manual Transmission
PWM	Pulsweitenmodulation
ToF-SIMS	Time of Flight – Secondary Ion Mass Spectrometry
VI	Viskositätsindex

1 Einleitung

Motorenlager industrieller umrichtergespeister Drehstrommaschinen sind neben mechanischen Belastungen auch elektrischen Belastungen ausgesetzt. Es ist bekannt, dass in bestimmten Betriebszuständen Lagerströme auftreten, die zur Schädigung der Lager in Form von mattierten, umgeschmolzenen Laufbahnen oder Riffelbildung führen können. Der Austausch von elektrischen Ladungen über die Wälzkontakte in Wälzlagern kann die wälzflächennahen Werkstoffbereiche und Schmierfette so schädigen, dass die Lebensdauer der Lager oder die Gebrauchsduer des Schmierstoffs erheblich verkürzt wird. Es werden unterschiedliche Arten von Lagerströmen nach ihrer Entstehungsursache unterschieden. Zur Reduzierung von Lagerströmen gibt es eine Reihe von Abhilfemaßnahmen, die zum Teil recht kostspielig sind. Daher sollen diese Maßnahmen nur in gefährdeten Antrieben angewendet werden. Die Beurteilung des Gefährdungsgrades von Antrieben ist Gegenstand aktueller Forschungen. Zu diesem Zweck wurden elektrische Modelle entwickelt, die das Antriebssystem als Ganzes bestehend aus Umrichter, Kabel, Motor, Erdungssystem und ggf. Getriebe betrachten. Wichtige Eingangsgrößen für derartige Modelle sind die elektrischen und mechanischen Betriebseigenschaften der Motorlager. Das sind der Ohmsche Übergangswiderstand, die elektrische Lagerkapazität und die Schmierfilmdicke. Da diese Größen besonders bei fettgeschmierten Lagern mit theoretischen Modellen nicht mit hinreichender Sicherheit vorhergesagt werden können, werden sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit experimentell bestimmt.

Als Messsystem kommt die kapazitive Schmierfilmdickenmessung zum Einsatz. Für die vorliegenden Anforderungen wird ein geeignetes Messsystem aufgebaut. Allgemein ist die kapazitive Schmierfilmdickenmessung für quantitative Messungen im Bereich der Vollschmierung etabliert. In der vorliegenden Arbeit wird erforscht, ob sich mit diesem System auch bei Mischreibungsbedingungen Aussagen zum Schmierungszustand gewinnen lassen. Für diesen Zweck werden Messungen bei Ölschmierung mit niedrigviskosen Fuel Economy Ölen durchgeführt.

2 Problemstellung und Zielsetzung

Der Schmierungszustand in Wälzlagern ist eine wichtige Zustandsgröße im Betrieb von Maschinen und Anlagen. Ob für die elektrische Modellierung von fettgeschmierten Drehstrommotoren oder bei der Entwicklung neuer niedrigviskoser Schmierstoffe für Fahrzeuggetriebe – in vielen Fällen ist die Kenntnis des Schmierungszustandes in Wälzlagern unverzichtbar.

In der Praxis sind verschiedene Systeme zur Schmierfilmdickenmessung in Wälzlagern etabliert. Diese können grob in mechanische, optische und elektrische Messverfahren eingeteilt werden. Die direkte Messung der Schmierfilmdicke beispielsweise mit optischen Verfahren wie der Weißlichtinterferometrie liefert hochgenaue Ergebnisse, ist aber im Wesentlichen auf die Anwendung in Modellprüfständen wie dem Kugel-Scheibe-Apparat beschränkt. Diese sind sehr gut für die Durchführung von Grundlagenuntersuchungen geeignet. Die im realen Maschinenelement wie dem Wälzlager vorliegenden Schmierungsverhältnisse können hier jedoch nur eingeschränkt abgebildet werden.

Hier schaffen Untersuchungen am Lagerprüfstand Abhilfe. Wechselwirkungen der Funktionselemente im Lager untereinander und deren Einfluss auf die Schmierstoffversorgung der Kontaktstellen werden hier berücksichtigt. Ein großer Vorteil der elektrischen Verfahren liegt in der Möglichkeit, direkt im Wälzlager zu messen. Die elektrisch leitfähigen Lagerringe und Wälzkörper und der im Allgemeinen isolierende Schmierstoff als Dielektrikum bzw. Isolator sind ideale Voraussetzungen für die Nutzung von Widerstand oder Kapazität für die Beurteilung des Schmierungszustandes. Um eine elektrische Messgröße wie die Kapazität in die gewünschte Information der Schmierfilmdicke umzurechnen, sind zusätzliche Betrachtungen zu den mechanischen Kontaktverhältnissen notwendig.

Ein Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines einfach anwendbaren Werkzeuges zur Bestimmung des Schmierungszustandes in Wälzlagern. Das System soll robust und mit einfachen Mitteln zu realisieren sein.

Im ersten Schritt wird ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik auf dem Gebiet der Schmierfilmdickenmessung gegeben. Aufbauend auf dem Ergebnis dieser Recherche wird ein System ausgewählt, das einfach am Wälzlagerprüfstand zu applizieren ist und dessen Ergebnisse transparent und einfach nachvollziehbar sind. Der elektrische Aufbau und die standardisierte Auswertung werden vorgestellt.

Die Diskussion der erzielten Ergebnisse erfolgt anhand von umfangreichen Bauteilversuchen aus zwei unterschiedlichen Anwendungsgebieten. Ein Gebiet sind Untersuchungen zum Schmierfilmaufbau in fettgeschmierten Lager vor dem Hintergrund der Lagerstromproblematik. Bei der elektrischen Modellierung von Drehstrommotoren wird das Wälzlager als elektrisches Bauteil betrachtet. Hier hat der komplexe Widerstand einen Einfluss auf das gesamte Systemverhalten. Für ein elektrisches Simulationsmodell für umrichtergespeiste Drehstromantriebe werden in einer korrespondierenden Arbeit die Messgrößen elektrische Kapazität, Ohmscher Widerstand und die Schmierfilmdicke als Eingangsgrößen benötigt.

Der zweite Schwerpunkt ist die Schmierung von Wälzlagern mit Fuel Economy Ölen. Die niedrigen Betriebsviskositäten dieser Öle führen oft zu Schmierungsbedingungen im Mischreibungsgebiet. In Lagerversuchen werden Reibungs- und Schmierfilmdickenmessungen mit dem ausgewählten System durchgeführt. Zusätzlich wird die Frage diskutiert, ob das Phänomen des elektrischen Lagerwiderstandes und auch der Kapazität durch einen trennenden Schmierfilm oder durch isolierende Grenzschichten dominiert wird. Hierzu werden ToF-SIMS Analysen zum Grenzschichtaufbau auf Lagerteilen herangezogen.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Wälzlager

3.1.1 Aufbau und makroskopische Kontaktgeometrie

Wälzlagern übertragen Kräfte zwischen relativ zueinander bewegten Maschinenelementen und legen dabei ihre Lage zueinander fest. Im Allgemeinen bestehen Wälzlagern aus Innenring, Außenring und Wälzkörpern, die zwischen den Ringen abrollen (Abbildung 3-1). Durch die Rollbewegung mit nur kleinem Gleitanteil wird eine Relativbewegung mit einem sehr geringen Bewegungswiderstand möglich.

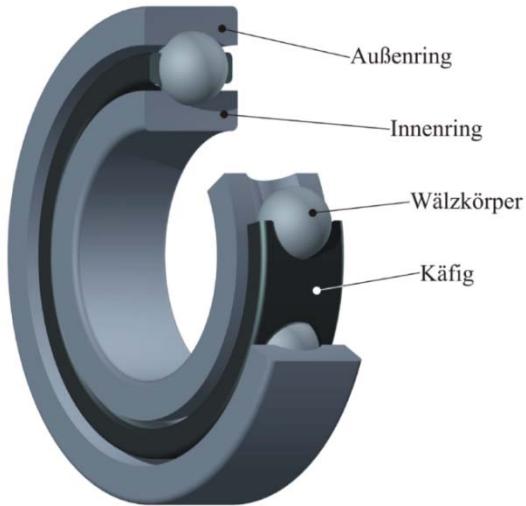


Abbildung 3-1: Aufbau eines Wälzlers [MEY09]

Bei reinen Rollbewegungen ist der Bewegungswiderstand insbesondere beim Anfahren aus dem Stillstand und bei kleinen Relativgeschwindigkeiten sehr gering. Bedingt durch unterschiedliche Krümmungen der Kontaktpartner und dadurch unterschiedliche elastische Verformungen sowie durch die Lagerkinematik wird die Abrollbedingung nie vollständig erfüllt [SS08]. Der Rollbewegung ist folglich immer eine mehr oder weniger starke Gleitbewegung überlagert. Man spricht bei Überlagerung dieser beiden Bewegungsformen von einer Wälzbewegung. Um Reibung und Verschleiß im Wälzler gering zu halten, werden Schmierstoffe eingesetzt. Diese benetzen die hoch beanspruchten Oberflächen und führen im Idealfall zu einer vollständigen Trennung der Körper im Kontaktpunkt. Der Druckaufbau erfolgt dabei ausschließlich nach dem hydrodynamischen Prinzip. Im Kontaktpunkt kommt es wegen der hohen Drücke zur elastischen Abplattung der gekrümmten Kontaktkörper und zum Viskositätsanstieg des Schmierstoffes. Man spricht dann von elastohydrodynamischer Schmierung.

Entsprechend ihrer Wälzkörpergeometrie werden Kugellager von Rollenlagern unterschieden. Da bei Kugellagern der Kugelradius kleiner ist als der Laufbahnkrümmungsradius, bilden sich im lastfreien Zustand theoretisch Punktkontakte zwischen Wälzkörpern und Lagerringen. Unter Last vergrößern sich diese Punkte tatsächlich zu Kontaktellipsen (Abbildung 3-2).

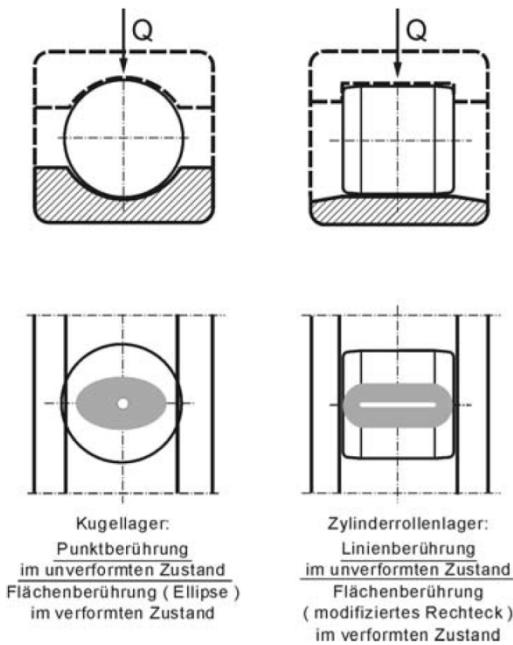


Abbildung 3-2: Punktberührungen (Kugellager) mit Berührelellipse und modifizierte Linienberührungen (Rollenlager) [SS08]

Wälzkörper von Rollenlagern weisen je nach Lagerbauform unterschiedliche Geometrien auf. Am häufigsten kommen Zylinderabschnitte (Zylinderrollenlager), Kegelstümpfe (Kegelrollenlager) und Tonnen mit Kreisbogenprofil (z.B. Pendelrollenlager) vor. Die theoretische Berührlinie im lastfreien Zustand vergrößert sich unter Last zu einem modifizierten Rechteck (Abbildung 3-2). Wegen der größeren Kontaktflächen von Rollenlagern im Vergleich zu Kugellagern gleicher Baugröße können Rollenlager größere Kräfte aufnehmen. Wegen der definierten Rotationsachse von Rollen müssen die Wälzkörper von Rollenlagern geführt werden um einen Schräglauf zu verhindern. Die Rollen können z.B. zwischen zwei Borden (Zylinderrollenlager), durch einen Bord (Kegelrollenlager), durch den Käfig oder durch Reibungskräfte zwischen Rollen und Laufbahnen geführt werden. Die Wälzkörperführung bringt zusätzliche Kontakte mit sich, was die Schmierung von Rollenlagern im Vergleich zu Kugellagern zu einer anspruchsvoller Aufgabe macht.

Entsprechend der bevorzugten Lastrichtung werden Lager eingeteilt in Radiallager, Axiallager und Schräglager [SS08]. Entscheidend hierfür ist der Druckwinkel α . Dieser gibt die Orientierung der Drucklinie an (Abbildung 3-3). Bei rein radialer Belastung beträgt im Rillenkugellager der Druckwinkel $\alpha = 0^\circ$ und vergrößert sich bei zusätzlicher axialer Belastung. Dadurch können Rillenkugellager sowohl radiale als auch axiale Lasten aufnehmen. Bei radialer Belastung bildet sich bei stillstehendem Außenring und rotierender Welle am Außenring eine ausgeprägte Lastzone aus. In diesem Bereich werden die Kräfte zwischen Innenring und Außenring übertragen. Auf der der Lastzone gegenüberliegenden Seite erfahren die Wälzkörper abgesehen von Fliehkräften keine Belastung und es kann vermehrt zu Schlupf infolge der Käfigreibung kommen. Im axial belasteten Fall dagegen werden alle Wälzkörper gleich belastet. Dadurch sind im Gegensatz zur radialen Belastung einerseits mehr Wälzkörper an der Kraftübertragung beteiligt, andererseits führen wegen des relativ geringen Druckwinkels schon geringe Axiallasten zu relativ hohen Flächenpressungen in den Kontaktstellen. Dadurch ist die axiale Tragfähigkeit von Rillenkugellager geringer als die radiale Tragfähigkeit.

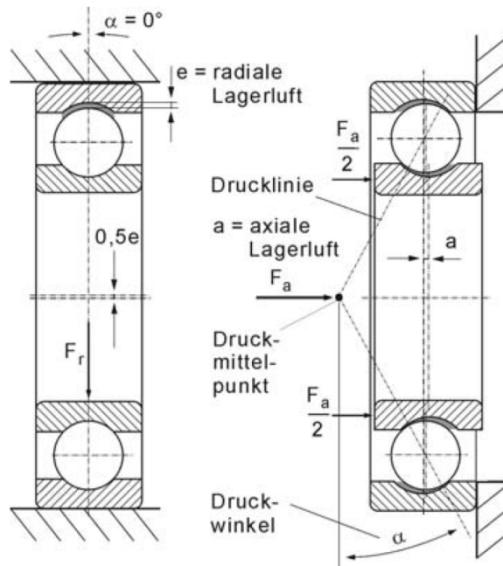


Abbildung 3-3: Radiale und axiale Lagerluft sowie Druckwinkel von Rillenkugellagern: links bei radialer, rechts bei axialer Belastungsrichtung [FAG99]

3.1.2 Schmierung von Wälzlagern

Als Schmierstoffe kommen in Wälzlagern Fette, Öle und in seltenen Fällen auch Festschmierstoffe zum Einsatz. Der Zweck von Schmierstoffen ist die Bildung eines Schmierfilms zwischen den Kontaktstellen zur Minderung von Reibung und Verschleiß. Bei rauen Oberflächen bewirkt der Schmierfilm im Kontakt eine Lastverteilung auf die gesamte Kontaktfläche und verhindert, dass die Last hauptsächlich von herausragenden Rauheitsspitzen getragen wird. Folglich werden Spannungsspitzen und Reibungsschubspannungen gemindert da die Flüssigreibung im Kontakt trotz Scherverlusten im Fluid geringer ist als die trockene Reibung zwischen zwei Stahloberflächen. Zusätzlich bietet der Schmierstoff Korrosionsschutz und übernimmt bei ausreichender Durchströmung des Lagers die Abfuhr von Verlustwärme. Die Ölmenge im Lager hat einen wesentlichen Einfluss auf das Verlustmoment. Besonders bei hohen Drehzahlen führen große Öl Mengen zu erhöhten Planschverlusten. Optimal im Sinne der Verlustmomentreduzierung ist die Minimalmengenschmierung. Im Idealfall reicht die Ölmenge im Kontakt gerade für die Bildung eines trennenden Schmierfilms aus. Diese Schmierungsform tritt vor allem in fettgeschmierten Lagern auf.

3.1.2.1 Fettschmierung

Schmierfette bestehen aus einem Seifengerüst als Verdicker und dem additivierten Grundöl, welches darin eingelagert ist. Das Grundöl wird vom Verdicker abgegeben und steht für die Schmierung des Kontaktes zur Verfügung. Nach [SS08] findet bei über 90% aller Wälzlagern die Fettschmierung Anwendung. Nach [KLA82] sind die Hauptaufgaben eines Schmierfettes:

- 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,

- Schutz vor Korrosion.

Weitere erwünschte Eigenschaften für einen sicheren Betrieb sind:

- Ausreichende Stabilität bei mechanischer Beanspruchung, gleichzeitig konstante Konsistenz,
- ausreichendes Haftvermögen.

Vorteile von Fettschmierung gegenüber Ölschmierung sind ein geringer konstruktiver Aufwand für die Schmierstoffversorgung und Abdichtung der Lagerstelle sowie der verlustarme Betrieb durch Minimalmengenschmierung. Letztere stellt sich dadurch ein, dass das Schmierfett zum Großteil von den bewegten Teilen im Lager wie Wälzkörpern und dem Käfig in die freien, nicht von bewegten Teilen überstrichenen Bereiche verdrängt wird. Nur ein geringer Teil verbleibt im Bereich der Laufspuren, wo das Fett einen Meniskus im Einlaufbereich der Wälzkontakte bildet. Durch die Kapillarwirkung des sich verengenden Spaltes wird das Grundöl vom Verdicker abgegeben und steht für die Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms zur Verfügung. Dadurch, dass das Öl hauptsächlich im Kontaktbereich vorliegt, sind Planschverluste durch Ölscherung außerhalb der Kontakte minimal. In vielen Anwendungen reicht die Ölmenge im Kontakteintritt ab einer bestimmten Drehzahl nicht für die Bildung der vollen nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicke aus. In diesem Fall spricht man von Mangelschmierung bzw. Starvation. Sowohl die reduzierten Planschverluste als auch die reduzierten Schmierfilmhöhen im belasteten Kontakt führen im allgemeinen zu deutlich niedrigeren Verlustmomenten von fettgeschmierten Lagern im Vergleich zu ölgeschmierten Lagern bei Vollschmierung. Noch nicht vollständig geklärt ist die Frage ob auch Verdicker in den Kontakt gelangt und direkt am Schmierfilmaufbau beteiligt ist. Schmierfilmdickenmessungen mit einem Kugel-Scheibe Apparat zeigen bei niedrigen Geschwindigkeiten größere Schmierfilmdicken mit einem Schmierfett im Vergleich zu dessen Grundöl [MEY09]. Dieses Verhalten deutet auf die Anwesenheit von Verdicker im Kontakt hin. Bei höheren Drehzahlen gewinnt das Nachfließverhalten an Bedeutung. Wegen einsetzender Starvation bei Fettschmierung liegen hier die Schmierfilmdicken mit Ölschmierung höher als diese bei Fettschmierung.

Schmierfette haben eine begrenzte Gebrauchsduer die hauptsächlich abhängig ist von der mechanischen Belastung, der Betriebstemperatur, der Fettzusammensetzung und evtl. elektrischem Stromfluss. Da die Fettgebrauchsduer im Allgemeinen kürzer ist als die Lagerlebensdauer, müssen Nachschmierfristen eingehalten werden. Bei offenen Lagern wird das alte Fett durch Zuführung von Frischfett teilweise verdrängt und durch das Frischfett ersetzt. Alternativ können Lager im ausgebauten Zustand vollständig vom alten Fett gereinigt und neu befettet werden. Abgedichtete Lager können im Allgemeinen nicht neu befettet werden. Es wird angestrebt, ca. 30% des freien Lagervolumens mit Fett zu füllen. So kann sich genügend Fett im Bereich der Laufbahnen verteilen um dort das für die Lagerschmierung notwendige Öl abzugeben. Eine zu große Füllmenge führt zu unerwünschten Verlusten aufgrund von Verdrängung und Umwälzung des Fettes. Die wesentlichen Einflussgrößen des Fettes auf die Schmierfilmdicke und das Reibmoment gehen aus von:

- dem Ölabgabeverhalten,
- der Konsistenz,
- und der Grundölviskosität.

Abgedichtete Lager haben neben den konstruktiven Vorteilen bei der Gestaltung der Lagerumgebung und dem reibungsarmen Betrieb bei Minimalmengenschmierung den Vorteil, dass das Lager vor Verunreinigungen von außen geschützt ist. Bei abgedichteten, fettgeschmierten Lagern in sonst ölgeschmierten Getrieben spricht man von *clean bearings*. Neben dem Vorteil der hohen Reinheit im Lagerinneren werden hier auch Planschverluste durch zu hohe Ölstände vermieden. Allerdings findet in diesem Fall keine zusätzliche Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff statt. Die durch Reibung erzeugte Verlustleistung muss allein über das Gehäuse und die Welle abgeführt werden. Daher ist es besonders wichtig, die entstehende Verlustleistung durch eine hinreichend genaue Reibungsberechnung vorherzusagen. Derartige Berechnungsmodelle wurden beispielsweise in [BAL05], [MEY09] und zuletzt in [WAN15] entwickelt. Anhand einer Wärmebilanz lässt sich anschließend berechnen, ob eine Lagerung thermisch stabil ausgelegt ist.

3.1.3 Ölschmierung

Der folgende Abschnitt basiert auf den Ausführungen in [WIT14]. Ölschmierung kommt bei Wälzlagern zum Einsatz, wenn benachbarte Maschinenelemente ohnehin mit Öl geschmiert werden und wegen hoher Reibungsverluste zusätzlich Wärme aus der Lagerstelle abgeführt werden muss. Allerdings ist hier der oben genannte Aspekt der Verunreinigungen zu beachten. Besonders in Getrieben mit Kupplungen und Schaltungen ist mit erhöhten Verschleißpartikelkonzentrationen zu rechnen. Hier sollte eine geeignete Filterung vorgesehen werden um eine Verkürzung der Lagerlebensdauer durch Laufbahnschädigungen aufgrund von überrollten Partikeln zu minimieren. Die Gebrauchsduer von Ölen ist genau wie die von Schmierfetten begrenzt. Allerdings lässt sich ein Ölwechsel einfacher durchführen als ein Fettwechsel. Hinzu kommt, dass durch größere Ölvolmina die Beanspruchung der Gesamtölmenge gesenkt und dadurch das Ölwechselintervall verlängert werden kann. Bei hohen Drehzahlen werden zur Minimierung von Planschverlusten kleinste Ölmengen für die Lagerschmierung bevorzugt.

Planschverluste lassen sich zusätzlich bei niedrigen bis mittleren Betriebstemperaturen durch die Verwendung niedrigviskoser Ölformulierungen reduzieren. Bei hohen Betriebstemperaturen entsteht dann jedoch das Problem, dass sich in den tribologischen Kontakten nur noch extrem dünne hydrodynamische Schmierfilme aufbauen. Bei Kontaktdrücken, wie sie in Gleitlagern vorliegen, haben sich VI-Verbesserer bewährt, die die Temperaturabhängigkeit der Viskosität vermindern. Bereits durchgeführte Untersuchungen an Verzahnungen [KOP99] und zuletzt auch mit Schmierfetten in Wälzlagern haben gezeigt, dass durch den Einsatz geeigneter polymerer Zusätze die tribologischen Verhältnisse auch in Wälzkontakten positiv beeinflusst werden können [FAN07] [GAT10]. Hierbei ist noch die Frage offen, ob es sich überwiegend um einen Einfluss auf die physikalische Schmierfilmbildung durch eine Verbesserung des Viskositäts-Indexes handelt oder ob in diesen Anwendungen die Polymere die Grenzschicht im Sinne von Friction Modifizieren beeinflussen [FAN07]. Ähnliche Ansätze sind bei Schmierölen für Getriebe Gegenstand aktueller Forschung. Hierbei geht es vor allem auch um die Minimierung der Plansch- und Scherverluste außerhalb der eigentlichen tribologischen Kontakte durch Leichtlauföle mit extrem geringer Grundölviskosität, die durch Polymerzusätze ergänzt werden, um im gesamten Betriebsbereich eine niedrige aber trotzdem ausreichende Viskosität sicherzustellen. Dies ist besonders wichtig wenn gleichzeitig die Schmierstoffmenge minimiert wird, um Leistungsverluste noch weiter zu verringern. In diesem Fall ist eine Wärmeabfuhr aus den tribologischen Kontakten über den Schmierstoff nur noch sehr eingeschränkt möglich, sodass bei Grundölen ohne Zusätze die Viskosität zu stark abfallen könnte.

Das Temperaturverhalten eines Schmieröls nimmt Einfluss auf den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau und das Betriebsverhalten von Lagerungen [BQ03]. Allgemein führt der

Temperaturanstieg eines Schmieröles zur Minderung der Viskosität. Der Viskositätsindex (VI) eines Schmieröles nach [DIN02] ist eine Kenngröße zur Beschreibung der Viskositätsabnahme mit der Temperatur. Je höher der VI, desto geringer ist die Viskositätsänderung. Ein hoher Viskositätsindex ist besonders wichtig in Anwendungen, die von einem breiten Betriebstemperaturbereich geprägt sind. Dies ist der Fall z.B. in Fahrzeuggetrieben, die einerseits bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und andererseits in einem breiten Lastbereich (Teillast / Volllast) betrieben werden. Der Viskositätsindex eines Schmieröles lässt sich durch Legierung mit einem sogenannten VI-Verbesserer beeinflussen. Dies sind Polymere, die bei niedrigviskosen Flüssigkeiten bei hohen Temperaturen stärker ein- bzw. verdickend wirken als bei niedrigen Temperaturen [WHM04]. Abbildung 3-4 stellt den Wirkmechanismus der Polymere bei einem Temperaturanstieg dar. Der Viskositätsanstieg wird bei steigender Temperatur durch die Änderung der Molekülgröße der Polymere erzielt.

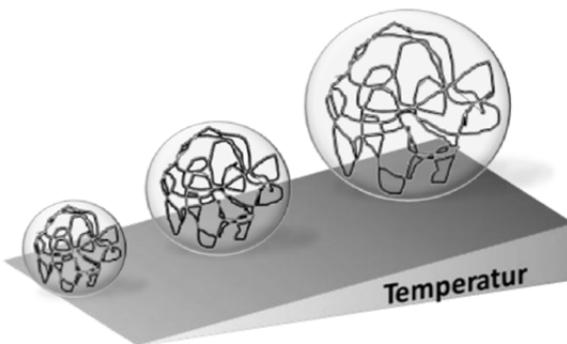


Abbildung 3-4: Wirkungsweise von Viskositätsindexverbesserern [GAT10] nach [SEL58]

Unter der Wirkung von hohen Geschwindigkeits- oder Scherkräften, z. B. im Einlaufbereich eines EHD-Kontaktes, wie er auch in Wälzlagern vorliegt, können sich die Makromoleküle der polymeren Zusätze entsprechend dem Strömungsfeld ausrichten (Abbildung 3-5).

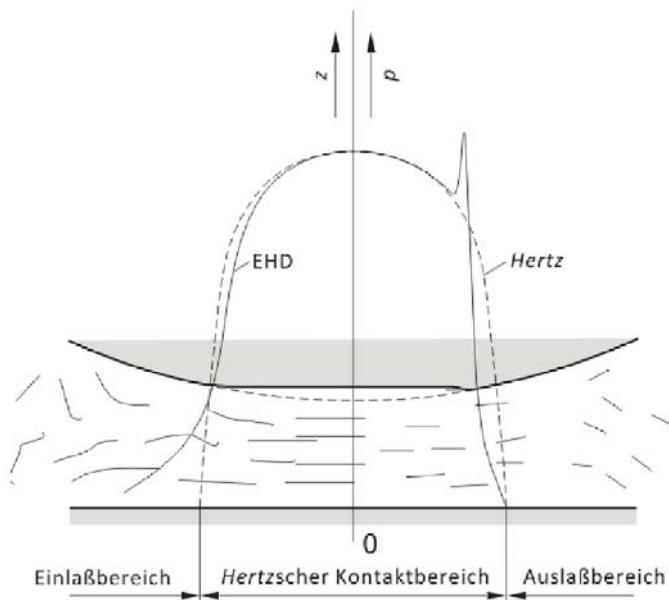


Abbildung 3-5: Orientierung der Polymere durch das Einlaufschergefälle und im EHD-Kontakt [GAT10]

Dadurch geht ein Teil der viskositätssteigernden Wirkung der Polymere verloren. Weiterhin wird die Wirkung von Polymeren in Wälzlagern durch das Schergefälle verringert. Durch diese Beanspruchung werden die Bindungen der polymeren Moleküle zertrennt, wodurch aus großen Makromolekülen kleinere entstehen. Dieser permanente Viskositätsverlust ist zu großen Teilen irreversibel und beschreibt damit die Scherstabilität des polymeren Zusatzes [FIS95]. Allgemein weisen Polymere mit einem geringen Molekulargewicht eine größere Scherstabilität als solche mit einem hohen Molekulargewicht auf. Die Hersteller sprechen dann von hochscherstablen VI-Verbesserern. Allerdings ist die eindickende Wirkung weniger stark als bei VI-Verbesserern mit einem hohen Molekulargewicht. Diesem Nachteil kann mit höheren Konzentrationen des VI-Verbesserers in der Ölformulierung entgegengewirkt werden.

Gleichzeitig tritt in spezifisch hoch belasteten Wälzkontakten, wie sie für Wälzläger in Getrieben üblich sind, der Einfluss ausgewählter Polymertypen gegenüber der druckabhängigen Viskositätssteigerung der Grundöle in den Hintergrund [BQ03]. Trotzdem können Polymerzusätze bei der Schmierung von Wälzkontakten erhebliche Auswirkungen haben, wenn mit geringen Schmierstoffmengen gearbeitet wird. Im Gegensatz zur Vollschmierung kommt dann dem Nachfließverhalten des Schmierstoffs in die Kontaktzonen eine große Bedeutung zu. Die dadurch bewirkte Dosierung der Schmierstoffmenge in Abhängigkeit der Betriebstemperatur kann durch die Zusammensetzung des Schmierstoffs beeinflusst werden. Polymerzusätze können nach dem zuvor Gesagten vor allem dazu benutzt werden um die wirksame Viskosität außerhalb der eigentlichen Wälzkontakte, insbesondere in deren unmittelbarer Umgebung, also im Einzugsbereich einzustellen. Hier kann das Molekulargewicht der Polymere die Schmierfilmhöhe erheblich beeinflussen [BQ03].

3.2 Der EHD Kontakt

Der Begriff EHD steht für Elastohydrodynamik und soll im Folgenden kurz erklärt werden. Werden zwei gekrümmte Körper gegeneinander gepresst, so entsteht zwischen den Körpern eine Kontaktzone, in der eine direkte Berührung stattfindet und die Kontaktkraft übertragen wird. Als Beispiel ist hier der Kontakt zwischen einem Wälzkörper und einem Lagerring im Wälzlager zu nennen. Wegen der mechanischen Elastizität kommt es in der Kontaktzone zur Abplattung der Kontaktkörper. Üblicherweise spricht man bei Kontaktdrücken von 500 MPa und darüber von Elastohydrodynamik. Die bei einer Relativbewegung entstehende Reibung kann durch Zugabe eines Schmierstoffes gesenkt werden. Die Schmierstoffteilchen werden durch Oberflächenkräfte und innere Flüssigkeitsreibung als Folge der Relativbewegung der Kontaktkörper in den Kontakt gefördert. Es wird angenommen, dass die im direkten Kontakt mit den Kontaktflächen stehenden Flüssigkeitsteilchen mit der Geschwindigkeit der jeweiligen Kontaktkörper bewegt werden. Durch das Schergefälle im Schmierspalt und die dadurch verursachte Schubspannungen im Schmierstoff werden auch benachbarte Flüssigkeitsschichten in den Schmierspalt hineingezogen. Im Spalt zwischen den Kontaktkörpern kommt es folglich zu einem Druckaufbau im Schmierstoff und einer Trennung der Kontaktkörper. Durch den Kontaktdruck ist der Schmierstoff bestrebt, den Kontakt seitlich zu verlassen. Da dieser Weg jedoch durch den sehr dünnen Schmierspalt führt, entsteht im Schmierstoff ein großes Schergefälle, das in einer viskosen Flüssigkeit zu einem hohen Fließwiderstand führt. Folglich steht der Schmierstoffdruck im Kontakt und der Fließwiderstand aus dem Kontakt heraus im Gleichgewicht, und der Schmierstoff wird hydrodynamisch im Kontakt gehalten. Verstärkt wird der Schmierfilmaufbau durch die Viskositätszunahme des Schmierstoffs unter Druck. Diese wird durch den Viskosität-Druck-Koeffizienten α_p eines Schmierstoffes beschrieben.

Die wesentlichen Phänomene, die einen EHD-Kontakt auszeichnen sind also:

- Die hydrodynamische Schmierfilmbildung als Folge des Schmierstofftransports in einen sich verengenden Spalt
- und die elastische Deformation der Kontaktpartner mit einer damit verbundenen Vergrößerung der Kontaktfläche sowie
- die Viskositätszunahme des Schmierstoffs unter Druck.

Durch Kontaktdeformation und Viskositätszunahme hilft sich der Kontakt gewissermaßen selbst um hohe Lasten zu ertragen und dennoch einen tragenden Schmierfilm aufzubauen. Ist die resultierende Schmierfilmdicke nicht ausreichend für eine vollständige Trennung der Kontaktflächen, so liegt Mischreibung vor. Hier kommt es zu teilweisen Berührungen der Kontaktkörper an den Rauheitskuppen oder zumindest zu einer Beeinflussung der Kontaktspannungen durch das Rauheitsprofil.

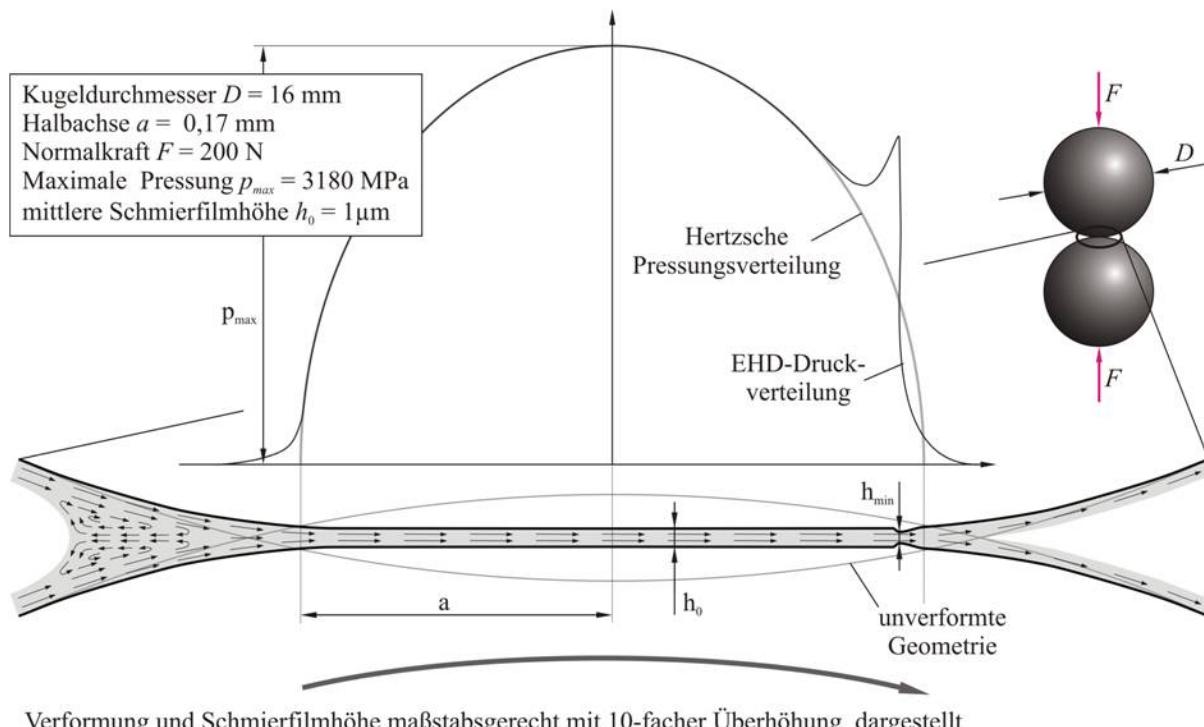


Abbildung 3-6: Maßstabsgerechte Darstellung eines EHD-Kontaktes [MEY09]

Bei Betrachtung von Abbildung 3-6 wird deutlich, dass nur eine begrenzte Schmierstoffmenge durch den Schmierspalt hindurch gefördert werden kann. Entsteht im Einlassbereich ein Schmierstoffüberschuss, so kommt es zur Rückströmung der Schmierstoffmenge, die nicht durch den Kontakt gelangt. Dieser Volumenstrom fließt außen um den Kontakt herum und trägt zur Schmierfilmbildung nicht direkt bei. Durch den Scherwiderstand in dieser Strömung entstehen jedoch zusätzliche Energieverluste die eine Erwärmung verursachen. Diese zusätzliche Kontaktwärmung übt über die Schmierstoffviskosität einen indirekten Einfluss auf die Schmierfilmdicke aus.

3.2.1 Schmierfilmdickenberechnung

Die Schmierfilmhöhe ist entscheidend für die Reibung und Lebensdauer von Wälzlagern. Grundsätzlich ist die zentrale Schmierfilmdicke h_0 von der minimalen Schmierfilmdicke h_{\min} zu unterscheiden (Abbildung 3-6). Häufige Anwendung findet in der Praxis die Berechnung der zentralen Schmierfilmdicke in elliptischen beliebig gekrümmten Kontakten nach *Hamrock et al.* [HD77]. In der Parametergleichung für die Schmierfilmdickenberechnung werden folgende dimensionslose Parameter verwendet:

1. Schmierfilmparameter H
2. Werkstoffparameter G
3. Geschwindigkeitsparameter U
4. Belastungsparameter W

Die zentrale Schmierfilmdicke h_0 berechnet sich zu:

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

mit

$$U = \frac{\eta_0 \cdot v_{hd}}{E' \cdot R_x} \quad (3-2)$$

$$G = \alpha_p \cdot E' \quad (3-3)$$

$$W = \frac{F_N}{E' \cdot R_x^2} \quad (3-4)$$

dabei ist:

$$E' = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad \text{reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktkörper} \quad (3-5)$$

$$R_x = \frac{r_{1x} \cdot r_{2x}}{r_{1x} + r_{2x}} \quad \text{effektiver Radius in Ölströmrichtung} \quad (3-6)$$

$$R_y = \frac{r_{1y} \cdot r_{2y}}{r_{1y} + r_{2y}} \quad \text{effektiver Radius quer zur Ölströmrichtung} \quad (3-7)$$

und

v_x	Querkontraktionszahl der Kontaktkörper
E_x	Elastizitätsmodul der Kontaktkörper
η_0	dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck und Betriebstemperatur
v_{hd}	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
α_p	Druckviskositätskoeffizient
F_N	Kontaktlast.

Neben der zentralen Schmierfilmdicke ist die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} (vgl. Abbildung 3-6) für eine Reihe von tribologischen Fragestellungen von Bedeutung. Die minimale Schmierfilmdicke liegt im Bereich der Einschnürung im Kontaktaustritt vor. Bei Unterschreitung einer minimal notwendigen Schmierfilmdicke für die vollständige Trennung der Kontaktpartner kommt es in diesem Bereich zu ersten Kontakten zwischen den beiden Oberflächen. Zur Berechnung hat sich die Näherungsformel nach *Chittenden et al.* [CDD85] und *Hamrock et al.* [HD77] durchgesetzt. Danach berechnet sich die minimale Schmierfilmdicke zu:

$$h_{\min} = H_{\min} \cdot R_x = 3,68 \cdot G^{0,49} \cdot U^{0,68} \cdot W^{-0,073} \cdot \left(1 - e^{-0,67 \cdot \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{\frac{2}{3}}} \right) \cdot R_x \quad (3-8)$$

An den Exponenten der Parametergleichungen (3-1) und (3-8) kann erkannt werden, dass die dominanten Einflüsse auf die Schmierfilmdicke vom Geschwindigkeitsparameter U und dem Werkstoffparameter G ausgehen. Darin sind jeweils solche Größen enthalten, die vom Werkstoff und der Geometrie vom Wälzlagern abhängen und bei gegebenen Randbedingungen nicht beeinflusst werden können. Hierzu zählen der reduzierte Elastizitätsmodul E' und der effektive Radius in Rollrichtung R_x . Demgegenüber stehen Größen, die durch die Betriebsbedingungen oder die Schmierstoffauswahl direkt beeinflussbar sind. Hier sind die kinematische Betriebsviskosität bei Umgebungsdruck η_0 und der Druck-Viskositätskoeffizient des Schmierstoffes α_p sowie die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit v_{hd} zu nennen.

Die beschriebenen Näherungsgleichungen (3-1) und (3-8) gelten unter der vereinfachten Annahme von ideal glatten Oberflächen und isothermen Bedingungen, d.h. es wird angenommen, dass die im Kontakt entstehende Wärme durch Kompressions- und Schervorgänge hinreichend schnell an die Umgebung abgeleitet wird. Weiterhin wird für die Gültigkeit der o.g. Formeln eine ausreichende Schmierstoffversorgung im Einlaufbereich vorausgesetzt. Kommt es hier zu einer Unterversorgung so „verhungert“ der Kontakt und man spricht von *Starvation*. In diesem Fall bilden sich deutlich dünnerne Schmierfilme als nach der EHD-Theorie vorausgesagt.

3.2.2 Thermisch korrigierte Schmierfilmdicke

Zur Berücksichtigung Temperaturerhöhung durch Rückströmung in der Einlasszone des Kontaktes sowie durch die Schmierstoffkompression entwickelte *Wilson* im Jahr 1979 einen thermischen Korrekturfaktor C_{th} für Linienkontakte [WIL79]. Dieser verknüpft die zentralen Schmierfilmdicken nach isothermer und thermischer Theorie. Nach *Gohar* kann dieser Korrekturfaktor prinzipiell auch auf die Schmierfilmdicke in Punktkontakten unter Vollschmierungsbedingungen angewendet werden [GOH88]. Allgemein berechnet sich die zentrale bzw. minimale thermisch korrigierte Schmierfilmdicke zu:

$$h_{0,th} = C_{th} \cdot h_{0,isoth} \quad (3-9)$$

$$h_{min,th} = C_{th} \cdot h_{min,isoth} \quad (3-10)$$

Der thermische Korrekturfaktor C_{th} wird mit dem thermischen Belastungsfaktor L_{th} , der sich aus der dynamischen Viskosität, dem Temperatur-Viskositätskoeffizienten, der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit und dem Wärmeleitkoeffizienten zusammensetzt, berechnet:

$$C_{th} = \frac{1}{1 + 0,182 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (3-11)$$

mit

$$L_{th} = \eta_{0,K} \cdot \frac{\beta_{th} \cdot u^2}{k_{th}} \quad (3-12)$$

und

$\eta_{0,K}$ dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur der Kontaktpartner

β_{th} Temperaturviskositätskoeffizient

u hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit

k_{th} Wärmeleitkoeffizient des Schmierstoffs

Der Temperaturviskositätskoeffizient kann bei zwei bekannten Wertepaaren (T_1, η_1) und (T_2, η_2) nach *Harris et al.* [HK07] nach folgender Gleichung abgeschätzt werden:

$$\beta_{th} = \frac{(T_2 + 273,15K) \cdot (T_1 + 273,15K)}{(T_2 - T_1) \cdot (T + 273,15K)^2} \cdot \ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right) \quad (3-13)$$

Zwischen dynamischer Viskosität η und kinematischer Viskosität ν besteht der Zusammenhang:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3-14)$$

mit

ν	kinematische Viskosität
η	dynamische Viskosität
ρ	Dichte des Schmierstoffes bei Betriebsdruck

Die Dichte eines Schmierstoffes ist in der Praxis bei $T = 15^\circ\text{C}$ und Atmosphärendruck angegeben. Nach [DIN11] kann die Dichte für Mineralöle sowie ähnliche Schmierstoffe bei Atmosphärendruck für von 15°C abweichende Temperaturen folgendermaßen berechnet werden:

$$\rho_0(T) = \rho_{0,15^\circ\text{C}} - 6,05 \cdot 10^{-13} \cdot (T - 15^\circ\text{C}) \quad (3-15)$$

mit

$$\rho_{0,15^\circ\text{C}} \quad \text{Dichte bei Atmosphärendruck und } 15^\circ\text{C}$$

Der Wärmeleitkoeffizient k_{th} bei Atmosphärendruck wird nach *Gohar* [GOH88] nach folgender Beziehung bestimmt:

$$k_{th} = \frac{0,1173 - 6,33 \cdot 10^{-5} \cdot (T + 273,15)}{10^9 \cdot \rho_0} \quad (3-16)$$

3.2.3 Schmierfilmdicke im Rillenkugellager 6008

Vor dem Hintergrund der im experimentellen Teil dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zum Schmierfilmaufbau an Rillenkugellagern werden nachfolgend kurz die Grundlagen zu Bewegungs- und Kräfteverhältnissen im Schräkgugellager vorgestellt. Allgemein kann ein rein axial belastetes Rillenkugellager als Schräkgugellager mit kleinem Nenndruckwinkel betrachtet werden (Abbildung 3-7).

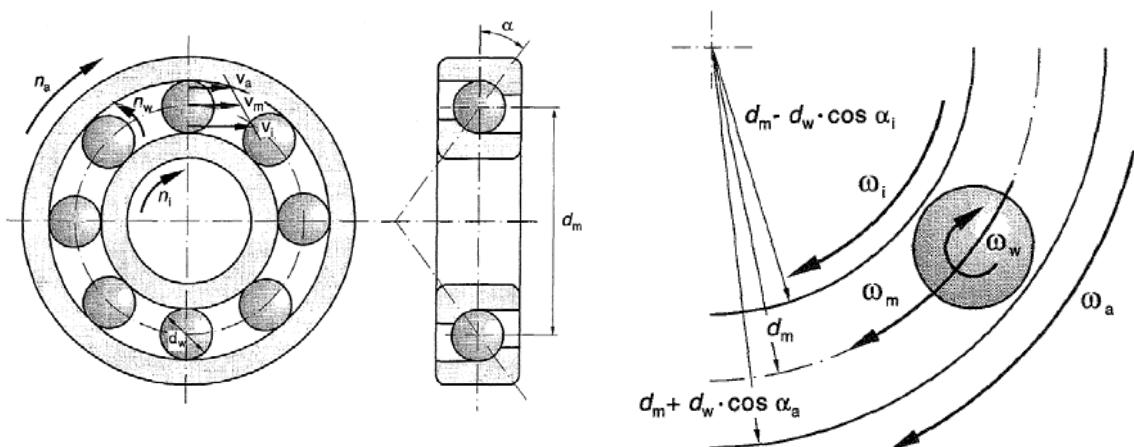


Abbildung 3-7: links: Geometrie und Bewegungsverhältnisse in einem Schräkgugellager [HD81]; rechts: Verhältnisse zur Bestimmung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit [BAR96]

Die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u zur Berechnung der EHD-Schmierfilmdicke unterscheidet sich an den Kontakten zwischen Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring und berechnet sich nach *Barz* [BAR96] zu:

$$\begin{aligned} u_i &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} (d_m - d_w \cdot \cos \alpha_i) \cdot (\varpi_i - \varpi_m) - \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \varpi_w \right] \\ &= \frac{1}{4} d_m \cdot [(1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i) \cdot (\varpi_i - \varpi_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \varpi_w] \\ &= \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 - \gamma_i) \cdot (n_i - n_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot n_w] \end{aligned} \quad (3-17)$$

und

$$\begin{aligned} u_a &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} (d_m + d_w \cdot \cos \alpha_a) \cdot (\varpi_a - \varpi_m) + \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot \varpi_w \right] \\ &= \frac{1}{4} d_m \cdot [(1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_a) \cdot (\varpi_a - \varpi_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot \varpi_w] \\ &= \left| \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 - \gamma_a) \cdot (n_a - n_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot n_w] \right| \end{aligned} \quad (3-18)$$

mit

$$\begin{aligned} \gamma' &= \frac{d_w}{d_m} \\ \gamma_i &= \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha_i \end{aligned} \quad (3-19)$$

$$\gamma_a = \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha_a \quad (3-20)$$

d_m	mittlerer Lagerdurchmesser
d_w	Wälzkörperdurchmesser
n_i	Innenringdrehzahl
n_m	Käfigdrehzahl
n_w	Wälzkörperdrehzahl
α_i	Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Innenring
α_a	Druckwinkel zwischen Wälzkörper und Außenring
β	Winkelabweichung zwischen Rotationsachsen von Wälzkörper und Lagerringen

γ'	Lagerkennwert
ω_i	Winkelgeschwindigkeit des Innenrings
ω_a	Winkelgeschwindigkeit des Außenrings
ω_w	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers

Bei angetriebener Welle und stehendem Außenring können die Gleichungen (3-17) und (3-18) unter Vernachlässigung des Winkels β nach [HK07] vereinfacht werden zu:

$$u_i = \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 - \gamma_i) \cdot (n_i - n_m) - \gamma_i \cdot n_w] \quad (3-21)$$

und

$$u_a = \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 + \gamma_a) \cdot n_m - \gamma_a \cdot n_w] \quad (3-22)$$

Weiterhin werden wegen des kleinen Nenndruckwinkels von $\alpha_0 \approx 5^\circ$ und des späteren Betriebs der Lager bei relativ geringen Drehzahlen von $n_{\max} = 6000 \text{ min}^{-1}$ die Vereinfachungen

$$\alpha_i = \alpha_a = \alpha_0 \quad (3-23)$$

und damit

$$\gamma_i = \gamma_a = \gamma = \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha_0 \text{ getroffen.} \quad (3-24)$$

Abbildung 3-8 zeigt den Verlauf der Druckwinkel am Innen- bzw. Außenring in Abhängigkeit von der Drehzahl im Schräkgugellager 7008. Hier betragen die drehzahlabhängigen Änderungen der Druckwinkel im Bereich bis 6000 min^{-1} maximal 7,5% bezogen auf den Nenndruckwinkel. Im Rillenkugellager mit einem kleinen Nenndruckwinkel von $\alpha_0 \approx 5^\circ$ fällt diese Änderung noch geringer aus und rechtfertigt die Annahme gleicher Druckwinkel am Innen- und Außenring für die spätere Berechnung der Schmierfilmdicke aus der gemessenen Kapazität.

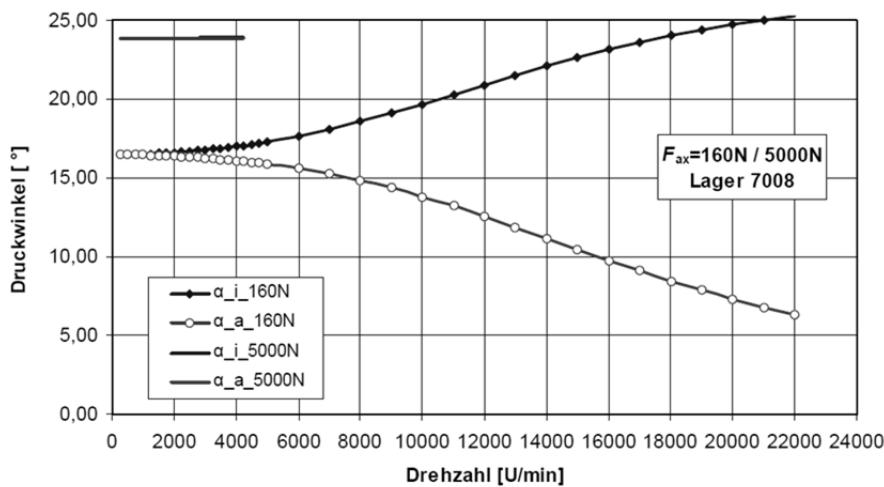


Abbildung 3-8: Druckwinkel in Abhängigkeit von der Drehzahl im Schräkgugellager 7008 [BAL05]

Der Nenndruckwinkel α_0 beschreibt die Kontaktverhältnisse im Lager im lastfreien Zustand, weshalb er ausschließlich von der Lagergeometrie bestimmt wird. Nach [HD81, HK07] berechnet sich der Nenndruckwinkel α_0 nach folgender Beziehung:

$$\cos \alpha_0 = \frac{r_a + r_i - d_w - \frac{\Delta u_r}{2}}{r_a + r_i - d_w} = 1 - \frac{\Delta u_r}{2 \cdot (f_a + f_i - 1) \cdot d_w} \quad (3-25)$$

mit

$$f_i = \frac{r_i}{d_w} \quad (3-26)$$

$$f_a = \frac{r_a}{d_w} \quad (3-27)$$

r_i	Laufbahnkrümmung Innenring
r_a	Laufbahnkrümmung Außenring
d_w	Wälzkörperlängsdurchmesser
f_i	Krümmungskoeffizient der Innenringlaufbahn
f_a	Krümmungskoeffizient der Außenringlaufbahn
Δu_r	Lagerspiel in radialer Richtung

und der Beziehung

$$\varpi = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (3-28)$$

können die Drehzahlen der Wälzkörper n_w bzw. des Käfigs n_m mit

$$n_w = -\frac{1}{\frac{\gamma' \cdot \cos \alpha_0}{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_0} + \frac{\gamma' \cdot \cos \alpha_0}{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_0}} \cdot n_i \quad (3-29)$$

und

$$n_m = \frac{1}{1 + \frac{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_0}{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_0}} \cdot n_i \text{ berechnet werden.} \quad (3-30)$$

Bei ausschließlich axialer Belastung eines Rillenkugellagers wird die Axialkraft F_{ax} gleichmäßig auf alle Wälzkörper verteilt. Die Kontaktkraft zwischen Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring berechnet sich bei geringen Axialkräften unter Berücksichtigung des Nenndruckwinkels α_0 zu:

$$Q = \frac{F_{ax}}{z \cdot \sin \alpha} \quad (3-31)$$

Mit den in diesem Abschnitt vorgestellten vereinfachten Beziehungen ist es bei gegebenen Betriebsbedingungen möglich, basierend auf den Berechnungsgrundlagen aus den Abschnitten 3.2.1 und 3.2.2 die Schmierfilmdicken im Wälzlager zu berechnen.

3.2.4 Schmierungszustand

Im vorangegangenen Abschnitt wurden gängige Berechnungsmethoden zur Schmierfilmdickenberechnung vorgestellt. In der Regel interessiert bei der Auslegung eines geschmierten Kontaktes die Frage ob die Kontaktpartner ausreichend voneinander getrennt werden um Reibung und Verschleiß gering zu halten und um nach Möglichkeit keine Minderung der nominellen Lebensdauer in Kauf nehmen zu müssen. Technische Oberflächen weisen eine durch den Fertigungsprozess und Einlaufvorgänge bestimmte Rauheit auf und sind daher nie ideal glatt. Abbildung 3-9 verdeutlicht dies, wenngleich die Höhe der Rauheiterhebungen überzeichnet dargestellt ist. Es ist einfach vorstellbar, dass bei der gegenseitigen Annäherung zweier rauer Oberflächen der erste Kontakt an den Rauheitskuppen entsteht.

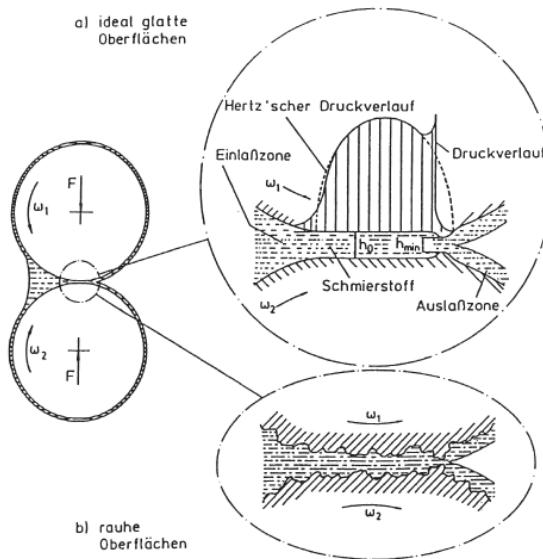


Abbildung 3-9: Gegenüberstellung eines EHD-Kontaktes mit ideal glatten Oberflächen (oben) und mit rauen Oberflächen (unten) [BAA94]

Die Kontakte an den Rauheitskuppen führen zu lokalen Spannungsausprägungen wie mit einer FEM-Simulation in [WIT10] anschaulich gezeigt wurde. Abbildung 3-10 zeigt links das Simulationsergebnis der Spannungen im glatten Kontakt und rechts analog die Spannungen im trockenen Kontakt zweier an Wälzlagerteilen gemessenen Oberflächen.

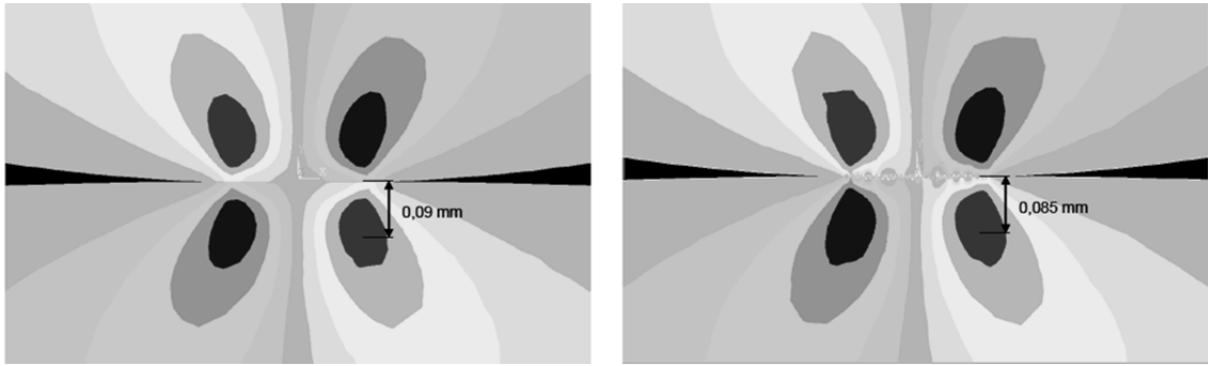


Abbildung 3-10: Schubspannungsverteilung im glatten Kontakt (links) und im rauen Kontakt (rechts) [WIT10]

Die Simulation eines trockenen Kontaktes repräsentiert den Extremfall eines nicht vorhandenen Schmierfilms. Durch den Schmierfilmaufbau wird ein steigender Anteil der Kontaktlast über den Schmierfilm übertragen. Hierdurch findet eine Entlastung der Rauheitskuppen statt, was wiederum zu einer Abnahme der lokalen Mikrospannungen im Kontakt führt. Selbst wenn gerade eine vollständige Trennung der Oberflächen eintritt, so liegt immer noch eine Beeinflussung der Spannungsverteilung durch die Rauheit vor. Erst ab dem Punkt der unbeeinflussten Vollschmierung kann der Rauheitseinfluss vernachlässigt werden.

Um den Schmierungszustand objektiv quantifizieren zu können, wurden in der Literatur im Wesentlichen zwei Größen definiert. Dies sind der Schmierfilmparame ter λ_0 und das Viskositätsverhältnis κ . Die Herleitungen und Definitionen dieser Größen sind detailliert in [KRE07] beschrieben.

Soll im geschmierten Kontakt eine direkte Berührung der Oberflächen vermieden werden, so ist eine Schmierfilmdicke erforderlich, die größer ist als die Summenrauheit der beiden Kontaktpartner. Der Schmierfilmparame ter λ_0 beschreibt das Verhältnis zwischen der zentralen Schmierfilmdicke h_0 im Bereich des Parallelspalts und der Summenrauheit σ , die sich aus den quadratischen Mittenrauwerten R_q der beiden Oberflächen errechnet.

$$\lambda_0 = \frac{h_0}{\sigma} = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (3-32)$$

Nach [HEE80] findet die vollständige Trennung der Oberflächen bei $\lambda_0 = 1$ statt. Auch wenn es in diesem Punkt theoretisch zu keiner direkten Berührung zwischen den Rauheitskuppen mehr kommt, so findet doch eine Beeinflussung der Spannungsverläufe in den oberflächennahen Bereichen statt. Spannungsüberhöhungen durch Rauheiten oder überrollte Partikel führen im Allgemeinen zu einer Reduzierung der Ermüdungslebensdauer. Untersuchungen von Skurka [SKU69] an Rollenlagern führten zum Ergebnis, dass die nominelle Lebensdauer von Lagern mit Linienberühr ung etwa bei einem Wert von $\lambda_0 = 1,25$ erreicht wird. Zu einem ähnlichen Ergebnis kam auch Tallian [TAL67], der Untersuchungen an Lagern mit Punktkontakt durchführte. Die American Society of Mechanical Engineering (ASME) hat eine Mittelung der Kurven von Skurka für Linienkontakt und Tallian für Punktkontakt als Empfehlung für die Lebensdauerberechnung von Wälzlagern vorgeschlagen.

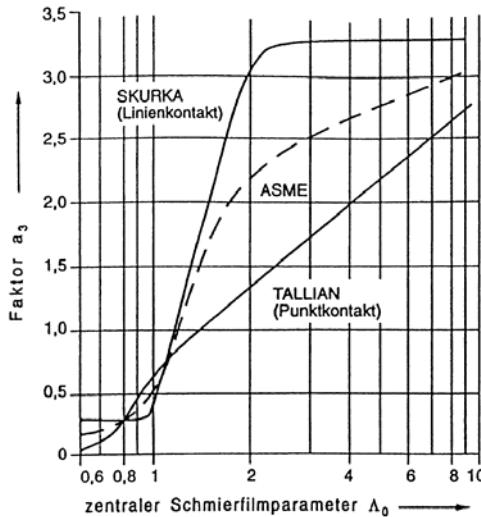


Abbildung 3-11: Lebensdauerfaktor a_3 in Abhängigkeit des Schmierfilmparameters [BAA94]

Nach *Kaneta* [KAN92] werden beim Schmierfilmparameter λ_0 im Wesentlichen drei Bereiche unterschieden. Diese sind:

- $\lambda_0 < 1$: Hier liegt verursacht durch die Rauheitskuppen Festkörperkontakt vor, oder die Oberflächen sind nur noch durch eine dünne Grenzschicht voneinander getrennt.
- $1 < \lambda_0 < 3$: Dieser Bereich wird als partielle Elastohydrodynamik bezeichnet. Hier beeinflussen Wechselwirkungen zwischen dem Schmierstoff und den Rauheiten das Schmierfilmverhalten erheblich.
- $\lambda_0 > 3$: Der Rauheitseinfluss ist unbedeutend und der Schmierfilmaufbau kann mit der Theorie für glatte Oberflächen vorhergesagt werden.

Kuhlmann [KUH09] untersuchte in seiner Arbeit das Betriebsverhalten von fettgeschmierten Kegelrollenlagern bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Die Ergebnisse von Funktions-Bauteilexperimenten zeigten, dass bereits 65% der zur Erreichung der nominellen Ermüdungslebensdauer erforderlichen Filmdicke $h_{\text{Nom-EHD}}$ für die dauerhafte Funktion der Lagerung ausreichend ist, wenn gleichzeitig die Schmierstoffzusätze für eine Ausbildung einer stabilen tribochemischen Reaktionsschicht sorgen. Die Filmdicke $h_{\text{Nom-EHD}}$ nach *Skurka* [SKU69] entspricht einem Schmierfilmparameter von $\lambda_0 = 1,25$. Demnach ist ein sicherer und verschleißbarer Betrieb einer Lagerung bereits im Mischreibungsgebiet bei Schmierfilmparametern von $\lambda_0 = 0,8$ möglich. *Kuhlmann* schlussfolgert, dass die erforderliche Mindest-Schmierfilmhöhe zum sicheren und verschleißarmen Betrieb einer Lagerung individuell von der eingesetzten Grundöl-, Verdicker- und Additivkombination ist. In [WIT14] konnte gezeigt werden, dass sogar darunter bei $\lambda_0 < 0,5$ ein verschleißbarer Betrieb von Wälzlagern möglich ist, wenn geeignete Additive gewählt werden.

Bartel beschreibt in [BAR09] die Zusammenhänge zwischen der Beschaffenheit der Rauheitsprofile und dem Schmierfilmparameter λ . Bei einer Normalverteilung der Profilhöhen wird für die Wahrscheinlichkeit, dass 99,73% aller Höhenwerte innerhalb der Normalverteilung liegen, eine statistische Spannweite von $\pm 3 \cdot \sigma$ ($\pm 3 \cdot Rq$) angegeben. Weisen beide zu paarenden Rauheitsprofile eine Normalverteilung auf, ergibt sich auch für das Summenrauheitsprofil eine Normalverteilung. Aus der statistischen Spannweite von $\pm 3 \cdot Rq$ ergibt sich schließlich auch die Definition, dass ab $\lambda = 3$

Vollschmierung beginnt und bei Werten von $\lambda \leq 3$ Mischreibung herrscht. Allerdings gilt die vereinfachte Berechnung der Summenrauheit nach

$$Rq_{\Sigma} = \sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2} \quad (3-33)$$

nur für statistisch voneinander unabhängige Profile. Diese Voraussetzung ist bei technischen Oberflächen jedoch oft nicht gegeben. Aus diesem Grund und weiterhin der Tatsache, dass viele technische Oberflächen keine Normalverteilung aufweisen, werden in der Literatur viele unterschiedliche Angaben zum Schmierfilmparameeter beim Einsetzen der Vollschmierung λ_{cr} gefunden. Die Streuung der λ_{cr} -Werte in der Literatur beruht also tatsächlich auf unterschiedlich beschaffenen Rauheitsprofilen, die durch die gleichbleibende Annahme von statistisch unabhängigen, normalverteilten Oberflächen nicht hinreichend berücksichtigt werden.

Schmidt führt in [SCH85] einen Korrekturfaktor C_{RS} zur Berücksichtigung der Profilform bei der Schmierfilmbildung ein. Dieser Faktor berücksichtigt neben der Rauhtiefe R_z die Profilspitzen- (R_{pk}), Profilkern- (R_k) und Profilriefenbereiche (R_{vk}) der Materialanteilkurve und stellt damit einen Gewichtungsfaktor für den Einfluss der Profilform auf die Schmierfilmbildung dar. *Schmidt* weist nach, dass für eine vollständige Oberflächentrennung eine Schmierfilmdicke entsprechend dem Produkt aus R_z und C_{RS} notwendig ist.

3.2.5 Starvation

Starvation beschreibt den Zustand einer verminderten Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt als Folge von Schmierstoffmangel im Einlaufbereich. In diesem Zustand entspricht die Schmierfilmdicke nicht mehr der mit den Berechnungsformeln aus Abschnitt 3.2.1 berechneten. Der Zustand der Starvation kann sowohl bei Öl- als auch bei Fettschmierung auftreten. In ölgeschmierten Systemen wird dieser Zustand beispielsweise durch Ölnebelschmierung angestrebt. Dadurch lassen sich die Reibungsverluste im Vergleich zur Einspritzschmierung oder Tauchschmierung signifikant senken.

Bei Fettschmierung tritt Starvation auf wenn im Bereich der Laufspur zu wenig Schmierstoff für die Bildung der Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie zur Verfügung steht. Dies geschieht beispielsweise im Bereich hoher Drehzahlen. Hier verhindert die hohe Überrollfrequenz der Wälzkörper einen vollständigen Rückfluss des durch einen Überrollvorgang verdrängten Fettes zurück in die Laufspur. Dieser Effekt ist dem Umstand geschuldet, dass der Schmierstoff massebehaftet ist und dessen Trägheit den Kapillarkräften, die einen Schmierstofftransport zum Kontakt bewirken, entgegenwirkt. Weiterhin ist bei Fettschmierung mit Frischfett zu beobachten, dass sich im Bereich niedriger Drehzahlen eine gegenüber Ölschmierung mit dem jeweiligen Grundöl höhere Schmierfilmdicke aufbaut [CAN92, CL95, CL98, CL07]. Dieser Effekt wird hauptsächlich durch den Eintritt von Verdicker in den Kontakt begründet.

Durch hohe Scherraten im Einlassbereich und im Kontakt selbst werden die Fasern des Verdickers teilweise irreversibel zerteilt. Daraus folgt eine Abnahme der Fettkonsistenz, es wird also mit zunehmender Gebrauchsduauer „weicher“. Dadurch sinkt die Schmierfilmdicke eines fettgeschmierten Kontaktes unterhalb die Filmdicke eines mit dem jeweiligen Grundöl geschmierten Kontaktes.

Veranschaulicht werden die beschrieben Vorgänge von *Meyer* [MEY09], der die Thematik ebenfalls auf einem Kugel-Scheibe-Modellprüfstand untersuchte. Bei dem eingesetzten Prüfstand handelt es sich um das selbe Gerät, das auch in der vorliegenden Arbeit zum Einsatz kam und im Abschnitt 3.3.1

näher beschrieben ist. Meyer zeigte die Schmierfilmdickenverläufe über der Drehzahl bei unterschiedlichen Schmierungsbedingungen (Abbildung 3-12).

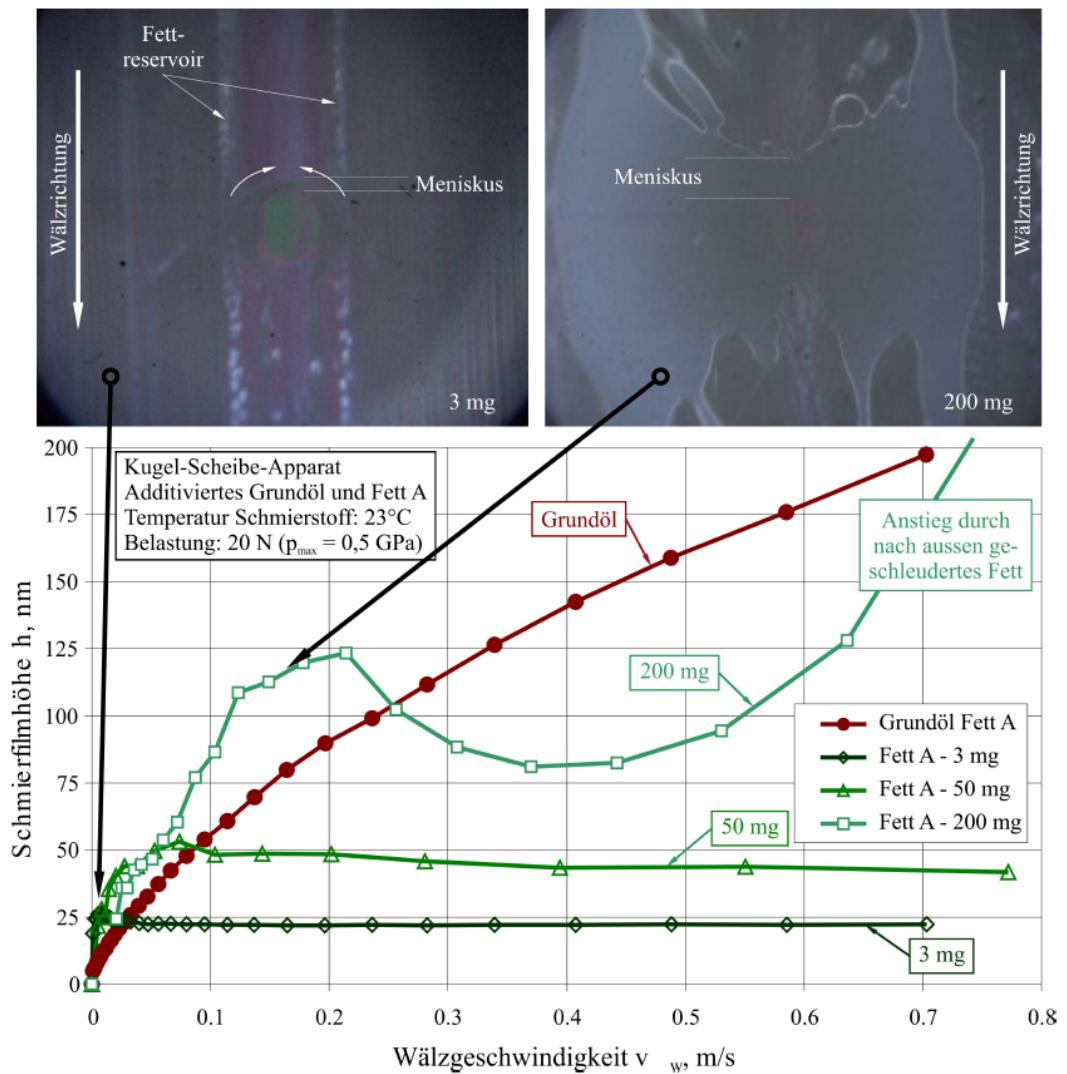


Abbildung 3-12: Schmierfilmdickenmessungen auf dem Kugel-Scheibe-Modellprüfstand bei unterschiedlichen Schmierungsbedingungen [MEY09]

Mit reduzierter Fettmenge wird nahezu über den gesamten Drehzahlbereich eine gegenüber der Vollschmierung reduzierte Schmierfilmdicke beobachtet. Es sind die Verläufe für Fettmengen von 200, 50 und 3 mg dargestellt. Im Versuch mit 200 mg Schmierfett bildet sich im Vergleich zum Versuch mit nur 3 mg Schmierfett ein deutlich breiterer Meniskus aus Schmierfett im Einlaufbereich. Entsprechend wird mit Reduzierung der Fettmenge ein Rückgang der Schmierfilmdicke beobachtet.

In den Versuchen wird auch der Drehzahleinfluss auf die Schmierfilmdicke offensichtlich. Der Verlauf mit 200 mg Fett zeigt im Vergleich zur Filmdicke mit dem entsprechenden Grundöl bis zur Geschwindigkeit von 0,2 m/s deutlich dickere Schmierfilme. Mit steigender Geschwindigkeit knickt der Verlauf jedoch ab und fällt unter die Schmierfilmdicke des Grundöls. Die Verläufe mit 3 und 50 mg Fett zeigen dieses geschwindigkeitsabhängige Verhalten kaum da hier von vornherein durch die sehr geringen Fettmengen zu wenig Fett für Schmierfilmdicken größer als 25 bzw. 50 nm zur Verfügung steht.

Baly zeigt in [BAL05] das Auftreten von Mangelschmierung in schnelllaufenden Spindellagern. Dort betragen die gemessenen Schmierfilmdicken nur einen Bruchteil der nach thermisch korrigierter Theorie berechneten Schmierfilmdicken. *Baly* entwickelte ein Korrekturwert für die Berechnung des Rollreibmomentes von Spindellagern unter Starvation-Bedingungen.

3.3 Schmierfilmdickenmessung

Im Folgenden wird ein Überblick über existierende Schmierfilmdickenmesssysteme gegeben. Allgemein werden die Systeme nach ihrer primären physikalischen Messgröße unterschieden.

3.3.1 Optische Schmierfilmdickenmessung

Eine Reihe von Grundlagenuntersuchungen zum Schmierfilmaufbau im EHD-Kontakt wurde in sogenannten Kugel-Scheibe-Modellprüfständen durchgeführt [CANN99, MEY09, JGB12]. Im Laufe der Jahre wurden die Prüfstände stetig weiterentwickelt und werden heute von der Firma PCS-Instruments kommerziell angeboten. Im Kern bestehen die Prüfstände – damals wie heute – aus dem mechanischen System zur Erzeugung eines definierten EHD-Kontaktes und aus dem optischen System zur Schmierfilmdickenmessung (Abbildung 3-13).

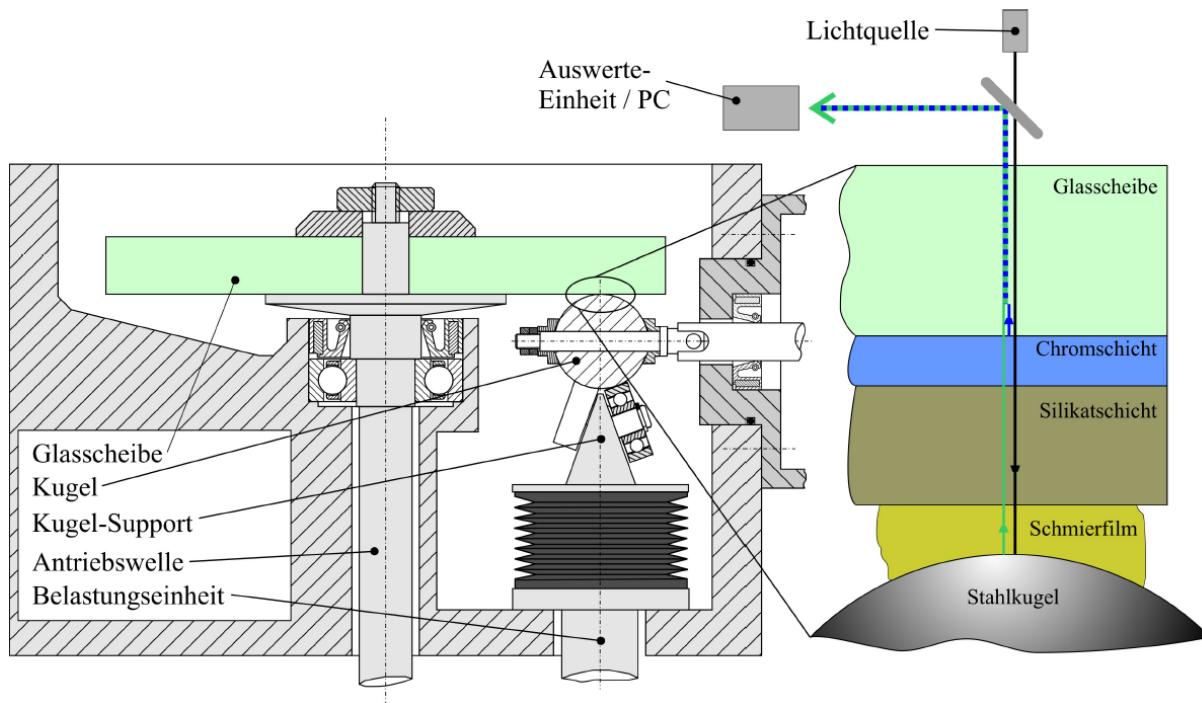


Abbildung 3-13: Schematische Darstellung des Kugel-Scheibe-Modellprüfstandes [MEY09]

Der EHD-Kontakt wird zwischen einer rotierenden Glasscheibe und einer ebenfalls rotierenden Stahlkugel erzeugt. Im Fall der Ölschmierung befindet sich der untere Teil der Kugel im Ölbad, sodass durch die Rotation der Kugel stetig Öl in den Kontakt gefördert wird. Im Fall der Fettschmierung wird das Fett direkt im Bereich der Laufspur auf die Scheibe aufgetragen. Die Kontaktlast wird durch ein geregeltes System bestehend aus Linearspindel und Feder von unten auf den Kugel-Support übertragen. Der Kugel-Support besteht aus drei auf einem Prisma angeordneten Rillenkugellagern, auf deren Außenringen die Kugel reibungsarm abrollt.

Das Prinzip der optischen Interferometrie ist ebenfalls in Abbildung 3-13 dargestellt. Dabei wird der EHD-Kontakt mit einer Weißlichtquelle von oben durch die Glasscheibe beleuchtet. Ein Teil des Lichtes wird an der halb reflektierenden Chromschicht reflektiert. Der übrige Anteil (Verluste durch Absorption werden an dieser Stelle vernachlässigt) passiert die Chromschicht. Dieses Licht durchdringt die Silikatschicht und den Ölfilm und wird an der Kugeloberfläche reflektiert. Schließlich legt dieser Anteil des Lichtes einen der doppelten gemeinsamen Dicke von Silikatschicht und Ölfilm entsprechenden längeren Weg zurück. Anschließend wird dieses Licht dem an der Chromschicht reflektierten Licht überlagert. Durch die unterschiedlich langen zurückgelegten Wegstrecken kommt es zur Phasenverschiebung zwischen den beiden Lichtstrahlen. Die beiden vereinten Lichtstrahlen werden am Strahlenteiler reflektiert und zu einem Spalt geleitet, welcher eine Beugung des Lichtes verursacht. Hinter dem Spalt entsteht ein Interferenzmuster. Mit einer veränderlichen Schmierfilmhöhe verschiebt sich auch die Lage der Interferenzmaxima. Durch entsprechende Kalibrierung lässt sich daraus die Schmierfilmdicke bestimmen.

Die Achse der Kugel kann unterschiedliche Winkel annehmen und ist im Standardfall zur Schmierfilmdickenmessung so ausgerichtet, dass der Schnittpunkt mit der Scheibenachse in der Berührebene des Kontaktes liegt. So wird sichergestellt, dass im Kontakt kein Bohrschlupf erzwungen wird. In [MEY09] wurde durch Variation der Kugelachse der Einfluss von Bohrschlupf auf die Schmierfilmdicke untersucht. Es zeigten sich sinkende Schmierfilmdicken mit steigendem Bohrschlupfanteil. Als Erklärungsansatz wurde eine durch die zusätzliche Scherung gesteigerte Kontakttemperatur und eine dadurch verminderte Schmierstoffviskosität angegeben. Demnach überwiegt dieser schmierfilmhöhenmindernde Einfluss einer möglicherweise durch die Bohrbewegung verbesserten Kontaktversorgung mit Schmierstoff. Der wesentliche Vorteil der optischen Schmierfilmdickenmessung liegt in der hohen Auflösung, die bei Geräten der aktuellen Generation mit 1 nm angegeben ist. Darüber hinaus kann die Schmierfilmdicke über die Kontaktfläche aufgelöst und so ein Schmierfilmdickenprofil erstellt werden. Der Anwendungsfall beschränkt sich jedoch auf Modellprüfstände. So ist es nicht möglich, dieses System für die Schmierfilmdickenmessung direkt im Wälzlager zu nutzen. Hier bieten sich elektrisch oder taktil arbeitende Messverfahren an.

3.3.2 Taktile Schmierfilmdickenmessung

Walbeck untersuchte in [WAL04] den Schmierfilmaufbau in Axialzylinderrollenlagern in einem modifizierten FE8-Prüfkopf, dem sogenannten FE8-SDM. Das System basiert auf der Annahme, dass die zentrale Schmierfilmdicke h_0 eine betragsmäßig gleiche Verschiebung zwischen Wälzkörper und Lagerring verursacht. Im Fall der Lageranordnung im FE8-SDM (Abbildung 3-14) addieren sich die vier Schmierfilme in den zwei Prüflagern zu einer Gesamtverschiebung von $x_{\text{ges}} = 4 \cdot h_0$. Drei hochauflösende induktiv arbeitende Wegaufnehmer messen diese Gesamtverschiebung mit einem maximalen Messfehler der gesamten Messkette von 0,9 µm. Bezogen auf den einzelnen Schmierspalt reduziert sich der maximal mögliche Fehler auf 0,23 µm. Als Einschränkung des Systems gibt *Walbeck* die den Betrieb bei relativ geringen Kontaktpressungen zur Vermeidung großer Erwärmungen im Schmierspalt an. Die Versuche in seiner Arbeit wurden bei maximalen Kontaktdrücken von $P_{\text{max}} = 419$ bzw. 593 MPa durchgeführt. Trotzdem führt die verbleibende Lagerreibung zu Temperaturänderungen, die in den Bauteilen Wärmedehnungen hervorrufen. Aus diesem Grund ist eine absolute Messung der Schmierfilmdicke nicht möglich. Abhilfe schafft hier die Differenzmessung der Verschiebung zwischen Lagerstillstand und Betriebsdrehzahl. Die Drehzahländerung darf nach *Walbeck* maximal eine halbe Sekunde dauern um eine Verfälschung des Messergebnisses durch thermische Effekte auf einem geringen Niveau zu halten. Zusätzlich erlaubt

eine winkelgesteuerte Triggerung der Wegmessung den Ausschluss einer zusätzlichen durch den Planschlag der Lagerscheiben verursachten Fehlerquelle.

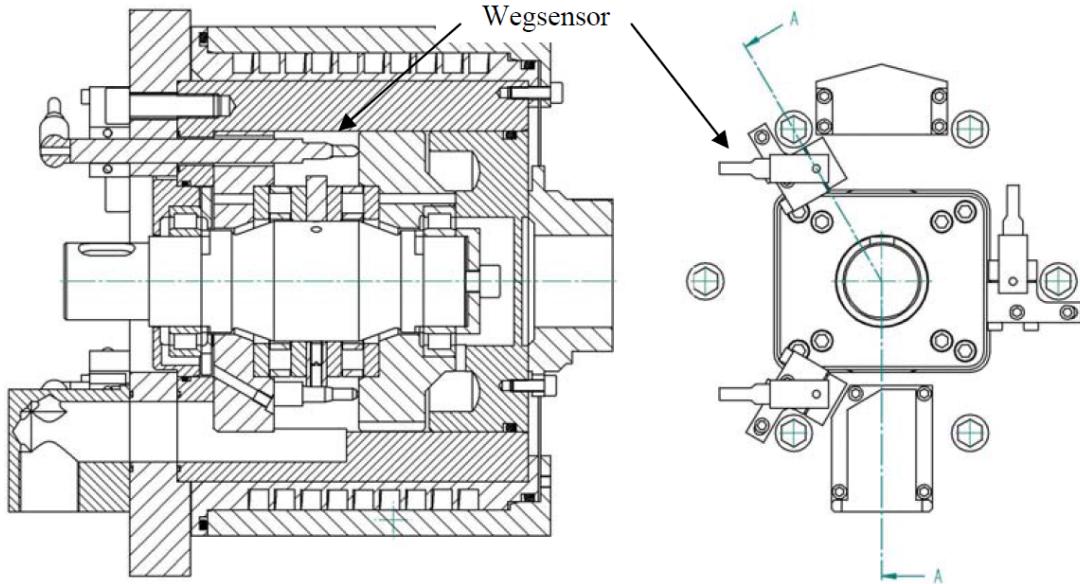


Abbildung 3-14: FE8-SDM [WAL04]

Ein ähnliches System setzte *Kuhlmann* in [KUH09] zur Messung der Schmierfilmdicke ebenfalls in einem modifizierten FE8-Prüfstand an Kegelrollen- und Schräkgugellagern ein. Der wesentliche Unterschied dieser Lager im Vergleich zu Axialzylinderrollenlagern besteht im Druckwinkel α . Da hier die Schmierfilmausdehnung nicht in axialer Richtung stattfindet, wird basierend auf der Lagergeometrie ein Zusammenhang zwischen der Schmierfilmdicke h_0 und deren Komponente in axialer Richtung $h_{0,x}$ hergestellt. Im Kegelrollenlager muss neben den Schmierfilmdicken in den Linienkontakten zwischen Wälzkörper und Innenring h_I bzw. Außenring h_A zusätzlich der Kontakt zwischen Rollenstirnfläche und Innenringbord h_B berücksichtigt werden (Abbildung 3-15).

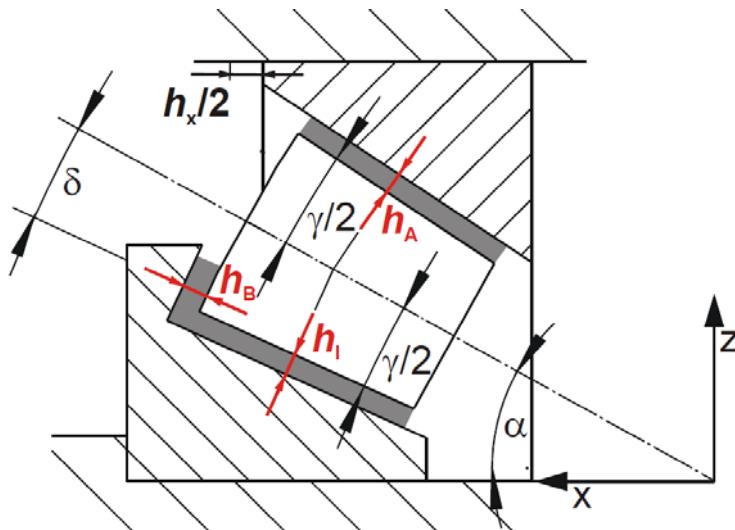


Abbildung 3-15: Schmierfilme im Kegelrollenlager [KUH09]

Die Schmierfilmdicken werden von *Kuhlmann* während des Abbremsvorgangs von Betriebsdrehzahl auf eine Minimaldrehzahl von $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ innerhalb von maximal 1,5 Sekunden gemessen (Abbildung 3-16).

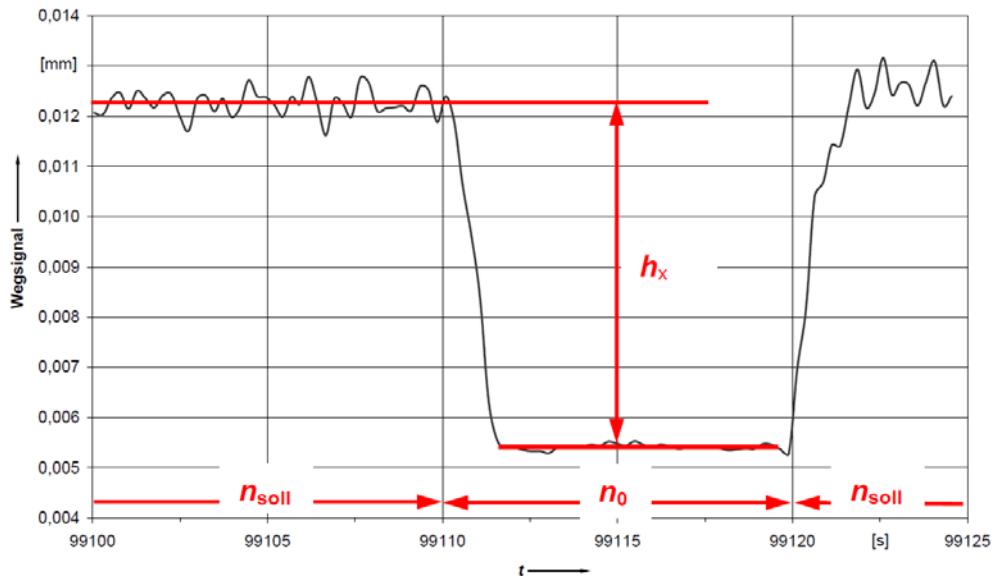


Abbildung 3-16: Prinzip der Differenzmessung [KUH09]

Im Gegensatz zu *Walbeck* findet die Messwerterfassung von *Kuhlmann* nicht getriggert statt. Hier wird zu Beginn eines jeden Versuchs eine Kalibrierkurve der Wegsensoren bei $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ aufgenommen. Da bei dieser geringen Drehzahl noch keine nennenswerte Schmierfilmbildung einsetzt, werden von den drei in axialer Richtung angeordneten Wegsensoren in erster Linie die Planlaufabweichungen von den Lagern und der Prüfwelle gemessen. Die Kalibrierkurve gibt die Abweichungen gemittelt über alle drei Wegsensoren in Abhängigkeit der Wellenposition (Abbildung 3-17).

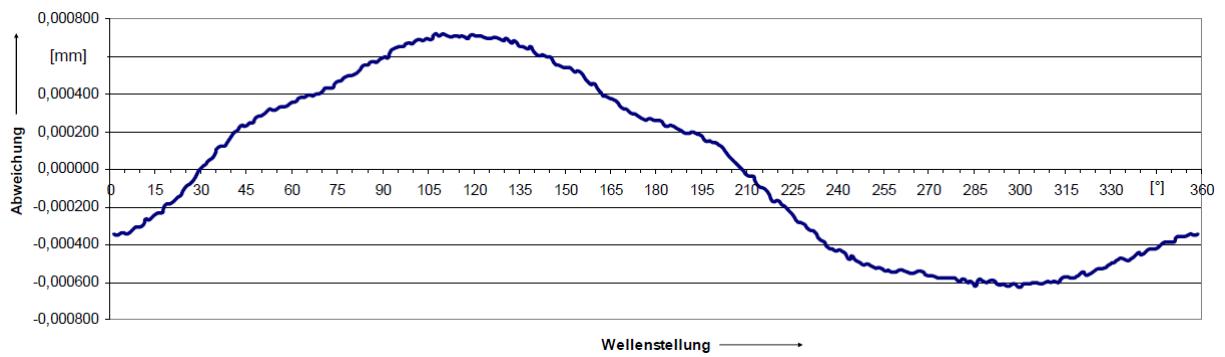


Abbildung 3-17: Kalibrierkurve [KUH09]

Während der Schmierfilmdickenmessung wird neben den Signalen der Wegsensoren auch die dazugehörige Winkelposition der Welle aufgezeichnet. Bei der Auswertung der Schmierfilmdicke findet eine Korrektur der gemessenen Verschiebungen um die an der jeweiligen Position ermittelten Werte der Kalibrierkurve statt. Die Kurve in Abbildung 3-17 hat einen Spitz-Tal-Wert von ca. $1,3 \mu\text{m}$. *Kuhlmann* gibt als maximalen Gesamtfehler bedingt durch Linearitätsabweichungen der Sensoren und die Verstärkergenauigkeit einen maximalen Fehler der Messkette von $0,32 \mu\text{m}$ an. Es wird deutlich, wie enorm sich die Messgenauigkeit durch Eliminierung der Planlaufabweichungen, die den etwa 4-fachen Wert der eigentlichen Messunsicherheit betragen, durch die Kalibrierkurve verbessern lässt.

3.3.3 Elektrische Messverfahren

In der Praxis sind die Widerstands- und Kapazitätsmessung verbreitet. Der Vorteil besteht darin, dass diese Messverfahren in elektrisch leitenden Maschinenelementen eingesetzt werden können und die Kontaktstelle weder optisch noch mechanisch zugänglich sein muss. Weiterhin werden diese Verfahren durch die isolierende Eigenschaft der meisten Schmierstoffe begünstigt. Wälzlager können im einfachsten Fall zwischen Innen- und Außenring elektrisch als Parallelschaltung von Ohmschen Widerstand und Kondensator beschrieben werden. Im Kondensator bildet der Schmierfilm das Dielektrikum. Die beiden Größen Widerstand und Kapazität ändern sich mit den Betriebs- und in der Folge mit den Schmierungsbedingungen.

Allgemein ist die Widerstandsmessung im Kontakt geeignet um eine qualitative Aussage zum Schmierungszustand zu treffen. Ausgehend von der Annahme, dass der Widerstand in erster Linie vom Grad der direkten Berührungen der Rauheitskuppen der Kontaktpartner abhängig ist, kann eine Aussage zum Grad der Oberflächentrennung getroffen werden. Bei vollständiger Oberflächentrennung, also Vollschmierung, ist der Widerstand theoretisch unendlich groß. Hier kann mit der Kapazitätsmessung die quantitative Schmierfilmdicke bestimmt werden. Es müssen allerdings die geometrischen Kontaktverhältnisse bekannt sein, damit aus der gemessenen Kapazität eine Schmierfilmdicke berechnet werden kann. Auch die Kenntnis der Schmierstoffeigenschaften, insbesondere der Dielektrizitätszahl ϵ_r sind entscheidend für die Genauigkeit der Ergebnisse.

3.3.3.1 Widerstandsmessung

Zum besseren Verständnis der elektrischen Vorgänge im EHD-Kontakt wurden eine Reihe Arbeiten an unterschiedlichen Modellprüfständen und Maschinenelementen durchgeführt. Hier geben *Glovnea et al.* [GFN12] einen übersichtlichen Überblick. *Furey* untersuchte in [FUR61, FUR63] das Verhalten des elektrischen Widerstands in einem System bestehend aus einer feststehenden Kugel und einem rotierenden Zylinder. Die Ergebnisse zeigten eine große Streuung des Widerstandes im Betrieb des Systems bei Mischreibung (Abbildung 3-18). Metallischer Kontakt zwischen den Oberflächen führt zu einem niedrigen Widerstand und ein trennender Schmierfilm entsprechend zu einem hohen Widerstand. Als Grenze für einen isolierenden Schmierfilm definiert *Furey* einen Widerstand von $10 \text{ k}\Omega$. Das Oszilloskop zeigt bei der Methode zwei Zustände für den Kontaktwiderstand, einen hohen und einen niedrigen. Über Zeitschritte von 10 ms wird nun das zeitliche Verhältnis zwischen diesen beiden Zuständen ausgewertet und das Ergebnis als prozentualer Anteil metallischen Kontaktes angegeben. Diese Methode liefert eine Aussage, wie groß der Festkörpertraganteil im Mischreibungsgebiet ist. Bei Grenzreibung liefert es kontinuierlich einen niedrigen und bei Vollschmierung einen hohen Widerstand oberhalb von $10 \text{ k}\Omega$.

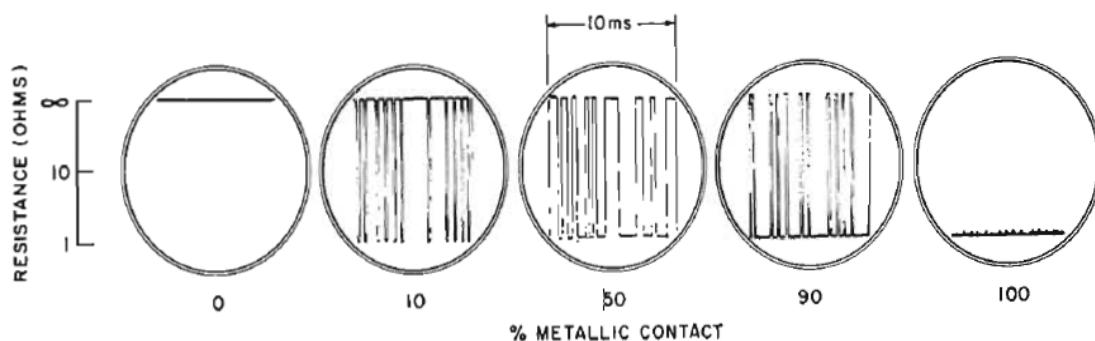


Abbildung 3-18: Bestimmung des prozentualen Anteils von metallischem Kontakt durch die Widerstandsmessung [FUR61]

Tallian et al. [TCH64] erweiterten das System von *Furey* und setzten es in einem Vierkugelapparat zur Erzeugung von Rollkontakte zwischen Wälzlagerkugeln ein. Das Ziel war die elektrische Widerstandsmessung im Rollkontakt. Gleichzeitig wurden Verschleißmessungen durchgeführt und die Oberflächentopographie in den Laufspuren analysiert. Unter der Annahme, dass elektrische Brücken durch aus dem Schmierfilm herausragende Rauheitsspitzen verursacht werden und unter gleichzeitiger Kenntnis des Rauheitsprofils konnten mit diesem System zum Teil quantitative Aussagen zur Schmierfilmdicke getroffen werden. Die Ergebnisse der Verschleißmessungen zeigten eine gute Korrelation zum elektrisch gemessenen Schmierungszustand. In Betriebspunkten mit geringem Widerstand, also großen Anteil metallischer Berührungen im Kontakt wurden entsprechend große Verschleißraten gemessen. Entsprechend zeigten die Versuche mit großem Widerstand kaum Verschleiß. Abbildung 3-19 zeigt zwei typische Ausschnitte aus der Spannungsmessung über einem Rollkontakt. Niedrige Spannungen resultieren aus einem geringen Kontaktwiderstand, also wenn metallischer Kontakt zwischen den Oberflächen besteht. Hohe Spannungen dagegen treten bei einem trennenden Schmierfilm auf. Ein lokaler Anstieg der Spannung in Abbildung 3-19 bedeutet folglich die Unterbrechung von leitenden Brücken, also das Öffnen von Kontakten. Entsprechend wird ein Spannungsabfall von der Entstehung leitenden Brücken, also dem Schließen von Kontakten verursacht. Der Verlauf eines Spannungsanstiegs unterscheidet sich signifikant vom Spannungsabfall. Während ein Spannungsabfall in weniger als $2 \mu\text{s}$ geschieht und im Oszillogramm daher senkrecht erscheint, folgt der Aufbau einer Exponentialfunktion. Die Anstiegszeit beim Spannungsaufbau dauert umso länger, je größer der Vorwiderstand in der elektrischen Schaltung gewählt wird (oben $100 \text{ k}\Omega$; unten $300 \text{ k}\Omega$). Es wird darauf geschlossen, dass die Form des Spannungsanstiegs durch die Kontaktkapazität verursacht wird. Hierbei stellen die beiden Kontaktpartner die Elektroden und der Ölfilm das isolierende Dielektrikum dar.

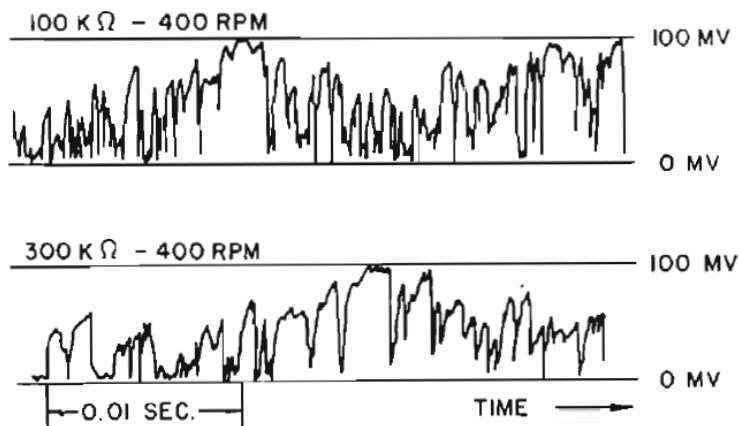


Abbildung 3-19: Kontaktspannung im Vierkugelapparat [TCH64]

Palacios untersuchte in [PAL83] das Einlaufverhalten von Rollkontakten bei Mischreibung ebenfalls in einem Vierkugelapparat. Basierend auf den Arbeiten von *Furey* und *Tallian* wurde das Zeitverhältnis T/T_0 als Maß für die elektrische Oberflächentrennung über dem Schmierfilmparameeter $\lambda_0 = h_0/\sigma$ aufgetragen. Dabei ist T die Summe der Zeiten mit hohem Widerstand und T_0 die Summe der Zeiten mit geringem Widerstand innerhalb eines Zeitintervalls. Abbildung 3-20 zeigt ein derartiges Diagramm mit fünf Verläufen, die nach unterschiedlichen Laufzeiten aufgezeichnet wurden.

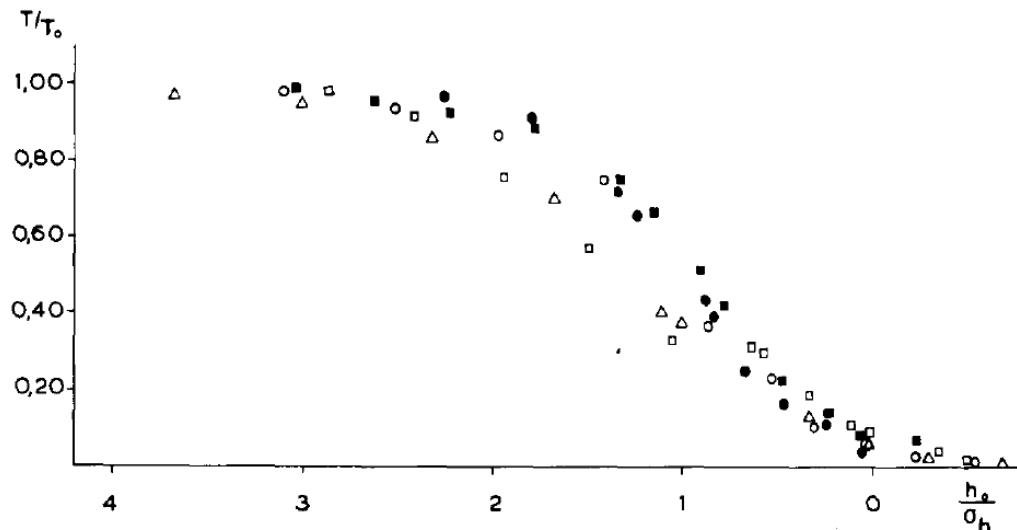


Abbildung 3-20: T/T_0 -Verhältnis über Schmierfilmparameter h_0/σ_0 : Δ , $t = 0$ min; \square , $t = 5$ min; \circ , $t = 20$ min; \bullet , $t = 95$ min; \blacksquare , $t = 240$ min [PAL83]

Es wird deutlich, dass sich die Kurven mit steigender Laufzeit durch Einlaufeffekte nach rechts verschieben. Die Oberflächen werden glatter und es kommt immer seltener zu Schmierfilmdurchbrüchen. Basierend auf diesen Untersuchungen kann davon ausgegangen werden, dass bei eingelaufenen Oberflächen bei diesen Kontaktverhältnissen bei Schmierfilmparametern $\lambda_0 > 2$ kaum noch metallische Berührungen stattfinden und die Oberflächen vollständig durch einen Schmierfilm getrennt werden.

Heemskerk et al. [HVD82] stellten ebenfalls fest, dass sich mit der elektrischen Widerstandsmessung nur Aussagen zum Schmierungszustand bei Mischreibungsbedingungen treffen lassen. Als obere Funktionsgrenze geben sie für die elektrische Widerstandsmessung einen Schmierfilmparameter $\lambda_0 \sim 4$ an. Oberhalb dieses Grenzwertes können Informationen zum Schmierungszustand mit der Kapazitätssmessung gewonnen werden. Sie stellen ein System vor, das zur Messung beider Größen, der Kapazität und dem Schmierungszustand bei Mischreibung, gleichzeitig geeignet ist. Das Kapazitätssignal wird durch die Systemarchitektur bedingt als ein der gemessenen Kapazität umgekehrt proportionales Spannungssignal V_{out} ausgegeben. Die Höhe dieser Spannung ist abhängig von der Kapazität und damit von der Schmierfilmdicke. Es wird jedoch nur eine Spannung V_{out} ausgegeben, wenn kein metallischer Kontakt zwischen den Oberflächen vorliegt. Wenn hier Kontakte entstehen, die zu einem sprunghaften Abfließen der Ladungen führen, dann werden diese Ereignisse ebenfalls detektiert und im sogenannten PCT (metallic contact time fraction)- Verhältnis ausgedrückt. Dieses entspricht dem T/T_0 -Verhältnis von *Palacios* [PAL83]. Zur Charakterisierung des Schmierungszustandes betrachten die Autoren also zwei Größen. Dies ist im Bereich der Vollschmierung die Kapazität, die durch V_{out} repräsentiert wird und bei Mischreibung das sogenannte PCT – Verhältnis in %, das den Grad der Oberflächentrennung angibt. Abbildung 3-21 zeigt diese beiden Größen für einen Zweischeiben-Rollkontakt.

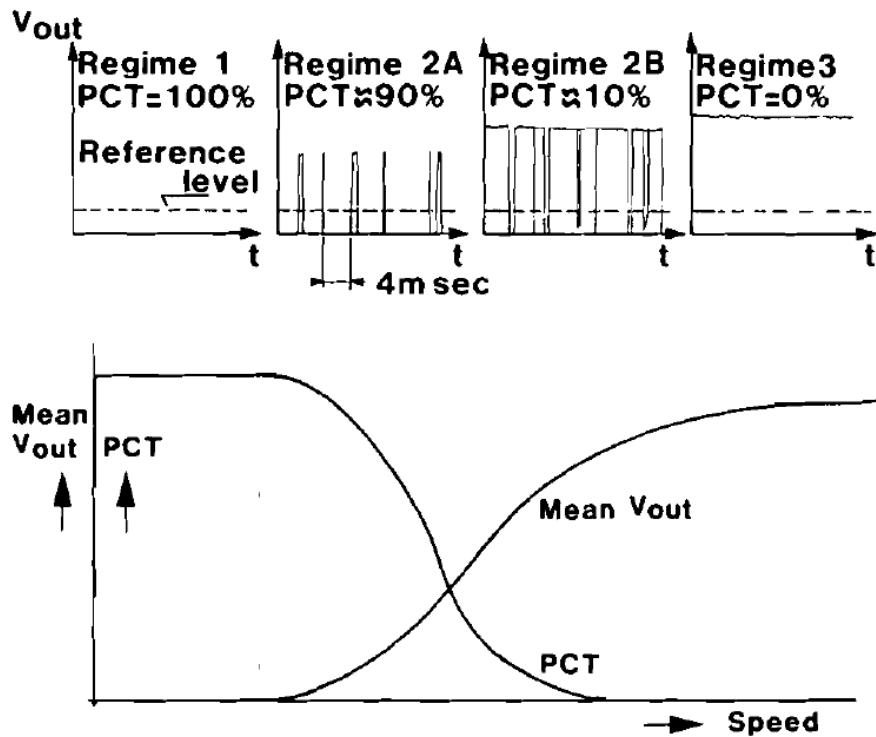


Abbildung 3-21: oben: Der Kapazität umgekehrt proportionales Signal V_{out} bei unterschiedlichen PCT-Verhältnissen; unten: V_{out} und PCT über Geschwindigkeit für einen Rollkontakt [HVD82]

Bei Betrachtung von Abbildung 3-21 wird deutlich, dass im Bereich niedriger Geschwindigkeiten im Mischreibungsgebiet das PCT-Verhältnis Auskunft über den Schmierungszustand und bei hohen Geschwindigkeiten die Spannung V_{out} Informationen zur Schmierfilmdicke liefert.

Für die Messung an einem vollständigen Rillenkugellager geben die Autoren an, dass sich die Schmierfilmdicken zwischen Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring um nicht mehr als 10% unterscheiden. Sie erwarten deshalb – unter der Voraussetzung ähnlicher Rauheiten – sehr ähnliche Kapazitäten jeweils zwischen Wälzkörper und Innen- und Außenring. Bei stark unterschiedlichen Rauheiten der Laufbahnen kann es jedoch vorkommen, dass sich Innenring und Außenring in verschiedenen Schmierungszuständen befinden. Elektrisch gesehen sind die beiden Kontakte am Wälzkörper in Reihe geschaltet. Da der Gesamtwiderstand einer Reihenschaltung immer vom größten Widerstand dominiert wird, müssen gleichzeitig am Innen- und am Außenring metallische Kontakte existieren, damit ein Spannungszusammenbruch detektiert werden kann.

Im Fall mehrerer Lager auf einer Welle wird das elektrische Systemverhalten immer durch das Lager mit den „schlechtesten“ Schmierungsbedingungen dominiert da die Lager elektrisch parallel zueinander geschaltet sind. Beim Auftreten von Misch- oder Grenzreibung in nur einem Lager fließen hier die Ladungen über die metallischen Kontakte ab. Es kann jedoch nicht erkannt werden, welches dieses Lager ist.

Messungen an einem radial belasteten Rillenkugellager des Typs 6204 ergaben für eine vollständige Oberflächentrennung einen Wert von $\lambda_0 \sim 3$ und für eine beginnende Oberflächentrennung bei PCT = 90% einen Wert von $\lambda_0 \sim 2$. Damit grenzen die Autoren den Messbereich für das PCT-Verhältnis auf $2 < \lambda_0 < 3$ ein. Es wird weiterhin eine sogenannte Lift-Off-Geschwindigkeit bei einem PCT-Verhältnis von 10% definiert (Abbildung 3-22). In diesem Punkt finden kaum noch metallische Berührungen der Oberflächen statt und bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit kommt es zum Aufschwimmen der Kontaktflächen auf einem tragenden Schmierfilm. Die Drehzahl dieses Punktes

ermittelten die Autoren für verschiedene Betriebszustände messtechnisch und stellten die Ergebnisse der jeweils berechneten Geschwindigkeit gegenüber. Durch den Vergleich des Lift-Off-Punktes in Lagerversuchen einerseits bei Fettschmierung und andererseits bei Schmierung nur mit dem entsprechenden Grundöl kamen sie zu dem Ergebnis, das entgegen den Erwartungen bei Fettschmierung keine größeren Schmierfilmdicken im Bereich niedriger Geschwindigkeiten erzielt wurden.

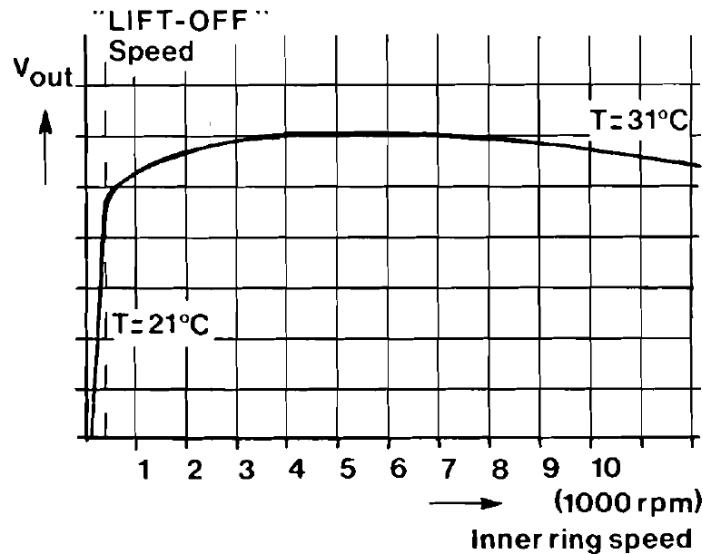


Abbildung 3-22: Lift-Off-Punkt im radial belasteten Rillenkugellager 6204 [HEEM83]

Kuhlmann verwendete in [KUH09] zwei unterschiedliche Systeme zur Widerstandsmessung in einem modifizierten FE8-Prüfstand. Das erste System (links in Abbildung 3-23) wurde in identischer Weise auch von Gerstenberger [GER00] verwendet und besteht im Kern aus einer Wheatstoneschen Brückenschaltung, die zur Vermeidung eines sogenannten Tunneleffektes, bei dem es durch Ausrichtung der Elektronen im isolierenden Schmierstoff zur Bildung von Bereichen mit erhöhter Leitfähigkeit kommt, mit einer Wechselspannung beaufschlagt wird. Der Zusammenhang zwischen der gemessenen Brückenspannung U_m und dem Lagerwiderstand R_L wurde durch eine aufwändige Kalibrierprozedur hergestellt.

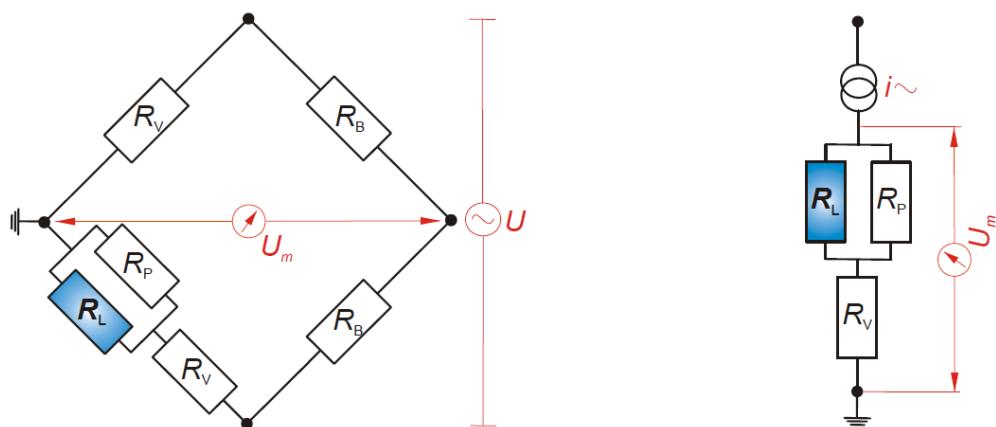


Abbildung 3-23: Ersatzschaltbilder für die Messung des Lagerwiderstandes R_L ; links: mittels Wheatstonescher Brückenschaltung nach [GER00]; rechts: direkte Messung mit Konstantstromquelle [KUH09]

Zur Erhöhung der Messempfindlichkeit bei $R_L > 1\text{k}\Omega$ und zur Reduzierung des Kalibrieraufwandes setzte *Kuhlmann* später ein direkt messendes Trägerfrequenzmesssystem mit hochgenauer Wechselstromquelle ($1\pm0,2\text{mA}$) bei den Lagerversuchen im FE8-Prüfstand ein (rechts in Abbildung 3-23). Mit diesem System konnten Widerstände bis zu einem Lagerwiderstand von $R_L = 10\text{k}\Omega$ hinreichend genau gemessen werden. Dieser Bereich deckt sich gut mit der Arbeit von *Furey*, der einen Lagerwiderstand von $R_L = 10\text{k}\Omega$ als Grenze zur Vollschmierung definierte. Da hier der Strom und nicht die Spannung eingeprägt wird, wird ein Parallelwiderstand zum Lager benötigt um den eingeprägten Strom auch bei großen Kontaktwiderständen abzuführen. Dieser Parallelwiderstand wird zur Einstellung des Messbereichs und der Empfindlichkeit genutzt.

Kuhlmann setzte beide beschriebenen Systeme in Funktionsuntersuchungen mit Schräkgugellagern und Kegelrollenlagern bei Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen ein. Durch eine $0,4\text{ mm}$ dicke Keramikbeschichtung der Lagersitze auf der Welle konnte er den Widerstand für beide Lager separat messen. Abbildung 3-24 zeigt die elektrischen Ersatzschaltbilder für jeweils einen Wälzkörper im Schräkgugellager (links) und im Kegelrollenlager (rechts). Beim Kegelrollenlager muss am Innenring zusätzlich der Kontakt zwischen Rollenstirn und Bord berücksichtigt werden. Alle Wälzkörper eines Lagers sind elektrisch parallel geschaltet.

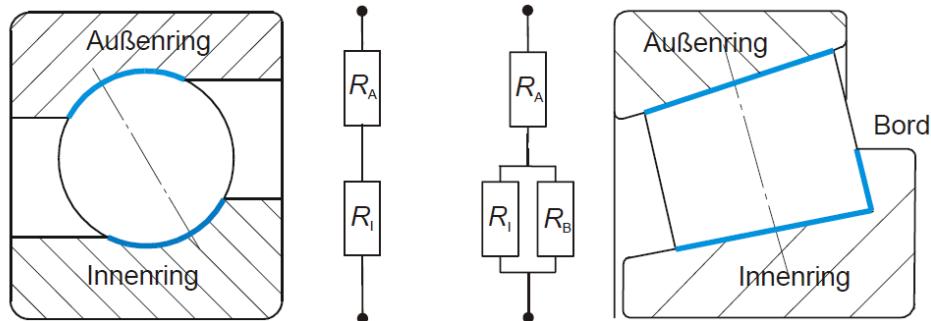


Abbildung 3-24: Elektrische Ersatzschaltbilder des Ohmschen Übergangswiderstandes im Schräkgugellager (links) und im Kegelrollenlager (rechts) [KUH09]

Der Ohmsche Gesamtwiderstand eines Schräkgugellagers berechnet sich zu

$$R_L = \left(\sum_{i=1}^z \left(\frac{1}{R_{A,i} + R_{I,i}} \right) \right)^{-1} \quad (3-34)$$

3.3.3.2 Kapazitive Schmierfilmdickenmessung

Nach dieser Vorstellung von elektrischen Messsystemen zur Beurteilung des Schmierungszustandes bei Mischreibung auf Basis des *Ohmschen* Lagerwiderstandes soll im Folgenden auf die quantitative Schmierfilmdickenmessung eingegangen werden. Hier hat die kapazitive Schmierfilmdickenmessung als elektrisches System breite Anwendung gefunden. Die Vorteile sind wie bei der Widerstandsmessung die einfache Applikation im Maschinenelement. Die nachfolgenden Betrachtungen beschränken sich auf die Schmierfilmdickenmessung im Wälzlager.

Barz entwickelte in [BAR96] ein System zur kapazitiven Schmierfilmdickenmessung auf Basis der Konstantstromladung. Hier wird das Lager im Falle eines trennenden Schmierfilms als Kondensator betrachtet. Die Kapazität des einzelnen EHD-Kontaktes wird mit einem Modell nach *Brüser* beschrieben [BRÜ72] (Abbildung 3-25).

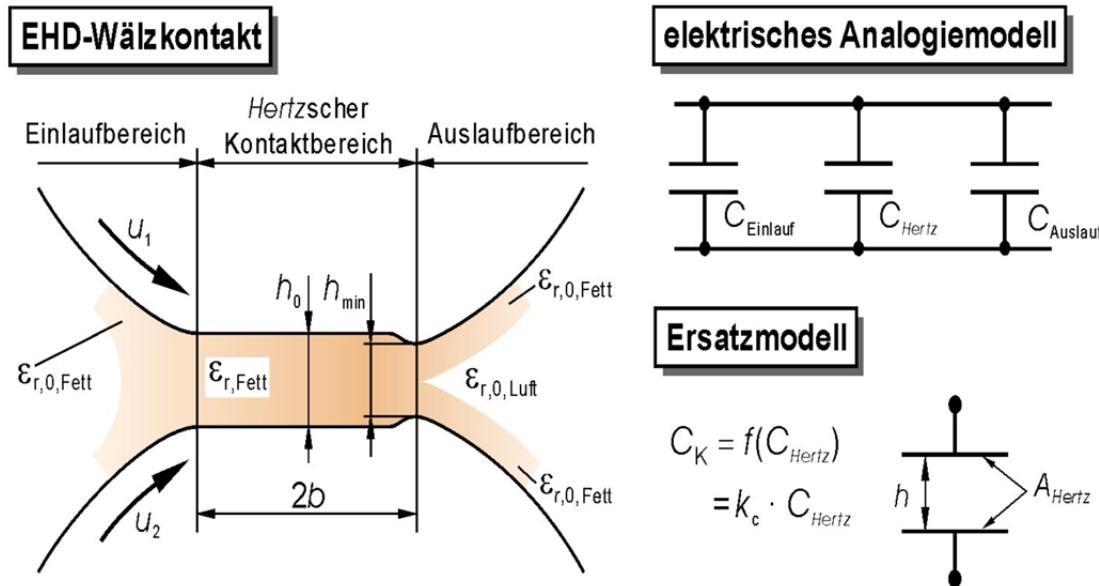


Abbildung 3-25: Zusammenhang zwischen Kapazität und Schmierfilmdicke in einem EHD-Kontakt [BAR96] nach Brüser [BRÜ72]

In diesem Modell besteht der Kontakt aus den drei Bereichen *Einlaufbereich*, *Kontaktbereich* und *Auslaufbereich*. Es werden folgende Annahmen getroffen:

- Der Einlaufbereich ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- Im *Hertzschener* Kontaktbereich liegt eine konstante Schmierfilmdicke h_0 vor. Die Einschnürung vorm Auslauf mit der Schmierfilmdicke h_{\min} wird vernachlässigt.
- Nach dem Auslauf teilt sich der Schmierstoff gleichmäßig in zwei den Kontaktpartnern anhaftende Volumenströme auf.
- Das elektrische Feld im *Hertzschener* Kontaktbereich ist homogen.

Die Kontaktkapazität C_K berechnet sich zu

$$C_K = C_{\text{Einlauf}} + C_{\text{Hertz}} + C_{\text{Auslauf}} \quad (3-35)$$

Bei Fettschmierung müssen anders als bei Ölschmierung noch folgende Einschränkungen gemacht werden.

- Durch Teilschmierungsvorgänge kann nicht davon ausgegangen werden, dass der Einlaufbereich vollständig mit Fett gefüllt ist.
- Im Auslaufbereich ist mit einer inhomogenen Fettverteilung zu rechnen, die teilweise zufälligen Einflüssen unterliegt.

Der dominierende Einfluss auf die Kontaktkapazität C_K geht von der Kapazität der *Hertzschener* Kontaktfläche C_{Hertz} aus. Diese berechnet sich zu

$$C_{\text{Hertz}} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{A_{\text{Hertz}}}{h_0} \quad (3-36)$$

Barz definierte unter der vereinfachten Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen C_K und C_{Hertz} einen Umrechnungsfaktor k_C , der $C_{Einlauf}$ und $C_{Auslauf}$ berücksichtigt. Danach ist berechnet sich die Kontaktkapazität zu

$$C_K = f(C_{Hertz}) = k_C \cdot C_{Hertz} \quad (3-37)$$

Der Umrechnungsfaktor k_C ist abhängig von den Betriebsbedingungen, der Lagerbauart, dem Schmierstoff, der Laufzeit und anderen schwer erfassbaren Einflussgrößen. Weiterhin ist k_C abhängig von der Schmierfilmdicke selbst, da sich mit einer Schmierfilmdickenänderung eine Verschiebung der Verhältnisse zwischen Kontakt-, Einlauf- und der Auslaufkapazität ergibt. Durch Gegenüberstellung der in Lagerversuchen gemessenen Kapazitäten mit berechneten Kapazitäten nach EHD-Theorie wurde der Umrechnungsfaktor für den betrachteten Fall mit axial belasteten Spindellagern von *Barz* zu $k_C = 3,5$ bestimmt. Bei Mangelschmierung wird mit diesem Verfahren der Einfluss von Ein- und Auslaufbereich auf die Kontaktkapazität C_K tendenziell überschätzt wodurch die Kapazität der *Hertzschen* Kontaktfläche C_{Hertz} unterschätzt wird. In der Folge werden dann geringfügig größere Schmierfilmdicken als tatsächlich vorhanden ermittelt. Da der Starvation-Grad a priori unbekannt ist, erscheint die Verwendung eines konstanten Faktors k_C jedoch als sinnvolle erste Näherung.

Wegen der unterschiedlichen kinematischen Verhältnisse und Kontaktbedingungen am Innen- und Außenring führte *Barz* weiterhin einen Faktor k_h zur individuellen Berechnung dieser beiden Schmierfilmdicken aus der gemessenen Gesamtkapazität des Lagers ein. Der Faktor k_h basiert auf den nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicken am Innenring $h_{EHD,i}$ und am Außenring $h_{EHD,a}$ und berechnet sich zu

$$k_h = \frac{h_a}{h_i} = \frac{h_{mess,a}}{h_{mess,i}} = \frac{h_{EHD,a}}{h_{EHD,i}} \quad (3-38)$$

Diese Aufteilung nach Formel 3-38 setzt allerdings voraus, dass an Innen- und Außenring gleiche Schmierungsbedingungen (Starvation-Grad) vorliegen. Schließlich berechnen sich die Schmierfilmdicken am Innenring $h_{mess,i}$ bzw. am Außenring $h_{mess,a}$ aus der gemessenen Gesamtkapazität C_{ges} zu

$$h_{mess,i} = 2 \cdot Z \cdot k_C \cdot \varepsilon_0 \frac{\left(\varepsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) \cdot \left(\varepsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)}{\left(\varepsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) + \left(\varepsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)} \cdot \frac{1}{C_{ges}} \quad (3-39)$$

und

$$h_{mess,a} = k_h \cdot h_{mess,i} = 2 \cdot Z \cdot k_C \cdot \varepsilon_0 \frac{\left(\varepsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) \cdot \left(\varepsilon_{r,a} \cdot A_{Hertz,a} \right)}{\left(\varepsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) + \left(\varepsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)} \cdot \frac{1}{C_{ges}} \quad (3-40)$$

mit

C_{ges} gemessene Gesamtkapazität eines axial belasteten Lagers

Z Wälzkörperanzahl

k_C Umrechnungsfaktor zwischen C_K und C_{Hertz}

k_h	theoretisches Verhältnis zwischen h_a und h_i
ϵ_0	elektrische Feldkonstante: $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-15} \text{ A}\cdot\text{s}/\text{V}\cdot\text{m}$
ϵ_r	relative Dielektrizitätskonstante
A_{Hertz}	Größe der <i>Hertzschen</i> Kontaktfläche
h_0	zentrale Schmierfilmdicke

Die Berechnung der *Hertzschen* Kontaktfläche A_{Hertz} zweier beliebig gekrümmter Körper wird in *Wisniewski* [WIS00] beschrieben. Für den in der Praxis häufig auftretenden Fall, dass die Hauptkrümmungen der beiden Kontaktkörper in einer Ebene liegen, kann zur Bestimmung der Kontaktgeometrie die angenäherte Beziehung nach *Brewe* und *Hamrock* [BH77] verwendet werden. Danach berechnen sich analog zu Abschnitt 3.2.1 die Hauptkrümmungsradien des Kontaktes zu:

$$R_x = \frac{r_{1x} \cdot r_{2x}}{r_{1x} + r_{2x}} \quad \text{effektiver Radius in Ölstromrichtung} \quad (3-41)$$

$$R_y = \frac{r_{1y} \cdot r_{2y}}{r_{1y} + r_{2y}} \quad \text{effektiver Radius quer zur Ölstromrichtung} \quad (3-42)$$

und schließlich die reduzierte Krümmung des Kontaktes zu

$$R = \frac{R_x \cdot R_y}{R_x + R_y} \quad (3-43)$$

Das Längenverhältnis der Halbachsen kann nach *Brewe* und *Hamrock* nach folgender Formel angenähert werden:

$$\chi \equiv \frac{a}{b} \cong 1,0339 \cdot \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (3-44)$$

Damit ergeben sich für die Abmessungen des elliptischen Kontaktes:

$$a = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot \chi^2 \cdot F_2 \cdot P \cdot R}{\pi \cdot E}} \quad (3-45)$$

und

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot F_2 \cdot P \cdot R}{\pi \cdot \chi \cdot E}} \quad (3-46)$$

wobei F_2 ein elliptische Integral zweiter Art ist und nach folgender Näherungsformel bestimmt wird:

$$F_2 \cong 1,0003 + 0,5968 \cdot \frac{R_x}{R_y} \quad (3-47)$$

Als Einfluss auf den Dielektrizitätswert von Schmierfetten nennt *Barz* u.a. die Beanspruchungsdauer. So zeigte sich in Untersuchungen von *Schrader* in [SCH88], dass der Dielektrizitätswert von unbeanspruchten Lithium-Seifenfetten deutlich über dem Wert des Grundöls lag. Mit zunehmender Beanspruchungsdauer näherte sich der Wert dem des Grundöls an. Weiterhin beobachtete *Schrader*, dass die ohnehin geringe Temperaturabhängigkeit der Dielektrizität von Ölen bei Fetten noch geringer ausfällt.

Zuvor wurde ein Modell zur Berechnung der Schmierfilmdicke aus einer gemessenen Lagerkapazität beschrieben. Nachfolgend soll kurz das von *Barz* verwendete Messsystem nach dem Prinzip der Konstantstromladung beschrieben werden.

Unter der Annahme einer konstanten Kapazität eines Kondensators folgt beim Ladevorgang mit einem konstanten Strom die Spannung einem linearen Verlauf. Wird nun ausgehend von einem vollständig entladenen Kondensator bei der Aufladung mit einem Konstantstrom I_0 die Zeit t_{laden} bis zum Erreichen einer vorgegebenen Spannung U_{\max} gemessen, so verhält sich die Ladezeit t_{laden} proportional zur gemessenen Gesamtkapazität C_{ges} .

$$C_{\text{ges}} = \frac{I_0}{U_{\max}} \cdot t_{\text{laden}} \quad (3-48)$$

Wie bereits erwähnt, kommt es bei Unterschreitung der für einen trennenden Schmierfilm notwendigen Schmierfilmdicke zu einer Annäherung der Rauheitserhebungen bis hin zu Berührungen zwischen den Oberflächen. Bei Anliegen einer elektrischen Spannung erfolgt dann ein Ladungsaustausch. Es ist verständlich, dass dadurch die Kondensatorspannung für die Dauer des Kontaktes sinkt. Im Allgemeinen ist die Dauer eines metallischen Kontaktes sehr kurz, sodass die Spannung nach einem kurzen Abfall wieder ansteigt. Dieser Vorgang führt jedoch zu einer scheinbar verlängerten Ladezeit t_{laden} und würde ohne weitere Maßnahmen eine größere als die tatsächlich vorliegende Kapazität vortäuschen. Um dies zu verhindern, ist das Messsystem von *Barz* mit einem Durchschlagdetektor ausgestattet, der im beschriebenen Fall den Messvorgang erneut startet und die Anzahl an Durchschlägen für eine Speicherung zur Verfügung stellt. Dieser Wert ist ein wichtiges Hilfsmittel für das Erkennen des Übergangs von der Vollschmierung zur Mischreibung.

Weitere Anwendung fand das System von *Barz* in den Arbeiten von *Baly* [BAL05] und *Gatzen* [GAT10]. *Baly* untersuchte den Einfluss des Schmierstoffangebotes auf die Schmierfilmdicke und das Reibmoment von fettgeschmierten Schräkgugellagern und Rillenkugellagern. In den Lagerversuchen zeigten die Ergebnisse des kapazitiven Messsystems erwartungsgemäß geringere Schmierfilmdicken als nach EHD-Theorie vorhergesagt. Metallische Berührungen in den Kontakten konnte *Baly* nicht beobachten. Es wurden im Vergleich zur Vollschmierung deutlich reduzierte Reibmomente gemessen, was wesentlich in einer Minimierung der Scherverluste im Schmierstoff begründet liegt. Ein Modell zur Berechnung von Reibmoment, Schmierfilmhöhe und Lagertemperatur unter Berücksichtigung eines von *Baly* eingeführten Schmierstoffverdrängungsfaktors liefert sehr gute Übereinstimmungen der Ergebnisse mit gemessenen Werten bei kleinen Axiallasten.

Meyer verwendete in [MEY09] das kapazitive Messverfahren ebenfalls in Lagerversuchen mit Lagern des Typs 7208 bei Fettschmierung und ermittelte anhand der Messwerte den Starvation-Faktor nach *Baly* [BAL05] als Verhältnis zwischen gemessener und nach thermisch korrigierter EHD-Theorie berechneter Schmierfilmdicke (Abbildung 3-26).

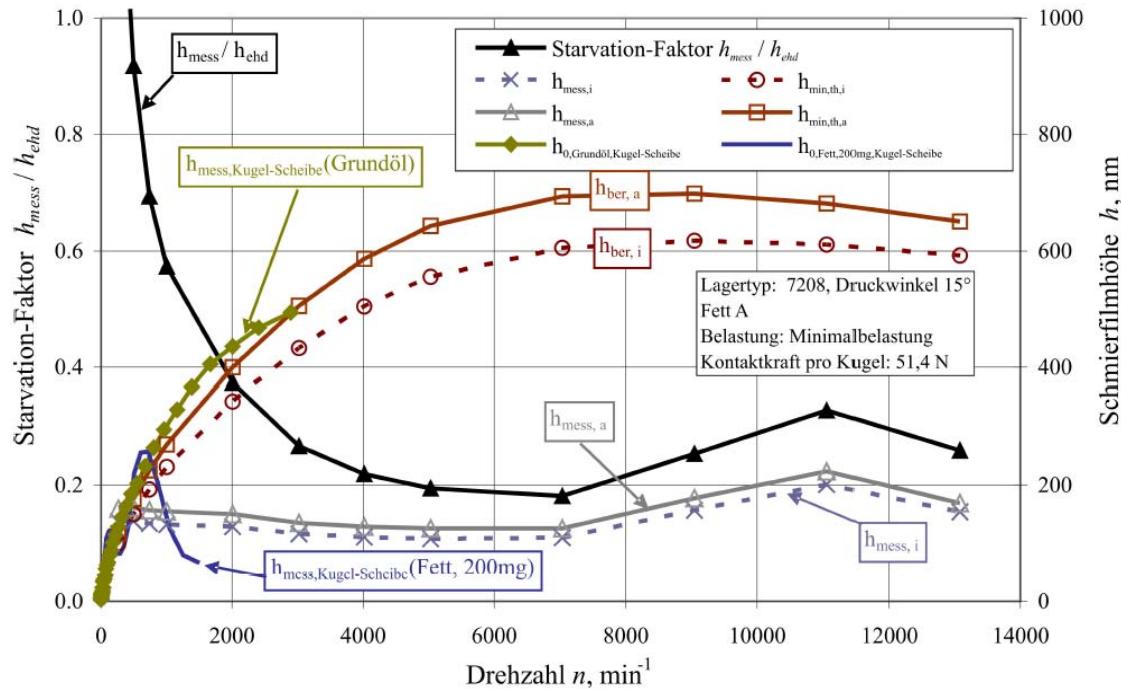


Abbildung 3-26: Starvation im Lagertyp 7208 bei Minimalbelastung und Fettschmierung [MEY09]

Bei Drehzahlen oberhalb von etwa 3000 min^{-1} liegt der Starvation-Faktor im Bereich zwischen 0,2 und 0,3 und deckt sich gut mit den von *Baly* ermittelten Werten. In Abbildung 3-26 ist zusätzlich die im Kugel-Scheibe-Apparat gemessene Schmierfilmdicke sowohl für das Grundöl als auch für das Fett dargestellt. Der Verlauf des Grundöls deckt sich gut mit den unter der Annahme der Vollschmierung berechneten Verläufen im Lager. Dies wird von *Meyer* als Bestätigung der Gültigkeit der thermisch korrigierten EHD-Theorie für diesen Anwendungsfall gewertet. Der Schmierfilmdickenverlauf bei Fettschmierung im Kugel-Scheibe-Apparat zeigt im Bereich niedriger Drehzahlen eine gute Übereinstimmung mit dem bei Ölschmierung. Im Bereich oberhalb von umgerechnet ca. 1000 min^{-1} tritt Mangelschmierung auf und der Verlauf knickt zu niedrigen Werten noch unterhalb der gemessenen Schmierfilmdicken im Lager ab. Als mögliche Erklärung können hier Systemunterschiede zwischen Kugel-Scheibe-Apparat und Wälzlager angegeben werden. Im Wälzlager spielt beispielsweise der Käfig eine wichtige Rolle bei der Fettverteilung und folglich bei der Kontaktversorgung mit Schmierstoff. Dieser die Schmierfilmbildung begünstigende Faktor fehlt im Kugel-Scheibe-Apparat.

Gatzen verwendete in seiner Arbeit [GAT10] das System von *Barz* zur Ermittlung der Schmierfilmdicken in Spindellagern mit polymerhaltigen Schmierfetten. Die Polymere werden dem Grundöl als VI-Verbesserer beigemischt. Neben dem Einfluss auf das Viskositäts-Temperatur-Verhalten wurde bei oberflächenaktiven Polymeren auch die Bildung reibungsmindernder Grenzschichten beobachtet. Diese Beobachtung wurde sowohl im Kugel-Scheibe-Apparat als auch im Lagerprüfstand gemacht. Mit steigender Betriebsdauer steigen in beiden Systemen die gemessenen Schmierfilmdicken, die stets die Summe aus Grenzschicht und physikalischem Schmierfilm repräsentieren. Neben dem Polymereinfluss auf die Schmierfilmdicke und das Reibmoment wurde auch in dieser Arbeit der große Einfluss der Mangelschmierung bei hohen Drehzahlen deutlich.

3.3.3.3 Weiterführende Betrachtungen zur Kontaktkapazität

Jablonka et al. untersuchten in [JGB12] den Schmierfilmaufbau in einem Kugel-Scheibe-Apparat gleichzeitig mit optischer Weißlichtinterferometrie und der kapazitiven Methode. Der eingesetzte Kugel-Scheibe-Apparat wurde in der Weise modifiziert, dass Scheibe und Kugel gegenüber dem Gehäuse elektrisch isoliert wurden und Kohlebürsten jeweils einen elektrischen Kontakt für die Kapazitätsmessung mittels Impedanzmessgerät ermöglichen. Abbildung 3-27 zeigt den schematischen Versuchsaufbau.

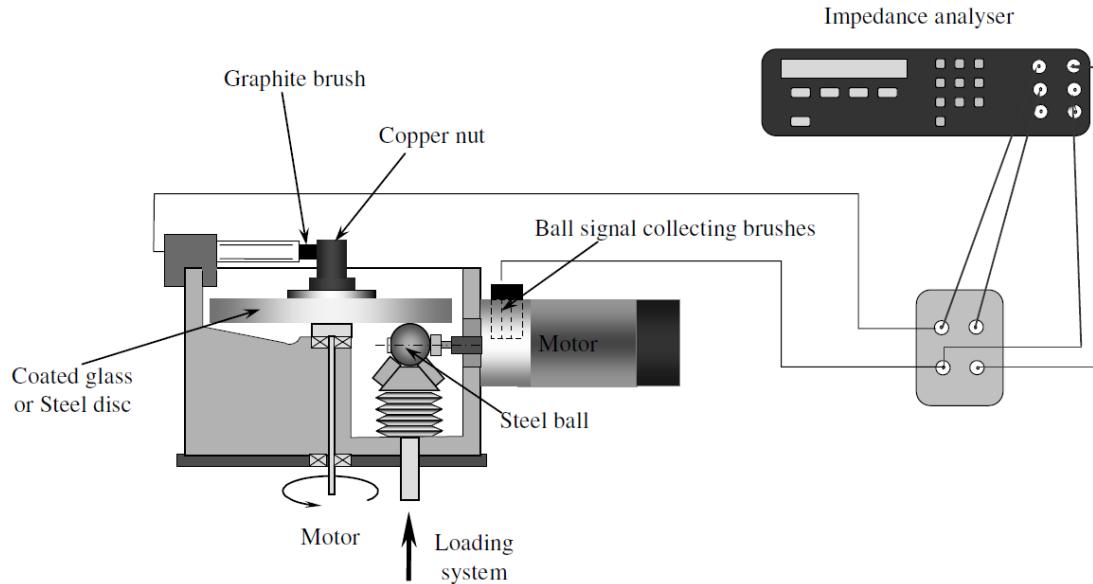


Abbildung 3-27: Kapazitätsmessung im Kugel-Scheibe-Apparat [JGB12]

Vorteilhaft bei der Kombination dieser beiden Messverfahren ist der Umstand, dass die elektrische Leitfähigkeit der teilweise lichtdurchlässigen Chromschicht an der Scheibenunterseite direkt für die Kapazitätsmessung genutzt werden kann. Die schließlich gewählte Schichtdicke der Chromschicht von 20 nm stellt einen guten Kompromiss zwischen optischen, elektrischen und mechanischen Eigenschaften dar.

Jablonka et al. betrachten Schmierfilmdicken zwischen 15 und 200 nm. Bei einer nach [GFS11] angenommenen Durchschlagfestig zwischen 10 bis 15 kV/mm wählten sie eine maximale Messspannung von $U_0 = 0,1$ V um elektrische Schmierfilmdurchschläge zu vermeiden. In jedem Betriebspunkt wurde der Mittelwert aus 50 Kapazitätsmessungen gebildet. Die Rauheiten der verwendeten Prüfteile sind ausreichend gering um im gesamten Messbereich von Vollschmierung ausgehen zu können. Die Versuche wurden bei zwei Lasten durchgeführt, die zu Kontaktdrücken von 0,59 bzw. 1,04 GPa führen.

Im Gegensatz zum Vorgehen beispielsweise von *Barz*, das auf der Annahme basiert, dass zwischen Kontaktkapazität und der Kapazität der *Hertzschen* Kontaktfläche ein fester Faktor k_C besteht, wird von *Jablonka et al.* das Verhältnis von Kontaktkapazität C_{contact} zur Kapazität außerhalb des direkten Kontaktes C_{out} für jeden Betriebspunkt individuell berechnet. Die Kapazität außerhalb der *Hertzschen* Kontaktfläche C_{out} setzt sich wiederum zusammen aus dem voll gefluteten Einlaufbereich C_{flooded} und dem durch Kavitation geprägten Auslaufbereich C_{cav} . In diesen Bereichen wird für die Berechnung der Dielektrizität, die in der Arbeit ebenfalls druckabhängig beschrieben wird, Umgebungsdruck angenommen. Abbildung 3-28 zeigt einen von *Jablonka et al.* berechneten Druck- und Dielektrizitätsverlauf im EHD-Kontakt.

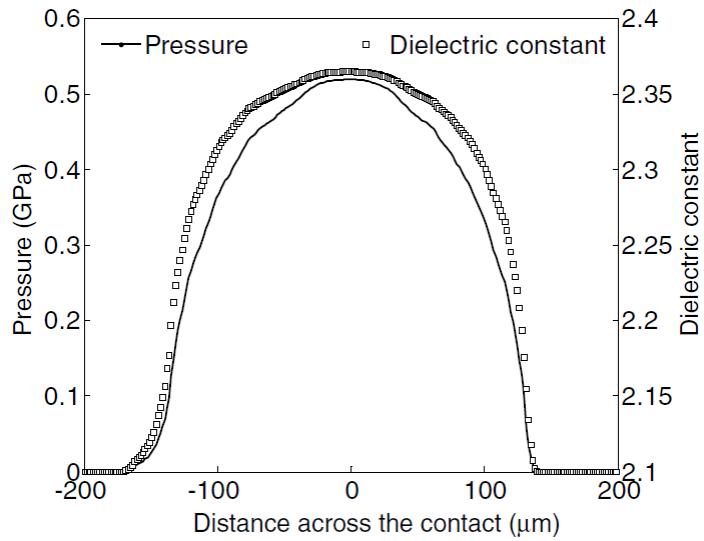


Abbildung 3-28: Verlauf von Druck und Dielektrizitätskonstante im EHD-Kontakt [JGB12]

Aufgrund der geringen Änderung der Dielektrizitätskonstante im zentralen Kontaktbereich zwischen 2,30 und 2,36 wird von den Autoren vereinfachend für den gesamten Kontaktbereich der Wert von 2,36 verwendet.

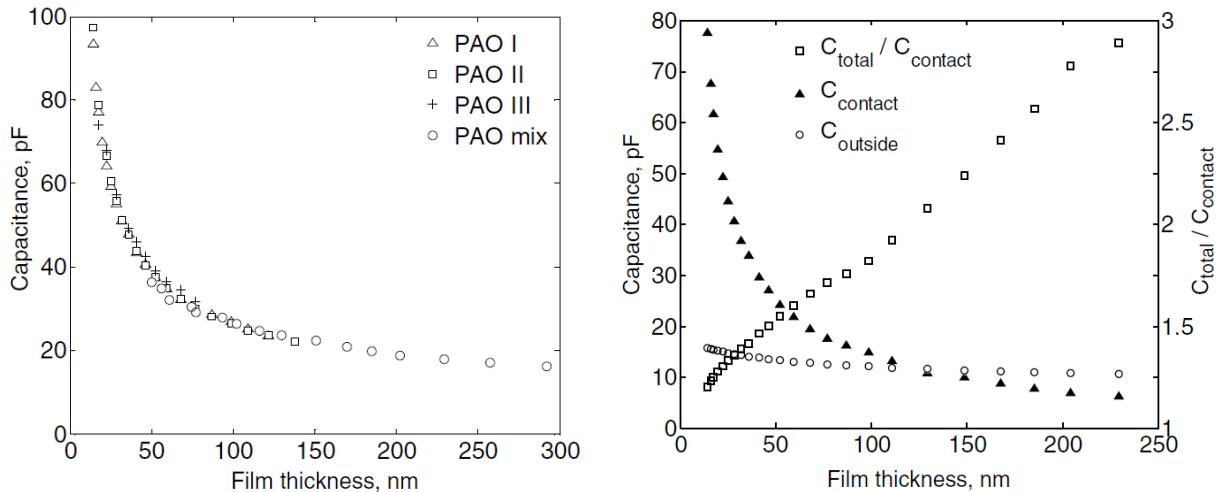


Abbildung 3-29: links: gemessene Kontaktkapazität C_{total} über optisch gemessener Schmierfilmdicke
rechts: berechnete Verläufe der Kontaktkapazität C_{contact} , der Kapazität außerhalb des
Kontaktes C_{out} und das Verhältnis von gemessener Kontaktkapazität C_{total} zur
Kontaktkapazität C_{contact}
beide: [JGB12]

Abbildung 3-29 links zeigt die gemessene Gesamtkapazität C_{total} aufgetragen über der optisch gemessenen Schmierfilmdicke für verschiedene PAO-Schmierstoffe unterschiedlicher Viskosität. Das Diagramm rechts zeigt die beiden Anteile der Gesamtkapazität C_{total} : die Kontaktkapazität C_{contact} und die Kapazität außerhalb des Kontaktes C_{out} . Zusätzlich ist das Verhältnis der Gesamtkapazität zur Kontaktkapazität $C_{\text{total}} / C_{\text{contact}}$ angegeben. Im Bereich niedriger Schmierfilmdicken ist der Anteil der Kontaktkapazität dominant. Bei $h_0 = 100$ nm sind beide Anteile etwa gleich groß und bei steigender Filmdicke überwiegt zunehmend der Anteil außerhalb des Kontaktes C_{out} . Die Methode der in jedem Betriebspunkt individuellen Berechnung dieses Verhältnisses führt im Kugel-Scheibe-Modellkontakt

zu guten Übereinstimmungen zwischen nach thermisch korrigierter EHD-Theorie nach *Hamrock-Dowson* und optisch sowie kapazitiv gemessener Schmierfilmdicke. Allerdings gilt das hier beschriebene Verhältnis $C_{\text{total}} / C_{\text{contact}}$ nur für den vollständig gefluteten Kontakt und nicht für Mangelschmierung. Bei Extrapolation des Verlaufs von $C_{\text{total}}/C_{\text{contact}}$ in Abbildung 3-29 (rechts) zu größeren Schmierfilmdicken lässt sich abschätzen, dass der von *Barz* eingeführte Faktor $k_C = 3,5$ im Kugel-Scheibe Kontakt etwa bei einer Schmierfilmdicke von 300 nm erreicht wird. Durch die größere Schmiegeung im Wälzkörper-Laufbahn Kontakt ist grundsätzlich von einem größeren Einfluss der Ein- und Auslaufbereiche auszugehen, wodurch der Wert von $k_C = 3,5$ schon bei einer geringeren Schmierfilmdicke erreicht wird. Darüber hinaus führt die größere Schmiegeung im Wälzkörper-Laufbahn Kontakt zu einer Verringerung der Änderung des Verhältnisses $C_{\text{total}}/C_{\text{contact}}$ mit einer Änderung der Schmierfilmdicke wodurch sich wiederum der Fehler bei der Verwendung eines konstanten k_C verringert.

Gemeinder et al. stellen in [GSR14] ein Verfahren zur Berechnung der Impedanz von Wälzlagern vor dem Hintergrund der Vorhersage von schädlichen Lagerströmen vor. Mehr zum Thema *Lagerströme* folgt in Abschnitt 3.4. Wesentlich am vorgestellten Modell ist die Berechnung der Kontaktkraft und -richtung jedes einzelnen Wälzkörpers in Abhängigkeit von Lastrichtung und -betrag nach *Harris* [HK07]. Daraus wird die jeweilige *Hertzscche* Kontaktfläche und die Schmierfilmdicke nach dem Ansatz von *Hamrock-Dowson* berechnet. Mit der Kenntnis der Einzelkontakteflächen und den entsprechenden theoretischen Schmierfilmdicken lassen sich die Einzelkapazitäten berechnen. Jeder Wälzkörper wird durch zwei in Reihe geschaltete Kontakte jeweils zwischen Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring beschrieben. Alle Wälzkörper sind dabei elektrisch parallel geschaltet. Schließlich wird das gesamte Lager als Parallelschaltung aller Wälzkörper nach dem Ersatzschaltbild in Abbildung 3-30 beschrieben. Dieses besteht aus der Kontaktkapazität C_b und je nach Zustand einem sehr großen *Ohmschen* Schmierfilmwiderstand R_h oder im Fall einer Lichtbogenentladung durch den Schmierfilm dem geringen Brennwiderstand R_c .

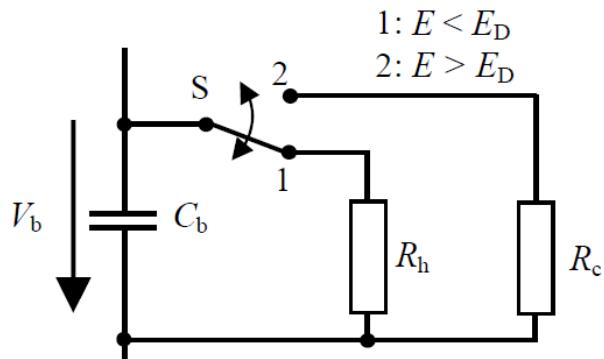


Abbildung 3-30: Elektrisches Lagermodell [GSR14]

Diese beiden Zustände werden durch den Schalter S unterschieden. In *Position 1* liegt die elektrische Feldstärke im Kontakt bedingt durch eine von außen angelegte Spannung unterhalb der Durchschlagsspannung des Schmierstoffes ($E < E_D$). Im Fall der Vollschmierung mit einem Mineralöl (Resistivität $\rho \approx 10^{13} \Omega \cdot \text{cm}$) kann der Parallelwiderstand als unendlich groß angenommen werden, womit das Lager ein rein kapazitives Verhalten zeigt. Treten bedingt durch Mischreibung metallische Kontakte zwischen den Oberflächen auf, so sinkt R_h . Übersteigt die elektrische Feldstärke als Folge einer äußeren Spannung die Durchschlagsspannung ($E > E_D$), so kommt es zu einer Lichtbogenentladung durch den Schmierfilm hindurch. In diesem Fall ist springt der Schalter auf *Position 2* und der sehr geringe Brennwiderstand R_c ist aktiv. Der Einfluss von Kontaktlauf und -auslaufbereich auf die Kapazität wird in diesem Modell nicht betrachtet. Es wird darauf

verwiesen, dass dieser Einfluss nach *Magdun* [MB09] nicht mehr als 10 bis 15% von der Kontaktkapazität beträgt. Diese Aussage steht im Widerspruch zum Modell von *Barz* [BAR96], der einen Korrekturfaktor $k_C = 3,5$ bestimmte. Ebenso zeigte *Jablonka* in [JGB12] einen signifikanten Einfluss der Kontaktbereiche außerhalb der *Hertzschen* Kontaktfläche.

Mit dem beschriebenen Ansatz berechneten *Gemeinder et al.* die Impedanz für verschiedene Betriebszustände und vergleichen die Ergebnisse mit Messungen an einem radial belasteten Rillenkugellager des Typs 6205 C3 in einem für diesen Zweck präparierten Drehstrommotor im Schleppbetrieb. Die Impedanzmessung wurde bei unterschiedlichen Messfrequenzen im Bereich von 15 Hz bis 10 MHz durchgeführt. Es zeigten gute Übereinstimmungen zwischen Rechnung und Messung im Bereich von 10 kHz bis 10 MHz (Abbildung 3-31)

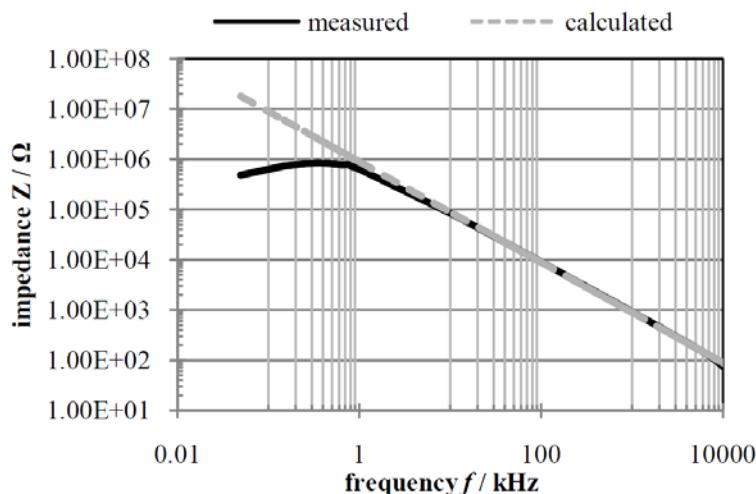


Abbildung 3-31: Gegenüberstellung Lagerimpedanz Messung vs. Rechnung [GSR14]

Gemeinder et al. beschreiben bei hohen Lasten oder geringen Geschwindigkeiten einen sinkenden Lagerwiderstand R_h und die damit verbundene Schwierigkeit der Kapazitätsmessung bei Mischreibungsbedingungen. Zur Quantifizierung der Schmierungsbedingungen unter Berücksichtigung der Rauheit wird in [GSR14] der Schmierfilmparameter λ_0 betrachtet. Für die Berechnung von λ_0 wird die gemessene Rauheit eines neuen, nicht eingelaufenen Lagers verwendet. Es wird auf die Arbeit von *Busse* [BEK97] verwiesen, wo der Rauseinfluss auf die Lagerkapazität folgendermaßen beschrieben wird:

- $\lambda_0 < 3$ Grenzreibung – Das Lager zeigt rein *Ohmsches* Verhalten
- $3 < \lambda_0 < 5$ Mischreibung – gleichzeitig *Ohmsches* und Kapazitives Verhalten
- $\lambda_0 > 5$ Vollschmierung – Das Lager zeigt rein Kapazitives Verhalten

Diese Definition weicht stark von der Definition nach *Kaneta* [KAN92] ab, wonach Mischreibung im Bereich $1 < \lambda_0 < 3$ auftritt. Ein Erklärungsansatz für diesen Unterschied ist die Betrachtung von neuen, nicht eingelaufenen Oberflächen in [GSR14]. Derartige Oberflächen weisen eine andere Höhenverteilung auf als eingelaufene Lager. Nach *Bartel* [BAR09] gilt die Definition von λ nach *Kaneta* nur für normalverteilte, statistisch voneinander unabhängige Oberflächen. Möglicherweise führt der erhöhte Profilspitzenanteil einer ungelaufenen Oberfläche zu Abweichungen von einer Normalverteilung und damit zu fehlerhaften Annahmen der Summenrauheit.

Auf Grundlage vergleichender Betrachtungen der durchgeführten Impedanzmessungen mit Arbeiten von *Tischmacher et al.* [TG10] und *Magdun et al.* [MAGD10], die das Auftreten von EDM-Strömen (Lichtbogenentladung über R_c in Abbildung 3-30) in Abhängigkeit der Betriebsparameter in präparierten Drehstrommaschinen untersuchten, kamen die Autoren zu dem Ergebnis, dass EDM-Ströme hauptsächlich im Mischreibungsgebiet auftreten. Den Rückgang dieser Erscheinung mit steigender Drehzahl interpretieren die Autoren mit einer durch die steigende Schmierfilmdicke sinkenden elektrischen Feldstärke im Schmierspalt. Das mögliche Auftreten von Mangelschmierung wird von *Gemeinder et al.* nicht betrachtet.

3.4 Elektrische Lagerbeanspruchung in Induktionsmaschinen

Motorenlager industrieller umrichtergespeister Drehstrommaschinen werden in der Regel als fettgeschmierte Wälzläger ausgeführt. Es ist bekannt, dass in bestimmten Betriebszuständen Lagerströme auftreten, die zur Schädigung der Lager in Form von mattierten Laufbahnen oder Riffelbildung führen können. Nachfolgend werden in Kürze das Funktionsprinzip des Drehstrom-Asynchronmotors und die Ursache der schädlichen Elektro-Discharge-Machining (EDM)-Ströme beschrieben. Anschließend werden aktuelle Forschungsarbeiten zur Vorhersage dieses Phänomens vorgestellt. Daraus leitet sich schließlich die Motivation zur Durchführung der Widerstands-, Kapazitäts- und Schmierfilmdickenmessung an fettgeschmierten Rillenkugellagern im Rahmen der vorliegenden Arbeit ab.

Allgemein besteht ein Elektromotor aus dem feststehenden Stator und dem darin drehbar gelagerten Rotor, welche durch einen Luftspalt voneinander getrennt sind. Im Stator verlaufen die Wicklungen der Spulenpaare in axialer Richtung, sodass durch den Stromfluss ein Magnetfeld in hauptsächlich radialer Richtung durch den Luftspalt hindurch entsteht. Werden die Spulenpaare nun am Drehstrom betrieben, so entsteht ein mit der Frequenz des Drehstroms rotierendes magnetisches Drehfeld, welches den Rotor magnetisch mitzieht.

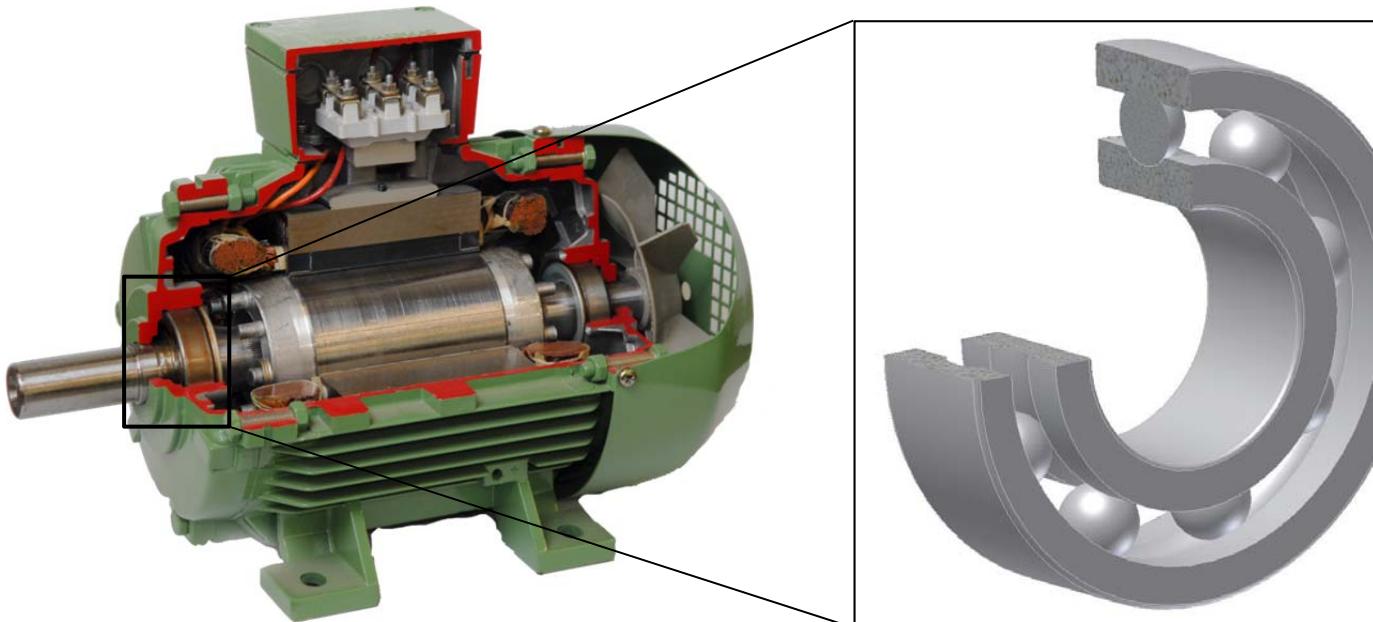


Abbildung 3-32: Schnitt Drehstrommotor mit Lager

Betrachten wir eine Drehstrom-Asynchronmaschine im Anfahrvorgang bei der Drehzahl null: Hier wird in den in axialer Richtung verlaufenden Leiterstäben des Rotors durch das rotierende magnetische Drehfeld des Stators eine Spannung induziert. Da alle Leiterstäbe an den beiden Enden des Rotors durch sogenannte Kurzschlussringe galvanisch verbunden sind, beginnt durch die induzierte Spannung ein Stromfluss in axialer Richtung durch die Leiterstäbe. Dieser verursacht wiederum ein der Stromstärke proportionales Magnetfeld. Zwischen diesem Magnetfeld und dem äußeren Magnetfeld des Stators findet eine Momentübertragung statt. In der Folge wird der Rotor beschleunigt. Mit zunehmender Annäherung der Rotordrehzahl an das äußere Drehfeld sinkt die Änderung des magnetischen Flusses im Rotor, wodurch auch die induzierte Spannung und in der Folge der Kurzschlussstrom und wiederum das Magnetfeld abgeschwächt wird. In der Folge sinkt mit Annäherung der Rotordrehzahl an die Synchrongeschwindigkeit das übertragbare Moment und wird bei Erreichen der Synchrongeschwindigkeit schließlich zu null. Daher stellt sich im Betrieb von Asynchronmaschinen immer ein vom anliegenden Moment abhängiger Schlupf ein.

In seiner Dissertation gibt *Hausberg* [HAU02] eine übersichtliche Zusammenfassung über die Ursachen von Lagerspannungen in umrichtergespeisten Drehstrommaschinen. Es werden die *klassischen* Lagerspannungen beim Betrieb an einem sinusförmigen Netz von impulsförmigen Lagerspannungen infolge der Umrichterspeisung unterschieden. Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurden vor dem Hintergrund der Vorhersage lagerschädlicher EDM-Ströme durchgeführt. Daher wird nachfolgend basierend auf [HAU02] nur auf die Ursachen dieser Lagerstromart eingegangen.

Im Fall des Netzbetriebes rotiert das Drehfeld im Stator mit Netzfrequenz und kann nicht variiert werden. Bei drehzahlvariablen Antrieben kommen Frequenzumrichter zum Einsatz. Nach [HAU02] haben sich im Niederspannungs- und zunehmend auch im Mittelspannungsbereich Spannungs-Zwischenkreisumrichter mit Pulsweitenmodulation (PWM) etabliert. Hier wird durch Gleichrichtung der Eingangsspannung eine annähernd konstante Zwischenkreisspannung erzeugt. Durch die Pulsweitenmodulation werden aus der Zwischenkreisspannung Spannungsimpulse konstanter Amplitude und variabler Pulsbreite erzeugt, sodass in den Strängen der Motorwicklungen ein angenähert sinusförmiger Strom fließt. Abbildung 3-33 zeigt das prinzipielle Ersatzschaltbild eines dreiphasigen, zweistufigen PWM-Umrichters.

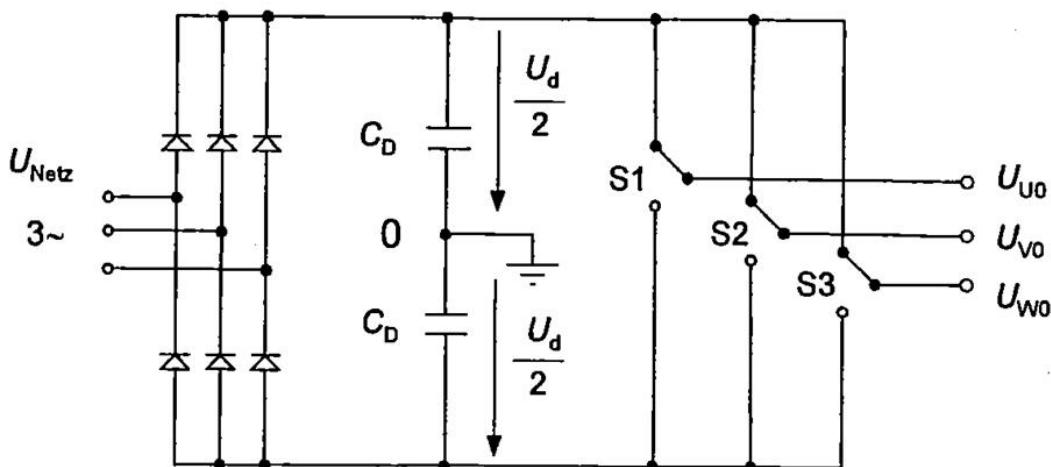


Abbildung 3-33: Prinzipielles Ersatzschaltbild eines dreiphasigen, zweistufigen PWM-Umrichters [HAU02]

Bei dieser Schaltungstopologie können die Phasenspannungen (Leiter-Erde Spannung) nur die beiden diskreten Werte $+U_d/2$ und $-U_d/2$ annehmen. Die verketteten Leiter-Leiter Spannungen können damit die 3 Werte $+U_d$, 0 und $-U_d$ annehmen. Es ergeben sich bei dieser Topologie acht mögliche Kombinationen der Schalterstellungen S_1 , S_2 und S_3 . In der Praxis sind Frequenzumrichter wesentlich komplexer aufgebaut und im Allgemeinen haben sich im Mittelspannungsbereich dreistufige PWM-Umrichter durchgesetzt, welche zusätzlich die Phasenspannung von 0 V schalten können. Die nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich dennoch der besseren Anschaulichkeit wegen auf den zweistufigen PWM-Umrichter.

In einem ideal sinusförmigen 3-Phasigen Drehspannungssystem mit 120° Phasenverschiebung addieren sich die drei Phasen- bzw. Leiterspannungen stets zu null. Dieser Fall liegt bei Netzspeisung eines Drehstrommotors vor. Anders verhält es sich mit den Ausgangsspannungen eines PWM-Umrichters. Dadurch, dass die Phasenspannungen nur zwei diskrete Werte annehmen können, ist die Summe der Leiterspannungen, welche beispielsweise durch den Sternpunkt der Statorwicklungen repräsentiert wird, zu keinem Zeitpunkt null. Das Potenzial der Statorwicklung springt also im Takt der Schaltfrequenz des Frequenzumrichters gegen Erde um diskrete Werte auf und ab. Diese in den Leitersträngen gleichphasige Gleichtaktspannung wird im angelsächsischen Sprachraum als *common mode voltage* bezeichnet und kann nach [HAU02] bei einem zweistufigen PWM-Umrichter die vier diskreten Werte $+U_d/2$, $+U_d/6$, $-U_d/6$ und $-U_d/2$ annehmen. Nach [HAU02] darf ein Motor, der mit einer gepulsten Spannung bei Schaltfrequenzen oberhalb von ca. 1 kHz betrieben wird, elektrisch nicht mehr als einfaches R-L-Element nachgebildet werden. Mit steigender Schaltfrequenz, die in üblichen Umrichtern mehrere kHz beträgt, steigt der Einfluss der Kapazitäten auf das elektrische Verhalten des Motors. Abbildung 3-34 zeigt links den Längsschnitt durch eine Induktionsmaschine und rechts das entsprechende vereinfachte Ersatzschaltbild mit den relevanten Kapazitäten.

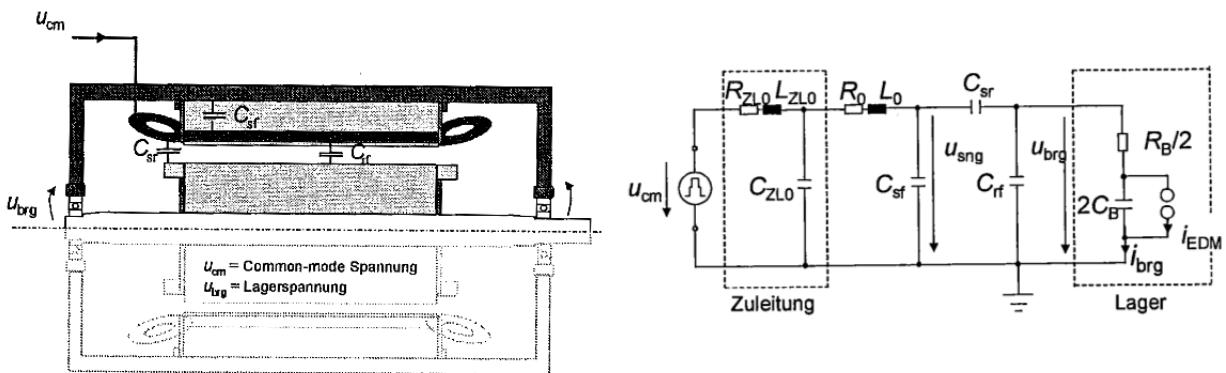


Abbildung 3-34: links: Längsschnitt durch eine Induktionsmaschine; rechts: Einsträngiges Ersatzschaltbild des Common-mode Kreises. beide: [HAU02]

Besonders die steilen Spannungsflanken mit Gradienten von bis zu $6 \text{ kV}/\mu\text{s}$ am Umrichterausgang erfordern eine kapazitive Betrachtung des Antriebes. Nach *Hausberg* führte die Verfügbarkeit von immer schneller schaltenden Halbleiterventilen, den sogenannten IGBTs (entsprechen stark vereinfacht den Schaltern S_1 , S_2 und S_3 in Abbildung 3-33) und die Erhöhung der Schaltfrequenzen in der Umrichtertechnik zu einer lawinenartigen Zunahme von Lagerschäden bei umrichtergespeisten Maschinen. Der Grund hierfür sind kapazitiv eingekoppelte Lagerspannungen. Bei Betrachtung des Ersatzschaltbildes in Abbildung 3-34 ist rechts außen im gestrichelten Rechteck das elektrische Modell der beiden Motorlager zu erkennen. In diesem Fall sind die Lager jeweils als Reihenschaltung eines *Ohmschen* Widerstandes R_B und einer Kapazität C_B beschrieben. Parallel zur Kapazität ist die Funkenstrecke für den Fall der Lichtbogenentladung eines EDM-Stromgeschehens i_{EDM} dargestellt. Diese Betrachtungsweise des elektrischen Lagerverhaltens unterscheidet sich vom Modell in [GSR14],

welches den *Ohmschen* Lagerwiderstand parallel zur Kapazität berücksichtigt. Mit Hilfe des Ersatzschaltbildes lässt sich das Verhältnis zwischen der Common-Mode Spannung (links) und der Lagerspannung (rechts) herleiten. Die als konzentrierte Kapazitäten dargestellten Bauelemente des Motors wirken als kapazitive Spannungsteiler. Schließlich berechnet sich die Lagerspannung U_{brg} mithilfe des *Bearing Voltage Ratio (BVR)* nach:

$$BVR = \frac{U_{\text{brg}}}{U_{\text{cm}}} = \frac{C_{\text{sr}}}{C_{\text{sr}} + C_{\text{rf}} + 2C_B} \quad (3-49)$$

Die Lagerspannung stellt so ein Abbild der Common-Mode Spannung dar. Nach [HAU02] liegt das *BVR* üblicher Maschinen im Bereich zwischen 0,5% bis 10%.

Nach *Hausberg* werden infolge der Lagerspannung U_{brg} zwei Lagerstromarten unterschieden. Im Fall eines intakten, isolierenden Schmierfilms zwischen Laufbahnen und Wälzkörpern kann sich im Lager nur der kapazitive Verschiebestrom als Folge der Lade- und Entladevorgänge der Lagerkapazität C_B ausbilden. Dieser Verschiebestrom wird auch *du/dt*-Strom genannt und ist direkt vom Gradienten der Lagerspannung und von der Lagerkapazität C_B abhängig. Wegen der geringen Lagerkapazität in der Größenordnung von $C_B = 100 \text{ pF}$ ist der Verschiebestrom für die Lager ungefährlich. Entscheidend ist bei dieser Stromart, dass der Schmierfilm im Lager weiterhin seine isolierende Wirkung behält.

Der zweite Fall ist der EDM-Strom als Folge der Überschreitung eines Grenzwertes der Lagerspannung. Diese von der Schmierfilmdicke abhängige Spannung wird als *Frittspannung* bezeichnet. Bei Überschreitung dieser von der Schmierfilmdicke abhängigen Spannung kommt es zum elektrischen Durchschlag durch den Schmierfilm. Nach [AND68] ist für diesen Vorgang eine elektrische Feldstärke zwischen 10^6 und 10^7 V/m notwendig. Die *Frittspannung* ist neben der Schmierfilmdicke auch von der Frequenz der Lagerspannung abhängig. Bei niederfrequenten Lagerspannungen liegt die Frittspannung bei üblichen Schmierfilmdicken im Bereich von 500 mV. Bei Lagerspannungen mit Frequenzen im kHz-Bereich steigt die Durchschlagsspannung auf einige Volt an. Die bei hochfrequenten Lagerspannungen auftretenden Entladeströme werden EDM-Ströme genannt. Zum Zeitpunkt eines EDM-Stromes i_{EDM} wird die Kapazität des Lagers durch den geringen Brennwiderstand des Lichtbogens überbrückt (Abbildung 3-34). Das führt auch zu einer Entladung der wesentlich größeren Kapazitäten zwischen Läufer und Ständerwicklung C_{sr} und zwischen Läufer und Gehäuse C_{rf} über den brennenden Lichtbogen was zu einer deutlichen Steigerung der in Wärme umgesetzten Energie führt.

Die Ausführungen machen deutlich, welchen Stellenwert die Kapazität und der Ohmsche Widerstand sowie die Schmierfilmdicke zur Bestimmung der elektrischen Feldstärke im Motorlager für die Vorhersage von EDM-Strömen haben.

Weitere aktuelle Untersuchungen zur elektrischen Lagerbelastung umrichtergespeister Induktionsmaschinen durch EDM-Ströme sind in den Arbeiten von *Tischmacher et al.* [TG10, TG12] zu finden. Hier wird ein systematisches Vorgehen zur Identifizierung der wesentlichen Einflussgrößen auf das Auftreten von EDM-Strömen und in der Folge von Lagerschädigungen vorgestellt. Das Ziel ist die Vorhersage der Gefährdung eines elektrischen Antriebssystems durch EDM-Ströme bereits im Entwicklungsstadium des Systems, um zielgerichtet Abhilfemaßnahmen treffen zu können. Die Betrachtungen basieren auf folgenden Untersuchungen:

- Ergebnisse aus Feldversuchen und Systemtests. Hier werden bereits installierte elektrische Antriebe sowohl in der Anwendung als auch im Versuchsfeld messtechnisch an verschiedenen Punkten des Gesamtsystems, bestehend aus Umrichter, Kabel, Motor,

Kupplung, Arbeitsmaschine und Erdungssystem, auf die Verteilung von Spannungen und Strömen untersucht.

- Parameterversuche am Lagerversuchsstand. Hier werden die Versuchslager unter definierten Betriebsbedingungen wie Last, Drehzahl, Temperatur und ggf. aufgeprägten Schwingungen bei gleichzeitiger elektrischer Lagerbelastung durch eingeprägte Spannungen auf ihr elektrisches Verhalten untersucht. Die eingeprägten Spannungen entsprechen in ihrer Größe üblichen in realen Antrieben auftretenden Spannungen. Gleichzeitig werden die durch Lagerströme verursachten Schadensbilder bewertet und mögliche Ursachen diskutiert.
- Ergänzt werden die vorher genannten Untersuchungen durch gezielte Versuche zum Schmierfilmaufbau bei breiter Variation der Betriebsbedingungen in *Wittek et al.* [WKT10, WKT12]. Die in diesen Versuchen gemessenen Lagerkapazitäten und die daraus abgeleiteten Schmierfilmdicken wurden als Eingangsgrößen in einem elektrischen Motormodell von *Kriese et al.* [KWT10, KWT12] verwendet. Schließlich werden die mit diesem Modell berechneten Ergebnisse Messergebnissen aus realen Antrieben gegenübergestellt.

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Parameterversuche am Lagerversuchsstand unter elektrischer Belastung durch eingeprägte Spannungen von *Tischmacher et al.* zusammenfassend vorgestellt. Abbildung 3-35 zeigt das Schema des Lagerversuchsstandes mit elektrischen Eingangs- und Ausgangsgrößen.

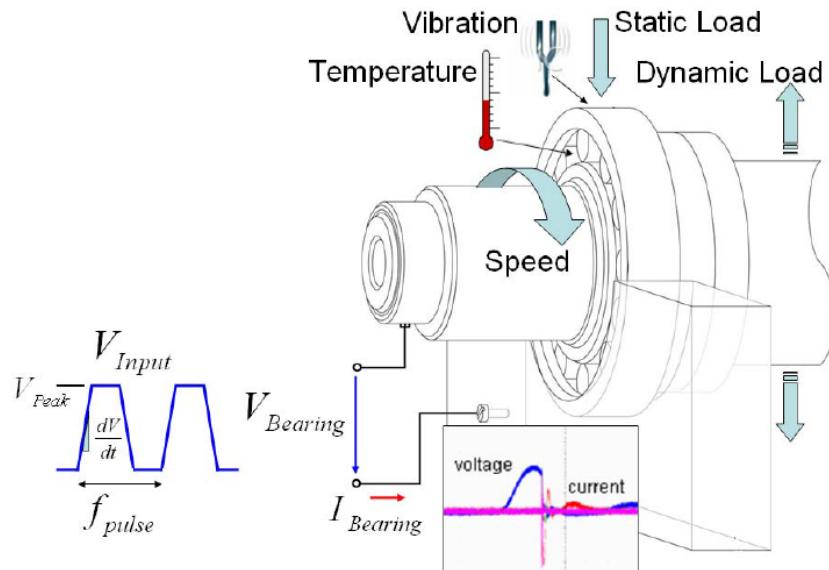


Abbildung 3-35: Schema Lagerversuchsstand für Parameterversuche [TG10]

Insbesondere wird der Einfluss der mechanischen Lagerbelastung und -drehzahl auf die Ausbildung von Lagerströmen infolge der eingeprägten Spannung aus einer Spannungsquelle untersucht. Die Spannungsquelle ersetzt hierbei die im realen Motor über das *BVR* kapazitiv eingekoppelten Lagerspannungen. Ausgehend von einem die Oberflächen trennenden Schmierfilm werden drei elektrische Zustände im Lager unterschieden (Abbildung 3-36).

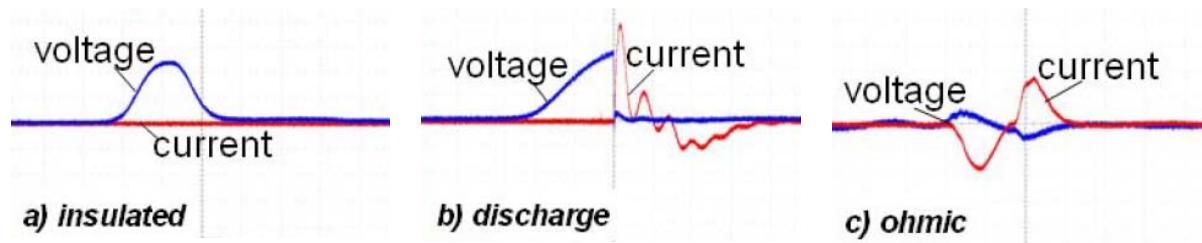


Abbildung 3-36: Elektrisches Lagerverhalten: a) isoliert; b) Lichtbogenentladung; c) Ohmsch [TG10]

Im Fall a) ist das Lager durch den Schmierfilm vollständig isoliert. Die zwischen Innen- und Außenring anliegende Spannung erzeugt keinen Stromfluss. Im Fall b) findet eine Entladung über den Schmierfilm statt. Bis zu einem bestimmten Niveau kann der Schmierspalt die Spannung halten, bevor es zum Zusammenbruch infolge einer Funkenentladung kommt. Ein steil ansteigender Stromfluss ist die Folge. Strom und Spannung treten phasenverschoben auf. Im Fall c) liegt Ohmsches Lagerverhalten vor, Strom und Spannung sind in Phase.

Schließlich wird die in den Entladungen umgesetzte Energie als Integral der Lichtbogenleistung beschrieben. Große Lagerspannungen in Verbindung mit großen Kapazitäten führen in der Regel zu hohen Entladungsenergien. Eine wesentliche Voraussetzung für den Aufbau hoher Lagerspannungen ist die Isolation durch einen trennenden Schmierfilm. Im Gegensatz dazu bauen sich bei Ohmschen Lagerverhalten durch den permanenten Abfluss von Ladungen über galvanische Brücken im Vergleich zu b) nur geringere Spannungen über dem Lager auf.

In Abhängigkeit der Entladungsenergie kommt es in den Laufbahnen entweder zum Aufschmelzen oder zum Verdampfen von Material. Das Verdampfen von Material erfordert eine wesentlich größere Energie als das Aufschmelzen des gleichen Materialvolumens. *Tischmacher et al.* gehen davon aus, dass Aufschmelzungen hauptsächlich zu grau mattierten Laufbahnen führen. Im Fall der ebenfalls in Parametertests auf dem Lagerversuchsstand erzeugten Riffelstrukturen, die eine erhebliche Lagerschädigung mit einhergehender Lebensdauerminde rung bedeuten, wurden hauptsächlich hochenergetische Entladungen bei hohen Lagerspannungen registriert. Für die Verdampfung des Materials, das zu einem Krater mit einem für Riffelstrukturen typischen Durchmesser von $5 \mu\text{m}$ führt, wird eine erforderliche Energie von $2 \mu\text{Ws}$ angegeben.

In den Parameterversuchen wurden die Lager schließlich bei verschiedenen Betriebsparametern unter gleichzeitiger Spannungseinprägung durch die Spannungsquelle betrieben. Je nach Schmierungszustand kann sich jedoch nicht immer die vollständige angelegte Spannung über dem Lager aufbauen. In Abhängigkeit der Schmierfilmdicke kommt es bei Überschreitung der Durchschlagsspannung zu einer Funkenentladung. Sowohl Lagerspannung als auch Lagerstrom wurden in [TG10] messtechnisch erfasst. Für eine vergleichende Darstellung des elektrischen Lagerverhaltens in unterschiedlichen Betriebspunkten wählten *Tischmacher et al.* die Methode der Peaksortierung. Dabei werden gesondert für Strom und Spannung die Peaks in einem Betrachtungszeitraum von einer Sekunde nach ihrer Größe sortiert (Abbildung 3-37).

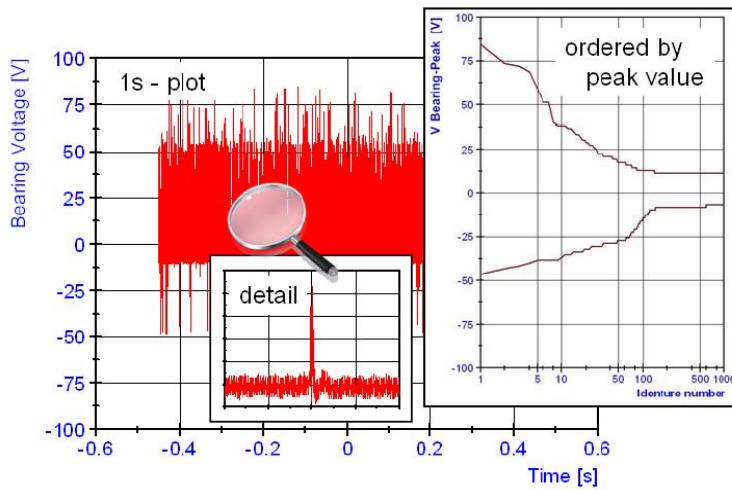


Abbildung 3-37: 1s-Plot der Lagerspannung mit Peaksortierung [TG10]

Abbildung 3-38 zeigt die Ergebnisse aus 120-Stunden Versuchen an Rillenkugellagern des Typs 6210 bei zwei unterschiedlichen Radiallasten von *Tischmacher et al.* Die oberen Bilder zeigen die Ergebnisse der Versuche bei $F_{\text{rad}} = 1500 \text{ N}$, die unteren analog dazu bei 100 N. Es sind jeweils links makroskopische Aufnahmen und in der Mitte mikroskopische Aufnahmen der Laufbahnen zum Versuchsende dargestellt. Die Diagramme rechts zeigen die Lagerspannung nach der Peak-Sortierungs-Methode jeweils zu Beginn und gegen Ende der Versuche.

Im oberen Fall mit $F_{\text{rad}} = 1500 \text{ N}$ zeigt sich in der Laufspur lediglich eine leichte Mattierung als Folge von Aufschmelzungen. Bei den dazugehörigen Lagerspannungen zeigt sich ein starker Rückgang von anfänglich ca. 60 V auf ca. 10 V nach einer halben Stunde Laufzeit. Das elektrische Lagerverhalten wird dabei hauptsächlich als *Ohmsch* beschrieben.

Im unteren Fall wird das Lager mit $F_{\text{rad}} = 100 \text{ N}$ unterhalb seiner Minimalbelastung betrieben. Das Anfangsniveau der größten registrierten Lagerspannungen entspricht diesen bei $F_{\text{rad}} = 1500 \text{ N}$, verharrt aber während der gesamten Laufzeit von 120 Stunden auf einem ähnlich hohen Niveau. Als Folge zeigen sich in der Laufspur Riffelstrukturen mit mikroskopisch erkennbaren Kratern in der Größe, wie sie für Materialverdampfung typisch sind. Die hier stattfindenden Entladungen haben einen deutlich größeren Energiegehalt als diejenigen bei der hohen Radiallast, was gut mit dem hohen Spannungsniveau während der gesamten Laufzeit korrespondiert.

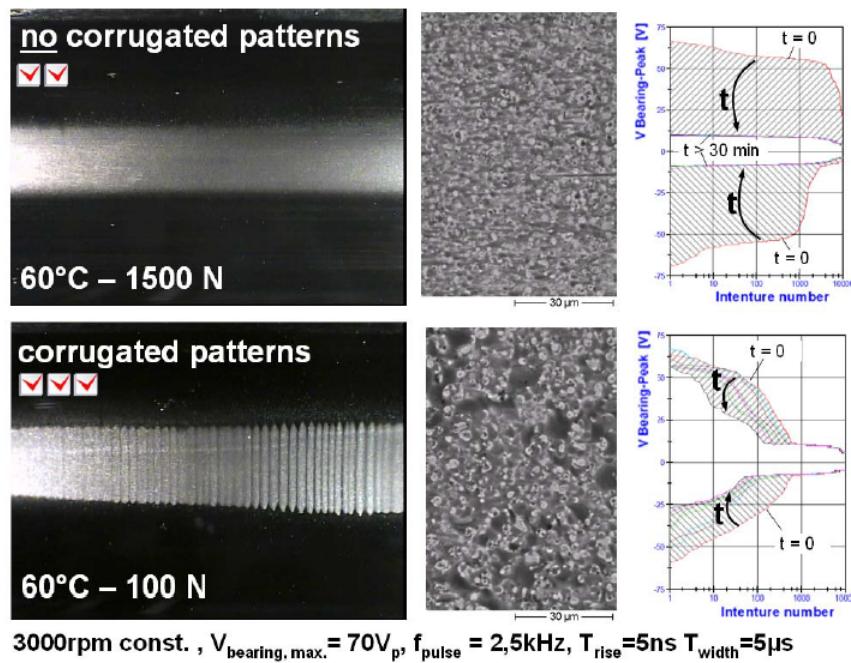


Abbildung 3-38: Einfluss der Lagerlast auf Lagerspannung und Schadensbild [TG10]

Die Autoren schließen von diesem reproduzierbaren Verhalten auf wesentlich größeren Schmierfilmdicken bei der geringen Radiallast und schlussfolgern eine größere Gefährdung von Lagern in Drehstrommotoren, die mechanisch gering belastet sind. Diese Erkenntnis deckt sich gut mit allgemeinen Erfahrungen aus dem Feld, wonach mechanisch höher belastete Antriebe wie beispielsweise Motoren mit Riemenantrieb weniger von Lagerausfällen durch Lagerströme betroffen sind. Zusätzlich wird in [TG10] der Einfluss von plastischen Verformungen in den Laufbahnen durch hohe Belastungen im Lagerstillstand untersucht. Es zeigte sich, dass die plastischen Eindrücke im Betrieb mit eingeprägten Lagerspannungen Ausgangspunkte für die Bildung von Riffelstrukturen sein können.

Wie weiter oben beschrieben, ist ein Bestandteil der ganzheitlichen Betrachtung der EDM-Problematik von *Tischmacher et al.* die Modellierung des gesamten elektrischen Antriebes von *Kriese et al.* Das in [KWT10] vorgestellte elektrische Modell wird verwendet, um ausgehend von den Klemmenspannungen am Motoranschlusskasten die über den Lagern abfallende Spannung, die unter Umständen zu EDM-Strömen führt, zu berechnen. Die Basis für die Berechnung liefern die Geometriedaten des Motors. Daraus werden teilweise analytisch und teilweise numerisch die Größen der Ersatzschaltbildelemente (ähnlich Abbildung 3-34) berechnet. Zusätzlich sind in diesem Modell Kennfelder der gemessenen Lagerkapazität und der daraus berechneten Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur aus [WKT10] hinterlegt. Der Vorteil der Verwendung von gemessenen Größen von Kapazität und Schmierfilmdicke liegt in der Berücksichtigung von rechnerisch nicht sicher erfassbaren Einflüssen wie z.B. dem Auftreten von Mangelschmierung. Die in einem Versuchsstand an Rillenkugellagern des Typs 6008 gemessenen Größen wurden unter der Annahme von ähnlichen Schmierfilmdicken bei gleichen hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten auf die Lagergröße des betrachteten Motors umgerechnet.

Nach *Kriese* können EDM-Ströme nur auftreten wenn zwei Bedingungen erfüllt sind. Zum einen muss das Lager vollständig durch einen Schmierfilm isoliert sein und es dürfen keine *Ohmschen* Strompfade im Schmierfilm vorhanden sein. Diese Annahme unterscheidet sich stark von den Ergebnissen von *Gemeinder et al.*, die in [GSR14] das Auftreten von EDM-Strömen hauptsächlich im

Mischreibungsgebiet beschreiben. Zum anderen muss nach *Kriese* die elektrische Feldstärke im Schmierspalt die Durchschlagfestigkeit des Schmierfilms übersteigen.

In [KWT12] wird als Erweiterung zum bereits beschriebenen elektrischen Motormodell ein Modell des Kabels zwischen Umrichter und Motor vorgestellt. Dieses übt besonders bei großen Kabellängen durch die Ausbildung sogenannter Wanderwellen einen weiteren Einfluss auf die Eingangsspannung am Motor und kann sich über das BVR negativ auf die elektrische Lagerbeanspruchung auswirken. Weiterhin werden in [KWT12] die Ergebnisse zweier Langzeitversuche mit im Leerlauf drehenden am Frequenzumrichter betriebenen Versuchsmotoren vorgestellt. Der Unterschied zwischen den beiden Versuchen ist die Lagertemperatur. Der erste Motor wurde 28 Tage bei 30°C am Lagerschild betrieben, der zweite Motor 63 Tage bei 80°C. Während beim ersten Motor $450 \cdot 10^6$ EDM-Geschehen mit einer Stromamplitude größer 1 A registriert wurden lag die Zahl beim zweiten Motor mit $900 \cdot 10^9$ um den Faktor 2000 höher. Dennoch zeigten die Lager des ersten Motors eine starke Riffelbildung, während die Lager des zweiten Motors lediglich eine leicht grau mattierte Laufbahn zeigten (Abbildung 3-39).

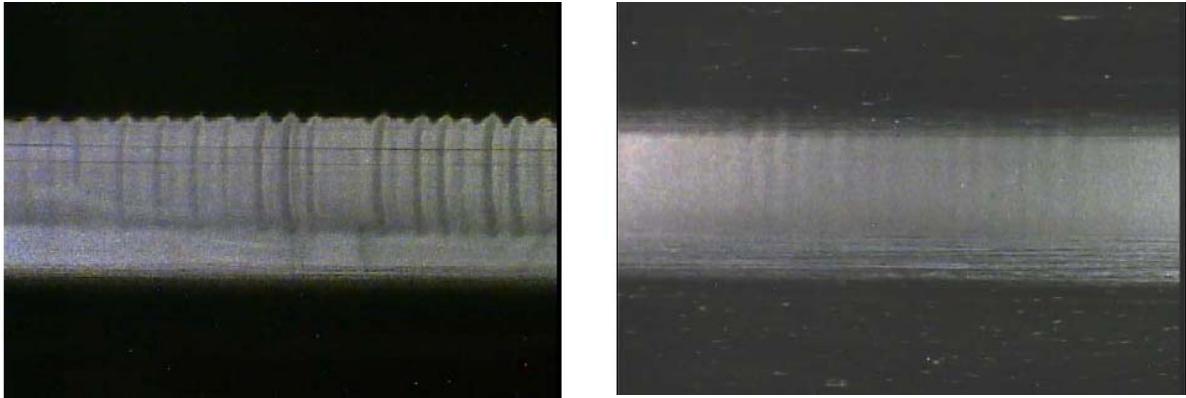


Abbildung 3-39: links: Riffelstruktur nach $450 \cdot 10^6$ EDM-Geschehen > 1 A bei 30°C;
rechts: grau mattierte Laufbahn nach $900 \cdot 10^9$ EDM-Geschehen > 1 A bei 80°C
beide: [KWT12]

Als Erklärung für die wesentlich stärkere Schädigung im Fall der Riffelbildung geben *Kriese et al.* die bedingt durch die niedrigere Temperatur von 30°C größere Schmierfilmdicke und in der Folge größere Durchschlagsspannung an. Damit ergibt sich eine größere Entladungsenergie als Produkt aus Spannung und Strom über den Zeitraum des EDM-Geschehens.

4 Experimentelle Grundlagen

Im Kapitel 3 wurden Grundlagen zur Lagerschmierung und zur Charakterisierung der unterschiedlichen Schmierungszustände erarbeitet. Insbesondere wurde ein Überblick über unterschiedliche Schmierfilmdickenmesssysteme gegeben und deren Einsatzmöglichkeiten aufgezeigt. Eine Anwendung für die Schmierfilmdickenmessung ist die Vorhersage schädlicher Lagerströme in umrichtergespeisten Drehstrommotoren. Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Verfahren zur Beurteilung des Schmierungszustandes auf Basis der kapazitiven Schmierfilmdickenmessung entwickelt. Es folgen die experimentellen Grundlagen.

4.1 Dielektrizitätsbestimmung

Die Versuchsfette sind in den Lagerversuchen hohen Scherkräften und Belastungen ausgesetzt, sodass von einer teilweisen irreversiblen Strukturveränderung des Fettes ausgegangen werden muss. Diese dauerhafte Veränderung der Verdickerstruktur hat einen Einfluss auf die Dielektrizitätszahl ϵ_r des Fettes, welche wiederum für die Berechnung der Schmierfilmdicke auf Basis der gemessenen Kapazität notwendig ist. Aus diesem Grund werden die Versuchsfette vor der Messung der Dielektrizitätszahl in einer Versuchsapparatur zur mechanischen Scherung beansprucht (Abbildung 4-1). Der Kern dieser Apparatur besteht aus zwei mit einer Drehzahl von 667 min^{-1} rotierenden, radial vorgespannten vollrolligen Zylinderrollenlagern, durch die das Fett mit einer Dosievorrichtung gepresst wird. So wird jedes Volumenelement der Fettprobe vorgescherzt. Vorversuche haben gezeigt, dass sich nach 13-facher Wiederholung dieser Prozedur mit keinen wesentlichen Veränderungen der Dielektrizitätszahl mehr zu rechnen ist.

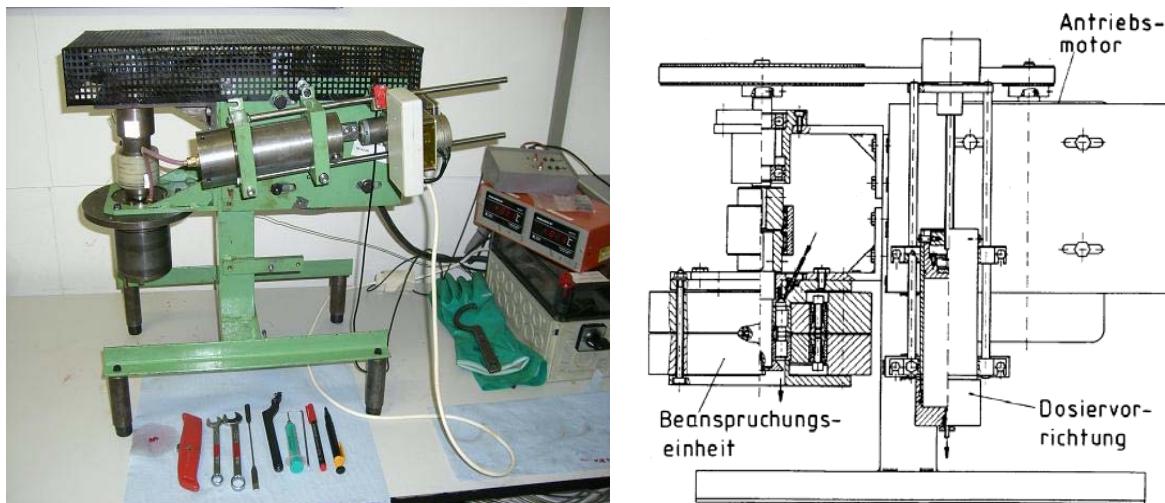


Abbildung 4-1: Fetschergerät IMKT

Abbildung 4-2 zeigt die Apparatur zur Bestimmung der Dielektrizitätszahl von Flüssigkeiten. Der Kern dieser Apparatur besteht aus zwei Metallplatten mit einem definierten Messspalt. Der Plattenabstand im Bereich des Spaltes wird von einem kapazitiven Wegaufnehmer ermittelt. Im ersten Schritt wird der Plattenabstand des mit Luft gefüllten Spaltes gemessen. Anschließend wird der Spalt blasenfrei mit Schmierstoff gefüllt und abermals der Plattenabstand gemessen. Aufgrund des kapazitiven Messverfahrens und des nun veränderten ϵ_r wird ein scheinbar veränderter Plattenabstand gemessen. Der Quotient der Abstände des mit Schmierstoff gefüllten und des mit Luft gefüllten Spaltes ergibt das ϵ_r des Schmierstoffes. Die Messungen werden bei Umgebungsdruck bei den

Temperaturen 20°C, 40°C, 60°C und 80°C in einem Klimaschrank durchgeführt. Die Druckabhängigkeit der Dielektrizität kann mit dieser Apparatur nicht ermittelt werden. Diese verhält sich jedoch proportional zur Dichteänderung und ist bei Flüssigkeiten entsprechend gering. Wie Jablonka *et al.* zeigten, kann die Dielektrizitätsänderung innerhalb des Kontaktes vernachlässigt und durch einen konstanten Mittelwert repräsentiert werden.

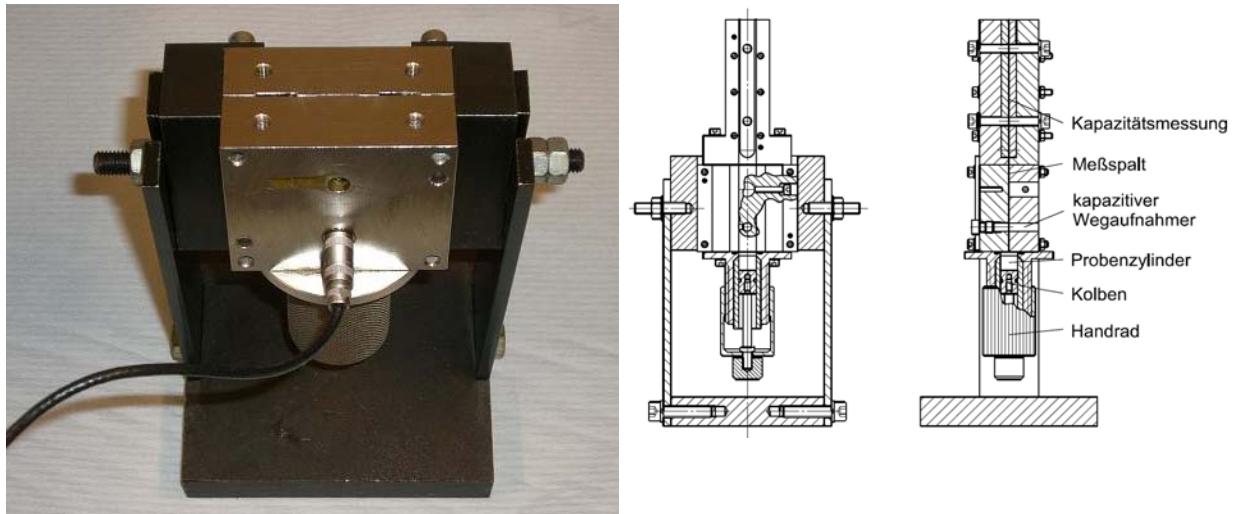


Abbildung 4-2: Apparatur zur Bestimmung der Dielektrizitätszahl

4.2 Universal-Reibungsprüfstand

Die Lagerversuche werden an einem sogenannten Universal Reibungsprüfstand (Abbildung 4-3) durchgeführt. Hier können Lasten in axialer sowie in radialer Richtung und in Kombination beider Richtungen aufgebracht werden. Der Prüfkopf ist gleichermaßen für den Betrieb bei Fett- und bei Ölschmierung geeignet.



Abbildung 4-3: Kombiprüfstand mit Messrechner und Prozessthermostat

Der Prüfstand selbst verfügt über einen Antriebsmotor, der über einen Riementrieb ein Vorgelege antreibt. Hierüber wird die Prüfspindel über zwei drehstarre Kupplungen und eine Drehmomentmesswelle angetrieben. Mit der Drehmomentmesswelle kann das Summenreibmoment aller Lager im Prüfkopf erfasst werden. Durch den Einsatz des Vorgeleges und der Kupplungen erfolgt der Antrieb der Prüfspindel querkraftfrei. Über ein Prozessthermostat erfolgt die Temperierung des Prüfkopfes. Das Temperiermedium durchströmt im Prüfkopf die Lagerschalen, die die Lageraußenringe aufnehmen. Die Temperaturregelung ermöglicht einen temperaturkonstanten Betrieb auch bei veränderlicher Reibleistung in den Lagern.

Der verwendete Prüfkopf ist in Abbildung 4-4 dargestellt. In dieser Anordnung können wahlweise vier Rillenkugellager oder Schrägkugellager rein axial, radial oder kombiniert axial/radial belastet werden.

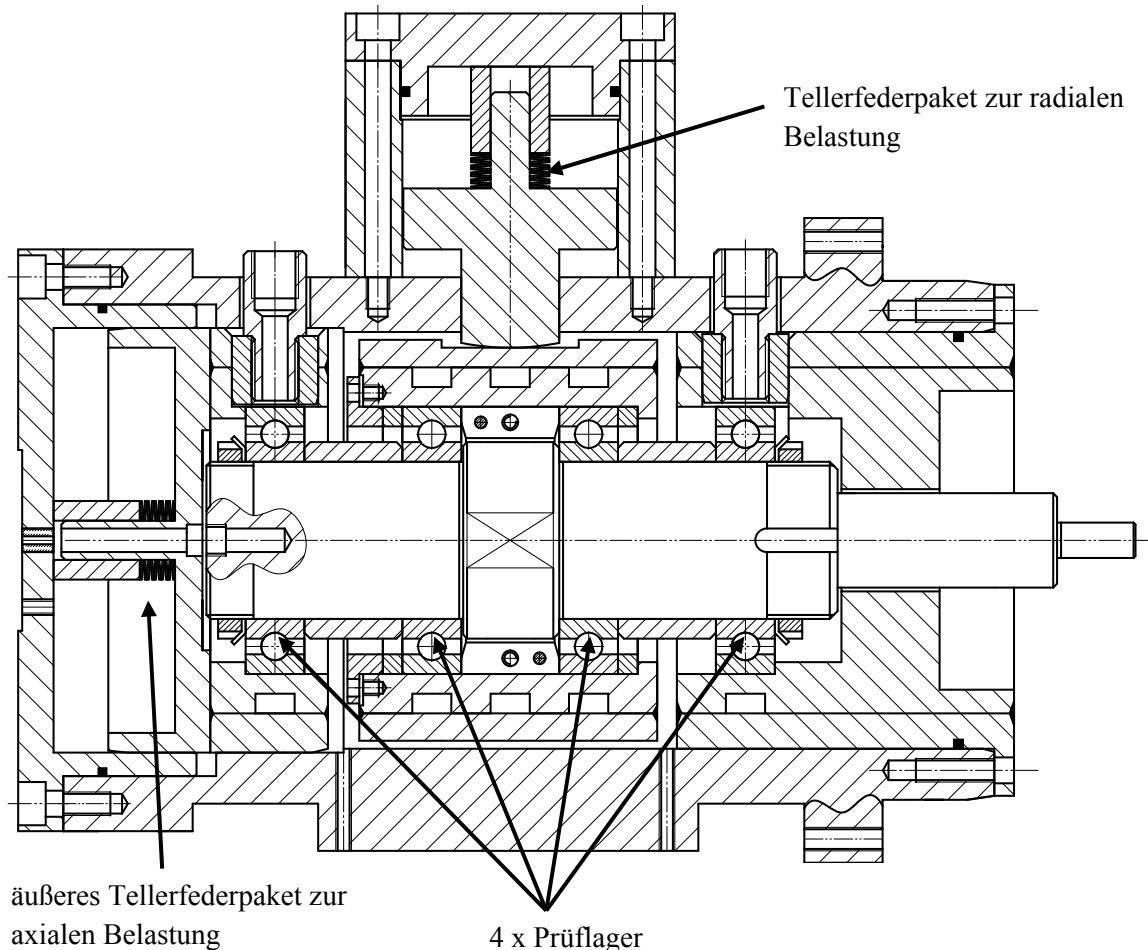


Abbildung 4-4: Kombiprüfkopf

Zur Untersuchung des elektrischen Lagerverhaltens bei Ölschmierung wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit von Konermann [KON12] ein Öltaggregat aufgebaut (Abbildung 4-5). Im Betrieb bei Einspritzschmierung werden die beiden äußeren Lager jeweils über eine Öllanze mit einem Ölstrahl versorgt. Dieser trifft dabei zwischen Innen- und Außenring direkt auf die Wälzkörper. Mit einem Wärmetauscher wird das Öl vor der Einspritzung auf Betriebstemperatur vorgewärmt. Zwei Dosierventile erlauben die Einstellung eines definierten Volumenstroms, dessen Überwachung mit zwei Ovalradsensoren erfolgt. Bei Ölschmierung kommen die inneren Lager nicht zum Einsatz und es können nur Axiallasten untersucht werden.

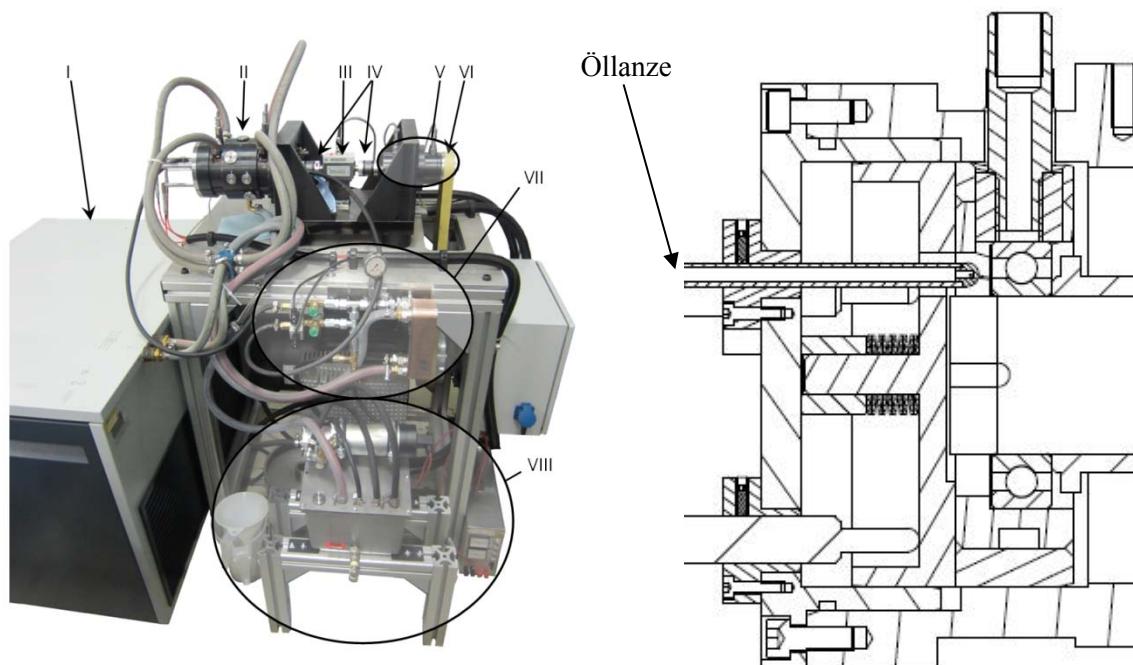


Abbildung 4-5: links: Öltaggregat Universal Reibungsprüfstand; rechts: Öllanze für Einspritzschmierung

4.3 Kapazitives Schmierfilmdickenmesssystem

Vor dem Hintergrund der Lagerstromproblematik wurde für die Schmierfilmdickenmessung das kapazitive Messverfahren angewendet. Hier wird im Prüfstand unter definierten Betriebsbedingungen die Lagerkapazität gemessen und anschließend daraus die Schmierfilmdicke im Lager berechnet. Vorteilhaft dabei ist der Umstand, dass die gemessene Kapazität neben der Schmierfilmdicke im Lagerstrom-Simulationsmodell von *Kriese* direkt genutzt werden kann. Abbildung 4-6 zeigt die Prinzipskizze des Prüfkopfes mit zwei axial belasteten Rillenkugellagern und dem elektrischen Analogiemodell.

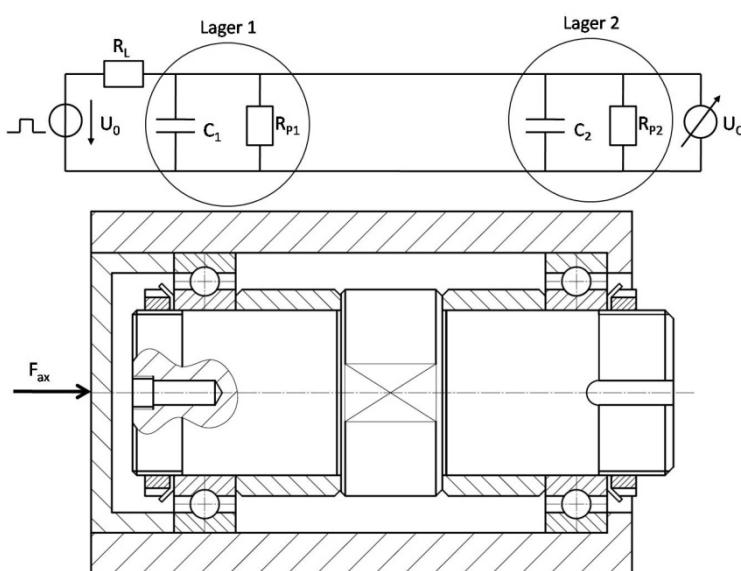


Abbildung 4-6: Prüfkopf schematisch mit elektrischem Analogiemodell [WIT14]

Im hier gezeigten Fall wird jedes der beiden Lager als Parallelschaltung aus Kapazität C und *Ohmschen* Widerstand R_p repräsentiert. Der Widerstand R_p ist dabei der *Ohmsche* Anteil der Kontaktfläche. Grundsätzlich können in einem Wälzkontakt gleichzeitig kapazitive und *Ohmsche* Bereiche vorliegen. *Ohmsches* Verhalten resultiert wesentlich aus der direkten Berührung der Kontaktpartner. Allerdings ist dies in der Regel kein metallischer Kontakt da die Oberflächen mit Tribo- oder Oxidschichten bedeckt sind. Die Existenz eines *Ohmschen* Anteils im Kontakt macht sich durch einen stetigen Abfluss von Ladungen über eine Begrenzung der Spannung, die über dem Lager aufgebaut werden kann, bemerkbar. In Vorversuchen zeigte sich ein weiteres Phänomen, das zu einer Spannungsbegrenzung führt. Dies sind kurzzeitige Ladungsaustauschgeschehen, die aus einer lokalen Überschreitung der maximal ertragbaren Feldstärke des Dielektrikums, in diesem Fall des Schmierfilms, resultieren. Beide Phänomene treten zuerst im Bereich der Rauheitskuppen auf und führen zu einem Ladungsaustausch zwischen Innen- und Außenring und werden von Außen als Ohmscher Widerstand wahrgenommen.

Bei dem verwendeten Konstantspannungsverfahren wird die Kapazitätsmessung durch einen von außen angelegten Spannungssprung über den Lagern gestartet. Zum Zeitpunkt der Kapazitätsmessung wird der elektrische Kontakt zur rotierenden Welle über eine Erdungsbürste hergestellt. Wellenseitig befindet sich im Bereich der Erdungsbürste ein aufgeschrumpfter Kupferring. Der Ladevorgang erfolgt über einen Ladewiderstand zur Beeinflussung der Zeitkonstante. In den Versuchen der vorliegenden Arbeit beträgt dieser je nach Versuchsaufbau zwischen $R_L = 470 \text{ k}\Omega$ und $1100 \text{ k}\Omega$. Die Messspannung wurde im Bereich zwischen $U_0 = 150 \text{ mV}$ und 2 V gewählt. Die Lagerkapazität wird durch Auswertung der Sprungantwort ermittelt. Allgemein folgt die Kondensatorspannung während des Ladevorganges der Gleichung:

$$u_c(t) = U_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) = U_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{R_L \cdot C}} \right) \quad (4-1)$$

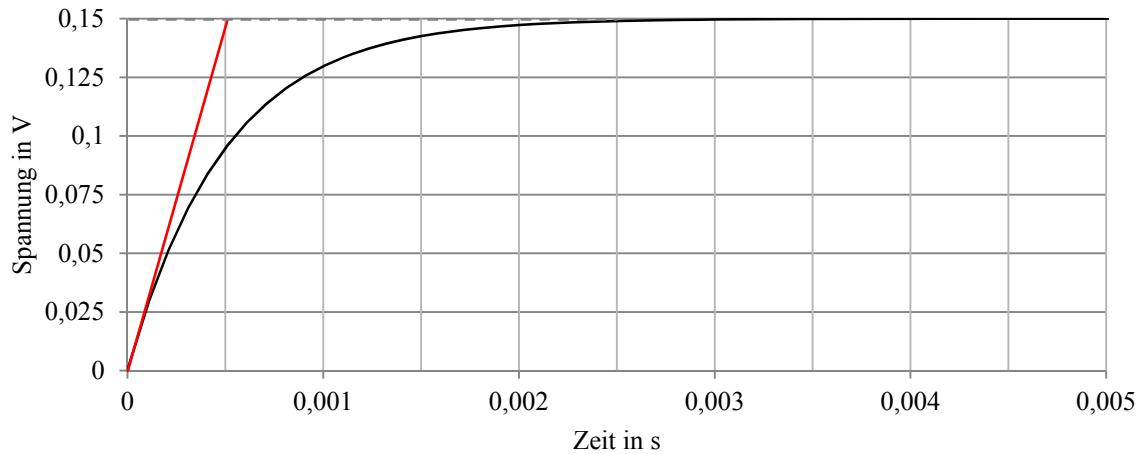
Die Kapazität berechnet sich aus der Zeitkonstante τ und dem Ladewiderstand R_L zu:

$$C = \frac{\tau}{R_L} \quad (4-2)$$

mit

U_0	Messspannung
R_L	Ladewiderstand
C	Kapazität
τ	Zeitkonstante

Abbildung 4-7 zeigt eine ideale Ladekurve mit einer Zeitkonstante von $\tau = 0,5 \text{ ms}$. Dies ist die Zeit, nach der eine im Ursprung an die Ladekurve angelegte Tangente die Ladespannung, in diesem Fall $U_0 = 150 \text{ mV}$ erreicht. Zu diesem Zeitpunkt beträgt die tatsächliche Kondensatorspannung $U_C = 63,2\%$ der angelegten Ladespannung U_0 .

Abbildung 4-7: Ideale Ladekurve mit $\tau = 0,5 \text{ ms}$

Für die Ermittlung der Zeitkonstante τ hat es sich in Vorversuchen als praktikabel erwiesen, diese anhand von zwei Stützstellen U_1 und U_2 zu berechnen (Abbildung 4-8).

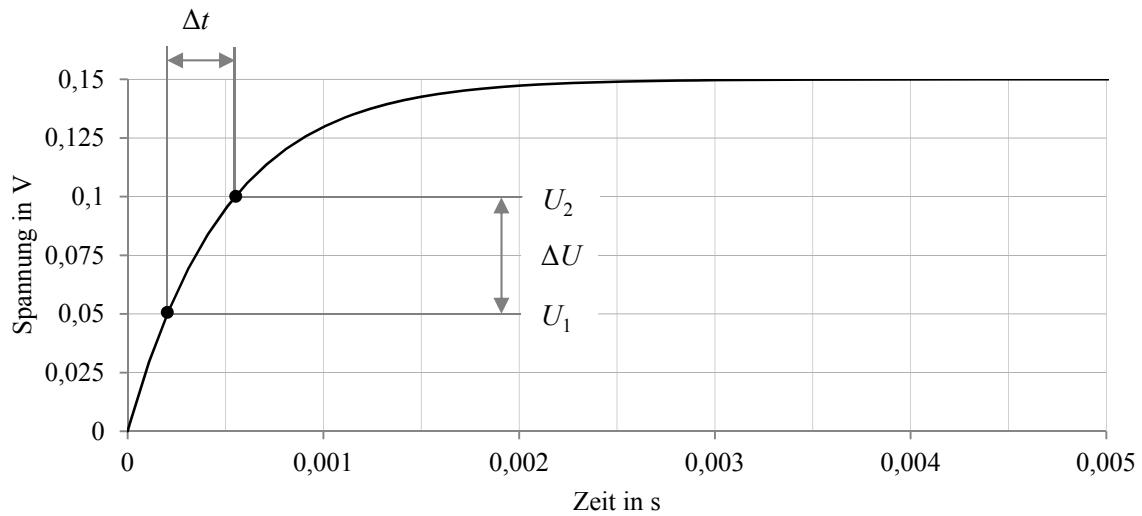


Abbildung 4-8: Ermittlung der Zeitkonstante aus zwei Stützstellen

Die Zeitkonstante τ berechnet sich hier zu:

$$\tau = \frac{\Delta t}{\ln\left(1 - \frac{U_1}{U_0}\right) - \ln\left(1 - \frac{U_2}{U_0}\right)} \quad (4-3)$$

Die Gleichungen (4-1) bis (4-3) beziehen sich auf den idealisierten Fall eines rein kapazitiven Lagerverhaltens. Der Parallelwiderstand R_P in Abbildung 4-6 ist in diesem Fall unendlich groß. Dieser Zustand liegt im Lager jedoch nur im Fall einer ausreichend hohen Schmierfilmdicke und eines unverschmutzten Schmierstoffes mit hohem spezifischen Widerstand vor. Besonders im

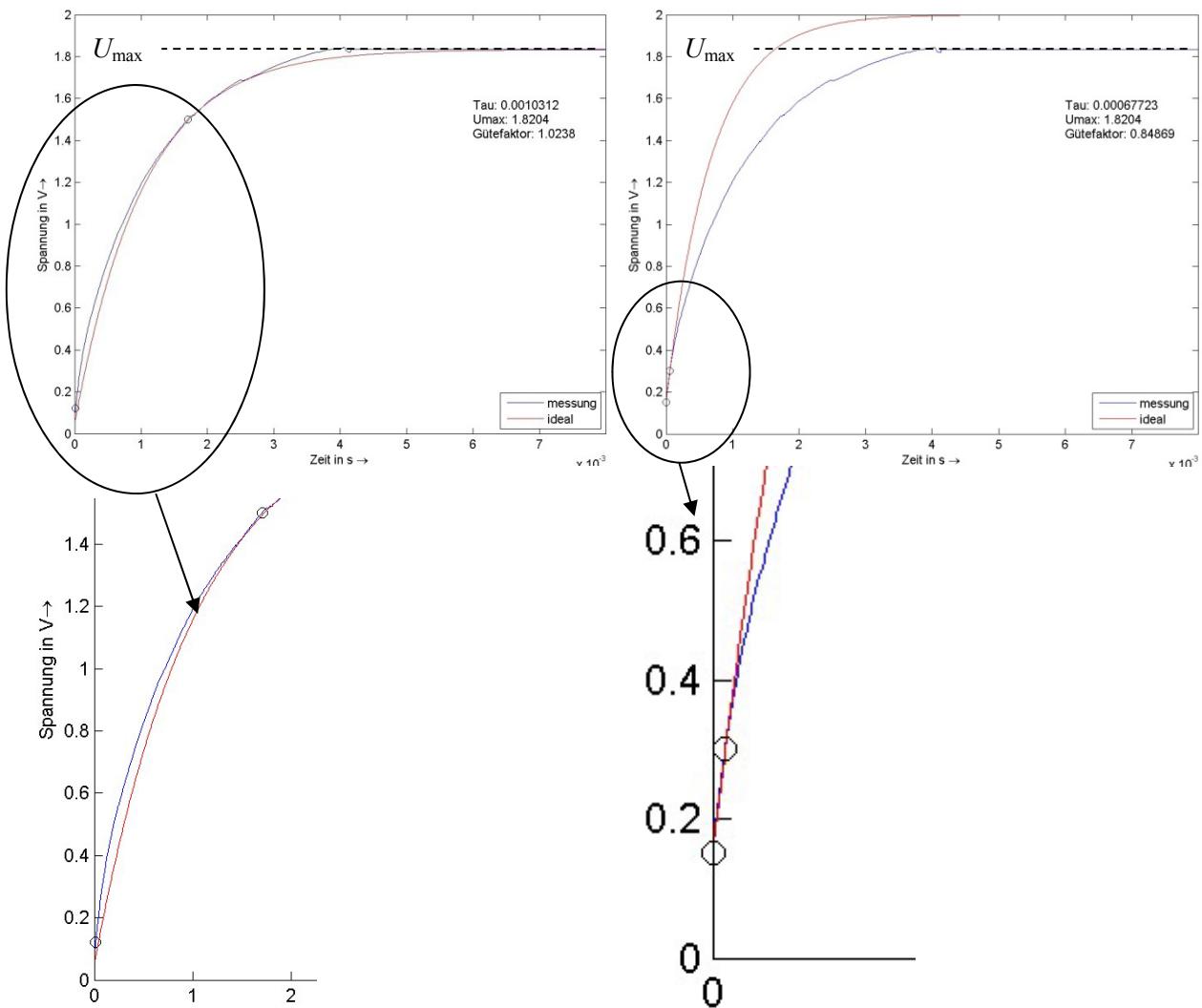
Mischreibungsgebiet und bei Verunreinigung des Schmierstoffs durch metallische Verschleißpartikel kommt es vermehrt zu einem Stromfluss über den der Kapazität parallel geschalteten Widerstand R_p . In diesem Fall berechnet sich die Lagerkapazität zu:

$$C = \tau \cdot \left(\frac{1}{R_L} + \frac{1}{R_p} \right) \quad (4-4)$$

Der Parallelwiderstand R_p kann durch Auswertung einer Ladekurve ermittelt werden indem die maximal erreichte Spannung U_{\max} betrachtet wird:

$$R_p = R_L \cdot \left(\frac{U_{\max}}{U_0 - U_{\max}} \right) \quad (4-5)$$

Unter der Annahme, dass der Parallelwiderstand während der Kapazitätsmessung konstant ist, dürfte in Gleichung (4-3) anstelle von U_0 nur der Wert von U_{\max} eingesetzt werden. Andernfalls würde von einer zu großen Ladespannung des Kondensators ausgegangen werden, die tatsächlich gar nicht vorliegt. Während der Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit ergaben sich jedoch Hinweise darauf, dass der Parallelwiderstand während des Ladevorgangs veränderlich ist. So zeigten sich bei sonst störungsfreien Ladekurven oberhalb einer gewissen Spannung deutliche Abweichungen der gemessenen Spannung vom theoretischen Spannungsverlauf nach Gleichung (4-1). Diese Erscheinung wird anhand von Abbildung 4-9 deutlich.

Abbildung 4-9: links: R_P berücksichtigt; rechts: R_P unberücksichtigt

Die Bilder links und rechts zeigen jeweils dieselbe im Lagerversuch gemessene Ladekurve bei einer Messspannung von $U_0 = 2 \text{ V}$. Unterschiedlich ist das Vorgehen bei der Auswertung der Zeitkonstante τ . Auf der linken Seite wird wie vorher beschrieben auf Grundlage der maximal erreichten Spannung von $U_{\max} \approx 1,8 \text{ V}$ der Parallelwiderstand berechnet und entsprechend in Gleichung (4-3) das U_0 durch U_{\max} ersetzt. Die Zeitkonstante berechnet sich schließlich zu $\tau = 1,03 \text{ ms}$. Basierend darauf wird nach Gleichung (4-1) im selben Diagramm in roter Farbe die ideale Ladekurve geplottet. Links unten in Abbildung 4-9 ist ein Detail der Anfangssteigung dargestellt. Es fällt auf, dass die ideale Kurve im unteren Bereich zwischen den Stützstellen flacher und im oberen Bereich steiler als die gemessene Kurve verläuft. Allgemein sinkt mit steigender Kapazität die Steigung der Ladekurve. Ein steilerer Anstieg der gemessenen Kurve im Vergleich zur berechneten Kurve bedeutet folglich, dass die Kapazität in diesem Bereich mit diesem Auswerteverfahren überschätzt wird.

Auf der rechten Seite wurden die Stützstellen dichter zusammenliegend gewählt und der Parallelwiderstand als unendlich groß angenommen. Entsprechend wird die Zeitkonstante nach Gleichung (4-3) und auch die ideale Kurve nach Gleichung (4-1) mit U_0 statt U_{\max} zu $\tau = 0,68 \text{ ms}$ berechnet, wodurch die berechnete Kapazität in diesem Betriebspunkt mit $0,62 \text{ nF}$ um den Faktor 0,6 geringer ausfällt als mit dem Auswerteverfahren auf der linken Seite, welches zu einer Kapazität von $1,04 \text{ nF}$ führt. Durch diese Maßnahme wird im Anfangsbereich eine sehr gute Übereinstimmung der

gemessenen und der berechneten Ladekurve erzielt. Ab einer Spannung von ca. 0,5 V driften die beiden Kurven auseinander.

Basierend auf den beschriebenen Beobachtungen wird angenommen, dass sich das Lager zu Beginn des Ladevorgangs vollständig kapazitiv verhalten kann bevor der Widerstand R_p infolge einer steigenden elektrischen Feldstärke im Bereich der Rauheitskuppen durch lokale und sehr kurzzeitige Ladungsaustauschgeschehen fällt und dadurch ein paralleler Stromfluss entsteht. Die sehr kurze zeitliche Begrenzung dieser Erscheinung kann im Übergangsbereich von Vollschmierung zur Mischreibung durch eine kurze Annäherung und anschließende Entfernung der Rauheitskuppen im Kontakt verursacht werden. Ein Ladungsaustausch infolge der lokalen Überschreitung der elektrischen Durchschlagfestigkeit muss daher nicht zwangsläufig zu einer vollständigen Entladung der Lagerkapazität führen. Darüber hinaus kann nach einem lokalen Spannungseinbruch die Spannung erneut ansteigen da das System während der Messung von außen über den Ladewiderstand R_L durch die Spannungsquelle mit U_0 gespeist wird. Neben der Durchschlagfestigkeit des Schmierstoffs haben auch die Grenzschichten einen Einfluss auf das elektrische Lagerverhalten. Beispielsweise muss bei diesen im Allgemeinen elektrisch isolierenden Schichten zuerst die Frittspannung erreicht werden bevor es zu einem Ladungsaustausch kommen kann.

Die Annahme eines während des Ladevorganges veränderlichen Widerstandes wird im Ersatzschaltbild in Abbildung 4-10 durch die beiden Schalter S_1 und S_2 symbolisiert. Allgemein kann ein Schalter nur zwei Zustände schalten. Im vorliegenden Fall bedeutet das, bei geöffnetem Schalter ist der Parallelwiderstand R_p unendlich groß, also verhält sich das Lager rein kapazitiv. Bei geschlossenem Schalter wird der Widerstand berücksichtigt. Die Größe des Widerstandes wird nach Gleichung (4-5) auf Basis der erreichten Maximalspannung U_{max} ermittelt.

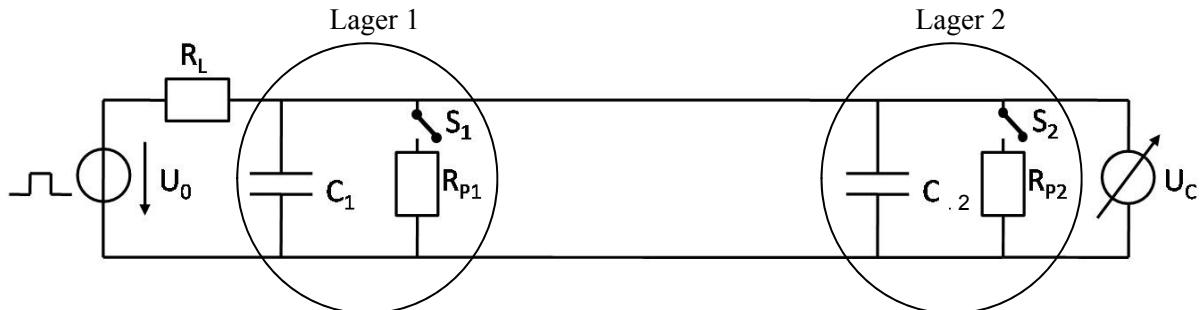


Abbildung 4-10: Ersatzschaltbild mit Schalter vor Widerstand

Mit diesem Verfahren lassen sich gleichzeitig die beiden Messgrößen Kapazität und Widerstand aus den Ladekurven ermitteln.

- Zu Beginn des Ladevorganges wird unter der Annahme eines rein kapazitiven Lagerverhaltens die Lagerkapazität C_L ermittelt.
- Am Ende des Ladevorganges wird anhand der erreichten Spannung U_C der Parallelwiderstand R_p ermittelt.

Aus der so ermittelten Kapazität wird schließlich nach den Gleichungen 3-39 und 3-40 die Schmierfilmdicke im Lager berechnet.

Die Kapazitätsmessungen in den Lagerversuchen der vorliegenden Arbeit wurden allein mit einer handelsüblichen PCI-Messkarte durchgeführt. Über einen analogen Spannungsausgang wird die Messspannung U_0 zur Verfügung gestellt und gleichzeitig über einen analogen Spannungseingang der Spannungsverlauf, der sich aus den elektrischen Eigenschaften des Lagers ergibt, gemessen. Die

Abtastrate beträgt dabei 250 kHz. Eine Überprüfung des elektrischen Messsystems auf seine Eignung für die gestellte Aufgabe wurde von *Kriese und Wittek* in [KW09] durchgeführt. Dabei wurde überprüft, ob im Messkreis Induktivitäten enthalten sind, deren Zeitkonstanten in der Größenordnung der zu messenden kapazitiven Zeitkonstanten liegen und damit die Messergebnisse unzulässig verfälschen. Für die Messung der Induktivität wurden die Lager entfettet und mit Kontakt spray kurzgeschlossen. Damit sind die kapazitiven Elemente im System überbrückt. Abbildung 4-11 zeigt das entsprechende Ersatzschaltbild. Anschließend wurde an den Anschlussklemmen der Messkarte und auch an den markierten Lötstellen mit einer Messbrücke der Spannungsanstieg gemessen.

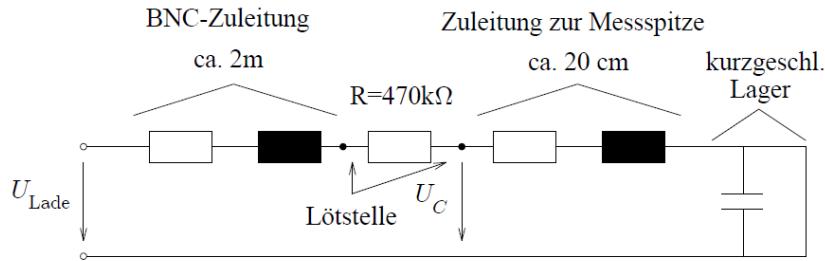


Abbildung 4-11: Elektrisches Ersatzschaltbild der Messanordnung [KW09]

Mit einer Dauer von 2,5 μs für den Spannungsanstieg von 0 V auf ca. 150 mV ist die Zeitkonstante der Systeminduktivitäten um den Faktor 400 geringer als übliche Zeitkonstanten der Lagerkapazitäten, die in der Größenordnung von 1 ms liegen.

Neben den systembedingten Induktivitäten müssen auch im Messsystem vorhandene Kapazitäten bei der Auswertung der Ladekurven berücksichtigt werden. In erster Linie ist hier das ca. 2 m lange geschirmte Verbindungsleitungskabel zwischen Prüfkopf und Messkarte zu nennen, dessen interne Kapazität zur Lagerkapazität parallel geschaltet ist und vom Messergebnis subtrahiert werden muss. Zur Kalibrierung des Systems werden an den Kabelenden anstelle des Prüfkopfgehäuses und der Erdungsbürste Kondensatoren mit bekannter Kapazität angebracht. Abbildung 4-12 zeigt das Ergebnis der Kalibrierung des verwendeten Aufbaus. Erwartungsgemäß zeigt sich ein Linearer Verlauf. Der Offset von 326 pF, welcher hauptsächlich von der Kabelkapazität verursacht wird, ist bei den späteren Messungen am Lager stets von der ermittelten Gesamtkapazität abzuziehen.

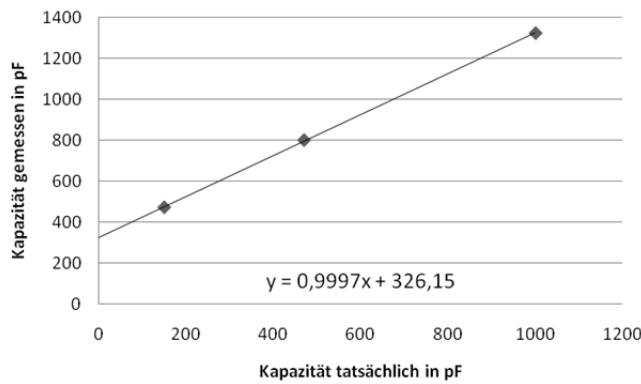


Abbildung 4-12: Kalibrierung Kapazitätsmessung [WIT14]

Im Gegensatz zu den Prüfkondensatoren verhalten sich die Lager elektrisch nicht wie ideale Kondensatoren. Selbst bei stationären Betriebsbedingungen ist der Schmierfilmaufbau und in der Folge auch die Lagerkapazität und der Lagerwiderstand einer Reihe zufälliger Einflüsse unterworfen. Die wichtigsten hiervon sind der Oberflächeneinfluss der rauen Kontaktkörper, Verunreinigungen im

Schmierstoff und besonders bei Fettschmierung die Schmierstoffverteilung im Lager. Aus diesem Grund werden in jedem Betriebspunkt 50 Messungen durchgeführt um so eine gewisse statistische Absicherung der Ergebnisse zu erhalten. Es ist offensichtlich, dass dadurch eine große Datenmenge ausgewertet werden muss. Eine Automatisierung der Auswertung ist jedoch schwierig, da die aufgezeichneten Ladekurven nicht selten derart von Störungen betroffen sind, dass sie für eine Auswertung nicht verwertbar sind oder zu fehlerhaften Ergebnissen führen. Nachfolgend einige Beispiele:

Zuerst ein Beispiel für eine gut geeignete Ladekurve in Abbildung 4-13. Die Stützstellen für die Ermittlung der Zeitkonstante liegen bei ca. 0,1 und 0,3 V. In diesem Bereich steigt die gemessene Spannung ungestört an bevor sie bei ca. 0,4 V abknickt. Geprägt von weiteren Anstiegen und Einbrüchen erreicht die Spannung einen Wert von maximal 0,8 V.

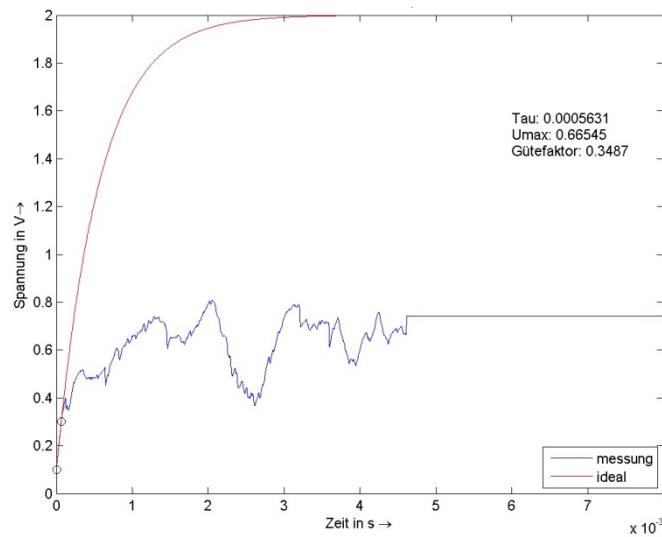


Abbildung 4-13: Ladekurve für Auswertung geeignet

Wichtig ist bei der Auswertung, dass die Spannung zwischen den Stützstellen streng monoton ansteigt. Kommt es hier zu einem Einbruch mit anschließendem Wiederanstieg der Spannung so wird eine zu lange „scheinbare“ Zeitkonstante gemessen, was wiederum rechnerisch zu einer zu großen Kapazität führt. Ein derartiges Beispiel zeigt Abbildung 4-14. In diesem Fall kann die ermittelte Größe der Kapazität nicht verwertet werden, wohl aber der auf Basis der erreichten Spannung von ca. 0,6 V ermittelte mittlere Widerstand.

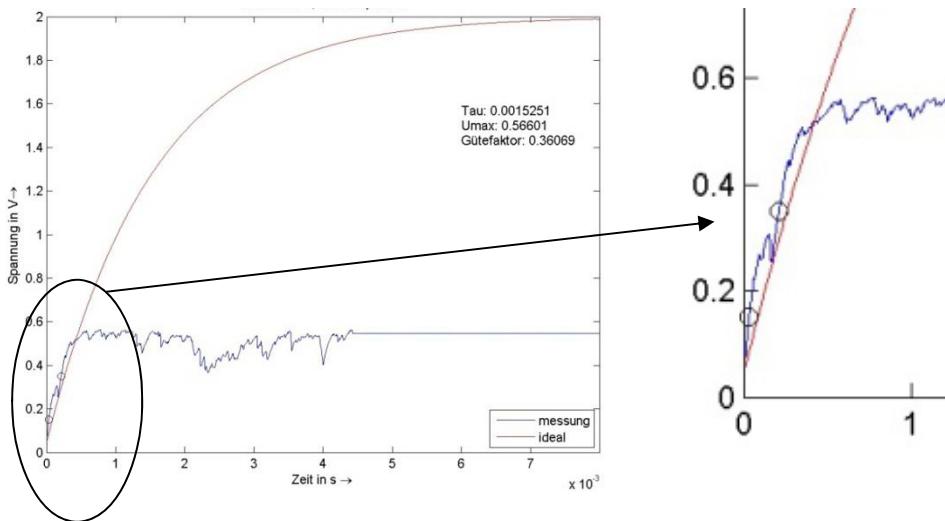


Abbildung 4-14: Ladekurve durch Spannungseinbruch im Anfangsbereich ungeeignet

Ein leistungsfähiges Werkzeug zur Auswertung großer Mengen an Ladekurven entwickelte *Bader* in seiner unveröffentlichten Studienarbeit [BAD11]. Dabei handelt es sich um ein MATLAB-Skript, welches die Messdaten vom Prüfstand einliest und anhand zweier vom Benutzer eingegebenen Stützstellen U_1 und U_2 die Zeitkonstante dieser Messkurven ermittelt. Anschließend wird auf Basis weiterer vom Benutzer vorgegebener Randbedingungen wie Ladespannung, Vorwiderstand, Kabelkapazität usw. die Lagerkapazität berechnet und die dazugehörige ideale Ladekurve über der gemessenen Kurve geplottet. Anhand des Vergleichs dieser beiden Kurven kann der Benutzer beurteilen, ob die ermittelte Kapazität etwa durch einen lokalen Spannungseinbruch zwischen den Stützstellen verfälscht wurde. Schließlich trifft der Benutzer die Entscheidung, ob die betrachtete Kurve für die Auswertung herangezogen wird. Zwei Beispiele dieses Auswahlfensters zeigen Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14. Aus allen ausgewählten Kurven eines Betriebspunktes werden schließlich die Mittelwerte für Kapazität und erreichte Spannung sowie weitere statistische Größen ausgegeben.

Aus der gemessenen Kapazität werden schließlich unter Verwendung der Formeln 3-39 und 3-40 die Schmierfilmdicken am Innen- und Außenringkontakt berechnet.

4.4 Versuchsschmierstoffe

Das beschriebene System zur Beurteilung des Schmierungszustandes im Lager wurde in breit angelegten Versuchen sowohl bei Fett- als auch bei Ölschmierung angewendet (Tabelle 4-1).

Die Versuche bei Fettschmierung wurden vor dem Hintergrund der Lagerstromproblematik industrieller Drehstrommotoren mit zwei in dieser Anwendung gängigen Industrie-Wälzlagern *Mobil Mobilith SHC100* und *Shell Alvania RL3* durchgeführt, um Eingangsdaten für das Lagerstrommodell von *Kriese* zu gewinnen.

Die Versuche bei Ölschmierung wurden mit Fuel Economy Ölen aus zwei unterschiedlichen Anwendungsgebieten untersucht. Dies sind Handschaltgetriebeöle (manual transmission – MT) und Doppelkupplungsgetriebeöle (double clutch transmission – DCT). Aus beiden Anwendungsgebieten kamen jeweils drei unterschiedliche Varianten zum Einsatz:

- Die **Serienschmierstoffe** sind jeweils die aktuell in Fahrzeuggetrieben eingesetzten Öle.
- Die **Referenzschmierstoffe** enthalten denselben VI-Verbesserer wie der jeweilige Serienschmierstoff. Beim MT wurde das Mineralöl durch ein PAO/Ester-Gemisch ersetzt und die Viskosität abgesenkt.
- Die **Kandidatenschmierstoffe** zeichnen sich im Vergleich zu den Referenzschmierstoffen durch eine wiederum abgesenkten Viskosität aus. Diese Öle wurden mit hochsicherstabilen VI-Verbesserern versehen.

In den Untersuchungen mit den Fuel Economy Ölen stand das Betriebsverhalten, insbesondere das Reibungsverhalten in Wälzlagern im Vordergrund. Durch die geringen Viskositäten sollten in erster Linie Planschverluste minimiert werden. Daraus folgte aber auch, dass die Versuche zum Betriebsverhalten ausschließlich bei Mischreibung durchgeführt wurden. Dieser Umstand ermöglichte die Erprobung des vorgestellten Schmierfilmdickenmesssystems bei Mischreibungsbedingungen.

Tabelle 4-1: Versuchsschmierstoffe

	Öl						Fett	
	MT Serie	MT Ref	MT Kand	DCT Serie	DCT Ref	DCT Kand	Shell Alvania RL3	Mobil Mobilith SHC 100
Grundölbasis	Mineral	PAO/Ester	PAO/Ester	k. A.	PAO	PAO	Mineral	Mineral
Dichte bei 15°C (20°C bei MT) in g/ml	0,876	0,847	0,843	0,842	0,839	0,824	k. A.	k. A.
Kinematische Viskosität bei 100 °C in mm²/s	6,57	6,47	4,53	7	7	5,04	10	14,5
Kinematische Viskosität bei 40 °C in mm²/s	35,3	29,5	19,7	34,7	35,2	20,12	100	100

5 Ergebnisse

5.1 Messungen bei Fettschmierung

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus den Lagerversuchen bei Fettschmierung vorgestellt und diskutiert. Dabei wird das Vorgehen zur Berechnung der Schmierfilmdicke aus der gemessenen Kapazität im Rillenkugellager 6008 unter Verwendung des Faktors k_c diskutiert. Hierfür werden die gemessenen Kapazitäten und Schmierfilmdicken den nach thermisch korrigierter EHD-Theorie berechneten Werten gegenübergestellt. Zur Abgrenzung der Schmierungszustände wird analog zu den Arbeiten von *Palacios, Furey* und *Tallian* der Schmierfilmparameeter λ_0 betrachtet. Anschließend wird überprüft, ob die Anwendung eines festen Faktors k_c auch bei radialer Belastung zu sinnvollen Ergebnissen führt. Schließlich wird kurz die Verwendung der Ergebnisse im Lagerstrommodell von *Kriese* vorgestellt.

5.1.1 Rillenkugellager 6008 axial belastet

Die Ergebnisse in diesem Abschnitt wurden in Lagerversuchen mit dem Kombiprüfkopf aus Abbildung 4-4 unter reiner Axialbelastung der Prüflager gewonnen. Die Lager wurden in den ersten Versuchen mit dem Schmierfett Mobil Mobilith SHC100 geschmiert, bevor für die Durchführung eines breit angelegten Versuchsprogramms auf Shell Alvania RL3 umgestellt wurde. Sowohl die gemessenen Kapazitäten als auch die daraus berechneten Schmierfilmdicken wurden als Eingangsgrößen im Lagerstrommodell von *Kriese* verwendet. Die Messungen in den ersten Versuchen mit dem Mobil-Fett wurden mit einem Ladewiderstand von $R_L = 470 \text{ k}\Omega$ und einer Ladespannung von $U_0 = 0,15 \text{ V}$ durchgeführt. In den späteren Versuchen mit dem Shell-Fett wurde der Widerstand auf $R_L = 1100 \text{ k}\Omega$ und die Ladespannung auf $U_0 = 2 \text{ V}$ erhöht. Grund für die Erhöhung der Ladespannung war das zu diesem Zeitpunkt eingeführte neue Auswerteverfahren. Bei diesem Verfahren spielt es keine Rolle, ob die Ladekurven bei höheren Spannungen durch Überschreitung der lokalen elektrischen Durchschlagfeldstärke abknicken.

Abbildung 5-1 zeigt für das Rillenkugellager 6008 die Flächenpressungen bei den Versuchslasten und in Abbildung 5-2 sind analog die Summenkontakteflächen dargestellt.

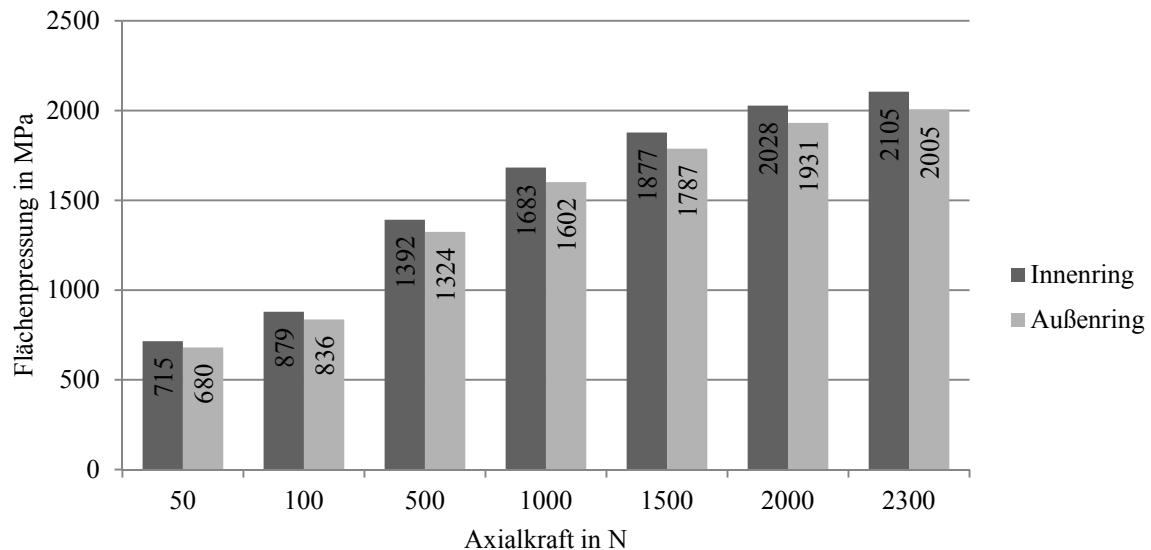


Abbildung 5-1: Flächenpressungen bei Axialbelastung im Rillenkugellager 6008

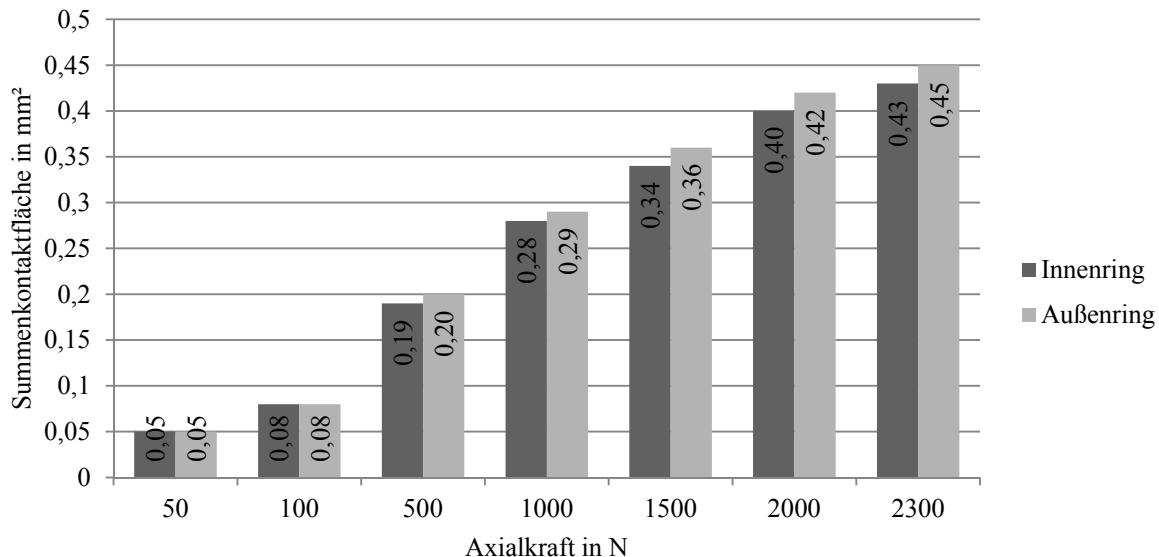


Abbildung 5-2: Summenkontakteflächen bei Axialbelastung im Rillenkugellager 6008

Die nachfolgenden Ergebnisdiagramme zeigen die gemessene Kapazität, die daraus berechnete Schmierfilmdicke und schließlich die maximale Lagerspannung jeweils in Abhängigkeit von Lagertemperatur und Drehzahl exemplarisch für die Axiallast von $F_{ax} = 100$ N.

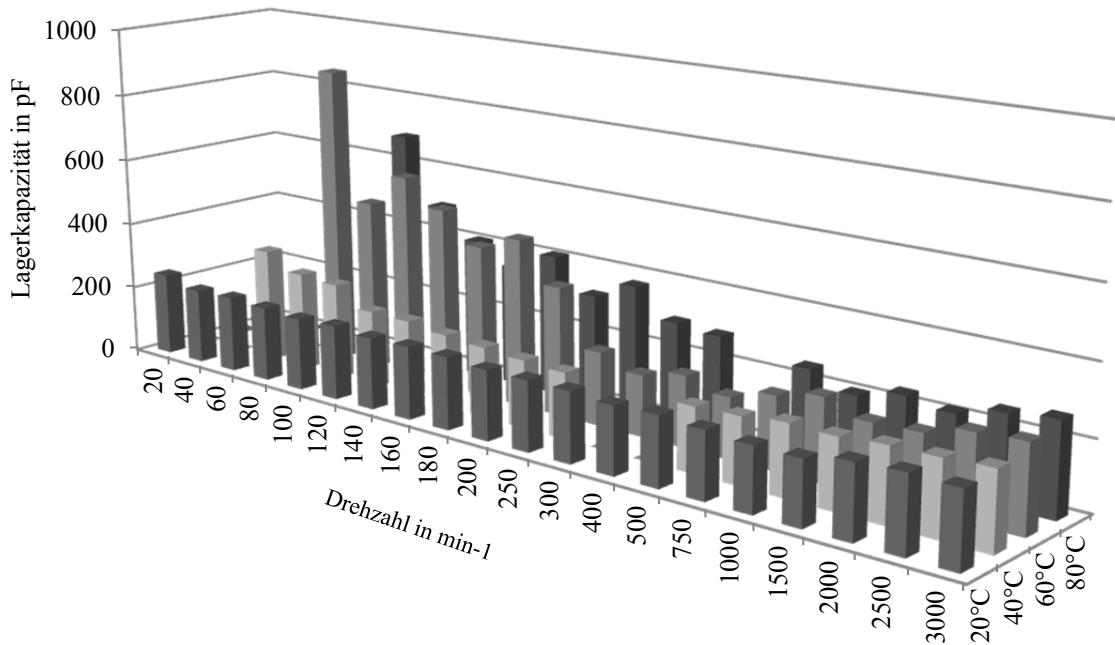


Abbildung 5-3: Gemessene Kapazitäten Mobil Mobilith SHC100; 100 N axial; 2 x Rillenkugellager 6008

Bei den niedrigen Temperaturen von 20°C und 40°C ist nur eine geringe Drehzahlabhängigkeit erkennbar. Bei den höheren Temperaturen von 60°C und 80°C sind im Bereich der niedrigen Drehzahlen hohe Kapazitäten zu beobachten, die mit steigender Drehzahl auf ein annähernd konstantes Niveau in der Größenordnung von 200 pF absinken. Im Bereich hoher Drehzahlen ist bei allen Temperaturen ein leichter Wiederanstieg der Kapazitäten zu beobachten.

Im Bereich niedriger Drehzahlen und hoher Temperaturen liegen Betriebspunkte, deren Ladekurven keine sichere Auswertung der Kapazität zulassen. In diesen Punkten ist eine Kapazität nicht zu bestimmen und folglich in Abbildung 5-5 auch keine Schmierfilmdicke angegeben. Abbildung 5-4 zeigt ein Beispiel einer derartigen Ladekurve. Durch andauernde Spannungseinbrüche ist innerhalb der Kurve kein Bereich vorhanden, der eine sichere Ermittlung der Zeitkonstante zulässt. Dagegen ist die Angabe der erreichten Maximalspannung möglich. Diese beträgt in diesem Fall $U_{\max} = 0,048$ V.

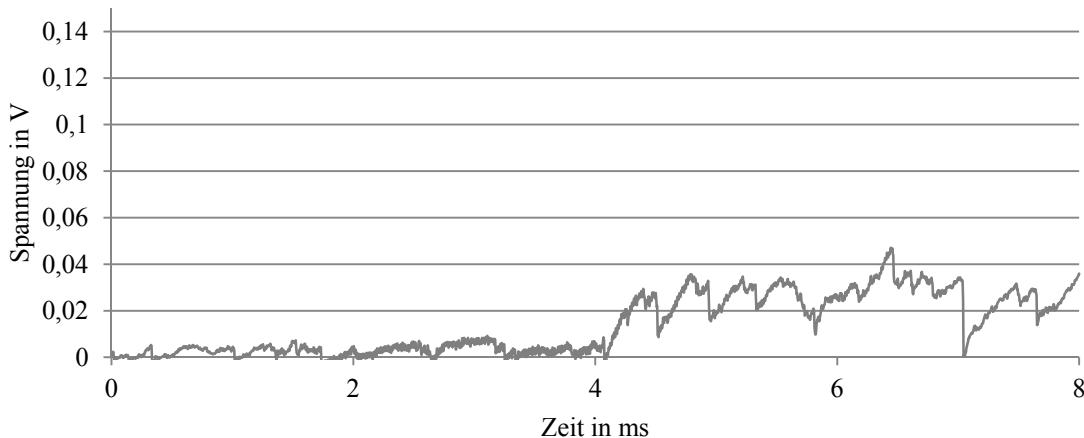


Abbildung 5-4: Beispiel einer Ladekurve, die eine Auswertung der Kapazität nicht zulässt

Abbildung 5-5 zeigt die auf Basis der gemessenen Kapazitäten mit Gleichung 3-40 berechneten Schmierfilmdicken $h_{0,\text{mess},a}$ unter der Annahme von $k_C = 3,5$. Für einen besseren Überblick wird hier auf die Darstellung der Schmierfilmdicke am Innenring $h_{0,\text{mess},i}$ verzichtet, da die Unterschiede zum Außenring nur gering sind.

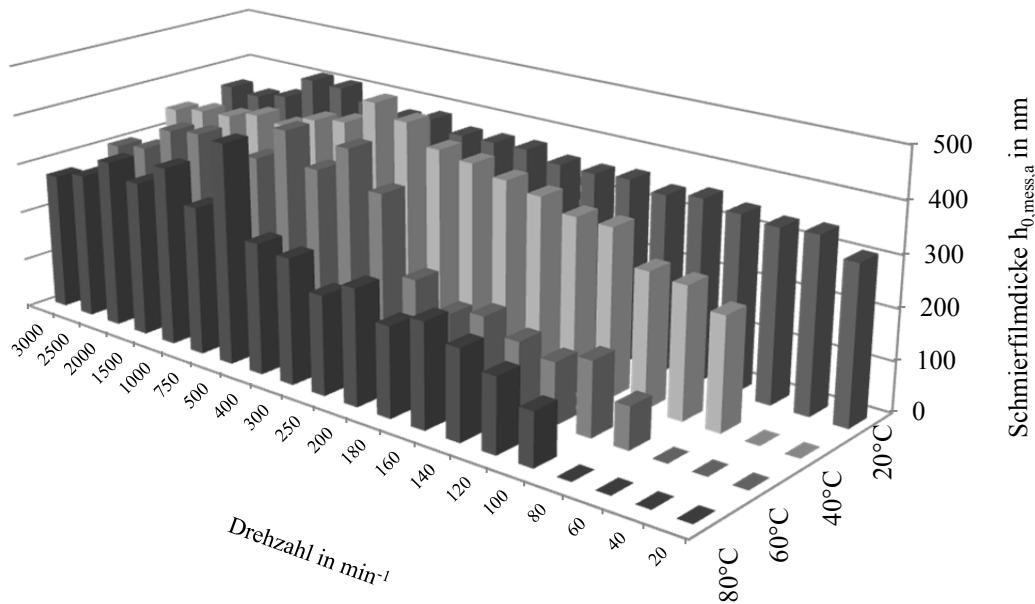


Abbildung 5-5: Aus Kapazität berechnete Schmierfilmdicke $h_{0,\text{mess},a}$ Mobil Mobilith SHC100; 100 N axial; Rillenkugellager 6008

Im Vergleich zu Abbildung 5-3 ist hier die gedrehte Perspektive zu beachten. Die Schmierfilmdicken im vorderen Bereich können wegen der nicht ermittelbaren Kapazitätswerte in diesen Punkten nicht

angegeben werden. Im Bereich niedriger Drehzahlen zeigt sich mit steigender Drehzahl ein Anstieg der Schmierfilmdicke aufgrund der steigenden hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit. Auch der Temperatureinfluss auf die Viskosität und damit die Schmierfilmdicke ist gut erkennbar. Mit steigender Temperatur sinkt die Schmierfilmdicke. Im Bereich von Drehzahlen oberhalb von ca. 1000 min^{-1} zeigt sich ein leichter Rückgang der Schmierfilmdicken. Eine plausible Erklärung bietet hier der Einfluss von Mangelschmierung. Meyer zeigte anhand von Messungen an Lagern des Typs 7008 schon ab Drehzahlen im Bereich von 500 min^{-1} deutlich im Vergleich zur EHD-Theorie reduzierte Schmierfilmdicken im fettgeschmierten Lager (vgl. Abbildung 3-26). Abbildung 5-6 zeigt die bei den Kapazitätssmessungen erreichten Spannungsendwerte U_{\max} .

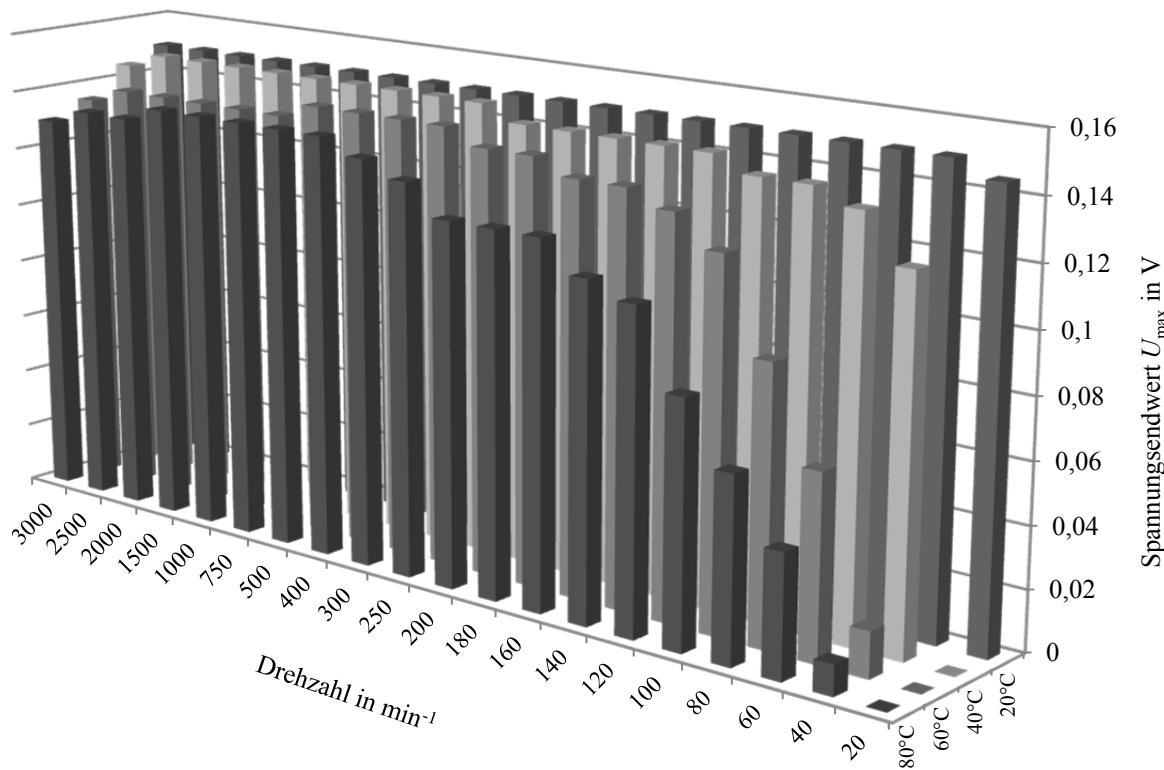


Abbildung 5-6: Lagerspannung Mobil Mobilith SHC100; 100 N axial; Rillenkugellager 6008

Der qualitative Verlauf der erreichten Spannungsendwerte zeigt eine große Ähnlichkeit mit dem Verlauf der Schmierfilmdicken in Abbildung 5-5. Diese Beobachtung deutet auf die Wahrheit der Annahme hin, dass sich ein Lager unterhalb einer gewissen Grenzspannung hauptsächlich kapazitiv verhalten kann, bevor es durch lokale Überschreitung der Durchschlagfestigkeit im Schmierfilm oder der Frittspannung von Grenzschichten zum Ladungsaustausch zwischen den Kontaktpartnern kommt. Aus einem vermehrten Ladungsaustausch resultiert ein scheinbar sinkender Widerstand, der wiederum zu einer Begrenzung der Spannung, die sich über dem Lager aufbauen kann, führt. Demnach ist die erreichte Lagerspannung U_{\max} direkt proportional zur Schmierfilmdicke.

Nachfolgend werden analog zu den Ergebnissen aus den Versuchen mit dem Mobil Mobilith SHC100 Fett zusammenfassend die Ergebnisse mit dem Shell Alvania RL3 Fett gezeigt. Der Grund für den Wechsel des Schmierfettes lag im übergeordneten Projekt begründet. Anders als die Versuche mit dem Mobil-Fett, die mit nur zwei axial belasteten Lagern durchgeführt wurden, kam hier eine Anordnung aus vier Lagern zum Einsatz (vgl. Abbildung 4-4). In diesen Versuchen wurde mit Axialkräften im

Bereich von 50 N bis 2000 N zusätzlich zum Temperatureinfluss auch der Lasteinfluss auf die Schmierfilmbildung untersucht.

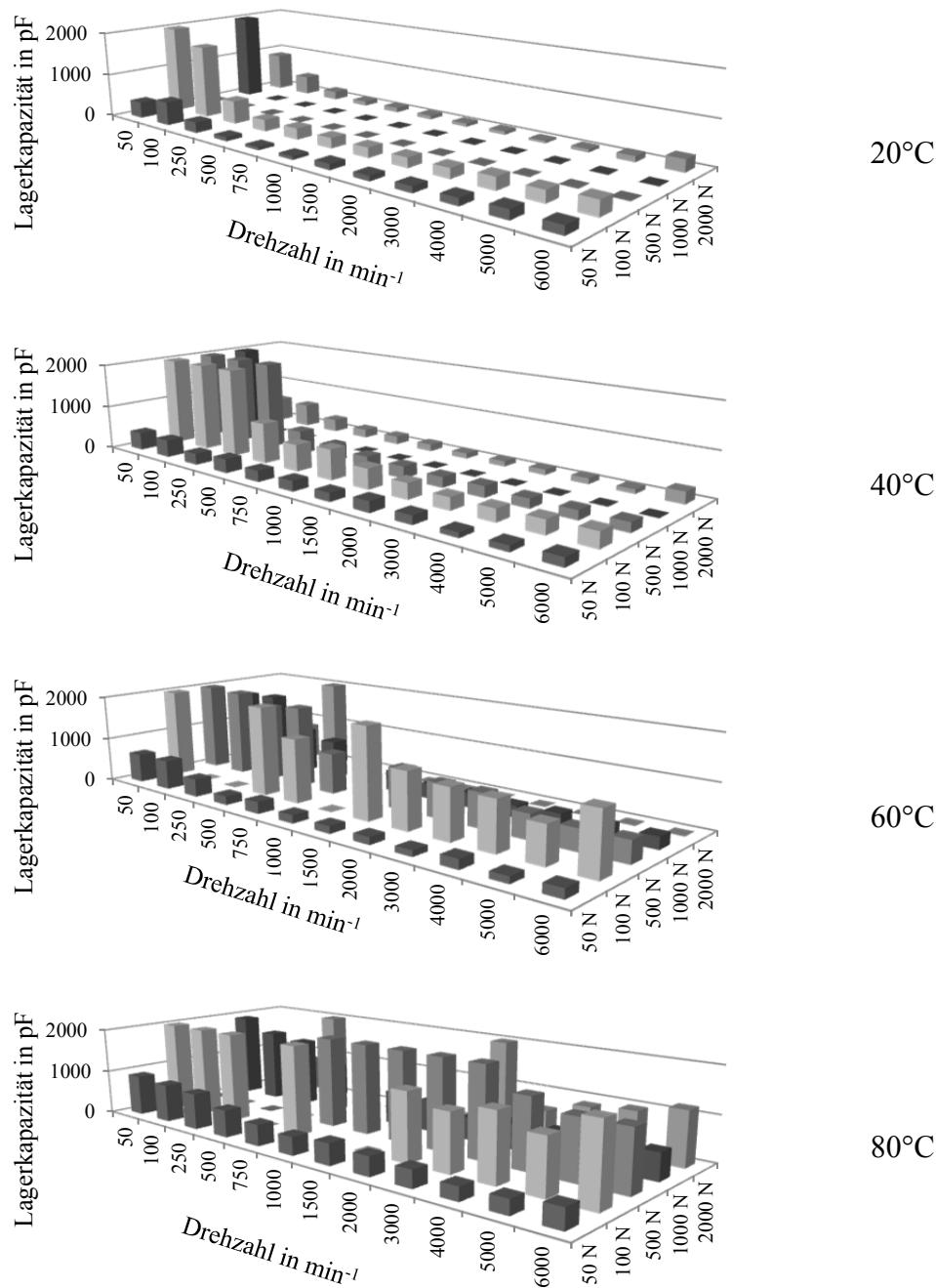


Abbildung 5-7: Lagerkapazität Shell Alvania RL3; 4 x Rillenkugellager 6008; Belastung axial

Die Kapazitätsverläufe zeigen ein qualitativ ähnliches Verhalten wie diese in den Versuchen mit dem Mobil-Fett. Abbildung 5-8 zeigt die aus den gemessenen Kapazitätswerten berechneten Schmierfilmdicken $h_{0,\text{mess,a}}$ für die Kontakte zwischen Wälzkörper und Außenring.

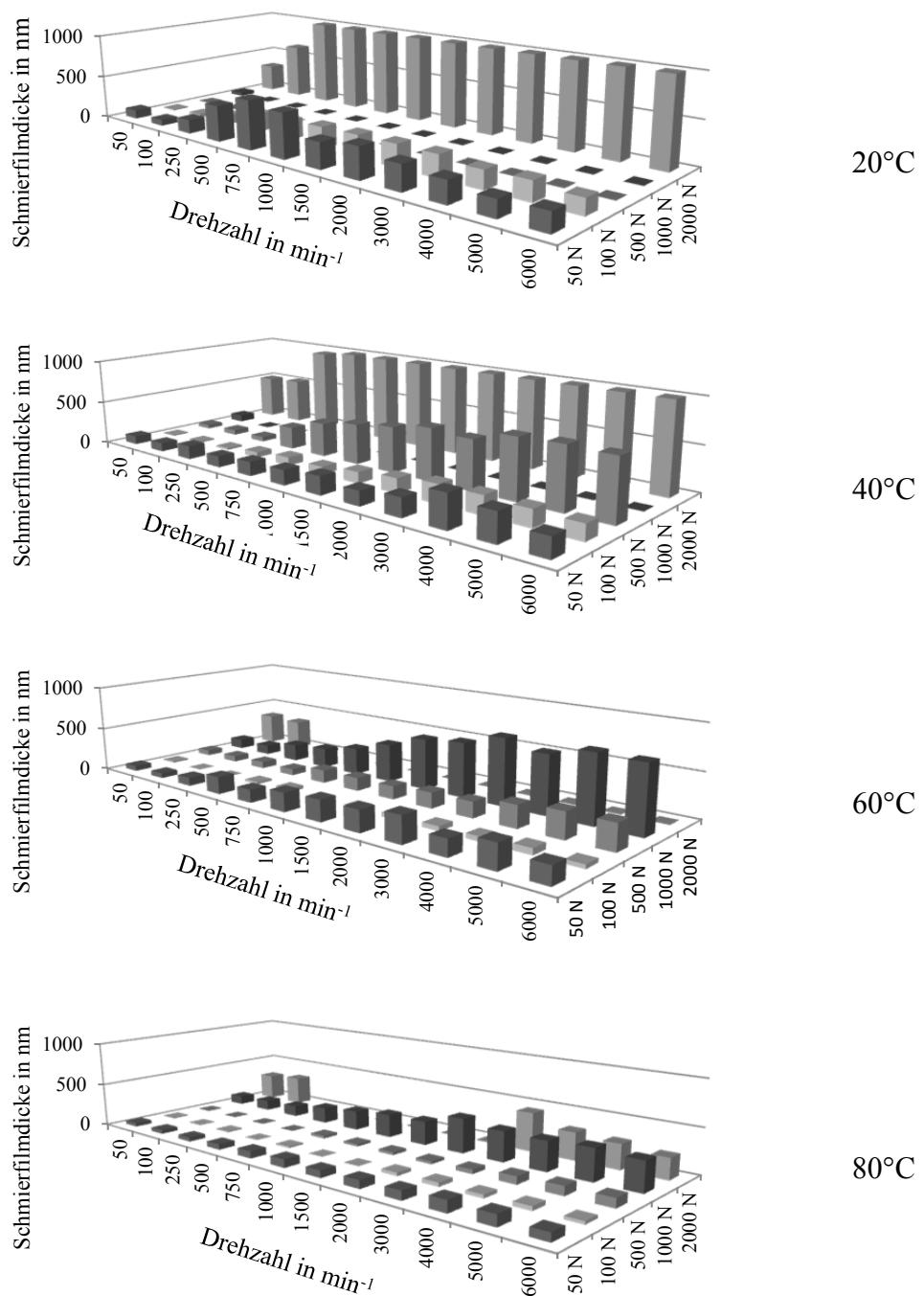


Abbildung 5-8: Aus Kapazität berechnete Schmierfilmdicke $h_{0,\text{mess,a}}$ Shell Alvania RL3; 4 x Rillenkugellager 6008; Belastung axial

Bei Betrachtung der Schmierfilmdicken sind deutlich der Temperatur- und Drehzahleinfluss erkennbar. Mit zunehmender Temperatur sinkt das Schmierfilmdickenniveau. Mit steigender Drehzahl steigen die Schmierfilmdicken im Allgemeinen. Besonders bei den niedrigen Temperaturen ist im Bereich hoher Drehzahlen ein Rückgang der Schmierfilmdicken zu beobachten.

Die nachfolgende Abbildung 5-9 zeigt die in den Versuchen gemessenen Maximalspannungen in den einzelnen Betriebspunkten.

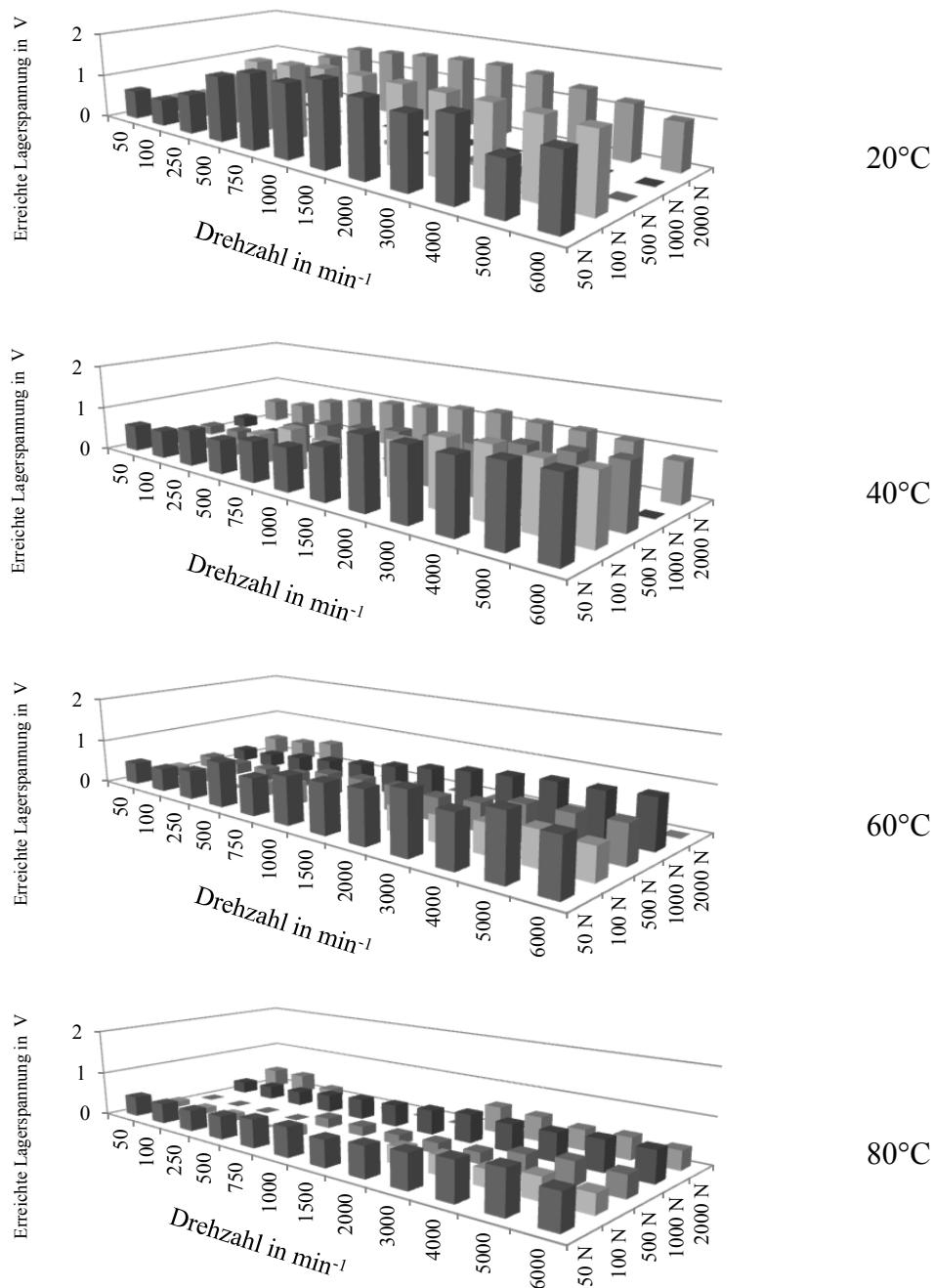


Abbildung 5-9: Lagerspannung Shell Alvania RL3; 4 x Rillenkugellager 6008

Die Diagramme zeigen deutlich gleichmäßige Verläufe als die Diagramme der gemessenen Kapazitäten und der daraus ermittelten Schmierfilmdicken. Folgende systematische Aussagen können zu den Diagrammen aus Abbildung 5-9 getroffen werden:

- Im Bereich niedriger Drehzahlen ist immer ein mit steigender Drehzahl verbundener Anstieg der Lagerspannung zu beobachten.
- Das Ende dieses Spannungsanstiegs verschiebt sich mit steigender Temperatur zu höheren Drehzahlen.
- Mit steigender Temperatur fällt der Anstieg flacher aus.

- Die absolut erreichten Spannungen fallen mit steigender Temperatur geringer aus.
- Ein systematischer Lasteinfluss ist nicht erkennbar
- Die Aussagen decken sich gut mit den bereits vorgestellten Ergebnissen mit dem Mobilfett
- Alle aufgezählten Punkte stehen im Einklang mit der EHD-Theorie und den Besonderheiten der Fettschmierung.

Abbildung 5-10 zeigt die Verläufe der nach EHD-Theorie berechneten und der kapazitiv gemessenen Schmierfilmdicken getrennt für die Kontakte am Innen- und am Außenring für die Axiallast von $F_{ax} = 50 \text{ N}$. Die berechneten Werte sind zur Veranschaulichung sowohl für den nach isothermer Theorie berechneten Fall $h_{0,EHD}$ als auch den nach thermisch korrigierter Theorie $h_{0,EHD,th}$ angegeben. Ein Einfluss der thermischen Korrektur macht sich im Wesentlichen bei Drehzahlen über 1000 min^{-1} in Form von verminderten Schmierfilmdicken bemerkbar.

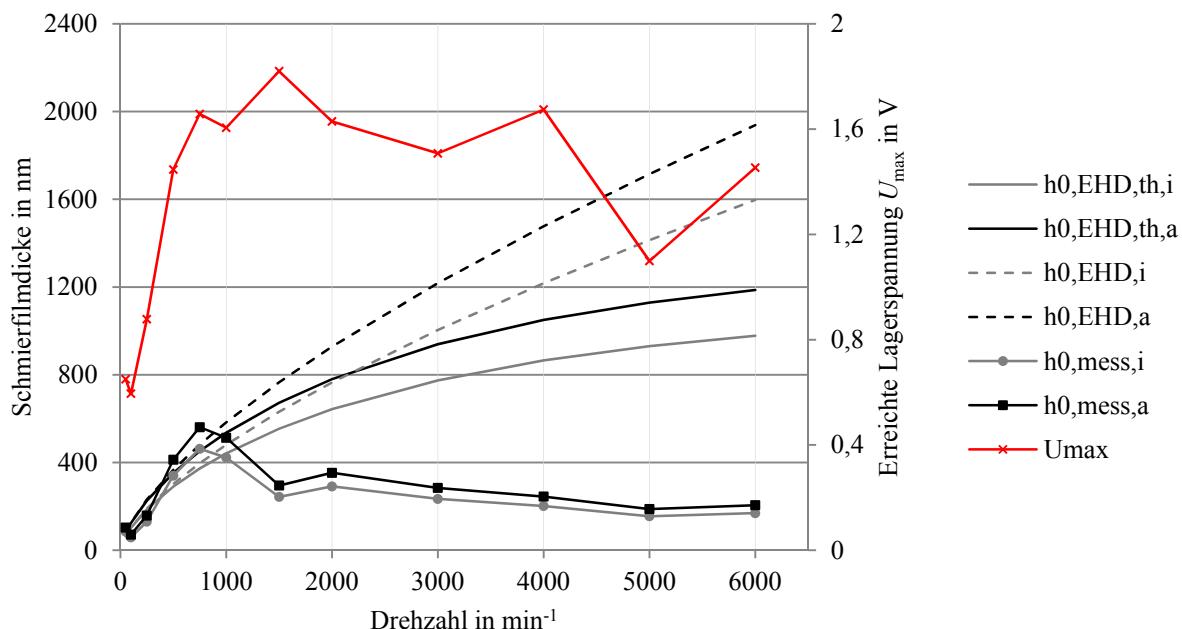


Abbildung 5-10: Schmierfilmdicke und Lagerspannung; 6008; Shell Alvania RL3; $F_{ax} = 50\text{N}$, 20°C , $k_c = 3,5$

Im Bereich bis 1000 min^{-1} zeigen die berechneten und gemessenen Schmierfilmdicken eine gute Übereinstimmung bevor die Messwerte abknicken und sich nach einem Abfall bei ca. 200 nm stabilisieren. Ähnliche Phänomene haben auch Barz und Meyer in ihren Untersuchungen beobachtet. Bei höheren Drehzahlen fallen die Messwerte unter die errechneten Werte. In den Ausführungen von Jablonka et al. wurde gezeigt, dass das Verhältnis der Gesamtkapazität eines Kontaktes zur Kapazität der Hertzschen Kontaktfläche abhängig von der Schmierfilmdicke ist (Abbildung 3-29). Danach wird im Kugel-Scheibe-Apparat erst bei einer Schmierfilmdicke von 250 nm ein Verhältnis von $C_{total}/C_{contact} \approx 3$ erreicht. Das Verhältnis $C_{total}/C_{contact}$ entspricht etwa dem Korrekturfaktor k_c , der hier nach Barz als konstant mit 3,5 angenommen wurde und der auch in den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit verwendet wird. Nach den Gleichungen 3-39 und 3-40 geht der Faktor k_c linear in die auf Basis der

gemessenen Kapazität berechnete Schmierfilmdicke $h_{0,\text{mess}}$ ein. Bei Betrachtung des Ergebnisses von *Jablonka et al.* bedeutet das, dass die kapazitiv gemessene Schmierfilmdicke $h_{0,\text{mess}}$ bei Werten unter 250 nm mit einem konstanten k_c tendenziell überschätzt wird. Allerdings beruht auch das Vorgehen von *Jablonka et al.* auf der Annahme eines vollständig gefluteten Kontaktes. Im Fall der Mangelschmierung sinkt der Anteil von Ein- und Auslaufbereich an der Gesamtkapazität. Die einsetzende Mangelschmierung führt folglich zu einer Überschätzung der Schmierfilmdicke. Andererseits zeigen die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit qualitativ eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen von *Meyer*, der wie *Jablonka* auf einem Kugel-Scheibe-Apparat den Schmierfilmaufbau eines EHD-Kontaktes bei einer Flächenpressung von ca. 500 MPa, allerdings bei Fettschmierung untersuchte. In Abbildung 3-12 sind die Ergebnisse optischer Schmierfilmdickenmessungen von *Meyer* dargestellt. Er untersuchte den Einfluss verschiedener auf die Scheibe aufgebrachter Fettmengen auf die Schmierfilmdicke und verglich die Ergebnisse mit Messungen, die allein mit dem Grundöl des verwendeten Fettes durchgeführt wurden. Dabei zeigte sich unabhängig von der zur Verfügung stehenden Fettmenge bei geringen Geschwindigkeiten ein im Vergleich zur Ölschmierung deutlich steilerer Anstieg der Schmierfilmdicke mit der Drehzahl. Schließlich knickt die Schmierfilmdicke bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit ab und stabilisiert sich auf einem annähernd konstanten Niveau unterhalb der Schmierfilmdicke bei Ölschmierung, die mit der Drehzahl entsprechend der EHD-Theorie weiter ansteigt. Dieses Abknicken findet umso später statt je mehr Fett für die Schmierung zur Verfügung steht. Die hier gezeigten Ergebnisse im fettgeschmierten Wälzlager sind vergleichbar mit der Kurve, die mit 50 mg Fett gemessen wurde.

Abbildung 5-11 zeigt neben der gemessenen Schmierfilmdicke und der Spannung U_{\max} nun auch die elektrische Feldstärke E_{mess} als Quotient aus Spannung und gemessener Schmierfilmdicke. Für diese Betrachtung wurde die Schmierfilmdicke am Innenring $h_{0,\text{mess},i}$ gewählt, da hier wegen der im Vergleich zum Außenring etwas geringeren Schmierfilmdicke die größere elektrische Feldstärke auftritt, welche beim Erreichen der lokalen elektrischen Durchschlagfestigkeit des Schmierstoffes den begrenzenden Faktor beim Ladevorgang darstellt.

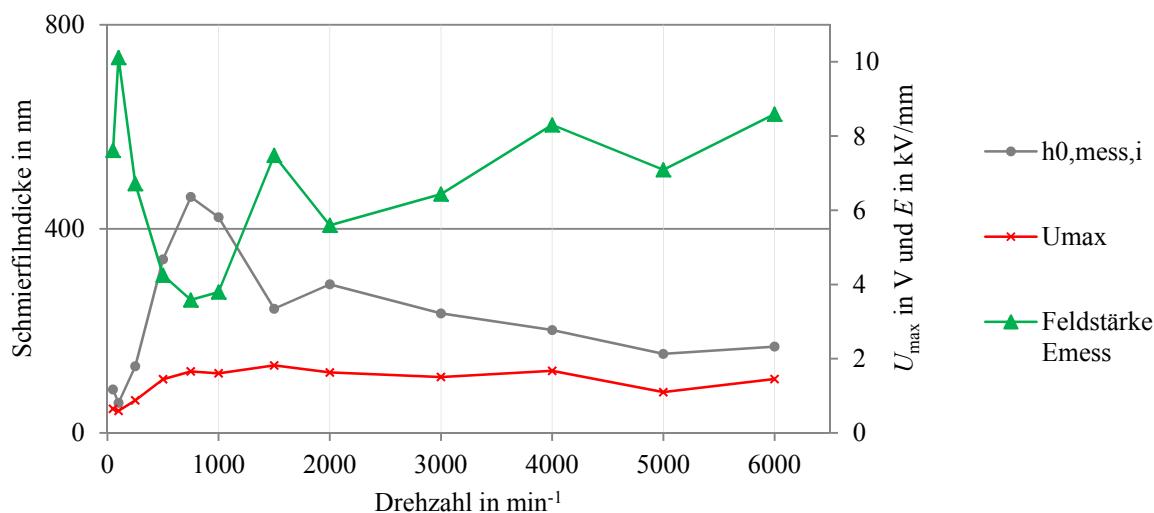


Abbildung 5-11: Elektrische Feldstärke bei der Kapazitätsmessung; 6008; Shell Alvania RL3; $F_{\text{ax}} = 50\text{N}$, 20°C ; $k_c = 3,5$

Üblicherweise wird bei Messungen der elektrischen Lagerkapazität von einer Durchschlagfestigkeit des Schmierstoffes im Bereich von 10 und 15 kV/mm ausgegangen [JGB12]. So wählten *Jablonka et al.* in ihren Kapazitätsmessungen eine Messspannung von $U_0 = 0,1\text{ V}$ um auch bei einer

Schmierfilmdicke von $h_0 = 10$ nm keine Durchschläge zu erzielen. Die Rauheit der Kontaktpartner wird von den Autoren nicht berücksichtigt. In Abbildung 5-11 bewegt sich die elektrische Feldstärke im Bereich zwischen ca. 3 und 10 kV/mm, wobei die größten Werte im Anfangsbereich mit geringen Schmierfilmdicken vorkommen. Es ist zu beachten, dass die maximale Durchschlagfestigkeit eines Schmierstoffes nur unter der Voraussetzung ideal glatter Oberflächen und eines unverschmutzten Schmierstoffes erreicht werden kann. Da diese Voraussetzungen im realen Lager nicht gegeben sind, ist im Versuch mit maximalen Feldstärken unterhalb der Durchschlagfestigkeit zu rechnen.

Nachfolgend wird auf Basis der maximalen Spannung U_{\max} und der Schmierfilmdicke h_0 die elektrische Feldstärke E als Quotient aus diesen beiden Größen ermittelt.

$$E = \frac{U_{\max}}{h_0} \quad (5-1)$$

Diese Vorgehen wird zuerst mit der thermisch korrigierten Schmierfilmdicke $h_{0,EHD,th}$ und anschließend mit der kapazitiv gemessenen Schmierfilmdicke $h_{0,mess}$ durchgeführt. Die Ergebnisse für E_{EHD} sind in Abbildung 5-12 und für E_{mess} in Abbildung 5-13 dargestellt.

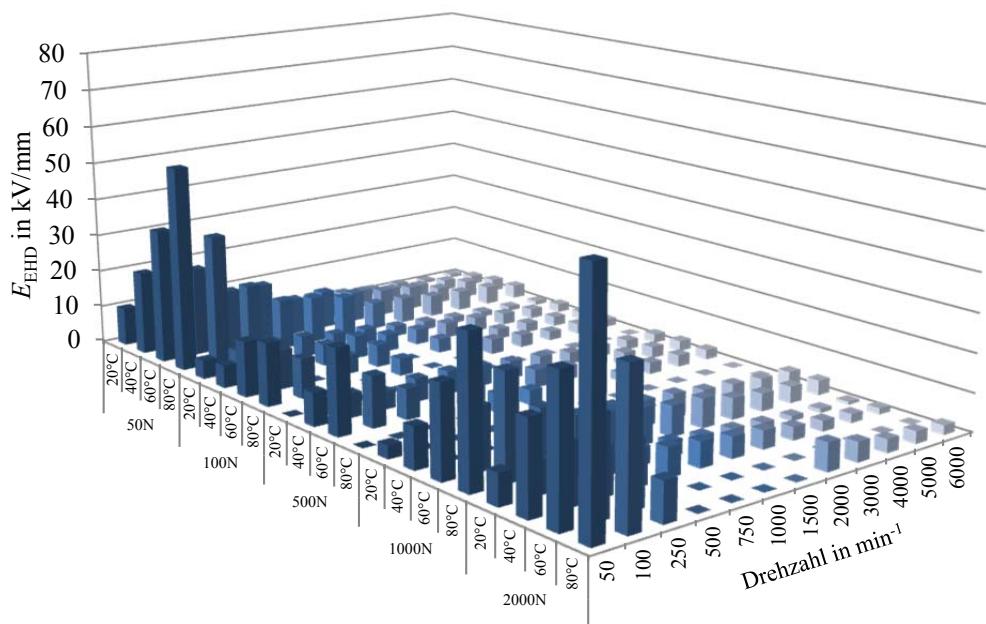


Abbildung 5-12: Shell Alvania RL3 6008 Feldstärke auf Basis der mit EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicken

Im Bereich geringer Drehzahlen werden in Abbildung 5-12 sehr große Werte für die elektrische Feldstärke E_{EHD} im Bereich von 30 kV/mm und in Einzelfällen sogar bis zu 50 kV/mm berechnet. Bei den aus der Literatur bekannten Werten für die Durchschlagfestigkeit in der Größenordnung von 10 bis 15 kV/mm erscheinen diese Werte deutlich zu hoch. Übertragen auf die Schmierfilmdicke bedeutet dies, dass im vorliegenden Anwendungsfall im Bereich niedriger Drehzahlen mit der EHD-Theorie zu geringe Schmierfilmdicken vorausgesagt werden. Diese Erkenntnis deckt sich qualitativ gut mit den Ergebnissen Meyer, der im Kugel-Scheibe Apparat ebenfalls im Bereich niedriger Drehzahlen bei Fettschmierung größere Schmierfilmdicken im Vergleich zur Ölschmierung mit dem entsprechenden Grundöl beobachtete. Mit steigender Drehzahl ist ein kontinuierlicher Rückgang der Feldstärke zu

beobachten. Im Mittel wird bei der höchsten Drehzahl von 6000 min^{-1} nur noch eine Feldstärke von $E_{\text{EHD}} = 1,9 \text{ kV/mm}$ erreicht. Hier wird deutlich, dass mit der klassischen EHD-Theorie bei hohen Drehzahlen Effekte wie Mangelschmierung nicht berücksichtigt und hier offenbar zu große Schmierfilmdicken vorausgesagt werden. Ebenso scheint hier insbesondere bei niedrigen Drehzahlen der Temperatureinfluss überschätzt zu werden. Mit steigender Temperatur sinkt $h_0, \text{EHD,th}$ und folglich steigt die Feldstärke E_{EHD} in diesem Bereich.

Abbildung 5-13 zeigt die elektrische Feldstärke im Schmierspalt auf Basis der kapazitiv gemessenen Schmierfilmdicken. Vorab ist zu erwähnen, dass diese Diagramm entsprechend Abbildung 5-8 einige Lücken aufweist. Diese sind Betriebspunkten geschuldet, in denen eine Kapazitätsmessung aus unterschiedlichen Gründen nicht funktionierte. Teilweise waren es auch Aussetzer in der Messtechnik.

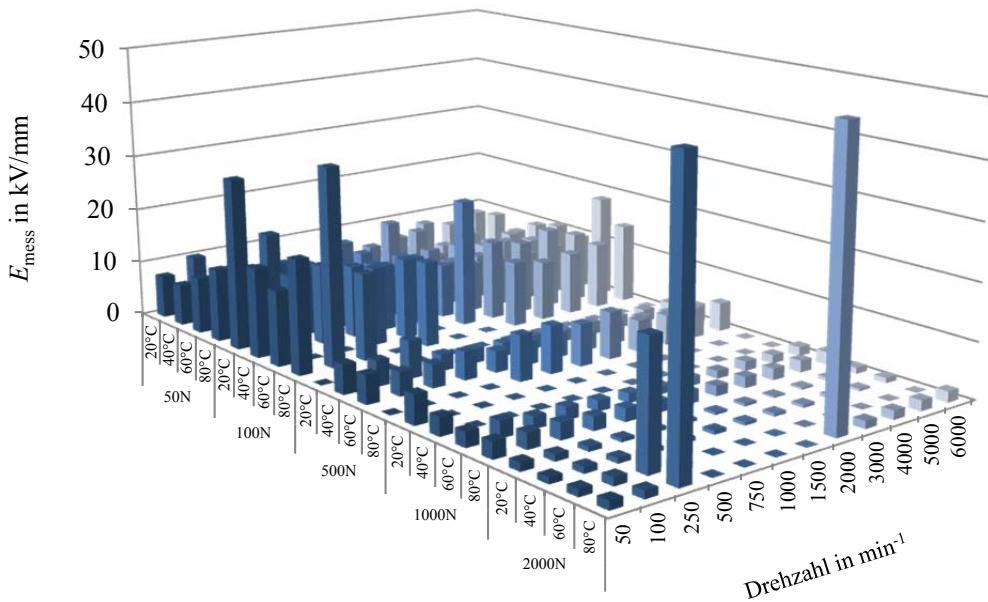


Abbildung 5-13: Alvania RL3 6008 Feldstärke auf Basis der kapazitiv gemessenen Schmierfilmdicken

Im Gegensatz zu Abbildung 5-13 zeigt sich hier ein deutlich gleichmäÙigerer Verlauf. Sowohl die Drehzahl- als auch die Temperaturabhängigkeit kann durch Verwendung der gemessenen Schmierfilmdicke deutlich reduziert werden. Abgesehen von wenigen Ausreißern wird eine Feldstärke von 15 kV/mm nicht überschritten. Die Ausreißer sollen nicht weiter betrachtet werden. Im Mittel wird eine Feldstärke von $7,1 \text{ kV/mm}$ erreicht. Allerdings stellt sich bei gemeinsamer Betrachtung von Abbildung 5-9 und Abbildung 5-13 die Frage, warum in vielen Punkten die angelegte Spannung von 2 V nicht erreicht wird obwohl die Feldstärke noch deutlich unter dem Wert von 7 kV/mm liegt. Dieses Phänomen tritt verstärkt bei Lasten oberhalb von 100 N auf. Eine Laststeigerung führt zu einer VergröÙerung von Kontaktfläche und Flächenpressung. Offenbar wird bei den hier vorliegenden Randbedingungen bei der Steigerung der Axiallast von 100 N auf 500 N eine kritische Flächenpressung erreicht, die zu direkten Berührungen der Oberflächen führt. Unter der Annahme, dass die Oberflächen bei 50 N und 100 N vollständig durch einen Schmierfilm getrennt sind, kann die dort ermittelte Feldstärke als charakteristische Schmierstoffeigenschaft angesehen werden. Wird der Schmierfilm durch Rauheitskuppen durchtrennt, so dominieren diese Berührpunkte das elektrische Lagerverhalten. Im hier untersuchten Fall sinkt der Kontaktwiderstand durch diese Berührungen.

Übertragen auf das Lagerstromproblem in Elektromotoren bedeutet dies, dass unter vergleichbaren Bedingungen schon bei mäßiger Lagerbelastung durch den Ladungsaustausch keine großen Spannungen über dem Lager aufgebaut werden können wodurch die Gefahr des Auftretens von EDM-Strömen gering ist.

Zur weiteren Klärung der Ursachen für das Verhalten der elektrischen Feldstärke über dem Schmierfilm scheint die Betrachtung des Schmierfilmparameters λ_0 sinnvoll da diese Größe einen direkten Bezug zwischen zentraler Schmierfilmdicke und Summenrauheit der Kontaktpartner herstellt. Abbildung 5-14 zeigt die erreichte Lagerspannung U_{\max} über dem Schmierfilmparameter λ_0 . Analog zu Abbildung 5-10 ist hier zum einen der auf Basis der thermisch korrigierten EHD-Theorie berechnete Schmierfilmparameter $\lambda_{0,EHD,th}$ und zum anderen auf Basis der kapazitiv gemessenen Schmierfilmdicke berechnete Schmierfilmparameter $\lambda_{0,mess}$ dargestellt. Die Summenrauheit wurde an einem gelaufenen Versuchslager mittels Tastschnittverfahren ermittelt. Es ist eine gewisse Proportionalität zwischen $\lambda_{0,mess}$ und der Lagerspannung U_{\max} erkennbar. Nach der Definition von Kaneta liegen die $\lambda_{0,mess}$ -Werte im Misch- bzw. Grenzreibungsgebiet. Die Proportionalität zwischen Lagerspannung und Schmierfilmdicke bzw. Schmierfilmparameter zeigte sich schon in Abbildung 5-13 in Form einer über weite Bereiche annähernd konstanten elektrischen Feldstärke E_{mess} bei geringen Lasten. Da es sich bei der Durchschlagfestigkeit um eine charakteristische Schmierstoffeigenschaft handelt, deutet das beobachtete Verhalten darauf hin, dass stets ein Schmierfilm zwischen den Kontaktpartnern vorhanden ist. Das wiederum bedeutet, dass es hier zu keinen direkten Berührungen der Oberflächen kommt und stets mindestens ein μ -EHD Schmierfilm vorliegt. Offenbar liegt bei geringen Flächenpressungen wie im Fall der Axiallasten von 50 N und 100 N schon eine Trennung der Oberflächen vor wenn der Schmierungszustand nach Definition von Kaneta noch im Grenzreibungsgebiet liegt.

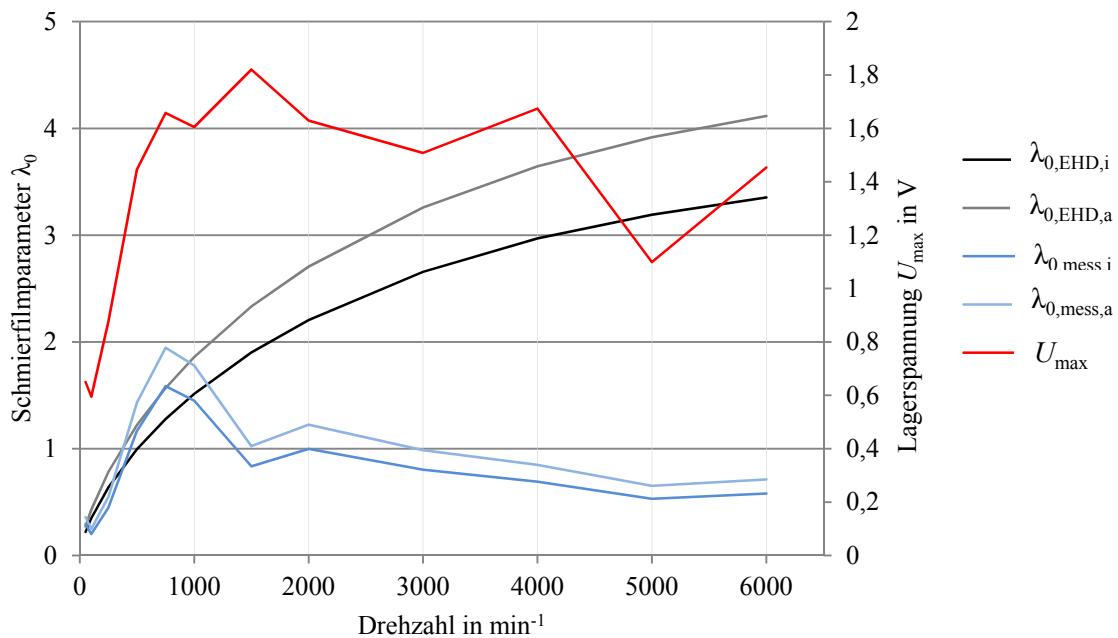


Abbildung 5-14: Schmierfilmparameter λ und Lagerspannung; 6008; Shell Alvania RL3; $F_{\text{ax}} = 50\text{N}$, 20°C , $k_c = 3,5$

Nachdem in Abbildung 5-14 die Lagerspannung und der Schmierfilmparameter für nur eine Betriebsparameterkombination aus Last und Temperatur dargestellt ist, zeigt die nachfolgende

Abbildung die Lagerspannung über der Schmierfilmdicke h_0 bei vier verschiedenen Temperaturen, jedoch alle bei der geringen Axiallast von 50 N.

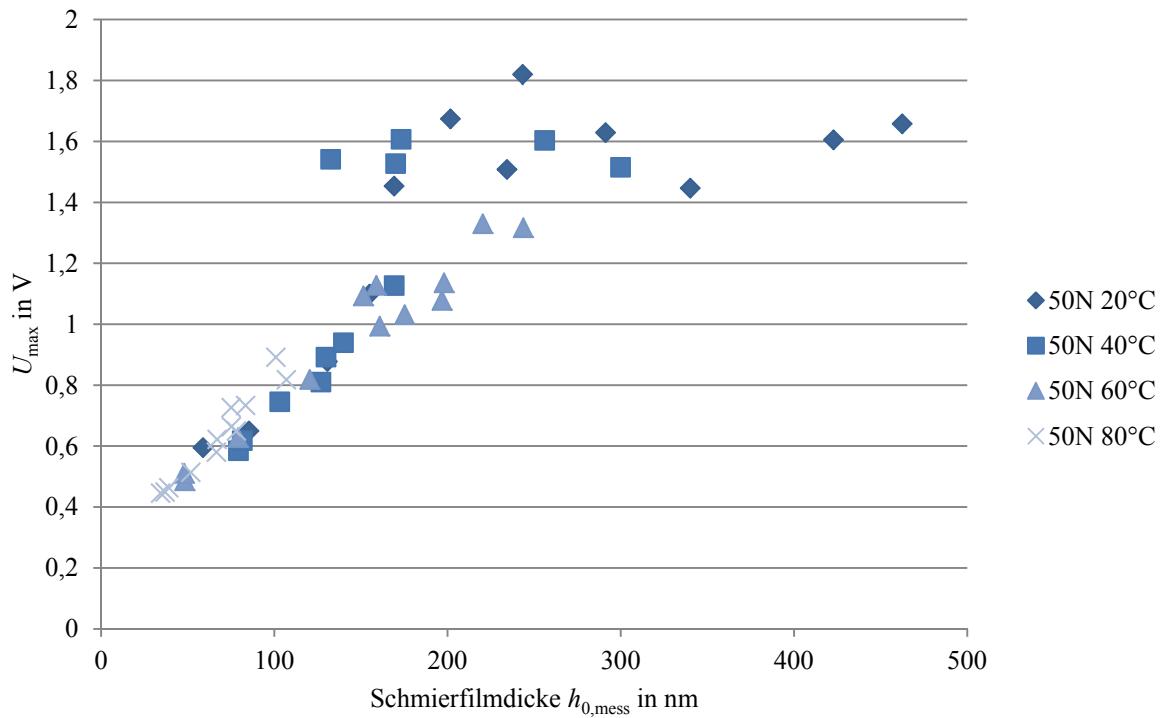


Abbildung 5-15: Alvania RL3 6008; Lagerspannung über Schmierfilmdicke bei $F_{ax} = 50\text{N}$

Da die Spannung U_{\max} über der gemessenen Schmierfilmdicke $h_{0,\text{mess}}$ aufgetragen ist, zeigt sich erwartungsgemäß kein Temperatureinfluss.

Interessant ist weiterhin die Frage nach dem Lasteinfluss. Eine Antwort gibt hier Abbildung 5-16 mit der zusammenfassenden Darstellung der Kurven bei allen gemessenen Lasten und Temperaturen. Um die Definition des Schmierungszustandes nach Kaneta diskutieren zu können, ist die Spannung U_{\max} über $\lambda_{0,\text{mess}}$ aufgetragen. Der Lasteinfluss ist hier durch die Farbgebung der Kurven gekennzeichnet. Zu jeder Laststufe gehören jeweils die vier Kurven bei 20°C, 40°C, 60°C und 80°C.

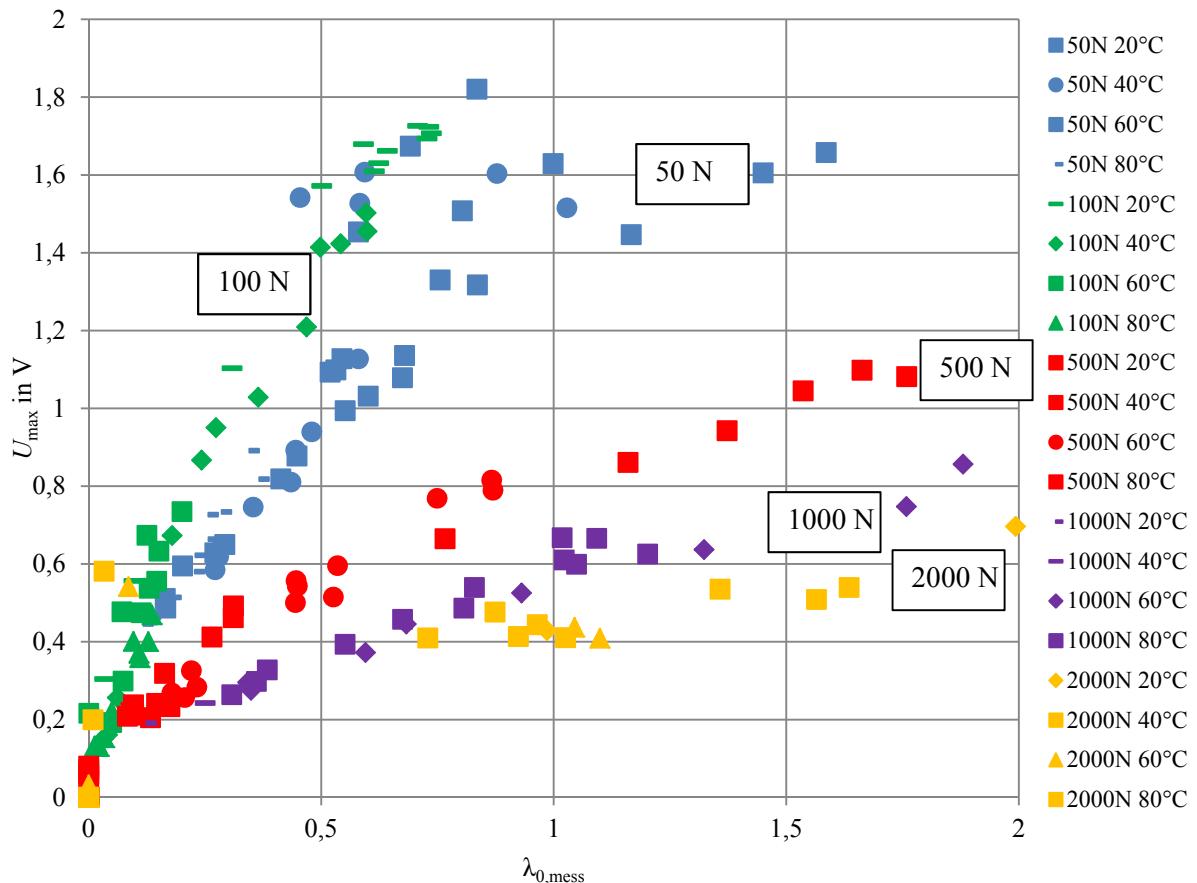


Abbildung 5-16: Lagerspannung über λ_0 : Vergleich bei verschiedenen Lasten

Diese Form der Darstellung liefert ein klares Bild zur Lastabhängigkeit der Lagerspannung. Allgemein zeigen die Kurven mit steigender Last einen flacheren Verlauf. Auch die erreichten Spannungsendwerte sinken unter steigender Last. Eine Ausnahme bilden hier die Kurven bei 50N (blau) und 100 N (grün). Der allgemeine Trend wird jedoch klar. Mit steigender Belastung und der daraus resultierenden Vergrößerung von Flächenpressung und Kontaktfläche steigt die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von partiellen Entladungen entweder durch den Schmierfilm hindurch oder durch direkte Kontakte zwischen den Oberflächen. Daraus wiederum sinkt die Spannung, die sich über dem Lager aufbauen kann und die Gefahr schädlicher EDM-Ströme sinkt. Das bedeutet jedoch, dass der Schmierfilmparameeter $\lambda_{0,\text{mess}}$ alleine für die Abschätzung des elektrischen Lagerverhaltens nicht ausreichend ist. Der Einfluss der Belastung und damit der Flächenpressung ist hier wesentlich.

5.1.2 Rillenkugellager 6008 kombiniert belastet

Im Abschnitt 3.4 wurde die Lagerstromproblematik in Elektromotoren eingegangen. Bei horizontal verlaufendem Läufer wirkt dessen Gewichtskraft in radialer Richtung der Motorlager. Hinzu kommt der magnetische Zug sowie ggf. Querkräfte aus dem Abtrieb. Daraus wird deutlich, dass die Untersuchung des elektrischen Lagerverhaltens und der Schmierfilmdicke auch bei radialer Lagerbelastung notwendig ist. Im axial belasteten Fall konnte von einer gleichmäßigen Belastung aller Wälzkörper ausgegangen werden. Zusätzlich konnte der auf Erfahrungen von Barz, Baly, Meyer und Gatzen beruhende Korrekturfaktor k_c zur Beschreibung des Verhältnisses der Kontaktkapazität C_k und

der Kapazität der Hertzschen Kontaktfläche C_{Hertz} bei axialer Lagerbelastung verwendet werden. Bei radialer Lagerbelastung dagegen sind die Wälzkörper unterschiedlich stark belastet. Hier treten höhere Belastungen im Bereich der Lastzone und geringere Belastungen im Bereich gegenüber der Lastzone auf. Liegt gleichzeitig radiale und axiale Lagerbelastung vor, so spricht man von kombinierter Belastung. Entsprechend der ungleichmäßigen Lastverteilung variieren Flächenpressung, Kontaktfläche und Schmierfilmdicke über dem Umfang des Lagers.

Aus den beschriebenen Gründen wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Lagerversuche bei kombinierter Belastung durchgeführt. Für die Gewährleistung einer Mindestbelastung wurde stets eine Axiallast von 50 N gehalten. Schließlich wurden Messungen bei Radiallasten im Bereich von $F_{\text{rad}} = 0 \text{ N}$ und $F_{\text{rad}} = 500 \text{ N}$ durchgeführt. Bevor die Ergebnisse der Messungen gezeigt werden, soll vorab der Einfluss der ungleichmäßigen Wälzkörperbelastung auf die Kontaktfläche nach *Hertz* und die Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie gezeigt werden. Abbildung 5-17 zeigt von vorne nach hinten den Einfluss der steigenden Radialbelastung auf die Flächenpressung an den einzelnen Wälzkörpern am Innenring. Die 180° -Position (Mitte auf der X-Achse) befindet sich genau gegenüber der Lastzone und wird mit steigender Radialkraft zunehmend entlastet. Entsprechend steigt die Flächenpressung an den Wälzkörpern in der Lastzone an. Im Bereich geringer Radialkräfte (0 N , 25 N und 50 N) überwiegt der Einfluss der Axialkraft auf die Flächenpressung und die Änderung über dem Lagerumfang ist entsprechend gering.

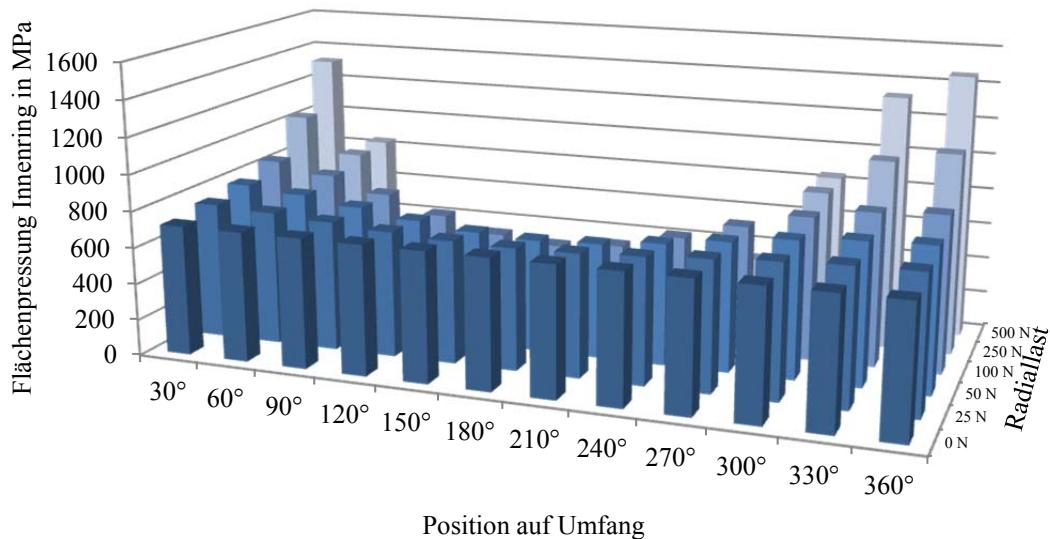


Abbildung 5-17: Lager 6008 Kombinierte Belastung bei $F_{\text{ax}} = 50 \text{ N}$ – Flächenpressung aufgelöst

Abbildung 5-18 zeigt den Einfluss der ungleichmäßigen Wälzkörperbelastung auf die Kontaktflächen der einzelnen Wälzkörper am Innenring. Das Bild ähnelt erwartungsgemäß der Verteilung der Flächenpressung.

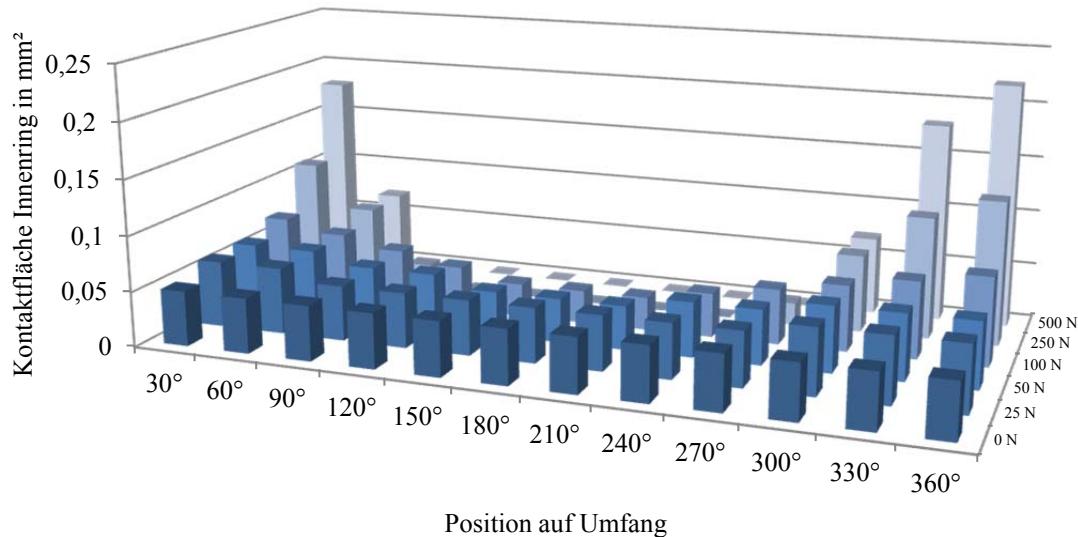


Abbildung 5-18: Lager 6008 Kombinierte Belastung bei $F_{ax} = 50\text{N}$ – Kontaktfläche aufgelöst

Interessant ist an dieser Stelle die Betrachtung der Summenkontaktfläche aller Wälzkörper im Lager in Abbildung 5-19. Bei den hier betrachteten Kombinationen aus Axial- und Radiallasten findet bei Erhöhung der Radiallast eine annähernde Kompensation der abnehmenden Kontaktflächen im entlasteten Bereich und der zunehmenden Kontaktflächen in der Lastzone statt.

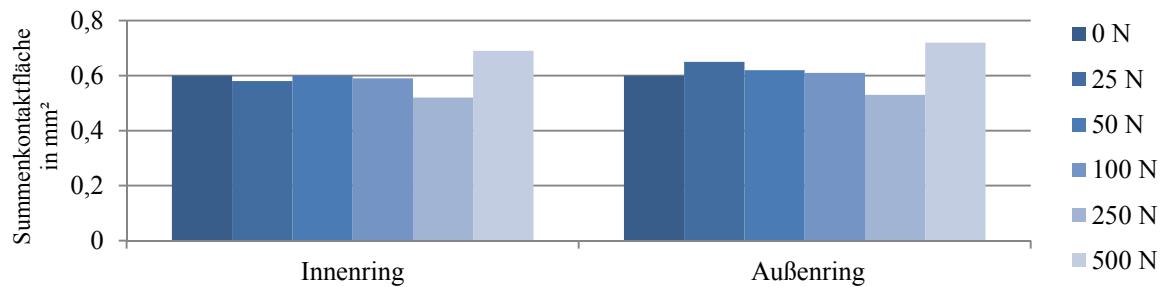


Abbildung 5-19: Lager 6008 Kombinierte Belastung bei $F_{ax} = 50\text{N}$ – Summenkontaktefläche

Nun stellt sich die Frage, ob im kombiniert belasteten Fall eine Auswertung der Schmierfilmdicke aus der gemessenen Lagerkapazität in derselben Art und Weise wie im rein axial belasteten Fall zulässig ist. Dafür soll die nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmdicke in Abbildung 5-20 betrachtet werden. Hier wurde die EHD-Schmierfilmdicke bei reiner Axialbelastung als Bezugsgröße gleich eins gesetzt und die Schmierfilmdicken $h_{0,EHD,th}$ bei zusätzlicher Radialbelastung dazu ins Verhältnis gesetzt. Es wird deutlich, dass die Laständerung über dem Umfang in der Schmierfilmdicke nur Änderungen unterhalb von 10% des Referenzwertes bei reiner Axialbelastung verursacht. Abbildung 5-21 zeigt die absoluten Schmierfilmdicken nach EHD-Theorie beispielhaft für eine Parameterkombination aus Last und Temperatur.

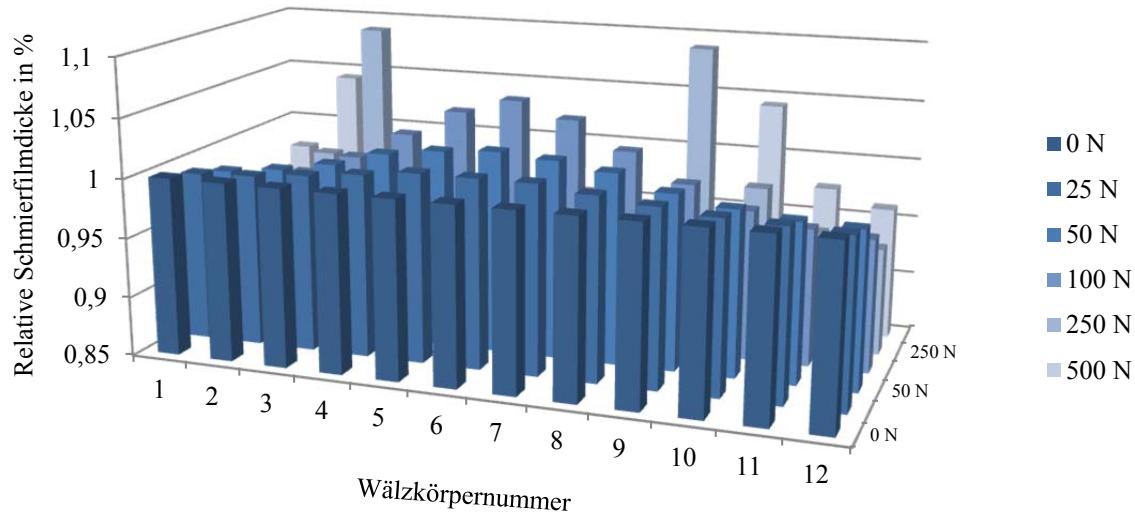


Abbildung 5-20: Einfluss der Wälzkörperbelastung auf die relative Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie

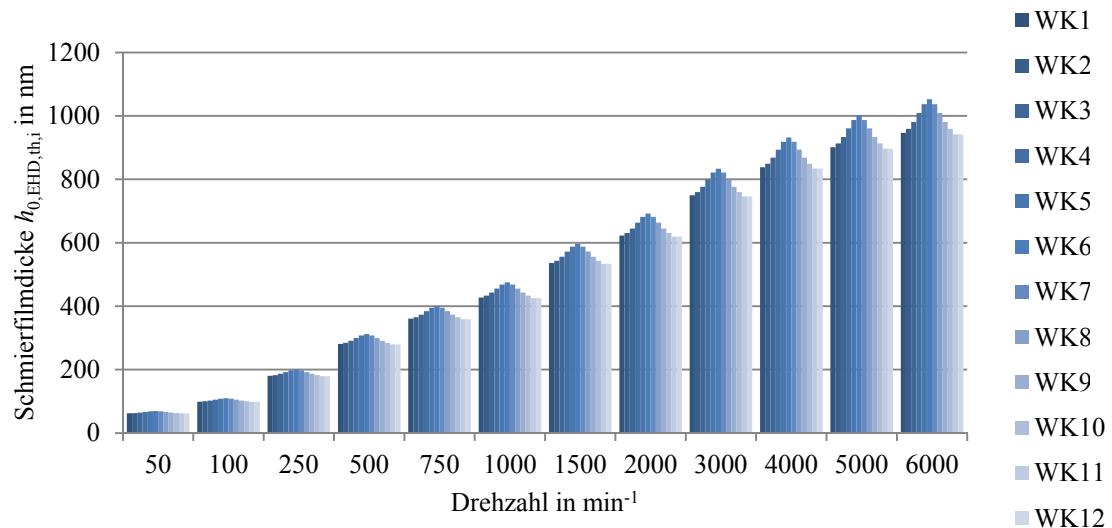


Abbildung 5-21: 6008 Schmierfilmdicke $h_{0,EHD,th,i}$ nach EHD-Theorie für $F_{ax} = 50 \text{ N}$ und $F_{rad} = 100 \text{ N}$ bei 20°C

Aus den Erkenntnissen der relativ geringen Änderung der Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Position auf dem Umfang wird die Möglichkeit abgeleitet, auch im kombiniert belasteten Fall das gleiche Verfahren zur Bestimmung der gemessenen Schmierfilmdicke wie bei reiner Axiallast anzuwenden. Dabei wird die Schmierfilmdicke nicht über der Wälzkörperposition aufgelöst, sondern nur eine mittlere Schmierfilmdicke ermittelt.

Abbildung 5-22 zeigt exemplarisch die Gegenüberstellung der berechneten und der kapazitiv gemessenen mittleren Schmierfilmdicken bei unterschiedlichen Radiallasten. Hier zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei reiner Axiallast in Abbildung 5-10. Im Anfangsbereich zeigen die kapazitiv

gemessenen Schmierfilmdicken einen im Vergleich zur EHD-Theorie steileren Anstieg bevor diese zwischen 500 und 750 min^{-1} abknicken und schließlich mit weiter ansteigender Drehzahl einen stetigen Rückgang zeigen. Die Filmdicke nach EHD-Theorie dagegen zeigt den bekannten mit steigender Drehzahl stetigen Anstieg.

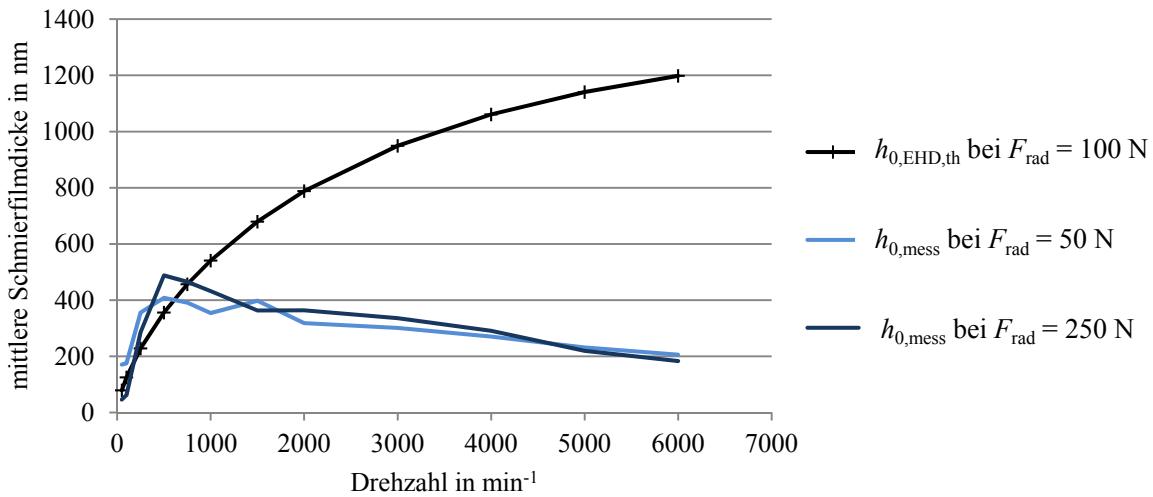


Abbildung 5-22: Berechnung und Messung der Schmierfilmdicke im radial belasteten Rillenkugellager 6008

Am Ende soll analog zu den Axialversuchen die elektrische Feldstärke im Kontakt betrachtet werden. Die Grundlage hierfür bilden wieder die kapazitiv gemessene Schmierfilmdicke und die dabei aufgetretene maximale Lagerspannung. Abbildung 5-23 zeigt das Ergebnis.

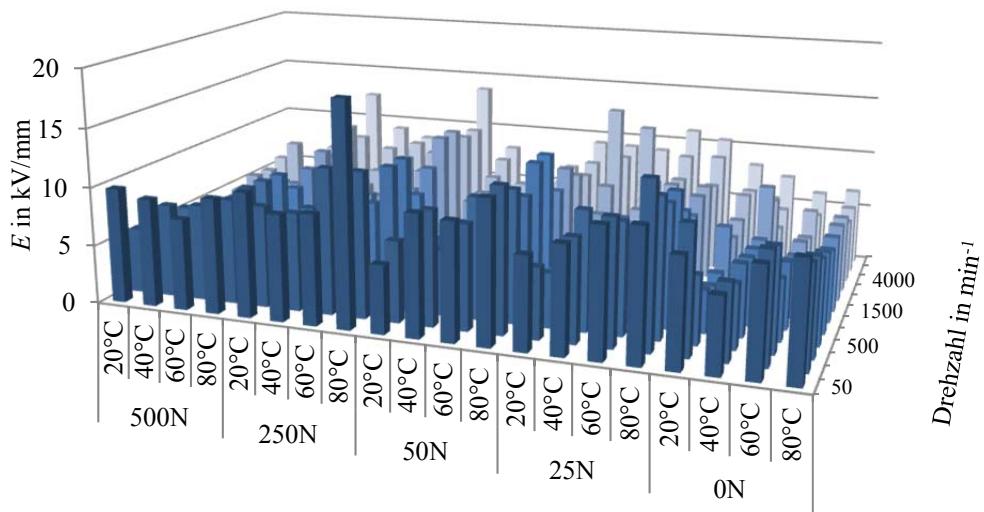


Abbildung 5-23: Feldstärke bei kombinierter Belastung mit $F_{\text{ax}} = 50 \text{ N}$

Bei Betrachtung von Abbildung 5-23 kann zunächst festgestellt werden, dass die elektrische Feldstärke größtenteils im Bereich zwischen 5 und 10 kV/mm liegt, was sich gut mit den Werten bei reiner Axialbelastung deckt (siehe Abbildung 5-13). Der relativ gleichmäßige Verlauf der Feldstärke, der keine systematischen Temperatur- und Drehzahleinflüsse erkennen lässt, deutet darauf hin, dass in

den Versuchen bei kombinierter Belastung über den gesamten Parameterbereich ein trennender Schmierfilm vorlag. Selbst bei den hohen Lasten wird im Gegensatz zu den Versuchen mit reiner Axialbelastung keine Minderung der Feldstärke im Kontakt beobachtet. Die Erklärung hierfür liegt im relativ geringen Druckwinkel im Rillenkugellager, der schon bei geringen Axiallasten zu hohen Flächenpressungen führt. Die maximale Flächenpressung bei kombinierter Belastung mit einem Radiallastanteil von $F_{\text{rad}} = 500 \text{ N}$ gleicht mit $P_{\text{max}} = 1460 \text{ MPa}$ etwa der Flächenpressung unter einer reinen Axialbelastung von $F_{\text{ax}} = 500 \text{ N}$ mit $P_{\text{max}} = 1392 \text{ MPa}$. Bei 500 N Axiallast wurde aufgrund geringer Spannungen über dem Lager auf einen erhöhten Festkörpertraganteil geschlossen. Dass dieser Effekt bei kombinierter Belastung bei ähnlicher Flächenpressung noch nicht beobachtet wird, liegt möglicherweise an den unterschiedlichen kinematischen Verhältnissen bei den beiden Belastungsrichtungen. Bei reiner Axialbelastung liegt wesentlich mehr Bohrschlupf im Kontakt vor, was durch Erwärmung infolge der Reibleistung zu verminderten Schmierfilmdicken führt.

Offenbar ist abhängig von der Lastrichtung eine Mindest-Flächenpressung notwendig um einen gewissen Festkörpertraganteil sicherzustellen, der eine Begrenzung der elektrischen Spannung über dem Lager bewirkt. Aus dieser Beobachtung lässt sich ableiten, dass sich im Fall von Rillenkugellagern durch eine ausreichend hohe axiale Vorspannung der Motorenlager die Gefahr von EDM-Strömen reduzieren lässt.

5.1.3 Anwendung der Ergebnisse im Lagerstrommodell

Der Hintergrund der experimentellen Bestimmung der Betriebsgrößen Kapazität, Schmierfilmdicke und elektrische Feldstärke in dieser Arbeit ist die Anwendung im Lagerstrommodell von *Kriese*. Im Gegensatz zur Berechnung dieser Größen nach EHD-Theorie werden hier Effekte berücksichtigt, die zu von der Theorie abweichenden Schmierfilmdicken führen. Diese Effekte haben im Allgemeinen einen wesentlich größeren Einfluss auf die Schmierfilmdicke als die über dem Lagerumfang ungleiche Belastung der Wälzkörper im kombiniert belasteten Fall.

Abbildung 5-24 zeigt ein in den Prüfstandsversuchen ermitteltes Kapazitätskennfeld wie es im Lagerstrommodell hinterlegt ist. Da sich i. d. R. die Prüfstandslager und die Motorlagern aus der zu berechnenden Anwendung in der Lagergröße unterscheiden, ist hier eine entsprechende Umrechnung notwendig.

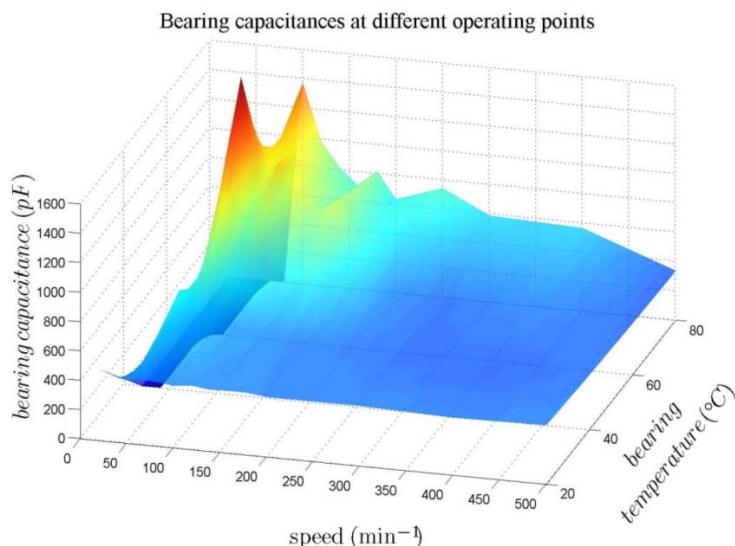


Abbildung 5-24: Umgerechnetes Kapazitätskennfeld [KWT10]

Wegen des großen Einflusses der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit auf die Schmierfilmdicke wurde diese Größe als Ähnlichkeitskriterium gewählt. Diese ist abhängig von der Drehzahl und der Lagergeometrie (Formel 3-21 und 3-22). Bei gleicher hydrodynamischer Geschwindigkeit und ähnlicher Flächenpressung kann bei vergleichbaren Schmierstoffeigenschaften in Lagern unterschiedlicher Baugröße eine ähnliche Schmierfilmdicke angenommen werden.

Für den im Lagerstrommodell zu berechnenden Betriebspunkt werden die gemessenen Kapazitäts- und Schmierfilmdickenkennfelder bei ähnlicher Flächenpressung verwendet. Die Werte zwischen den Messpunkten werden interpoliert.

Im Lagerstrommodell werden die elektrischen Lagergrößen Kapazität und Widerstand als konzentrierte Elemente definiert. Aus der im Modell berechneten Lagerspannung und der im Kennfeld hinterlegten Schmierfilmdicke im jeweiligen Betriebspunkt wird die elektrische Feldstärke im Schmierspalt berechnet. Daraus wird schließlich die Gefahr eines EDM-Stromgeschehens abgeleitet.

5.2 Messungen bei Ölschmierung unter Axialbelastung

Nachdem im Abschnitt 5.1 die Ergebnisse zur elektrischen Charakterisierung des Schmierungszustandes bei Fettschmierung gezeigt wurden, soll nun versucht werden, das System auch bei Ölschmierung anzuwenden. Die Basis dieser Versuche bilden Messungen zum Reibungsverhalten im Kombiprüfstand unter rein axialer Lagerbelastung ebenfalls mit dem Rillenkugellager 6008, die im Rahmen des FVA-Vorhaben Nr. 619 *Fuel Economy Öle in Wälzlagern* [WIT14] durchgeführt wurden. Das Hauptziel dieser Versuche war die Ermittlung des Potenzials zur Verlustreduzierung im Lager einerseits durch die Absenkung der Viskosität (Stichwort Planschverluste) und andererseits durch eine Reduzierung der zugeführten Ölmenge. In den beschriebenen Versuchen wurde auch das elektrische Lagerverhalten untersucht und soll nachfolgend kurz beschrieben und diskutiert werden.

Wie bereits beschrieben, besteht bei dem eingesetzten Messsystem grundsätzlich die Schwierigkeit der quantitativen Schmierfilmdickenmessung bei Mischreibungsbedingungen. Zur Bestimmung des Schmierungszustandes in den Versuchen bei Ölschmierung wurde daher zunächst die Schmierfilmdicke nach thermisch korrigierter EHD-Theorie berechnet. Effekte wie Starvation spielen im betrachteten Drehzahlbereich bei Oleinspritzschmierung eine untergeordnete Rolle. Die hierfür erforderlichen Druck-Viskositäts-Koeffizienten wurden – anders als bei der Fettschmierung, wo ein Wert von $\alpha_p = 0,02$ abgeschätzt wurde – zuvor aus Schmierfilmdickenmessungen am Kugel-Scheibe Apparat ermittelt. Schließlich wurde der Schmierungszustand auf Basis dieser berechneten Schmierfilmdicken und den Rauheiten der Versuchslager bestimmt. Da die Schmierungsbedingungen wegen der geringen Viskositäten in allen Betriebspunkten im Misch- bzw. Grenzreibungsbereich lagen, war eine Bestimmung der Lagerkapazität im Allgemeinen nicht möglich. Aus den Messungen konnte jedoch die Information der maximalen Lagerspannung gewonnen werden.

Die Lagerspannung soll schließlich über den Betriebsbedingungen aufgetragen und der gemessenen Lagerreibung gegenübergestellt werden. Dann kann geprüft werden ob ein eindeutiger Zusammenhang zwischen maximaler Lagerspannung und der Lagerreibung besteht. Da die Lagerreibung auch vom Schmierungszustand abhängig ist, lässt sich auf diese Art und Weise möglicherweise klären, ob sich der Lagerwiderstand zur Charakterisierung des Schmierungszustandes in den durchgeföhrten Versuchen eignet. Weiterführende Betrachtungen zur Lagerreibung und kinematischen Verhältnissen im Wälzkontakt sind in der Arbeit von Wang [WAN15] zu finden. Die hier gezeigten Messergebnisse dienten auch der Verifizierung des Reibungsberechnungsmodells von Wang.

5.2.1 Bestimmung α_p am Kugel Scheibe Apparat

Im Rahmen des FVA-Vorhabens 619 *Fuel Economy Öle in Wälzlagern* wurden am Kugel-Scheibe-Apparat der Volkswagen AG Schmierfilmdickenmessungen an den untersuchten Ölen durchgeführt. Der Aufbau des Gerätes entspricht jenem in Abbildung 3-13. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die gemessenen Schmierfilmdicken zur Ermittlung der Druck-Viskositäts-Koeffizienten der Fuel Economy Öle herangezogen. Zu diesem Zweck wurden die nach der thermisch korrigierten EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicken den Messungen am Kugel-Scheibe-Apparat gegenübergestellt. Der Druck-Viskositäts-Koeffizient wurde als Variationsparameter verwendet um Messung und EHD-Rechnung anzulegen. Als Kriterium dafür wurde die Methode der kleinsten Fehlerquadrate gewählt. Die Ergebnisse der Schmierfilmdickenmessungen am Kugel-Scheibe-Apparat enthalten für jedes Betriebspunkt neben der Schmierfilmdicke zusätzlich die im Reservoir gemessene Öltemperatur. In den vorliegenden Messschrieben sind Abweichungen der Nenntemperatur durch die Temperaturregelung von ca. $\pm 3^\circ\text{C}$ zu beobachten. Die Berechnung der Schmierfilmdicke nach EHD-Theorie wurde daher für jeden einzelnen Betriebspunkt mit der tatsächlich gemessenen Öltemperatur durchgeführt.

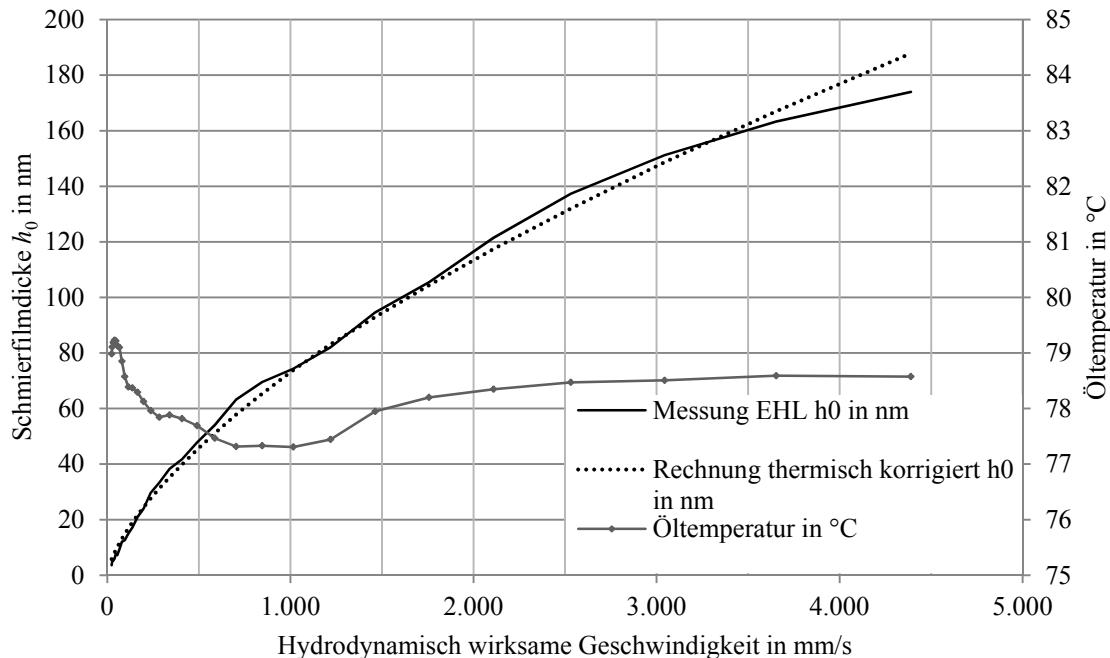


Abbildung 5-25: Berechnete und gemessene Schmierfilmdicke MT Serie, 80°C , $\alpha_{p,EHL} = 0,021 \text{ mm}^2/\text{N}$, $P_{\max} = 500 \text{ MPa}$

Abbildung 5-25 zeigt beispielhaft die durch Variation von α_p erzielte Übereinstimmung von berechneten und gemessenen Schmierfilmdicken. Der Druck-Viskositäts-Koeffizient wurde hier zu $\alpha_{p,EHL} = 0,021 \text{ mm}^2/\text{N}$ bestimmt. Analog wurden die Koeffizienten der übrigen Fuel-Economy-Öle bestimmt und sind in Abbildung 5-26 zusammenfassend dargestellt. Jeder dargestellte Wert ist der Mittelwert aus drei Messungen. In blau ist jeweils die Standardabweichung dieser drei Werte angegeben.

Eine hochgenaue Alternative zu dem hier verwendeten Verfahren zur Ermittlung des Druck-Viskositäts-Koeffizienten bietet die Messung im Hochdruckautoklaven. Hier können die

rheologischen Eigenschaften von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Scherrate bestimmt werden.

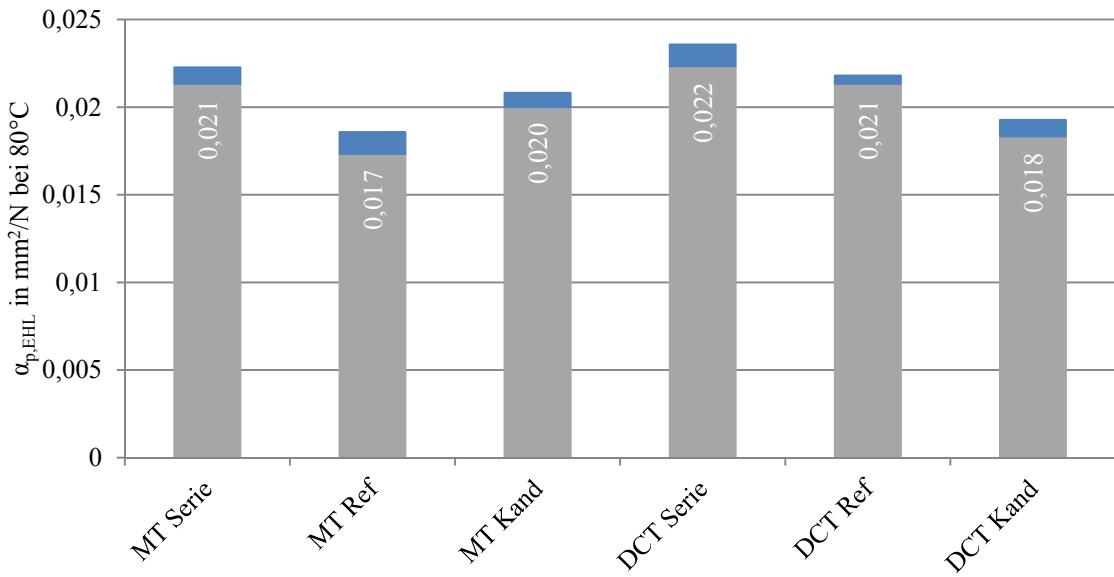
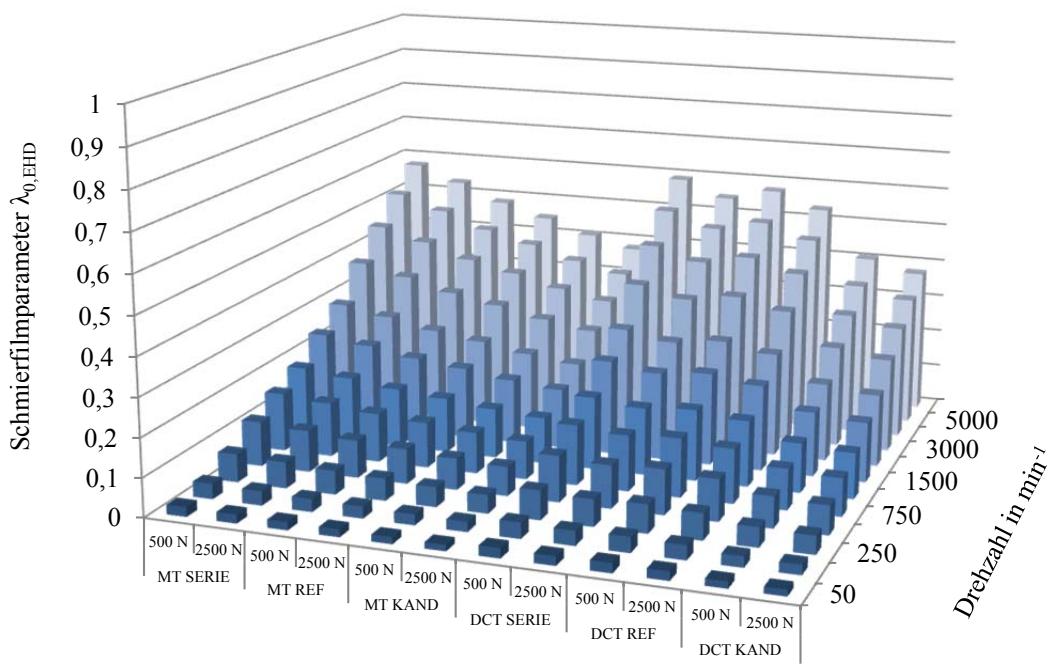


Abbildung 5-26: $\alpha_{p,EHL}$ 80°C , Fuel Economy Öle

5.2.2 Lagerspannung und elektrische Feldstärke

Auf Basis der $\alpha_{p,EHL}$ -Werte können nun die Schmierfilmdicken in den Lagerversuchen nach thermisch korrigierter EHD-Theorie berechnet und unter Berücksichtigung der Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktpartner die Schmierfilmparameter angegeben werden. Abbildung 5-27 die berechneten Schmierfilmparameter in den Lagerversuchen mit den Fuel Economy Ölen.



5-27: Schmierfilmparameter $\lambda_{0,EHD}$ für die Messungen bei Ölschmierung

Für jedes Öl wurden Versuche bei zwei Axiallasten gefahren. Dies waren $F_{\text{ax}} = 500 \text{ N}$ und $F_{\text{ax}} = 2500 \text{ N}$. Erwartungsgemäß ist der rechnerische Lasteinfluss auf den Schmierfilmparameter gering. Dominant sind Viskositäts- und Temperatureinfluss. Selbst bei der höchsten vorkommenden Viskosität (DCT Serie) und der höchsten Drehzahl von 6000 min^{-1} ist der Schmierfilmparameter λ_0 kleiner als 0,6. Nach der Definition von Kaneta herrscht Grenzreibung. In Abbildung 5-28 wird die erreichte Lagerspannung betrachtet.

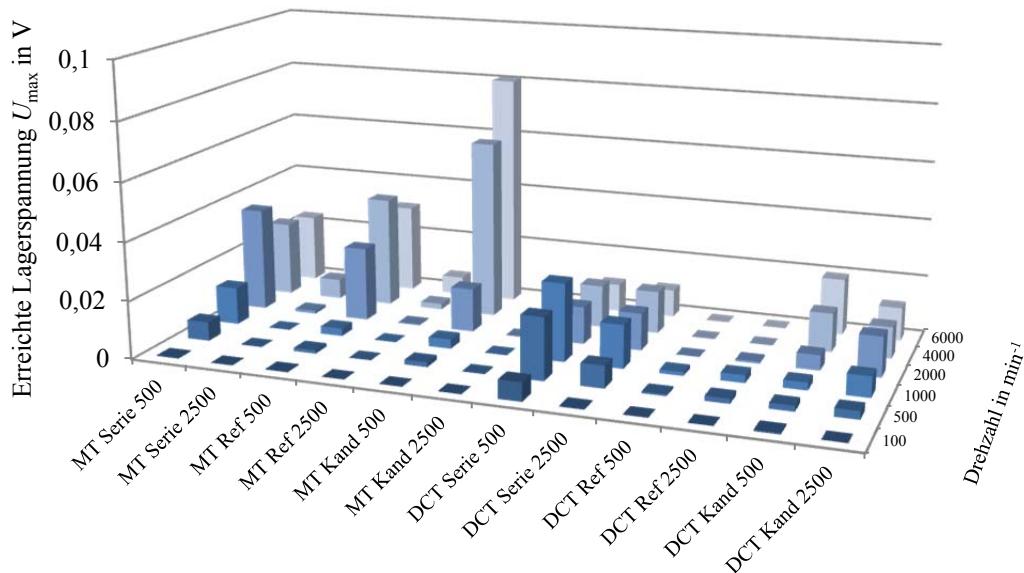


Abbildung 5-28: Spannungen bei Schmierung mit Fuel Economy Ölen (Die Zahl hinter der Ölsorte (500 oder 2500) gibt die Axiallast in N an.)

Die beiden Ölgruppen DCT und MT zeigen bei den erreichten Lagerspannungen ein unterschiedliches Verhalten. Bei allen drei Varianten des Handschaltgetriebeöls (MT) ist ein deutlicher Lasteinfluss auf die erreichte Lagerspannung zu erkennen. Hier bauen sich jeweils in der niedrigeren Laststufe höhere Spannungen als in der hohen Laststufe auf. Zusätzlich ist hier ein Drehzahleinfluss zu erkennen. In der niedrigen Laststufe der MT-Öle steigt jeweils die Spannung mit zunehmender Drehzahl.

Bei den DCT-Ölen ist ein Lasteinfluss in dieser Form nicht zu erkennen. Hier zeigen die Spannungen eines Öles für beide Laststufen annähernd gleiche Verläufe. Allerdings zeigen die drei verschiedenen DCT-Ölvarianten im Vergleich zueinander sehr unterschiedliches Verhalten.

Die beschriebenen Phänomene deuten darauf hin, dass das elektrische Lagerverhalten bei diesen Betriebsbedingungen (insbesondere bei den niedrigen Viskositäten und damit kleinen Schmierfilmdicken) nicht mehr maßgeblich durch den physikalischen Schmierfilmaufbau beeinflusst wird. In diesem Fall wäre bei vergleichbaren Viskositäten ein ähnliches elektrisches Lagerverhalten zu erwarten. Vielmehr scheinen hier die durch unterschiedliche oberflächenaktive Additive adsorptiv gebundenen Grenzschichten das elektrische Lagerverhalten zu dominieren. Diese Schichten wirken im Allgemeinen elektrisch isolierend. Das sehr unterschiedliche elektrische Verhalten in den DCT-Versuchen gegenüber den MT-Versuchen würde bedeuten, dass der Grenzschichtaufbau dieser beiden Ölgruppen unterschiedlich ist.

Vor dem Hintergrund dieser Bobachtung wurden von *Lipinsky et al.* in [LWM14] Untersuchungen zum Grenzschichtaufbau auf Lagerscheiben aus FE8-Ermüdungsversuchen mit den gleichen Ölen mittels Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF SIMS) durchgeführt. Dort zeigten sich auf den Proben der MT-Versuche Hinweise auf eine nur sehr dünne und nicht vollständig geschlossene Phosphatglasschicht. Gleichzeitig zeigten die Lagerscheiben aus den MT-Ermüdungsversuchen starken Verschleiß. Die DCT-Proben dagegen zeigten geschlossene und dickere Phosphatglasschichten bei sehr geringen Verschleißwerten in den FE8-Versuchen.

Übertragen auf die gemessenen Lagerspannungen in Abbildung 5-28 liefern die dünnen und mechanisch wenig widerstandsfähigen Grenzschichten der MT-Öle einen Erklärungsansatz für den großen Lasteinfluss. Möglicherweise führt die große Belastung mit dem im axial belasteten Rillenkugellager kinematisch bedingten erhöhten Bohrschlupf zu einem Abtrag der isolierenden Schicht. Folglich wird ein Spannungsaufbau gestört, da weder die Grenzschicht noch der Schmierfilm in der Lage ist, eine ausreichende elektrische Isolation sicherzustellen. Bei der niedrigen Last ist ein mit steigender Drehzahl begünstigter Spannungsaufbau zu beobachten. Einen Erklärungsansatz bieten hier der hydrodynamische Schmierfilmaufbau einerseits und die geringere Kontaktreibung andererseits.

Die erreichten Spannungen in den DCT-Versuchen zeigen ein im Vergleich zu den MT-Versuchen sehr verschiedenes Bild indem für beide Lasten bei den verschiedenen Ölvarianten immer paarweise ähnliche Verläufe auftreten. Ein systematischer Lasteinfluss ist demnach nicht erkennbar, was auf mechanisch widerstandsfähigere Grenzschichten hindeutet. Auffällig sind jedoch die kaum vorhandenen Spannungen beim DCT-Ref. Diese liefern jedoch einen deutlichen Hinweis darauf, dass bei einer wahrscheinlich fehlenden oder nur schwach ausgeprägten Grenzschicht der hydrodynamische Schmierfilm allein nicht ausreicht um eine elektrische Trennung der Kontaktkörper zu gewährleisten, was gut mit den niedrigen Schmierfilmparametern in den Versuchen korreliert und auch in den Versuchen bei Fettschmierung bei Axiallasten größer als 100 N beobachtet wurde.

5.2.3 Lagerreibung

Nachdem nun die gemessene Lagerspannung dem berechneten Schmierfilmparameter gegenübergestellt und der Grenzschichteinfluss diskutiert wurde, soll nachfolgend das Lagerreibmoment als weitere vom Schmierungszustand beeinflusste Größe betrachtet werden.

Abbildung 5-29 zeigt die gemessenen Summenreibmomente bei Einspritzschmierung. Hier wurde die bekannte Darstellung wie schon beim Schmierfilmparameter und der erreichten Lagerspannung gewählt.

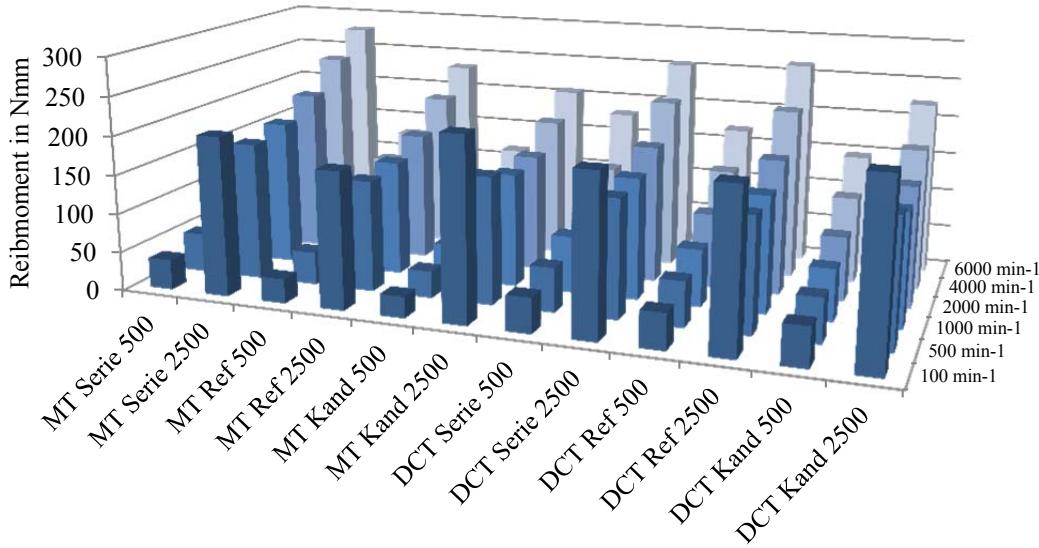


Abbildung 5-29: Reibungsmessung bei Schmierung mit Fuel Economy Ölen, Einspritzschmierung

Wesentliches Merkmal bei diesen Versuchen ist der stark ausgeprägte Lasteinfluss, der systematisch bei allen Ölen erkennbar ist. Da alle Kurven in Abbildung 5-29 gleichbleibend bei Einspritzschmierung erzeugt wurden, ist die Änderung des Reibmomentes mit der Belastung ($F_{ax} = 500 \text{ N}$ bzw. 2500 N) eindeutig den lastabhängigen Reibungsverlusten zuzuordnen. Während die Verlustmomente bei der geringen Last von den Planschverlusten dominiert werden und mit steigender Drehzahl kontinuierlich wachsen, so zeigen die Verlustmomente bei der hohen Laststufe qualitativ den Verlauf einer Stribeck-Kurve. Nach dem Durchfahren der Grenzreibung wird im Bereich zwischen 500 min^{-1} und 1000 min^{-1} ein Minimum durchfahren bevor das Reibmoment bedingt durch die steigenden Planschverluste wieder ansteigt.

Mit der Erhöhung der Axiallast ist eine Vergrößerung des Betriebsdruckwinkels im Rillenkugellager verbunden. Dieser beträgt im Rillenkugellager 6008 $\alpha = 8,8^\circ$ bei 500 N Axiallast und $13,4^\circ$ bei 2500 N . Mit wachsendem Betriebsdruckwinkel ist eine Steigerung des Bohrschlupfes im Rillenkugellager verbunden, welcher bei gegebener Reibungszahl zu einer Zunahme der Reibungsverluste führt. Zusätzlich führt die mit der Belastung steigende Flächenpressung zu erhöhten Werten bei Festkörper- und Fluidreibung.

Die aus der Lasterhöhung resultierende gesteigerte Kontaktreibung hat zwei wesentliche Folgen. Dies sind einerseits eine gesteigerte mechanische Beanspruchung der Kontaktpartner und andererseits eine Temperaturerhöhung im Kontakt. Die mechanische Beanspruchung kann im Fall nicht ausreichend stabiler Grenzschichten zu einem Abbau selber führen, worauf die Ergebnisse der erreichten Lagerspannungen mit den MT-Ölen hindeuten. Gleichzeitig führt eine gesteigerte Kontaktlast durch

die erhöhten lastabhängigen Verluste und damit einer Temperaturerhöhung zu verminderten Schmierfilmdicken.

Das Ziel der Untersuchung war die Überprüfung ob ein Zusammenhang zwischen maximaler Lagerspannung und der Lagerreibung besteht und ob sich der Lagerwiderstand zur Charakterisierung des Schmierungszustandes eignet. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass der Lagerwiderstand stark von den Grenzschichten abhängig ist und daher ohne tiefergehende Kenntnis der Additivierung und des daraus resultierenden Grenzschichtaufbaus sich aus dieser Größe allein keine sicheren Aussagen zum Schmierungszustand ableiten lassen. Geht es jedoch um das elektrische Lagerverhalten wie im Fall der Fettschmierung zur Vorhersage von schädlichen Lagerströmen, so spielt es eine untergeordnete Rolle ob die Eigenschaften aus dem physikalischen Schmierfilm oder aus den chemisch gebundenen Grenzschichten resultieren.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Schmierungszustand hat einen entscheidenden Einfluss auf das elektrische, mechanische und thermische Betriebsverhalten von Wälzlagern. Die elektrischen Eigenschaften werden über die Kapazität, den Ohmschen Widerstand und die Schmierfilmdicke im Lager charakterisiert. Diese Größen haben einen Einfluss auf die Gefahr des Auftretens schädlicher EDM-Ströme in umrichtergespeisten Drehstrom-Asynchronmotoren. Mit dem Ziel der Vorhersage der Gefährdung von Antrieben durch EDM-Ströme wurde in begleitenden Arbeiten ein Lagerstrommodell entwickelt. Dieses benötigt neben den Geometriedaten des gesamten Antriebes die elektrischen Eigenschaften der Motorlager als Eingangsgröße. Diese wurden in der vorliegenden Arbeit in umfangreichen Prüfstandsversuchen ermittelt. Für diese Aufgabe wurde das kapazitive Schmierfilmdickenmessverfahren eingesetzt. Das hier eingesetzte Messsystem basiert auf der Sprungantwort eines Spannungssprungs über dem Lager.

Eine Routine zur Auswertung der Ladekurven wurde entwickelt. Wesentlich daran ist die Annahme, dass es bei geringen Schmierfilmdicken durch die gegenseitige Annäherung von Rauheitskuppen zur lokalen Überschreitung der Durchschlagfestigkeit im Schmierstoff kommen kann. Der dadurch verursachte Ladungsaustausch führt nicht zwangsläufig zur vollständigen Entladung der Lagerkapazität sondern begrenzt vielmehr die Spannung, die sich über einem Lager aufbauen kann. Diese Ladungsaustauschgeschehen führen zu einem scheinbaren Widerstand, der nicht notwendig durch galvanische Kontakte der Oberflächen verursacht wird. Die Kapazität wird in einem Spannungsbereich der Ladekurve ermittelt, wo der Spannungsanstieg durch die von außen angelegte Ladespannung ungestört stattfindet. Aus der gemessenen Kapazität wird schließlich unter Berücksichtigung der Kontaktgeometrie eine Schmierfilmdicke berechnet. Dabei kommt der Faktor k_C zum Einsatz, der das Verhältnis der Gesamtkapazität eines Wälzkörper-Laufbahn Kontaktes zur Kapazität der *Hertzschen* Kontaktfläche beschreibt. Obwohl sich dieses Verhältnis mit der Schmierfilmdicke ändert, wird k_C als konstant definiert. Nach den Ausführungen von *Jablonka et al.* gilt der Wert $k_C = 3,5$ für eine Schmierfilmdicke von $h_0 \approx 300$ nm. Geringere Schmierfilmdicken werden tendenziell überschätzt und größere Schmierfilmdicken unterschätzt. Allerdings fällt die Änderung dieses Kapazitätsverhältnisses durch die größere Schmiegeung im Lager geringer als im Kugel-Scheibe Kontakt bei *Jablonka et al.* aus. Zudem gilt dieses Verhältnis für den Fall eines voll gefluteten Kontaktes und ändert sich mit dem Einsetzen von Mangelschmierung. Da der Grad der Mangelschmierung a priori unbekannt ist, wäre es für zukünftige Arbeiten denkbar, durch Vergleich der theoretischen EHD-Schmierfilmdicke und der messtechnisch ermittelten Schmierfilmdicke den Starvation-Grad zu ermitteln und damit den Faktor k_C iterativ anzunähern. Schon in früheren Arbeiten von *Barz, Baly, Meyer* und *Gatzen* führten Schmierfilmdickenmessungen ebenfalls mit einem konstanten Faktor k_C zu plausiblen Ergebnissen. In der vorliegenden Arbeit konnten die mit dem Verfahren gemessenen Schmierfilmdicken anhand der elektrischen Feldstärke im Schmierspalt verifiziert werden. Daraus lässt sich schließen, dass die Änderung des Kapazitätsverhältnisses mit der Schmierfilmdicke im Kugellager eine untergeordnete Rolle spielt.

Es werden die Ergebnisse aus Lagerversuchen bei Fettschmierung unter Variation von Drehzahl, Temperatur und Lagerbelastung in axialer Richtung vorgestellt. Bei geringen Axiallasten, mit Flächenpressungen bis ca. 900 MPa lassen sich zuverlässig Kapazitäten und daraus Schmierfilmdicken bestimmen. Die elektrischen Feldstärken im Schmierspalt liegen hier in einem engen Bereich um 7 kV/mm, was ein plausibler Wert ist. Bei höheren Flächenpressungen ab ca. 1400 MPa werden nur noch geringe Spannungen mit zahlreichen Spannungseinbrüchen über dem Lager aufgebaut, was auf vermehrten Festkörperkontakt hindeutet. Daraus resultiert, dass bei axialer Belastung im Rillenkugellager schon relativ geringe Flächenpressungen zu einer gesteigerten elektrischen

Leitfähigkeit führen, wodurch die Gefahr von EDM Strömen sinkt. Eine mögliche Begründung liefert hier der Bohrschlupf bei axialer Belastung eines Rillenkugellagers.

Betrachtungen zur kombiniert axial-radialen Lagerbelastung zeigen, dass das Auswerteverfahren auch für diesen Lastfall geeignet ist. Bestätigt wird dies ebenfalls durch Betrachtung der elektrischen Feldstärke im Schmierspalt. Jedoch können bei kombinierter Belastung mit nur geringem Axiallastanteil auch noch bei Flächenpressungen von ca. 1400 MPa auswertbare Ladekurven gewonnen werden. Dieser Unterschied im Vergleich zur axialen Belastung wird auf die Kinematik in den Berührpunkten mit unterschiedlichen Bohrschlupfanteilen zurückgeführt.

Betrachtungen des Schmierfilmparameters λ_0 zeigen, dass diese Größe alleine nicht für eine Vorhersage des elektrischen Lagerverhaltens ausreicht, sondern die im Kontakt vorliegende Flächenpressung zusätzlich betrachtet werden muss. Hier gibt es je nach Belastungsrichtung Grenzen in den Flächenpressungen, unterhalb derer ein trennender Schmierfilm vorliegen kann obwohl nach Definition Mischreibung vorliegt.

Neben der Fettschmierung wurden auch Lagerversuche bei Ölschmierung mit niedrigviskosen Fuel Economy Ölen durchgeführt. Charakteristisch dabei war, dass in allen Betriebspunkten Mischreibung vorlag. Kapazitäten lassen sich bei diesen Bedingungen nicht ermitteln, wohl aber eine maximale Spannung, die sich über dem Lager aufbauen lässt. Es zeigte sich, dass diese Spannung stark von der Lagerlast und der Schmierstoffsorte abhängt. Das elektrische Lagerverhalten kann mit dem physikalischen Schmierfilmaufbau allein nicht beschrieben werden. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass hier die adsorptiv gebundenen Grenzschichten dominant sind. Diese Annahme wird durch die Ergebnisse aus ToF-SIMS Analysen gestützt.

7 Literaturverzeichnis

- [AND68] Andreason, S.: Stromdurchgang durch Wälzlager. SKF Kugellager Zeitschrift 153, 1968, S. 6-12
- [BAA94] Baalmann, K.: Gleichung für die Sollviskosität nach DIN ISO 281, Tribologie und Schmierungstechnik, 4, 1994, S. 219 - 222
- [BAD11] Bader, N. F.: Messungen zu Kapazitäten in Wälzlagern. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), Leibniz Universität Hannover, 2011
- [BQ03] Bair, S.; Qureshi, F.: The High Pressure Rheology of Polymer-Oil Solutions. Tribology International, Vol. 36, S. 637-645, 2003. doi:10.1016/S0301-679X(03)00008-2
- [BAL05] Baly, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation. Universität Hannover, 2005
- [BAR96] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Wälzlagern. Dissertation, Universität Hannover, 1996
- [BAR99] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen. Habilitationsschrift, Universität Magdeburg, 2009
- [BH77] Brewe, D. E.; Hamrock, B. J.: Simplified solution of elliptical contact deformation between two elastic solids. Trans. ASME, J. Lub. Tech., Bd. 99F, S. 485-487, 1977
- [BRÜ72] Brüser, P.: Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschnen Kontaktflächen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1972
- [BEK97] Busse, D.; Erdman, J.; Kerkman, R. J.; Schlegel, D.; Skibinski, G.: The effects of PWM voltage source inverters on the mechanical performance of rolling bearings. IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 33, no. 2, pp. 567-576, Mar/Apr 1997
- [CL07] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: Bearing Performance Limits with Grease Lubrication: The Interaction of Bearing Design, Operating Conditions and Grease Properties. Journal of Physics D: Applied Physics, Vol. 40, S. 5446–5451, 2007. DOI 10.1088/0022-3727/40/18/S05
- [CAN92] Cann, P.M. et. al.: The Behavior of Grease in Elastohydrodynamic Contacts. Journal of Physics D: Applied Physics, Vol. 25, S. A124-A132, 1992
- [CL95] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A. Bearing performance limits with grease lubrication, Proceedings of the World Tribology Congress III. 2005, S. 35-36. ISBN 9780791842027
- [CL98] Cann, P.M.; Lubrecht, A.A.: An Analysis of the Mechanism of Grease Lubricated in Rolling Element Bearings. 11th International Colloquium on Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, 1998
- [CDD85] Chittenden, R.J.; Dowson, D.; Dunn, J.F.; Taylor, C.M.: A Theoretical Analysis of Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Band 397 (1985), S. 271-294

- [DIN02] DIN ISO 2909: Mineralölerzeugnisse - Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität, 2002
- [DIN11] DIN 51757: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - Bestimmung der Dichte, 2011
- [FAG99] FAG Wälzlager. Kugellager, Rollenlager, Gehäuse, Zubehör. Katalog WL 41520/3 DB. Schweinfurt, 1999
- [FAN07] Fan, J.: Lubricating Properties of PMA Viscosity Modifiers. Doctorial Thesis of Imperial College, London, 2007
- [FIS95] Fischer, S.: Untersuchung zum Abbauverhalten der Viskositätsindex-Verbesserer Sytrol-Butadien-Copolymer (hydriert) und Polyalkymethacrylat in Mineralölen. Dissertation der Technischen Universität Clausthal, 1995
- [FUR61] Furey, M. J.: Metallic Contact and Friction between Sliding Surfaces. ASLE Trans., 4, S. 1-11, 1961. DOI: 10.1080/05698196108972414
- [FUR63] Furey, M. J.: Surface Roughness Effect on Metallic Contact and Friction. ASLE Trans., 6, S. 49-59, 1963. DOI: 10.1080/05698196308971998
- [GAT10] Gatzen, M.: Wälzlagerschmierung mit polymerhaltigen Fetten. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2010
- [GSR14] Gemeinder, Y.; Schuster, M.; Radnai, B.; Sauer, B.; Binder, A.: Calculation and validation of a bearing impedance model for ball bearings and the influence on EDM-currents. XXIth International Conference on Electrical Machines (ICEM), Berlin, Germany, September 2-5, 2014, pp.1804-1810
- [GER00] Gerstenberger, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [GFN12] Glovnea, R.; Furtuna, M.; Nagata, Y., Sugimura, J.: Electrical Methods for the Evaluation of Lubrication in Elastohydrodynamic Contacts. Tribology Online, Vol. 7, S. 46-53, 2012. DOI: 10.2474/troll.7.46
- [GOH88] Gohar, R.: Elastohydrodynamics. New York: Ellis Horwood LTD, John Wiley & Sons Inc.; 1988
- [GFS11] Gunderson, S.; Fultz, G.; Snyder, C. E.; Wright, J.; Gschwender, L.; Heidger, S.: The Effect of water content on the dielectric strength of polyalphaolefin (PAO) coolants IEEE, Trans. Dielectr. Electr. Insul. 18 295–302, 2011
- [HD77] Hamrock, B.J.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Band 99, 1977, S. 264-276
- [HD81] Hamrock, B. J.; Dowson, D.: Ball Bearing Lubrication. John Wiley & Sons, New York, 1981
- [HK07] Harris, T. A.; Kotzalas, M. N.: Rolling Bearing Analysis, 5th ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 2007

- [HAU02] Hausberg, V.: Elektrische Lagerbeanspruchung umrichtergespeister Induktionsmaschinen. Dissertation, Universität Hannover, 2002
- [HEE80] Heemskerk, R. S.: EHD lubrication in rolling bearings, review of theory and influence on fatigue life, *Tribologie e Lubrificazione*, 15, 1980, S. 139 – 143
- [HVD82] Heemskerk, R. S.; Vermeiren, K. N.; Dolsma, H.: Measurement of Lubrication Condition in Rolling Element Bearings. *ASLE Trans.*, Vol. 25, 4, S. 519-527, 1982. DOI: 10.1080/05698198208983121
- [JGB12] Jablonka, K.; Glovnea R.; Bongaerts, J.: Evaluation of EHD films by electrical capacitance. *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 45, 2012. DOI 10.1088/0022-3727/45/38/385301
- [KAN92] Kaneta, M.: Effects of Surface Roughness in Elastohydrodynamic Lubrication. *JSME International Journal, Series III*, Vol. 35, No. 4, S.535 – 546, 1992
- [KLA82] Klamann, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte – Herstellung, Eigenschaften, Anwendungen. Verlag Chemie, Weinheim, 1982
- [KON12] Konermann, T. U.: Reibungsmessung an Wälzlagern mit Fuel Economy Ölen. Diplomarbeit, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT), Leibniz Universität Hannover, 2012
- [KOP99] Kopatsch, F.: Systematische Untersuchungen zum Einfluss von polymeren Zusätzen auf die EHD-Schmierfilmdicke. Forschungsbericht DGMK-466-01, DGMK, Hamburg, 1999
- [KRE07] Kreil, O.: Viskositätsverhältnis Kappa. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 418 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2007
- [KW09] Kriese, M.; Wittek, E.: Bericht zur Überprüfung des elektrischen Verhaltens des Messstandes zur Lagerkapazitätsbestimmung. 2009, unveröffentlichter interner Bericht des IAL der Leibniz Universität Hannover
- [KWT10] Kriese, M.; Wittek E.; Tischmacher, H.; Gattermann S.; Poll, G.; Ponick, B. (2010): Prediction of Motor Bearing Currents for Converter Operation, 19th International Conference on Electrical Machines ICEM 2010, 06.-08.09.2010, Rome (I)
- [KWT12] Kriese, M.; Wittek E.; Tischmacher, H.; Gattermann S.; Ponick, B.; Poll, G. (2012): Influence of Bearing Currents on the Bearing Lifetime for Converter Driven Machines. 20th International Conference on Electrical Machines ICEM 2012, 02.-05.09.2012, Marseille (Fr)
- [KUH09] Kuhlmann, J.: Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2009
- [LWM14] Lipinsky, D.; Wittek, E.; Muhmann, C.; Arlinghaus, H. F.; Poll, G. (2014): Oberflächenanalyse der im Betrieb mit Fuel Economy Ölen gebildeten Grenzschichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS), GfT-Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“, 22.9.-24.9.2014, Göttingen

- [MB09] Magdun, O.; Binder, A.: Calculation of Roller and Ball Bearing Capacitances and Prediction of EDM Currents. Proc. of the 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics (IECON), Porto, Portugal, November 3-5, 2009, pp. 1051-1056
- [MEY09] Meyer, C.: Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2009
- [PAL83] Palacios, J. M.: Elastohydrodynamic Films in mixed Lubrication: An Experimental Investigation. Wear, Vol. 89, S. 303-312, 1983
- [SCH88] Schrader, R.: Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakten. Dissertation, Universität Hannover, 1988
- [SCH85] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Dissertation, Universität Hannover, 1985
- [SEL58] Selby, T.W.: The Non-Newtonian Characteristics of Lubricating Oils. ASLE Transactions, S. 68-81, 1958
- [SKU69] Skurka, J.: Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings. Paper 69-LUB-18, ASME, New York, 1969
- [SS08] Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 6. Auflage, Springer-Verlag, 2008
- [TCH64] Tallian, T. E.; Chiu, Y. P.; Huttenlocher, D. F.; Kamenshine, J. A.; Sibley, L. B.; Sindlinger, N. E.: Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces. ASLE Trans., 7, S. 109-126, 1964. DOI: 10.1080/05698196408972041
- [TAL67] Tallian, T.: On competing failure modes in rolling contacts, ASLE Transactions, Vol. 10, No. 4, 1967, S. 418 – 439
- [TG10] Tischmacher, H.; Gattermann, S.: Bearing currents in converter operation. Proceedings of the XIX International Conference on Electrical Machines ICEM 2010, 6.-8.9.2010, Rom (I), ISBN 978-1-4244-4175-4
- [TG12] Tischmacher, H.; Gattermann, S.: Investigations on Bearing Currents in Converter-Fed Electrical Motors. 20th International Conference on Electrical Machines ICEM 2012, 02.-05.09.2012, Marseille (Fr)
- [WAL04] Walbeck, T.: Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Dissertation RWTH Aachen, 2004
- [WAN15] Wang, D.: Berechnung der Wälzlagerreibung aufgrund weiterentwickelter rheologischer Fluidmodelle. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2015
- [WIL79] Wilson, A. R.: The Relative Thickness of Grease and Oil Films in Rolling Bearings. Proc. Instn. Mech. Engrs.; Vol. 193, 1979, S. 185 – 192
- [WHM04] Wincierz, C.; Hedrich, K.; Müller, M.: Der Einfluss von VI-Verbesserern auf Wirkungsgrad und Betriebstemperatur von Getriebeölen. Tribologie und Schmierungstechnik, Jahrgang 51, Nr. 1, S 46-52, 2004

- [WIS00] Wisniewski, M.: Elastohydrodynamische Schmierung. Expert Verlag, Renningen, 2000
- [WIT10] Wittek, E.: Wälzlagerermüdung bei Mischreibung in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 504 I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2010
- [WKT10] Wittek, E.; Kriese, M.; Tischmacher, H.; Gattermann, S.; Ponick, B.; Poll, G. (2010): Capacitances and lubricant film thicknesses of motor bearings under different operating conditions. Proceedings of the XIX International Conference on Electrical Machines ICEM 2010, 6.-8.9.2010, Rom (I)
- [WKT12] Wittek, E.; Kriese, M.; Gattermann, S.; Tischmacher, H.; Ponick, B.; Poll, G. (2012): Capacitance of Bearings for Electric Motors at Variable Mechanical Loads. 20th International Conference on Electrical Machines ICEM 2012, 02.-05.09.2012, Marseille (Fr)
- [WIT14] Wittek, E. (2014): Tribologisches Verhalten neuartiger Fuel Economy Öle in Wälzlagern. Abschlussbericht zum Vorhaben FVA 619 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main 2014
- [ZAB05] Zabel, W.R.: Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2005