

# Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten

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

**Dissertation**

von  
**Dipl.-Ing. (FH) Carsten Meyer**  
geboren am 13.02.1975 in Bad Pyrmont

2010

1. Referent

2. Referent

Vorsitzender

Tag der Promotion: 19.03.2010

Prof. Dr.-Ing. G. Poll

Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze

Prof. Dr.-Ing. H. H. Gatzert



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Leibniz Universität Hannover. Ich danke allen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen und mich unterstützt haben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll gilt mein besonderer Dank für die Betreuung der Promotion, das entgegengebrachte Vertrauen, die gewährte Eigenverantwortlichkeit und die stete Diskussion und Unterstützung.

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

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

Für die finanzielle Unterstützung wesentlicher Teile der Forschungsarbeiten sei an dieser Stelle der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) sowie der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen gedankt.

Besonderer Dank gilt auch den Firmenvertretern, die sich als Mitglieder der projektbegleitenden Arbeitsgruppen mit großem Engagement eingebracht haben, insbesondere den Leitern der Arbeitsgruppen, Herrn Elser und Herrn Stache. Insbesondere den Firmen NSK, Torotrak, Idemitsu und Lubrizol sei für die Bereitstellung von Bauteilen und Fluiden für die Versuche gedankt. Nicht zuletzt ist die gute Zusammenarbeit mit Prof. Dr.-Ing. P. Tenberge und Dipl.-Ing. R. Resch von der TU Chemnitz hervorzuheben, von wo unter anderem das Konzept für den Toroidprüfstand stammt.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern des Instituts und meinen studentischen Hilfskräften und Projektarbeitern für die Hilfe bei der Erstellung dieser Arbeit. Ich werde die kollegiale und von gegenseitiger Unterstützung geprägte Arbeitsatmosphäre stets in sehr guter Erinnerung behalten.

Nicht zuletzt danke ich meiner Frau für die Geduld und die Unterstützung.

Vellmar, im Mai 2010  
Carsten Meyer

## Zusammenfassung

Carsten Meyer:

### Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten

Um eine quantitative Vorhersage der Kraftübertragung bzw. Reibung im Wälzkontakt zu ermöglichen, sind viele Berechnungsmodelle auf der Basis von umfangreichen Bauteilversuchen entstanden. Die eigentliche Geometrie der Wälzkörper und die physikalischen Vorgänge im Kontakt bleiben dabei weitgehend unberücksichtigt. Es fehlt ein grundlegendes Berechnungsverfahren für allgemeine Wälzkontakte, mit dem ausgehend von einem einzelnen Wälzkontakt die verschiedenen Reibungs- bzw. Kraftübertragungsanteile bestimmt und dann auf das ganze Maschinenelement hochgerechnet werden können. Das Hauptziel dieser Arbeit war daher die Erstellung eines allgemein anwendbaren Berechnungsmodells für die Kraftübertragung bzw. Reibung in hoch belasteten, punktförmigen Wälzkontakten, in denen elastohydrodynamische Schmierung vorliegt.

Um dieses Ziel zu erreichen, musste zunächst die Anwendbarkeit von Ergebnissen aus Modellversuchen für die Berechnung der Reibung verbessert werden. Dazu wurden die physikalischen Vorgänge im Wälzkontakt durch eingehende rheologische Untersuchungen zum Schmierfilmaufbau bzw. der Schmierfilmhöhe, zum Schubspannungsaufbau und zur Druckviskosität der Schmierstoffe genauer berücksichtigt.

In den theoretischen Untersuchungen wird ein Berechnungsmodell für allgemeine Wälzkontakte entwickelt, mit dem die Kraftübertragung in einem beliebigen Kontakt berechnet werden kann. In diesen Ansatz fließen am Zweischeiben-Prüfstand gemessene Daten zur Grenzschubspannung der Schmierstoffe, aufgenommen bei unterschiedlichen Pressungen, Wälzgeschwindigkeiten und Temperaturen, ein. Das Modell wird beispielhaft auf die speziellen Anwendungen Schräg- bzw. Rillenkugellager und Wälzgetriebe (Voll- und Halbtoroidvariator) angewandt und mit Daten aus entsprechenden Bauteilversuchen verglichen und validiert.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich mit dem Berechnungsmodell das Reibmoment von Lagern mit mittlerer bis hoher Axiallast sehr gut vorhersagen lässt. Bei annähernd konstanter Kugellast ergeben die Berechnungen eine deutliche Zunahme des Reibmoments mit steigendem Druckwinkel bei gleichzeitig konstanter Wälzkörperbelastung. Dies bestätigen auch die entsprechenden Bauteilversuchen.

Die Anwendung des Modells auf den Wälzkontakt in Voll- bzw. Halbtoroid-Variatoren ergibt, dass die gemessenen Kraftschluss-Verläufe und insbesondere der flachere Anstieg der Kurven bei steigendem Bohr-Wälzverhältnis für beide Variator-Geometrien richtig abgebildet werden. Durch den Einsatz eines von der Reibleistung abhängigen Temperatur-Korrekturfaktors kann eine sehr gute Übereinstimmung der berechneten Kraftschluss-Kurven mit den Messdaten erreicht werden. Der elastische Formänderungsschlupf wird allerdings im Modell vernachlässigt. Bei kleinen Bohrschlupfanteilen wird das zu merklichen Abweichungen führen, was sich im Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschlussverläufen bei der Halbtoroid-Geometrie bereits andeutet. In diesem Fall ist der elastische Formänderungsschlupf entsprechend der Theorie von Kalker additiv zu überlagern. Das Berechnungsmodell ist auch in der Lage, die Variator-Verlustleistung und damit auch den Variator-Wirkungsgrad richtig wiederzugeben. Somit kann das Modell zur optimalen Auslegung von Variatoren genutzt werden.

Damit steht als Ergebnis dieser Arbeit ein abgesichertes Berechnungsverfahren für hoch belastete Wälzkontakte zur Verfügung. Mit diesem Berechnungsverfahren ist mit wenigen Basisdaten eines Schmierstoffs eine genaue quantitative Aussage über die Kraftübertragung im Wälzkontakt möglich.

## **Abstract**

Carsten Meyer:

### Traction in Heavily Loaded EHD-Contacts

To calculate friction or traction in heavily loaded EHD-contacts there are many calculation models available. Most of these models are based upon test results for the particular machine element, for example a roller bearing. Therefore the actual contact geometry and the physical processes in the contact are not considered. A basic calculation model which includes these effects is missing.

The purpose of this work is to create a calculation model for the friction and traction in point-shaped EHD-contacts which can be used for many different applications. To achieve this purpose, the applicability of results of basic model-tests had to be improved. This was reached by detailed rheological investigations concerning film thickness, traction properties of the fluid and pressure viscosity of the fluid.

Based on these investigations, a calculation model is derived. Using this model it is possible to compute the traction performance of any point-shaped EHD-contact. To validate the model, it is applied to two different machine elements: roller bearings and toroidal traction drives. For both examples the calculation results are compared to test results.

This comparison shows a good agreement between calculated und measured friction torque of moderately and highly axially loaded ball bearings. Both measurement and calculation show an increase of friction torque with increasing contact angle while the ball load remains constant.

Applied to the variator of toroidal traction drives the computed results show a decrease of the gradient of the traction curve which was also found in the variator tests. In order to get a good quantitative agreement with the measured results, a coefficient to incorporate the influence of the temperature rise in the contact is added to the calculation model. This coefficient is directly dependent on the power-loss due to sliding and spinning motion in the contact area. The slip due to elastic deformation of the rolling elements is not taken into consideration, which will lead to greater deviations at small slide to roll ratios. In these cases, the amount of elastic slip calculated with Kalker's theorie has to be added.

A the result of this work, there is a validated calculation model for point-shaped EHD-contacts. This model allows an accurate quantitative prediction of the traction behaviour with only few basic fluid properties.

Schlagworte:

Reibung, Wälzlager, CVT

Traction, Ball Bearing, CVT

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>III</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Problemstellung und Ziele der Arbeit</b>	<b>3</b>
2.1 Problemstellung . . . . .	3
2.2 Zielsetzung und Lösungsweg . . . . .	3
<b>3 Stand der Technik</b>	<b>5</b>
3.1 Schmierfilmaufbau im Wälzkontakt . . . . .	5
3.1.1 Ausbildung eines Wälzkontakts . . . . .	5
3.1.2 Kraftschluss im geschmierten Wälzkontakt . . . . .	7
3.1.3 Kraftschluss im trockenen Kontakt - Deformationstheorie . . . . .	11
3.1.4 Vergleich des geschmierten und trockenen Kraftschlusses . . . . .	14
3.2 Maschinenelemente mit hoch belasteten Wälzkontakten . . . . .	14
3.2.1 Wälzlager . . . . .	15
3.2.2 Variatoren toroidaler Wälzgetriebe . . . . .	21
<b>4 Rheologische Untersuchungen</b>	<b>27</b>
4.1 Schmierstoffe . . . . .	27
4.2 Schmierfilmaufbau . . . . .	30
4.2.1 Kugel-Scheibe-Apparat und Untersuchungsmethoden . . . . .	30
4.2.2 Schmierfilmaufbau unter Ölschmierung und Abgleich mit Schmier- filmhöhenberechnung . . . . .	31
4.2.3 Schmierfilmaufbau unter Fettschmierung . . . . .	31
4.2.4 Vergleich des Schmierfilmausbaus unter Fett- und Ölschmierung . .	36
4.3 Schubspannungsaufbau . . . . .	39
4.3.1 Zweischeiben-Modellversuchsstand und Untersuchungsmethoden . .	39
4.3.2 Grenzs Schubspannung . . . . .	42
4.4 Druck-Viskositäts-Verhalten . . . . .	48
<b>5 Berechnungsmodell</b>	<b>51</b>
5.1 Ermittlung des Fluidanteils an der Kraftschlusskurve . . . . .	51
5.1.1 Bestimmung der Kraftschlussfunktion für trockene Reibung mit der Deformationstheorie . . . . .	51
5.1.2 Bestimmung der Anfangssteigung der Kraftschlussfunktion für tro- ckene Reibung mit FE-Rechnung . . . . .	51
5.1.3 Vergleich zwischen trockenem und geschmiertem Kontakt - Mess- ergebnisse und Theorie . . . . .	55
5.2 Beurteilung bestehender Modelle zur Beschreibung des Kraftschlusses . . .	58
5.2.1 Grundlegende Überlegungen . . . . .	58
5.2.2 Ansatz von Johnson und Tevaarwerk . . . . .	60

5.2.3	Ansatz von Bair und Winer . . . . .	61
5.2.4	Diskussion der beiden Modelle . . . . .	64
5.3	Modell zur Beschreibung des Kraftschlusses im Wälzkontakt . . . . .	64
5.4	Aufbereitung der Grenzs Schubspannungsdaten . . . . .	65
5.4.1	Reibwertansatz . . . . .	65
5.4.2	Direkter Schubspannungsansatz . . . . .	65
5.5	Reibmomentberechnung von Wälzlagern . . . . .	71
5.5.1	Verformung und Bewegungsverhältnisse . . . . .	71
5.5.2	Alternatives Modell zur Berechnung der Bohrreibung . . . . .	77
5.6	Berechnungsmodell für den Kraftschluss in Wälzgetrieben . . . . .	78
5.6.1	Kinematik im Kontakt . . . . .	78
5.6.2	Berechnungsansatz für die übertragene Umfangskraft . . . . .	82
5.6.3	Berechnungsansatz für die Variator-Verlustleistung . . . . .	82
<b>6</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>85</b>
6.1	Versuchseinrichtungen . . . . .	85
6.1.1	Versuchsstände zur Reibmoment-Messung an Wälzlagern . . . . .	85
6.1.2	Variatorversuchsstand . . . . .	89
6.2	Untersuchungsmethoden . . . . .	94
6.2.1	Reibmomentmessung an Wälzlagern . . . . .	94
6.2.2	Untersuchung des Kraftschlusses und des Wirkungsgrads im Toroidvariator . . . . .	95
<b>7</b>	<b>Experimentelle Ergebnisse</b>	<b>99</b>
7.1	Gesamtreibmoment von Wälzlagern . . . . .	99
7.1.1	Einfluss des Druckwinkels . . . . .	99
7.1.2	Einfluss der Lagerbaugröße . . . . .	102
7.2	Kraftübertragung im Toroidvariator . . . . .	106
<b>8</b>	<b>Vergleichende Diskussion von Berechnungsmodell und Experiment</b>	<b>109</b>
8.1	Reibmoment von Wälzlagern . . . . .	109
8.1.1	Einfluss des Druckwinkels . . . . .	109
8.1.2	Einfluss der Belastung . . . . .	112
8.1.3	Vergleich von gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen . . . . .	116
8.2	Reibradgetriebe mit Toroidvariator . . . . .	118
8.2.1	Kraftschluss . . . . .	118
8.2.2	Verlustleistung und Wirkungsgrad . . . . .	128
8.3	Einfluss des Rands der Kontaktfläche . . . . .	130
8.4	Einfluss des elastischen Formänderungsschlupfs . . . . .	132
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>133</b>
	<b>Literatur</b>	<b>135</b>

# Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$A, B$	–	Parameter im direkten Schubspannungsansatz
$BWV$	–	Bohr-Wälz-Verhältnis
$C_L$	–	Beiwert für die Lagerbauart
$d_a$	$mm$	äusserer Laufbahndurchmesser
$d_i$	$mm$	innerer Laufbahndurchmesser
$d_m$	$mm$	mittlerer Lagerdurchmesser
$E$	$N/mm^2$	Elastizitätsmodul
$E'$	$N/mm^2$	Reduzierter Elastizitätsmodul
$f_0, f_1$	–	Koeffizienten zur Reibmoment-Berechnung nach Palmgren
$F_{ax}$	N	Axialkraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_{KN}$	N	Kontaktnormalkraft
$F_U$	N	Umfangskraft
$G$	–	Werkstoffparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
$h$	$nm$	Schmierfilmhöhe
$h_0$	$nm$	mittlere bzw. zentrale Schmierfilmhöhe
$i$	–	Übersetzung
$i_{geo}$	–	geometrische Übersetzung
$i_V$	–	Variator-Übersetzung
$k$	–	Halbachsenverhältnis a/b
$M$	$Nm$	(Reib-)Moment
$M_0, M_1$	$Nm$	Reibmoment-Anteile nach Palmgren

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$M_B$	$Nm$	Bohrmoment
$n$	$min^{-1}$	Drehzahl
$n_a$	$min^{-1}$	Drehzahl Außenring
$n_i$	$min^{-1}$	Drehzahl Innenring
$p$	$GPa$	Pressung, Druck
$\bar{p}$	$GPa$	mittlere Pressung
$p_{max}$	$GPa$	maximale Pressung
$p_0$	$bar$	Umgebungsdruck
$P_1$	$N$	äquivalente Lagerbelastung zur Reibmoment-Berechnung nach Palmgren
$r_a$	$mm$	äußerer Laufbahnradius
$r_i$	$mm$	innerer Laufbahnradius
$r_L$	$mm$	Laufradius
$r_m$	$mm$	mittlerer Laufradius der Wälzkörper
$r_T$	$mm$	Torusradius
$r_{TM}$	$mm$	Torusmittenradius
$R_a$	$nm$	Rauheitswert
$R_x$	$mm$	effektiver Radius in Laufrichtung
$S$	—	Schlupf
$S_L$	—	Schlupf in Längsrichtung
$T$	$^{\circ}C$	Temperatur
$U$	—	Geschwindigkeitsparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
$v_a$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit Außenring
$v_{gl}$	$\frac{m}{s}$	Gleitgeschwindigkeit
$v_{hd}$	$\frac{m}{s}$	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
$v_i$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit Innenring
$v_k$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit Kugeln / Käfig
$v_w$	$\frac{m}{s}$	Wälzgeschwindigkeit
$W$	—	Lastparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung



---

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$Y$	-	Anzahl der Kontakte im Variator
$Z$	-	Anzahl der Wälzkörper
$\alpha$	rad	Betriebsdruckwinkel
$\alpha_0$	rad	Nenndruckwinkel
$\alpha_p$	1/GPa	Druckviskositätskoeffizient
$\alpha_{p,h}$	1/GPa	Druckviskositätskoeffizient als Variationsparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
$\epsilon$	-	Dehnung
$\eta$	<i>Pas</i>	dynamische Viskosität
$\eta_0$	<i>Pas</i>	dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck
$\kappa$	-	Dämpfungskonstante des Werkstoffs
$\lambda$	-	Spezifische Schmierfilmdicke
$\Lambda_A$	<i>Nmm/s</i>	Kennwert für die Reibleistung
$\nu$	<i>mm<sup>2</sup>/s</i>	kinematische Viskosität
$\nu_q$	-	Querkontraktionszahl
$\rho$	<i>kg/m<sup>3</sup></i>	Dichte
$\sigma$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Spannung
$\sigma_{1,2}$	<i>nm</i>	Standardabweichung der Rauheitswerte
$\tau$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Schubspannung
$\tau_0$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Eyring-Schubspannung
$\tau_L, \tau_g$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Grenzschubspannung
$\Phi_{FS}$	-	Korrekturfaktor für Fettschmierung
$\Phi_T$	-	thermischer Korrekturfaktor
$\omega_a$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit Außenring
$\omega_B$	$\frac{rad}{s}$	Bohrwinkelgeschwindigkeit
$\omega_i$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit Innenring
$\omega_k$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit Kugeln / Käfig

---



# 1 Einleitung

Wälzkontakte sind in einer Vielzahl von technischen Produkten zu finden. In den Wälzlagern im Antriebsstrang von Fahrzeugen oder Energieanlagen werden Kräfte über Wälzkontakte übertragen und gleichzeitig eine reibungsarme Bewegung der sich zueinander relativ bewegenden Komponenten ermöglicht (Abbildung 1.1). Zwischen den Zähnen eines Zahnradgetriebes bilden sich Wälzkontakte, über die die Kraftübertragung erfolgt. In Verbrennungsmotoren wird die Steuerung des Ventiltriebs über den Wälzkontakt zwischen Nockenwelle und Ventilstößel realisiert. In Wälzgetrieben ermöglicht die kraftschlüssige Momentübertragung eine stufenlose Übersetzungsverstellung. Diese Beispiele zeigen die weite Verbreitung und die große Bedeutung von Wälzkontakten.

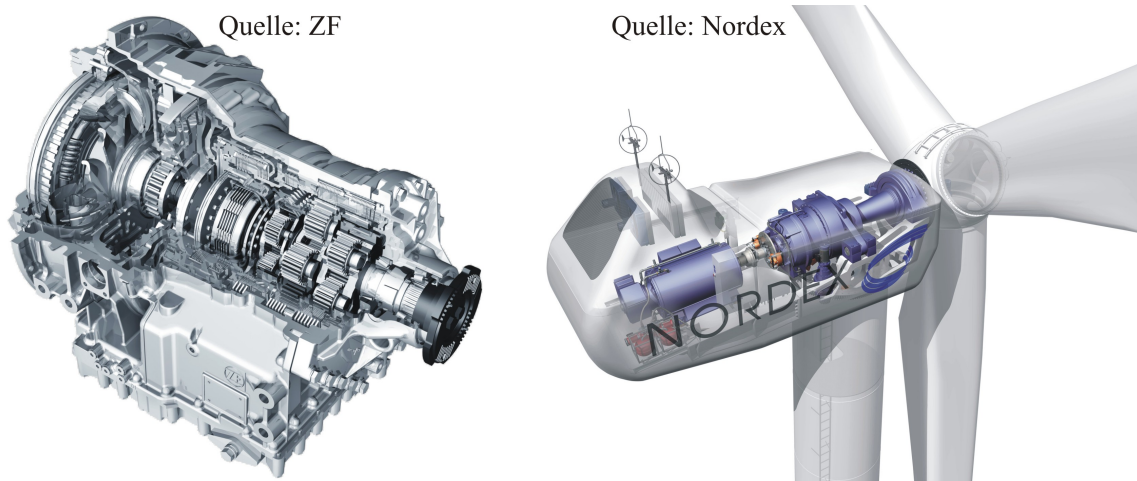


Abbildung 1.1: Automatikgetriebe für Nutzfahrzeuge (ZF) und Antriebsstrang einer Windkraftanlage (Nordex)

Hoch belastete oder auch konzentrierte Wälzkontakte entstehen zwischen den nicht-konformen Oberflächen sich relativ zueinander bewegenden Maschinenteilen, zwischen denen Kräfte übertragen werden sollen. Hier kann in Anwendungen mit Kraftübertragung in vorwiegend normaler Richtung und in Anwendungen mit Kraftübertragung in vorwiegend tangentialer Richtung unterschieden werden. Beispiele für vorwiegend normale Kraftübertragung sind Wälzlager, Zahnräder, Nocken-Stößel-Systeme und der Kontakt zwischen Rad und Fahrbahn. Eine Kraftübertragung in vorwiegend tangentialer Richtung findet sich in Reibrad- oder auch Wälzgetrieben und im Kontakt von Rad und Fahrbahn bei Beschleunigungsvorgängen.

In den meisten Fällen kann durch die Bewegung der Oberflächen der Wälzkörper durch anhaftenden Schmierstoff ein tragender Schmierfilm aufgebaut werden, der die Oberflächen der aufeinander abwälzenden Körper vollständig trennt und so Verschleiß verhindert. Bei dieser elastohydrodynamischen Schmierung mit Schmierfilmdicken in der Größenordnung von  $1 \mu\text{m}$  treten in Anwendungen wie Wälzlagern und Zahnrädern durch die Scherung des Fluids im Schmierfilm Verluste auf. Daher soll hier die Reibung im Schmierfilm besonders klein sein. In Wälzgetrieben, die in letzter Zeit wieder im Brenn-

punkt der Entwicklung für den Einsatz als stufenlose Getriebe in Kraftfahrzeugen stehen, soll die Reibung eher hoch sein, um eine Leistungsübertragung mit hohem Wirkungsgrad zu gewährleisten.

Die Anforderungen an ein Produkt vor allem in Hinblick auf Effizienz, Leistungsdichte und Genauigkeit steigen ständig. In jedem Fall ist daher die quantitative Vorhersage der Reibung im Wälzkontakt zur Auslegung eines Maschinenelements zwingend notwendig. Einerseits bestimmt die Reibung die in Wärme umgewandelte Verlustleistung und begrenzt so die Einsatzbedingungen. Bei einem Wälzlager zum Beispiel ergibt sich aus der maximalen Betriebstemperatur des Schmierstoffs die maximale Betriebsdrehzahl. Andererseits wird die Reibung selbst zur Kraftübertragung genutzt und muss von vornherein berechenbar sein, um das Maschinenelement auslegen zu können. Dies ist zum Beispiel bei Wälzgetrieben der Fall, bei denen der ausnutzbare Reibwert in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen zur Regelung zur Verfügung stehen muss. Wichtig in diesem Zusammenhang ist eine klare Unterscheidung zwischen Traktion, also dem Kraftschluss-Schlupf-Zusammenhang im Wälzkontakt, und dem Bewegungswiderstand (auch Rollwiderstand) eines Wälzkontakts. Im Gegensatz zur Traktion setzt sich der Bewegungswiderstand auch noch aus anderen Anteilen, wie z.B. Hystereseverlusten, zusammen.

# 2 Problemstellung und Ziele der Arbeit

## 2.1 Problemstellung

Um eine quantitative Vorhersage der Kraftübertragung bzw. Reibung im Wälzkontakt zu ermöglichen, sind viele Berechnungsmodelle auf der Basis von umfangreichen Bauteilversuchen entstanden. In erster Linie sind in diesem Zusammenhang die Ansätze zur Berechnung des Reibmoments von Wälzlagern zu nennen, die auf der Basis einer Fülle von Wälzlagerversuchen aufbauen. In diesen Ansätzen zur Berechnung der Reibung wird das Lager als Ganzes betrachtet. Die einzelnen Reibungsanteile werden empirisch (lastabhängig, lastunabhängig) oder aber auch ihren Ursachen entsprechend (Rollreibungmoment, Gleitreibungmoment, Dichtungsreibung, usw.) eingeteilt und berechnet. In diese Modelle fließen zwar wichtige Größen wie die Lagerdrehzahl, die Schmierstoffviskosität und die Belastung mit ein, die Informationen zur Lagerbauart, Lagerbaugröße und Art der Schmierung finden allerdings nur in Form von Kennzahlen und Koeffizienten Anwendung. Die eigentliche Geometrie der Wälzkörper und die physikalischen Vorgänge im Kontakt bleiben weitgehend unberücksichtigt. Ein Grund hierfür ist sicherlich die bisher schwierige Übertragbarkeit von Messergebnissen aus Modellversuchsständen auf das Maschinenelement als Ganzes. So stellt etwa ein Wälzlager ein sehr komplexes Maschinenelement mit einer Vielzahl an tribologischen Kontakten zwischen Reibpartnern dar.

Neuere Arbeiten beschäftigen sich zwar mit der Berechnung der Reibung in einzelnen Maschinenelementen, wie zum Beispiel in Wälzlagern ([MEYE09], [BALY05], [STEI95], [TUEL99]) oder auch Wälzgetrieben ([BORK00], [GRAS02], [MEYE06], [MEYE07]). Die entstandenen Berechnungsmodelle sind jedoch nur auf das jeweils betrachtete Maschinenelement mit teilweise deutlichen Einschränkungen anwendbar.

Es fehlt also ein grundlegendes Berechnungsverfahren für allgemeine Wälzkontakte, mit dem ausgehend von einem einzelnen Wälzkontakt die verschiedenen Reibungs- bzw. Kraftübertragungsanteile bestimmt und dann auf das ganze Maschinenelement hochgerechnet werden können.

## 2.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Das Hauptziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung eines allgemein anwendbaren Berechnungsmodells für die Kraftübertragung bzw. Reibung in hoch belasteten, punktförmigen Wälzkontakten, in denen elasto-hydrodynamische Schmierung vorliegt. Um dieses Ziel zu erreichen, muss zunächst die Anwendbarkeit von Ergebnissen aus Modellversuchen für die Berechnung der Reibung in Bauteilen wie eben Wälzlagern verbessert werden. Dazu müssen die physikalischen Vorgänge im Wälzkontakt genauer berücksichtigt werden.

Abbildung 2.1 zeigt den entsprechenden Lösungsweg. Ausgehend vom Stand der Technik sind eingehende rheologische Untersuchungen zum Schmierfilmaufbau bzw. der Schmierfilmhöhe, zum Schubspannungsaufbau und zur Druckviskosität des jeweiligen Schmier-

stoffs erforderlich. Die Ergebnisse dieser rheologischen Untersuchungen liefern die Datenbasis für ein zu entwickelndes Berechnungsmodell für allgemeine Wälzkontakte, mit dem die Kraftübertragung in einem beliebigen Kontakt berechnet werden kann. Zur Verifizierung dieses Modells soll es beispielhaft auf die speziellen Anwendungen Schräg- bzw. Rillenkugellager und Wälzgetriebe (Voll- und Halbtoroidvariator) angewandt und mit in entsprechenden Bauteilversuchen gemessenen Daten verglichen werden.

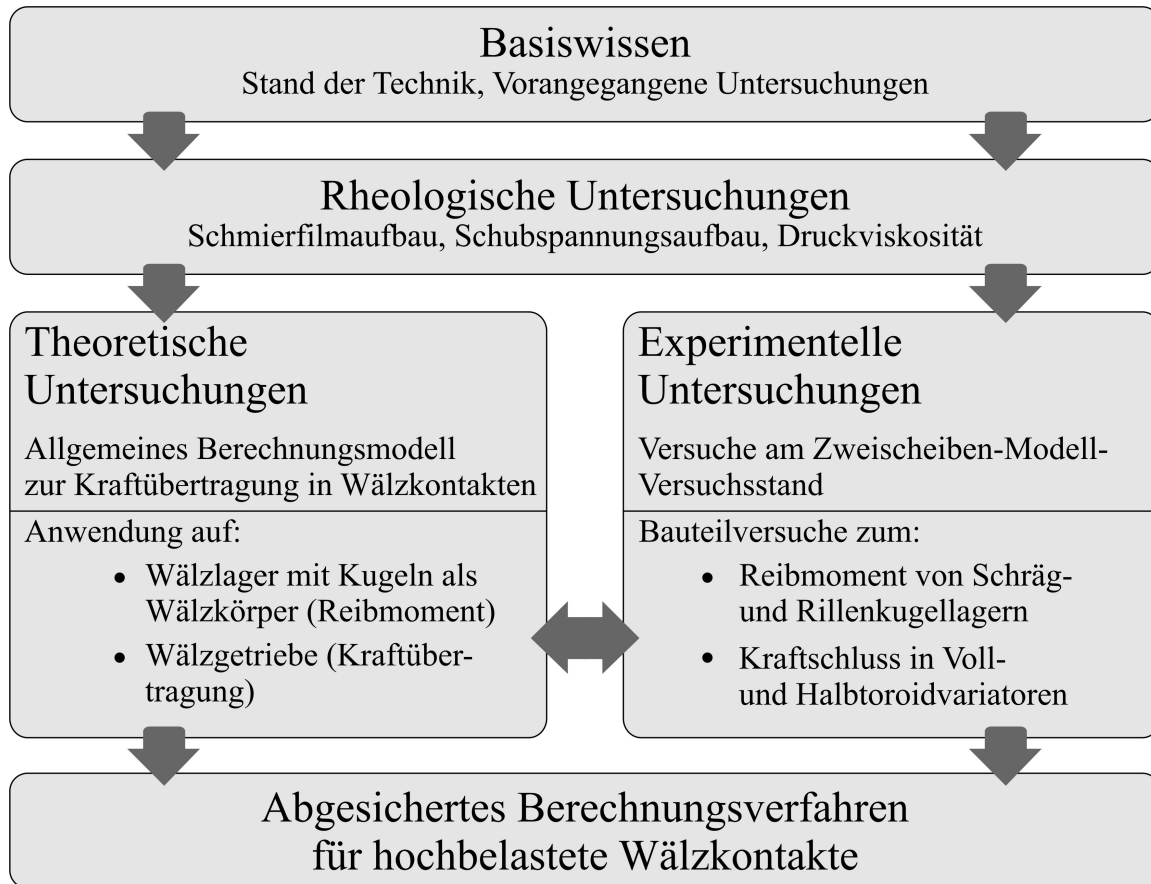


Abbildung 2.1: Lösungsweg

Als Ergebnis soll ein optimiertes, abgesichertes Berechnungsverfahren für hoch belastete Wälzkontakte aus der Arbeit hervorgehen. Mit diesem Berechnungsverfahren soll es möglich sein, mit wenigen Basisdaten eines Schmierstoffs eine genaue quantitative Aussage über das Verhalten im Wälzkontakt zu treffen.

# 3 Stand der Technik

## 3.1 Schmierfilmaufbau im Wälzkontakt

### 3.1.1 Ausbildung eines Wälzkontakts

Hoch belastete elastohydrodynamisch geschmierte Wälzkontakte finden sich in einer Vielzahl von Maschinenelementen, wie beispielsweise in Zahn- und Kettenrädern, Wälzlagern, Nocken-Stößel-Systemen und Reibrad-Getrieben (Abbildung 3.1). Wälzen ist dabei definiert als eine Überlagerung von einer Roll- und einer Gleitbewegung. Unter der zu übertragenden Normalkraft bildet sich durch elastische Verformung eine Kontaktfläche, wodurch die Pressung im Gegensatz zum idealen Punkt- bzw. Linienkontakt endliche Werte annimmt. Die Größe der Kontaktfläche und die Pressungsverteilung können für einen nicht geschmierten oder ruhenden Kontakt nach den Gleichungen von Hertz berechnet werden [HERT81].

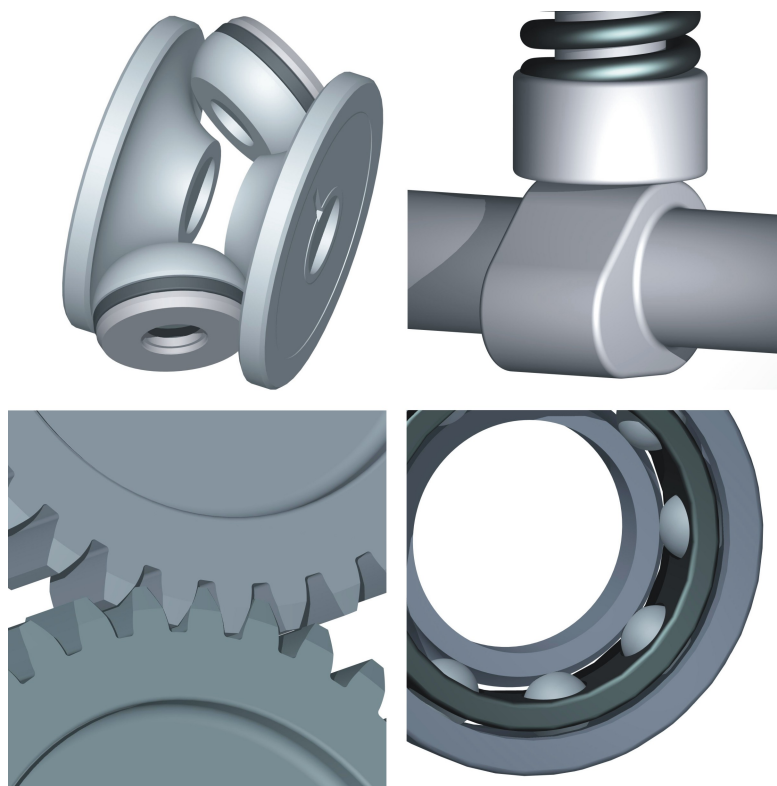


Abbildung 3.1: Beispiele hoch belasteter Wälzkontakte

Ist die elastische Verformung bei geschmierten Kontakten größer als die Schmierfilmdicke, liegt elastohydrodynamische Schmierung vor (Abbildung 3.2). Charakteristisch hierfür ist eine über weite Teile der Kontaktfläche relativ konstante mittlere Schmierfilmdicke  $h_0$  und eine hufeisenförmige Einschnürung des Schmierfilms am Auslauf mit einer minimalen Schmierfilmdicke  $h_{min}$ . Dieser Einschnürung des Schmierfilms steht eine Druckspitze in der

Pressungsverteilung gegenüber. Ein Meniskus im Einlaufbereich versorgt den Kontakt mit Schmierstoff. Menge und Viskosität des Schmierstoffs im Meniskus bestimmen daher maßgeblich die sich einstellende Schmierfilmhöhe. An den Wälzkörpern haftender Schmierstoff wird dabei in Richtung des Schmierpaltes gefördert; da aber nicht aller Schmierstoff in den Schmierpalt gelangen kann, entsteht eine Rückströmung mit entsprechenden Scherverlusten. Ist die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit  $v_{hd}$ , welche definiert ist als die halbe Summe der Oberflächengeschwindigkeiten beider Körper, groß genug, entsteht ein tragender Schmierfilm, der die Oberflächen vollständig trennt. Im Kontakt herrschen dann Drücke von bis zu 4 GPa im Schmierstoff und es kommt beim Einlauf in den Kontakt zu einer Änderung der Viskosität von mehreren Größenordnungen.

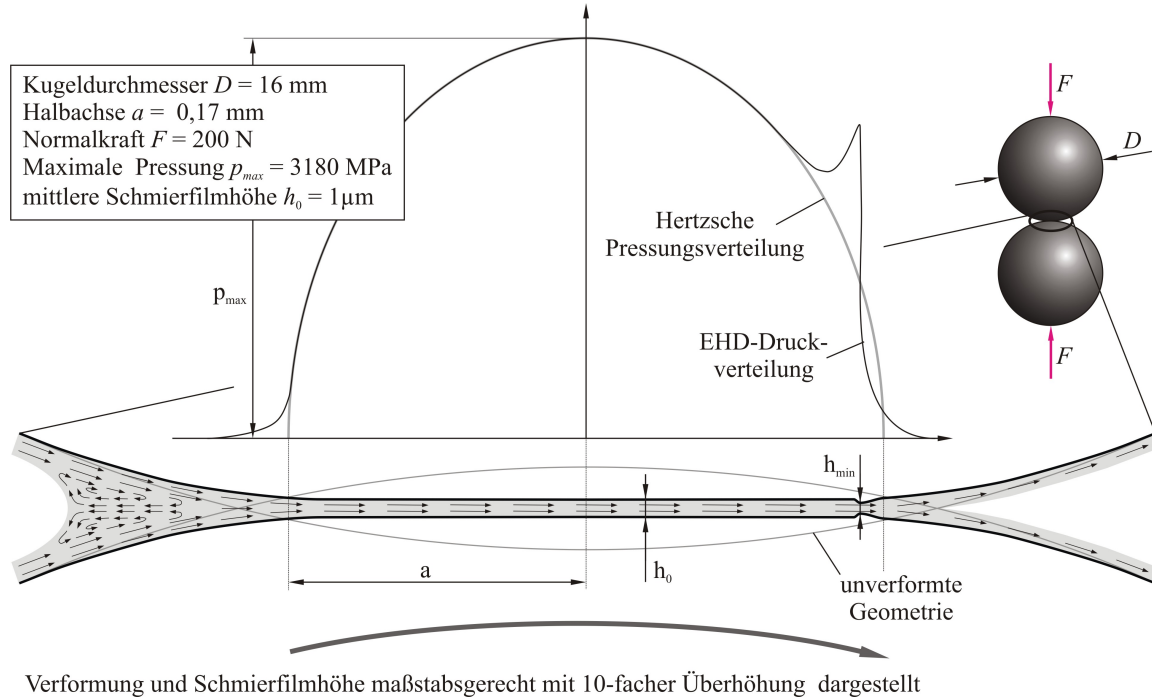


Abbildung 3.2: Maßstabsgerechte Darstellung eines EHD-Kontakts

Die Schmierfilmhöhe ist mit entscheidend für die Lebensdauer eines Wälzkontakts und Gegenstand einer Vielzahl an Arbeiten. Weit verbreitet ist die Berechnung der Schmierfilmhöhe  $h_0$  nach Dowson und Toyoda [DOWS79] bzw. Hamrock und Dowson [HAMR04]. Danach ergibt sich die Schmierfilmhöhe zu

$$h_0 = 2,69 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,067} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot k}) \cdot R_x \quad (3.1)$$

Ein Parameter ist hier der Werkstoffparameter  $G$

$$G = \alpha_p \cdot E' \quad (3.2)$$

mit dem Druckviskositätskoeffizienten  $\alpha_p$  und dem reduzierten Elastizitätsmodul  $E'$ . Dieser wiederum berechnet sich aus den Elastizitätsmoduln  $E_1$  und  $E_2$  und den Querkontraktionszahlen  $\nu_1$  und  $\nu_2$  der beiden Wälzkörper

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (3.3)$$

Der Geschwindigkeitsparameter  $U$

$$U = \frac{\eta_0 \cdot v_{hd}}{E' \cdot R_x} \quad (3.4)$$



setzt sich zusammen aus der dynamischen Viskosität bei Umgebungsdruck und Betriebstemperatur  $\eta_0$ , der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit  $v_{hd}$ , dem reduzierten Elastizitätsmodul  $E'$  aus Gleichung 3.3 und dem effektiven Radius in Laufrichtung  $R_x$

$$R_x = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (3.5)$$

mit den Radien der Wälzkörper in Laufrichtung  $r_1$  und  $r_2$ . Der Belastungsparameter  $W$  berechnet sich aus der Belastung des Kontakts  $F_N$ , dem reduzierten Elastizitätsmodul  $E'$  aus Gleichung 3.3 und dem effektiven Radius in Laufrichtung  $R_x$  aus Gleichung 3.5

$$W = \frac{F_N}{E' \cdot R_x} \quad (3.6)$$

Ein weiterer Koeffizient ist das Halbachsenverhältnis  $k$

$$k = \frac{a}{b} \quad (3.7)$$

Die spezifische Schmierfilmdicke  $\lambda$  gibt das Verhältnis von Schmierfilmhöhe zu Oberflächenrauheit an und kann berechnet werden nach

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (3.8)$$

wobei die Rauheiten der beiden Wälzkörper  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  aus den jeweiligen  $R_a$ -Werten bestimmt werden können:

$$\sigma_{1,2} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot R_{a1,2} \quad (3.9)$$

### 3.1.2 Kraftschluss im geschmierten Wälzkontakt

Eine Scherung des Schmierfilms durch eine Verschiebung der Wälzkörper-Oberflächen bewirkt einen Aufbau von Schubspannungen im Fluid. Diese Schubspannungen können mitunter sehr hohe Werte annehmen, was in der Steigerung der Viskosität durch den Druckanstieg im Kontakt bis hin zu einer Verfestigung des Schmierstoffs begründet ist. Sollen Kräfte zwischen den Wälzkörpern übertragen werden, wie z.B. bei Wälzgetrieben, ist dies durchaus erwünscht. Sollen dagegen keine Kräfte übertragen werden, wie z.B. bei Wälzlagern, führt die Scherung des Schmierstoffs zu unerwünschten Verlusten.

#### Kinematik im Wälzkontakt

Von elementarer Bedeutung für den Kraftschluss ist daher die Kinematik im Wälzkontakt, genauer gesagt die Relativbewegung beider Körper zueinander. Im Gegensatz zum reinen Rollen, bei dem keine Relativbewegung auftritt, ist beim Wälzen immer Relativbewegung vorhanden. Größe und Richtung der Relativgeschwindigkeiten in einer Kontaktfläche hängen im Wesentlichen von der Größe und Richtung der Winkelgeschwindigkeiten der Körper und von der Größe und Form der Kontaktfläche ab. Eine Hauptbewegungsrichtung (Längsrichtung) vorausgesetzt, lassen sich dabei drei Haupt-Relativbewegungsrichtungen unterscheiden: Längsschlupf, Querschlupf und Bohrschlupf (Abbildung 3.3). Längsschlupf meint eine Relativbewegung in Wälzrichtung; beim Querschlupf liegt die Relativbewegung senkrecht zur Wälzrichtung. Bohrschlupf entsteht durch eine Drehbewegung eines Körpers um eine Achse, die senkrecht auf der Berührfläche liegt. In realen Wälzkontakten findet

sich meistens eine Überlagerung von Längsschlupf und Bohrschlupf oder auch aller drei Relativbewegungsarten. Aus den Winkelgeschwindigkeiten und der Kontaktfläche zweier Körper lässt sich das Geschwindigkeitsfeld in der Kontaktfläche ermitteln. Die Winkelgeschwindigkeit jedes Körpers kann dazu in drei Anteile zerlegt werden: in einen Anteil in Längsrichtung  $\omega_L$ , das heißt der Hauptdrehrichtung, in der z.B. auch Kraft übertragen werden soll, in einen Anteil  $\omega_Q$  senkrecht dazu in der Ebene der Kontaktfläche und in einen Anteil  $\omega_B$ , der senkrecht auf der Kontaktfläche steht. Aus der Differenz der jeweiligen Winkelgeschwindigkeitsanteile beider Körper ergibt sich das Relativgeschwindigkeitsfeld in der Kontaktfläche.

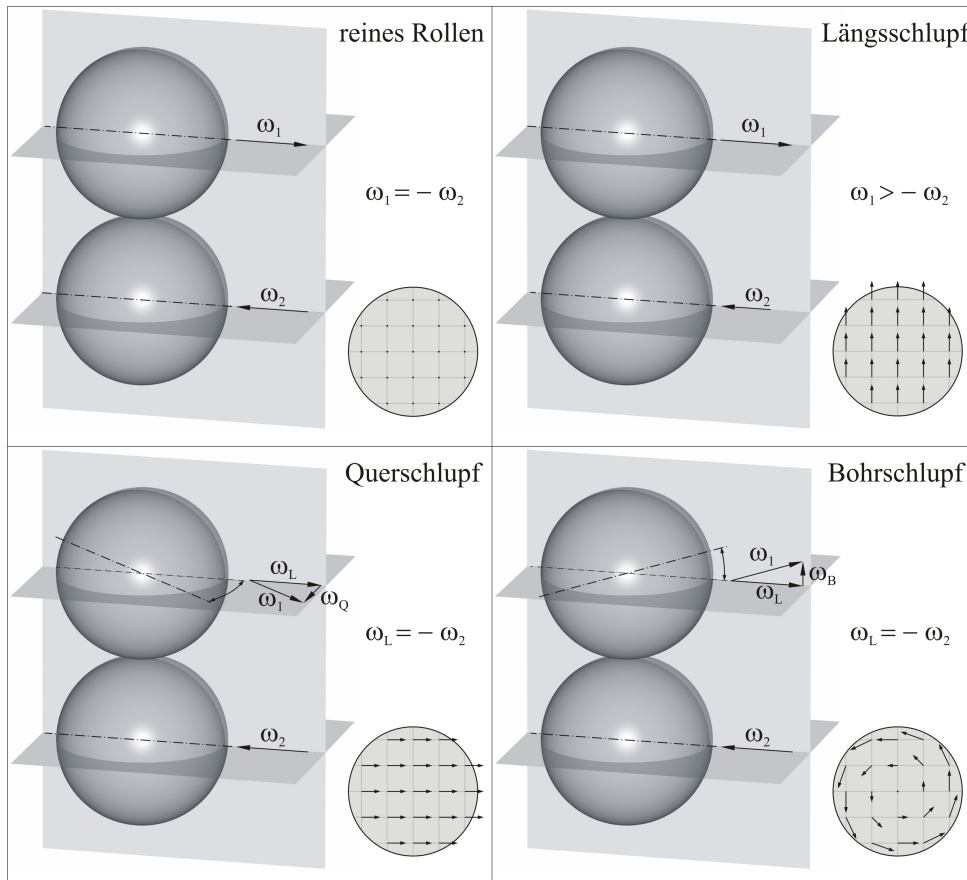


Abbildung 3.3: Formen von Relativbewegung

### Schubspannungsaufbau

Das Vermögen eines Schmierstoffs, Schubspannungen zu übertragen, hängt von der Flüssigkeit selbst und von den Umgebungsbedingungen ab. Eine sog. Newtonsche Flüssigkeit bildet zwischen zwei gegeneinander bewegten Platten ein lineares Geschwindigkeitsprofil aus (Abbildung 3.4). Direkt an den Wänden haften die Flüssigkeitsmoleküle an, so dass sie dort die Geschwindigkeit der Wand haben. Dazwischen baut sich eine laminare Strömung auf, wobei die einzelnen Flüssigkeitsschichten aufeinander abgleiten.

Die sich aufbauende Schubspannung lässt sich mit dem Newtonschen Reibungsgesetz beschreiben [STOE00]:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dx} \quad (3.10)$$

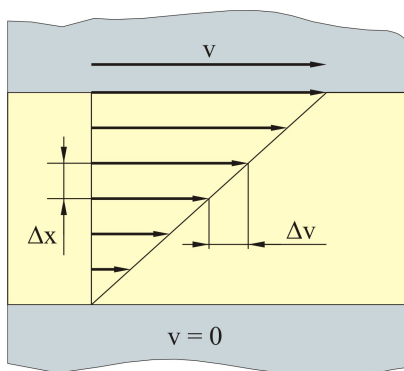


Abbildung 3.4: Geschwindigkeitsprofil zwischen zwei sich gegeneinander bewegende Platten mit Newtonscher Flüssigkeit

Die Schubspannung  $\tau$  ist proportional zu dem Geschwindigkeitsgradienten  $\frac{dv}{dx}$ , wobei der Proportionalitätsfaktor  $\eta$  die dynamische Viskosität der Flüssigkeit ist. Der Geschwindigkeitsgradient wird auch oft als Scherrate  $S$  bezeichnet. Die dynamische Viskosität  $\eta$  ist also ein Maß dafür, wie viel Kraft aufgebracht werden muss, um zwei Flüssigkeitsschichten gegeneinander zu verschieben. Sie hängt von Druck und Temperatur ab, ist aber für Newtonsche Flüssigkeiten unabhängig von der Scherrate  $S$  [MANG07].

Versuche zeigen allerdings, dass die Viskosität für viele Fluide nur im Bereich kleiner Scherraten konstant bleibt (Abbildung 3.5). Darüber kann trotz steigender Relativgeschwindigkeit der Wälzkörperoberflächen immer weniger und schließlich keine zusätzliche Schubspannung mehr aufgebaut werden, bis hin zu einem Abfall der Schubspannung mit steigender Scherrate. Dieses Verhalten kann mit dem Newtonschen Modell auch durch den Einsatz einer temperaturabhängigen Viskosität, in die die Erwärmung des Fluids im Kontakt durch die hohen Schergeschwindigkeiten einfließt, nicht erklärt werden. In vie-

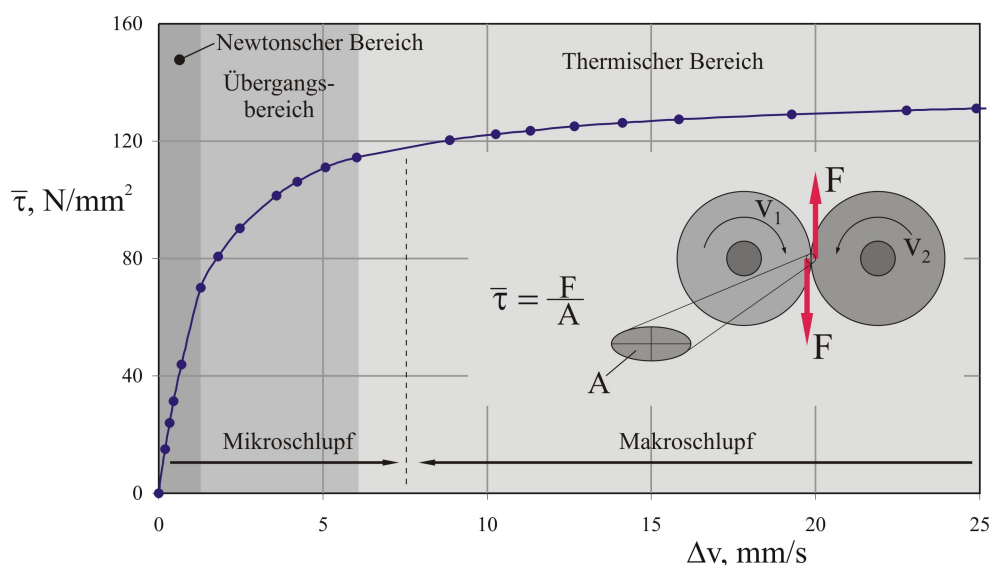


Abbildung 3.5: Bereiche gemessener Schubspannungsverläufe

len Arbeiten werden daher verschiedene andere Viskositäts-Modelle angewandt, die das nicht-lineare Verhalten berücksichtigen sollen. Das nicht-linear viskose Modell nach Eyring beschreibt eine Eyring-Spannung  $\tau_0$ , ab der das Fluid in den nicht-linearen Bereich übergeht [EYRI36]:

$$\tau = \tau_0 \cdot \operatorname{arcsinh} \left( \frac{\eta}{\tau_0} \cdot \dot{\gamma} \right) \quad (3.11)$$

In diesem Modell steigt allerdings die Schubspannung mit steigender Schergeschwindigkeit monoton an. In den Ansätzen nach Bair und Winer [BAIR92] begrenzt daher eine Grenzschubspannung  $\tau_L$  den Anstieg der Schubspannung, so dass diese nicht größer als  $\tau_L$  werden kann, z.B.:

$$\tau = \tau_L \cdot \left( 1 - \exp \left( -\frac{\eta}{\tau_L} \cdot \dot{\gamma} \right) \right) \quad (3.12)$$

Dies wird gestützt durch die Beobachtung von Scherbändern, die sich im Fluid ab einer bestimmten Schergeschwindigkeit ausbilden, an denen die Fluidmoleküle aneinander abgleiten [BAIR04]. Abbildung 3.6 zeigt einen Vergleich der verschiedenen Modelle zur Berechnung der Schubspannung.

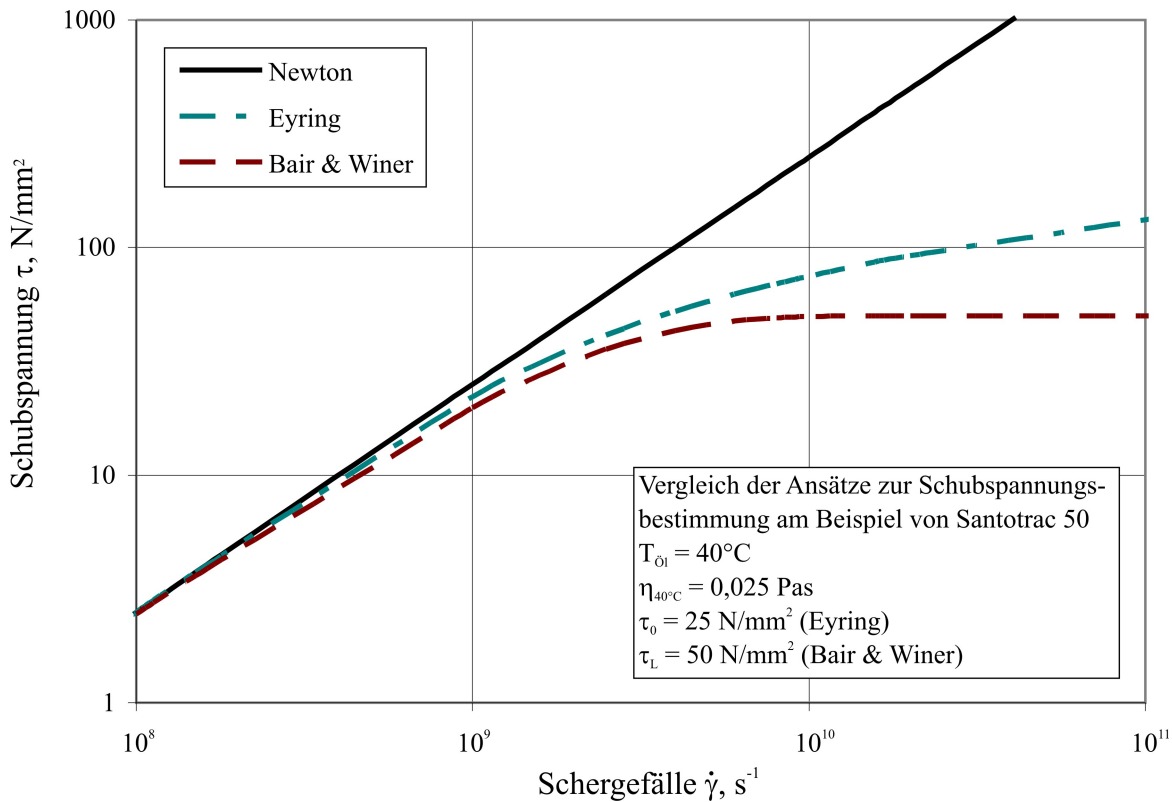


Abbildung 3.6: Vergleich der Berechnungsansätze zur Schubspannung

Das Modell von Eyring wird im Ansatz nach Tevaarwerk und Johnson [TEVA79] in Form eines Schubmoduls  $G$  um einen elastischen Anteil erweitert, da es unter den hohen Drücken im Kontakt zu einer teilweisen Verfestigung des Fluids und zu einer glasartigen Struktur kommt.

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta} \cdot \sinh \left( \frac{\tau}{\tau_0} \right) \quad (3.13)$$

Die Abhängigkeit der Viskosität von Druck und Temperatur kann für Drücke bis ca. 5000 Bar mit der Barus-Gleichung beschrieben werden

$$\eta(T, p) = \eta(T, p_0) \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (3.14)$$

worin  $\eta(T, p_0)$  die Viskosität bei entsprechender Temperatur und entsprechendem Umgebungsdruck darstellt [BARU83].  $\alpha_p$  ist der Druck-Viskositäts-Koeffizient, der angibt, wie stark die Viskosität mit dem Druck zunimmt. Da für höhere Drücke dieser einfache exponentielle Zusammenhang nicht mehr mit gemessenen Daten übereinstimmt, sind viele unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung von  $\alpha_p$  entstanden, bei denen  $\alpha_p$  häufig selber eine Funktion des Drucks ist [ROEL66], [BAIR00], [YOKO99]. Es wurden auch weitere Gleichungen zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität entwickelt, wie zum Beispiel die Roelands-Gleichung [ROEL66], die Williams-Landel-Ferry-(WLF)-Gleichung sowie diverse Modifikationen der genannten Gleichungen.

Das Hauptproblem aller Ansätze zur Beschreibung der Druckviskosität von Schmierstoffen besteht in der unsicheren Extrapolation der berechneten Viskosität über Drücke von 1 GPa hinaus, da hier der messtechnische Abgleich nicht ohne weiteres möglich ist. Bis zu Drücken von 1 GPa liefern zum Beispiel Fallkörper-Viskosimeter [BAIR82], [WALB04] oder auch Quarz-Viskosimeter [BODE88] Werte zur Absicherung der Berechnungsansätze. Gerade in einem Druckbereich um 1 GPa tritt aber durch eine Verfestigung des Schmierstoffs eine gravierende Änderung im Viskositätsverlauf ein [BODE89], [JACO91], was eine Extrapolation schwer möglich macht und die genannten Modifikationen der Viskositätsgleichungen erfordert. Diese Verfestigung findet innerhalb von wenigen Mikrosekunden statt, so dass zum Beispiel auch in den Kontakten von Wälzlagern unter normalen Betriebsbedingungen verfestigter Schmierstoff vorliegt [JACO74].

### 3.1.3 Kraftschluss im trockenen Kontakt - Deformationstheorie

Auch im ungeschmierten oder trocken laufenden Wälzkontakt ergibt sich bei Übertragung einer Kraft in Umfangsrichtung eine Drehzahldifferenz bzw. ein Schlupf zwischen beiden Wälzkörpern. Dieser Schlupf kann auf die elastische Verformung der Wälzkörper zurückgeführt werden und wird deshalb als elastischer Schlupf bezeichnet. Abbildung 3.7 zeigt ein Modell zur Entstehung des elastischen Schlupfs nach Poll [POLL83]. Die beiden Wälzkörper weisen in diesem Modell auf ihrer Oberfläche eine elastische Schicht auf, die unter einem angreifenden Moment bzw. einer Tangentialkraft geschert wird. Die Elemente dieser Schicht werden an der Scheibenoberfläche am Einlauf in den Kontakt am treibenden Körper gestaucht (A) und am bremsenden Körper gedehnt (B). Die gestauchten und gedehnten Elemente wandern in den Kontakt, wo sich Stauchung und Dehnung durch die Ruhereibung zunächst einmal nicht abbauen können. Am Auslauf kommt es zu einem Abgleiten und die Verformungen drehen sich kurzfristig um, das heißt die gestauchten Elemente des treibenden Körpers werden gedehnt und umgekehrt. Dadurch ergibt sich ein von außen messbarer Drehzahlunterschied zwischen beiden Wälzkörpern.

Da in elliptischen Kontakten die Pressung zum Rand des Kontaktes hin abnimmt, kann auch bei sehr kleinen übertragenen Umfangskräften niemals ein Haften in der gesamten Berührfläche bestehen. In Zonen, in denen die Schubspannung das Produkt aus Reibwert und Pressung übersteigt, gleiten die Oberflächen aufeinander ab. Da die Schubspannungen in der Kontaktfläche vom Einlauf zum Auslauf hin zunehmen, beginnt das Gleiten am Auslauf (Abbildung 3.8 oben). Das Gleitgebiet dehnt sich mit steigender Umfangskraft weiter aus (Abbildung 3.8 mitte), bis schließlich in der gesamten Kontaktfläche Gleiten stattfindet (Abbildung 3.8 unten). Mit diesem Modell (Deformationstheorie) lässt sich der Verlauf der Kraftschluss-Funktion bei trockener Reibung erklären (Abbildung 3.9). Ausgehend von einem nahezu linearen Anfangsteil mit einer Anfangssteigung bei einem Schlupf von 0 steigt die Reibkraft degressiv an, bis sie einen Maximalwert erreicht hat und nicht weiter wächst. Ist dieser Maximalwert erreicht, liegt Gleiten in der gesamten

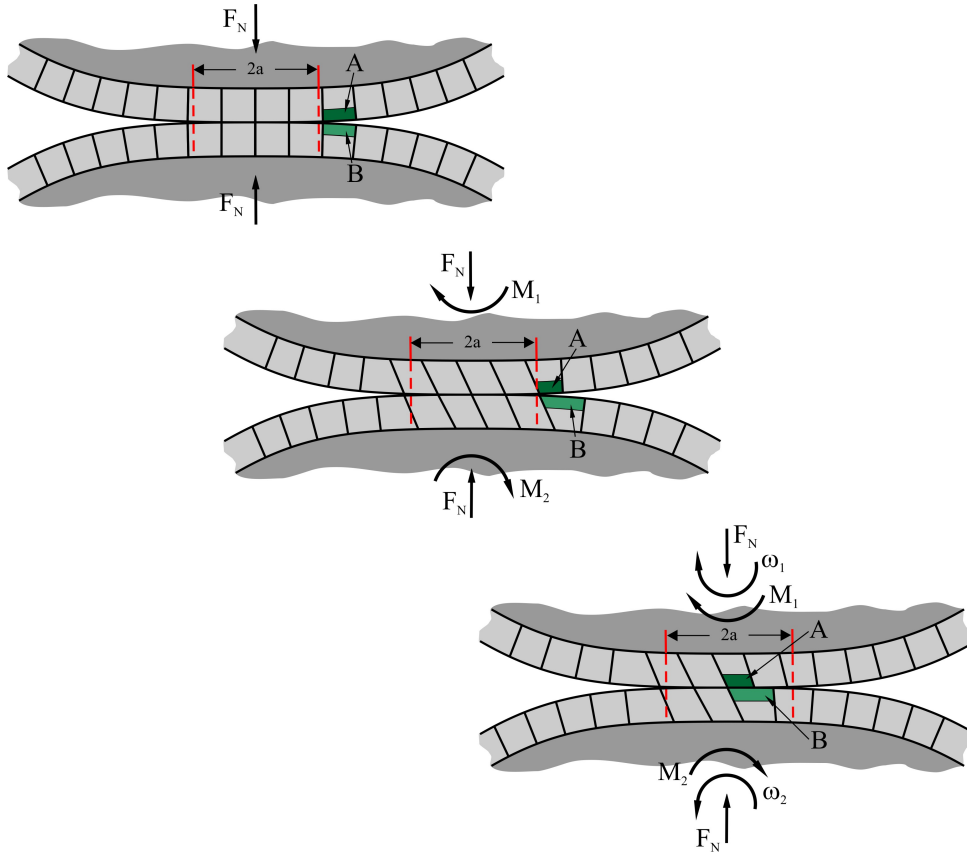


Abbildung 3.7: Modell zur Erklärung des elastischen Schlupfanteils [POLL83]

Kontaktfläche vor und der elastische Schlupf geht in den starren Schlupf über.

Die Steigung der Ursprungstangente der Kraftschlussfunktion ist unabhängig von der Gleitreibungszahl  $\mu$  und kann berechnet werden nach

$$\frac{d\mu}{dS(s=0)} = \frac{E}{2 \cdot p_{max} \cdot (1 - \nu_q^2)} \quad (3.15)$$

Diese Gleichung gilt streng genommen nur für rechteckige Kontaktflächen, Poll [POLL83] zeigt allerdings, dass die Anfangssteigung der Kraftschlusskurve für elliptische und rechteckige Kontaktflächen in der Praxis ähnlich ist, wenn die Kontaktflächengröße gleich ist und es sich um Ellipsen mit einer langen Halbachse quer zur Rollrichtung handelt.

Der gesamte Reibwert-Längsschlupf-Zusammenhang lässt sich nach der Gleichung

$$S_L(\mu) = 2 \cdot \mu_g \cdot \bar{p} \cdot \frac{1 - \nu}{G} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{\mu}{\mu_g}} \right) \quad (3.16)$$

mit dem Gleitreibungwert  $\mu_g$  berechnen.

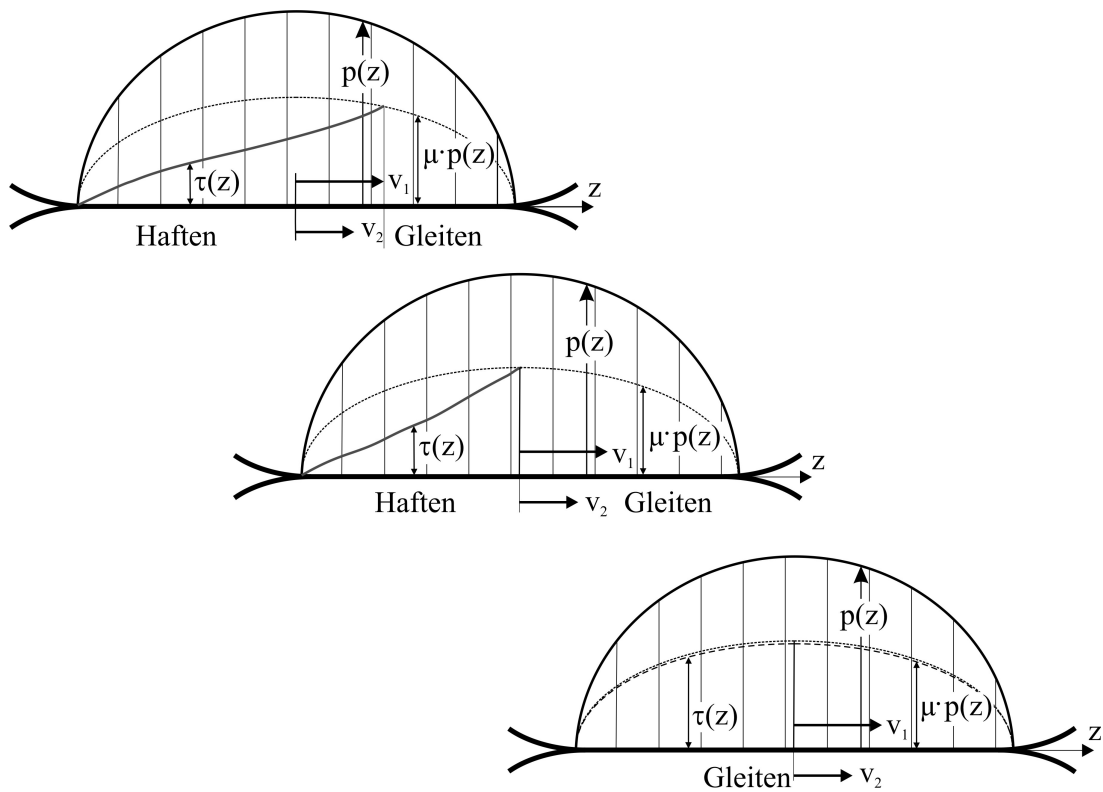


Abbildung 3.8: Haft- und Gleitzonen im trockenen Kontakt nach Poll [POLL83]

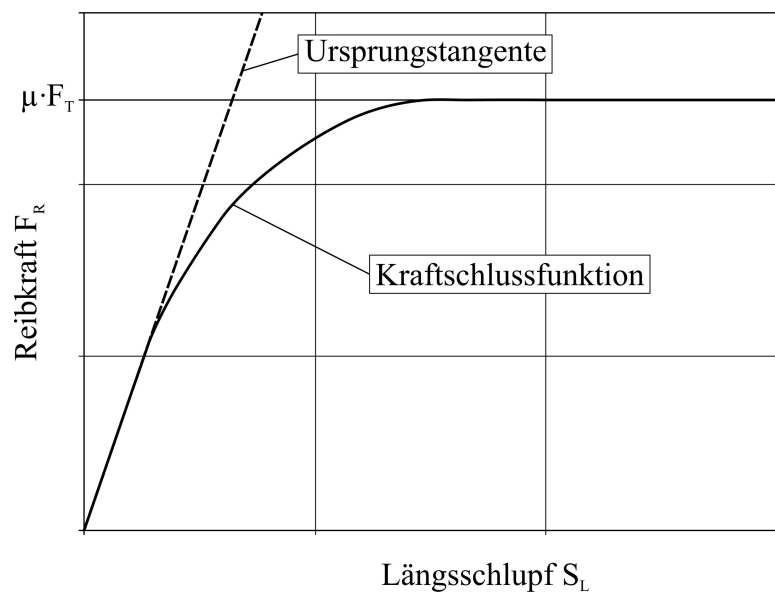


Abbildung 3.9: Kraftschlussfunktion bei trockener Reibung nach der Deformationstheorie nach [CART26], [HEIN67], [KALK67] und [POLL83]

### 3.1.4 Vergleich des geschmierten und trockenen Kraftschlusses

Bair und Kotzalas [BAIR06] vergleichen in experimentellen Untersuchungen das Verhalten der Kraftschlusskurve bei trockener und geschmierter Reibung (Abbildung 3.10). Die Anfangssteigung bei trockenem und geschmiertem Kontakt ist bei dem untersuchten Traktionsöl Santotrac 40 gleich. Der Schlupf im geschmierten Kontakt wird in einen elastischen und einen viskosen Anteil aufgetrennt. Der elastische Anteil wird ausschließlich der Scheibenverformung zugeschrieben und nach der Theorie von Kalker [KALK67] bestimmt. Er hängt damit weder von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit noch von der Öltemperatur ab.

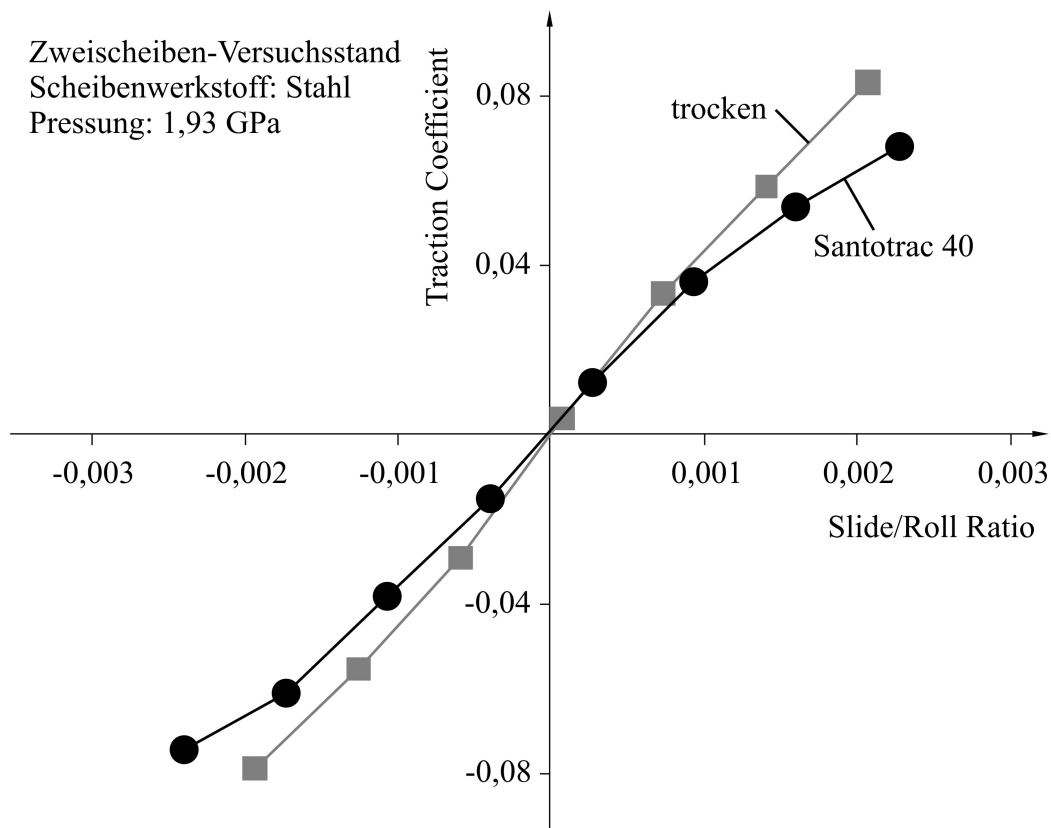


Abbildung 3.10: Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung nach [BAIR06]

Die dargestellten Untersuchungen untermauern die Aussage von Evans und Johnson [EVAN86], dass ohne eine Berücksichtigung des elastischen Schlupfs ein Rückschluss auf die elastischen Eigenschaften des Fluids bei kleinem Schlupf und hoher Pressung an einem Zweischeiben-Versuchsstand nicht möglich ist.

## 3.2 Maschinenelemente mit hoch belasteten Wälzkontakten

Zwei Maschinenelemente mit hoch belasteten Wälzkontakten, die im Rahmen dieser Arbeit genauer betrachtet werden, sind das Wälzlager und das Wälzgetriebe. Die Grundlagen zu diesen beiden Maschinenelementen werden in diesem Kapitel kurz behandelt.



### 3.2.1 Wälzlager

#### Aufbau, Geometrie und Schmierung von Wälzlagern

Wälzlager übertragen Kräfte zwischen sich relativ zueinander bewegenden Maschinenteilen. Dazu verfügen sie über Wälzkörper, die auf den gehärteten Bahnen von Lagerringen abrollen (Abbildung 3.11), wodurch eine Relativbewegung mit sehr kleinem Widerstand möglich ist. Ein Käfig hält die Wälzkörper dabei auf Abstand zueinander. Die Wälzkörper können Kugeln, Zylinder, Kegel oder auch Tonnen sein. Von großer Bedeutung sind Lager mit Kugeln als Wälzkörper, da Kugeln einfach zu fertigen und die Lager daher kostengünstig sind. Das einfachste Lager mit Kugeln ist das Rillenkugellager. Es kann Kräfte in radialer und axialer Richtung aufnehmen; unter Axialkräften verlagern sich die Kontaktpunkte und es stellt sich ein Druckwinkel von bis zu  $15^\circ$  ein. Bei Schrägkugellagern sind die Laufbahnen so angeordnet, dass die Kräfte von vorn herein über einen bestimmten Druckwinkel übertragen werden. Es werden Schrägkugellager mit Nenndruckwinkeln von  $15^\circ$ ,  $25^\circ$  und  $40^\circ$  angeboten. Schrägkugellager haben eine höhere axiale Tragfähigkeit als Rillenkugellager und erlauben bei paarweisem Einbau eine präzise spielfreie axiale Positionierung der Welle, wie sie zum Beispiel bei Wellen mit Kegel- oder Schneckenrädern oder Werkzeugspindeln gefordert ist. Die Laufbahnrillen sind mit hoher Form- und Oberflächengüte hergestellt und der Radius ist jeweils etwas größer als der Radius der Kugeln. Die dadurch entstehende so genannte Schmiegunng ist definiert als

$$\text{Schmiegunng} = \frac{\text{Rillradius} - \text{Rollkörperradius}}{\text{Rollkörperradius}} \quad (3.17)$$

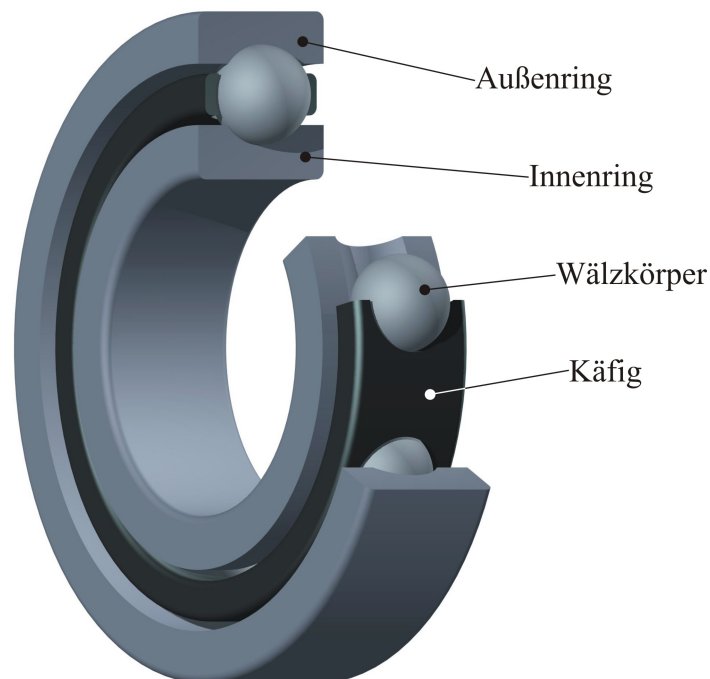


Abbildung 3.11: Aufbau eines Wälzlagers

Wälzlager können mit Fett, Öl und in Ausnahmefällen auch mit Festschmierstoffen geschmiert werden. Da eine Fettschmierung kostengünstig und wartungsarm ist, ist der überwiegende Teil der Wälzlagerungen fettgeschmiert [BRAE95]. Ein Fett besteht aus den Komponenten Grundöl, Verdicker und Additivpaket. Das Grundöl ist dabei in die

Verdickermatrix eingebaut, wird nach und nach freigegeben und kann so zur Schmierfilmbildung im Wälzkontakt beitragen. Nach der Erstbefettung und dem Einlauf bildet sich dazu ein Fettreservoir zu beiden Seiten der Wälzkörperlaufbahn, aus dem der Kontakt mit Öl versorgt werden kann. Das Ölabscheidevermögen, vor allem in Abhängigkeit von der Temperatur, ist daher eine entscheidende Eigenschaft eines Fettes. Bei niedrigen Temperaturen ist das Ölabscheidevermögen des Fettes geringer, was sich auf das Lager laufzeitvermindernd auswirkt [GERS00], [KUHL09]. Durch das hieraus resultierende reduzierte Angebot an Schmierstoff läuft das Lager im Bereich der Minimalmengenschmierung (auch Starvation genannt) und die Schmierfilmhöhe ist im Vergleich zur Vollschmierung geringer [WEDE71]. Auch in schnelllaufenden Lagerungen tritt Minimalmengenschmierung auf, da die Wirkung der Fliehkraft und die Überrollfrequenz das Schmierstoffangebot beeinflussen [POLL09].

### Kinematik und Kräftegleichgewicht

Im Betrieb können beide Lagerringe eine von null verschiedene Drehzahl aufweisen; meistens befindet sich der Außenring aber im Maschinengehäuse und hat daher die Drehzahl null (Abbildung 3.12).

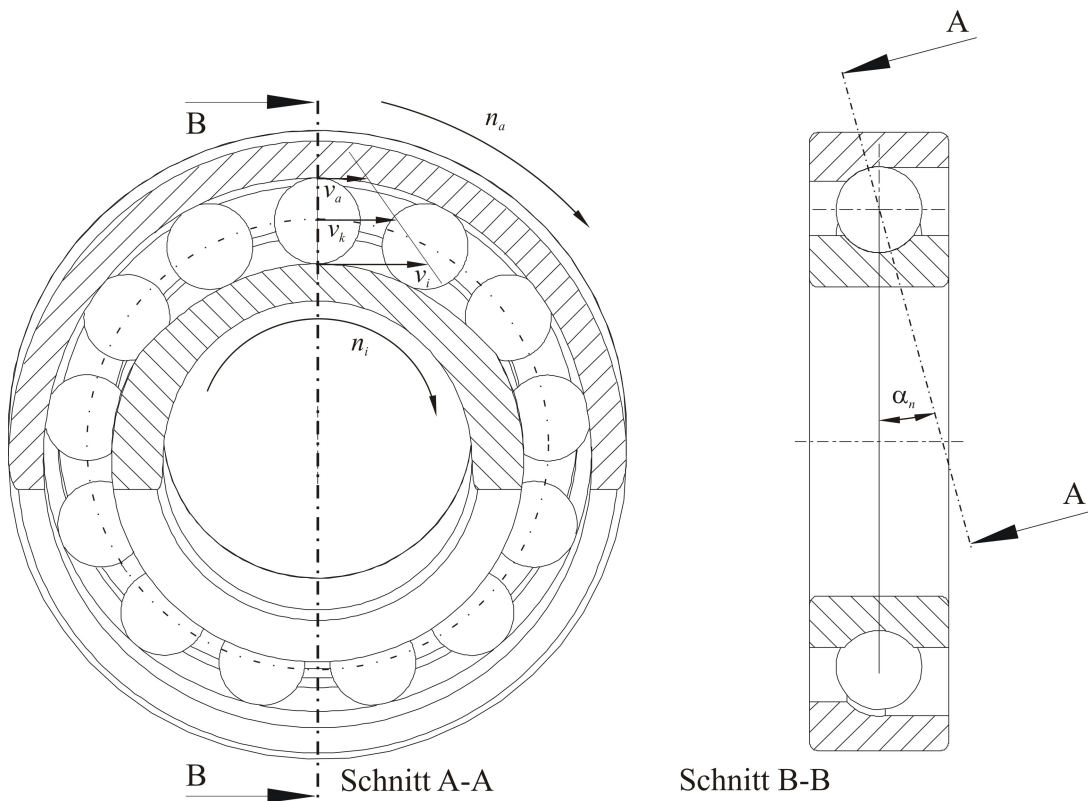


Abbildung 3.12: Geschwindigkeiten und Drehzahlen im Schrägkugellager

Geht man vereinfachend davon aus, dass in den Kontaktpunkten zwischen Kugeln und Lagerringen kein Schlupf in Umfangsrichtung vorliegt, so lassen sich die Geschwindigkeiten der Kontaktpunkte  $v_a$  und  $v_i$  über die äußeren Drehzahlen  $n_a$  und  $n_i$  bestimmen. Die Geschwindigkeit der Wälzkörpermittelpunkte  $v_k$  ergibt sich zu

$$v_k = \frac{v_a + v_i}{2} \quad (3.18)$$

Der Index  $k$  bezeichnet, dass es sich dabei gleichzeitig um die Geschwindigkeit des Käfigs handelt. Die Wälzgeschwindigkeit  $v_w$  ergibt sich als Differenz zwischen der Geschwindigkeit des Außen- bzw. Innenrings und der Geschwindigkeit des Wälzkörpermittelpunktes (Abbildung 3.13):

$$v_w = v_a - \frac{v_k}{r_m} \cdot r_a \quad (3.19)$$

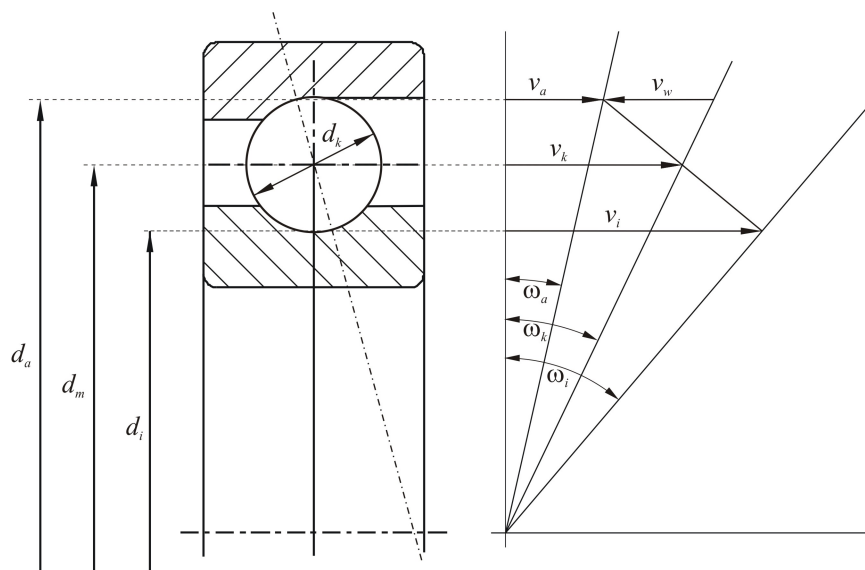


Abbildung 3.13: Bestimmung der Wälzgeschwindigkeit nach [BRAE95]

Die Berührungstangenten in den Kontaktpunkten eines Schrägkugellagers schneiden sich nicht auf der Lagerachse, wie es zum Beispiel in Kegelrollenlagern der Fall ist (Abbildung 3.14). Dadurch muss es in den Kontaktpunkten zusätzlich zu der Wälzbewegung zu einer Bohrbewegung kommen, welche sich je nach Kontakt- und Reibungsverhältnissen auf den Innenring- und den Außenringkontakt aufteilt.

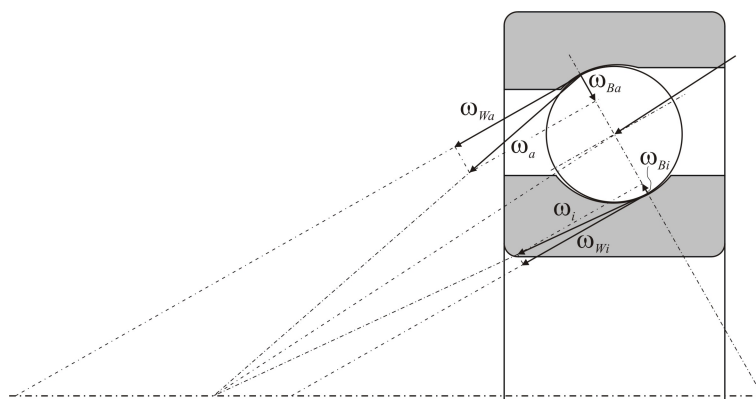


Abbildung 3.14: Abwälzverhältnisse nach [BRAE95]

### Reibungsverluste im Wälzlager

Dem Bewegungswiderstand eines Wälzlagers kommt bei der Auslegung einer Wälzlagerung eine besondere Bedeutung zu, da die Verlustleistung in Wärme umgewandelt wird und diese Wärme aus der Lagerstelle abtransportiert werden muss. Bei konstanter Verlustleistung ergibt sich also die Temperatur an der Lagerstelle aus dem Gleichgewicht der

im Lager in Wärme umgewandelten Energie und der Ableitung dieser Wärme aus der Lagerstelle. Da die Verlustleistung mit zunehmender Drehzahl ansteigt, ergibt sich daraus eine maximale Drehzahl für das Lager, wenn eine bestimmte Lagertemperatur nicht überschritten werden darf. Diese maximale Betriebstemperatur eines Lagers wird begrenzt durch die Wälzfestigkeit des Lagerwerkstoffs, der Zeitstandsfestigkeit nichtmetallischer Käfigwerkstoffe und Dichtungen und der Gebrauchsdauer des Schmierstoffs [STEI08].

Verluste im Wälzlager entstehen durch Hysterese des Werkstoffs von Wälzkörpern und Laufbahnen bei der Überrollung und durch Scherverluste im Schmierstoff. Scherverluste treten im Kontakt zwischen Wälzkörpern und Lagerringen, zwischen Käfig und Wälzkörpern bzw. Lagerringen bei Bordführung und im bewegten Schmierstoff außerhalb der Kontakte auf. Als erster beschäftigte sich Stribeck [STRI02] mit dem Bewegungswiderstand von Wälzlagern. Eine Gleichung, die bis heute große Bedeutung bei der Verlustmomentberechnung hat, lieferte Palmgren 1957 [PALM57],[PALM64]:

$$M_R = M_0 + M_1 \quad (3.20)$$

bestehend aus dem lastunabhängigen Anteil  $M_0$

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \quad (3.21)$$

und dem lastabhängigen Anteil  $M_1$

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (3.22)$$

mit den Koeffizienten  $f_0$  und  $f_1$  für verschiedene Lagerbauarten und Maßreihen, der kinematischen Viskosität des Schmierstoffs  $\nu$ , der Drehzahl  $n$ , der äquivalenten Lagerbelastung  $P_1$  und dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$ . Die Gleichung stellt einen formalen Ansatz zur Reibmoment-Berechnung dar, ohne die physikalischen Zusammenhänge genauer zu berücksichtigen.

Ein neuerer Berechnungsansatz der Firma SKF ([MORA07], [SKF08]) verfeinert diesen Ansatz, so dass darin insgesamt vier Moment-Anteile berücksichtigt werden:

$$M_{ges} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (3.23)$$

Die einzelnen Moment-Anteile sind das Rollreibungmoment  $M_{rr}$

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (3.24)$$

mit dem Rollreibungsgrundwert  $G_{rr}$  (Tabellenwert), der kinematischen Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur  $\nu$  und der Drehzahl  $n$ , das Gleitreibungmoment  $M_{sl}$

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (3.25)$$

mit dem Gleitreibungsgrundwert  $G_{sl}$  und der Gleitreibungszahl  $\mu_{sl}$  (Tabellenwerte), das Reibmoment schleifender Dichtungen  $M_{seal}$

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (3.26)$$

mit den Beiwerten für die Lagerart und die Dichtungsart  $K_{S1}$  und  $K_{S2}$  sowie dem Durchmesser der Dichtlippen-Gegenläufigkeit  $d_s$  und das strömungsverlustabhängige Reibmoment  $M_{drag}$

$$M_{drag} = V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (3.27)$$

mit der Ölbadwiderstandsvariable  $V_M$ , dem Beiwert für Kugellager  $K_{ball}$  (Tabellenwerte), dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$  und der Drehzahl  $n$ . Das Rollreibungmoment  $M_{rr}$  wird beeinflusst durch den Schmierfilmdickenfaktor  $\phi_{ish}$

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (3.28)$$

und den Schmierstoffverdrängungsfaktor  $\phi_{rs}$

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D)} \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}}} \quad (3.29)$$

Alle zur Berechnung nötigen Hilfwerte und Faktoren werden verschiedenen Tabellen für die unterschiedlichen Lagerbauarten und Maßreihen entnommen.

Baly [BALY05] entwickelte auf Basis der Arbeiten von Tüllmann [TUEL99] und Steinert [STEI95] ein Berechnungsmodell zur Berechnung des Reibmoments von fettgeschmierten Schrägkugellagern, das drei Reibmoment-Anteile berücksichtigt: die irreversible Verformungsarbeit zwischen Wälzkörpern und Lagerringen, die hydrodynamische Rollreibung durch Scherung des Schmierstoffs vor dem Einlauf in den Kontakt zwischen Wälzkörper und Lagerring und die Bohrreibung im Kontakt (Abbildung 3.15).

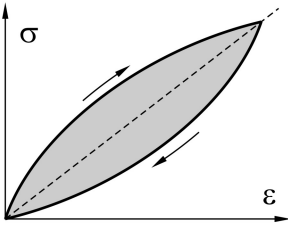
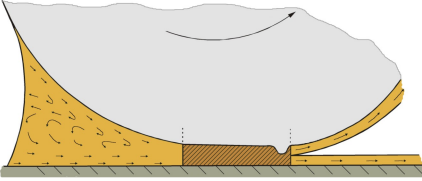
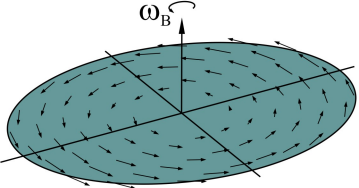
<p>Irreversible Verformungsarbeit</p> 	$M_{V,K} = \frac{3}{16} \cdot \kappa \cdot b \cdot Q$ $M_V = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_i} \cdot (M_{V,K,i} + M_{V,K,a})$
<p>Hydrodynamische Rollreibung</p> 	$\mu_{EHD} = \frac{8,6}{G} \cdot \phi_T \cdot \left( \frac{U \cdot G}{W} \right)^{0,8}$ $F_{EHD} = \mu_{EHD} \cdot Q$ $M_{R,K} = \frac{d_w}{2} \cdot (F_{EHD,i} + F_{EHD,a})$ $M_R = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_i} \cdot M_{R,K}$
<p>Bohrreibung</p> 	$M_{B,K} = \int_A \eta(T, p) \cdot \frac{\omega_B}{h} \cdot r^2 \cdot dA$ $M_B = Z \cdot \left( \frac{\omega_{B,i}}{\omega_i} \cdot M_{B,K,i} \right)$

Abbildung 3.15: Berechnungsmodell nach Baly [BALY05]

Danach berechnet sich das Bohrreibungmoment für einen Kontakt  $M_{B,K}$  zu

$$M_{B,K} = \int_A \eta(T, p) \cdot \frac{\omega_B}{h} \cdot r^2 \cdot dA \quad (3.30)$$

Das gesamte auf die Drehachse des Innenrings bezogene Bohrmoment bei Führung der Kugeln am Außenring ist mit der Anzahl der Kugeln  $Z$

$$M_B = Z \cdot \left( \frac{\omega_{B,i}}{\omega_i} \cdot M_{B,K,i} \right) \quad (3.31)$$

Die druck- und temperaturabhängige dynamische Viskosität  $\eta$  wird dabei mit der Gleichung nach Barus bestimmt mit einem Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$ , der ebenfalls von Druck und Temperatur abhängt und nach einer Gleichung von Harris [HARR91] berechnet wird

$$\alpha_p = 0,1122 \cdot \left( \frac{\nu}{10^6} \right)^{0,163} \quad (3.32)$$

Für die hydrodynamische Rollreibung kommt ein Ansatz von Gohar [GOHA71], [GOHA88] für einen EHD-Reibkoeffizienten  $\mu_{EHD}$  mit den dimensionslosen Parametern  $U$ ,  $W$  und  $G$  zur Anwendung

$$\mu_{EHD} = \frac{8,6}{G} \cdot \phi_T \cdot \left( \frac{U \cdot G}{W} \right)^{0,8} \quad (3.33)$$

$\phi_T$  ist dabei ein thermischer Reduktionsfaktor, während die Parameter  $U$ ,  $G$  und  $W$  an die Schmierfilmhöhenberechnung nach Hamrock angelehnt sind (Gleichung 3.1). In Anlehnung an das Coulombsche Reibgesetz ergibt sich mit der Belastung  $Q$  eine EHD-Reibkraft

$$F_{EHD} = \mu_{EHD} \cdot Q \quad (3.34)$$

so dass sich das hydrodynamische Rollreibungsmoment für eine Kugel bezogen auf deren momentane Drehachse mit den Reibkräften an Innen- und Außenring  $F_{EHD,i}$  und  $F_{EHD,a}$  zu

$$M_{R,K} = \frac{d_w}{2} \cdot (F_{EHD,i} + F_{EHD,a}) \quad (3.35)$$

ergibt. Das gesamte hydrodynamische Reibmoment aller Kugeln bezogen auf die Drehachse des Innenrings ist dann

$$M_R = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_i} \cdot \frac{d_w}{2} \cdot (F_{EHD,i} + F_{EHD,a}) \quad (3.36)$$

Zur Umrechnung dieses hydrodynamischen Rollreibungsmoments auf im Bereich der Minimalmengenschmierung laufende fettgeschmierte Wälzlager führt Baly in Anlehnung an das Berechnungsverfahren nach SKF einen Korrekturfaktor für Fettschmierung  $\Phi_{FS}$  ein. Dieser Korrekturfaktor für Fettschmierung berechnet sich zu

$$\Phi_{FS} = \frac{A}{e^{B \cdot \frac{\nu}{\nu_{40^\circ C}} \cdot n \cdot C_L}} \quad (3.37)$$

$\Phi_{FS}$  ist also von der Drehzahl  $n$  und der Betriebsviskosität  $\nu$  abhängig und beinhaltet zwei fettspezifische Faktoren  $A$  und  $B$ .  $C_L$  ist ein Beiwert für die Lagerbauart und kann dem Lagerkatalog entnommen werden. Das reduzierte hydrodynamische Rollreibungsmoment berechnet sich so zu

$$M_{R,red} = \Phi_{FS} \cdot M_R \quad (3.38)$$

Der Reibmoment-Anteil pro Kugel, der auf irreversible Verformungsarbeit zurückzuführen ist, wird nach Todd und Johnson [TODD87] bzw. Johnson [JOHN85] zu

$$M_{V,K} = \frac{3}{16} \cdot \kappa \cdot b \cdot Q \quad (3.39)$$

wobei  $\kappa$  die Dämpfungskonstante des Lagerwerkstoffs und  $b$  die Kontaktbreite in Rollrichtung ist. Auf alle Wälzkörper und die Drehachse des Lagers bezogen ergibt sich

$$M_V = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_i} \cdot (M_{V,K,i} + M_{V,K,a}) \quad (3.40)$$

mit der Anzahl der Wälzkörper  $Z$ .

### 3.2.2 Variatoren toroidaler Wälzgetriebe

#### Wirkprinzip, Bauformen und Einsatz

Reibradgetriebe oder auch Wälzgetriebe bestehen in der einfachsten Form aus zwei Scheiben, die direkt auf der Antriebs- und Abtriebswelle angeordnet sind (Abbildung 3.16 a)). Der Einsatz erfolgt zur Wandlung der Größen Drehmoment und Drehzahl rotatorischer Bewegungen, bzw. zur Drehrichtungsumkehr. Zur Kraftübertragung ist dabei eine Anpresskraft notwendig, die über Federkraft, hydraulisch oder mechanisch drehmomentabhängig aufgebracht werden kann. Durch die rein kraftschlüssige Leistungsübertragung wird ein ruhiger und schwingungsarmer Lauf erzielt [STEI08]. Die Achsen der Wälzkörper müssen dabei nicht parallel sein, sie können sich auch schneiden, wie bei den in Abbildung 3.16 b) dargestellten Wälzkegeln. Ordnet man einen Wälzkörper verstellbar an, so dass sich der Laufradius auf einer Scheibe ändern lässt, wird dadurch eine stufenlose Einstellung des Übersetzungsverhältnisses ermöglicht (Abbildung 3.16 c)).

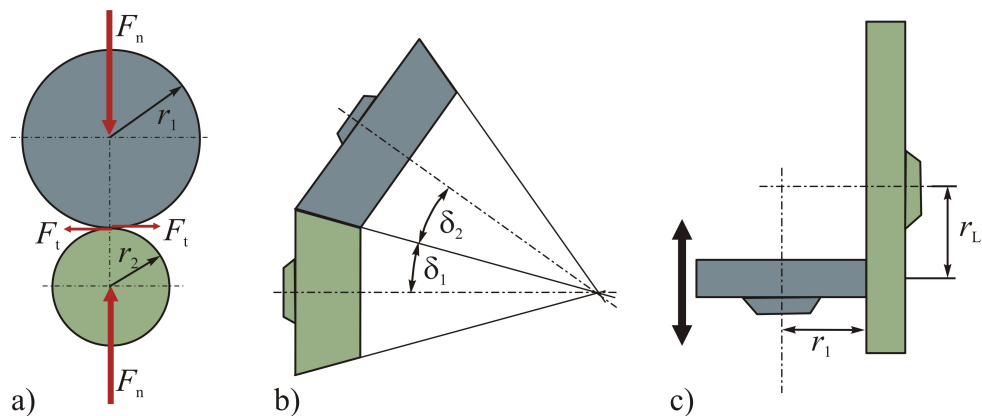


Abbildung 3.16: Grundformen von Reibradgetrieben

Ein Wälzgetriebe lässt sich aus allen Kombinationen der geometrischen Grundkörper Zylinder, Kegel, Kugel, Scheibe und Torus aufbauen. Bei hoch belasteten Getrieben kommt fast ausschließlich Wälzlagerstahl als Scheibenwerkstoff in Frage. Die Schmierung mit einem Traktionsöl mit strukturviskosen rheologischen Eigenschaften gewährleistet hohe Reibwerte und eine gute Wärmeabfuhr aus dem Kontakt. Durch die auch schon bei kleinen Drehzahlen ausreichend hohe hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit baut sich ein trennender elastohydrodynamischer Schmierfilm auf. Infolge dessen können Kräfte nur über Schubspannungen im Fluid übertragen werden, die über eine Scherung des Fluids aufgebaut werden.

Für Anwendungen in Kraftfahrzeuggetrieben werden derzeit drei unterschiedliche Variatorbauformen diskutiert, der Volltoroid-Variator, der Halbtoroid-Variator und der Kegel-Ring-Variator [MACH00], [ELSE98], [FELL91]. Der Vorteil der Variatoren mit torusförmigen Scheiben ist die einfache Möglichkeit der Übersetzungsverstellung durch eine Schwenkbewegung der Zwischenscheiben, die im Torusraum angeordnet sind, und die



einfach zu realisierende Möglichkeit der Parallelschaltung mehrerer Wälzkontakte. In leistungsverzweigten Getriebestrukturen in Kombination mit mehreren Fahrbereichen lassen sich so stufenlose Getriebe mit Toroid-Variator für Motormomente von über 400Nm auslegen [HENZ03], [GITT04].

Abbildung 3.17 rechts zeigt die schematische Darstellung eines Volltoroidvariators. Die Torusräume werden durch jeweils zwei Torusscheiben gebildet. Im Torusraum befinden sich zwei oder mehr Zwischenrollen, so genannte Roller, deren Kontaktpunkte mit den Torusscheiben sich gegenüberliegen. Für die Roller reicht daher eine einfache Lagerung aus, die aber einen Freiheitsgrad in axialer Richtung des Rollers gewährleisten muss, damit dieser sich frei im Torusraum ausrichten kann. Die Übersetzungseinstellung erfolgt über eine Schwenkbewegung der Roller um eine Achse, die senkrecht zur Blattebene liegt und jeweils durch die Rollermittte verläuft. Damit die zur Kraftübertragung notwendige Anpresskraft nicht über Axiallager, die dadurch hoch belastet würden, am Gehäuse abgestützt werden muss, sind meistens zwei Torusräume parallel geschaltet. Dabei haben jeweils die beiden inneren bzw. die beiden äußeren Scheiben den gleichen Drehsinn. Dadurch kann der Leistungsfluss auf mehrere Wälzkontakte aufgeteilt werden, nämlich dem Produkt aus der Anzahl der Torusräume und der Anzahl der Roller pro Torusraum. In Abbildung 3.17 ist links ein Fahrzeuggetriebe mit Volltoroid-Variator der Firma Torotrak dargestellt.

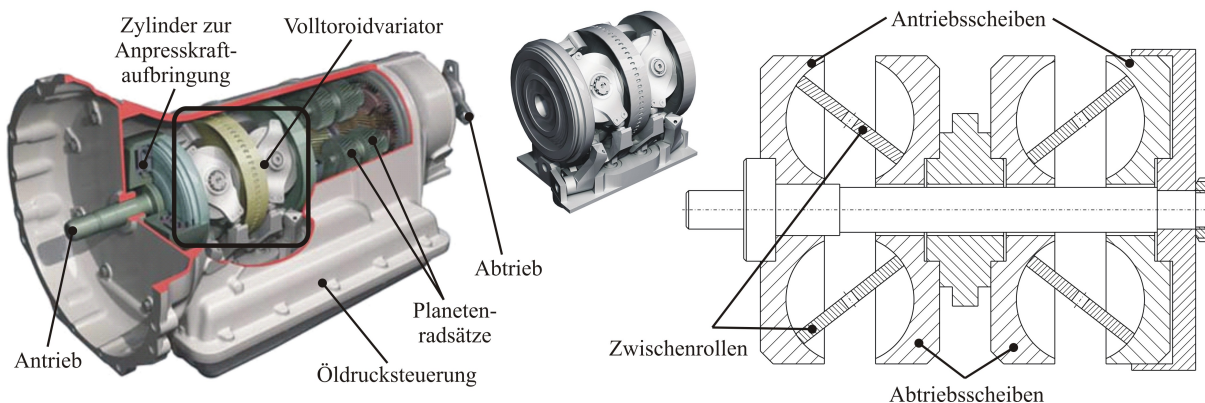


Abbildung 3.17: Volltoroidgetriebe: Fahrzeuggetriebe mit Volltoroid-Variator [GREE05] und schematische Darstellung

Abbildung 3.18 zeigt die schematische Darstellung eines Halbtoroid-Variators sowie eine Schnittansicht eines Kraftfahrzeuggetriebes mit Halbtoroid-Variator der Firma NSK. Im Gegensatz zum Volltoroid-Variator liegen sich beim Halbtoroid-Variator die Kontaktpunkte an den Zwischenrollen nicht gegenüber, sondern schließen einen Winkel kleiner als  $180^\circ$  ein. Dadurch wirkt eine beträchtliche Axialkraft auf die Zwischenrollen, die über Axiallager in das Gehäuse abgeleitet werden müssen.

### Geometrie und Kräftegleichgewicht

Die Geometrie eines Toroid-Variators wird in erster Linie bestimmt durch den Torusmittenradius  $r_{TM}$  und den Torusradius  $r_T$  (Abbildung 3.19). Das geometrische Übersetzungsverhältnis ist definiert durch das Verhältnis der momentanen Laufradien  $r_{L1}$  und  $r_{L2}$

$$i_{geo} = \frac{r_{L2}}{r_{L1}} \quad (3.41)$$



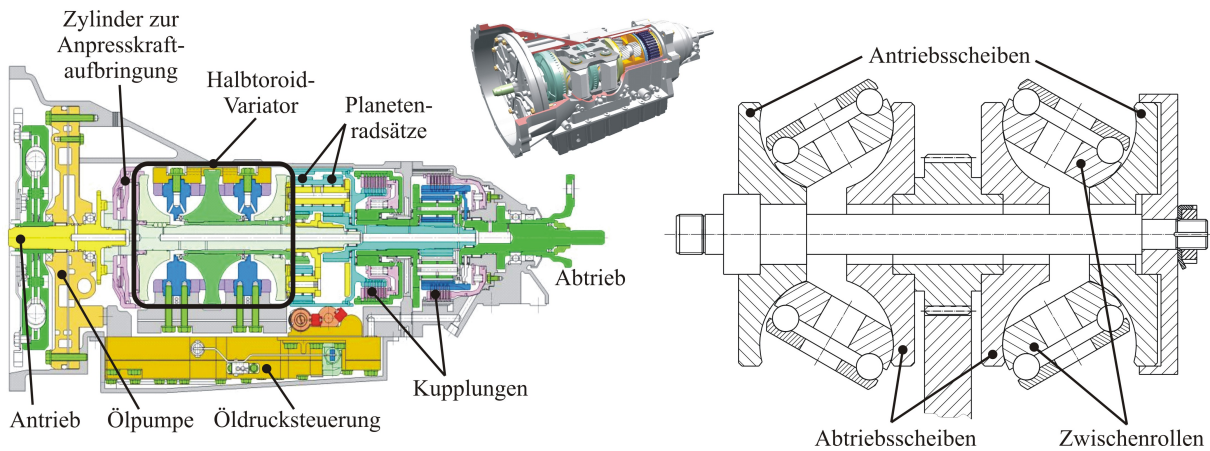


Abbildung 3.18: Halbtoroid-Getriebe: Fahrzeuggetriebe mit Halbtoroid-Variator [TAKA05] und schematische Darstellung

und wird bestimmt durch den Schwenkwinkel  $\alpha$ . Mit  $\alpha$  lassen sich die momentanen Laufradien für die Volltoroid-Geometrie über die Beziehung

$$r_{L1,2} = r_{TM} \pm \sin\alpha \cdot r_T \quad (3.42)$$

bestimmen. Der Radius des Rollers in der Schnittebene  $r_R$  muss entsprechend kleiner sein als  $r_T$ . Die Kräfte in Abbildung 3.19 sind für zwei Roller im Torusraum dargestellt. Die gesamte Axialkraft  $F_{ax}$  und die Kontaktnormalkraft  $F_{KN}$  sind über die Beziehung

$$F_{KN} = \frac{F_{ax}}{2 \cos\alpha} \quad (3.43)$$

gekoppelt.

Bei der Halbtoroid-Geometrie muss zur Berechnung der Laufradien und der Kontaktkräfte der Berührungswinkel  $\epsilon$  berücksichtigt werden (Abbildung 3.20):

$$r_{L1,2} = r_{TM} \pm \sin\left(\pm\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\epsilon}{2}\right) + \alpha\right) \cdot r_T \quad (3.44)$$

$$F_{KN} = \frac{\frac{F_{ax}}{2}}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\epsilon}{2} \pm \alpha\right)} \quad (3.45)$$

Durch Einsetzen von  $\epsilon = 180^\circ$  (Volltoroid-Geometrie) in die Gleichungen 3.44 und 3.45 ergeben sich die Gleichungen 3.42 und 3.43. Die Volltoroid-Geometrie ist also ein Spezialfall der Halbtoroid-Geometrie, bei dem der Kontaktwinkel  $\epsilon$  gerade  $180^\circ$  beträgt.

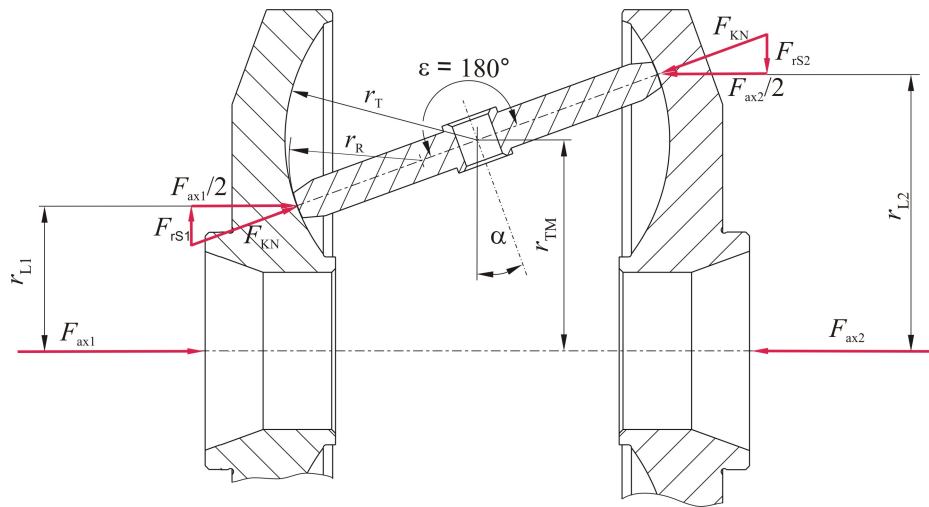


Abbildung 3.19: Volltoroid-Variator: Geometrie und Kraftzerlegung

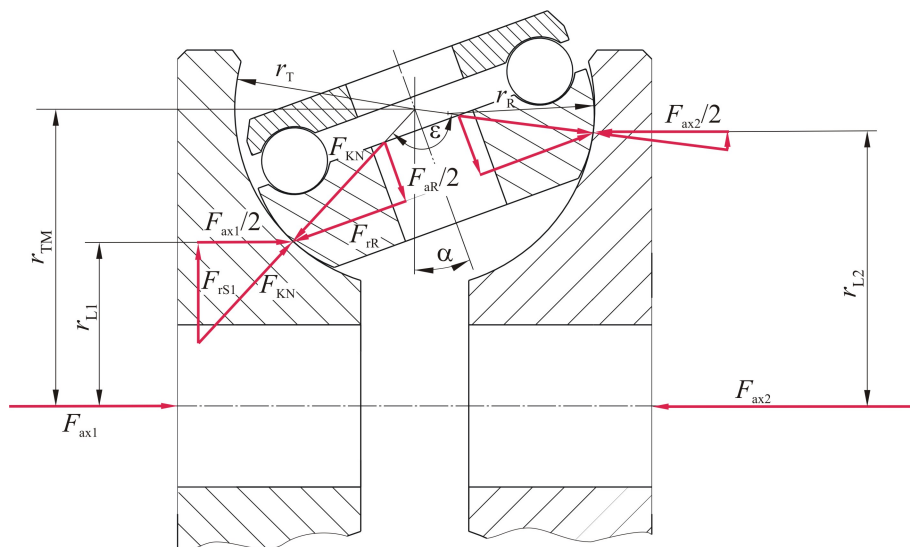


Abbildung 3.20: Halbtoroid-Variator: Geometrie und Kraftzerlegung

### Bestehende Modelle zur Berechnung der Kraftübertragung in Wälzgetrieben

Zur Berechnung der Kraftübertragung in Wälzgetrieben wenden verschiedene Autoren unterschiedliche Modelle an.

Lingard [LING74] berechnet die übertragenen Schubspannungen mit Hilfe eines Newtonschen Ansatzes und vergleicht sie mit Messdaten, die er mit Hilfe eines Versuchsgetriebes mit Volltoroid-Variator in Doppelkammer-Anordnung gewonnen hat. Da er mit diesem rein Newtonschen Ansatz viel zu hohe Schubspannungen und Reibwerte erhält, integriert er eine druck- und temperaturabhängige Grenzs Schubspannung. Mit einer empirischen Ansatzfunktion für diese Grenzs Schubspannung, die den Druck und die absolute Temperatur enthält, liefert das Modell akzeptable Ergebnisse.

Elser [ELSE98] benutzt einen Ansatz von Bair und Winer mit den Fluidparametern Grenzs Schubspannung  $\tau_L$  und Schubmodul  $G$ , um den Toroid-Variator eines Getriebes für eine Mittelklassefahrzeug mit 100 kW-Motorisierung zu optimieren:

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_L}{\eta} \cdot \ln \left( \left( 1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right)^{-1} \right) \quad (3.46)$$

Die beiden Parameter  $\tau_L$  und  $G$  gewinnt er dabei mit Hilfe eines empirischen Ansatzes über eine Regressionsrechnung aus Versuchsergebnissen vom Zweiseibenversuchsstand.

Quinger [QUIN03] berechnet den Wirkungsgrad eines Voll- und eines Halbtoroid-Variators mit dem Ansatz nach Johnson und Tevaarwerk:

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta} \cdot \sinh \left( \frac{\tau}{\tau_0} \right) \quad (3.47)$$

Er bestimmt die Fluidparameter  $\tau_0$  und  $G$  für zwei Traktionsfluide iterativ derart, dass gemessene Wirkungsgradkennfelder gut nachgerechnet werden können. In den Arbeiten von Resch und Meyer wird dieses Modell auf drei weitere Traktionsfluide und ein ATF ausgeweitet [MEYE06], [MEYE07]. In Ergänzung zum Wirkungsgrad werden auch übertragene Umfangskräfte und (Nutz-)Reibwerte berechnet und mit Messergebnissen verglichen. Auch hier erfolgt die Bestimmung der Fluidparameter  $\tau_0$  und  $G$  aus dem iterativen Abgleich mit Messergebnissen.



# 4 Rheologische Untersuchungen

In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit kommen drei Traktionsfluide zur Kraftübertragung in Wälzgetrieben und zwei Fette zur Schmierung von Wälzlagern sowie deren additivierte Grundöle zur Anwendung. Da der überwiegende Teil aller Wälzlagerungen fettgeschmiert ist, werden die Untersuchungen zur Reibung in Wälzlagern in dieser Arbeit auch mit Fett durchgeführt. Die Eigenschaften dieser Schmierstoffe, vor allem was die Schubspannungsübertragung unter Scherung und den Schmierfilmaufbau betrifft, sind Gegenstand eingehender rheologischer Untersuchungen.

## 4.1 Schmierstoffe

Zur Schmierung der Versuchs-Wälzlager werden zwei Fette eingesetzt, die auch schon in der Arbeit von Baly ([BALY05]) untersucht wurden (Tabelle 4.1). Fett A besteht aus einem Bariumkomplex-Verdicker und einem Ester-Grundöl. Die Viskosität des Grundöls ist mit  $23 \text{ mm}^2/\text{s}$  sehr niedrig im Vergleich zu  $280 \text{ mm}^2/\text{s}$  beim Fett D. Letzteres besitzt einen Lithiumkomplex-Verdicker sowie ein mineralisches Grundöl. Eine typische Anwendung von Fett A sind Werkzeugmaschinen­spindeln, Fett D wird zum Beispiel in Radlagern eingesetzt.

Fett	A	D
Verdickertyp	Bariumkomplex	Lithiumkomplex
Grundöl	Ester-Öl	Mineral-Öl
Grundölviskosität $\nu_{40^\circ\text{C}}$ , $\text{mm}^2/\text{s}$	23	280
Grundölviskosität $\nu_{100^\circ\text{C}}$ , $\text{mm}^2/\text{s}$	4,7	22
Typische Anwendungen	Werkzeugmaschinen­spindeln	Radlager

Tabelle 4.1: Zusammensetzung, Grundölviskosität und Anwendungen der eingesetzten Fette

Für die Untersuchungen zur Kraftübertragung im Toroid-Variator kommen drei Traktionsfluide zur Anwendung (Tabelle 4.2). Das Traktionsfluid 1 (TF1) ist dabei ein Laborfluid, das gezielt auf das Erreichen eines hohen Reibwerts formuliert ist. Das Traktionsfluid 2 (TF2) ist ein für den Einsatz in Wälzgetrieben für Kraftfahrzeuge hin optimiertes Fluid, das also auch für andere Komponenten eines Fahrzeuggetriebes, wie z.B. Kupplungen oder Verzahnungen, verträglich ist. Dieses Fluid befindet sich im Serieneinsatz. Santotrac 50 (S50) ist ein Standard-Traktionsfluid, das schon seit Jahrzehnten in Industrie-Wälzgetrieben im Einsatz ist [MONS72]. Zu diesem Fluid sind daher sehr viele Untersuchungen in der Literatur zu finden.

Tabelle 4.2 enthält die Dichte  $\rho_{15^\circ\text{C}}$  der Traktionsfluide bei Umgebungsdruck und einer Temperatur von  $15^\circ\text{C}$ . Die Umrechnung auf andere Temperaturen erfolgt nach DIN 51757 nach der Gleichung

Traktionsfluid	1	2	Santotrac 50
Anwendung	Laborfluid	Kfz-Wälzgetriebe	Industrie-Wälzgetriebe
Viskosität $\nu_{40^\circ C}$ , mm <sup>2</sup> /s	21,1	25,6	29,0
Viskosität $\nu_{100^\circ C}$ , mm <sup>2</sup> /s	3,8	5,1	5,1
Dichte bei 15°C $\rho_{15^\circ C}$ , kg/m <sup>3</sup>	904	946	911

Tabelle 4.2: Eingesetzte Traktionsfluide mit einigen Kennwerten

$$\rho(T) = \rho_{15^\circ C} \cdot e^{-\alpha_T \cdot (T-15K) \cdot (1+\alpha_T \cdot 0,8 \cdot (T-15K))} \quad (4.1)$$

mit einem  $\alpha_T$  von

$$\alpha_T = \frac{0,6278}{\rho_{15^\circ C}} \quad (4.2)$$

Abbildung 4.1 zeigt die so berechneten Dichte-Verläufe der untersuchten Öle bei Umgebungsdruck in Abhängigkeit von der Temperatur.

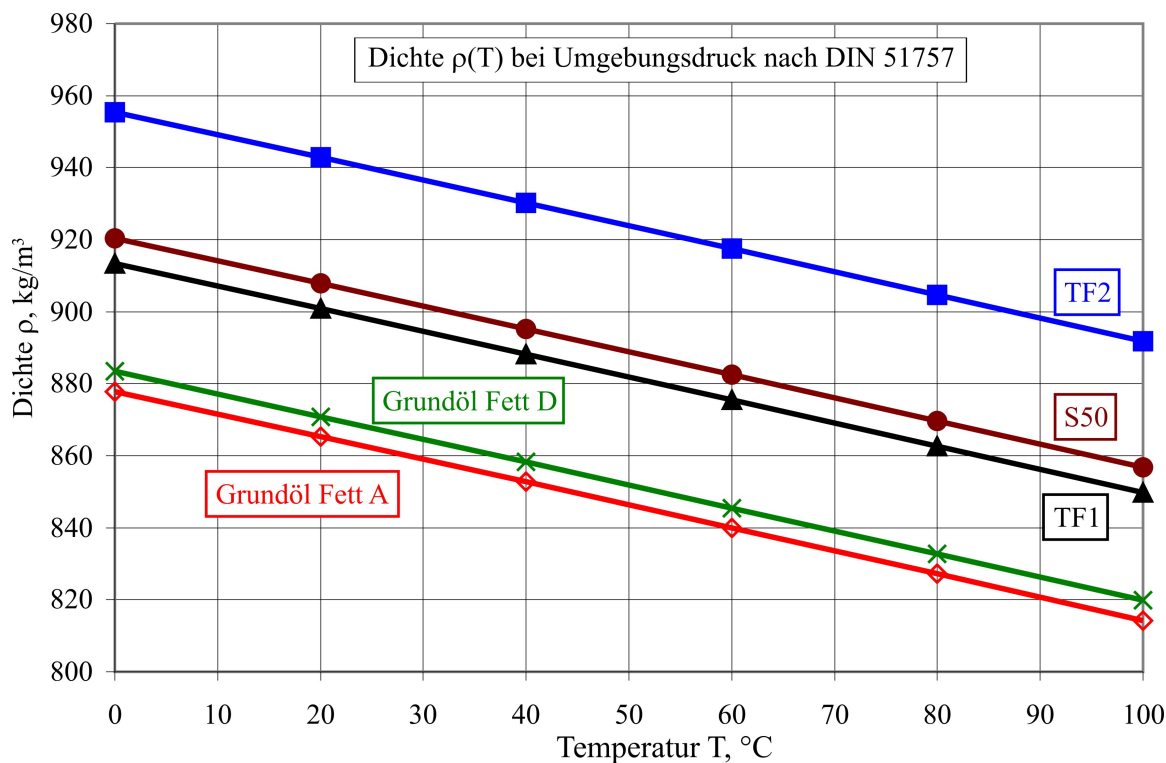


Abbildung 4.1: Dichte der Öle bei Umgebungsdruck in Abhängigkeit von der Temperatur

Abbildung 4.2 zeigt das Temperatur-Viskositäts-Verhalten der Schmierstoffe im Ubbelohde-Walter-Diagramm bei Umgebungsdruck in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Kennlinien sind aus Messungen der Viskosität bei 40 und 100°C konstruiert. Alle Traktionsfluide und das Grundöl des Fetts A weisen über dem gesamten Temperaturbereich eine ähnliche Viskosität auf; die Viskosität des Grundöls von Fett D liegt dagegen wesentlich höher.

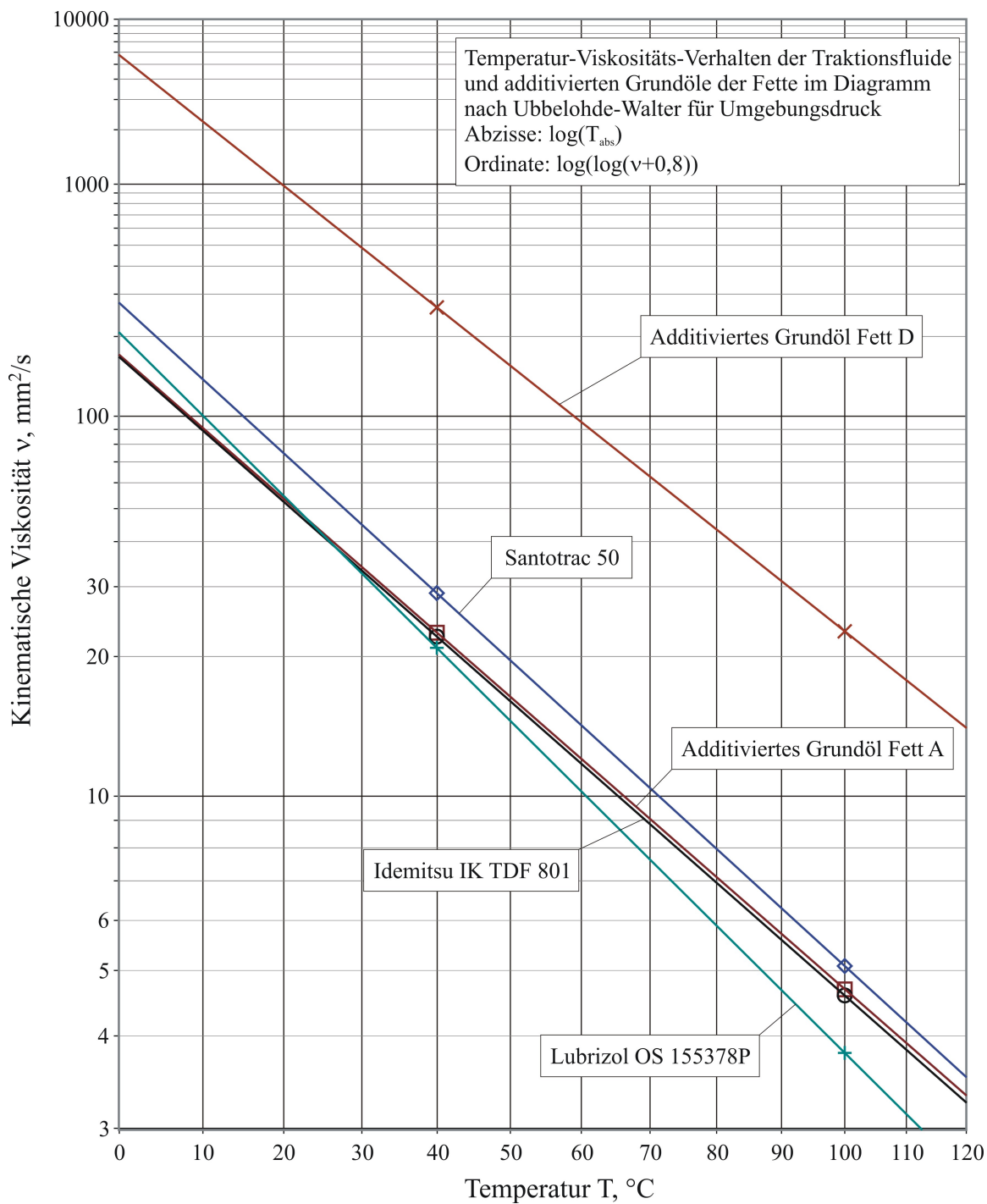


Abbildung 4.2: Temperatur-Viskositäts-Verhalten der Schmierstoffe im Ubbelohde-Walter-Diagramm

## 4.2 Schmierfilmaufbau

Da die Messung der Schmierfilmhöhe im Bauteilversuch nur mit begrenzter Genauigkeit möglich ist, dienen Schmierfilmhöhenmessungen an einer Kugel-Scheibe-Modellapparatur als Abgleich und Grundlage für die Messung bzw. Berechnung von Filmhöhen in den untersuchten Maschinenelementen. Im Folgenden werden Messergebnisse, die mit unterschiedlichen Schmierungsmethoden erzielt wurden, vorgestellt.

### 4.2.1 Kugel-Scheibe-Apparat und Untersuchungsmethoden

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit konnte auf eine Kugel-Scheibe-Apparatur zur interferometrischen Schmierfilmhöhenmessung mit Weißlicht zurückgegriffen werden, die freundlicherweise von der Volkswagen AG zur Verfügung gestellt wurde. Es handelt sich dabei um ein „EHL Ultra Thin Film Measurement System“ der Firma PCS Instruments. Der Aufbau ist in Abbildung 4.3 schematisch dargestellt.

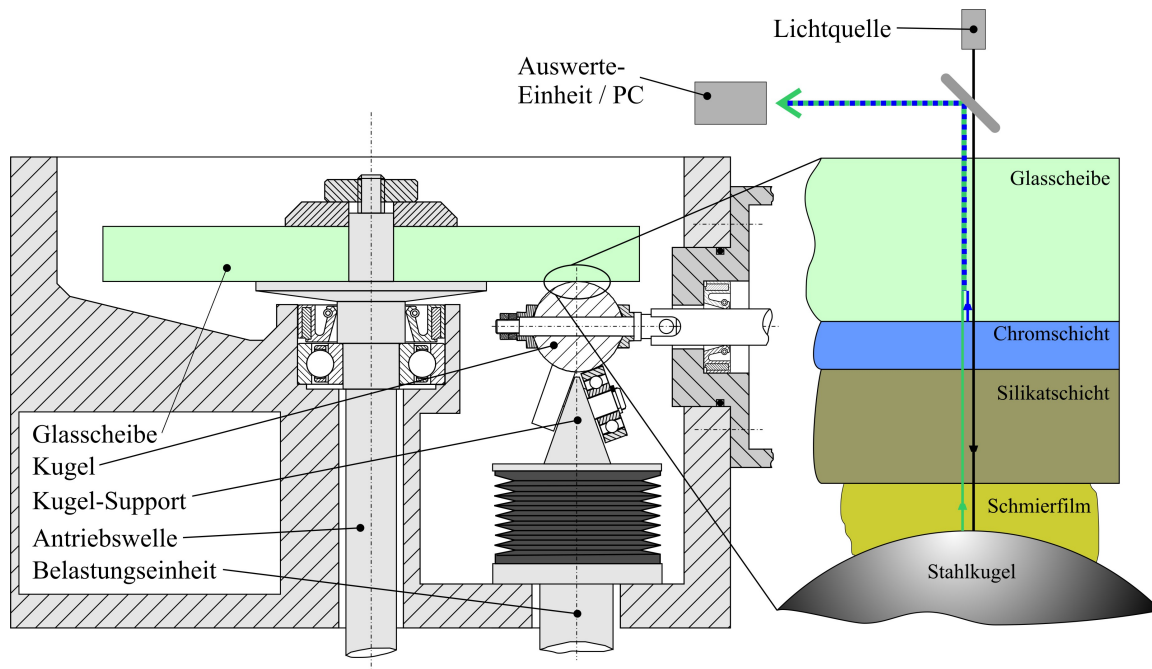


Abbildung 4.3: Schnittdarstellung des Kugel-Scheibe-Apparats

Der Wälzkontakt in diesem Modell-Versuchsstand wird von einer Stahlkugel mit einem Durchmesser von 19,05 mm und einer Glasscheibe gebildet, die auf vorgegebenen Achsen rotieren. Dabei wird die Scheibe über die Antriebswelle angetrieben und nimmt die Kugel mit. Diese ist auf einer Achse eingespannt, die über eine formschlüssige Kupplung an eine zweite Motorwelle gekoppelt ist. Über diesen Motor kann auch eine Drehzahl vorgegeben und so Untersuchungen zum Kraftschluss durchgeführt werden. Zur Schmierfilmhöhenmessung wird die Kupplung allerdings nicht zur Drehmomentübertragung sondern ausschließlich zur Führung der Kugelachse genutzt. So kann sich die Kugel frei drehen, wobei ihre Drehachse parallel zur Scheibenoberfläche liegt und die Scheibendrehachse schneidet. Das Bohr-Wälz-Verhältnis liegt in dieser Anordnung bei 0,24. Über eine Belastungseinheit kann eine definierte Vorspannung aufgebracht werden.

Die Glasscheibe ist mit einer Chromschicht und einer Silikatschicht beschichtet. Das von einer Weißlichtquelle erzeugte von oben durch einen Strahlteiler und die Glasscheibe einfallende Licht wird zu einem Teil an der Chromschicht reflektiert. Der andere Teil des



Licht durchdringt die Silikatschicht und wird von der Kugeloberfläche reflektiert. Die beiden Lichtanteile interferieren und ermöglichen durch eine computergestützte optische Auswertung der Interferenzmuster eine Berechnung der Schmierfilmhöhe. Die Silikatschicht bildet dabei einen Zuschlag zu der tatsächlichen Schmierfilmhöhe, um die so entstehende "Gesamt-Schmierfilmhöhe" in einen gut auswertbaren Bereich zu verschieben. Der eingesetzte Kugel-Scheibe-Apparat zur interferometrischen Schmierfilmhöhenmessung ist für den Betrieb mit Öl ausgelegt. Zur Messung wird das Fluid in den Freiraum mit dem Kugelsupport gefüllt, so dass die Kugel zur Hälfte eintaucht. So wird der Kontakt immer vollständig mit Öl versorgt, es herrscht also Vollschmierung. Die Kugelbelastung beträgt 20 N, was eine maximale Pressung im Kontakt von 0,5 GPa hervorruft. Nach einer Referenzmessung ohne Umfangsgeschwindigkeit und ohne Schmierstoff im Kontakt wird die Scheibendrehzahl stufenweise gesteigert und dabei auf jeder Stufe die Schmierfilmhöhe als Differenz zur Referenzmessung bestimmt. Für jede Stufe ergibt sich die Schmierfilmhöhe als Mittelwert aus drei Einzelmessungen, fünf Wiederholungen der Drehzahlrampe bilden im Mittel schließlich eine Messkurve.

### 4.2.2 Schmierfilmaufbau unter Ölschmierung und Abgleich mit Schmierfilmhöhenberechnung

Abbildung 4.4 zeigt auf diese Weise aufgenommene Filmhöhenverläufe für das Traktionsfluid Santotrac 50 bei unterschiedlichen Temperaturen in doppeltlogarithmischer Auftragung. Für alle Temperaturen ergibt sich in dieser Auftragung annähernd eine Gerade als Kurvenform. Die Abhängigkeit von der Temperatur ist bei kleinen Temperaturen sehr viel höher. So fällt zum Beispiel die Filmhöhe bei einer Wälzgeschwindigkeit von 1,1 m/s bei einer Temperaturerhöhung von 40°C auf 60°C um über 100 nm, während sie bei einer Temperaturerhöhung von 80°C auf 100°C nur um 25 nm abfällt (kleines Diagramm in Abbildung 4.4).

Diese Schmierfilmhöhen wurden mit dem Ansatz zur Berechnung der Schmierfilmhöhe nach Dowson und Toyoda [DOWS79] (Gleichung 3.1) mit den entsprechenden Parametern (Gleichungen 3.2 bis 3.5) nachgerechnet. Um die gemessenen Daten möglichst gut nachzubilden, wurde der Druckviskositätskoeffizient  $\alpha_p$  aus Gleichung 3.2 als Variationsparameter benutzt. Um dies zu kennzeichnen, wird ein Index  $h$  ergänzt:  $\alpha_{p,h}$ . Abbildung 4.4 zeigt, dass so eine sehr gute Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen erzielt werden konnte.

Abbildung 4.5 zeigt gemessene und berechnete Schmierfilmhöhen für das additivierte Grundöl des Fetts A. Auch hier wurde der Druckviskositätskoeffizient  $\alpha_p$  als Variationsparameter zur Anpassung der berechneten Daten benutzt.

Abbildung 4.6 zeigt die ermittelten Werte für den Druckviskositätskoeffizienten zur Schmierfilmhöhenberechnung  $\alpha_{p,h}$  für Santotrac 50 und das additivierte Grundöl von Fett A in Abhängigkeit von der Fluidtemperatur. Das Diagramm zeigt, dass eine starke Anhebung des Druckviskositätskoeffizienten bei niedrigen Temperaturen erforderlich ist, um die gemessenen Schmierfilmhöhen von Santotrac 50 nachrechnen zu können.

### 4.2.3 Schmierfilmaufbau unter Fettschmierung

#### Einfluss der Fettmenge

Für die Schmierfilmhöhenmessung mit Fettschmierung kamen mehrere Methoden zur Aufbringung unterschiedlich großer Fettmengen zur Anwendung. Eine sehr kleine Fettmenge von einigen Milligramm wurde durch Wischen mit einem fusselreien Tuch erzeugt. Eine

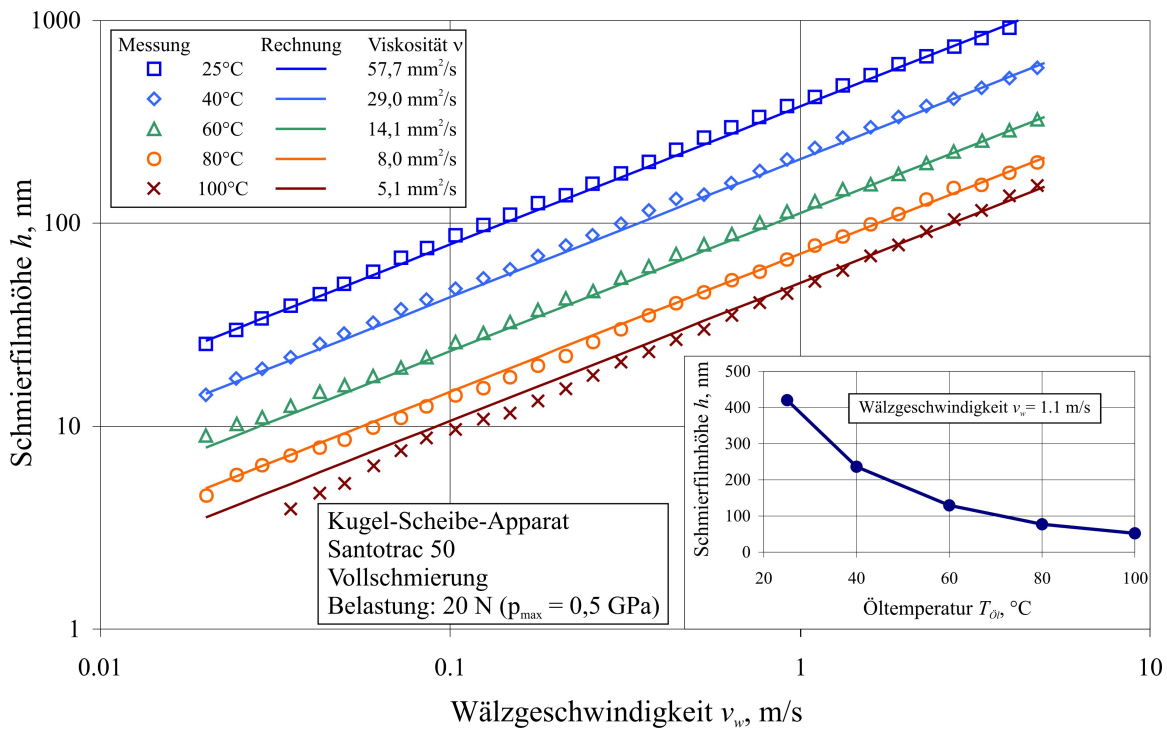


Abbildung 4.4: Vergleich von berechneten und gemessenen Schmierfilmdicken für Santotrac 50

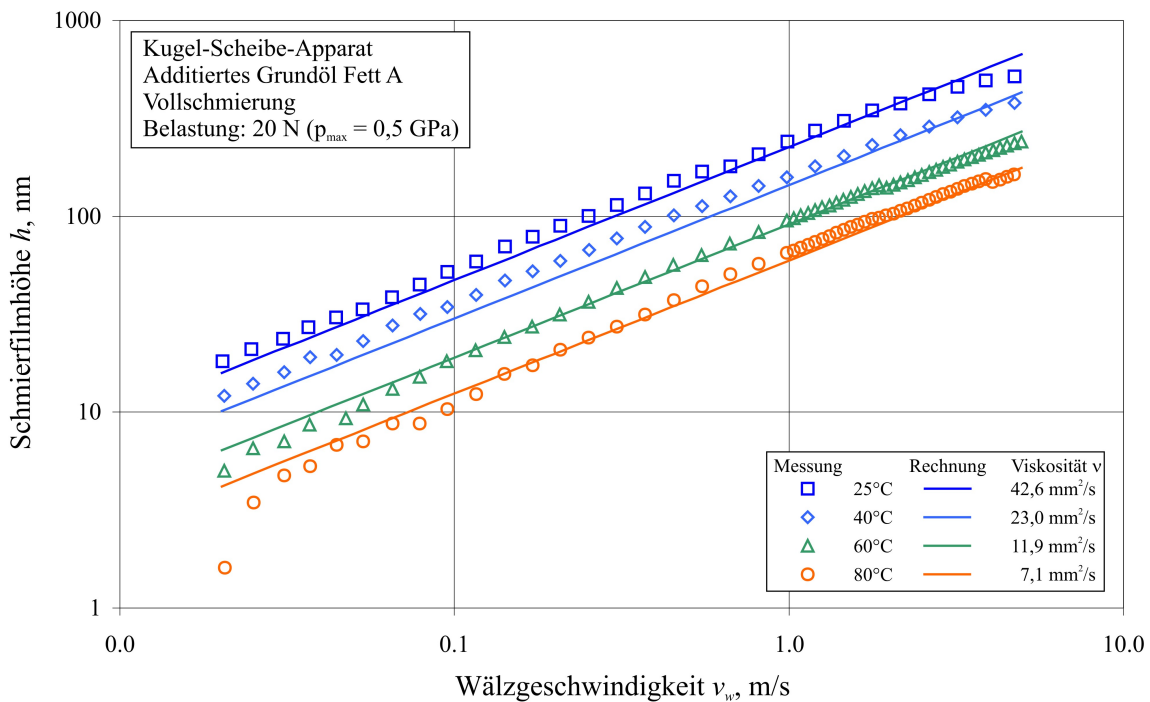


Abbildung 4.5: Vergleich von berechneten und gemessenen Schmierfilmdicken für das additivierete Grundöl Fett A

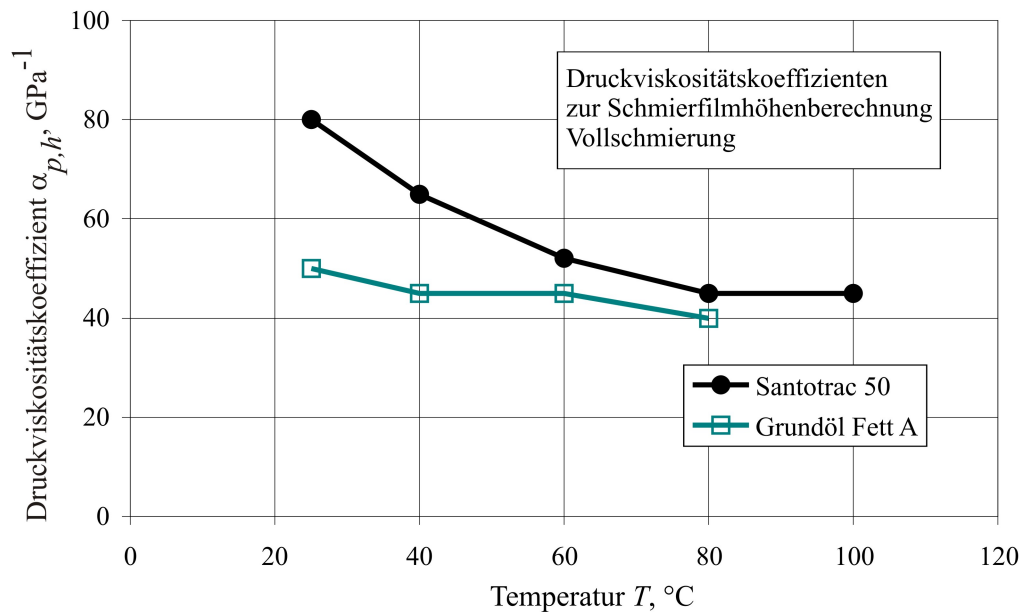


Abbildung 4.6: Druckviskositätskoeffizienten zur Schmierfilmhöhenberechnung aus Geradenanpassung in den Abbildungen 4.4 und 4.5

etwas größere Menge an Fett konnte durch Verteilen einiger Fetttropfen auf dem Umfang erzielt werden. Die Kugel verteilt dabei das Fett während der ersten Umdrehungen der Scheibe gleichmäßig auf der Laufbahn. Eine andere Methode wurde zur Aufbringung einer definierten, relativ großen Menge an Fett von ca 200 mg auf die ausgebaute Glasscheibe eingesetzt. Dabei erzeugt ein Wischer, der über einen Arm in der Bohrung der Scheibenmitte geführt ist, eine Fettspur von 3 mm Breite und 0,5 mm Höhe auf der Scheibe (Abbildung 4.7).

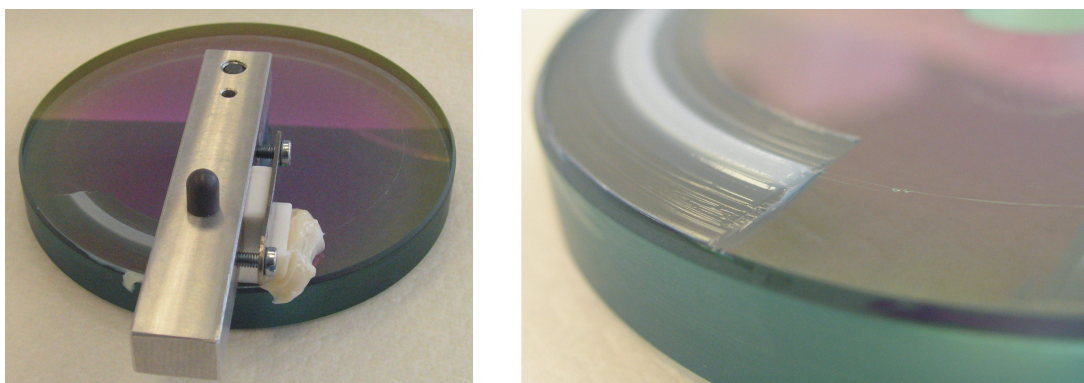


Abbildung 4.7: Aufbringung einer definierten Fettspur

Die so erzeugte Fettspur wird an einer Position auf dem Umfang für die Referenzmessung entfernt. Während der Messung bleibt die Fettverteilung sich selbst überlassen, ein Rücktransport des Fettes auf die Laufspur der Kugel durch den Wischer findet nicht statt. Mit dieser Art der Befettung kann eine Reproduzierbarkeit der Schmierfilmhöhenverläufe von  $\pm 10\%$  erreicht werden.

Abbildung 4.8 zeigt den Einfluss der Fettmenge auf die am Kugel-Scheibe-Apparat gemessenen Schmierfilmhöhen am Beispiel von Fett A. Als Vergleich ist auch die Schmierfilmhöhe vom additivierten Grundöl von Fett A mit in das Diagramm eingetragen. Bei

kleinen Wälzgeschwindigkeiten liegt die Schmierfilmhöhe mit Fettschmierung unabhängig von der Fettmenge deutlich über der unter Ölschmierung gemessenen Schmierfilmhöhe. Dies ist auf den Verdicker zurückzuführen, der zusätzlich vorhanden ist und die Filmhöhe ansteigen lässt. Alle mit Fettschmierung gemessenen Filmhöhenverläufe zeigen ab einer bestimmten Wälzgeschwindigkeit Mangelschmierung, was daran zu erkennen ist, dass die Filmhöhe nicht weiter mit der Geschwindigkeit ansteigt, sondern konstant bleibt bzw. sogar abfällt. Je geringer dabei die Fettmenge ist, desto eher findet der Eintritt in die Mangelschmierung statt. Bei einer Fettmenge von ca. 50 mg ist dieses schon bei 0,08 m/s der Fall; bei einer Fettmenge von ca. 200 mg werden noch 0,2 m/s erreicht, ehe Starvation eintritt. Auch die erreichte Schmierfilmhöhe hängt sehr stark von der Fettmenge ab. Während bei ca. 3 mg Fett nur eine Filmhöhe von 25 nm erzeugt wird, sind es mit ca. 50 mg Fett schon 50 nm. Der Schmierfilmhöhenverlauf mit einer Fettmenge von ca. 200 mg beginnt ab einer Wälzgeschwindigkeit von 0,4 m/s wieder zu steigen, was aber auf Fett zurückzuführen ist, das von der Innenseite der Laufbahn durch die Zentrifugalkraft in die Laufbahn gefördert wird. Die Abbildung 4.8 zeigt oben Fotografien des Wälzkontakts bei zwei unterschiedlichen Schmierzuständen. Bei einer Fettmenge von ca. 200 mg ist sehr viel Fett um den Kontakt herum zu sehen, das zur Versorgung des Wälzkontakts zu Verfügung steht. Daher hat sich vor dem Kontakt ein relativ breiter Meniskus ausgebildet. Dieses ist bei einer Fettmenge von ca. 3 mg nicht mehr der Fall. Die Fett-Reservoirs beiderseits der Laufbahn sind sehr klein und noch nicht einmal so breit wie der Kontakt selbst. Trotzdem ist in der Aufnahme deutlich ein Meniskus am Einlauf zu erkennen. Dieser Meniskus kann sich aufbauen, indem durch die Wälzbewegung Schmierstoff in Richtung Laufbahnmitte befördert wird (Pfeile), so dass der Wälzkontakt auch bei dieser sehr geringen Menge an Fett mit Schmierstoff versorgt ist. Ab einer bestimmten Wälzgeschwindigkeit (bei ca. 3 mg Fett 10mm/s) beginnt der Meniskus zunächst nur kurzzeitig zu verschwinden und sich wieder aufzubauen. Bei weiter steigender Wälzgeschwindigkeit kann er sich dann nicht wieder aufbauen, was den Eintritt in die Starvation bedeutet. Die Menge an Fett, die dem Kontakt zur Verfügung steht, hat also einen großen Einfluss sowohl auf die erreichte Schmierfilmhöhe als auch auf den Eintritt in die Starvation. Wenn Mangelschmierung vorliegt, bringt die Kugel selbst durch ihre Abrollbewegung Schmierstoff in die Laufbahn. Ein Transport von Schmierstoffmolekülen durch Cohäsions- bzw. Adhäsionskräfte scheint vernachlässigbar zu sein, da die Zeit zwischen zwei Überrollungen sehr kurz ist.

### **Einfluss der Bohrbewegung**

Um den Einfluss der Bohrbewegung im Bereich der Mangelschmierung genauer zu untersuchen, wurden Messungen bei unterschiedlichen Bohr-Wälz-Verhältnissen mit Fettschmierung und einer Fettmenge von 3 mg durchgeführt. Unter diesen Bedingungen liegt, wie aus Abbildung 4.8 hervorgeht, schon ab sehr kleinen Wälzgeschwindigkeiten Mangelschmierung vor. Abbildung 4.9 zeigt das Ergebnis dieser Messungen. Es kann keine Erhöhung der Filmhöhe mit steigender Bohrbewegung festgestellt werden, was bei einer Förderwirkung durch das Bohren hätte der Fall sein müssen. Die Filmhöhe nimmt im Gegenteil mit zunehmender Bohrbewegung ab; dies ist aber aufgrund der großen Streuung der Einzelmessungen vorsichtig zu interpretieren ist. Der Grund hierfür könnte der bei hohem Bohr-Wälz-Verhältnis zusätzliche auftretende Scheranteil sein, der zu einer Verringerung der Schmierfilmhöhe führt. Verschiedene Autoren stellen eine Vergrößerung des Öltemperaturanstiegs im Kontakt mit steigendem Schlupf fest [MIYA08], [NAKA06]. Durch die damit verringerte Viskosität könnte auch die Schmierfilmhöhe mit steigendem Schlupf abnehmen.

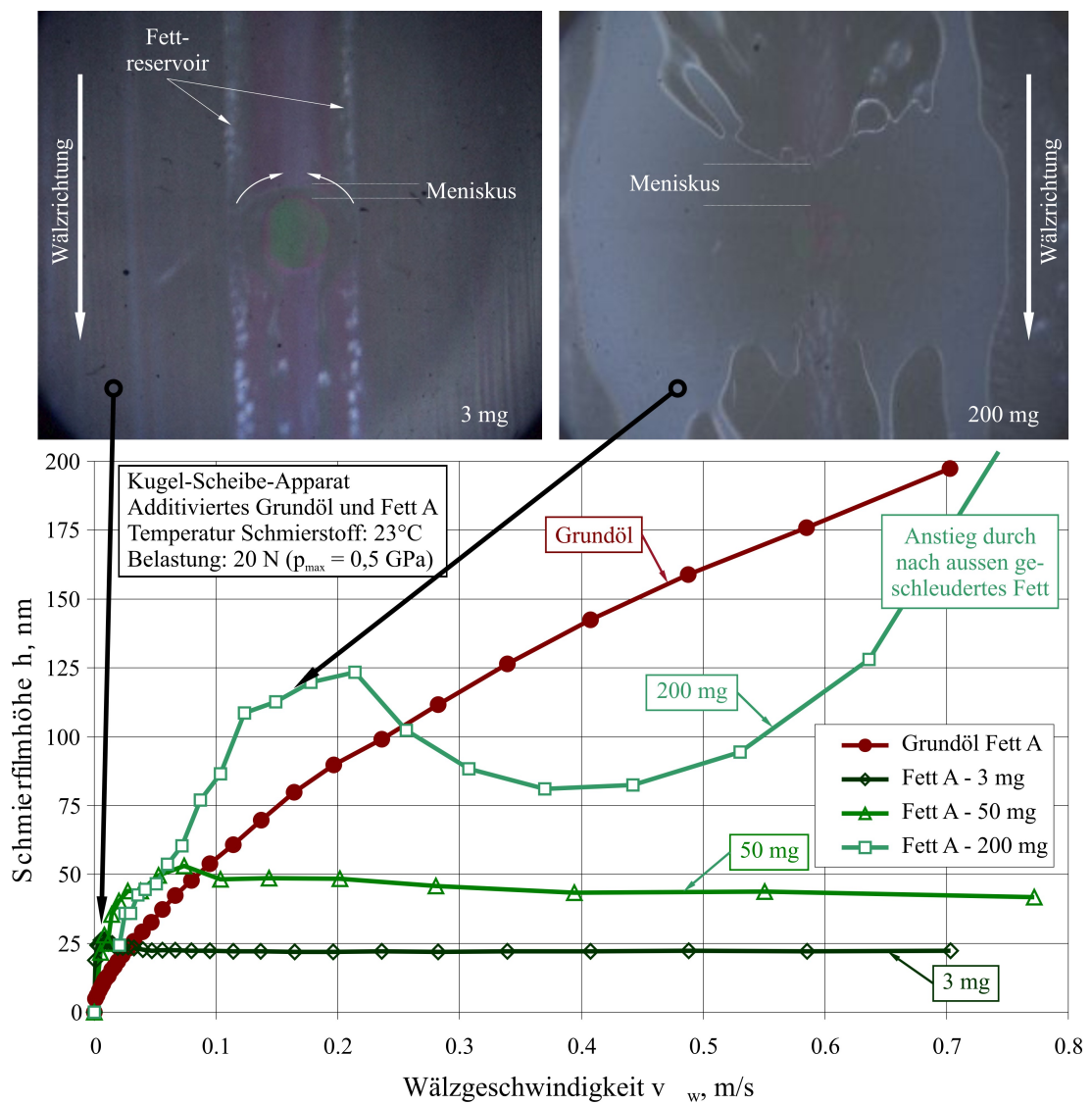


Abbildung 4.8: Einfluss der Fettmenge auf den Schmierzustand am Kugel-Scheibe-Apparat

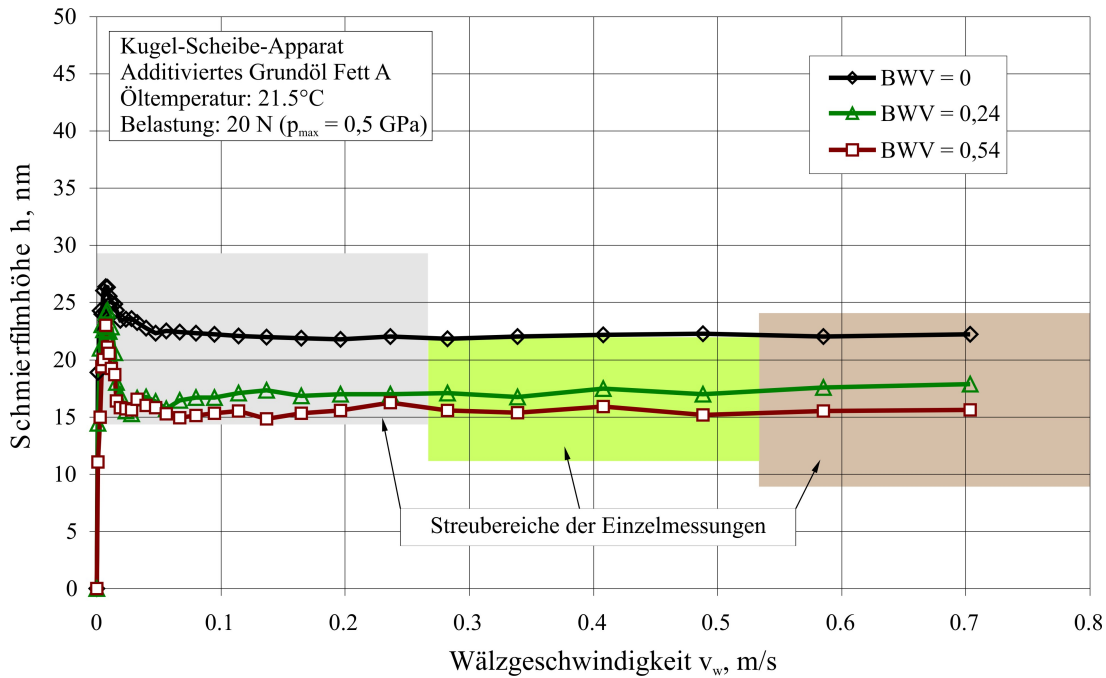


Abbildung 4.9: Einfluss der Bohrbewegung

#### 4.2.4 Vergleich des Schmierfilmausbaus unter Fett- und Ölschmierung

Abbildung 4.10 zeigt am Kugel-Scheibe-Apparat gemessene Schmierfilmhöhen der beiden Fette A und D und ihrer additivierten Grundöle unter Vollschrnung. Als Befettungsmethode für die dargestellten Versuche kam die Wischermethode mit einer Fettmenge von ca. 200 mg Fett zur Anwendung. Auf der rechten Achse kann für die Kurven gleichzeitig der Schmierfilmhöhen-Parameter  $\lambda$  abgelesen werden.

Bei allen Grundölen steigt die Schmierfilmhöhe mit steigender Wälzgeschwindigkeit degressiv an, da Vollschrnung vorliegt. Es zeigt sich hier eine starke Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe von der Viskosität des Öls, welche für beide Öle bei Messtemperatur im Diagramm mit angegeben ist. Diese Viskositätswerte gelten für Umgebungsdruck und sind aus V-T-Diagrammen abgelesen, die aus den beiden Viskositätswerten für 40°C und 100°C aus Tabelle 4.1 erstellt wurden. Das Grundöl des Fetts A mit einer relativ kleinen Grundölviskosität von 45 mm<sup>2</sup>/s bei 23 °C erzeugt eine relativ kleine Schmierfilmhöhe von bis zu 200 nm. Der spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  geht nur wenig über einen Wert von 1 hinaus. Die Filmhöhen bei dem Grundöl von Fett D liegen teilweise bis zu achtmal höher und erreichen Werte von bis zu 1500 nm. Die spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  nimmt für dieses Grundöl in dem dargestellten Geschwindigkeitsbereich Werte von bis zu 10 an. In dem Diagramm ist weiterhin zu sehen, dass die Schmierfilmhöhe bei Fett D immer um ca. 10 bis 20 % über der des Grundöls liegt. Bei Fett A ist das nicht der Fall. Hier liegt die Filmhöhe mit Fettschrnung ab einer Wälzgeschwindigkeit von ca. 0,25 m/s unter der Filmhöhe mit Ölschrnung. Der Filmhöhenverlauf von Santotrac 50 liegt etwas über dem des Grundöls des Fetts A, da auch die Viskosität von Santotrac mit 59 mm<sup>2</sup>/s etwas höher liegt als die Viskosität des Grundöls A mit 45 mm<sup>2</sup>/s.

Abbildung 4.11 zeigt die gemessenen Filmhöhen aus Abbildung 4.10 noch einmal in doppelt logarithmischer Auftragung.

In doppelt logarithmischer Auftragung ergeben die Filmhöhenverläufe über der Wälzgeschwindigkeit Geraden. Dies trifft vor allem für die Öle zu, aber auch die Fette zei-



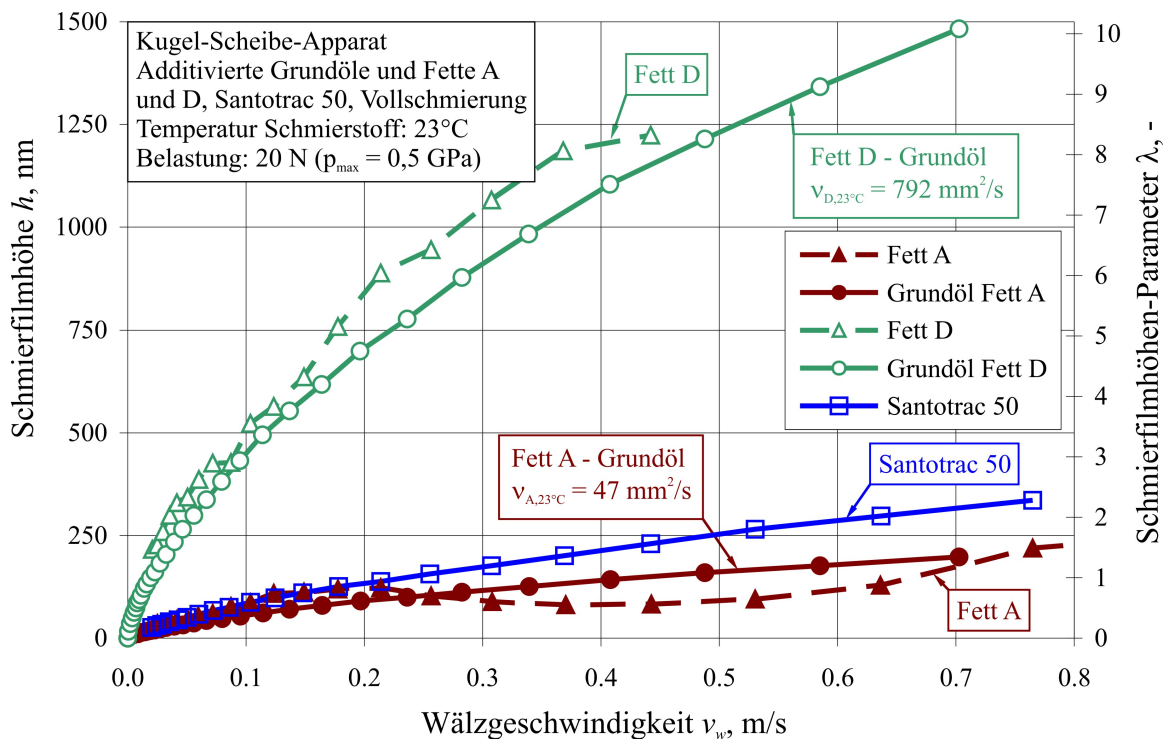


Abbildung 4.10: Schmierfilmhöhen für die Fette A und D und ihre additivierten Grundöle bei Vollschmierung

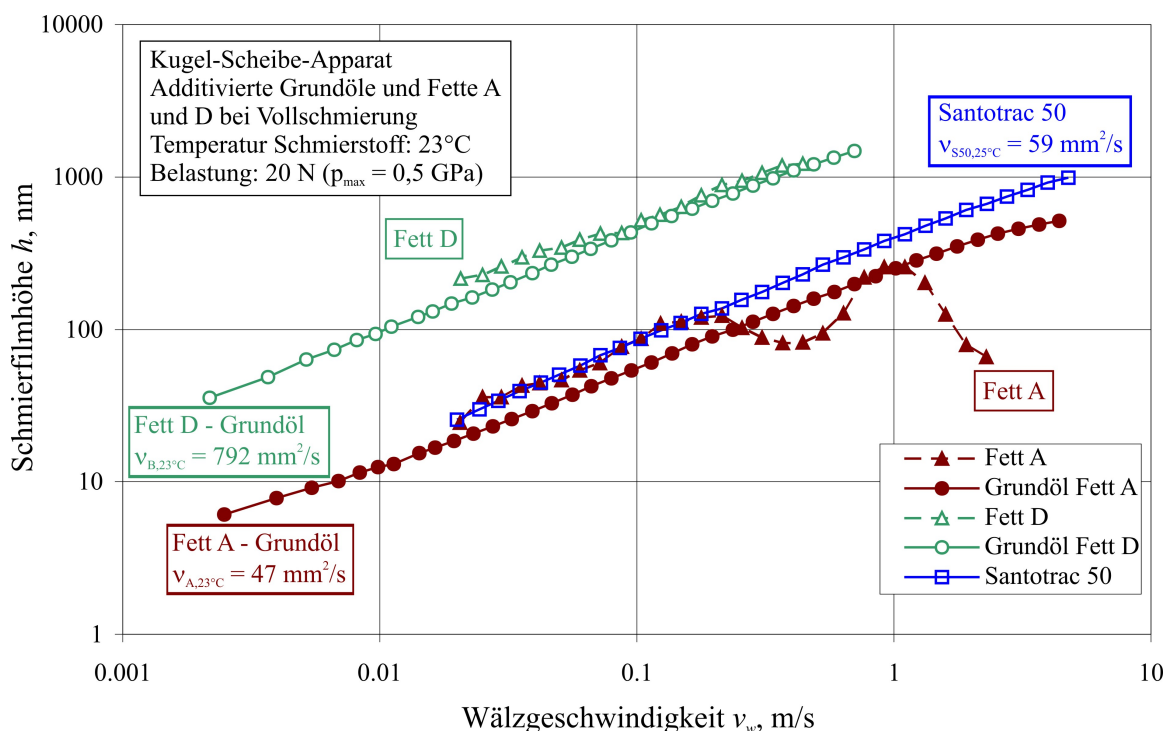


Abbildung 4.11: Schmierfilmhöhen der Fette und Grundöle in doppelt-logarithmischer Auftragung

gen über weite Geschwindigkeitsbereiche gerade Verläufe. Bei dem Fett D ist das über dem ganzen gemessenen Bereich der Fall, während die Filmhöhe bei Fett A ab einer Wälzgeschwindigkeit von 0,25 m/s vom geraden Verlauf abweicht. Dies weist darauf hin, dass ab dieser Geschwindigkeit nicht mehr genug Schmierstoff für eine Vollschmierung im Einlaufbereich vorhanden ist und damit Starvation eintritt. Die Filmhöhe steigt im weiteren Verlauf zwar noch einmal an, was aber aus einer Nachschmierung aus dem inneren Fettreservoir neben der Laufspur durch Fliehkrafteinfluss resultiert. Das ursprüngliche Niveau wird aber nicht mehr erreicht.



## 4.3 Schubspannungsaufbau

### 4.3.1 Zweiseiben-Modellversuchsstand und Untersuchungsmethoden

Zur Bestimmung des Kraftschluss-Schlupf-Verhaltens von Schmierstoffen im Modellversuch kommt ein Zweiseiben-Versuchsstand zum Einsatz (Abbildung 4.12).

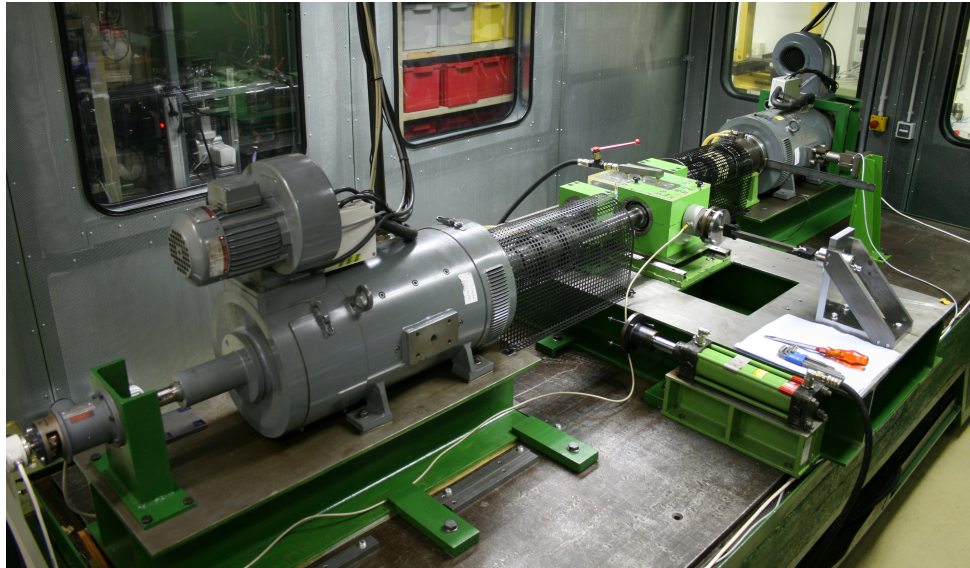


Abbildung 4.12: Zweiseiben-Versuchsstand

Die beiden Modellscheiben werden von zwei drehzahl- bzw. momentgeregelten E-Maschinen angetrieben. Die Drehzahl beider Wellen wird über inkrementelle Drehgeber erfasst. Eine E-Maschine ist in aerostatischen Lagern pendelnd aufgehängt und stützt sich über einen Hebelarm auf einer Wägezelle ab, so dass über die gemessene Abstützkraft das Drehmoment errechnet werden kann. Die Prüfscheiben sind über einen Querpressverband verdrehfest auf zwei Wellen aufgesetzt, die wiederum über zwei Kupplungen mit den Rotorwellen der E-Maschinen verbunden sind. Eine der Prüfscheibenwellen ist gestellfest gelagert, die Lagerung der anderen Welle ist radial verschiebbar, um die Anpresskraft aufbringen zu können. Diese wird über einen Hydraulikzylinder erzeugt, über eine Kraftmessdose gemessen und in den verschiebbaren Lagerblock eingeleitet. Eine der Prüfscheiben ist zylindrisch ausgeführt, die zweite ist mit einem Radius von 100 mm ballig geschliffen. Der Durchmesser der Scheiben beträgt 120 mm. Der Aufbau dieses Versuchsstandes ist in Abbildung 4.13 schematisch dargestellt.

Zur Untersuchung des Kraftschlusses am Zweiseiben-Versuchsstand werden zunächst beide Scheiben auf die entgegengesetzt gleiche Drehzahl und damit auf die gleiche Umfangsgeschwindigkeit gebracht. Im Laufe eines Versuchs wird dann die Drehzahl der einen Scheibe konstant gehalten, während die Drehzahl der anderen Scheibe in einem Bereich von  $\pm 10\%$  variiert wird. Der Schlupf in Längsrichtung  $S_L$  ist dabei zu jedem Zeitpunkt definiert durch die Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben im Kontakt:

$$S_L = \frac{v_1 - v_2}{\frac{1}{2} \cdot (v_1 + v_2)} \quad (4.3)$$

Da die Scheiben am Versuchsstand identische Scheibendurchmesser haben, kann der Schlupf hier auch direkt über die Scheibendrehzahlen beschrieben werden:

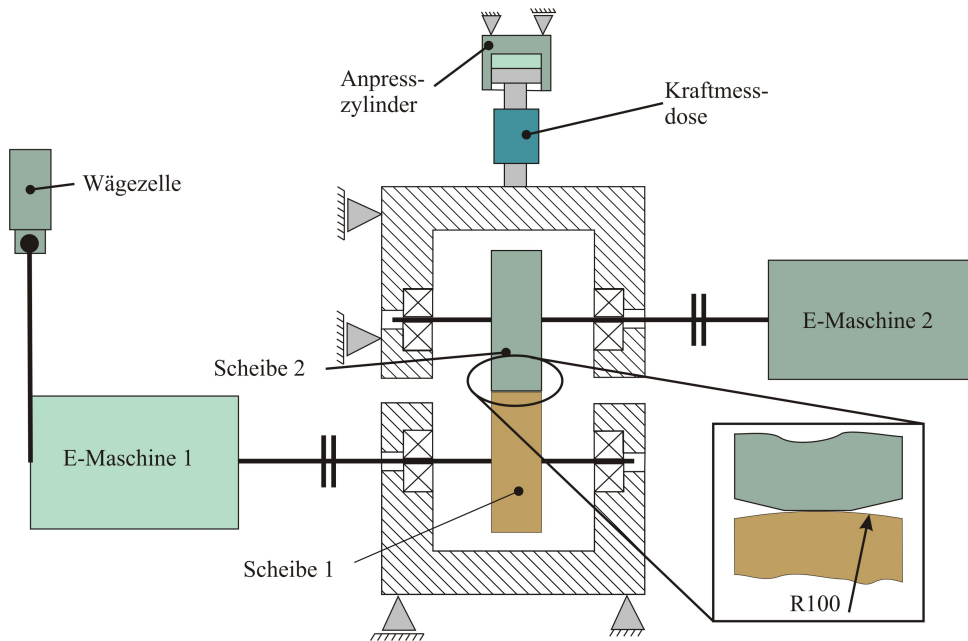


Abbildung 4.13: Schematischer Aufbau des Zweiseiben-Versuchsstandes

$$S_L = \frac{n_1 - n_2}{\frac{1}{2} \cdot (n_1 + n_2)} \quad (4.4)$$

Die übertragene Umfangskraft  $F_U$  ergibt sich aus dem gemessenen Drehmoment  $M$  und dem Scheibendurchmesser  $d_S$ :

$$F_U = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot d_S} \quad (4.5)$$

Aus der Umfangskraft  $F_U$  und der gemessenen Anpresskraft  $F_N$  lässt sich der Reibwert  $\mu$  ermitteln:

$$\mu = \frac{F_U}{F_N} \quad (4.6)$$

Aufgetragen über dem Schlupf ergibt sich bei kleinen Schlupf-Werten ein großer quasilinearer Anstieg des Reibwerts, dann mit steigendem Schlupf ein Abknicken in einen horizontalen Verlauf mit Reibwert-Maximum und schließlich ein konstanter oder leicht fallender Reibwert bis zum maximalen Schlupf. Der Reibwert bei einem Schlupf von null ist durch die Verluste in den Lagern und dem Wälzkontakt selbst von null verschieden. Daher wird die Kurve in Ordinaten-Richtung verschoben, bis die beiden Reibwert-Maxima betragsmäßig gleich sind. Es folgt eine Verschiebung in Abzissen-Richtung, so dass die Kurve durch den Ursprung verläuft. Durch eine Punktspiegelung am Koordinaten-Ursprung lassen sich nun beide Kurvenäste in einen Quadranten bringen (Abbildung 4.14).

Die Tabelle 4.3 zeigt die für die Bestimmung der spezifischen Schmierfilmhöhe  $\lambda$  erforderlichen Rauheitswerte der Scheiben. Die durchschnittlichen  $R_a$ -Werte der eingesetzten Scheiben betragen für die zylindrischen Scheiben  $0,21 \mu m$  und für die balligen Scheiben  $0,31 \mu m$ . Daraus ergibt sich ein geometrischer Mittelwert von  $0,47 \mu m$ .

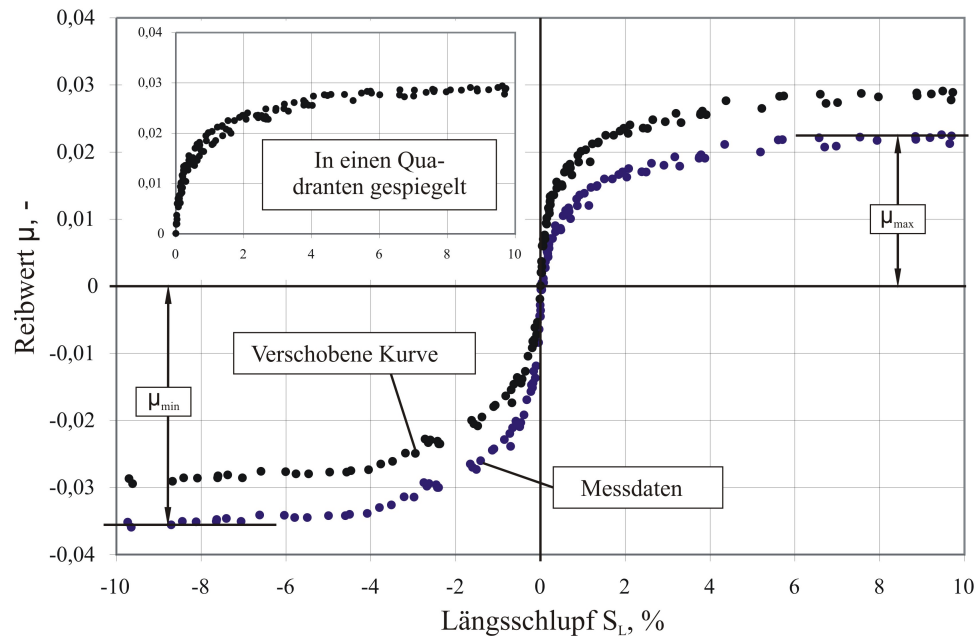


Abbildung 4.14: Auswertung der Messdaten des Zweiseiben-Versuchsstandes

	$R_a$	$\sigma$	$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$
Zylindrische Scheibe	0,21 $\mu m$	0,39 $\mu m$	0,47 $\mu m$
Ballige Scheibe	0,31 $\mu m$	0,26 $\mu m$	

Tabelle 4.3: Rauheitswerte der Scheiben

### 4.3.2 Grenzs Schubspannung

Abbildung 4.15 zeigt typische Traktionskurven für unterschiedliche mittlere Kontaktpressungen, wie sie für das Traktionsfluid Santotrac 50 und für das Grundöl des Fetts D an dem beschriebenen Zweiseiben-Versuchsstand bei einer Öltemperatur von 80 °C aufgenommen wurden. Aufgetragen ist der Reibwert  $\mu$  als Quotient aus übertragener Umfangskraft  $F_U$  und Normalkraft  $F_N$  über dem Längsschlupf  $s_L$ . Die Umfangsgeschwindigkeit entspricht hier auch der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit und beträgt für Santotrac 50 5,76 m/s und für das Grundöl des Fetts D 5 m/s. Abbildung 4.16 zeigt zum Vergleich Traktionskurven für unterschiedliche mittlere Kontaktpressungen für das Grundöl des Fetts A bei einer Öltemperatur von 20°C.

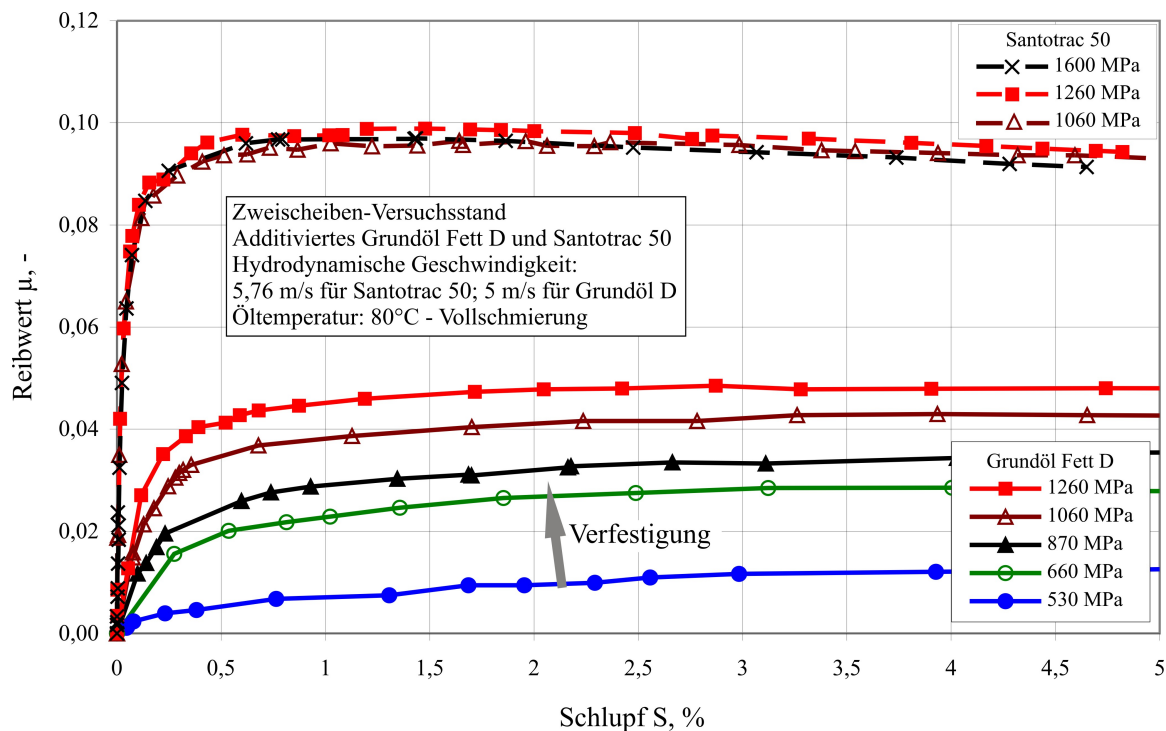


Abbildung 4.15: Traktionskurven bei unterschiedlichen mittleren Kontaktpressungen beim additivierten Grundöl des Fetts A und Santotrac 50 (nicht um elastischen Schlupf bereinigt)

Für das Traktionsfluid Santotrac 50 ist die Anfangssteigung für alle Pressungen im Rahmen der Messgenauigkeit gleich. Alle Traktionskurven gehen bei einem Reibwert von 0,08 bis 0,09 in einen Plateaubereich bis zu einem Schlupf von 2% über und fallen zu höheren Schlupfwerten wieder leicht ab. Bemerkenswert ist, dass alle Kurven sehr ähnliche maximale Reibwerte aufweisen, obwohl die Pressung stark variiert. Bei den Grundölen der Fette A und D dagegen hängen die erreichten Reibwerte stark von der Pressung ab und liegen sehr viel niedriger als bei Santotrac 50. Beim Grundöl von Fett A wird bei einer mittleren Pressung von 1260 MPa ein maximaler Reibwert von 0,058, beim Grundöl von Fett D 0,049 erreicht. Obwohl die Grundöle des Fetts D mit 43,5 mm<sup>2</sup>/s und des Fetts A mit 53,9 mm<sup>2</sup>/s eine viel größere kinematische Viskosität haben als Santotrac 50 mit 8,0 mm<sup>2</sup>/s, werden kleinere Reibwerte gemessen.

Von dem leichten Abfall abgesehen, bleibt der Reibwert auch über große Bereiche der Gleitgeschwindigkeit nahezu konstant; es kommt also trotz Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit nicht zu einer Erhöhung der Schubspannung. Daher erscheint es sinnvoll, eine

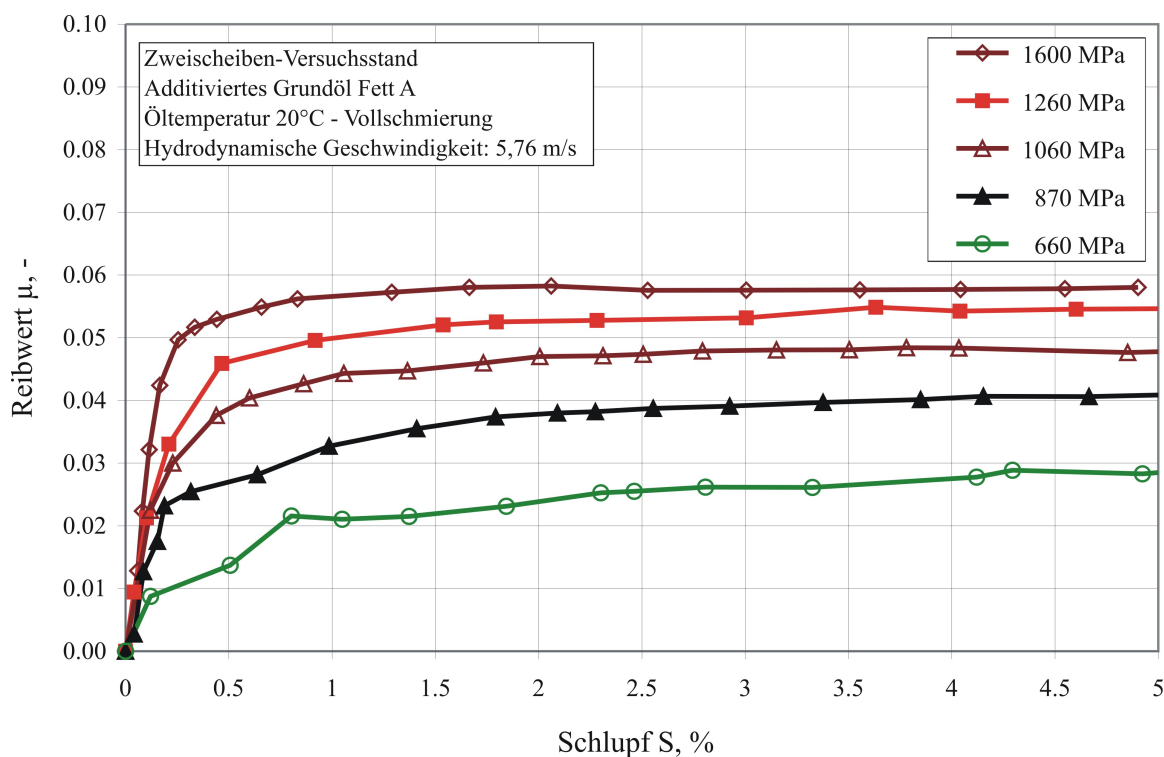


Abbildung 4.16: Traktionskurven bei unterschiedlichen mittleren Kontaktpressungen beim additivierten Grundöl des Fetts A (nicht um elastischen Schlupf bereinigt)

Grenzscherubspannung  $\tau_g$  einzuführen, die den Schubspannungsaufbau begrenzt. Als Erklärung sagten Evans und Johnson Scherbänder vorher, die sich wie Ebenen durch den Schmierfilm ziehen und an denen die Moleküle abgleiten [EVAN86]. Das Scherverhalten im Schmierfilm wird damit stark inhomogen und schwer vorhersagbar. Das Auftreten von Scherbändern konnte bei Drücken oberhalb von 1 GPa experimentell nachgewiesen werden [BAIR93]. Der Schmierstoff liegt hier nicht mehr in flüssiger Form, sondern als glasartiger Festkörper vor. Um den Wert der Grenzscherubspannung für ein Fluid in Abhängigkeit von Druck und Temperatur zu bestimmen, lassen sich bis zu Drücken von 1 GPa Hochdruck-Viskosimeter verwenden [BAIR82]. Für höhere Drücke können sehr gut Daten von Zweischeiben-Versuchsständen herangezogen werden, wie das Beispiel oben schon zeigt. Die transiente Beanspruchung des Fluids im Zweischeiben-Versuchsstand gleicht dabei der Beanspruchung in anderen EHD-Kontakten.

In Abbildung 4.17 sind von verschiedenen Autoren ermittelte Werte für die Grenzscherubspannung von Santotrac 50 in Abhängigkeit von der Temperatur und der mittleren Pressung dargestellt. Für eine Temperatur von 25°C sind zwei Werte von Bair [BAIR82] für 0,76 und 0,92 GPa eingetragen die statisch im Hochdruck-Viskosimeter ermittelt wurden. Für höhere mittlere Pressungen verwendeten Evans und Johnson [EVAN86] einen Zweischeiben-Versuchsstand, um Grenzscherubspannungen für einen Temperaturbereich von 40°-100°C zu vermessen. In dieser Arbeit gewonnene Werte für eine Temperatur von 80°C stimmen sehr gut mit den von Evans und Johnson überein. Die lineare Abhängigkeit der Grenzscherubspannung vom Druck wird auch von Jacobson beobachtet [JACO06].

Abbildung 4.15 zeigt weiterhin einen Vergleich zwischen den am Zweischeiben-Versuchsstand gemessenen Kraftschlussverläufen des additivierten Grundöls des Fetts D und Santotrac 50 für die beiden mittleren Pressungen von  $\bar{p}$  von 1260 MPa und 1060 MPa. Auch der maximal erreichte Reibwert liegt bei Santotrac 50 mit knapp 0,1 gegenüber 0,048



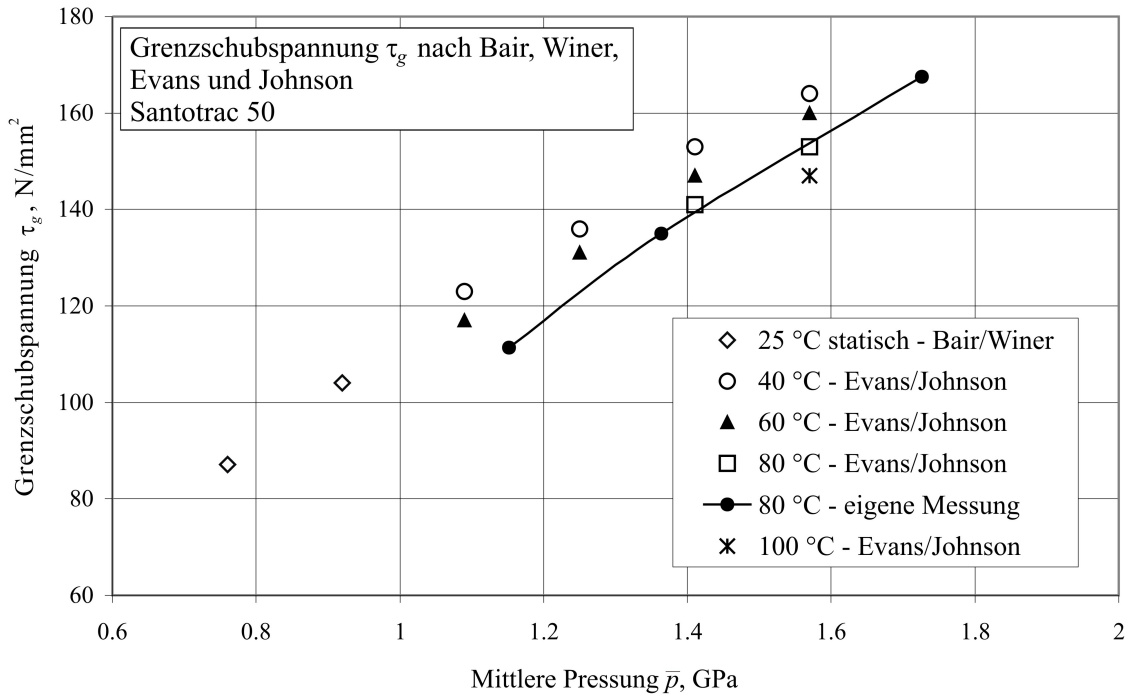


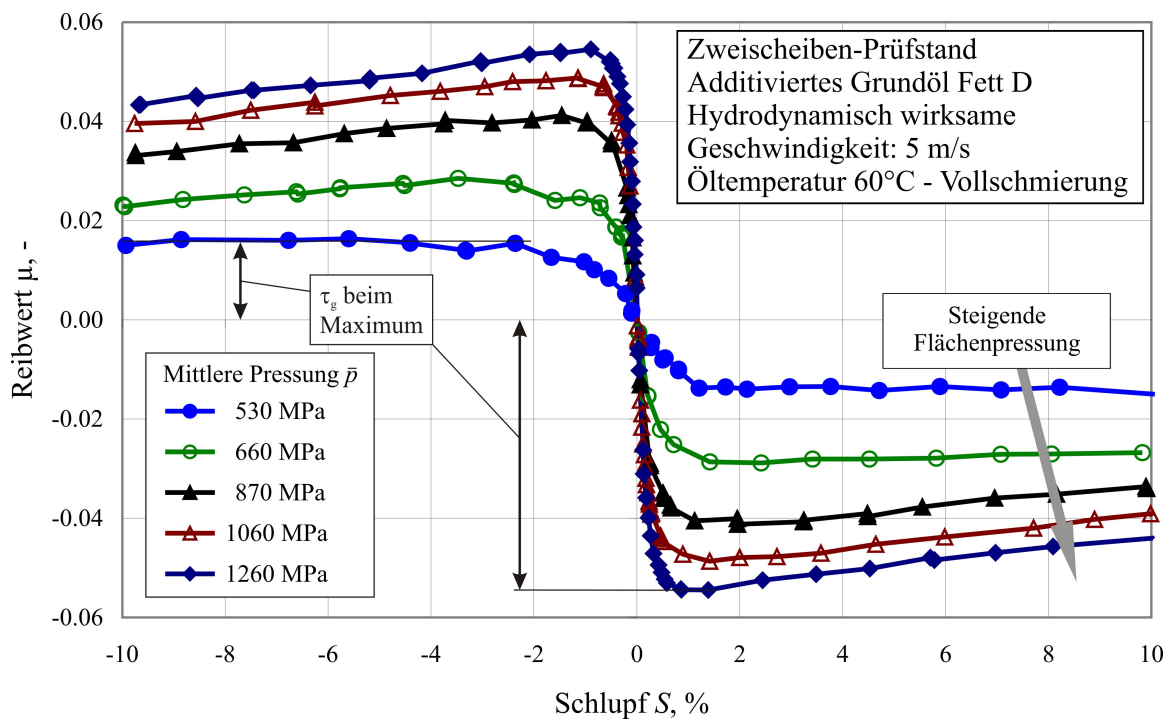
Abbildung 4.17: Gemessene Grenzscherubspannung  $\tau_g$  für Santotrac 50 [BAIR82], [EVAN86]

bei Fett D (Werte für 1260 MPa) sehr viel höher. Je niedriger dieser maximal erreichte Reibwert liegt, desto größer ist der Schlupf, bei dem er auftritt. So wird der maximale Reibwert bei Santotrac 50 schon bei einem Schlupf von unter 1 % erreicht, während er beim Grundöl von Fett D erst bei Werten ab ca. 2 % auftritt. Aus diesen Versuchsergebnissen kann mit der gemessenen Normalkraft  $F_N$  und der Geometrie der Scheiben zunächst die Kontaktfläche  $A$  nach Hertz bestimmt werden. Damit lässt sich dann für jede Kurve aus der maximal gemessenen Umfangskraft  $F_U$  eine Grenzscherubspannung  $\tau_L$  berechnen:

$$\tau_L = \tau_g = \frac{F_U}{A} \quad (4.7)$$

Abbildung 4.18 zeigt beispielhaft Messergebnisse für das additivierte Grundöl des Fetts D bei unterschiedlichen mittleren Pressungen. Für die Bestimmung der Grenzscherubspannung  $\tau_g$  wird der maximale Wert der Kraftschlusskurve herangezogen. Besonders bei hohen Pressungen und Umfangsgeschwindigkeiten zeigt sich ein ausgeprägtes Maximum der Kurve. Bei Betriebsbedingungen mit kleiner mittlerer Pressung (zum Beispiel bei  $p_m = 530$  MPa in Abbildung 4.18) dagegen gibt es überhaupt kein Maximum, da die Umfangskraft bzw. der Reibwert über dem Schlupf konstant bleibt. In diesem Fall wird zur Auswertung dieser konstante Wert der Umfangskraft herangezogen.

Abbildung 4.19 zeigt so ermittelte Grenzscherubspannungswerte in Abhängigkeit von der mittleren Pressung für Santotrac 50 und das additivierte Grundöl des Fetts D. Dargestellt sind Messwerte für eine Öltemperatur von 80°C bei unterschiedlichen hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten. Da die Pressungen im Kontakt der Scheiben im Traktionsgetriebe in einem höheren Bereich liegen als die Pressungen im Wälzlager, sind die Messungen mit dem Traktionsfluid Santotrac 50 bis zu höheren Pressungen ausgeführt worden. Es ist zu erkennen, dass Santotrac 50 wesentlich höhere Grenzscherubspannungswerte aufweist als das additivierte Grundöl des Fetts D. Bei beiden Schmierstoffen hängt die Grenzscherubspannung linear von der Pressung ab. Dieses Verhalten beobachten auch

Abbildung 4.18: Bestimmung der Grenzscherubspannung  $\tau_G$ 

Jacobson und Höglund bei einer großen Zahl unterschiedlicher Schmierstoffe mit einem speziell zur Messung der Grenzscherubspannung konstruierten Apparat [JACO86]. Es werden Mineralöle, synthetische Öle, ein Traktionsfluid und auch ein Lithium-Seifen-Fett untersucht. Die gemessene Grenzscherubspannung steigt bei allen untersuchten Schmierstoffen von zunächst relativ niedrigen Werten ab einem bestimmten Druck sehr stark an. Dieser Anstieg erfolgt linear zur Pressung. Der Druck, bei dem der Anstieg einsetzt wird als Verfestigungs-Druck interpretiert und hängt entscheidend von der Art des Schmierstoffs und der Temperatur ab.

Der Einfluss von mittlerer Pressung und hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit auf die Grenzscherubspannung des additivierten Grundöls des Fetts A ist beispielhaft für eine Öltemperatur von  $20^\circ\text{C}$  in Abbildung 4.20 dargestellt. Ab einer mittleren Pressung von ca.  $850 \text{ N/mm}^2$  beginnt dieses Grundöl ein glasartiges Verhalten zu zeigen, da die Grenzscherubspannung linear mit der Pressung ansteigt. Unterhalb dieser Pressung ist ein leichtes Abknicken der Kurven zu erkennen, was darauf schließen lässt, dass hier in weiten Teilen der Kontaktfläche viskoses Verhalten des Schmierstoffs vorliegt. Abbildung 4.21 zeigt den berechneten spezifischen Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda$  zu den gemessenen Scherubspannungswerten aus Abbildung 4.20. Ab einer Wälzgeschwindigkeit von  $2 \text{ m/s}$  liegt die spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  über eins. Unterhalb dieser Geschwindigkeit beginnt der Übergang zur Mischreibung und die gemessene Grenzscherubspannung steigt stark an. Das Absinken der Grenzscherubspannung zu höheren Wälzgeschwindigkeiten ist auf einen Einfluss der Temperatur zurückzuführen. Bildet man die Schnittpunkte der extrapolierten Grenzscherubspannungs-Geraden aus Abbildung 4.20 mit der Pressungs-Achse, ergeben sich als Schnittpunkte Pressungs-Startwerte  $P_{Start}$ , ab denen eine Kraftübertragung stattfindet. Trägt man diese Pressungs-Startwert der Kurven für die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten über der spezifischen Schmierfilmhöhe  $\lambda$  auf, zeigt sich ein degressiver Anstieg der Pressungs-Startwerte (Abbildung 4.22).

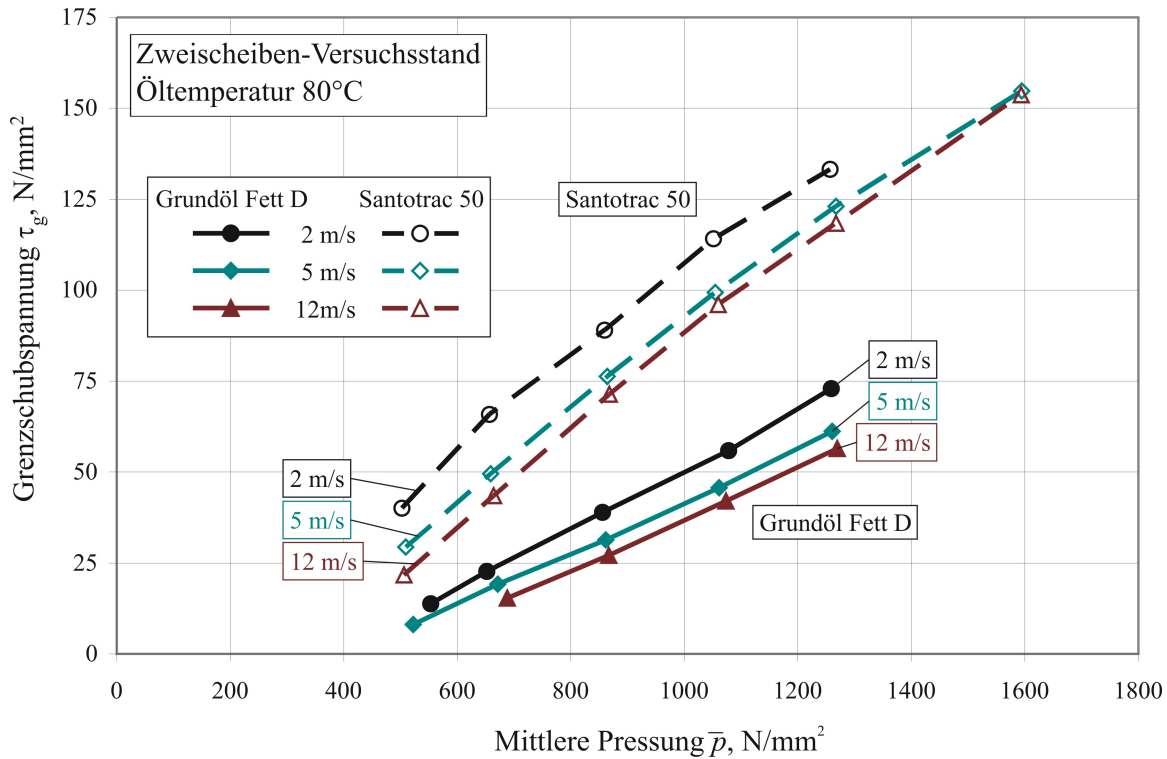


Abbildung 4.19: Gemessene Grenzscherungswerte  $\tau_g$  für Santotrac 50 und das additivierte Grundöl des Fetts D

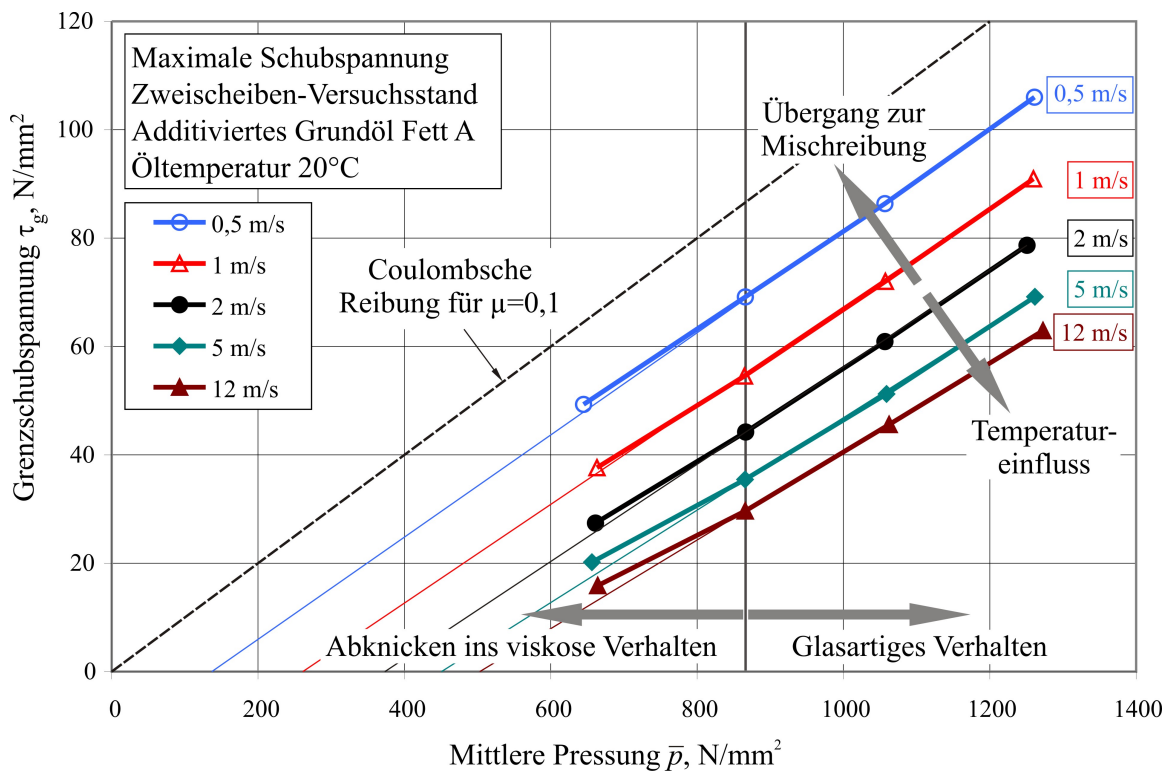


Abbildung 4.20: Gemessene Grenzscherungswerte  $\tau_g$  für das additivierte Grundöl des Fetts A



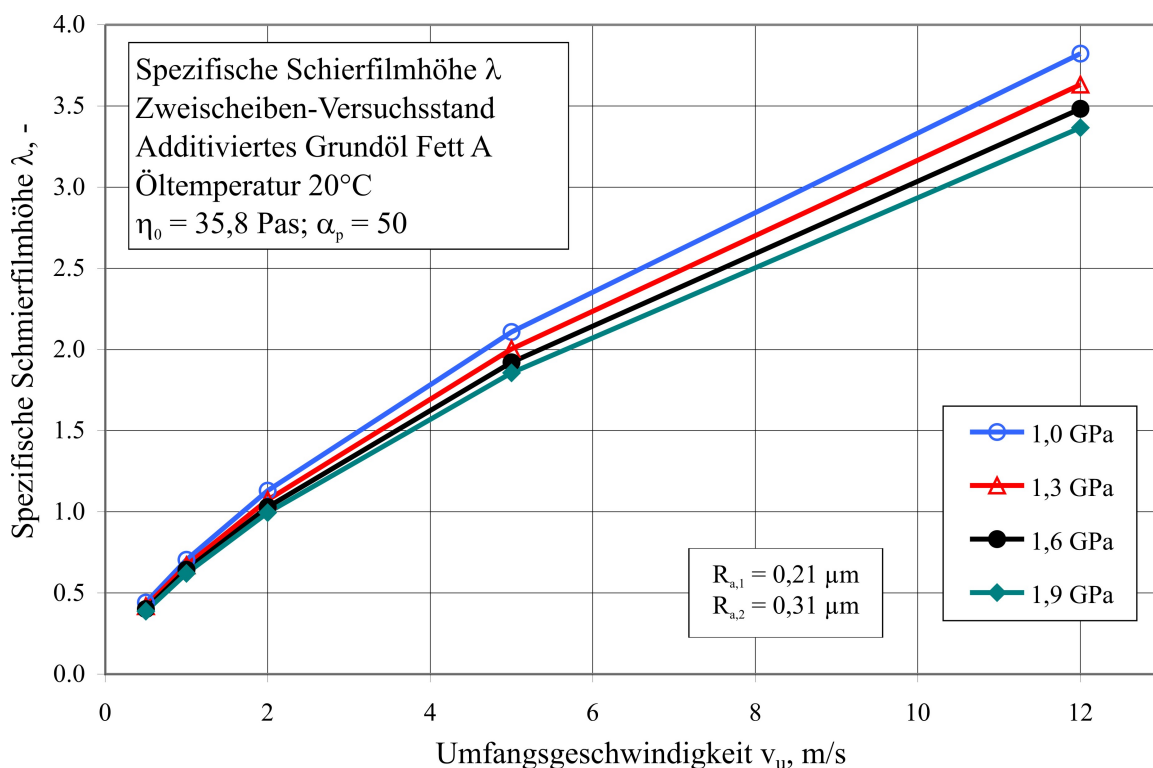


Abbildung 4.21: Spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  nach Gleichung 3.8 zu den Werten aus Abbildung 4.20, berechnet mit den Rauheitswerten aus Tabelle 4.3

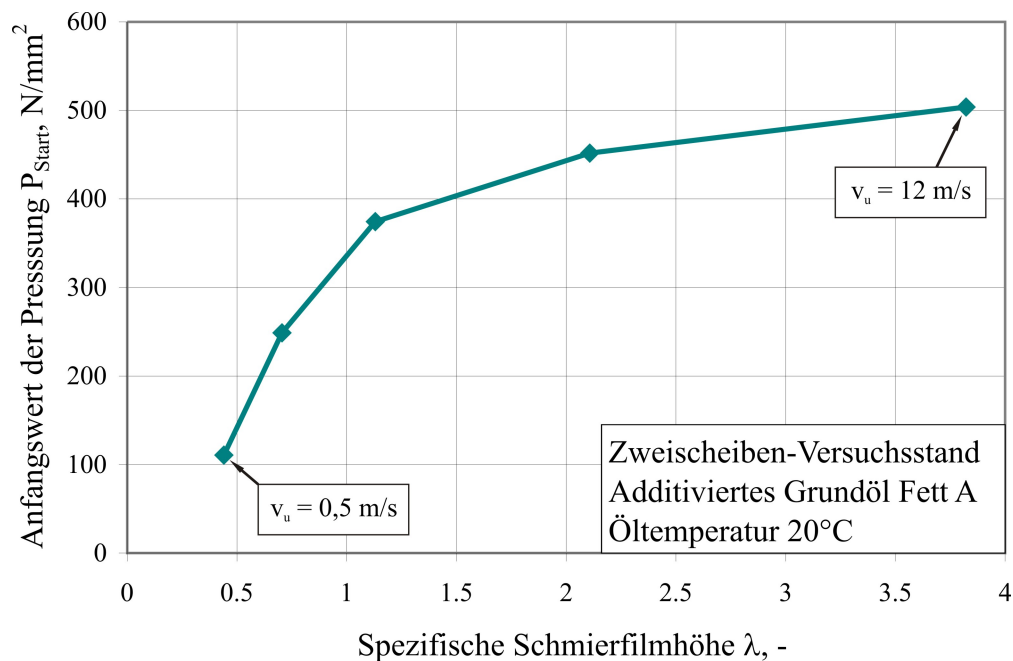


Abbildung 4.22: Pressungs-Startwerte  $P_{Start}$  aufgetragen über der spezifischen Schmierfilmhöhe  $\lambda$

## 4.4 Druck-Viskositäts-Verhalten

Von besonderem Interesse bei der Berechnung der Kraftübertragung in Wälzkontakten ist die Viskosität des Schmierstoffs, insbesondere in Abhängigkeit vom Druck. Daher wurden für die additivierten Grundöle der beiden untersuchten Fette A und D Messungen der Druckviskosität am ITR der TU Clausthal vorgenommen. Da sich in vorangegangenen Untersuchungen gezeigt hat, dass eine Messung mit Fett nur bedingt möglich bzw. sinnvoll ist [BALY05], wurden nur die Grundöle der beiden Fette A und D und nicht die Fette selbst untersucht. Der Temperaturbereich wurde im Vergleich zu den Messungen von Baly [BALY05] nach oben erweitert, so dass eine breite Datenbasis für Öltemperaturen von 30°C bis 100°C vorliegt, die für die Validierung der Berechnung der Druckviskosität zu Grunde gelegt werden kann. Die Abbildungen 4.23 und 4.24 zeigen die gemessenen Daten für die additivierten Grundöle der Fette A und D. Bei beiden Grundölen ist ein deutlicher Einfluss der Temperatur zu erkennen, der bei dem Grundöl von Fett D noch stärker ausfällt als bei dem Grundöl von Fett A. Die Messung für eine Öltemperatur von 60°C wurde bis zu einem Druck von 800 MPa aufgenommen. Ein Vergleich mit Abbildung 4.20 zeigt, dass in diesem Druckbereich der Übergang zu vollständig glasartigem Verhalten stattfindet.

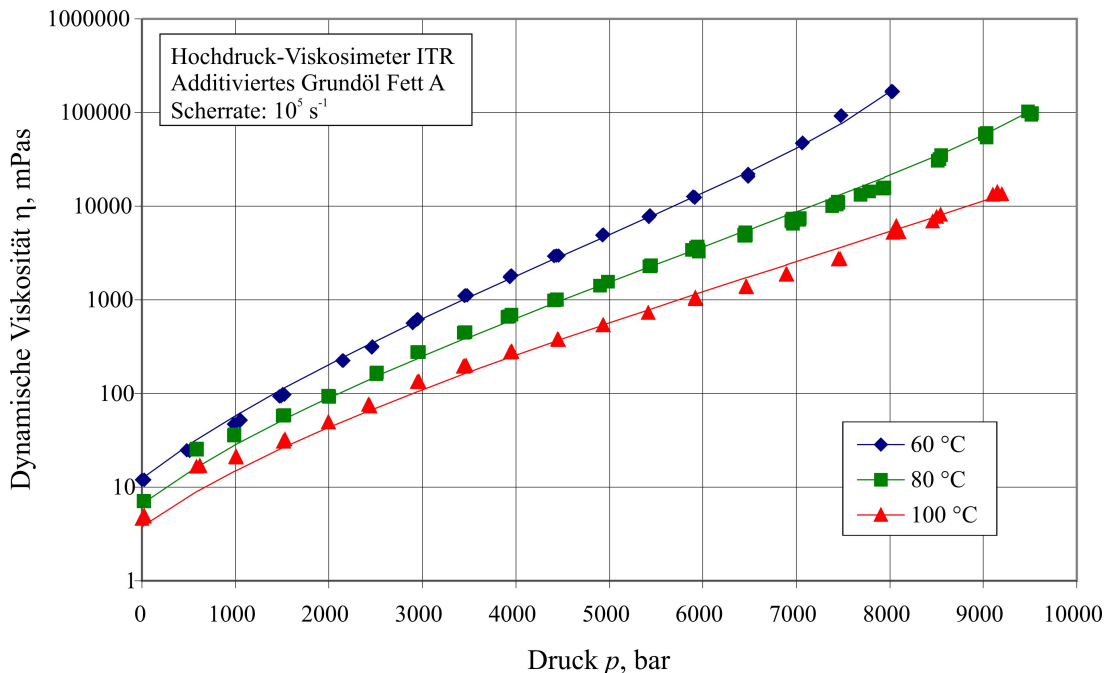


Abbildung 4.23: Druck-Viskositätsverhalten vom additivierten Grundöl des Fetts A

Bei Fett D ist für eine Temperatur von 60°C ab 4000 bar (400 MPa) keine Messung mehr möglich. Es ist davon auszugehen, dass ab hier die Verfestigung einsetzt und damit vorwiegend plastisches Verhalten vorliegt anstelle des viskosen Verhaltens bei niedrigeren Drücken. Dies deckt sich mit der Messkurve in Abbildung 4.19, wo oberhalb etwa 400 MPa eine druckabhängige Grenzschubspannung gemessen wird.

Die gemessenen Druck-Viskositätskurven lassen sich mit Hilfe der Gleichung nach Barus (Gl. 3.14) annähern, wie in Abbildung 4.25 beispielhaft für das additivierte Grundöl des Fetts A in einem Druckbereich bis 3000 bar dargestellt. Die dazu erforderlichen Druckviskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  liegen in einem Bereich von 10 bis 13 GPa<sup>-1</sup>. Diese Werte liegen im Vergleich zu den aus der Schmierfilmhöhenberechnung gewonnenen Werten von 40 bis 50 GPa<sup>-1</sup> aus Abbildung 4.6 sehr niedrig, wozu es keine Erklärung gibt.

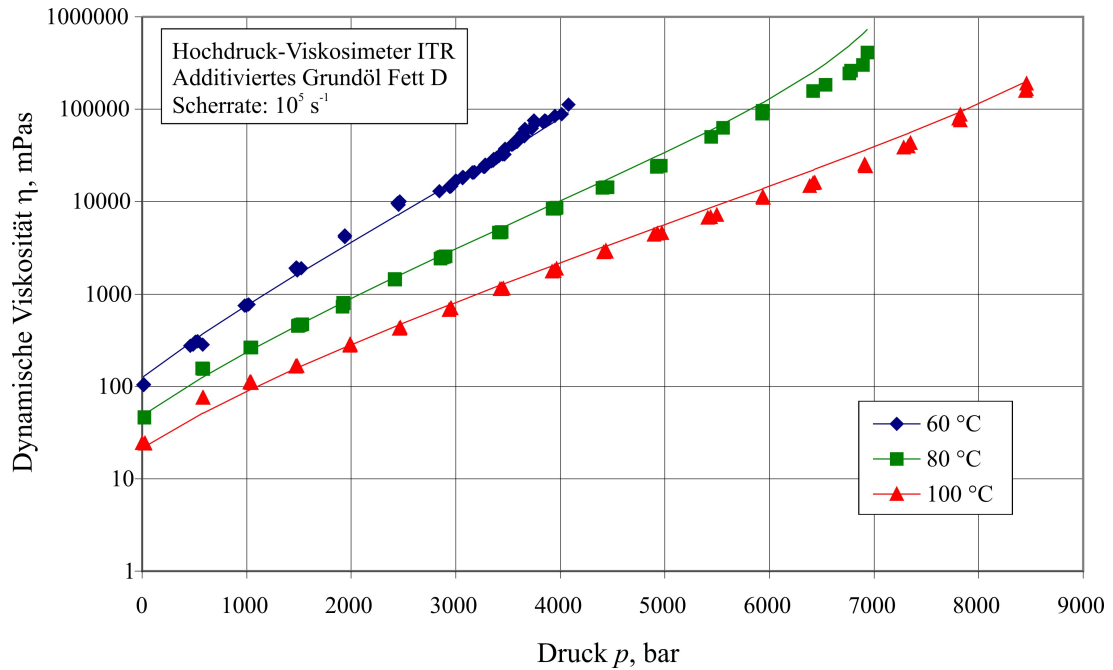


Abbildung 4.24: Druck-Viskositätsverhalten vom additivierten Grundöl des Fetts D

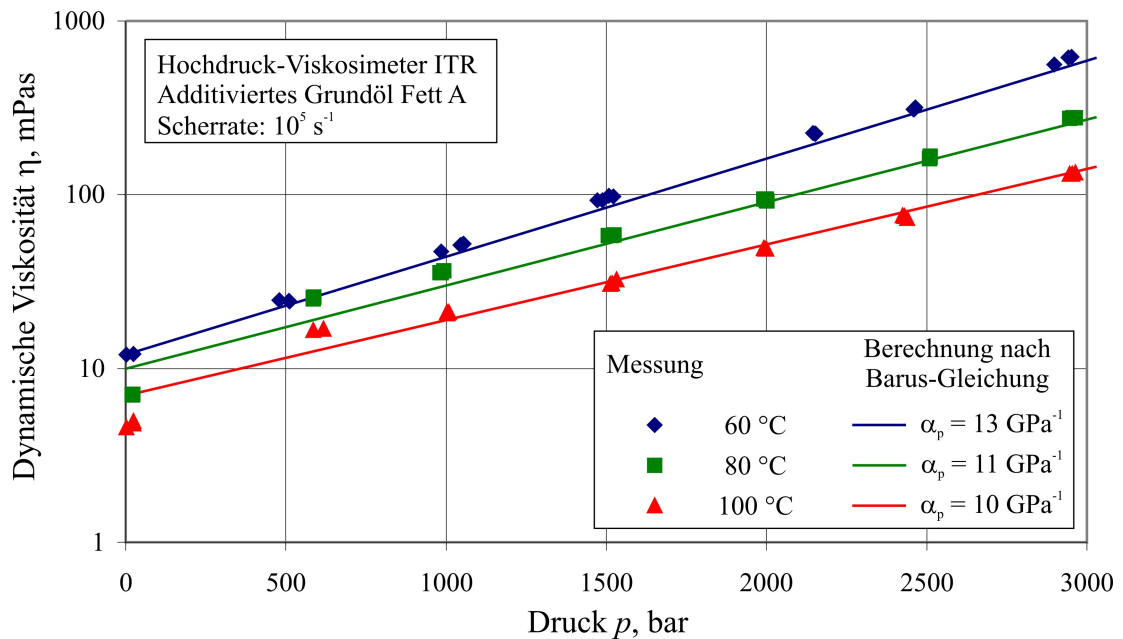


Abbildung 4.25: Viskosität im Druckbereich bis 3000 bar und Nachrechnung mit der Barus-Gleichung für das addivierte Grundöl des Fetts A



# 5 Berechnungsmodell

## 5.1 Ermittlung des Fluidanteils an der Kraftschlusskurve

In Kapitel 3.1 wurde aufgezeigt, dass eine Beurteilung der gemessenen Kraftschlusskurve eines Zweiseiben-Versuchsstands in Hinblick auf die Fluideigenschaften ohne Berücksichtigung des elastischen Schlupfanteils nicht möglich ist. Im folgenden Abschnitt wird daher eine Methode zur Berechnung des Fluidanteils an gemessenen Kraftschlusskurven erarbeitet.

### 5.1.1 Bestimmung der Kraftschlussfunktion für trockene Reibung mit der Deformationstheorie

Zur Bestimmung der Kraftschlussfunktion für trockene Reibung und damit des elastischen Schlupfs nach der Deformationstheorie kann die Gleitreibungszahl  $\mu_g$  aus Gleichung 3.16 durch den Quotient aus der im Zweiseiben-Versuch bestimmten Grenzscherubspannung  $\tau_G$  und der mittleren Pressung  $\bar{p}$  ersetzt werden:

$$S_L(\mu) = 2 \cdot \frac{\tau_G}{\bar{p}} \cdot \bar{p} \cdot \frac{1 - \nu}{G} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{\mu}{\frac{\tau_G}{\bar{p}}}} \right) \quad (5.1)$$

### 5.1.2 Bestimmung der Anfangssteigung der Kraftschlussfunktion für trockene Reibung mit FE-Rechnung

Auch durch eine FE-Rechnung können die Spannungen und Dehnungen im Bereich des Kontakts und daraus der elastische Anteil am Schlupf oder genauer gesagt die Anfangssteigung der Kraftschlussfunktion für trockene Reibung sehr genau bestimmt werden. In Abbildung 5.1 ist dazu im oberen Teil der Abbildung ein FE-Modell des Kontakts der Scheiben des in Abschnitt 4.3.1 beschriebenen Zweiseiben-Versuchsstands dargestellt. Die Modellierung des Kontakts erfolgte hier über Kontaktelemente mit dem FE-System ANSYS. Die im Modell aufgebrachte Normalkraft  $F_N$  betrug 4200 N und die über den Kontakt übertragene Tangentialkraft  $F_T$  wies einen Wert von 590 N auf.

Die in der FE-Rechnung berechnete maximale Pressung im Kontakt betrug 1330 MPa. Nach Hertz ergibt sich für diese Normalkraft eine maximale Pressung von 1600 MPa. Im unteren Teil der Abbildung 5.1 ist die Spannungsverteilung der Schubspannung in der y-z-Ebene dargestellt. Die größte Schubspannung liegt unter der Werkstoffoberfläche und beträgt unter reiner Normalbelastung 301 N/mm<sup>2</sup>. Kommt die Tangentialkraft hinzu erhöht sich dieser Wert auf 339 N/mm<sup>2</sup> und die Spannungsverteilung ist nicht mehr symmetrisch. Wird das Ergebnis der FE-Rechnung hinsichtlich der Dehnung in tangentialer Richtung  $\epsilon_T$  ausgewertet, zeigt sich unter reiner Normalbelastung eine symmetrische Dehnungsverteilung (Abbildung 5.2 oben). Die Dehnung ist an der Scheibenoberfläche am

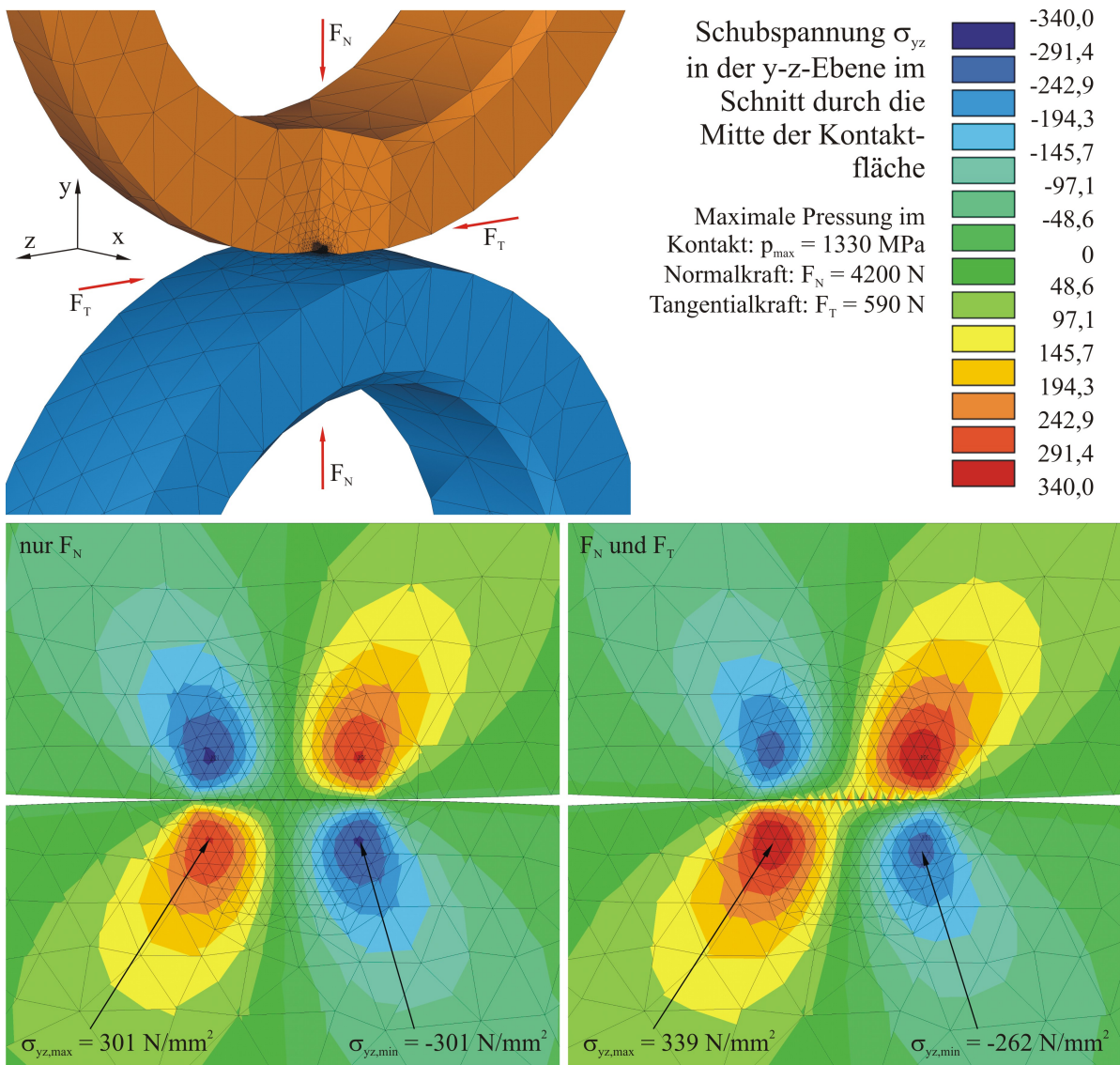


Abbildung 5.1: Einfluss der Umfangskraft auf die Schubspannungen im Werkstoff

Rand der Kontaktfläche am Einlauf und am Auslauf gleich und hat einen Wert von ca. +0,03 %. Beim Angreifen einer zusätzlichen Tangentialkraft  $F_T$  zeigen sich deutliche Unterschiede in der Dehnungsverteilung vor und hinter dem Kontakt (Abbildung 5.2 Mitte). Auf der einen Seite vergrößert sich die Dehnung auf Werte über +0,07 %, während sich auf der anderen Seite mit einem Wert von ca. -0,01 % ein Gebiet mit Stauchung des Materials bildet. Abbildung 5.2 unten zeigt die durch die Tangentialkraft  $F_T$  hervorgerufene Dehnung in tangentialer Richtung  $\epsilon_T$  für beide Scheiben, berechnet aus der Differenz zwischen der durch die Kombination von Tangentialkraft und Normalkraft  $\epsilon_{N+T}$  hervorgerufenen Dehnung und der ausschließlich durch die Normalkraft erzeugten Dehnung  $\epsilon_N$ :

$$\epsilon_T = \epsilon_{N+T} - \epsilon_N \quad (5.2)$$

Die Summe der Maximalwerte der Dehnung beider Scheiben am Ein- bzw. Auslauf ergibt gleichermaßen den Schlupf, der sich bei dem berechneten Betriebspunkt einstellt:

$$S = \epsilon_{T,ges} = \epsilon_{T,1} + \epsilon_{T,2} \quad (5.3)$$

Mit Tangentialdehnungswerten  $\epsilon_T$  von 0,094 bzw. 0,109 am Einlauf und 0,089 bzw. 0,109 am Auslauf ergeben sich Gesamtdehnungen von 0,203 am Einlauf und 0,198 am Auslauf. Bei einem Reibwert von 0,14 entsteht also ein Schlupf von 0,2%.



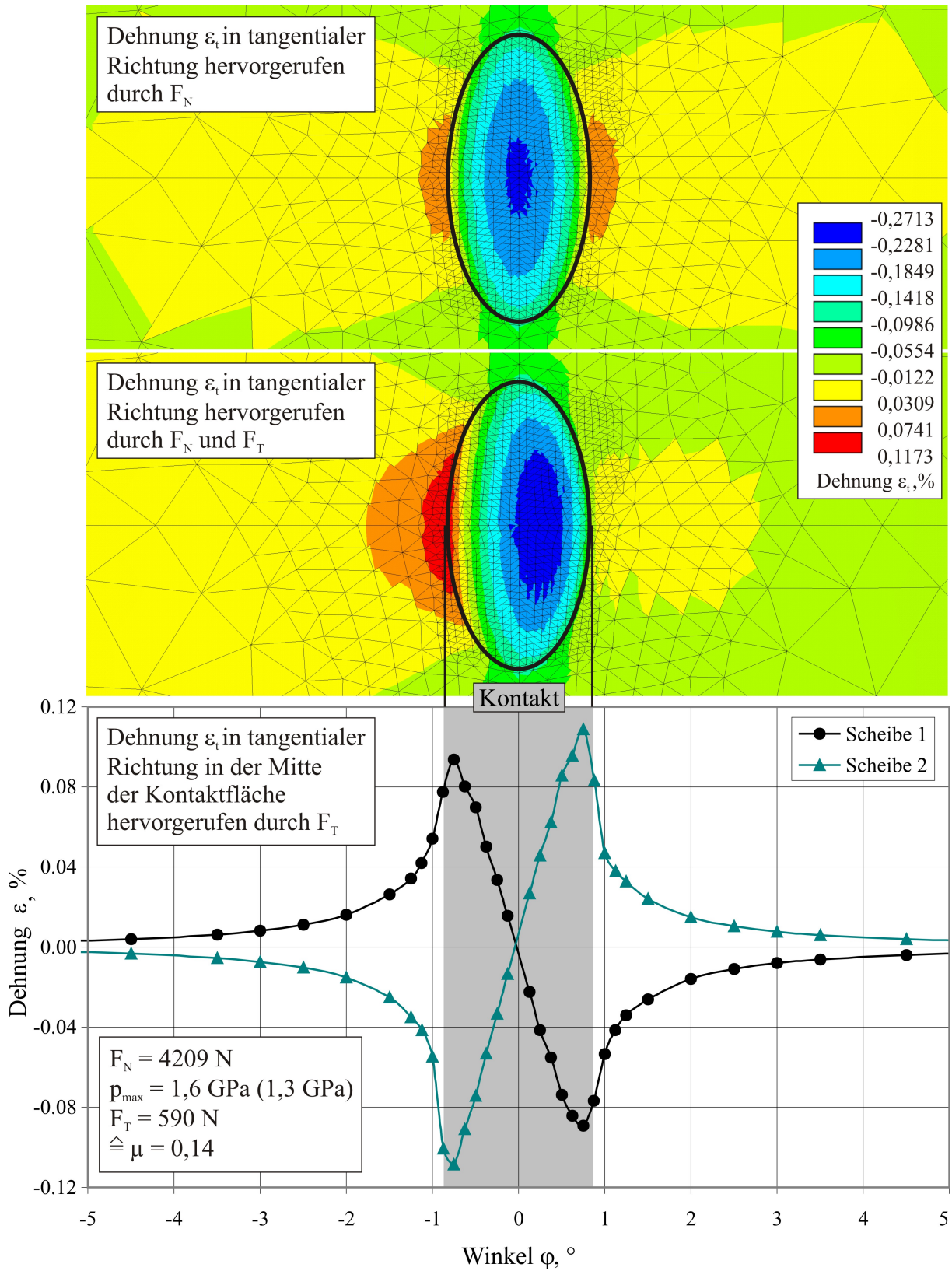


Abbildung 5.2: Durch eine Umfangskraft hervorgerufene Dehnung



### 5.1.3 Vergleich zwischen trockenem und geschmiertem Kontakt - Messergebnisse und Theorie

Durch elastische Verformung der Scheiben ergibt sich also auch bei trockener Reibung ein messbarer Schlupf unter Tangentialkraft. In Abbildung 5.3 stellen dazu beispielhaft die blauen Datenpunkte einen gemessenen Kraftschluss-Verlauf bei trockener Reibung dar. Zum Vergleich ist als durchgezogene Linie die nach der Deformationstheorie berechnete Ursprungstangente der Kraftschluss-Kurve (Berechnung nach Gleichung 3.15 mit  $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ ,  $p_{max} = 1600 \text{ N/mm}^2$  und  $\nu_q = 0,3$ ) dargestellt.

Die unter trockener Reibung gemessene Kraftschluss-Funktion lässt sich sehr gut mit dieser Theorie nachbilden. Die Kurve steigt linear an und würde erst bei einem viel höheren Reibwert als 0,1 bei Überschreitung des Haftreibwerts bzw. Gleiten in der gesamten Kontaktfläche in einen horizontalen Verlauf übergehen. Ebenfalls in das Diagramm eingetragen ist eine Kraftschluss-Kurve, die unter Ölschmierung mit Santotrac 50 gemessen wurde. Beide Kraftschluss-Verläufe beginnen bei einem Schlupf von 0 mit der gleichen Anfangssteigung. Unter Ölschmierung überlagern sich der Anteil des elastischen Schlupfs und der Schlupfanteil aus der Scherung des Fluids zu einem Gesamtschlupf. Der Schlupf durch Scherung steigt mit der übertragenen Tangentialkraft überproportional an, bis schließlich keine weitere Steigerung der Tangentialkraft mehr möglich ist und somit eine Grenzschubspannung im Schmierfilm erreicht ist.

Das Diagramm zeigt weiterhin eine Kraftschlusskurve, die nach der Deformationstheorie mit der Grenzschubspannung aus dem geschmierten Versuch mit Santotrac 50 berechnet wurde. Es wird davon ausgegangen, dass diese nach der Deformationstheorie berechnete Kurve die beste Näherung für den elastischen Schlupf unter Ölschmierung darstellt. Um den Schlupf aus Fluid-Scherung zu erhalten, werden daher die Schlupfwerte dieser Kurve von den Schlupfwerten der unter Ölschmierung gemessenen Kurve abgezogen. Der so ermittelte Schlupfanteil aus der Scherung des Fluids ist als schwarze Kurve eingetragen. Der Fluidanteil am Schlupf ist bei Santotrac 50 beim Beginn der Kraftschlusskurve sehr gering. Erst ab einem Reibwert von 0,02 ist überhaupt ein Schlupf aus Fluid-Scherung messbar.

Auch das Ergebnis der FE-Rechnung (unterbrochene Linie) deckt sich mit der Berechnung nach der Deformationstheorie und der Messung mit trockener Reibung. Die Gerade ist als Ursprungsgerade konstruiert aus dem in Abschnitt 5.1.2 berechneten Betriebspunkt mit einem Schlupf  $S$  von 0,2% bei einem Reibwert  $\mu$  von 0,14.

Die gleiche Auswertung basierend auf einer gemessenen Kurve mit einer höheren Umfangsgeschwindigkeit von 11,5 m/s (Abbildung 5.4) zeigt nahezu keinen Unterschied zu Abbildung 5.3. Die beiden Verläufe sind unabhängig von den unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten identisch. Dies bedeutet eine Schlupfabhängigkeit der Kraftschlusskurve.

Bei dem additivierten Grundöl des Fetts D sieht ein Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung ganz anders aus (Abbildungen 5.5 und 5.6). Dieses Fluid weist im Gegensatz zu Santotrac 50 von Beginn der Kraftschlusskurve an bei beiden dargestellten Umfangsgeschwindigkeiten einen deutlichen Anteil an Schlupf aus Fluid-Scherung auf.

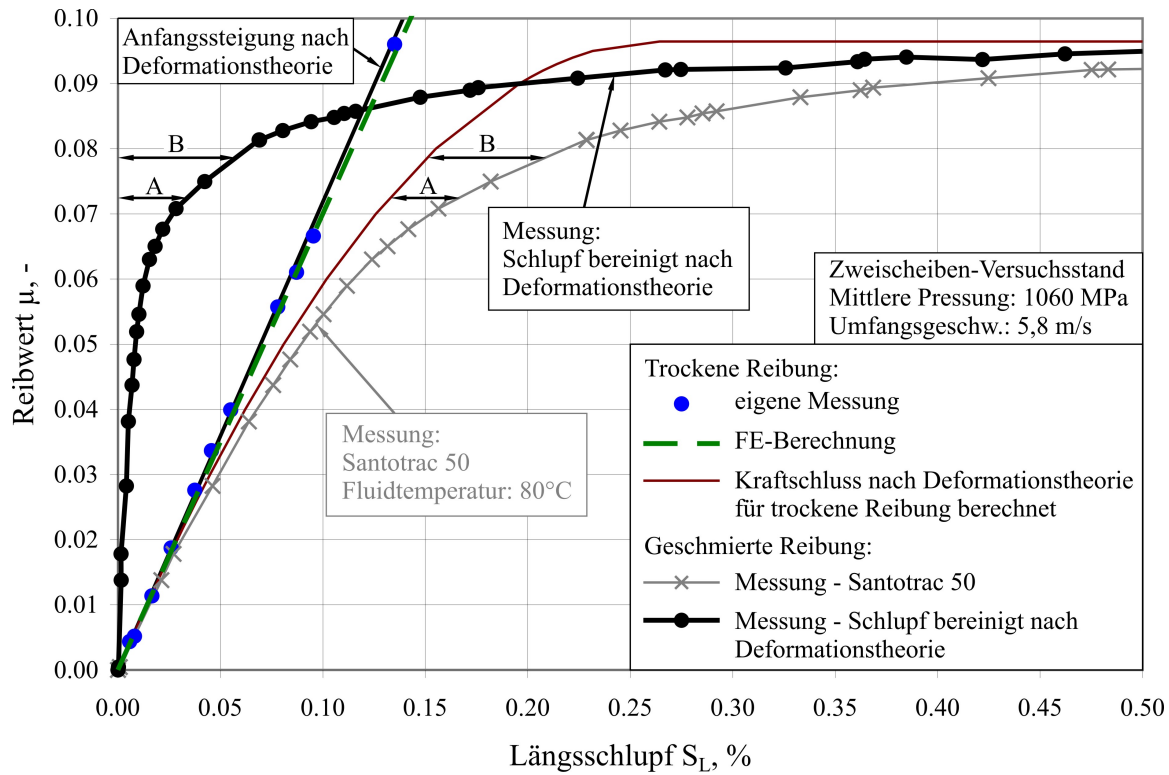


Abbildung 5.3: Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung bei Santotrac 50 und 5,8 m/s Umfangsgeschwindigkeit

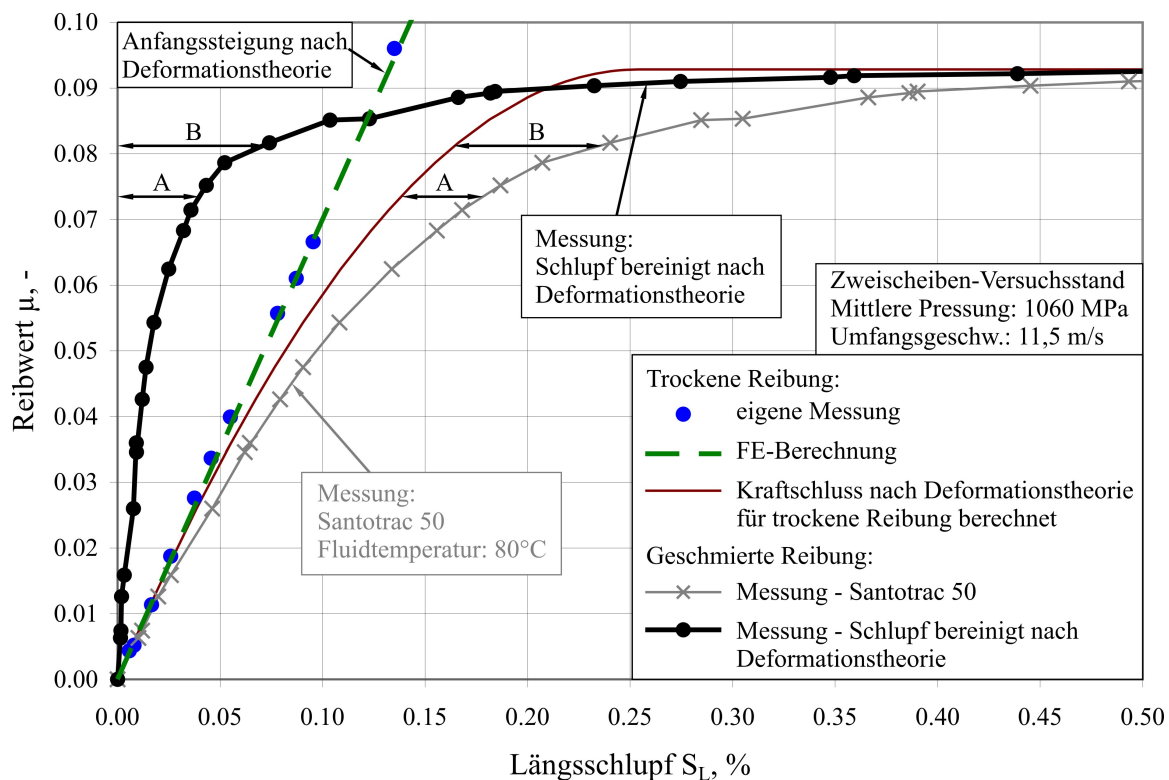


Abbildung 5.4: Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung bei Santotrac 50 und 11,5 m/s Umfangsgeschwindigkeit

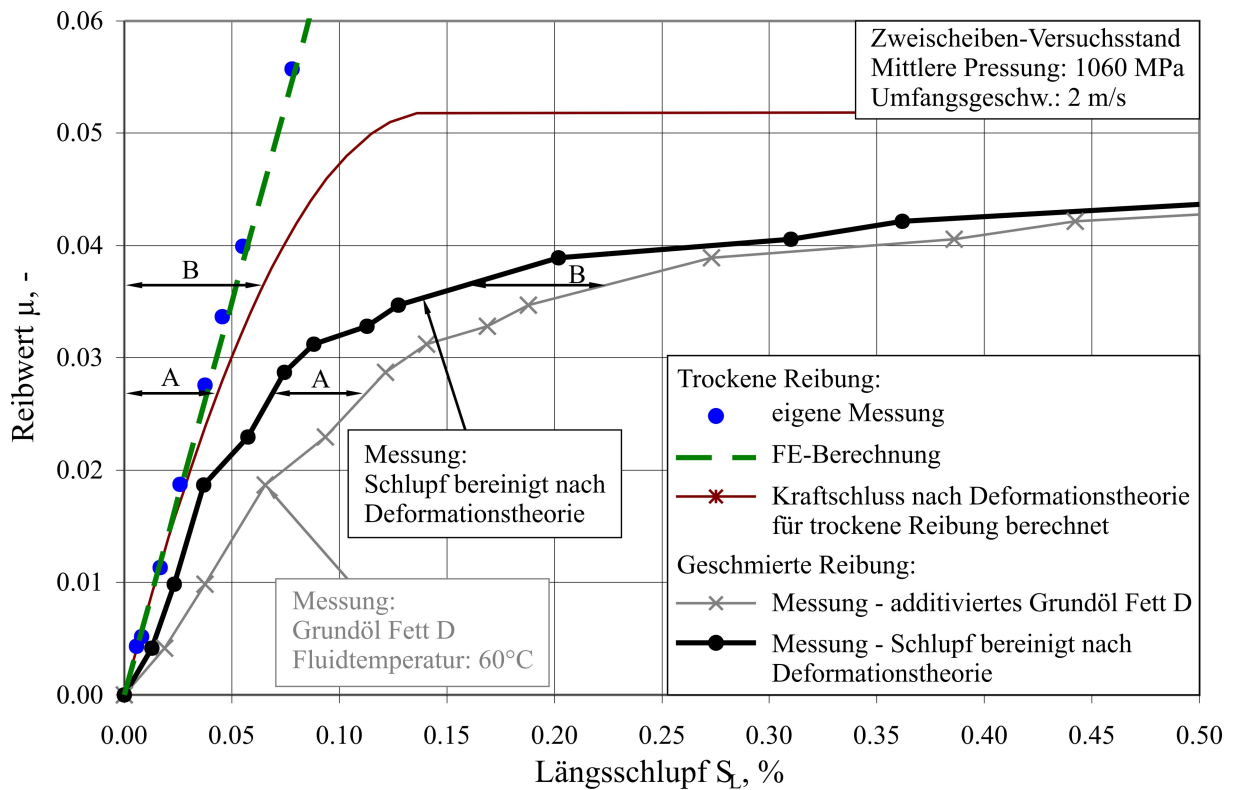


Abbildung 5.5: Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung beim additivierten Grundöl des Fetts D bei 2 m/s Umfangsgeschwindigkeit

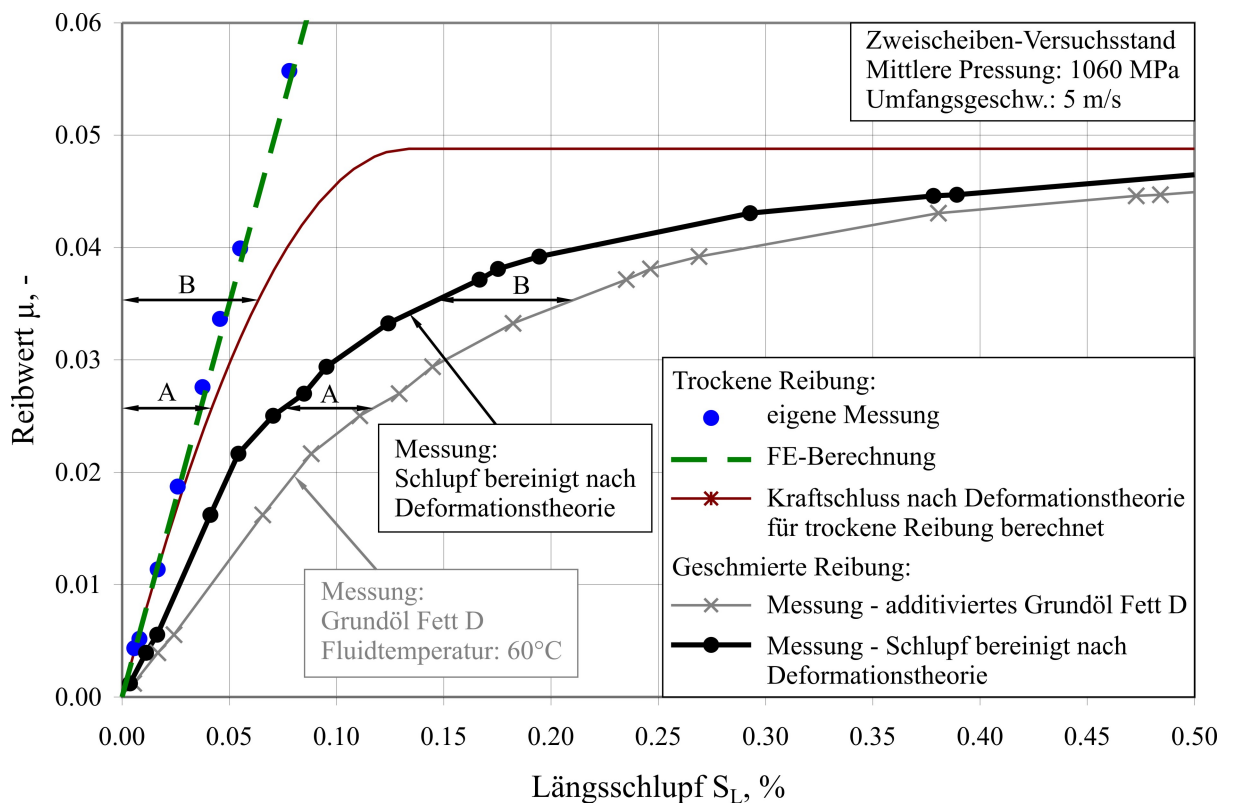


Abbildung 5.6: Vergleich zwischen trockener und geschmierter Reibung beim additivierten Grundöl des Fetts D bei 5 m/s Umfangsgeschwindigkeit

## 5.2 Beurteilung bestehender Modelle zur Beschreibung des Kraftschlusses

### 5.2.1 Grundlegende Überlegungen

Für die Abbildung gemessener Kraftschlusskurven mit entsprechenden Berechnungsmodellen stellt sich zunächst die Frage nach einer geeigneten Bezugsgröße für die Relativbewegung der Wälzkörper. Möglich wäre zum Beispiel eine Berechnung bzw. Darstellung der Kraftschlussgrößen über der absoluten Relativgeschwindigkeit der Wälzkörper in Längsrichtung  $\Delta v$ . Abbildung 5.7 zeigt dazu beispielhaft zwei gemessene Kraftschlussverläufe für das additivierte Grundöl des Fetts D bei 2 und 5 m/s Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen über der Relativgeschwindigkeit. Die mittlere Pressung  $\bar{p}$  beträgt 1060 MPa, die Öltemperatur 60 °C. Die spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  liegt bei beiden Umfangsgeschwindigkeiten weit über einem Wert von eins, es liegt also Flüssigkeitsreibung vor.

Die Anfangssteigungen beider Kurven unterscheiden sich deutlich voneinander. Dies lässt darauf schließen, dass die absolute Relativgeschwindigkeit von untergeordneter Bedeutung für den Schubspannungsaufbau im Wälzkontakt ist.

Die gleichen Kurven aufgetragen über dem Schlupf in Längsrichtung  $S_L$  (Abbildung 5.8) zeigen, dass der Schlupf die maßgebliche Größe für den Schubspannungsaufbau ist, denn hier haben beide Kurven die gleiche Anfangssteigung. Somit wird für die Darstellung berechneter Kraftschlusskurven und den Vergleich mit Messdaten im Folgenden der Längsschlupf  $S_L$  als Bezugsgröße gewählt.

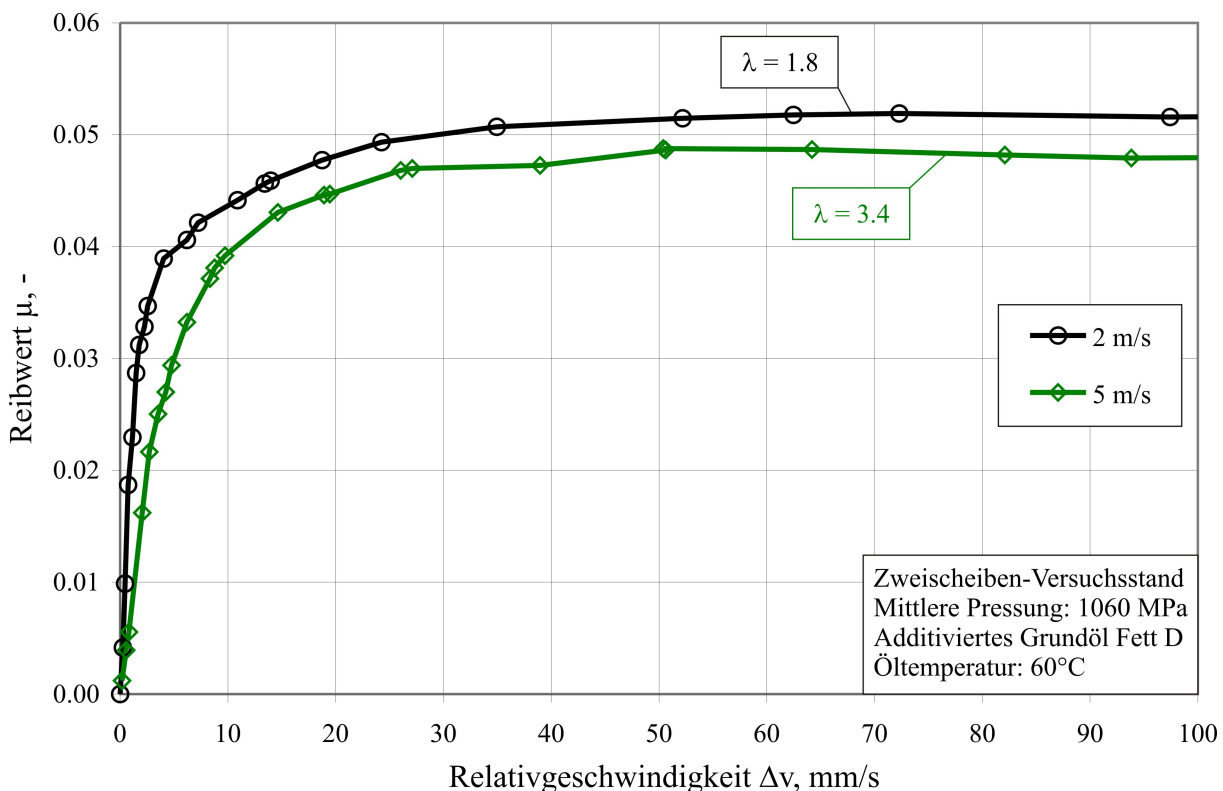


Abbildung 5.7: Reibwertverlauf für das additivierte Grundöl des Fetts D aufgetragen über der Relativgeschwindigkeit

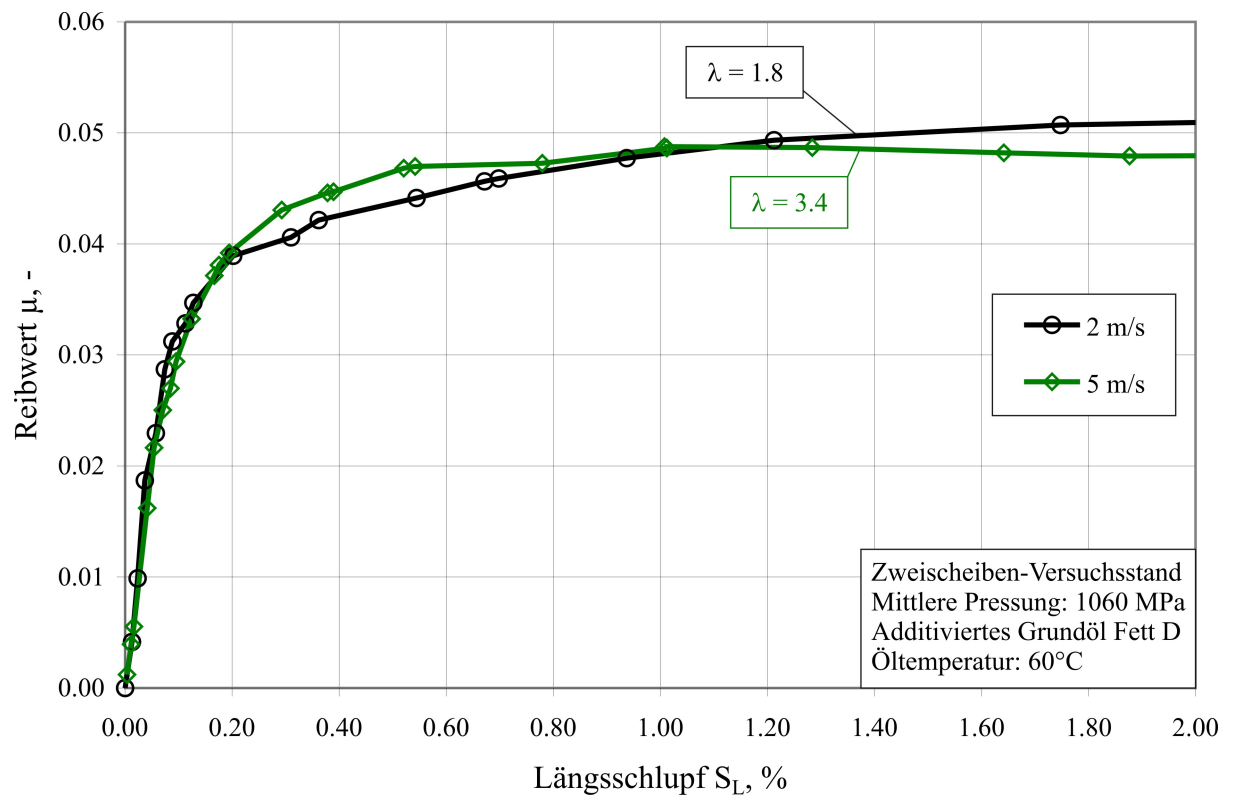


Abbildung 5.8: Reibwertverlauf für das additivierte Grundöl des Fetts D aufgetragen über dem Schlupf

Abbildung 5.9 zeigt weitere Reibwertverläufe für Santotrac 50 und das additivierte Grundöl des Fetts D aufgetragen über dem Fluidanteil am Längsschlupf für verschiedene Pressungen und Umfangsgeschwindigkeiten. Die Kurven für gleiche Pressungen fallen auch hier jeweils trotz stark unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten zusammen. Mit steigender Pressung steigt bei beiden Fluiden auch die Anfangssteigung der Kraftschlusskurve sowie der maximal erreichte Reibwert. Auch bei einer relativ geringen Pressung von 530 MPa zeigt sich ein elastisch-plastisches Verhalten der Fluide. Rein Newtonsches Verhalten ist dagegen nicht zu beobachten.

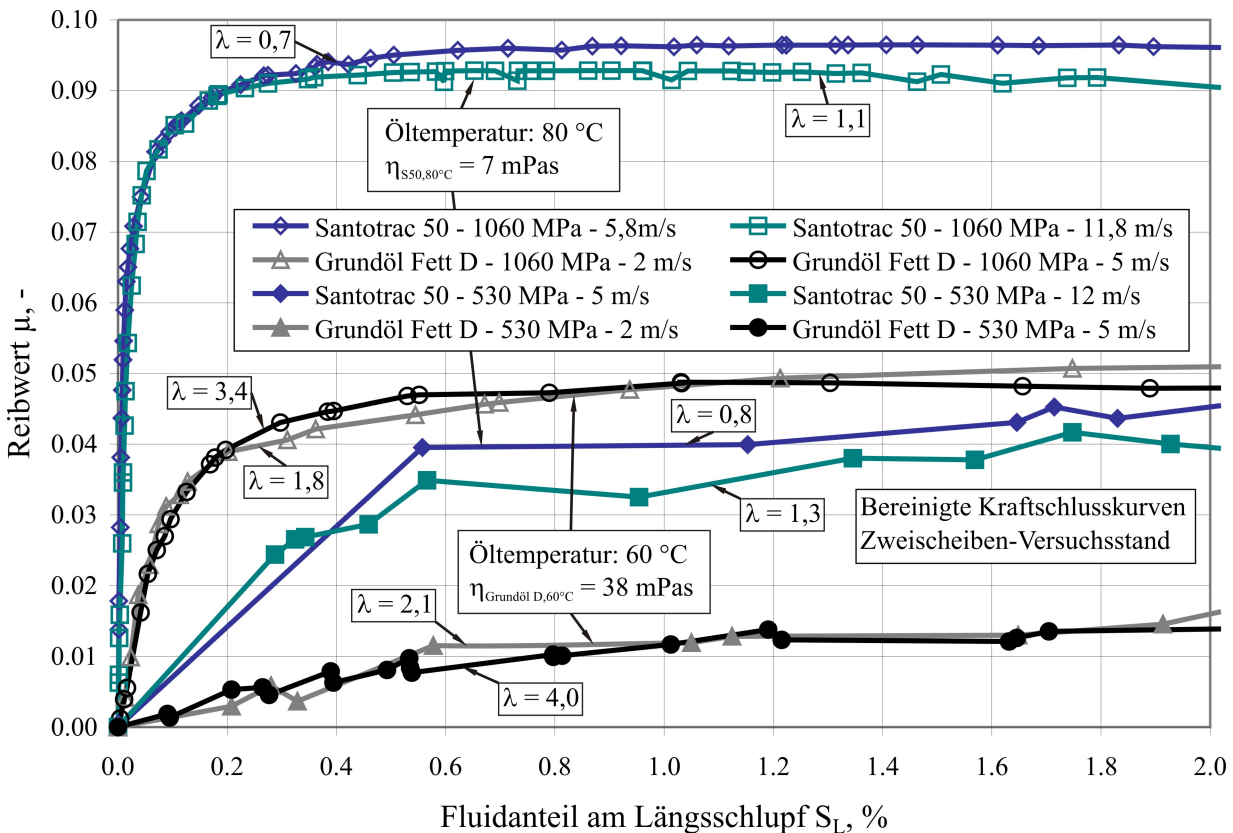


Abbildung 5.9: Reibwerte aufgetragen über dem Fluidanteil am Längsschlupf für verschiedene Fluide, Pressungen und Umfangsgeschwindigkeiten

### 5.2.2 Ansatz von Johnson und Tevaarwerk

Im Ansatz von Johnson und Tevaarwerk (Gleichung 3.13) wird der Anstieg der Kraftschlusskurve im Bereich kleiner Längsschlupfwerte maßgeblich durch den elastischen Anteil, der den Schubmodul  $G$  enthält, beschrieben:

$$\dot{\gamma}_{elastisch} = \frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau}{dt} \quad (5.4)$$

Für den Zusammenhang zwischen Scherung  $\gamma$  und Schubspannung  $\tau$  gilt in diesem Bereich:

$$\gamma_{elastisch} = \frac{1}{G} \cdot \tau \quad (5.5)$$

Die Scherung  $\gamma$  ist das Verhältnis aus Scherweg  $\Delta s$  und Schmierfilmhöhe  $h$ :

$$\gamma_{elastisch} = \frac{\Delta s}{h} \quad (5.6)$$

Sie nimmt in dem Modell beim Durchlauf durch den Kontakt kontinuierlich zu, wie in Abbildung 5.10 dargestellt ist.

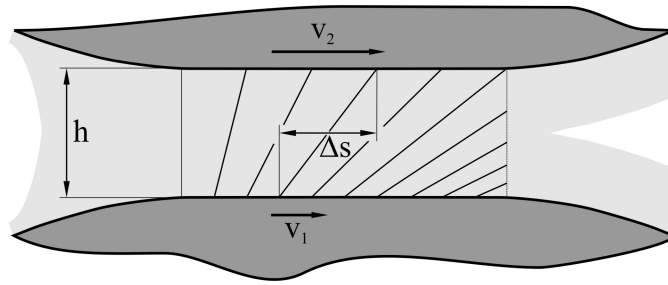


Abbildung 5.10: Fluid-Scherung im Johnson / Tevaarwerk-Modell

Somit nimmt in diesem Modell auch die Schubspannung im Schmierstoff beim Durchlaufen des Kontakt zu. Durch die Auswertung der Anfangssteigung der gemessenen Kraftschlusskurven lässt sich damit der Schubmodul  $G$  bestimmen. Dafür erforderlich ist die Schmierfilmhöhe, die nach Gleichung 3.1 berechnet werden kann.

Abbildung 5.11 zeigt für das additivierte Grundöl des Fetts D bei einer mittleren Pressung  $\bar{p}$  von 1060 MPa und einer Öltemperatur  $T$  von 60 °C einen Vergleich von gemessenen und nach dem Ansatz von Johnson/Tevaarwerk berechneten Kraftschlusskurven für zwei unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten. Abbildung 5.12 zeigt das Diagramm aus Abbildung 5.11 noch einmal vergrößert in einem Schlupfbereich bis 0,5 %.

Der Schubmodul  $G$  wurde hier so angepasst, dass er die Anfangssteigung der Kurve für eine Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/s genau wiedergibt. Dies ist bei einem Wert von 125 MPa für den Schubmodul  $G$  der Fall. Die Eyring-Spannung  $\tau_0$  wurde mit 3,8 N/mm<sup>2</sup> so gewählt, dass der weitere Verlauf der Kraftschlusskurve möglichst gut angenähert ist. Die Werte für beide Parameter für die berechneten Kurven sind im Diagramm angegeben.

Diese beiden Parameter werden üblicherweise als von Pressung und Temperatur abhängig modelliert, für unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten sollten sie aber konstant bleiben. Der nicht-linear viskose Anteil im Modell bewirkt dabei, dass bei steigender hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit im hinteren Teil der Kraftschlusskurve auch höhere Reibwerte ergeben. Bei der Betrachtung der Messwerte ist jedoch festzustellen, dass sich bei steigender Geschwindigkeit niedrigere Reibwerte einstellen. Der Maximalwert des Reibwerts verlagert sich dabei zu niedrigeren Schlupfwerten hin, so dass die Kraftschlusskurve im hinteren Teil abfällt. Dieses Verhalten kann durch das Modell nach Johnson/Tevaarwerk nur durch eine temperaturabhängige Viskosität des Fluids im Kontakt wiedergegeben werden, was einen aufwändigen Abgleich des Berechnungsmodells mit Messdaten erforderlich machen würde.

### 5.2.3 Ansatz von Bair und Winer

Auch für den Ansatz nach Bair und Winer wurden die beiden in Abbildung 5.11 dargestellten Betriebspunkte berechnet. Abbildung 5.13 zeigt das Ergebnis dieser Berechnung. Für die Grenzschubspannung  $\tau_L$  wurden hierbei die maximalen Schubspannungswerte der beiden gemessenen Kurven eingesetzt. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/s kann so die gemessene Kurve sehr gut nachgebildet werden. Im Bereich bis 2,5 % Schlupf gibt es dagegen bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 2 m/s größere Abweichungen von gemessener und berechneter Kraftschlusskurve.

In Abbildung 5.14 ist das Diagramm aus Abbildung 5.13 auch wieder in einem Schlupfbereich bis 0,5 % dargestellt.

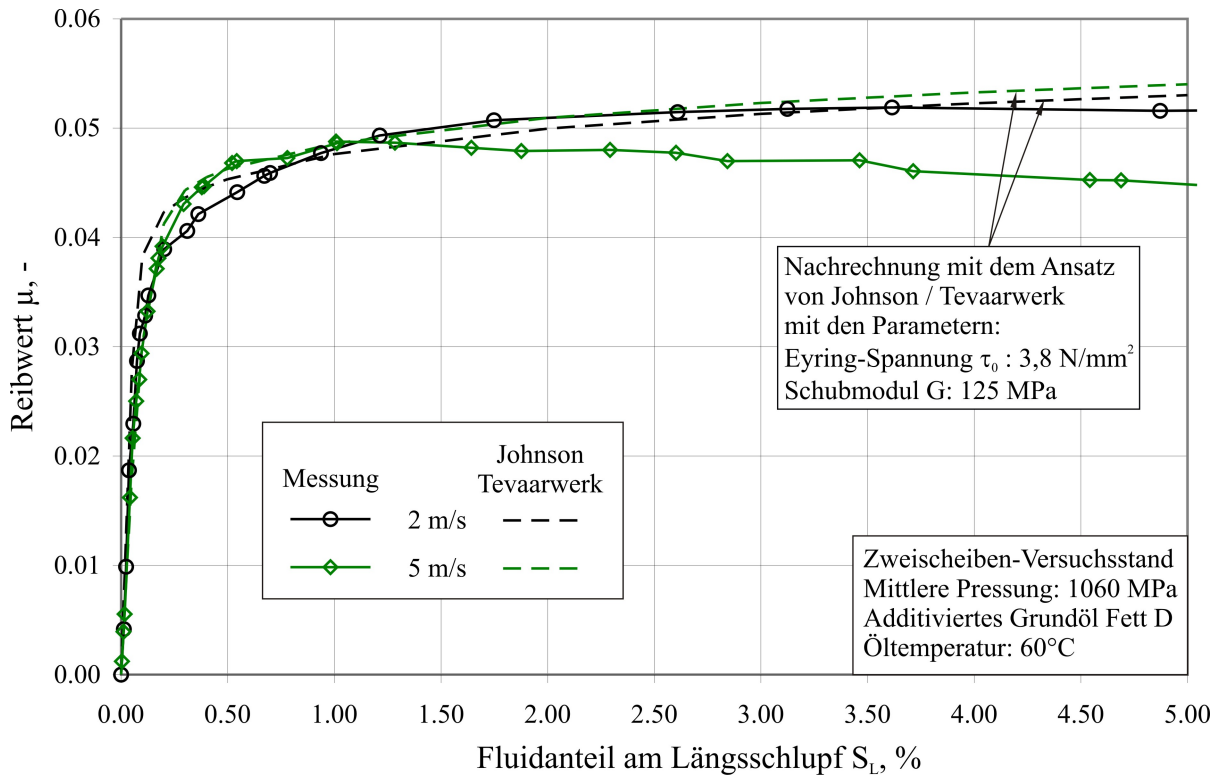


Abbildung 5.11: Berechnungsansatz nach Johnson/Tevaarwerk im Vergleich mit Messdaten

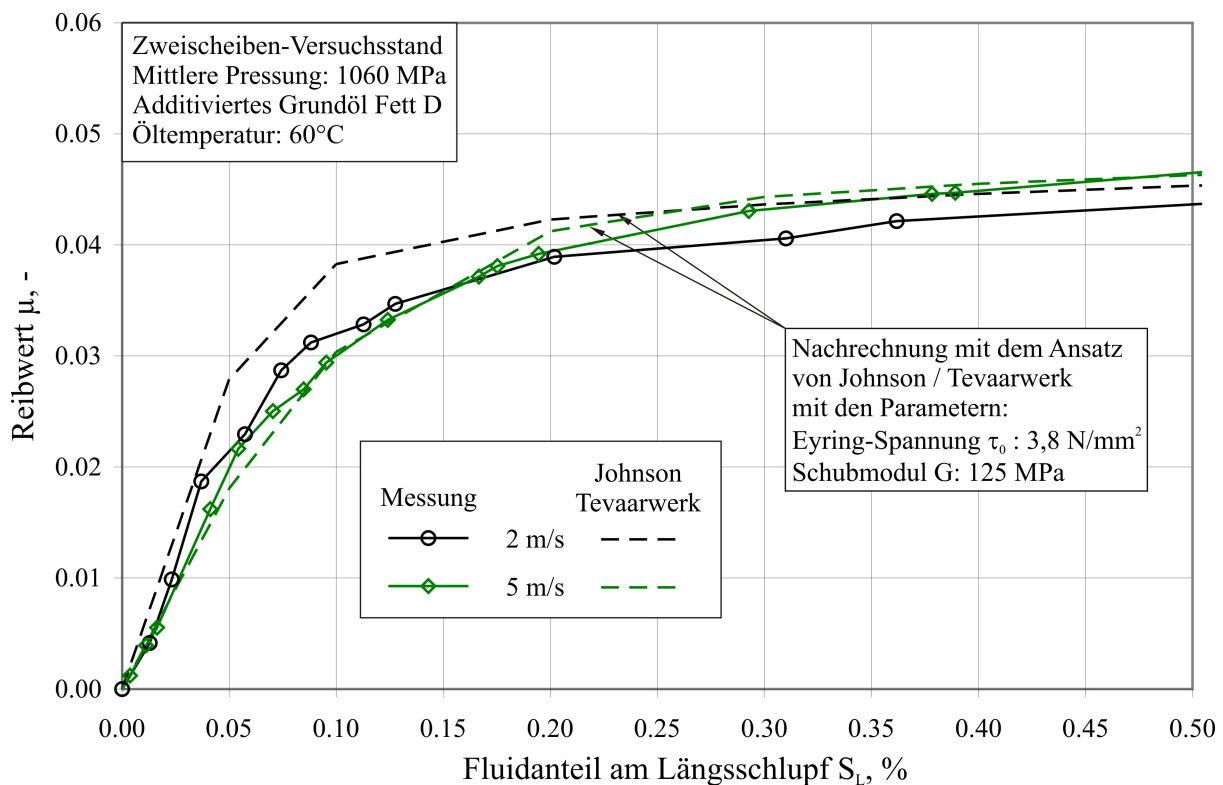


Abbildung 5.12: Berechnungsansatz nach Johnson/Tevaarwerk im Vergleich mit Messdaten (Bereich bis 0,5 % Schlupf aus Abbildung 5.11)



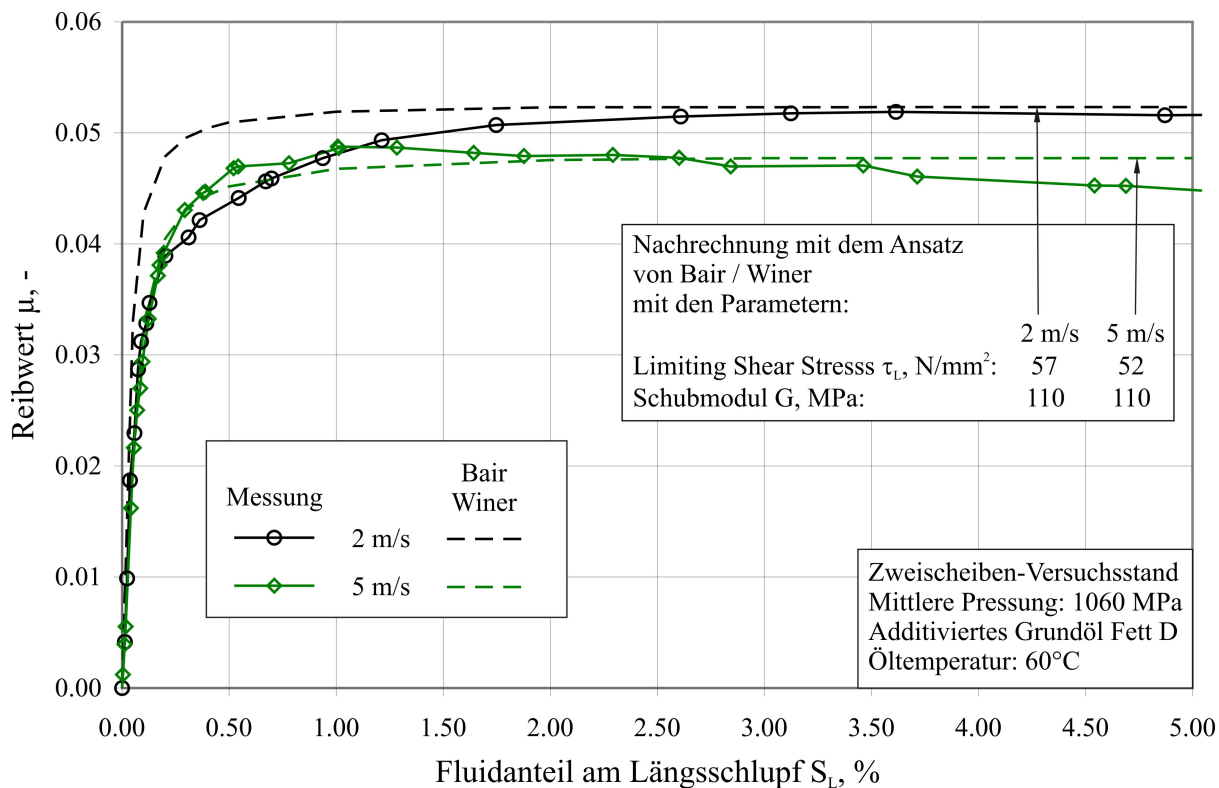


Abbildung 5.13: Berechnungsansatz nach Bair/Winer im Vergleich mit Messdaten

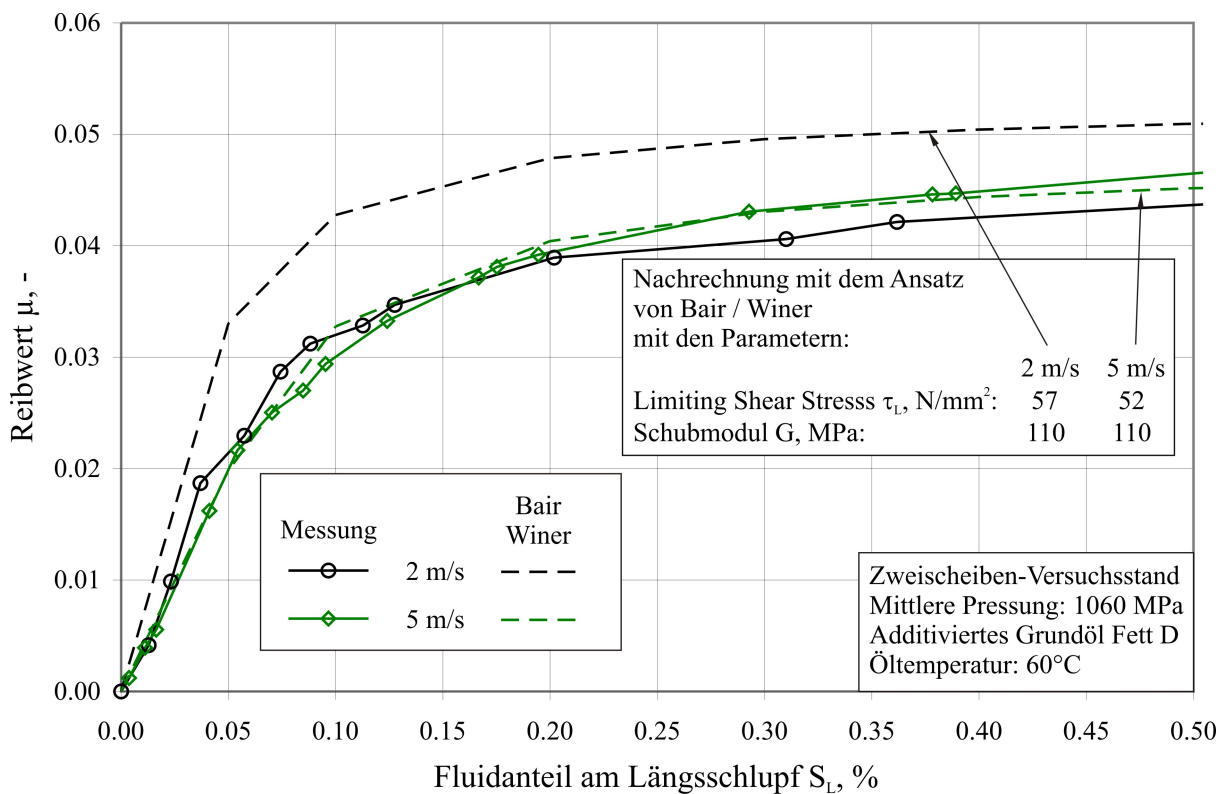


Abbildung 5.14: Berechnungsansatz nach Bair/Winer im Vergleich mit Messdaten (Bereich bis 0,5 % Schlupf aus Abbildung 5.13)

### 5.2.4 Diskussion der beiden Modelle

Sowohl bei dem Ansatz von Johnson/Tevaarwerk als auch bei dem Ansatz von Bair/Winer liegen die Berechnungsergebnisse für die beiden berechneten Umfangsgeschwindigkeiten bei kleinen Schlupfwerten unter 1 % weiter auseinander als die gemessenen Werte. Diese Diskrepanz ist nicht erklärbar und spricht gegen die Verwendung der Modelle. Für größere Längsschlupfwerte steigt der berechnete Reibwert bei dem Modell nach Johnson/Tevaarwerk immer weiter an, was den gemessenen Verläufen deutlich widerspricht. Dieses Modell wird daher als eher ungeeignet für die Kraftschlussberechnung eingestuft. Durch den Einsatz einer gemessenen Grenzs Schubspannung  $\tau_g$  nach Kapitel 4.3.2 für die Limiting Shear Stress  $\tau_L$  im Modell nach Bair/Winer können mit diesem Ansatz die gemessenen Kraftschlusskurven ab einem Längsschlupf  $S_L$  von 2 % gut nachgebildet werden. Dieses Modell ist daher grundsätzlich für die Kraftschlussberechnung geeignet.

Aufgrund dieser Überlegungen scheint es sinnvoll, einen Berechnungsansatz zu formulieren, der eine gemessene Grenzs Schubspannung beinhaltet. Da die beiden untersuchten Modelle im Bereich kleinen Schlupfs die gemessenen Kraftschlussverläufe nicht genau nachbilden können und in vielen Anwendungen Längsschlupf oder Bohrschlupf auftritt, so dass dieser Bereich für die Praxis auch nicht von großer Bedeutung ist, sollte hier eine Vereinfachung getroffen werden. Die Entwicklung eines Berechnungsansatzes auf der Grundlage dieser Überlegungen ist Gegenstand des folgenden Kapitels.

## 5.3 Modell zur Beschreibung des Kraftschlusses im Wälzkontakt

Aus den rheologischen Untersuchungen (vgl. Abbildungen 4.17 und 4.19) geht hervor, dass sich bei den eingesetzten Traktionsfluiden und Grundölen der Fette die Grenzs Schubspannung linear zur mittleren Pressung verhält. Bei bekannter mittlerer Pressung kann somit die übertragbare Schubspannung berechnet werden. Dies gilt für die Anteile eines Wälzkontakts, in denen die Pressung hoch genug ist, damit ein glasartiges Verhalten des Schmierstoffs auftritt und in denen der Schlupf zwischen den Oberflächen ausreicht, um den elastischen Teil der Reibwert-Schlupf-Kurve zu verlassen. Diese beiden Bedingungen treffen in Wälzkontakten von Maschinenelementen aber immer für große Bereiche der Kontaktfläche zu, da glasartiges Verhalten schon ab etwa 0,5 GPa zu beobachten ist und zumeist Bohrschlupf auftritt, so dass nur in einem kleinen Bereich um das Bohrzentrum wenig Relativbewegung der Oberflächen stattfindet.

Ein einfacher Berechnungsansatz für die Kraftübertragung in hoch belasteten Kontakten kann daher darin bestehen, die Kontaktfläche in Abschnitte einzuteilen und die übertragene Schubspannung in jedem Flächenelement aus den entsprechenden Grenzs Schubspannungsdaten aus dem Modellversuch in Abhängigkeit von der lokalen Pressung zu bestimmen:

$$\tau_k = \tau_g(p_k) \quad (5.7)$$

Die Größe der lokalen Reibungskraft  $F_k$  ergibt sich dann aus dem Produkt der so ermittelten lokalen Schubspannung  $\tau_k$  und der Fläche des Abschnitts  $A_k$ . Die Reibungskraft wirkt dabei der Relativbewegung entgegen (Abbildung 5.15).

$$F_k = \tau_k \cdot A_k \quad (5.8)$$

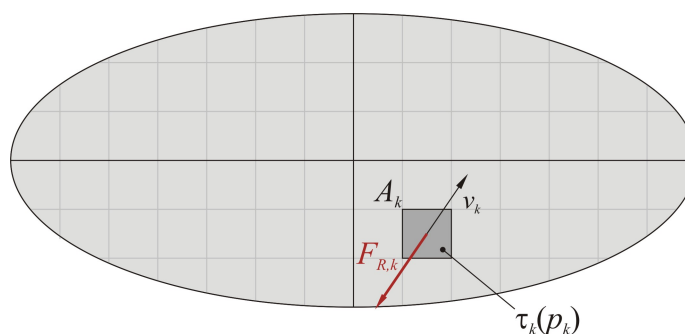


Abbildung 5.15: Ansatz zur Kraftschlussberechnung

Die Größe der Relativgeschwindigkeit geht in diesem Modell allerdings nicht in die Berechnung ein, da angenommen wird, dass bei verfestigtem Schmierstoff keine ausgeprägte Abhängigkeit der Reibung im Schmierstoff von der Gleitgeschwindigkeit besteht.

Die Voraussetzungen für die Anwendbarkeit des Modells lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- in weiten Teilen der Kontaktellipse liegt verfestigter Schmierstoff vor
- die Oberflächen der Wälzkörper bewegen sich relativ zueinander.

## 5.4 Aufbereitung der Grenzschubspannungsdaten

Für die Abhängigkeit der Schubspannung von der mittleren Pressung bei den in den experimentellen Untersuchungen eingesetzten Schmierstoffe werden zwei unterschiedliche Ansätze diskutiert, die im Folgenden dargestellt werden.

### 5.4.1 Reibwertansatz

Die Abhängigkeit der Schubspannung von der mittleren Pressung kann zum Beispiel für Santotrac 50 aufbauend auf Abbildung 4.17 in einem ersten Ansatz als proportional modelliert werden:

$$\tau_k = \mu_G \cdot p_k \quad (5.9)$$

Die Proportionalitätskonstante  $\mu_G$  kann als ein Reibwert interpretiert werden und soll im Folgenden Grenzschubspannungs-Reibwert genannt werden. Abbildung 5.16 zeigt die entsprechend linearisierten Daten aus Abbildung 4.17 für Santotrac 50 mit den entsprechenden Geradengleichungen. Der Grenzschubspannungs-Reibwert liegt in einem Bereich von 0,094 bei 100°C bis 0,114 bei 25°C Öltemperatur.

Im Rahmen dieser Arbeit ausgeführte Messungen (vgl. Kapitel 4.3.2) zeigen, dass der Verlauf der Grenzschubspannung über der mittleren Pressung in einem Pressungsbereich unterhalb von 1100 N/mm<sup>2</sup> von der Form einer Ursprungsgeraden abweicht. Daher wird der vorgestellte Reibwertansatz in dieser Arbeit nur für die Berechnung von Parametervariationen genutzt.

### 5.4.2 Direkter Schubspannungsansatz

Bei genauerer Betrachtung der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Grenzschubspannungsdaten der Schmierstoffe (vgl. Abbildung 4.19) ist zu folgern, dass eine Modellierung mit

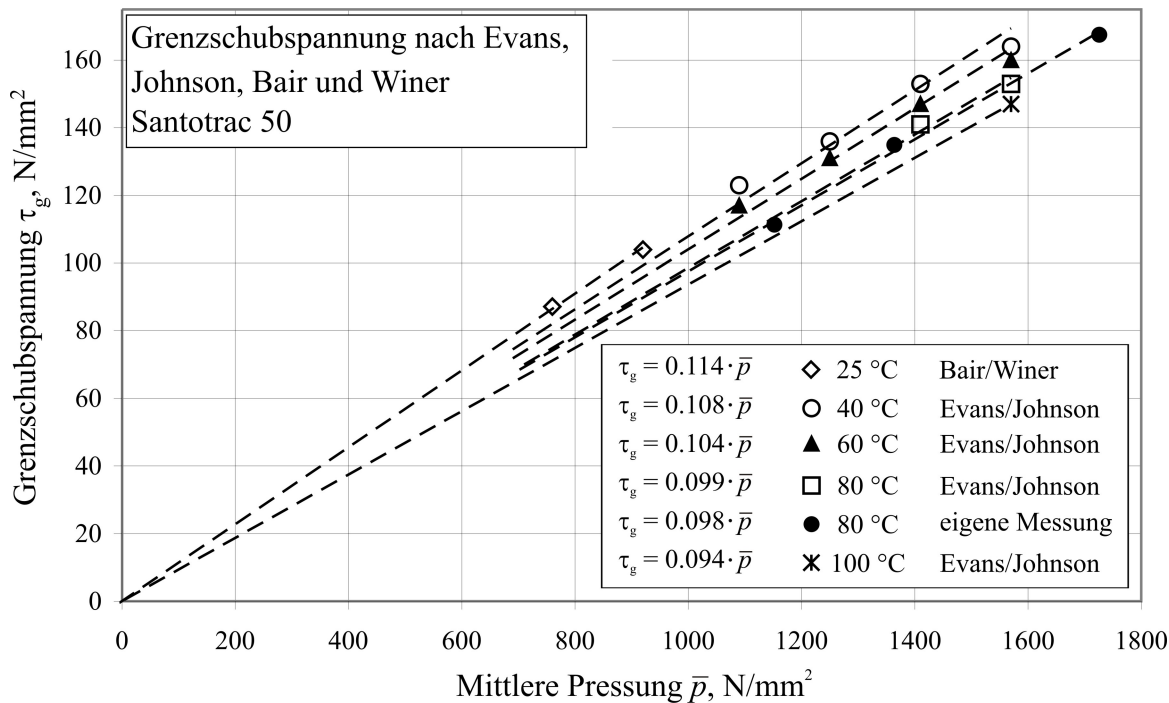


Abbildung 5.16: Linearisierte Grenzscherungsdaten von Santotrac 50 verschiedener Autoren bei unterschiedlichen Öltemperaturen [BAIR82], [EVAN86]

dem zuvor beschriebenen Reibwertansatz durch die Abweichungen bei mittleren Pressungen unterhalb von  $1100 \text{ N/mm}^2$  nicht genau genug möglich ist. Daher werden in einem direkten Schubspannungsansatz, analog zur Berechnung der Bohrreibung bei Wälzlagern, direkt die linearisierten Messdaten zur Berechnung der übertragenen Umfangskraft herangezogen. Abbildung 5.17 zeigt als Beispiel für die Vorgehensweise die linearisierten Daten von Santotrac 50 aus Abbildung 4.19.

Die entsprechenden Geradengleichungen sind ebenfalls im Diagramm eingetragen und stellen bei diesem Ansatz keine Ursprungsgeraden mehr dar. Über der Wälzgeschwindigkeit kann die Grenzscherungsspannung mit Hilfe eines Logarithmus-Ansatzes modelliert werden:

$$\tau_g(\bar{p}, v_w) = A(\bar{p}) \cdot \ln(v_w) + B(\bar{p}) \quad (5.10)$$

Abbildung 5.18 zeigt dazu beispielhaft Werte für das additivierte Grundöl des Fetts A bei einer Öltemperatur von  $60^\circ\text{C}$  und verschiedenen mittleren Pressungen. Die gemessenen Grenzscherungsspannungswerte sind sehr gut mit dem  $\ln$ -Ansatz nachbildbar. Die entsprechenden Gleichungen können dem Diagramm entnommen werden. Die beiden Faktoren A und B hängen dabei linear von der mittleren Pressung  $\bar{p}$  ab. Im Bereich kleiner Pressungen, wo die nach diesem Modell berechnete Grenzscherungsspannung negative Werte annehmen würde, wird eine Grenzscherungsspannung von 0 definiert. Somit kann die Druck- und die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Grenzscherungsspannung in einer Gleichung beschrieben und für das Berechnungsmodell zu Grunde gelegt werden:

$$\tau_g(\bar{p}, v_w) = (A_1 \cdot \bar{p} + A_2) \cdot \ln(v_w) + (B_1 \cdot \bar{p} + B_2) \quad (5.11)$$

In den Abbildungen 5.19 bis 5.22 sind auf diese Art erzeugte Kennfelder für verschiedene Fluide und Öltemperaturen dargestellt. Die Werte der Parameter  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $B_1$  und  $B_2$  sind jeweils angegeben und gelten für die Einheiten m/s für die Umfangsgeschwindigkeit und  $\text{N/mm}^2$  für die mittlere Pressung. Zur Beurteilung des Schmierzustands ist in

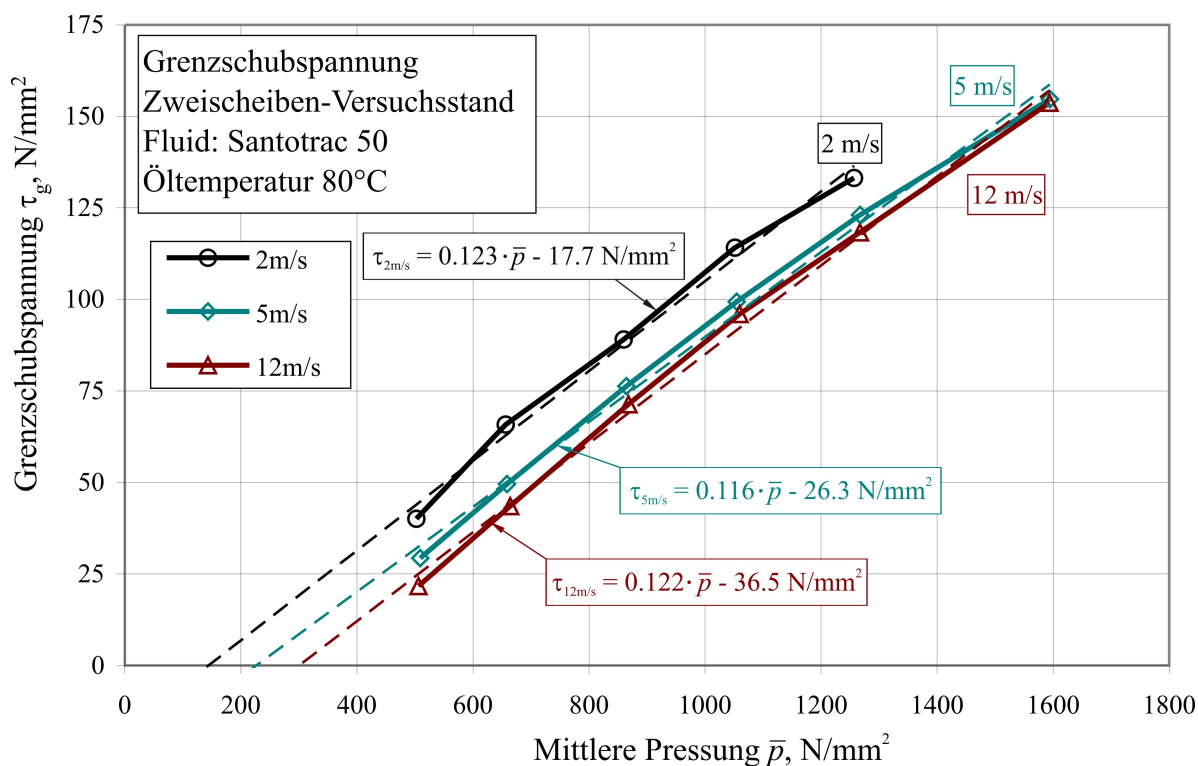


Abbildung 5.17: Linearisierte Grenzscherungsdaten von Santotrac 50 bei 80°C Öltemperatur

den Diagrammen eingetragen, bei welcher Wälzgeschwindigkeit der Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda$  einen Wert von eins annimmt und damit der Übergang zur Flüssigkeitsreibung beginnt.

Abbildung 5.19 zeigt das Kennfeld für die Daten aus Abbildung 5.18. Der aus berechneten Schmierfilmhöhen ermittelte Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda$  erreicht bei der hier dargestellten Öltemperatur von 60°C erst bei einer Wälzgeschwindigkeit von ca. 7 m/s einen Wert von eins.

Bei einer Öltemperatur von 20°C (Abbildung 5.20) ist das dagegen schon bei ca. 2 m/s der Fall. Beim additivierten Grundöl des Fetts D, das eine wesentlich höhere Grundöl-Viskosität aufweist als das Grundöl des Fetts A, erreicht die spezifische Schmierfilmhöhe  $\lambda$  bei einer Öltemperatur von 60°C schon bei ca. 1 m/s Wälzgeschwindigkeit einen Wert von 1 (Abbildung 5.21). Die Viskosität von Santotrac 50 liegt wiederum im Bereich der Grundölviskosität von Fett A, so dass bei einer Öltemperatur von 60°C erst ab ca. 5 m/s der Übergang zur Flüssigkeitsreibung stattfindet (Abbildung 5.22).

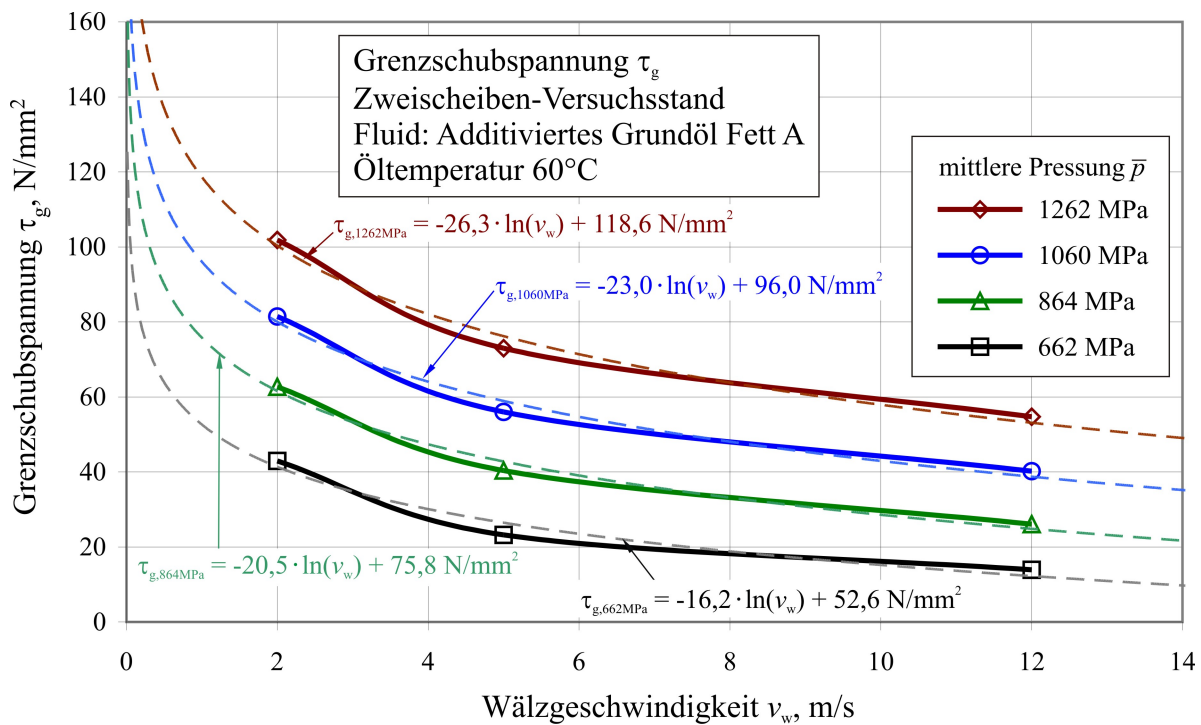


Abbildung 5.18: Modellierung des Einflusses der Wälzgeschwindigkeit

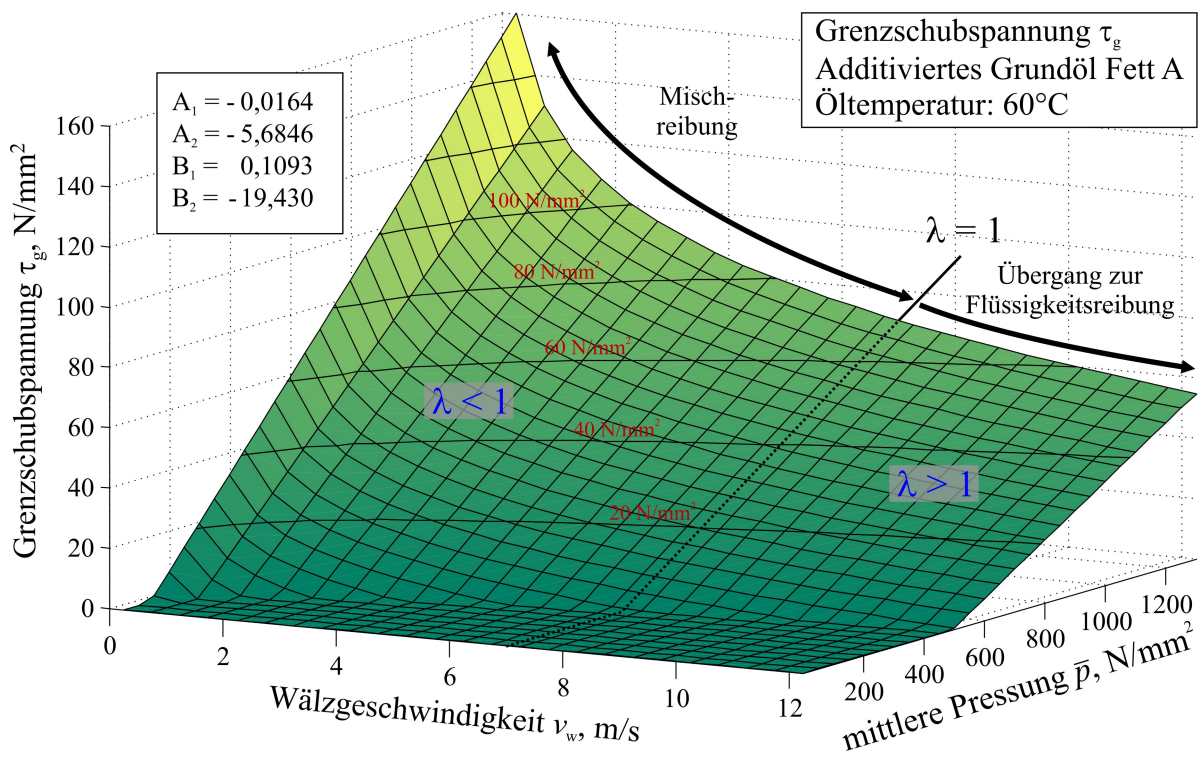


Abbildung 5.19: Grenzscherbspannung in Abhängigkeit von Wälzgeschwindigkeit und Pressung für das additiviertes Grundöl des Fetts A bei 60°C Öltemperatur



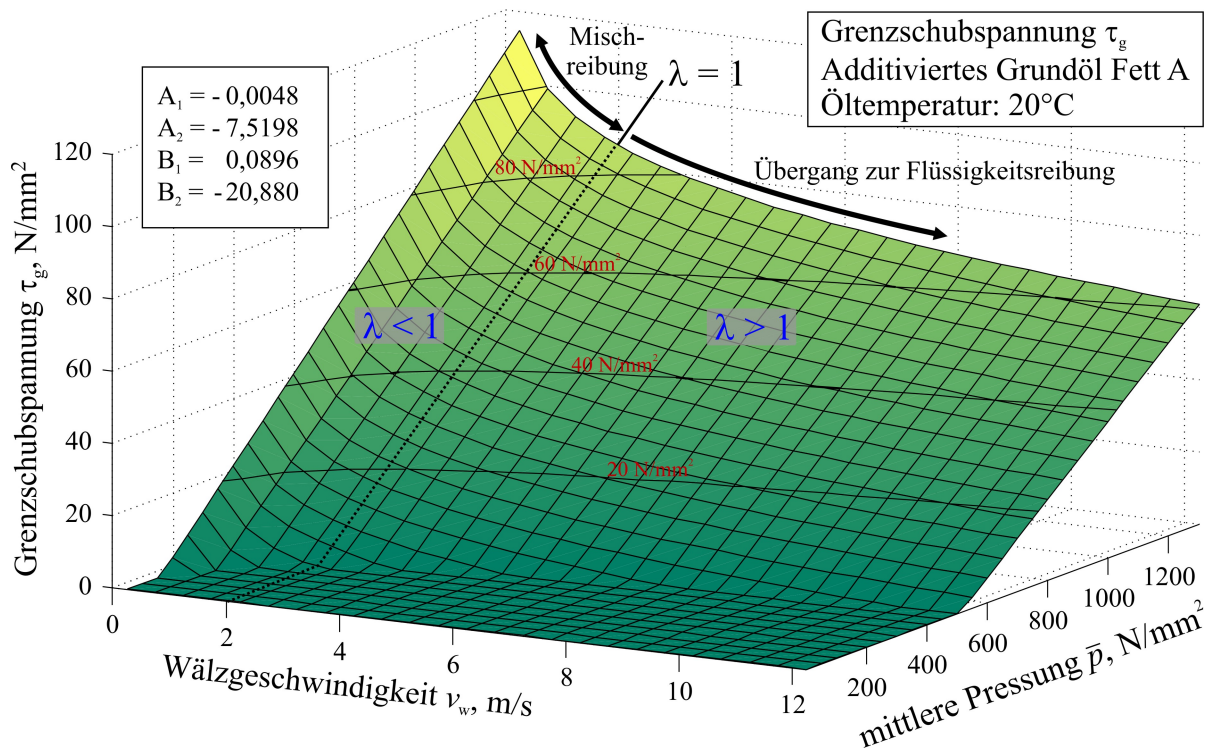


Abbildung 5.20: Grenzscherungsdruck in Abhängigkeit von Wälzgeschwindigkeit und Druck für das additiviertes Grundöl des Fetts A bei 20°C Öltemperatur

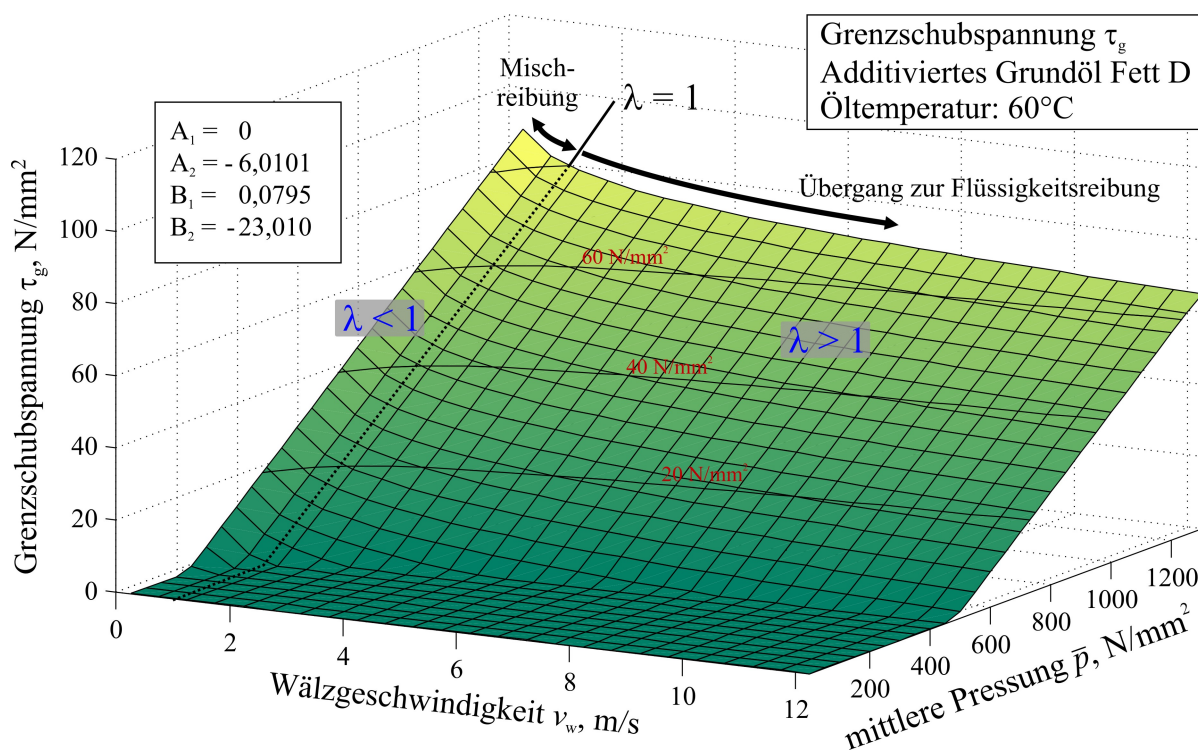


Abbildung 5.21: Grenzscherungsdruck in Abhängigkeit von Wälzgeschwindigkeit und Druck für das additiviertes Grundöl des Fetts D bei 60°C Öltemperatur

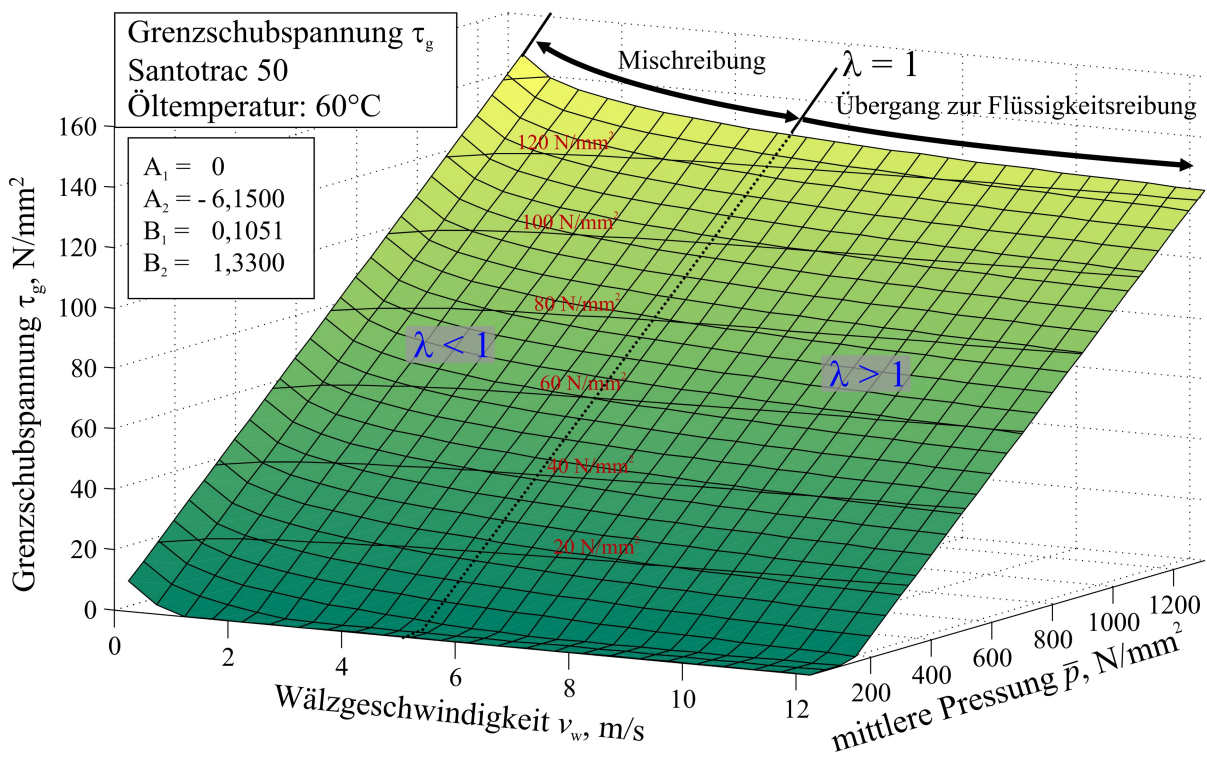


Abbildung 5.22: Grenzschubspannung in Abhängigkeit von Wälzgeschwindigkeit und Pressung für Santotrac 50 bei 60°C Öltemperatur



## 5.5 Reibmomentberechnung von Wälzlagern

Das in Kapitel 3.2.1 schon kurz vorgestellte Berechnungsmodell nach Baly dient in dieser Arbeit als Basis für die Berechnung des Reibmoments von Wälzlagern. Es kommt ausschließlich für axial belastete Lager mit Kugeln als Wälzkörper zur Anwendung.

### 5.5.1 Verformung und Bewegungsverhältnisse

Für die Berechnung müssen die Verhältnisse im belasteten und mit der entsprechenden Drehzahl umlaufenden Lager berücksichtigt werden. Von besonderer Bedeutung sind dabei die Verbindungslinien von den Kontaktpunkten zwischen dem Wälzkörper und den Lagerringen und dem Wälzkörpermittelpunkt. Der Winkel zwischen diesen Verbindungslinien und der Radialebene des Lagers ist der Druckwinkel, unter dem die äußere Last übertragen wird. Der Nenndruckwinkel  $\alpha_n$  eines lastfreien Lagers ändert sich unter einer einwirkenden äußeren, axialen Last  $F_{ax}$  zu einem Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  (Abbildung 5.23). Dieses tritt ein infolge der elastischen Verformungen in den Kontaktpunkten zwischen Wälzkörpern und Lagerringen  $\delta_a$  und  $\delta_i$ , die eine axiale Verschiebung der Lagerringe hervorrufen. Tatsächlich wird ein Lagerring eine feste Anlagefläche haben und die Verschiebung nur an dem anderen Lagerring stattfinden. In Abbildung 5.23 ist allerdings zur Verdeutlichung die Kugel auf der Stelle festgehalten und beide Lagerringe verschoben sich um die axialen Verformungsanteile  $\delta_{a,ax}$  und  $\delta_{i,ax}$ .

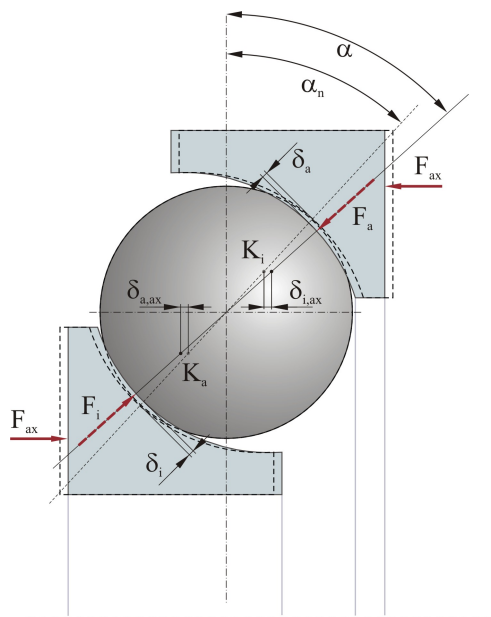


Abbildung 5.23: Druckwinkeländerung bei einem Schrägkugellager unter Axiallast

Mit den Lagerringen verschieben sich auch die beiden Krümmungsmittelpunkte der Laufbahnen  $K_i$  und  $K_a$ . Da die äußere Axialkraft  $F_{ax}$  von den Lagerringen auf die Kugel nur über Kräfte normal zu den Oberflächen  $F_i$  und  $F_a$  übertragen werden kann, müssen diese durch die verschobenen Krümmungsmittelpunkte verlaufen und es stellt sich ein neuer Druckwinkel  $\alpha$  ein. Eine zentrische axiale Belastung vorausgesetzt, lassen sich die Kräfte auf eine einzelne Kugel aus der gesamten Axialkraft  $F_{ax}$ , dem Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  und der Anzahl an Kugeln im Lager  $Z$  berechnen

$$F_a = F_i = \frac{F_{ax}}{Z \cdot \sin \alpha} \quad (5.12)$$

Der Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  kann nach [DOWS81] iterativ mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$\alpha' = \alpha + \frac{\frac{F_{ax}}{Z \cdot d_K^2 \cdot K_B} - \sin \alpha \cdot \left( \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{3}{2}}}{\cos \alpha \cdot \left( \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{3}{2} \cdot \cos \alpha_n \cdot \tan^2 \alpha \cdot \left( \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (5.13)$$

Die Konstante  $K_B$  berechnet sich dabei zu

$$K_B = \frac{F}{(B \cdot d_K)^{\frac{3}{2}} \cdot \left( \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{B^{\frac{3}{2}}}{d_K^{\frac{1}{2}}} \quad (5.14)$$

wobei  $B \cdot d_K$  den Abstand der Krümmungsmittelpunkte im unbelasteten Zustand darstellt.

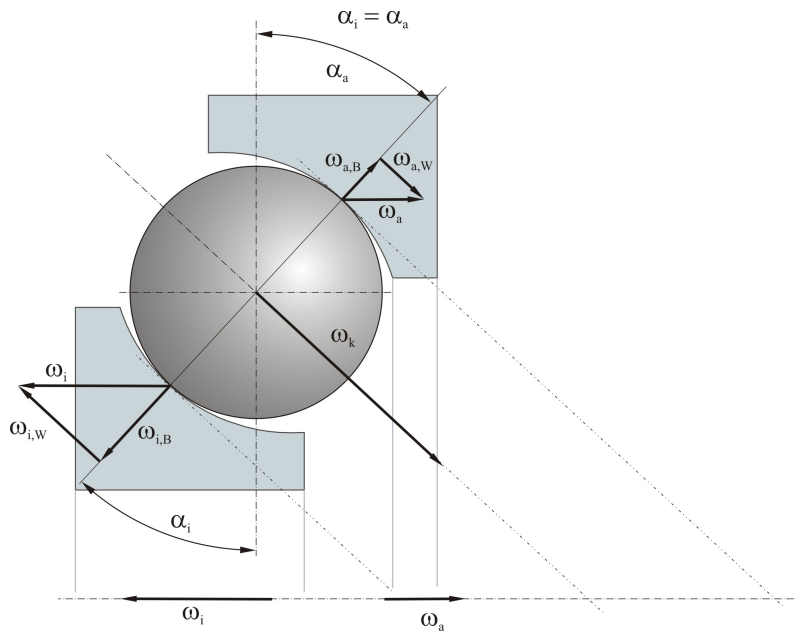


Abbildung 5.24: Bohrwinkelgeschwindigkeiten bei gleichen Druckwinkeln  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$

Abbildung 5.24 zeigt für ein axial belastetes, langsam drehendes Schrägkugellager die Winkelgeschwindigkeiten von Lagerringen und Kugel bezogen auf den Käfig, so dass für den Betrachter die Kugel auf der Stelle steht und um ihre Achse rotiert.

Die Kontaktflächen am Innen- und Außenring sind parallel angeordnet. Die Rotationsachse der Kugel ist um den Druckwinkel  $\alpha_i = \alpha_a$  gegen die Achsrichtung geneigt. Die Winkelgeschwindigkeiten von Innen- und Außenring lassen sich jeweils in eine zur Kontaktfläche senkrechte und eine zur Kontaktfläche parallele Komponente zerlegen, wobei die zur Kontaktfläche senkrechte Komponente den Bohranteil darstellt. Die Winkelgeschwindigkeit der Kugel liegt in diesem theoretischen Spezialfall parallel zu beiden Kontaktflächen, so dass keine Bohranteile aus der Winkelgeschwindigkeit der Kugel resultieren. Die Bohrwinkelgeschwindigkeiten im Innenring- und Außenringkontakt berechnen sich also nur aus den Anteilen aus den beiden Ringwinkelgeschwindigkeiten:

$$\omega_{Bi} = \omega_{i,B} \quad (5.15)$$

$$\omega_{Ba} = \omega_{a,B} \quad (5.16)$$

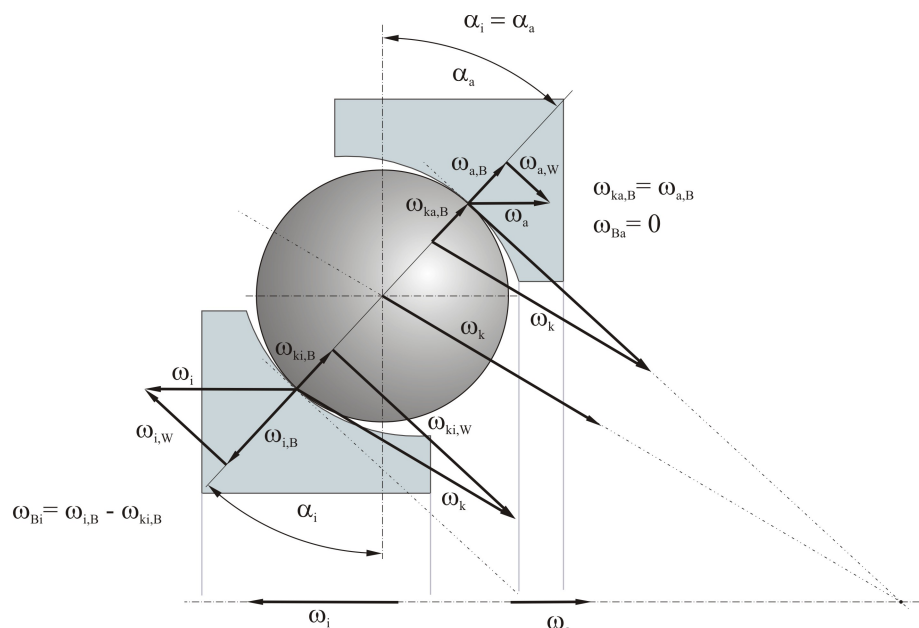


Abbildung 5.25: Bohrwinkelgeschwindigkeiten bei gleichen Druckwinkeln und Führung der Wälzkörper am Außenring

Tatsächlich wird sich die Kugelwinkelgeschwindigkeit so einstellen, dass in einem Kontakt (fast) keine Bohrbewegung auftritt und die Kugel in diesem Kontakt geführt wird (Abbildung 5.25). Aufgrund der zumeist breiteren Kontaktfläche und des Fliehkraftereinflusses findet die Führung der Kugel meistens durch den Außenring statt [BRAE72]. Die Rotationsachse der Kugel verläuft dabei durch den Schnittpunkt der Kontaktfläche am Außenring mit der Rotationsachse von Innen- und Außenring, so dass sich die resultierenden Bohrwinkelgeschwindigkeiten gerade aufheben:

$$\omega_{Ba} = \omega_{a,B} - \omega_{ka,B} = 0 \quad (5.17)$$

Sämtliche Bohrbewegung findet am Innenringkontakt statt und berechnet sich zu

$$\omega_{Bi} = \omega_{i,B} - \omega_{ki,B} \quad (5.18)$$

Axial belastete Wälzlager, die bei kleinen Drehzahlen betrieben werden, haben am Innenringkontakt und am Außenringkontakt in etwa gleiche Druckwinkel, da von den Lagerringen noch keine große Zentripetalkraft auf die Kugeln übertragen werden muss, um diese auf der Kreisbahn zu halten. Bei höheren Drehzahlen muss der Einfluss der Fliehkraft  $F_Z$  jedoch genauso berücksichtigt werden, wie das Kreiselmoment  $M_K$ , das auftritt, weil die Kugeln zu jeder Zeit die Lage ihrer Drehachse ändern (Abbildung 5.26).

Der Betriebsdruckwinkel ist daher bei schnell umlaufenden Lagern am Innenring und am Außenring unterschiedlich, so dass in einen inneren Druckwinkel  $\alpha_i$  und einen äußeren Druckwinkel  $\alpha_a$  unterschieden wird. Mit steigender Drehzahl nimmt dabei der innere Druckwinkel  $\alpha_i$  zu, während der äußere Druckwinkel  $\alpha_a$  abnimmt. Das Kreiselmoment  $M_K$  wird in den Kontakten durch tangentielle Kräfte  $F_{t,i}$  und  $F_{t,a}$  abgestützt. Diese Tangentialkräfte berechnen sich zu

$$F_{t,a} = \frac{\lambda \cdot M_K}{\frac{1}{2}d_K} \quad (5.19)$$





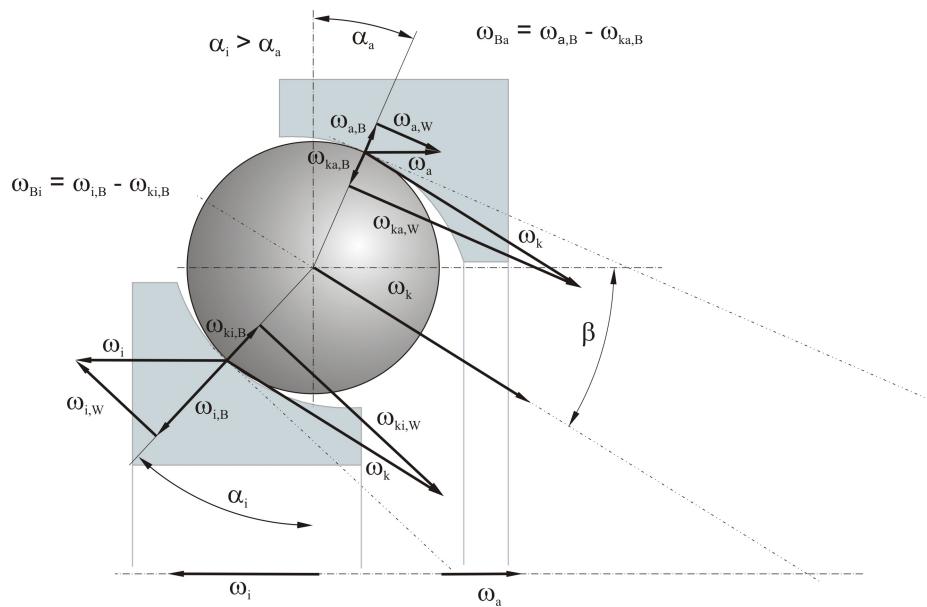


Abbildung 5.28: Bohrwinkelgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Druckwinkeln  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$

### 5.5.2 Alternatives Modell zur Berechnung der Bohrreibung

Im Berechnungsansatz nach Baly berechnet sich das Bohrreibungsmoment für einen Kontakt  $M_B$  nach Gleichung 3.31. Für diesen Ansatz muss allerdings die Viskosität  $\eta(T, p)$  im Kontakt in Abhängigkeit von der örtlichen Temperatur und dem örtlichen Druck bekannt sein. Die Berechnung dieser Viskosität erfolgt dabei nach der Barus-Gleichung und stützt sich auf Messdaten, die bis zu Drücken von ca. 1 GPa in einem kleinen Temperaturbereich gewonnen wurden. Es kommt daher gerade bei hohen Drücken und niedrigen Temperaturen, entsprechend einem mäßig belasteten Lager bei kleiner Drehzahl, zu einer Überschätzung der Viskosität und damit zur Berechnung eines zu hohen Reibmoments.

Aufbauend auf Abschnitt 5.3 kann das Bohrmoment im Kontakt auch unter Verwendung des einfachen Ansatzes zur Bestimmung der Schubspannung (Gleichung 5.7) berechnet werden.

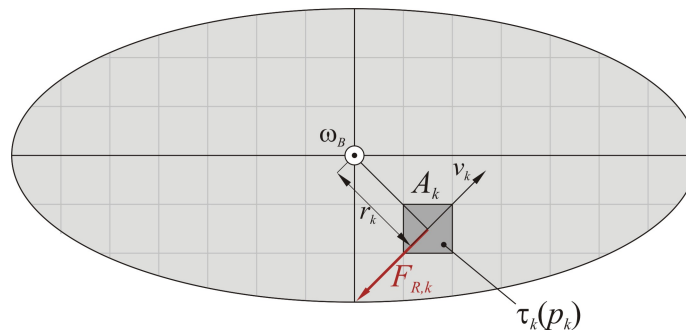


Abbildung 5.29: Ansatz zur Berechnung des Bohrmoments

Vereinfachend wird davon ausgegangen, dass im Kontakt nur Bohrbewegung und kein Längsschlupf auftritt. Das Zentrum der Bohrbewegung liegt dann in der Mitte des Kontakts (Abbildung 5.29). Der Beitrag eines Flächenelements zum Bohrmoment berechnet sich mit dem Abstand zum Bohrzentrum  $r_k$  zu

$$M_k = F_{R,k} \cdot r_k = \tau_k \cdot A_k \cdot r_k \quad (5.25)$$

Das gesamte Bohrmoment eines Kontakts ergibt sich aus der Summe der einzelnen Bohrmoment-Anteile  $M_k$

$$M_B = \sum M_k \quad (5.26)$$

Der Zusammenhang zwischen lokaler Pressung und Schubspannung ergibt sich aus den in Abschnitt 4.3.2 gemessenen Daten zur Grenzscherungsspannung.

## 5.6 Berechnungsmodell für den Kraftschluss in Wälzgetrieben

### 5.6.1 Kinematik im Kontakt

Die Winkelgeschwindigkeiten der Scheiben im Wälzgetriebe lassen sich entsprechend Kapitel 3.1.2 in zu der jeweiligen Kontaktebene parallele und senkrechte Komponenten aufteilen. Da beim Volltoroid-Variator die Winkelgeschwindigkeit des Rollers  $\omega_R$  schon parallel zur Berührebene liegt, ergeben sich hier die Bohranteile  $\omega_{B1}$  und  $\omega_{B2}$  direkt aus den beiden Scheiben-Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_1$  und  $\omega_2$  (Abbildung 5.30).

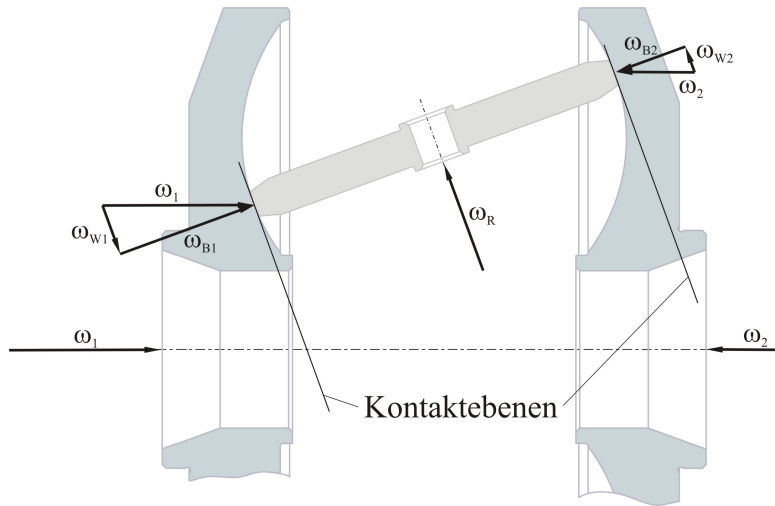


Abbildung 5.30: Winkelgeschwindigkeiten im Volltoroid-Variator

Beim Halbtoroid-Variator muss zur Bestimmung der Bohr-Relativwinkelgeschwindigkeiten im Kontakt  $\omega_{B1}$  und  $\omega_{B2}$  jeweils die Differenz der Bohranteile von Scheibe ( $\omega_{BS1}$  und  $\omega_{BS2}$ ) und Roller ( $\omega_{BR1}$  und  $\omega_{BR2}$ ) gebildet werden (Abbildung 5.31):

$$\omega_{B1,2} = \omega_{BS1,2} - \omega_{BR1,2} \quad (5.27)$$

Die Anteile der Bohrbewegung tragen nicht zur Kraftübertragung bei, verursachen aber Leistungsverluste und sollten daher so klein wie möglich sein. Ein Maß für die Güte der Kraftübertragung ist daher das Verhältnis aus Bohrwinkelgeschwindigkeit und Wälzwinkelgeschwindigkeit, das Bohr-Wälz-Verhältnis:

$$BWV = \frac{\omega_B}{\omega_W} \quad (5.28)$$

Für den Volltoroid-Variator ergibt sich das Bohr-Wälz-Verhältnis in Abhängigkeit von der Variator-Geometrie und dem Rollerschwenkwinkel zu

$$BWV_{VT} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha + \frac{r_{TM} - \sin \alpha \cdot r_T}{r_T}} \quad (5.29)$$

Für den Halbtoroid-Variator ergibt sich unter Berücksichtigung des Kontaktwinkels folgende Gleichung für das Bohr-Wälz-Verhältnis

$$BWV_{HT} = \frac{\cos \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\epsilon}{2} + \alpha \right) - \cos \left( \frac{\epsilon}{2} \right) \cdot \frac{r_{L1}}{\sin \left( \frac{\epsilon}{2} \right) \cdot r_T}}{\sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\epsilon}{2} + \alpha \right) + \sin \left( \frac{\epsilon}{2} \right) \cdot \frac{r_{L1}}{\sin \left( \frac{\epsilon}{2} \right) \cdot r_T}} \quad (5.30)$$



Das Bohr-Wälz-Verhältnis sollte so klein wie möglich sein, idealerweise null. In diesem Fall gibt es keine Bohrbewegungsanteile oder die Bohrbewegungsanteile der beiden Wälzkörper sind gerade gleichgerichtet, so dass keine Bohr-Relativbewegung auftritt. Dies tritt jedoch bei Volltoroid-Variatoren gar nicht und bei Halbtoroid-Variatoren nur in zwei besonderen Rollerstellungen auf, nämlich wenn der Schnittpunkt der Geraden der Berührebenen S auf der Achse der Torusscheiben liegt (Abbildung 5.31).

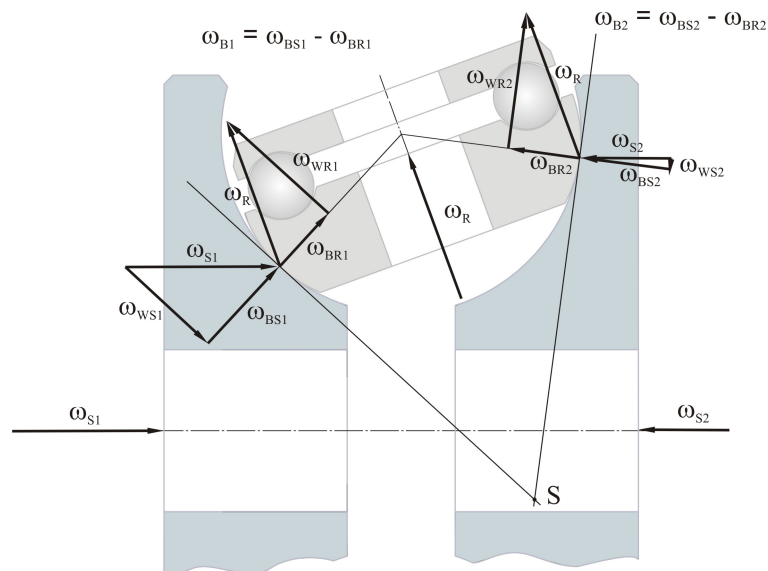


Abbildung 5.31: Winkelgeschwindigkeiten im Halbtoroid-Variator

Abbildung 5.32 zeigt den Verlauf des Bohr-Wälz-Verhältnisses über der geometrischen Übersetzung  $i_{geo}$ , also dem Laufradienverhältnis  $r_{L2}/r_{L1}$ , für die Volltoroid- und die Halbtoroid-Geometrie, die im experimentellen Teil der Arbeit untersucht werden. Bei der Halbtoroid-Geometrie liegt das BWV sehr viel niedriger als bei der Volltoroid-Geometrie. Für beide Geometrien ist das BWV für eine Übersetzung  $i$  von -1 am größten und fällt bei Übersetzungen ungleich -1 ab, wobei die Halbtoroid-Geometrie bei den geometrischen Übersetzungen  $i_{geo} = 0,38$  und  $i_{geo} = 2,67$  ein BWV von null erreicht. Diesen geometrischen Übersetzungen entspricht ein Schwenkwinkel des Rollers  $\alpha$  von  $\pm 40^\circ$ .

Wird über den Variator ein Kraft übertragen ist dem Bohrschlupf ein Anteil an Wälzschlupf überlagert. Damit wandert der Drehpol der Relativbewegung, an dem die Oberflächengeschwindigkeiten beider Wälzkörper gleich sind und der unter reiner Bohrbewegung noch in der Mitte der Kontaktellipse lag, senkrecht zur Längsrichtung aus (Abbildungen 5.33 und 5.34). Damit ergibt die Summe der Komponenten der Relativgeschwindigkeitsvektoren in Längsrichtung einen von null verschiedenen Vektor, was die Übertragung einer Umfangskraft ermöglicht [WERN58]. Ein Vergleich der Abbildungen 5.33 und 5.34 zeigen weiterhin, dass die Bohrbewegung bei der Halbtoroid-Geometrie durch das günstigere Bohr-Wälz-Verhältnis sehr viel kleiner als bei der Volltoroid-Geometrie ist. Dadurch zeigen die Relativgeschwindigkeitsvektoren schon bei relativ kleinen Schlupf-Werten in Umfangsrichtung. Durch diese Drehung der Geschwindigkeitsvektoren durch den der Bohrbewegung überlagerten Längsschlupf kommt so der charakteristische Verlauf der Reibwert Schlupf-Kurve zustande. Die Anfangssteigung ist durch die größere Bohrbewegung bei der Volltoroid-Geometrie flacher als bei der Halbtoroid-Geometrie. Zeigen die Relativgeschwindigkeitsvektoren in der ganzen Kontaktfläche in Umfangsrichtung, geht die Reibwert-Schlupf-Kurve in den horizontalen Verlauf über und eine weitere Steigerung des Schlupfes in Umfangsrichtung hat keine Erhöhung der übertragenen Um-

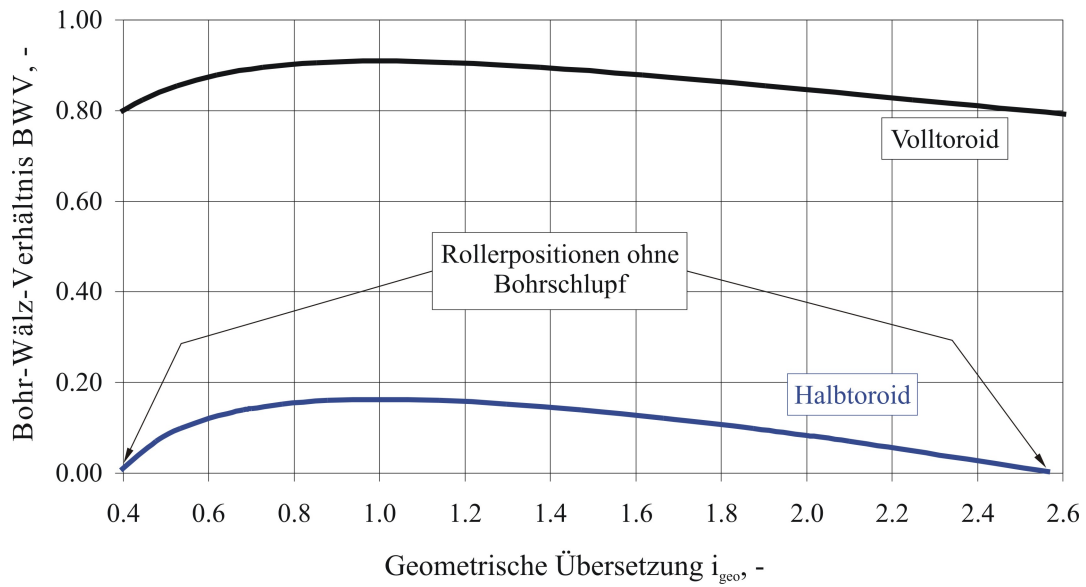


Abbildung 5.32: Bohr-Wälz-Verhältnis von Voll- und Halbtoroid

fangskraft mehr zur Folge.

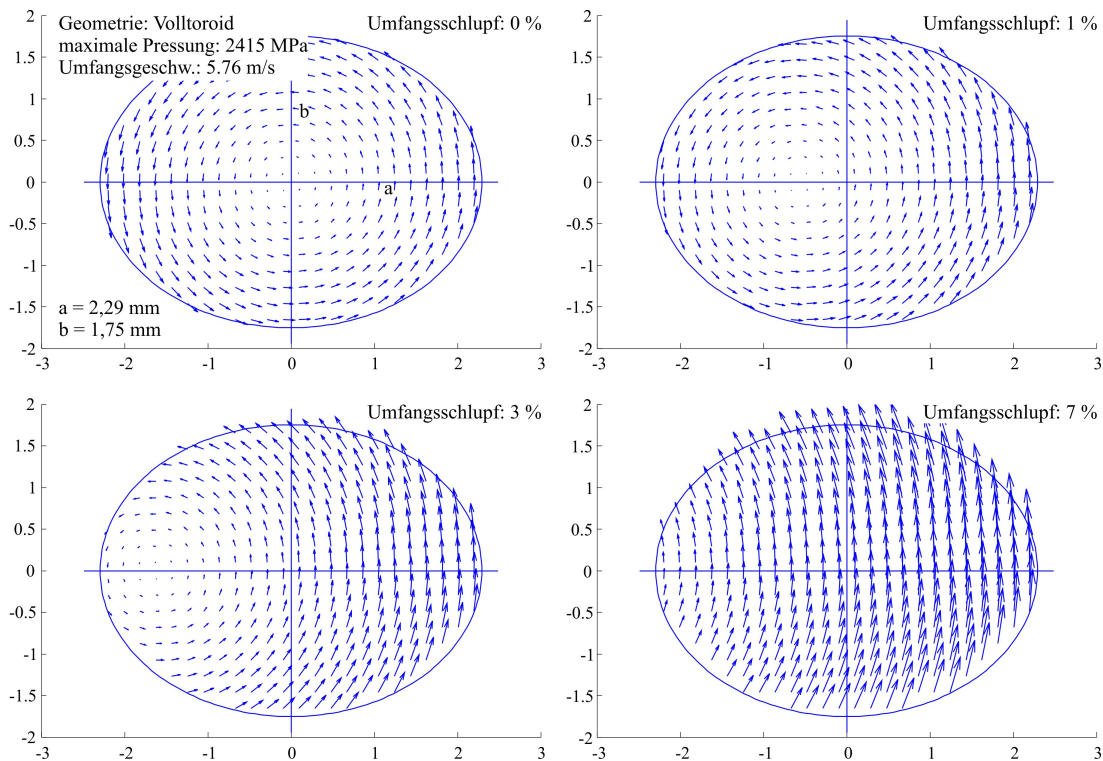


Abbildung 5.33: Relativgeschwindigkeit im Kontakt bei der Volltoroid-Geometrie bei unterschiedlichen Längsschlupfwerten

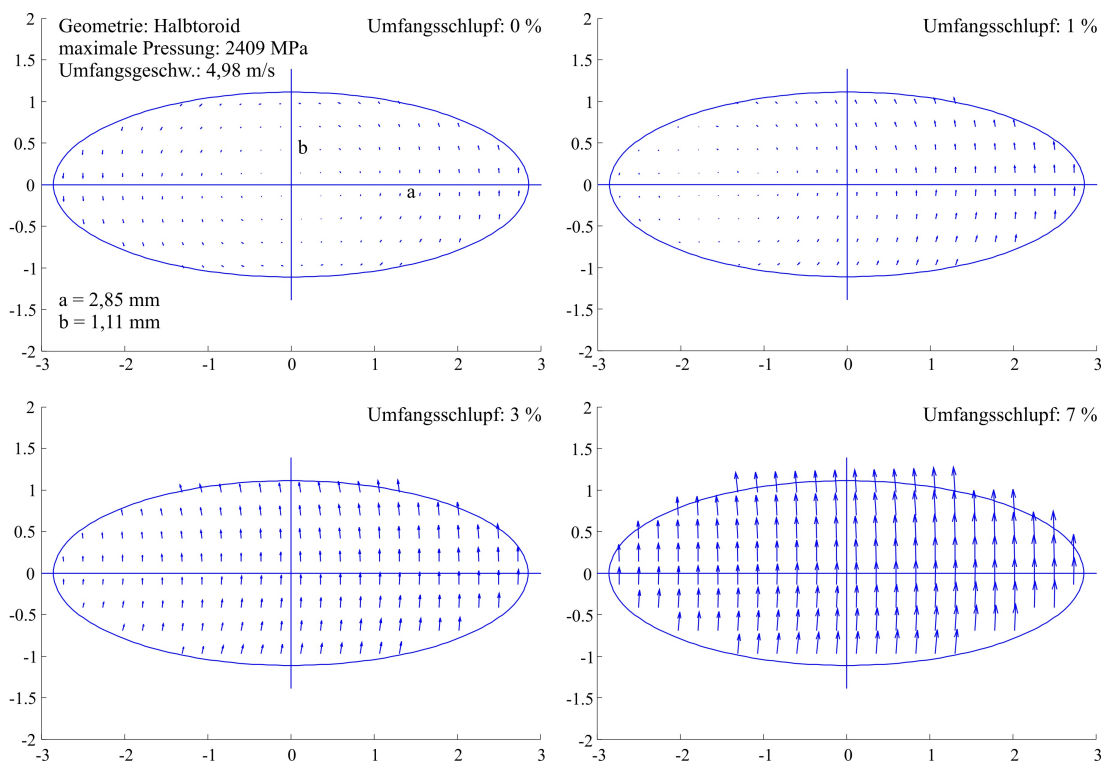


Abbildung 5.34: Relativgeschwindigkeit im Kontakt bei der Halbtoroid-Geometrie bei unterschiedlichen Längsschlupfwerten

### 5.6.2 Berechnungsansatz für die übertragene Umfangskraft

Zur Berechnung der übertragenen Umfangskraft in Abhängigkeit vom Schlupf wird grundsätzlich wie im Berechnungsansatz für allgemeine Kontakte die Reibkraft in jedem Flächenelement  $k$  aus der örtlich wirkenden Schubspannung  $\tau_g$  in Abhängigkeit von der lokalen Pressung  $p_k$  und der Fläche des Elements  $A_k$  nach den Gleichungen 5.7 und 5.8 bestimmt. Aus der Relativgeschwindigkeitsverteilung ergibt sich die Relativgeschwindigkeit in jedem Flächenelement  $v_k$ , die mit einem Winkel  $\gamma$  gegen die Querrichtung geneigt ist (Abbildung 5.35).

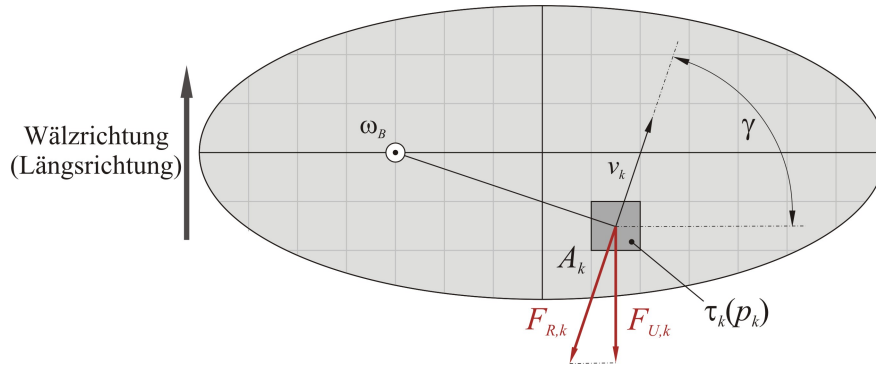


Abbildung 5.35: Berechnungsansatz für die übertragene Umfangskraft

Zur Kraftübertragung ist nur der Anteil der Reibkraft nutzbar, der in Umfangsrichtung wirkt:

$$F_{U,k} = \sin \gamma \cdot F_{R,k} = \sin \gamma \cdot \tau_k \cdot A_k \quad (5.31)$$

Die gesamte übertragene Umfangskraft eines Kontakts ergibt sich dann aus der Summe der einzelnen Umfangskraft-Anteile  $F_{U,k}$

$$F_U = \sum F_{U,k} \quad (5.32)$$

Sämtliche im Folgenden dargestellten Berechnungsergebnisse für die Kraftübertragung im Toroidvariator basieren auf diesem direkten Schubspannungsansatz. Die zu Grunde gelegten Daten bzw. Geradengleichungen sind jeweils angegeben.

### 5.6.3 Berechnungsansatz für die Variator-Verlustleistung

Im Toroid-Variator bestehen im Wesentlichen drei Ursachen für Leistungsverluste. Zunächst sind hier die Reibungsverluste der Wälzlager (Rollerlager) und die Planschverluste durch bewegtes Öl zu nennen. Die Verluste in den Kontakten des Variators machen den Hauptteil der Variatorverlustleistung aus und teilen sich analog zu dem Berechnungsmodell für die Reibung in Wälzlagern in Scherverluste (beim Berechnungsmodell für Wälzlager nur Bohrverluste), in Verluste durch hydrodynamische Rollreibung und in Verluste durch irreversible Verformungsarbeit ein (Abbildung 5.36).

Im Rahmen dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass die Scherverluste insgesamt den größten Anteil an der gesamten Variatorverlustleistung haben und die anderen Verlustanteile unter normalen Betriebsbedingungen (mittlere bis hohe Vorspannkraft und Momentenbelastung) vernachlässigbar sind. In Anlehnung an Abbildung 5.35 lässt sich somit die im Variator durch Scherverluste im Wärme umgewandelte Verlustleistung berechnen

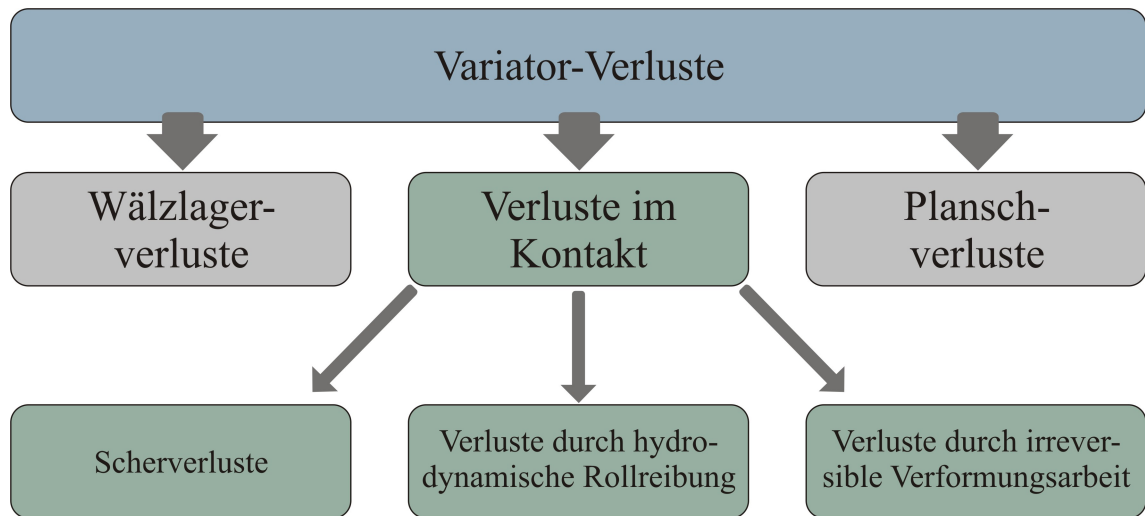


Abbildung 5.36: Verluste im Variator

nach

$$P_{V,Var} = Y \cdot v_k \cdot \tau_k(p_k) \quad (5.33)$$

wobei  $Y$  die Anzahl der Kontakte im Variator angibt.



# 6 Experimentelle Untersuchungen

Die theoretischen Ansätze und Modelle dieser Arbeit werden durch ein umfangreiches Paket von experimentellen Untersuchungen ergänzt. Neben den schon vorgestellten rheologischen Untersuchungen an dem Zweischeiben-Versuchsstand und dem Kugel-Scheibe-Apparat sind Bauteilversuche an Wälzlagern und an Wälzgetriebe-Variatoren aktueller Fahrzeuggetriebe ausgeführt worden.

Die Ergebnisse der Modelluntersuchungen am Zweischeiben-Versuchsstand liefern die Eingangsdaten im Hinblick auf den Kraftschluss für die Berechnung der Kraftübertragung, während bei den Versuchen am Kugel-Scheibe-Apparat der Schwerpunkt auf die Bestimmung der Schmierfilmhöhe gelegt wurde. Diese gemessenen Schmierfilmhöhen dienen zur Absicherung der Schmierfilmhöhenberechnung.

Die Bauteiluntersuchungen an Wälzlagern fokussieren die Bestimmung des Lagerreibungsmoments bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen und dienen zur Verifizierung des Berechnungsmodells zur Lagerreibung. Die Messungen an Variatoren von Wälzgetrieben dagegen hatten die Untersuchung der Kraftübertragung zum Ziel, um auch hier einen Abgleich mit dem Berechnungsmodell herstellen zu können.

## 6.1 Versuchseinrichtungen

### 6.1.1 Versuchsstände zur Reibmoment-Messung an Wälzlagern

#### Reibmoment-Versuchsstände der Baugröße 08

Zur Messung des Reibmoments an Lagern der Baugröße 08 kommt ein Versuchsstand zur Anwendung, der in Abbildung 6.1 im Schnitt dargestellt ist. Eine Asynchronmaschine treibt über einen Flachriementrieb eine Vorgelegewelle an. Diese wiederum treibt über den Rotor eines Drehmomentaufnehmers die Versuchsspindel mit den Versuchslagern an. Dieser Rotor wandelt die Messgröße 'Drehmoment' in ein frequenzproportionales elektrisches Signal um, das in dieser Form berührungslos auf den Stator übertragen und zur Datenerfassung weitergeleitet werden kann. Rotor und Stator bilden zusammen zusätzlich noch einen Drehzahlaufnehmer zur Messung der Spindeldrehzahl. Des Weiteren werden mittels Temperaturlaufnehmern alle Lageraußenring-Temperaturen erfasst. Für den Versuchsstand stehen zwei unterschiedliche Prüfköpfe zur Verfügung, einer für rein axiale Belastung der Versuchslager und einer für rein radiale bzw. kombinierte Belastung der Versuchslager.

Abbildung 6.2 zeigt den Aufbau des Prüfkopfes für Lager der Größe 08 für rein axiale Belastung. Der Einbau der Versuchslager erfolgt bei Schrägkugellagern in X-Anordnung. Die Aufbringung der Axiallast übernimmt ein Tellerfederpaket, wobei die genaue Einstellung der Last durch den Einbau unterschiedliche starker Präzisions-Abstandshülsen realisiert wird. Zur Messung der Kapazität aller Wälzkontakte der Versuchslager kann eine Tastspitze stirnseitig an die Welle herangefahren und so ein elektrischer Kontakt zu der drehenden Welle hergestellt werden. Da der Kontakt zwischen Tastspitze und Welle die Reibmomentmessung beeinflusst, wird die Tastspitze nur kurzzeitig zur Kapazitätsmessung

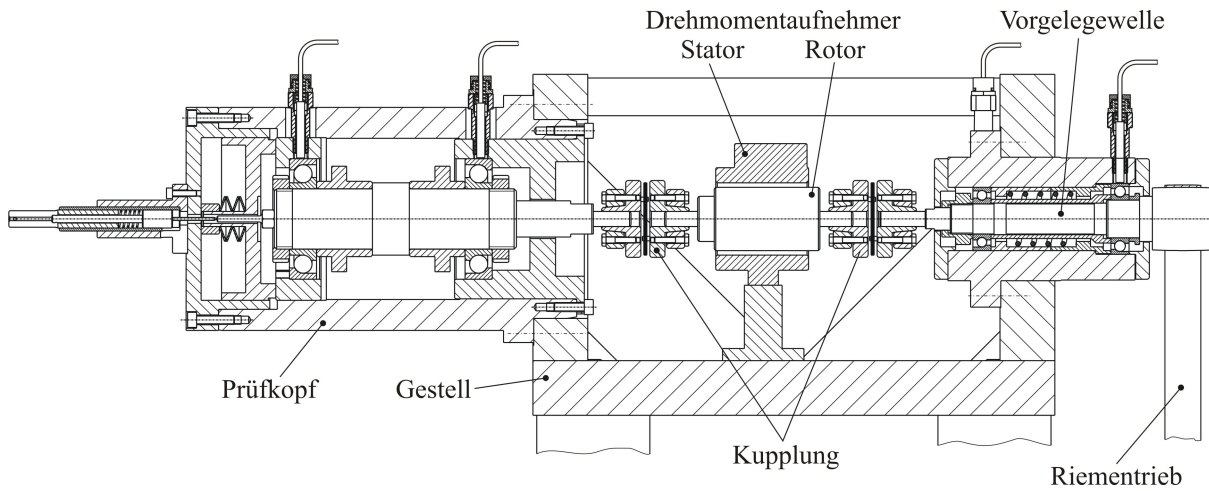


Abbildung 6.1: Aufbau des Versuchstandes für die Lagergröße 08

an die Welle herangefahren und für diese Zeit die Reibmomentmessung unterbrochen.

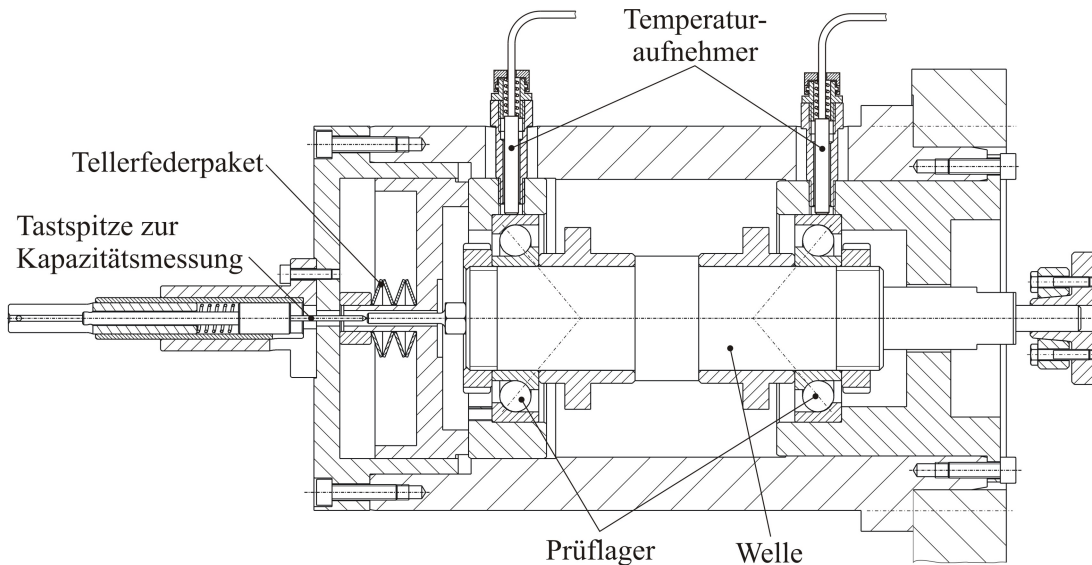


Abbildung 6.2: Aufbau des Prüfkopfes für 08er Lager und rein axiale Belastung

In Abbildung 6.2 ist der oben beschriebene Prüfkopf mit Lagern des Typs 7208 mit einem Druckwinkel von  $40^\circ$  dargestellt. Mit den entsprechenden Lagerumbauteilen (Abstandshülsen und Lagertöpfen) können aber auch andere Lagertypen eingebaut werden. Abbildung 6.3 zeigt den Lagerversuchsstand für die Bohrungskennzahl 08 mit Axialprüfkopf in Betrieb.

### FE8-Versuchstand Baugröße 12

Für Versuche an Lagern der Bohrungskennzahl 12 kam ein standardisierter FE8-Versuchsstand der Firma FAG mit einem entsprechendem Prüfkopf zur Anwendung (Abbildung 6.4). Dieser Prüfkopf (Abbildung 6.5) ist für Lager Baugröße 7312 ausgelegt. Für den Betrieb mit Lagern der Baugröße 7212 werden entsprechende Adapterringe eingesetzt. Die Prüflager werden auch hier mit einem Tellerfederpaket axial vorgespannt. Die Welle des Prüfkopfes ist mit der Antriebswelle des Versuchstands über eine Konus-Spannverbindung verschraubt. Der Prüftopf ist somit frei drehend aufgehängt und stützt sich über einen



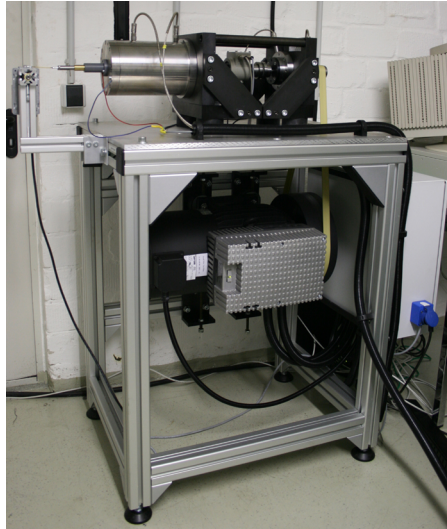


Abbildung 6.3: Lagerversuchsstand für die Bohrungskennzahl 08 mit Axialprüfkopf

Hebelarm und eine Kraftmesszelle zur Messung des Reibmoments am Gestell des Versuchsstands ab.



Abbildung 6.4: FE8-Versuchsstand

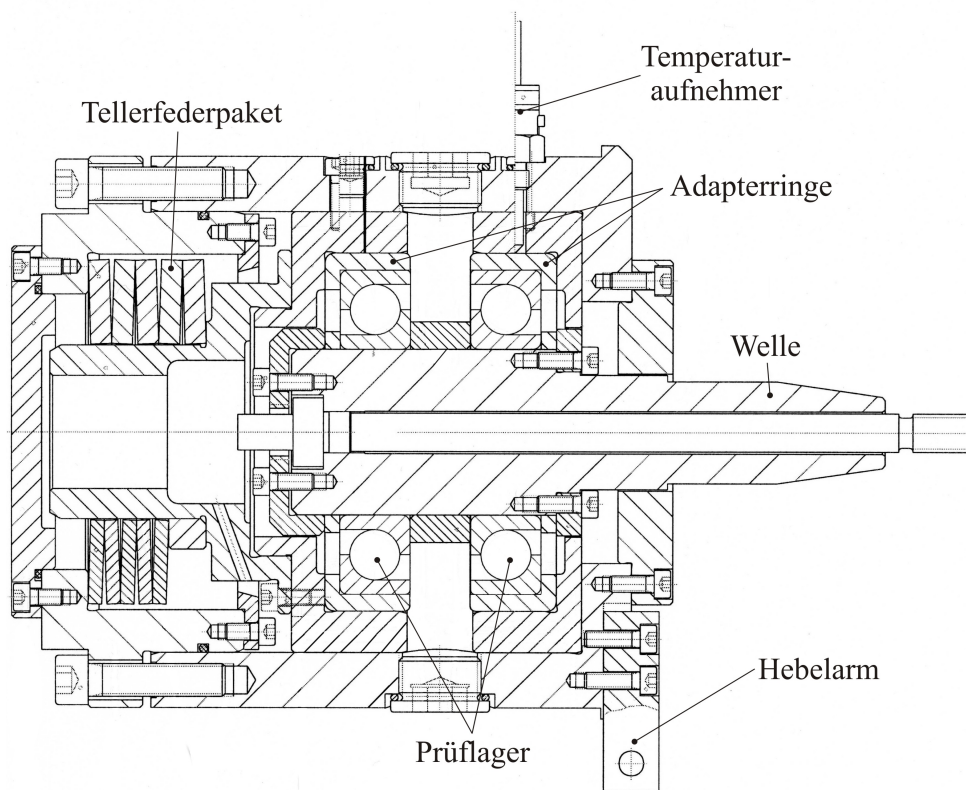


Abbildung 6.5: Aufbau des Prüfkopfes für Lager der Bohrungskennzahl 12, nach [FAG06]

## 6.1.2 Variatorversuchsstand

### Aufbau des Versuchsgetriebes in Voll- und Halbtoroid-Geometrie

Um das Kraftschluss-Schlupf-Verhalten in den Kontakten eines Toroidvariators zu untersuchen, kommt ein Versuchsgetriebe zur Anwendung, dessen Kern eine Kammer eines Toroidvariators bestehend aus zwei Torusscheiben und zwei Rollern bildet. Dieses Versuchsgetriebe wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens Nr. 414 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. in Zusammenarbeit mit dem Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik der TU Chemnitz aufgebaut.

Der Tabelle 6.1 können die Radien und Winkel der Voll- und Halbtoroid-Geometrie entnommen werden.

	Volltoroid	Halbtoroid
Torusmittenradius $r_{TM}$ , mm	55	66
Torusradius $r_T$ , mm	50	40
Kontaktwinkel $\epsilon$ , °	180	125
Rollerradius $r_R$ , mm	30	30

Tabelle 6.1: Radien und Winkel von Voll- und Halbtoroid

Die Abbildungen 6.6 und 6.7 zeigen die verwendeten Scheiben und Roller der beiden Variator-Geometrien.

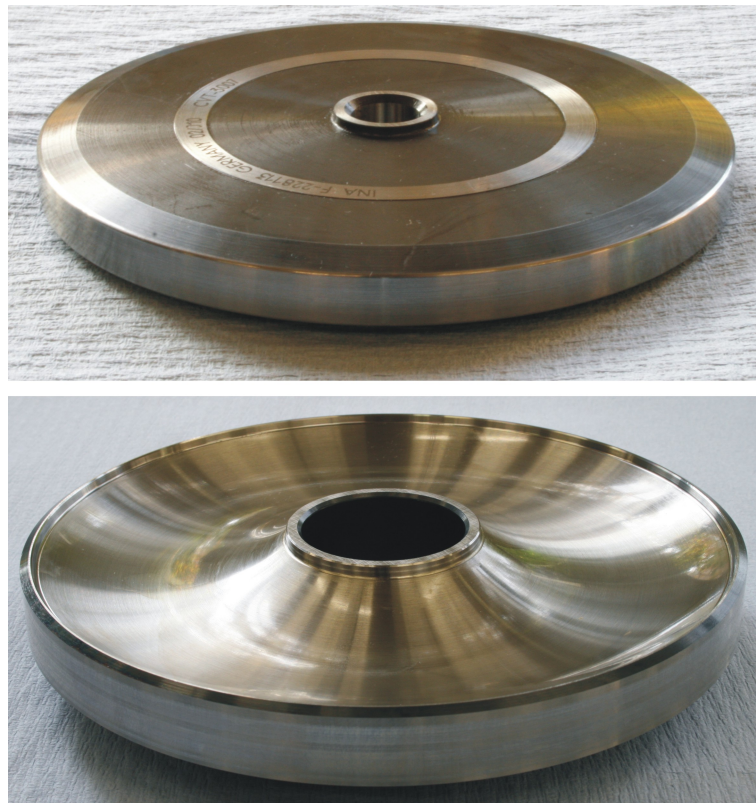


Abbildung 6.6: Scheibe und Roller der Volltoroid-Geometrie

Abbildung 6.8 zeigt eine Schnittansicht des Versuchsgetriebes in der Volltoroid-Geometrie.

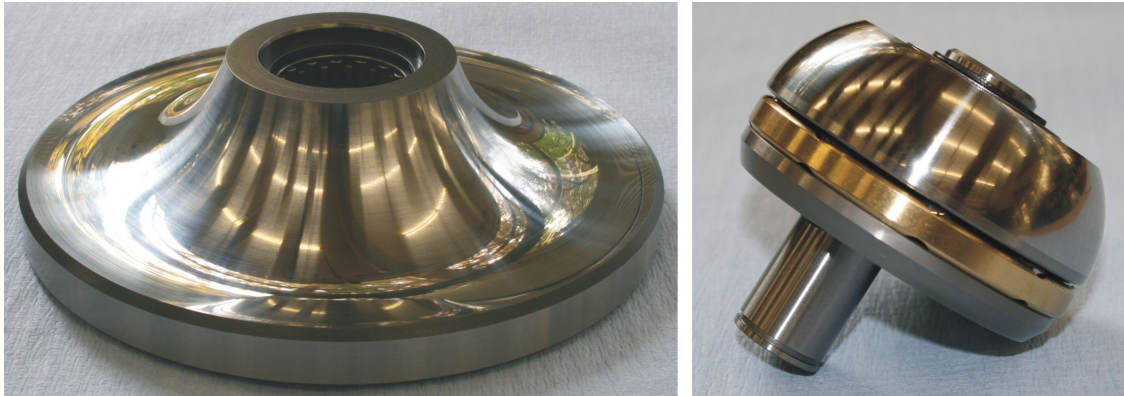


Abbildung 6.7: Scheibe und Roller der Halbtoroid-Geometrie

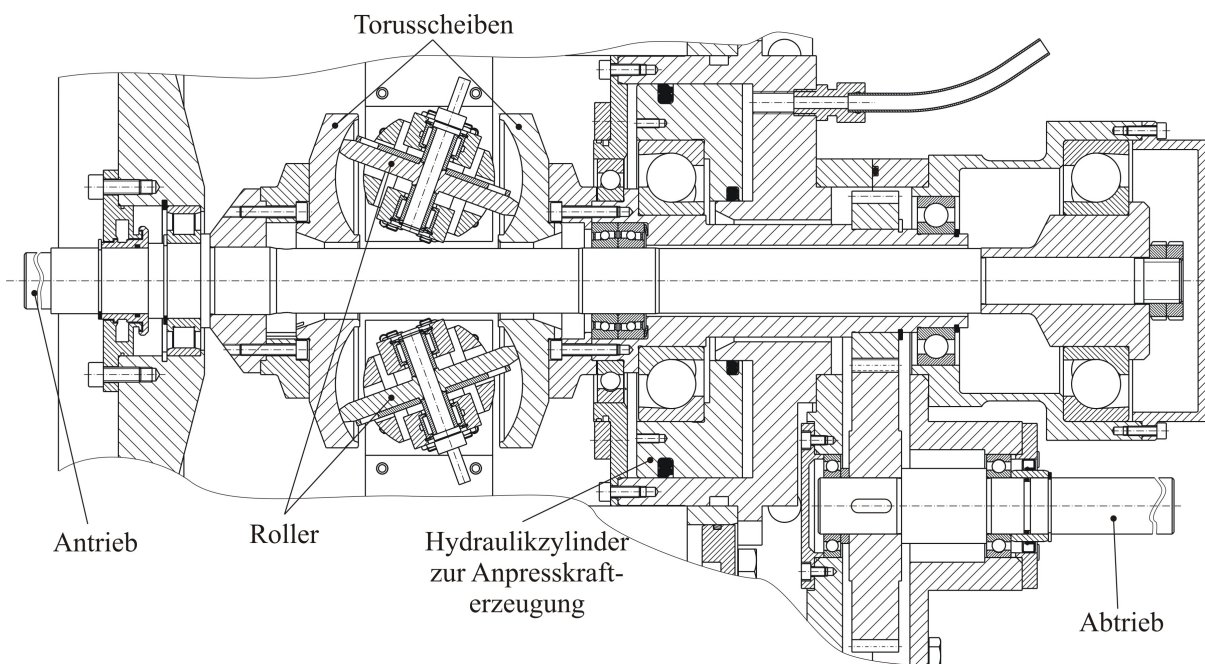


Abbildung 6.8: Aufbau des Versuchsgetriebes in Volltoroid-Geometrie



Eine Torusscheibe befindet sich direkt auf der Antriebswelle, die zweite sitzt auf einer Hohlwelle, von der die Leistung über eine Stirnradstufe auf die Abtriebswelle übertragen wird. Ein Hydraulikzylinder bringt die Anpresskraft auf, die infolge des Ein-Kammer-Systems über zwei Schrägkugellager in das Gehäuse abgeleitet werden muss. Der Einsatz der Halbtoroid-Geometrie erfolgt über entsprechend geänderte Adapter zur Aufnahme der Torusscheiben und über eine geänderte Aufhängung für die Roller (Abbildung 6.9).

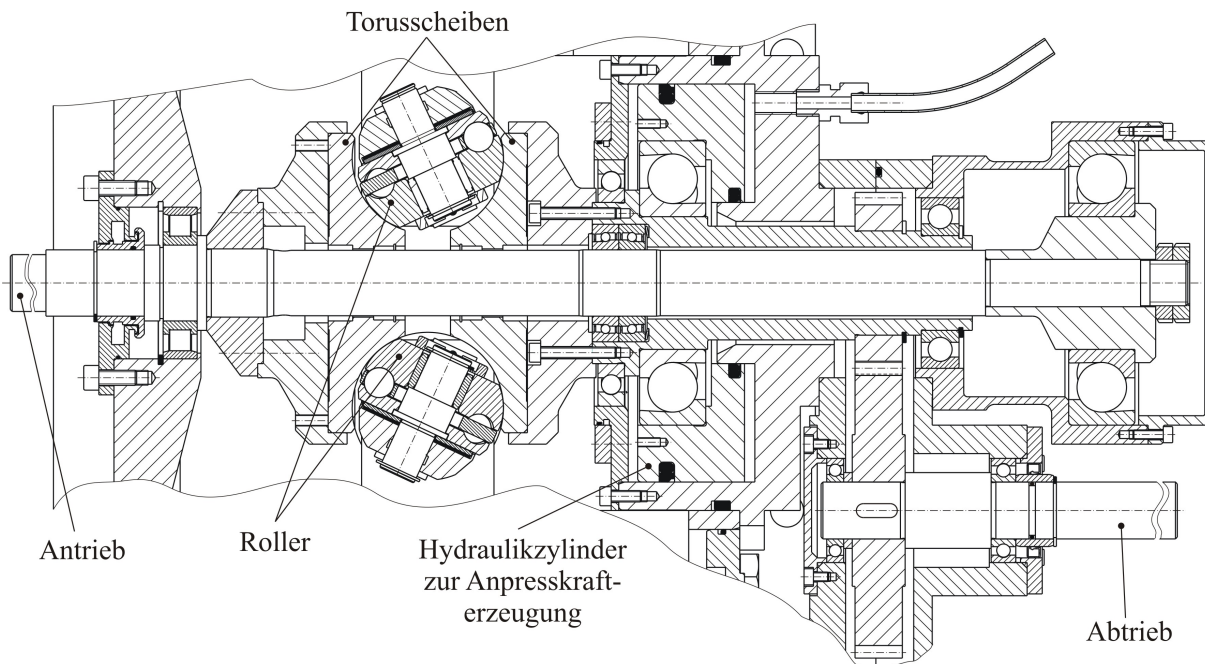


Abbildung 6.9: Aufbau des Versuchsgetriebes in Halbtoroid-Geometrie

Als Messgrößen werden alle Scheibendrehzahlen, der Druck im Anpresszylinder, die Rollerschwenkwinkel, die Fluidtemperatur und die Umfangskräfte an den Rollern erfasst. Zur Messung der Rollenumfangskräfte ist die ganze Rolleraufhängung drehbar im Gehäuse gelagert und stützt sich über eine Kraftmessdose und eine Stellschraube an diesem ab (Abbildung 6.10). Über die Stellschraube kann so dem Roller auch Schräglauf aufgeprägt werden. Die übertragene Umfangskraft in einem Kontakt zwischen Torusscheibe und Roller ergibt sich aus der Hälfte der gemessenen Abstützkraft. Die Einstellung des Rollerschwenkwinkels erfolgt über eine Welle, die oben aus dem Versuchsgetriebe herausgeführt ist. Zur Erfassung des Schwenkwinkels dient ein Winkelgeber. Da die Festlegung einer absoluten Winkelstellung, die einer bestimmten Übersetzung entspräche, sehr schwierig ist, wird der Rollerschwenkwinkel nur relativ zu einer Startposition gemessen. In dieser Startposition soll kein Längsschlupf zwischen den Scheiben vorhanden sein. Unter der Annahme, dass in diesem längsschlupffreien Zustand auch keine Umfangskraft vorhanden ist, wird zu Beginn eines jeden Versuchs die an der Kraftmesszelle gemessene Kraft auf null eingestellt. So können aus den gemessenen Scheibendrehzahlen die einzelnen Laufradien und damit die eingestellte Übersetzung berechnet werden.

Die eigentliche Drehmomentbelastung des Variators kann über einen offenen Leistungsfluss durch eine bremsende E-Maschine an der Abtriebswelle oder durch einen kreisenden Leistungsfluss im Variator realisiert werden. Im Falle des offenen Leistungsflusses muss zum Erreichen eines längsschlupffreien Zustandes auch an der Abtriebswelle angetrieben werden, um damit die Verluste im Versuchsgetriebe auszugleichen. Im Betrieb mit kreisender Leistung wird ein Roller als Referenzroller definiert, an dem die Messung stattfindet, der andere Roller dient zu Belastung. Während der Referenzroller in seiner Win-

kelposition bleibt, wird der Belastungsroller aus seiner Winkelposition geschwenkt und damit eine innere Verspannung im Variator erzeugt, die beide Roller mit einer Umfangskraft belastet. Beide Methoden haben Vor- und Nachteile. Im offenen Leistungskreislauf werden zwei E-Maschinen benötigt, die stark belastet sind. Sollte die Belastungsmaschine moment geregelt sein, kann nicht über das Reibwert-Maximum hinaus gefahren werden, da die Maschine nach Überschreiten des Reibwert-Maximums sofort ihre untere Drehzahlgrenze anfährt. Diese Drehzahlgrenze muss für jeden Betriebspunkt im Bereich des ertragbaren Schlupfes eingestellt sein. Im Fall einer falsch eingestellten Drehzahlgrenze können die Variatorscheiben durch zu großen Schlupf beschädigt werden. Im Betrieb mit kreisender Leistung muss die Antriebsmaschine nur die Verlustleistung im Versuchsgetriebe aufbringen. Der Nachteil hier ist die ungleichmäßige Belastung des Variators, da beide Roller verschiedene Schwenkwinkel aufweisen.

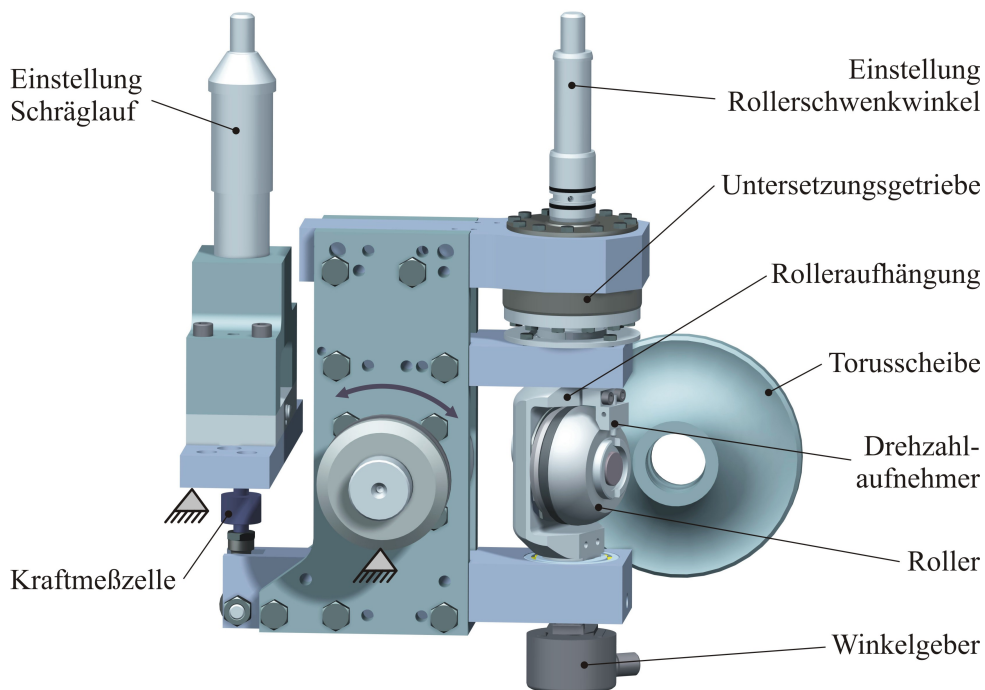


Abbildung 6.10: Rolleraufhängung am Beispiel der Halbtoroid-Geometrie

Abbildung 6.11 zeigt das Versuchsgetriebe auf dem 115kW-Getriebe-Prüfstand des IMKT. Für den Betrieb mit offenem Leistungsfluss sind beide E-Maschinen über Gelenkwellen an die An- und Abtriebswellen des Versuchsgetriebes angeschlossen. Die E-Maschinen sind in aerostatischen Lagern pendelnd aufgehängt und stützen sich jeweils über einen Hebelarm und eine Wägezelle am Fundament ab. Auf diese Weise kann im Betrieb mit offenem Leistungsfluss die dem Versuchsgetriebe zu- und abgeführte Leistung bestimmt werden.

Abbildung 6.12 zeigt die Variatoren des Versuchsgetriebes in Voll- und Halbtoroid-Geometrie (die vordere Torusscheibe ist demontiert).

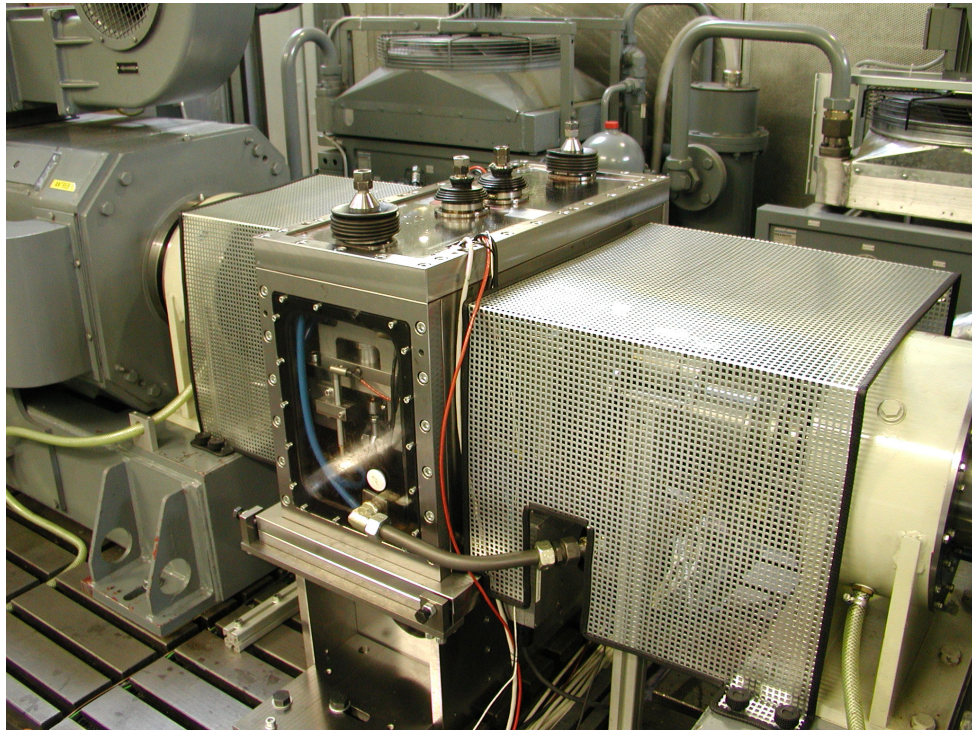


Abbildung 6.11: Versuchsgetriebe auf dem 115kW-Getriebeprüfstand

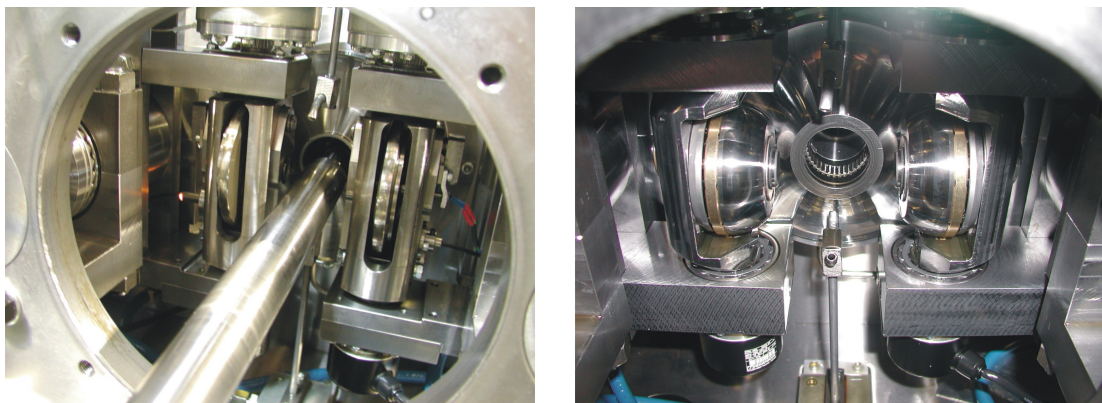


Abbildung 6.12: Variator des Versuchsgetriebes: Volltoroid (links) und Halbtoroid (rechts)

## 6.2 Untersuchungsmethoden

### 6.2.1 Reibmomentmessung an Wälzlagern

Tabelle 6.2 zeigt die in den Versuchen zum Lagerreibmoment eingesetzten Lagertypen und die entsprechenden Belastungen. Versuchslager waren Schrägkugellager und Rillenkugellager mit Bohrungskennzahlen von 08 und 12. Die Lager der Typen 7208 und 7212 kamen dabei in drei unterschiedlichen Druckwinkelausführungen mit Druckwinkeln von  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  und  $40^\circ$  zum Einsatz. Die Belastung erfolgte in rein axialer Richtung in zwei Laststufen, wobei die kleine Laststufe (die Wälzkörperkräfte  $F_K$  betragen 51,4 N bzw. 81,1 N) der Mindestbelastung laut Lagerhersteller und die große Laststufe (die Wälzkörperkräfte  $F_K$  betragen 624 N bzw. 1019 N) einem C/P von ungefähr 10 entspricht. Die Werte geben dabei die Kraft an, mit der jeder einzelne Wälzkörper belastet ist. Die mit dem Federpaket der Prüfköpfe aufzubringende Axiallast ermittelt sich somit aus dem Nenndruckwinkel  $\alpha_n$  und der Anzahl der Wälzkörper pro Lager  $Z$  zu

$$F_a = Z \cdot F_K \cdot \sin(\alpha_n) \quad (6.1)$$

Durch die rein axiale Lastaufbringung wurden alle Wälzkörper gleichmäßig belastet. Die eingesetzten Rillenkugellager wiesen eine normale Lagerluft auf, daher wurde hier von einem Nenndruckwinkel  $\alpha_n$  von  $5^\circ$  ausgegangen. Die in der Tabelle 6.2 angegebenen maximalen Pressungen gelten jeweils für die große Laststufe.

Lagerbauart	Lagertyp	Nenndruckwinkel $\alpha_n, ^\circ$	Last pro Wälzkörper $F_K, \text{N}$	max. Pressung $p$ , MPa	
				Außenring $p_a$	Innenring $p_i$
Schrägkugellager	7008	40	624 (28, 51)	1551	1491
		15		1580	1497
	7208	25		1648	1575
		40		1700	1660
	7308	40		1127	1108
		15		1609	1548
	7212	25	1019 (81)	1682	1632
		40	1703	1683	
Rillenkugellager	6008			1311	1271
	6208	5	624 (51)	1052	1032
	6308			937	1075

Tabelle 6.2: Eingesetzte Lagertypen und Belastungen

Zur Messung des Reibmoments an Wälzlagern werden diese zunächst gereinigt, unter Erwärmen montiert und nach dem Abkühlen be fettet. Der anschließende Versuchslauf umfasst insgesamt sieben Drehzahlrampen, von denen die ersten vier Rampen als Einlauf betrachtet werden. Für die Auswertung werden die Daten der letzten drei Rampen herangezogen, wobei die Haltezeit auf jeder Drehzahlstufe während dieser drei Auswerterampen drei Stunden beträgt. In dieser Zeit kann sich ein stationärer Zustand hinsichtlich Reib-



moment und Lagertemperaturen einstellen. Zur Auswertung wird für jede Drehzahlstufe der Mittelwert aus den Werten der letzten 30 Minuten jeder Stufe gebildet.

Die Gesamtdauer eines Versuchslaufs beträgt für alle Lagertypen und Belastungen 294 Stunden. Der Ablauf variiert aber hinsichtlich der maximalen Drehzahl und der Einteilung der Drehzahlstufen. Abbildung 6.13 zeigt dazu beispielhaft einen Messschrieb eines Versuchslaufs mit Lagern der Größe 08 bei einer Belastung von  $C/P=10$ . Dargestellt sind die Messgrößen Drehzahl, Drehmoment und die Temperaturen an den Lageraußenringen.

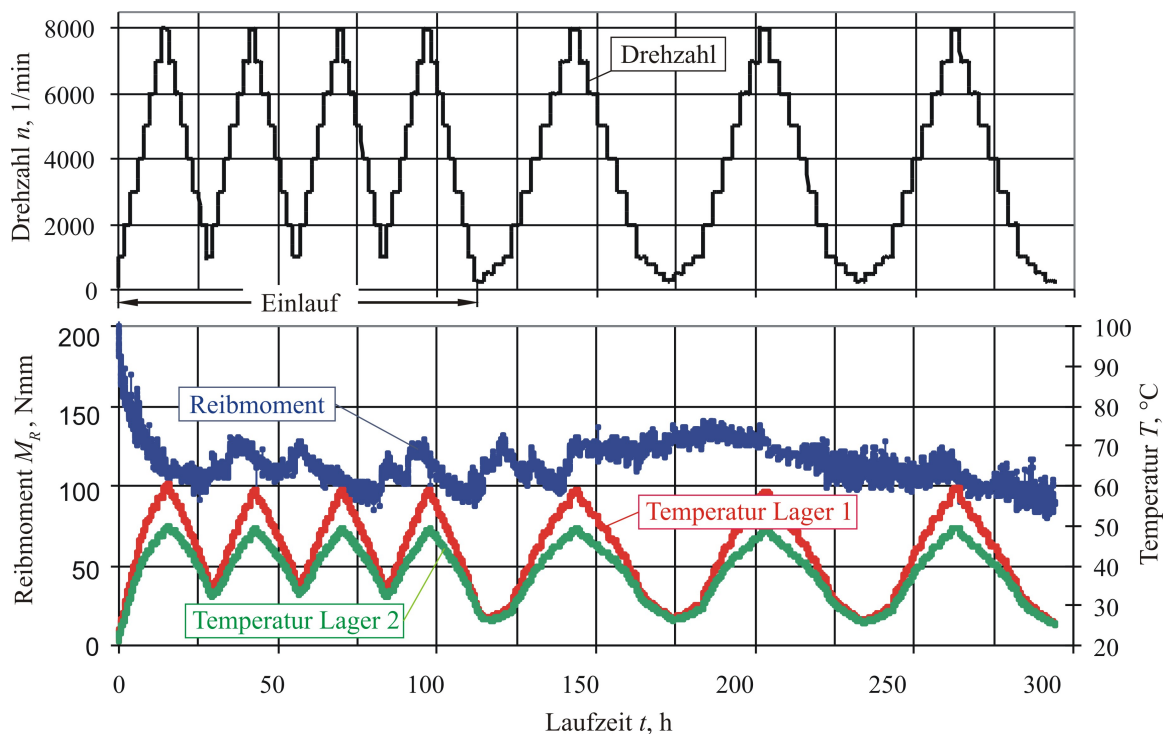


Abbildung 6.13: Versuchsablauf für Lager der Größe 08 bei einer Belastung von  $C/P=10$

Die maximale Drehzahl beträgt hierbei  $8000 \text{ min}^{-1}$ ; unter  $1000 \text{ min}^{-1}$  sind die Drehzahlstufen in 250er-Schritte eingeteilt, darüber in 1000er-Schritte. Abbildung 6.14 zeigt den Versuchsablauf für Lager der Größe 08 bei Minimalbelastung. Die maximale Drehzahl beträgt hierbei  $13000 \text{ min}^{-1}$ , wobei auch hier unter  $1000 \text{ min}^{-1}$  die Drehzahlstufen in 250er-Schritte, darüber bis  $5000 \text{ min}^{-1}$  in 1000er-Schritte und dann in 2000er-Schritte eingeteilt sind. Diese Abstufung wurde gewählt, um ein großes Drehzahlband zu erhalten, aber trotzdem eine angemessene Zeit zum Erreichen eines stationären Zustandes auf jeder Drehzahlstufe bei gleichzeitig überschaubarer Gesamtversuchsdauer einzuhalten.

Abbildung 6.15 zeigt den Versuchsablauf für Lager der Bohrungskennzahl 12 und einer Belastung von  $C/P=10$ . Die maximale Drehzahl beträgt hier  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Die Drehzahlstufen sind so gestaffelt, dass sie zu kleinen Drehzahlen hin ebenfalls kleiner werden.

## 6.2.2 Untersuchung des Kraftschlusses und des Wirkungsgrads im Toroidvariator

### Kraftschluss

Die experimentelle Untersuchung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristik im Toroidvariator erfolgt ausschließlich im Hinblick auf den Kraftschluss und den Schlupf in Längsrichtung des Rollers, also in der Richtung in der auch die gewünschte Kraftübertragung statt-

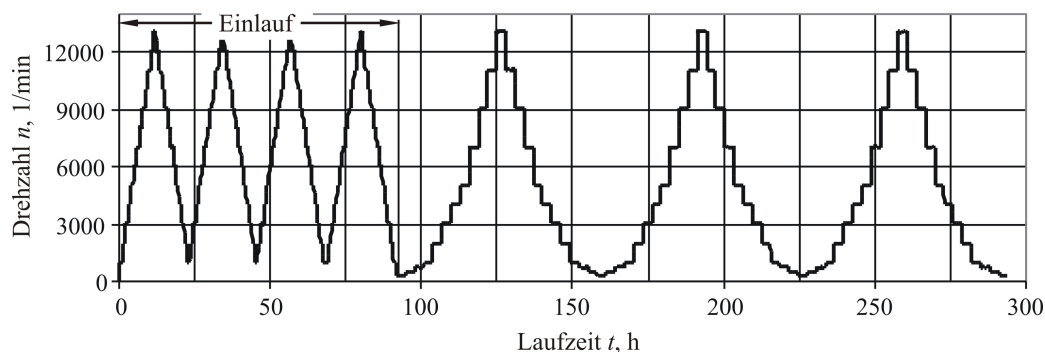
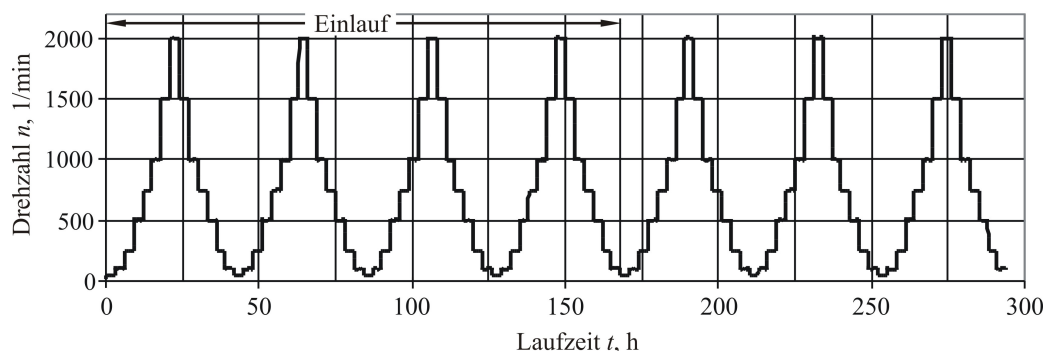


Abbildung 6.14: Versuchsablauf für Lager der Größe 08 bei Minimalbelastung

Abbildung 6.15: Versuchsablauf für Lager der Bohrungskennzahl 12 bei einer Belastung von  $C/P = 10$  und Minimalbelastung

findet. Betriebszustände mit Schräglauf, die ein Moment um die Schwenkachse des Rollers hervorrufen würden, werden vermieden. Zu Beginn jeder Messung werden die Grundparameter wie Antriebsdrehzahl, Variatorübersetzung und Vorspannkraft eingestellt. Sodann wird ein Zustand angefahren, in dem die Umfangskraft am betrachteten Roller gleich null ist. Dieser Zustand wird als schlupffrei definiert, so dass sich die momentanen Laufradien aus den Drehzahlen der beiden Torusscheiben und des betrachteten Rollers berechnen lassen. Mit diesen berechneten Laufradien lässt sich unter Berücksichtigung von kleinen Änderungen des Schwenkwinkels, die mit dem Drehgeber gemessen werden, für den weiteren Versuch aus den Scheibendrehzahlen der Längsschlupf bestimmen. Dazu wird in kleinen Schritten die Umfangskraft am Roller gesteigert und damit eine Leistung zwischen Roller und Torusscheiben übertragen. Dies kann wie oben beschrieben über einen offenen Leistungskreislauf mit einer treibenden und einer bremsenden E-Maschine an der Antriebs- bzw. Abtriebswelle des Versuchsgetriebes oder auch durch einen im Variator geschlossenen Leistungskreislauf erfolgen. Tabelle 6.3 zeigt die Variationsparameter für die Variator-Versuche mit den entsprechenden Werten. Variiert wurden neben der Variator-Geometrie die maximale Kontaktpressung  $p_{max}$ , die Antriebsdrehzahl  $n_{an}$  und damit die Umfangsgeschwindigkeit  $v_u$ , die Variatorübersetzung  $i_v$  und die Fluidtemperatur  $T$ . Als Fluide kamen die Traktionsfluide 1 und 2 sowie Santotrac 50 zur Anwendung.

### Verlustleistung und Wirkungsgrad

Die Verlustleistung im offenen Leistungsfluss durch das Versuchsgetriebe wurde stichprobenartig für drei verschiedene Kontaktpressungen bei einer Antriebsdrehzahl  $n_{an}$  von  $1000 \text{ min}^{-1}$ , einer Variatorübersetzung  $i_V$  von -1 und einer Öltemperatur  $T$  von  $80 \text{ °C}$  in

Parameter	Werte			
maximale Kontaktpressung $p_{max}, GPa$	1,6	1,9	2,4	3,0
Antriebsdrehzahl $n_{an}, min^{-1}$	1000	2000	4000	
Variatorübersetzung $i_V, -$	-0,7	-1	-2	
Fluidtemperatur $T, °C$	60	80	100	
Variatorgeometrie	Volltoroid		Halbtoroid	
Fluid	TF1	TF2	Santotrac 50	

Tabelle 6.3: Variationsparameter und Werte der Variator-Versuche

Variator- Geometrie	Variator- übersetzung $i_V, -$	Bohr-Wälz- Verhältnis $BWV, -$	Kontaktnormalkraft $F_{KN}$ in N bei einer max. Pressung $p_{max}$ von			
			1,6 GPa	1,9 GPa	2,4 GPa	3,0 GPa
Volltoroid	-0,7	0,89	7166	12008	24186	47243
	-1	0,91	5799	10505	19889	39728
	-2	0,85	3826	6408	12902	25193
Halbtoroid	-0,7	0,14	5891	9863	19872	38828
	-1	0,16	4758	7958	16039	31303
	-2	0,08	3048	5104	10274	20063

Tabelle 6.4: Bohr-Wälz-Verhältnisse  $BWV$  und Kontaktnormalkräfte  $F_{KN}$  für unterschiedliche Variatorübersetzungen  $i_V$  und Pressungen  $p_{max}$

der Volltoroid-Geometrie mit dem Traktionsfluid 1 gemessen. Der Tabelle 6.5 können die Parameter für diese Versuche entnommen werden.

Parameter	Werte
maximale Kontaktpressung $p_{max}, GPa$	1,6 1,9 2,4
Antriebsdrehzahl $n_{an}, min^{-1}$	1000
Variatorübersetzung $i_V, -$	-1
Fluidtemperatur $T, °C$	80
Variatorgeometrie	Volltoroid
Fluid	TF1

Tabelle 6.5: Betriebspunkte für die Wirkungsgraduntersuchungen

Um nur die Verlustleistung zu ermitteln, die im Variator entsteht, wurden die Verluste außerhalb des Variators bestimmt, indem statt des Variators eine Hohlwelle in das Versuchsgetriebe eingesetzt wurde. Auf diese Weise können die übrigen Verluste des Versuchsgetriebes sowohl unter Lastmoment als auch unter Anpresskraft bestimmt werden. Die Differenz der so gemessenen Verlustleistung zu den mit eingebautem Variator gemessenen Werten ergibt die Variator-Verlustleistung.

# 7 Experimentelle Ergebnisse

## 7.1 Gesamtreibmoment von Wälzlagern

### 7.1.1 Einfluss des Druckwinkels

#### Lager mit Bohrung 08

Die Abbildungen 7.1 und 7.2 zeigen Reibmoment-Verläufe über der Drehzahl für verschiedene Druckwinkel und die beiden Fette A und D bei einer Lagergröße von 7208 bzw. 6208 und einer Belastung von 624 N pro Kugel. Insgesamt liegen alle Reibmoment-Verläufe auf einem relativ konstantem Niveau. Bei kleinen Drehzahlen zeigen alle Reibmoment-Verläufe einen leichten Anstieg bis etwa zu einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Danach fällt das Reibmoment leicht ab, um ab ungefähr  $6000 \text{ min}^{-1}$  wieder allmählich anzusteigen. Besonders ausgeprägt ist diese Tendenz bei Fett A bei einem Druckwinkel von  $40^\circ$ . Bei den Druckwinkeln  $15^\circ$  und  $25^\circ$  zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen den Fetten A und D, wobei Fett D ein höheres Reibmoment erzeugt als Fett A. Bei einem Druckwinkel von  $40^\circ$  dagegen liegen die Reibmomente beider Fette bei kleiner Drehzahl auf dem gleichen Niveau, Fett A erzeugt bei Drehzahlen ab  $1000 \text{ min}^{-1}$  ein etwas geringeres Reibmoment als Fett D.

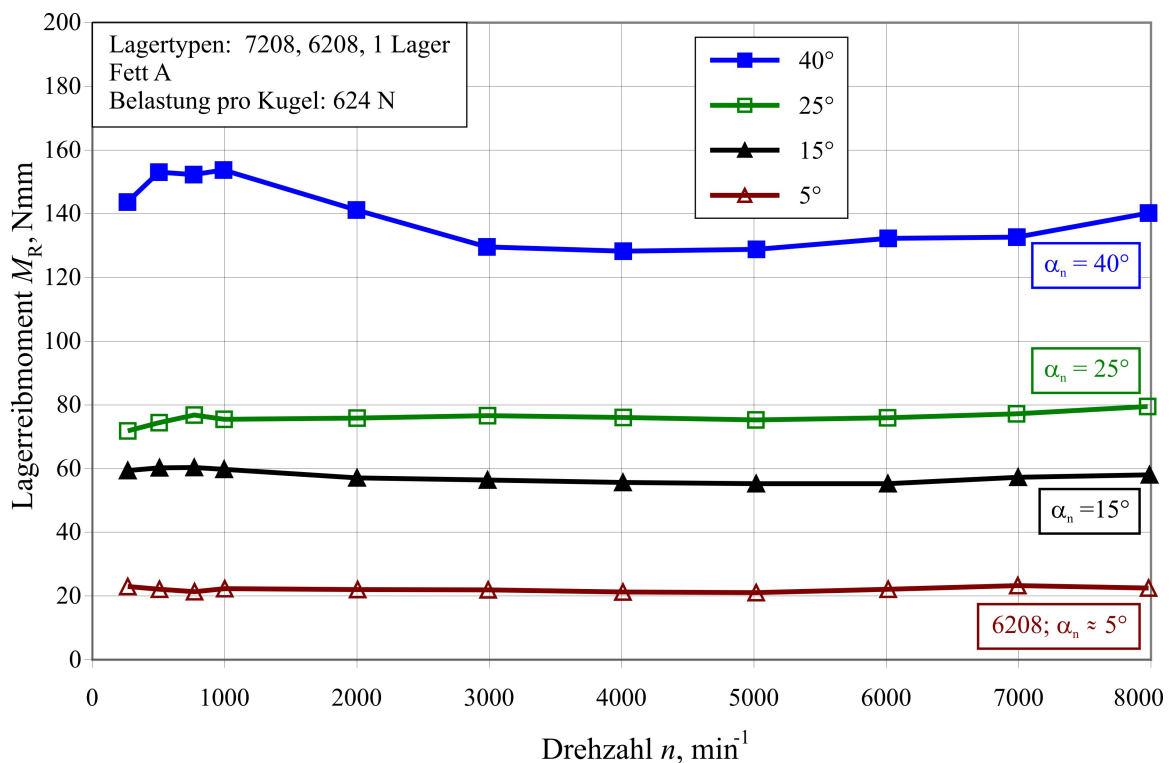


Abbildung 7.1: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7208 bei einer Belastung pro Kugel von 624N, Fett A

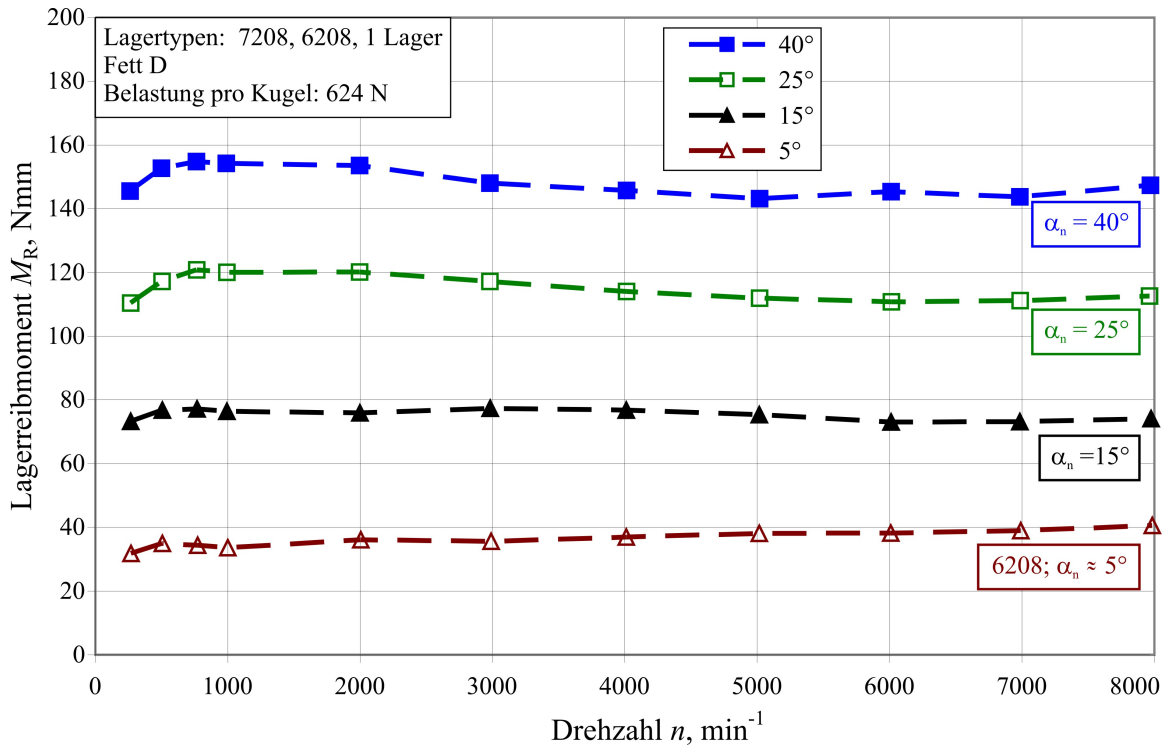


Abbildung 7.2: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7208 bei einer Belastung pro Kugel von 624N, Fett D

Es zeigt sich weiter ein deutlicher Einfluss des Druckwinkels auf das Reibmoment, mit steigendem Druckwinkel steigt auch das Reibmoment an. Während es bei den Rillenkugellagern 6208 mit einem Nenndruckwinkel von  $5^\circ$  befüllt mit Fett A noch bei ca. 20 Nmm liegt, beträgt es bei Schrägkugellagern 7208 mit  $40^\circ$  Nenndruckwinkel schon über 120 Nmm.

Abbildung 7.3 und Abbildung 7.4 zeigen die gemessenen Reibmomentverläufe für Lager der Größe 7208 bei Minimalbelastung für drei Druckwinkel. Nach einem leichten Anstieg bis zu einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  fällt das Reibmoment bei einem Druckwinkel von  $15^\circ$  mit Fett A wieder deutlich ab aufgrund von Starvation, um ab  $5000 \text{ min}^{-1}$  wieder anzusteigen. Dieses erste Maximum ist bei einem Druckwinkel von  $25^\circ$  nicht so stark ausgeprägt. Mit Fett D befüllte Lager mit einem Druckwinkel von  $15^\circ$  zeigen ein sehr stark ausgeprägtes Reibmoment-Maximum bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Dieses Verhalten konnte bei einer Wiederholung des Versuchs bestätigt werden. Bei einem Druckwinkel von  $40^\circ$  zeigt sich bis zu einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  zunächst ein Abfall im Reibmoment. Ab einer Drehzahl von  $5000 \text{ min}^{-1}$  steigt das Reibmoment dann sehr stark an.

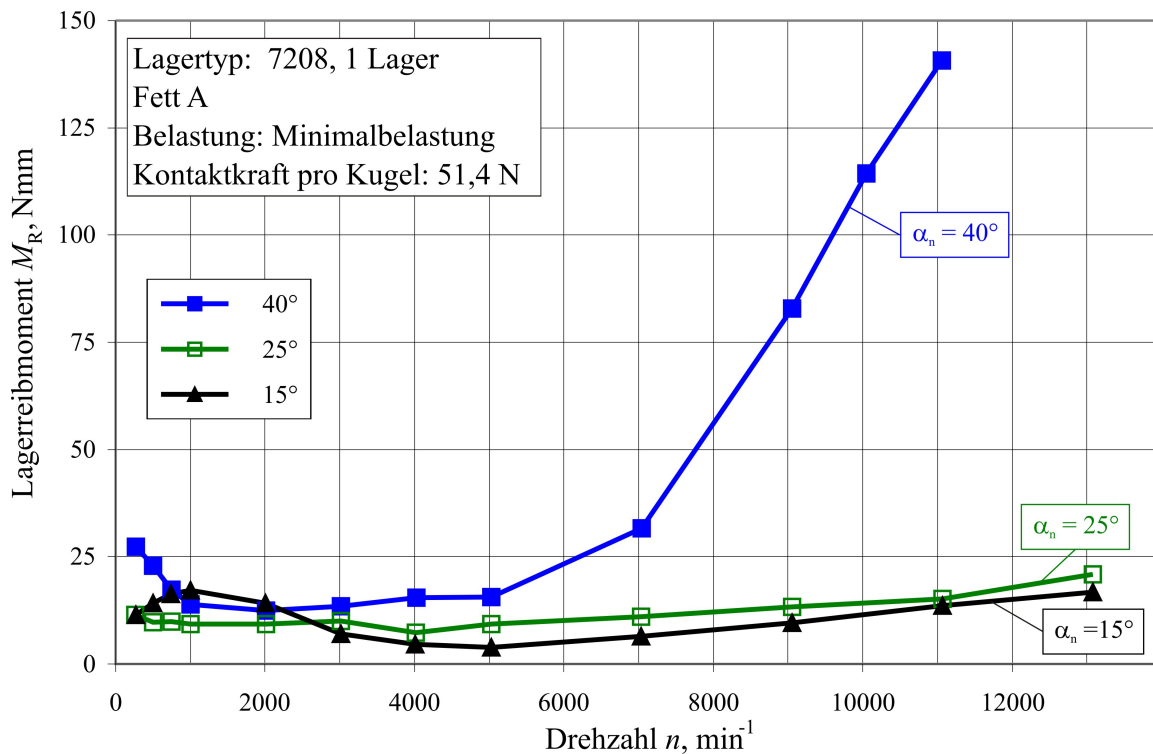


Abbildung 7.3: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7208 bei einer Belastung pro Kugel von 51 N mit Fett A

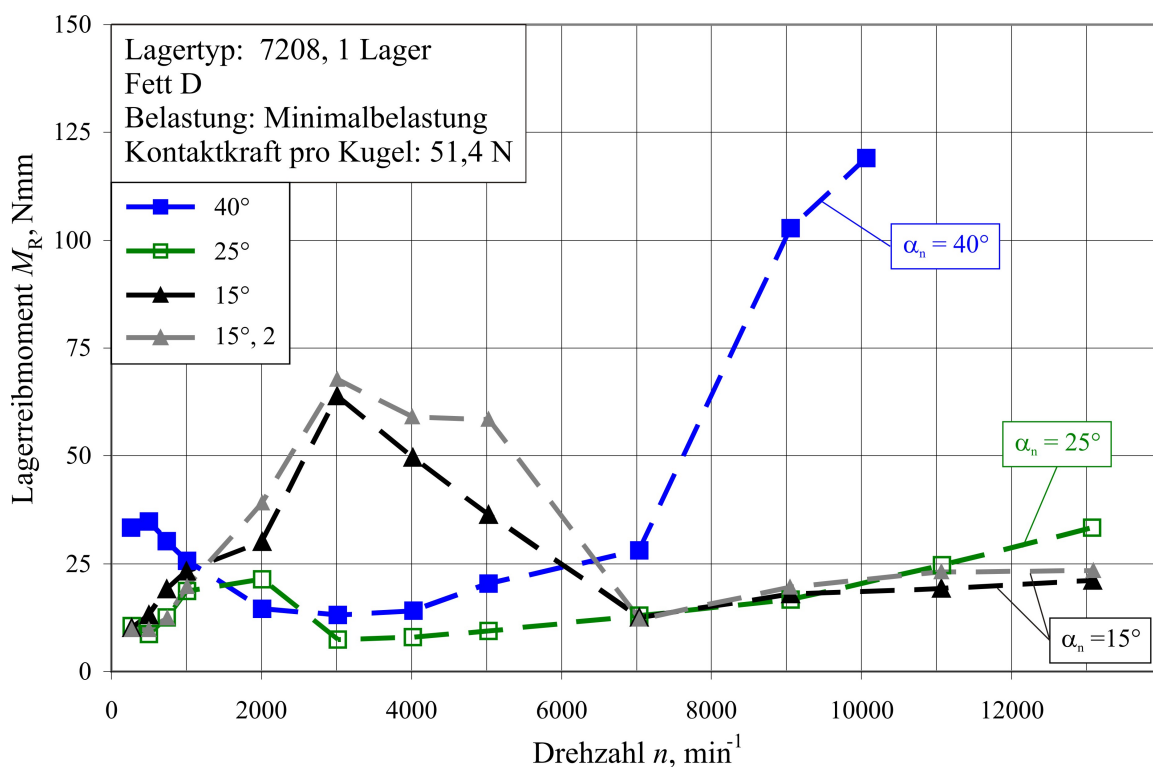


Abbildung 7.4: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7208 bei einer Belastung pro Kugel von 51 N mit Fett D

## Lager mit Bohrung 12

Die Abbildungen 7.5 und 7.6 zeigen gemessene Reibmoment-Verläufe über der Drehzahl für die Lagergröße 7212 für die drei Druckwinkel  $15^\circ$ ,  $25^\circ$  und  $40^\circ$  und die beiden Fette A und D. Insgesamt nimmt das Reibmomentniveau bei allen Druckwinkeln und Fetten im Gegensatz zur Lagergröße 7208 (Abbildungen 7.1 und 7.2) mit steigender Drehzahl deutlich ab. Je größer der Druckwinkel ist, desto stärker fällt diese Abnahme aus, so dass die Reibmomente mit zunehmender Drehzahl immer enger zusammenliegen. Tendenziell erzeugt Fett B auch bei dieser Lagergröße ein höheres Reibmoment, was deutlich bei den Druckwinkeln  $25^\circ$  und  $40^\circ$  hervortritt.

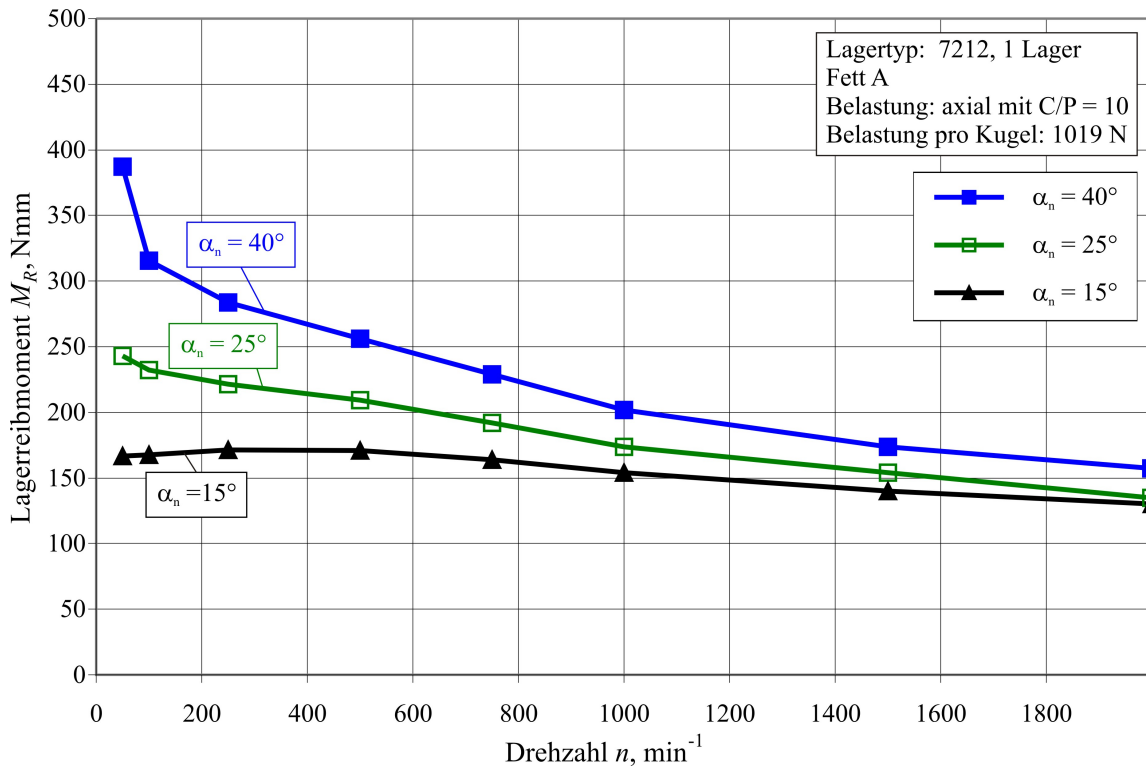


Abbildung 7.5: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7212 bei einer Belastung pro Kugel von 1019 N mit Fett A

Bei dem Fett B zeigt sich zunächst bei sehr kleinen Drehzahlen ein kleiner Anstieg des Reibmoments (besonders bei den Druckwinkeln  $25^\circ$  und  $40^\circ$ ) bevor der Abfall beginnt. Bei dem Fett A ist dieser kleine Anstieg nicht zu sehen, da hier die Reibmomente bei kleinen Drehzahlen am höchsten sind. Mit Fett A könnte durch die kleinere Grundölviskosität bei sehr kleinen Drehzahlen daher schon Mischreibung auftreten, was die hohen Reibmomente besonders bei einem Druckwinkel von  $40^\circ$  erklären könnte.

### 7.1.2 Einfluss der Lagerbaugröße

#### Schräggugellager

Anhand von axial belasteten Schräggugellagern mit einer Bohrung 08 und einem Nenn-druckwinkel von  $40^\circ$  wurde der Einfluss der Lagerbaugröße auf das Reibmoment von Schräggugellagern untersucht. Dazu kamen Lager der Typen 7008, 7208 und 7308 zum Einsatz. Die Abbildungen 7.7 und 7.8 zeigen hierzu die entsprechenden Versuchsergebnisse. Bei mit Fett A befetteten Lagern liegt das Reibmoment von Lagern der Baugröße



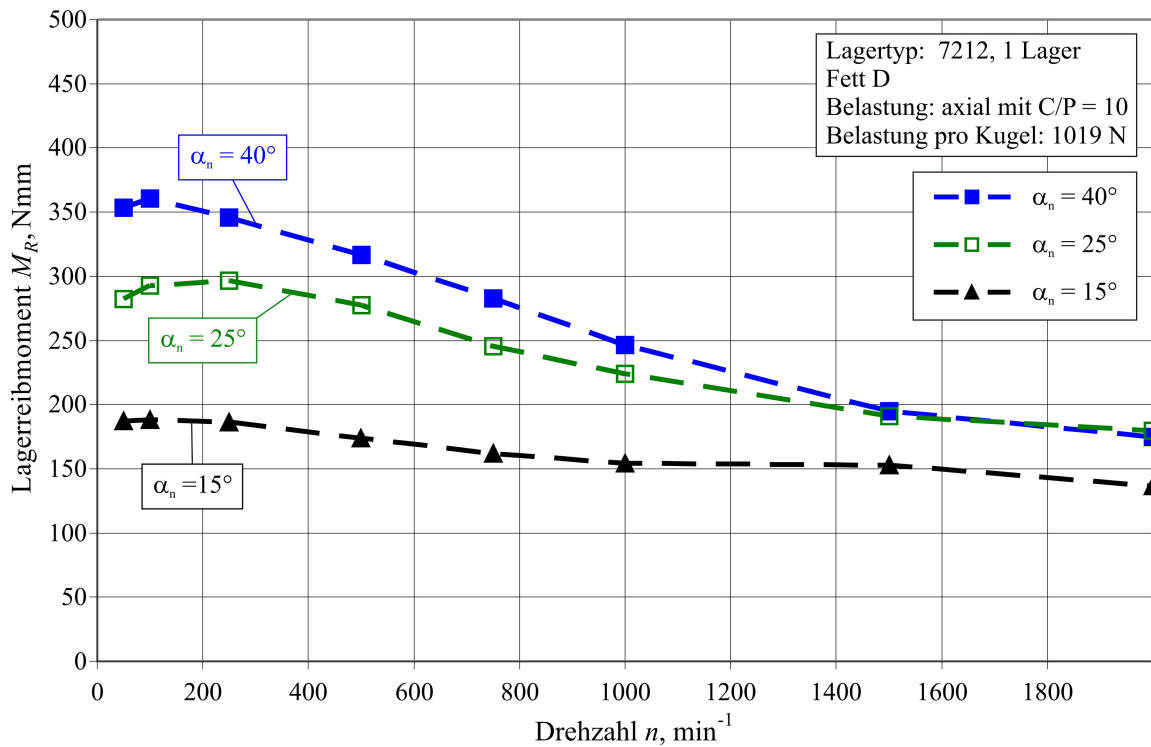


Abbildung 7.6: Reibmoment-Verläufe für Lager der Größe 7212 bei einer Belastung pro Kugel von 1019 N mit Fett D

7308 deutlich unter dem Reibmoment von Lagern der Baugröße 7208. Werden die beiden Lagergrößen jedoch mit Fett D befüllt, ist dieser Unterschied kaum noch vorhanden, das Reibmoment der Baugröße 7308 übersteigt bei höheren Drehzahlen sogar das der Baugröße 7208.

### Rillenkugellager

In den Abbildungen 7.9 und 7.10 sind Reibmomente axial belasteter Rillenkugellager der Baugrößen 6008, 6208 und 6308 dargestellt. Das Reibmoment bleibt für alle Baugrößen bei mit Fett A befüllten Lagern relativ konstant über der Drehzahl. Mit Fett D befüllte Lager zeigen einen leichten Anstieg des Moments über der Drehzahl. Die Baugrößen betreffend, ergibt sich bei Fett A ein klares Bild: das Reibmoment ist bei der Baugröße 6308 mit 10 bis 15 Nmm am geringsten und nimmt über die Baugröße 6208 bis zur Baugröße 6008 weiter zu, wo es Werte von 25 bis 35 Nmm annimmt. Auch bei mit Fett D befüllten Lager ist das Reibmoment bei der Baugröße 6308 am geringsten, allerdings zeigt sich hier zwischen den Baugrößen 6208 und 6008 kein gravierender Unterschied mehr. Beide Baugrößen zeigen einen sehr ähnlichen Reibmoment-Verlauf mit Werten zwischen 35 und 40 Nmm.

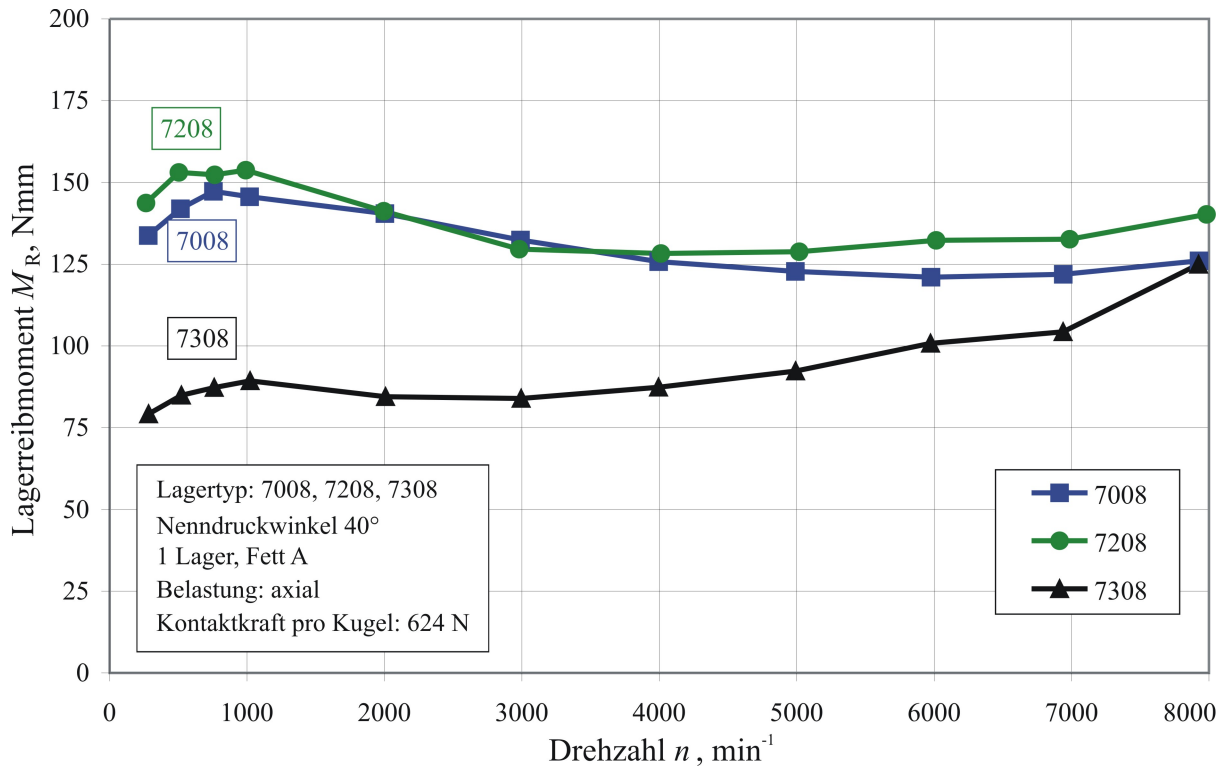


Abbildung 7.7: Reibmoment-Verläufe für Schräglager unterschiedlicher Baugrößen bei einer Belastung pro Kugel von 624 N mit Fett A

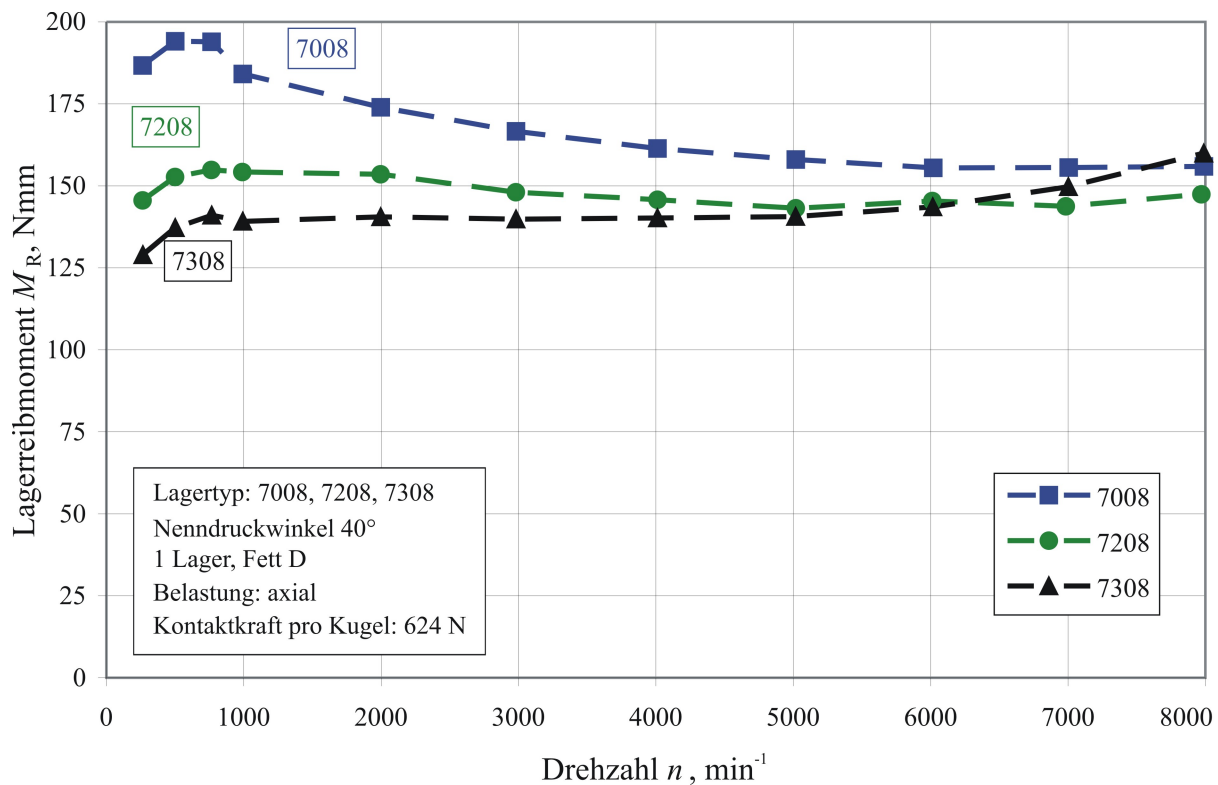


Abbildung 7.8: Reibmoment-Verläufe für Schräglager unterschiedlicher Baugrößen bei einer Belastung pro Kugel von 624 N mit Fett D

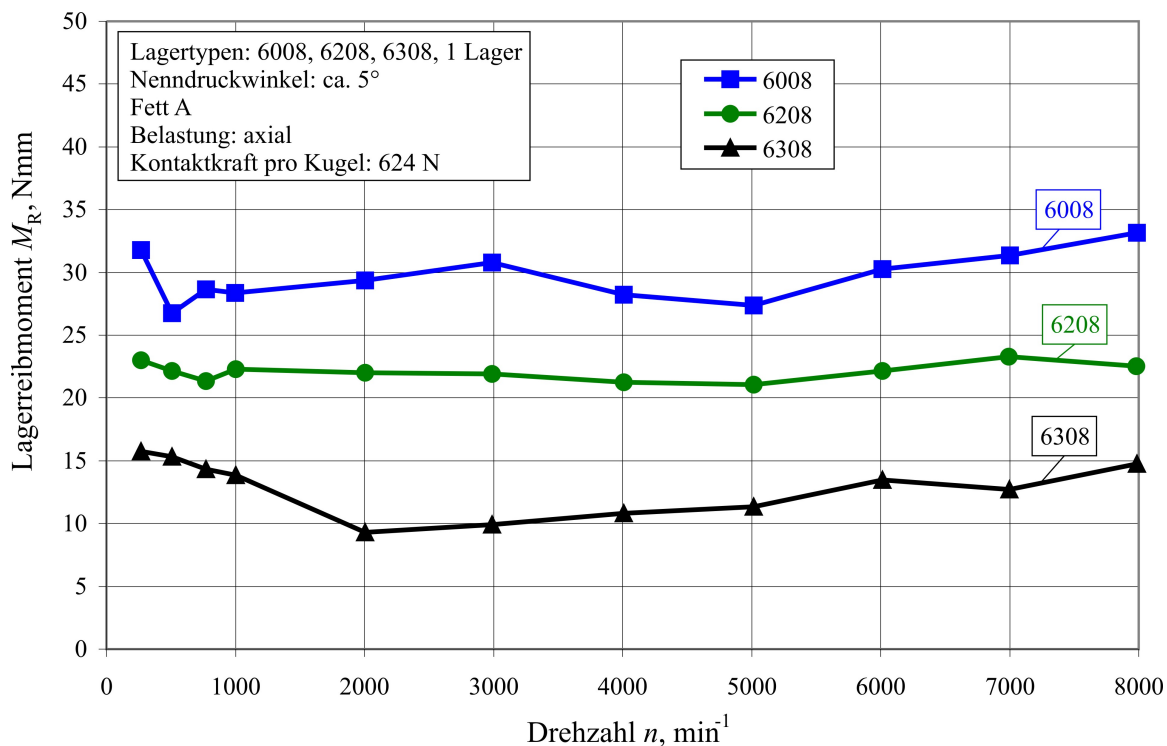


Abbildung 7.9: Reibmoment axial belasteter Rillenkugellager unterschiedlicher Baugröße mit Fett A

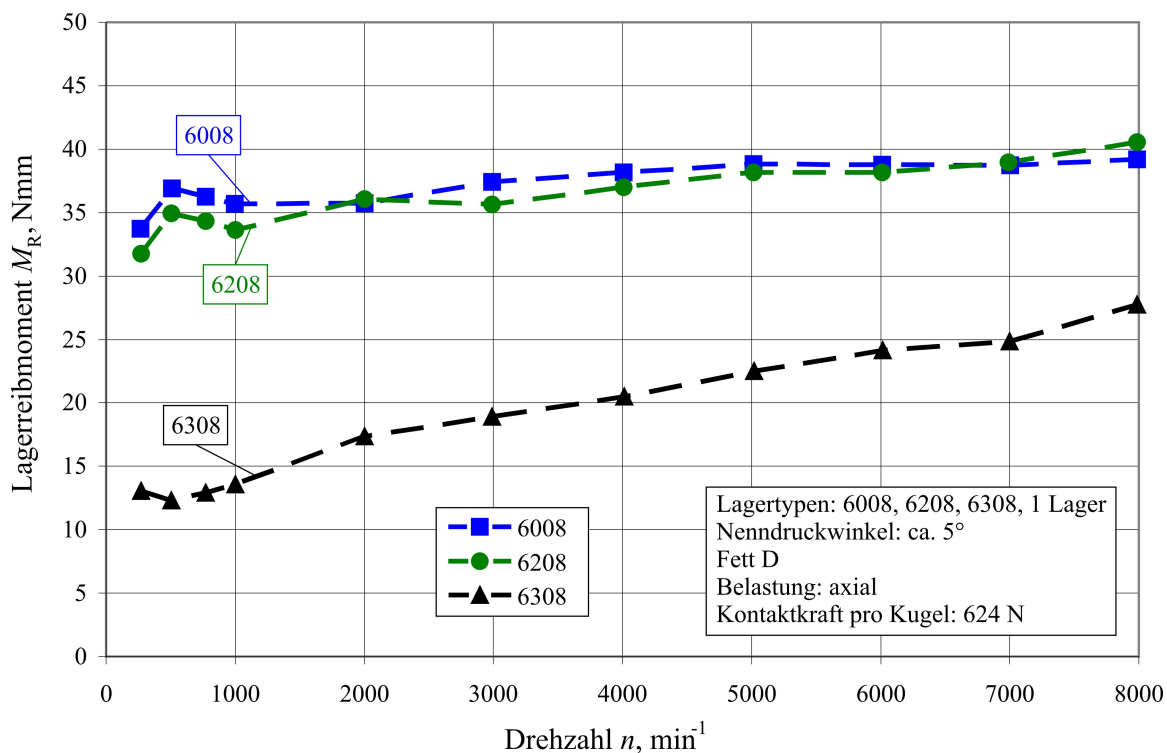


Abbildung 7.10: Reibmoment axial belasteter Rillenkugellager unterschiedlicher Baugröße mit Fett D

## 7.2 Kraftübertragung im Toroidvariator

Abbildung 7.11 zeigt den Einfluss der Kontaktpressung auf das Kraftschluss-Schlupf-Verhalten bei der Voll- und Halbtoroid-Variatorgeometrie beispielhaft für das Traktionsfluid Santotrac 50 bei einer Antriebsdrehzahl  $n_{an}$  von  $1000 \text{ min}^{-1}$ , einer Variatorübersetzung  $i_v$  von  $-1$  und einer Fluidtemperatur  $T$  von  $80 \text{ °C}$ . Dargestellt sind jeweils Kurven für Kontaktpressungen von 1,6, 1,9, 2,4 und 3,0 GPa. Grundsätzlich verlaufen die Reibwert-Schlupf-Kurven für die Halbtoroid-Geometrie aufgrund des geringeren Bohr-Wälz-Verhältnisses sehr viel steiler als die Kurven der Volltoroid-Geometrie, wobei auch höhere maximale Reibwerte erreicht werden.

Je höher die Kontaktpressung ist, desto kleiner fällt die Anfangsteigung der Reibwert-Schlupf-Kurve aus, was für beide Variator-Geometrien gleichermaßen gilt. Nach einem annähernd linearen Anfangsteil wird die Steigung immer kleiner, bis die Kurven in einen horizontalen Teil übergehen, was besonders gut bei der Volltoroid-Geometrie zu sehen ist. Der in diesen Plateau-Bereichen maximal erreichte Reibwert hängt stark von der Kontaktpressung ab. So wird bei der Volltoroid-Geometrie bei einer Kontaktpressung von 1,6 GPa noch ein maximaler Reibwert von 0,089 erreicht, während der maximale Reibwert bei 1,9 GPa 0,077 und bei 2,4 GPa nur noch 0,066 beträgt. Dies deutet auf einen Einfluss der Kontakttemperatur hin, da mit steigender Pressung die pro Flächenelement eingetragene Reibenergie ansteigt. In dem betrachteten Pressungsbereich kann also durch eine Verdopplung der Anpresskraft keine Verdopplung des durch den Variator übertragenen Moments erreicht werden.

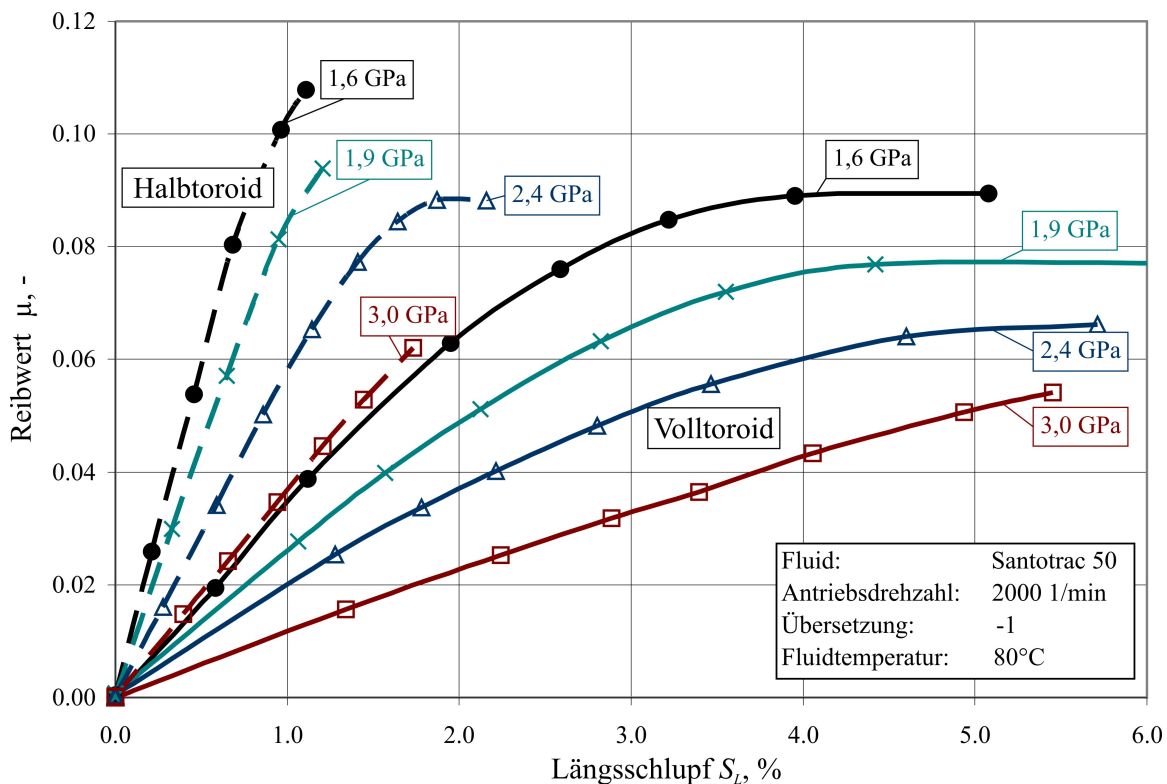


Abbildung 7.11: Einfluss der Kontaktpressung

Der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf den Kraftschluss im Toroid-Variator ist in Abbildung 7.11 dargestellt. Hier wurden für die Variator-Versuche Stufungen der Antriebsdrehzahl von 1000, 2000 und  $4000 \text{ min}^{-1}$  gewählt. Die entsprechenden Umfangsgeschwindigkeiten in  $\text{m/s}$  sind im Diagramm eingetragen und decken einen Bereich von 5

bis 23 m/s ab.

Beim Halbtoroid-Variator ist der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit verhältnismäßig klein. Die Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kurve fällt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit etwas ab und es wird ein kleinerer maximaler Reibwert erreicht. Beim Volltoroid-Variator ist dagegen eine deutliche Abnahme der Anfangssteigung zu verzeichnen und der maximal erreichte Reibwert sinkt auch stark mit steigender Umfangsgeschwindigkeit ab. So liegt der maximal erreichte Reibwert bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 5,76 m/s noch bei 0,084 während er bei der vierfachen Geschwindigkeit von 23,1 m/s nur noch 0,066 beträgt.

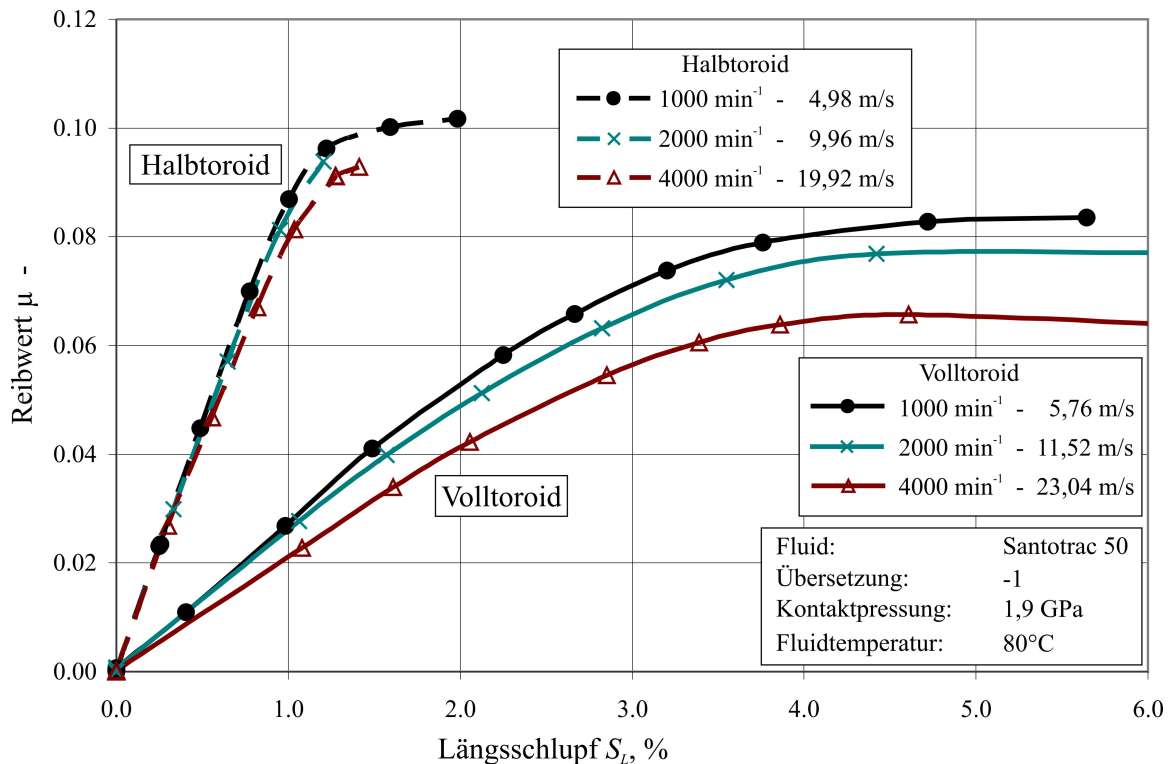


Abbildung 7.12: Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit

Die Fluidtemperatur hat einen sehr ähnlichen Einfluss auf den Kraftschluss wie die Umfangsgeschwindigkeit (Abbildung 7.13). Mit steigender Fluidtemperatur verlaufen die Reibwert-Schlupf-Kurven flacher und erreichen einen geringeren maximalen Reibwert, was bei Voll- und Halbtoroidgeometrie in etwa gleich stark ausgeprägt ist.

Abbildung 7.14 zeigt einen Vergleich zwischen den Kraftschluss-Kurven der unterschiedlichen Traktionsfluide. Dargestellt sind Kurven für die Volltoroid- und die Halbtoroid-Geometrie jeweils für maximale Kontaktpressungen von 1,6 und 2,4 GPa. Im ersten Teil des Anstiegs der Kraftschluss-Kurven ist noch kein nennenswerter Unterschied zwischen den Fluiden feststellbar. Das Traktionsfluid 1 erzeugt im weiteren Verlauf tendenziell die höchsten Reibwerte der drei untersuchten Traktionsfluide. Dieses Traktionsfluid ist auch speziell auf die Erzeugung eines hohen Reibwerts ausgelegt. Für die anderen beiden Fluide ist bei der Halbtoroid-Geometrie kein Unterschied zwischen Traktionsfluid 2 und Santotrac 50 festzustellen. Bei der Volltoroid-Geometrie liegt bei einer Pressung von 1,6 GPa das Santotrac 50 höher als das TF2, bei einer Pressung von 2,4 GPa ist es gerade umgekehrt. Auch weitere Messergebnisse bestätigen, dass beide Fluide im Rahmen der Messgenauigkeit sehr ähnliche Reibwerte liefern.

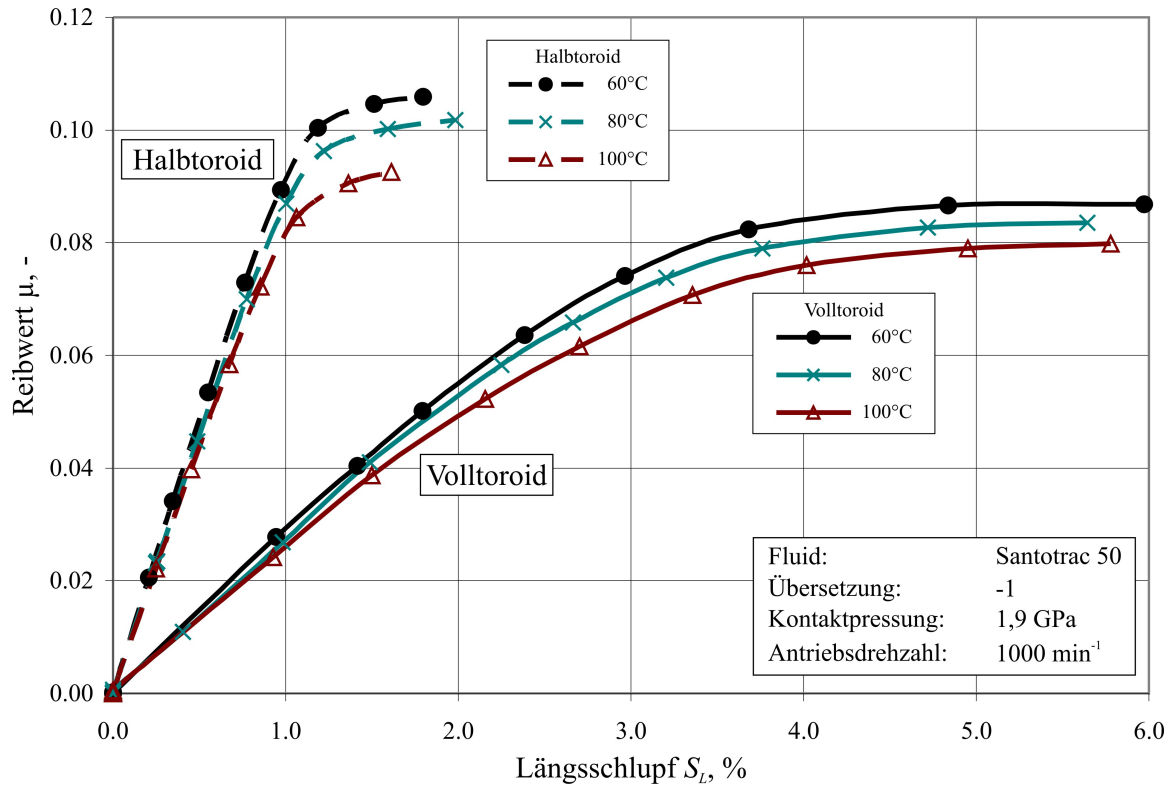


Abbildung 7.13: Einfluss der Fluidtemperatur

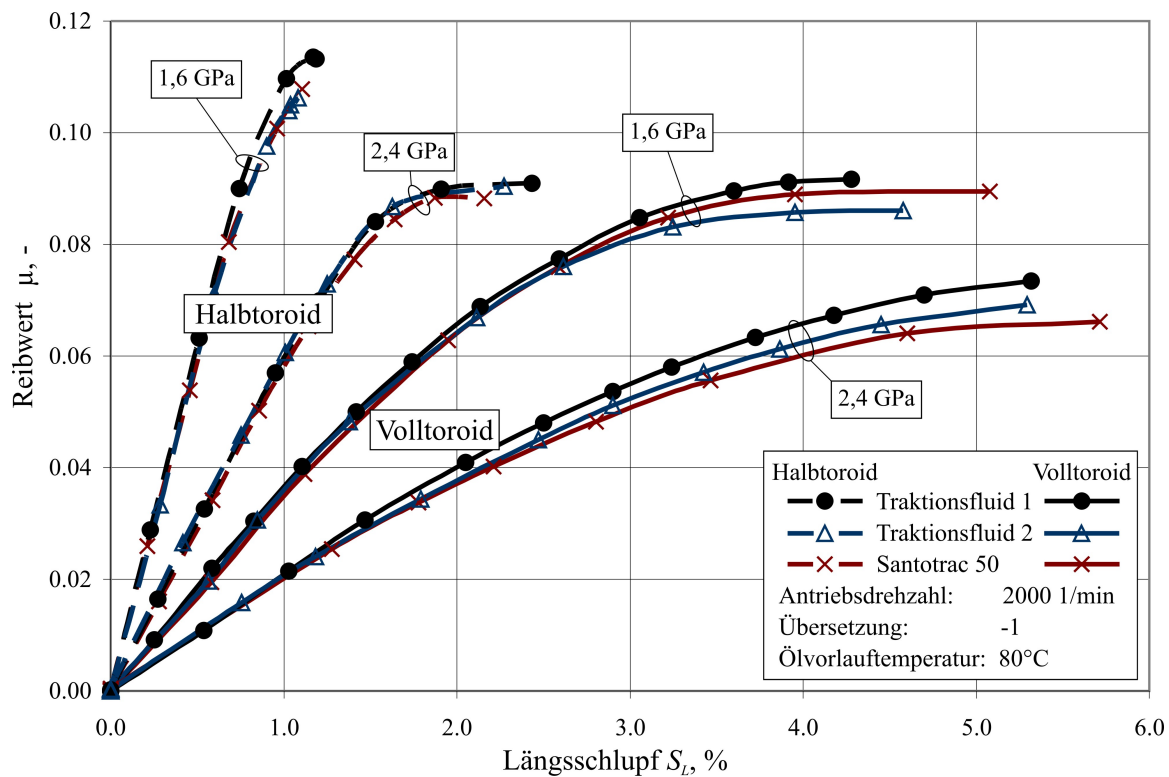


Abbildung 7.14: Kraftschluss-Kurven der unterschiedlichen Traktionsfluide

# 8 Vergleichende Diskussion von Berechnungsmodell und Experiment

## 8.1 Reibmoment von Wälzlagern

Die in Abschnitt 5.5.2 beschriebene Erweiterung des Berechnungsmodells für die Reibung in Wälzlagern nach Baly bezieht sich ausschließlich auf die Berechnung der Bohrreibung. Die Berechnung der anderen beiden Reibmoment-Anteile (hydrodynamische Rollreibung und irreversible Verformungsarbeit) erfolgt nach dem unveränderten Modell von Baly ([BALY05]). Es ist zu erwarten, dass der Anteil der Bohrreibung bei hoher Lagerbelastung sehr viel größer ist, als die Anteile der Verformungsarbeit und der Rollreibung. Aus diesem Grund erfolgt ein Vergleich von gemessenen und berechneten Lagerreibmomenten für die Versuche mit hoher Laststufe ( $C/P = 10$ ). Da bei dieser Laststufe ein Einfluss von Starvation auf das Reibmoment von untergeordneter Bedeutung ist, wurde für die Berechnung des hydrodynamischen Rollreibmoments ein Korrekturfaktor für Fettschmierung  $\Phi_{FS}$  von eins angesetzt.

### 8.1.1 Einfluss des Druckwinkels

Der Nenn- bzw. Betriebsdruckwinkel eines Kugellagers hat einen großen Einfluss auf das Reibmoment, vgl. Kapitel 7.1.

Abbildung 8.1 zeigt dazu beispielhaft einen Vergleich von berechneten und gemessenen Reibmomenten für mit Fett D befettete Lager der Typen 7208 und 6208 mit unterschiedlichen Druckwinkeln bei einer Belastung von  $C/P = 10$ . Die Berechnung erfolgte dabei unter Verwendung des verbesserten Modells zur Berechnung der Bohrreibung nach Abschnitt 5.5.2. Die Grenzschubspannung zur Berechnung der Bohrreibung wurde mit dem direkten Schubspannungsansatz nach der Gleichung

$$\tau_{g,D,60^\circ C} = \left( \bar{p} \cdot 0.0795 - 23N/mm^2 \right) - 6N/mm^2 \cdot \ln(u_w) \quad (8.1)$$

berechnet (vgl. auch Abbildung 5.21). Die Messdaten, die diesem Kennfeld zu Grunde liegen, wurden bei einer Öltemperatur von  $60^\circ C$  aufgenommen. Da durch die hohe kinematische Grundölviskosität des Fetts D von  $280 \text{ mm}^2/\text{s}$  eine Messung im Zweiseiben-Versuchsstand unterhalb einer Öltemperatur von  $60^\circ C$  nicht möglich war, wird für alle Druckwinkel mit dieser Gleichung die Grenzschubspannung bestimmt. Ein Einfluss von Starvation fand hierbei keine Berücksichtigung, da bei der hier vorliegenden hohen Belastung der Wälzkörper der Anteil der Bohrreibung am Gesamtreibmoment am größten ist, während der Anteil des hydrodynamischen Rollreibmoments, auf den sich der Korrekturfaktor für Starvation auswirken würde, dagegen sehr klein ausfällt. Durch die Verwendung der Grenzschubspannungs-Daten aus dem Zweiseiben-Prüfstand kann eine sehr gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Reibmoment-Werten erreicht werden. Der annähernd konstante Verlauf des Reibmoments über der Drehzahl wird



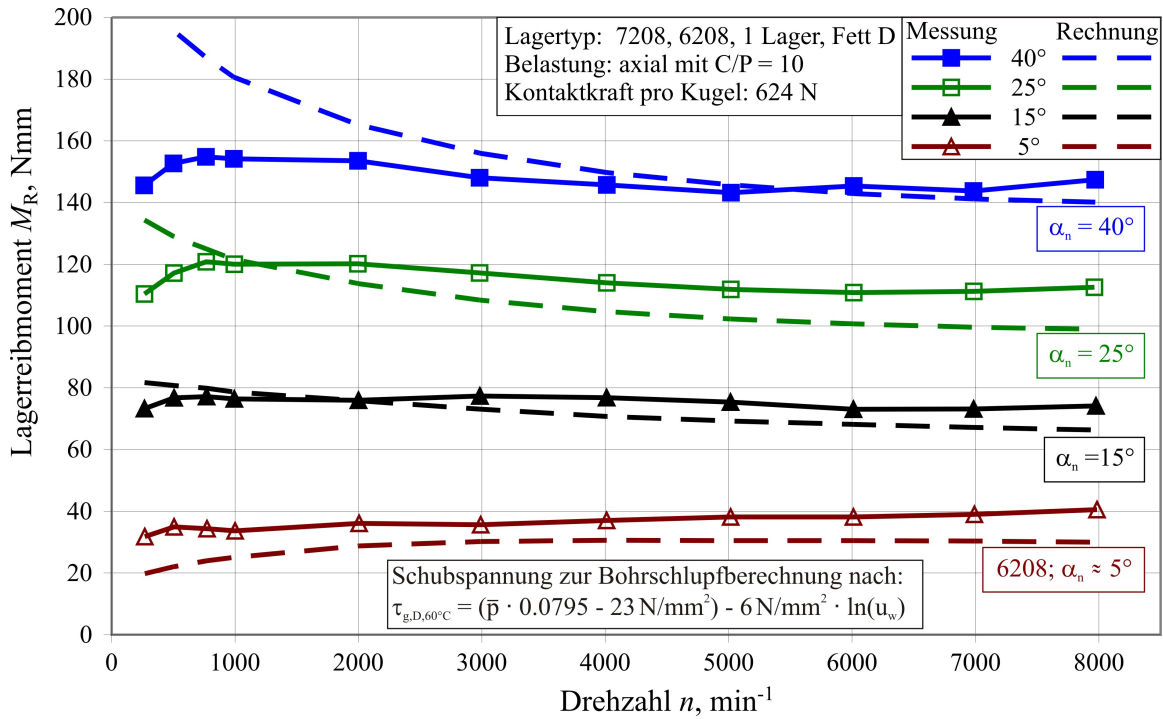


Abbildung 8.1: Vergleich von gemessenen und berechneten Reibmomenten für Fett D ( $\Phi_{FS}=1$ ) bei verschiedenen Druckwinkeln

besonders gut bei einem Druckwinkel von  $15^\circ$  wiedergegeben. Die deutliche Zunahme des Reibmoments mit steigendem Druckwinkel spiegelt sich in den Berechnungsergebnissen korrekt wider. Lediglich bei einem Nenndruckwinkel von  $40^\circ$  gibt es im Bereich kleiner Drehzahlen unter  $2000 \text{ min}^{-1}$  leichte Abweichungen zwischen Rechnung und Messung.

Auch für das Fett A lassen sich mit dieser Methode die gemessenen Reibmomentverläufe sehr gut nachrechnen, wie Abbildung 8.2 zeigt. Beim Grundöl von Fett A findet der Übergang zur Flüssigkeitsreibung im Zweiseiben-Versuch erst bei höheren Drehzahlen statt, als im Wälzlager, z.B. bei  $60^\circ\text{C}$  Öltemperatur erst ab  $7 \text{ m/s}$ . Die Gründe hierfür sind zum einen die geringe kinematische Grundölviskosität von  $23 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $40^\circ\text{C}$  des Fetts A. Zum anderen ist die Rauheit der Wälzflächen im Zweiseiben-Versuch ( $R_a = 0,2 - 0,3$ ) um den Faktor 2 bis 5 höher im Vergleich zu den Wälzlager-Laufflächen ( $R_a = 0,06 - 0,1$ ).

In Folge dessen werden zur Berechnung der Grenzschubspannung nicht die Kennfelder, wie in den Abbildungen 5.19 und 5.20 dargestellt, verwendet. Stattdessen werden nur die Ausgleichsgeraden für eine Wälzgeschwindigkeit von  $12 \text{ m/s}$  bei verschiedenen Öltemperaturen benutzt um die Grenzschubspannung zur Berechnung der Bohrreibung zu ermitteln:

$$\tau_{g,A,20^\circ\text{C}} = 0.0777 \cdot \bar{p} - 36.6 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Druckwinkel } 5^\circ \text{ und } 15^\circ) \quad (8.2)$$

$$\tau_{g,A,40^\circ\text{C}} = 0.0720 \cdot \bar{p} - 34.5 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Druckwinkel } 25^\circ) \quad (8.3)$$

$$\tau_{g,A,60^\circ\text{C}} = 0.0677 \cdot \bar{p} - 31.3 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Druckwinkel } 40^\circ) \quad (8.4)$$

Abbildung 8.3 zeigt den Einfluss des Druckwinkels beispielhaft an Schräg- und Rillenkugellagern mit unterschiedlichem Nenndruckwinkel bei einer Drehzahl von  $4000 \text{ min}^{-1}$ . Das gemessene Reibmoment steigt annähernd linear mit dem Druckwinkel an. Da die Belastung der Kugeln bei allen Druckwinkeln gleich gehalten wurde, kann in guter Näherung davon ausgegangen werden, dass die Reibmoment-Anteile, die aus irreversibler Verformungsarbeit, hydrodynamischer Rollreibung und der Reibung zwischen Käfig und Kugeln



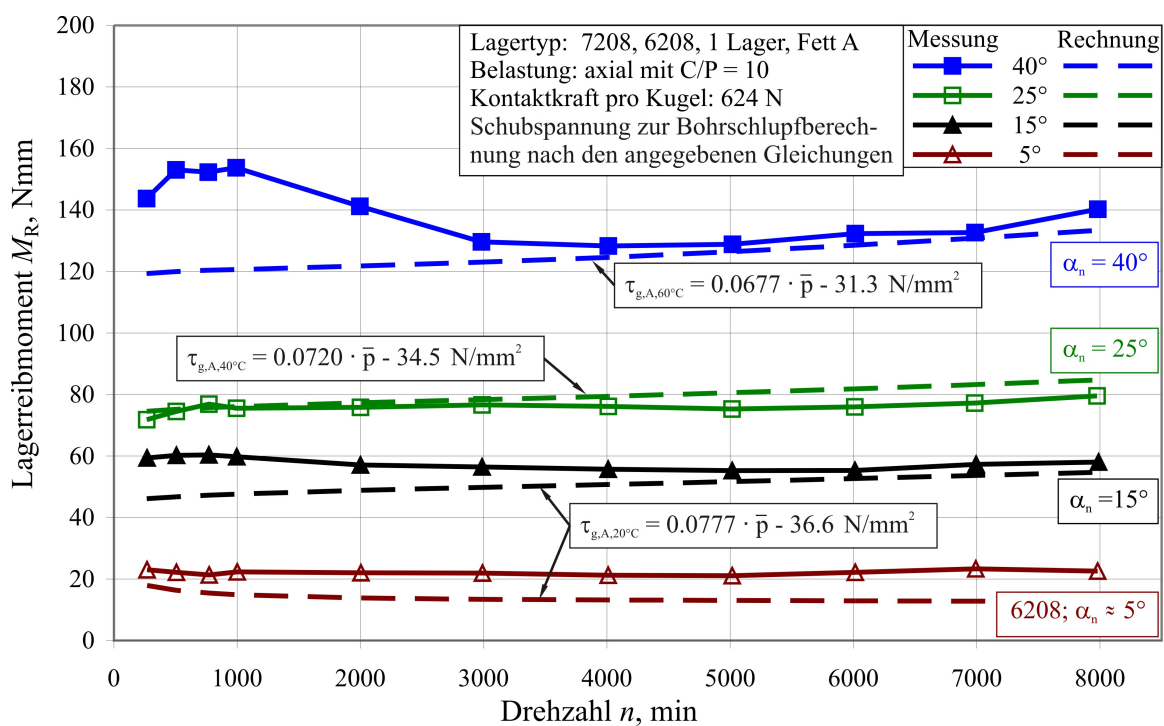


Abbildung 8.2: Vergleich von gemessenen und berechneten Reibmomenten für Fett A ( $\Phi_{FS}=1$ ) bei verschiedenen Druckwinkeln

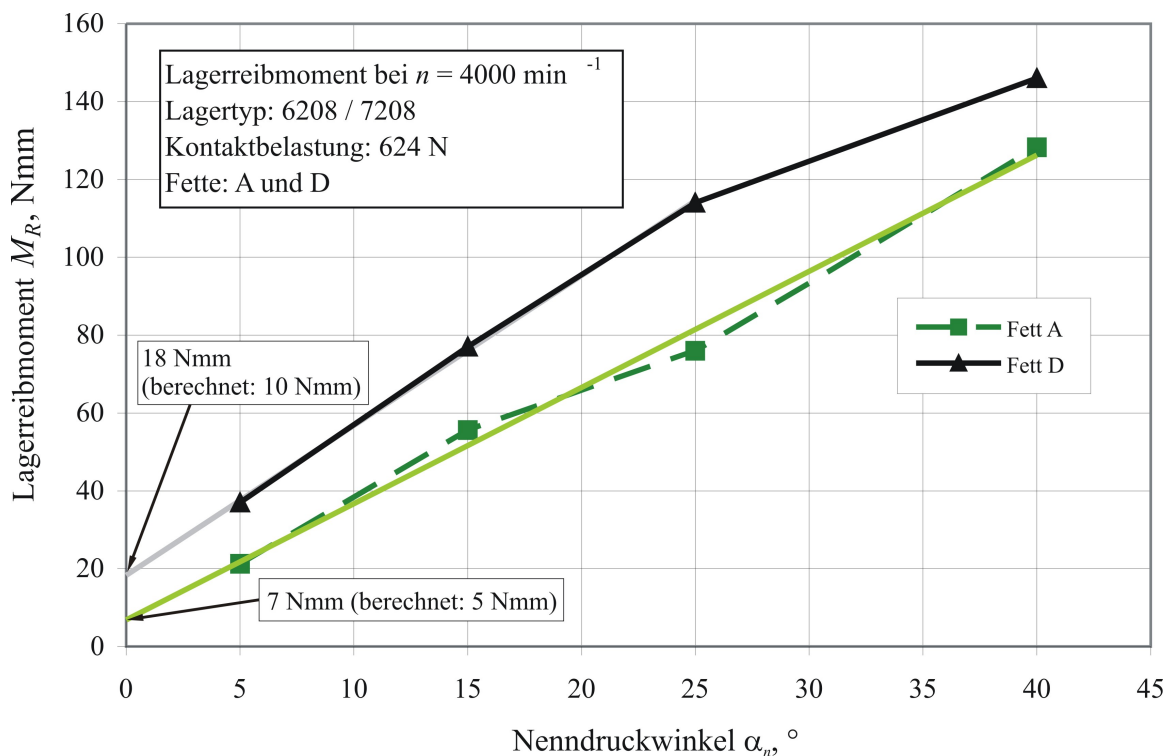


Abbildung 8.3: Einfluss des Druckwinkels bei der Lagergröße 7208/6208

hervorgehen, bei den unterschiedlichen Druckwinkeln ungefähr gleich sind. Die Zunahme des Reibmoments bei steigendem Druckwinkel ist damit maßgeblich auf einen höheren Anteil an Bohrreibung infolge des steigenden Druckwinkels am Innenring zurückzuführen. Ein Druckwinkel von  $0^\circ$  würde demzufolge bedeuten, dass keine Bohrreibung auftritt. Eine Extrapolation des Reibmoment-Verlaufs über dem Druckwinkel hin zu einem Druckwinkel von  $0^\circ$  liefert als Schnittpunkt mit der Reibmoment-Achse also einen Richtwert für die Summe aller anderen Reibmoment-Anteile. Es ergeben sich hier ca. 7 Nmm für das Fett A und ca. 18 Nmm für das Fett D.

Dieser Einfluss kann auf zwei wesentlichen Effekten beruhen, die mit einer Änderung des Betriebsdruckwinkels einhergehen. Zum einen ändert sich der Betrag der Bohrwinkelgeschwindigkeit mit dem Druckwinkel. Bei steigendem Druckwinkel wird das Bohr-Wälz-Verhältnis der beiden Wälzkörper Lagerring und Kugel immer ungünstiger und der Betrag der Bohrwinkelgeschwindigkeit steigt. Zum anderen dreht sich der Vektor der Bohrwinkelgeschwindigkeit mit steigendem Druckwinkel immer mehr in Richtung der Drehachse des Innenringes. Da das Bohrreibungsmoment auch in dieser Richtung wirkt, erhöht sich mit dem Druckwinkel auch der Anteil des Bohrmomentes, das am Innenring als Lagerreibungsmoment messbar ist.

Bei Lagern, die nur leicht mit der Mindestvorspannung axial belastet werden, zeigt sich dieser Einfluss erst bei höheren Drehzahlen, wenn der Betriebsdruckwinkel am Innenring durch Fliehkräfte und Kreismomente einen bestimmten Wert überschreitet. Besonders gut ist das in den Messergebnissen für Schrägkugellager des Typs 7208 mit einem Nenn-druckwinkel von  $40^\circ$  zu erkennen (Abbildung 8.4).

Unabhängig von der Belastung beginnt das Reibmoment ab einem Druckwinkel am Innenring von etwa  $46^\circ$  stark anzusteigen. Bei einer Kugelbelastung von 28 N ist das bei einer Drehzahl von  $4000 \text{ min}^{-1}$  der Fall, bei einer Kugelbelastung von 51 N steigt das Reibmoment erst bei einer Drehzahl von ca.  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Die Druckwinkelgrenze für einen reibungsarmen Betrieb liegt damit bei  $46^\circ$ . Sollte im Betrieb ein Druckwinkel auftreten, der höher ist, macht es Sinn die Axialbelastung der Lagerung zu erhöhen, weil damit eine Reduzierung des Lagerreibungsmoments erreicht werden kann. In diesem Fall würde sich z.B. das Reibmoment bei einer Drehzahl von  $5500 \text{ min}^{-1}$  mit einer Erhöhung der Kugelbelastung von 28 N auf 51 N mehr als halbieren. Besonders deutlich ist der Anstieg des Reibmoments ab einem bestimmten Druckwinkel am Innenring zu sehen, wenn das Reibmoment über dem Druckwinkel aufgetragen wird (Abbildung 8.5). Alle Reibmoment-Kurven beginnen ab einem Druckwinkel am Innenring von etwa  $46^\circ$  an zu steigen. Bei Lagern, die mit einer mittleren Vorspannung axial belastet werden, zeigt sich über dem ganzen Drehzahlbereich ein deutlicher Einfluss des Druckwinkels auf das Reibmoment, da der maßgebliche Anteil am Reibmoment auf den Bohrschlupf zurückzuführen ist (vgl. Kapitel 7.1). Da das Reibmoment im betrachteten Geschwindigkeitsbereich auf einem relativ konstanten Niveau bleibt, kann davon ausgegangen werden, dass das Bohrreibungsmoment im Kontakt zwischen Lagerring und Kugel unabhängig von der Bohrwinkelgeschwindigkeit ist. Dies lässt sich damit erklären, dass schon bei mittleren Belastungen die Pressung im Kontakt so groß ist, dass der Schmierstoff in einem Großteil der Kontaktfläche verfestigt ist und eine bestimmte Grenzschubspannung aufweist, die weitgehend unabhängig von der Schergeschwindigkeit ist.

### 8.1.2 Einfluss der Belastung

Abbildung 8.6 zeigt den Einfluss der Kugelbelastung auf das Reibmoment beispielhaft für Fett A. Es sind die Messpunkte für jede Drehzahlstufe bis zu einer Drehzahl von

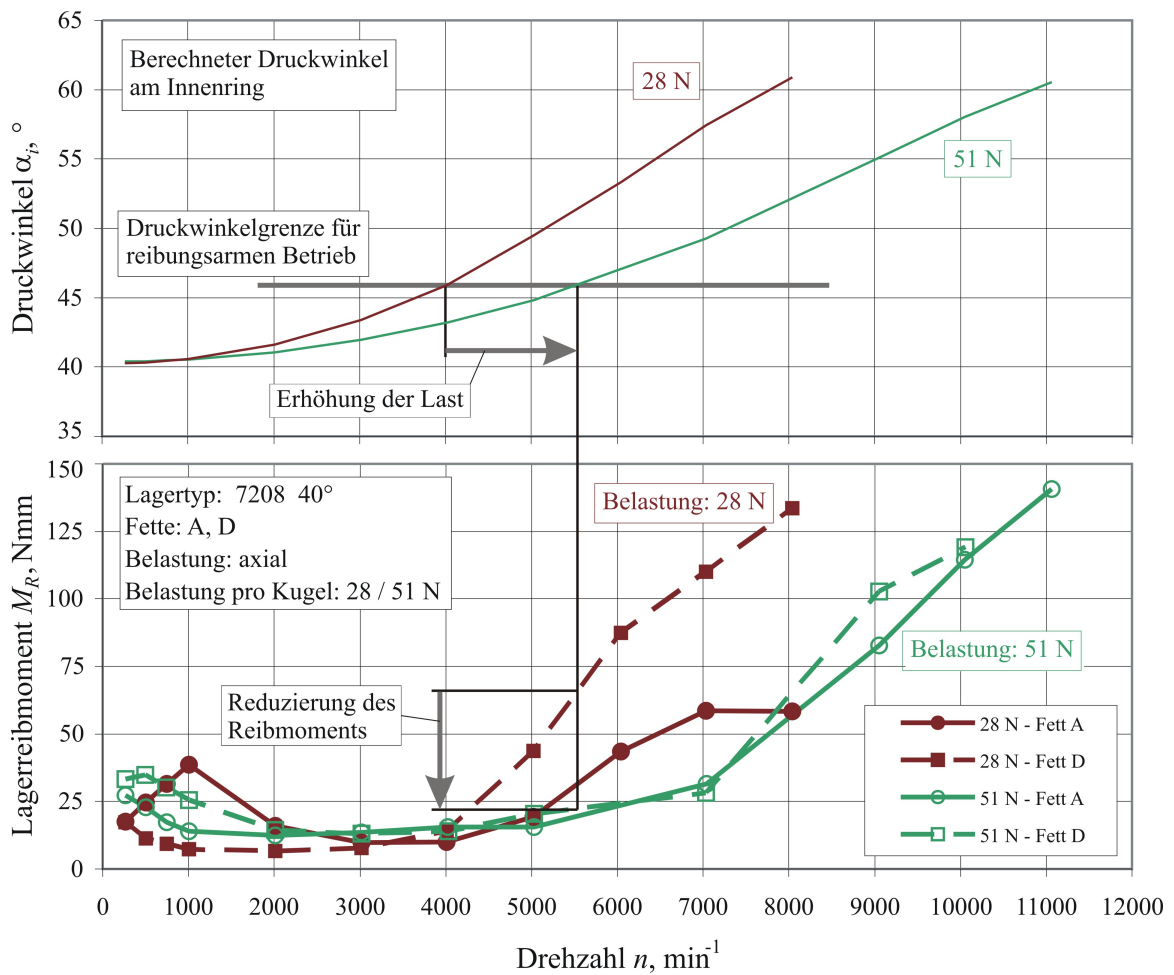


Abbildung 8.4: Einfluss des Druckwinkels bei leicht belasteten Lagern

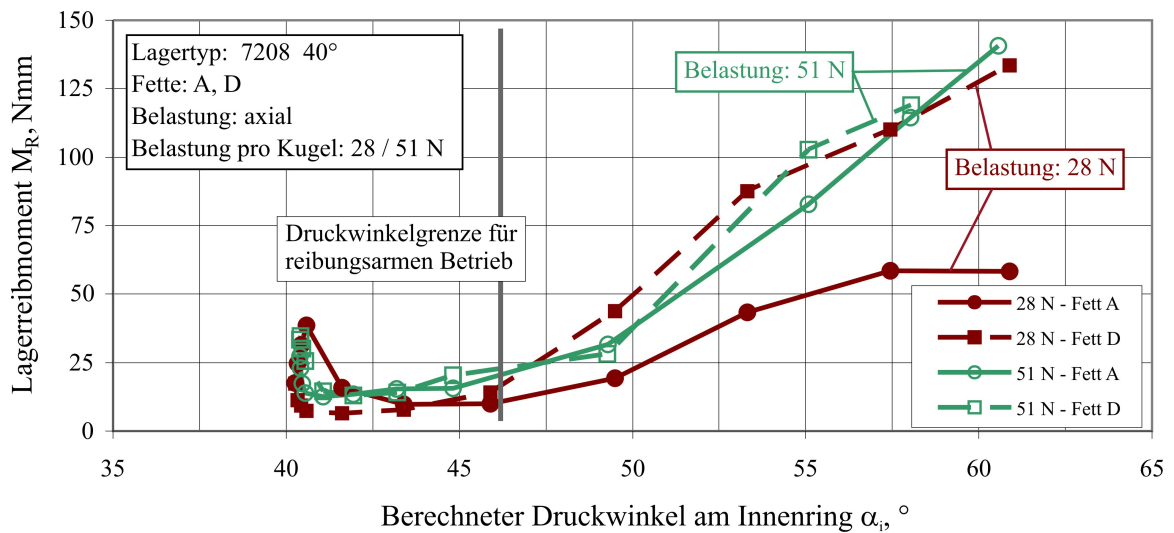


Abbildung 8.5: Reibmoment als Funktion des Druckwinkels bei leicht belasteten Lagern

5000  $\text{min}^{-1}$  für zwei Laststufen (51 N und 624 N) und drei Druckwinkel ( $15^\circ$ ,  $25^\circ$  und  $40^\circ$ ) eingetragen. Aus dem Mittelwert der Reibmomente für jede Laststufe und jeden Druckwinkel ergeben sich die eingetragenen Ausgleichsgeraden. Damit kann, eine lineare Abhängigkeit des Reibmoments von der Belastung vorausgesetzt, das Reibmoment zu einer Kugelbelastung von null extrapoliert werden. Ohne Belastung würde sich das Reibmoment allein aus den hydrodynamischen Verlusten ergeben, da keine Kontaktellipse entstünde, wodurch keine Bohrreibung und auch keine Verluste aus irreversibler Verformungsarbeit auftreten würden. Auf diese Weise lässt sich für die hydrodynamische Rollreibungsverluste aus dem Diagramm ein Bereich von 3 bis 7 Nmm ablesen.

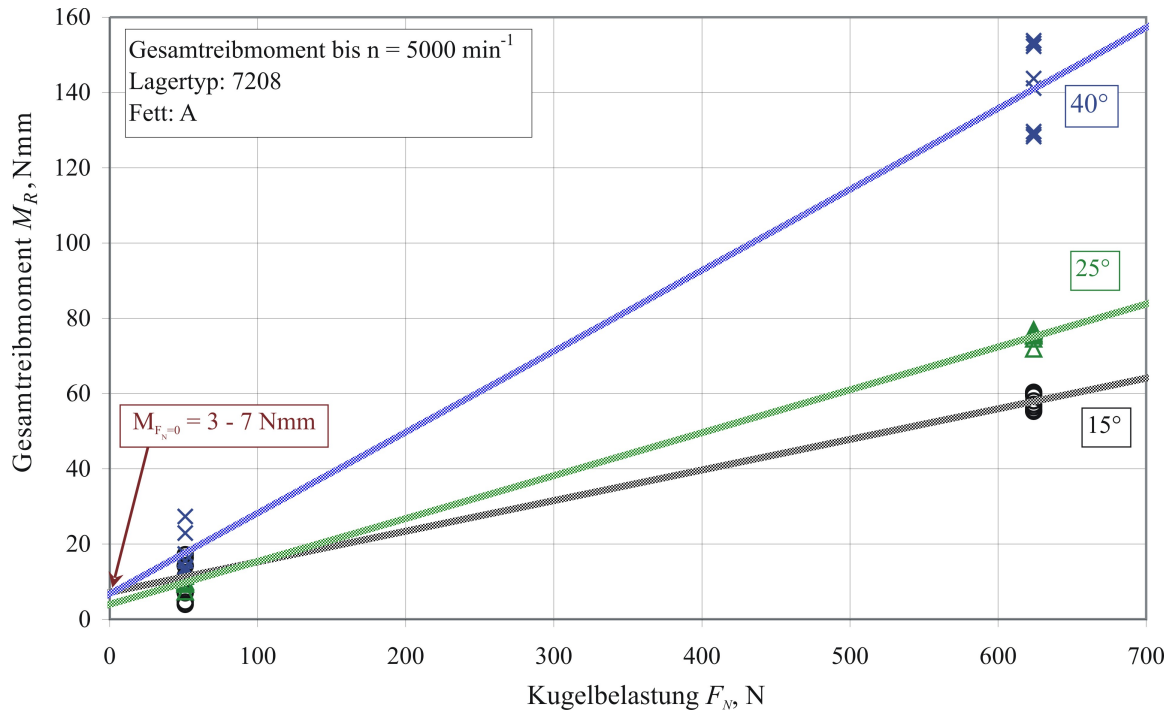


Abbildung 8.6: Einfluss der Kugelbelastung auf das Reibmoment bei Fett A

Verglichen mit dem berechneten Reibmoment für die hydrodynamischen Rollreibverluste von 1 bis 5 Nmm (Abbildung 8.7) ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Berechnungsmodell und der Messung. Darüber hinaus zeigt Abbildung 8.7, dass das Reibmoment durch Bohrreibung bei Weitem den größten Anteil am Gesamtreibmoment von mittel- bis hoch belasteten Schräglagern ausmacht. Dies hebt die große Bedeutung des Modells zur Berechnung der Bohrreibung im Kontakt zwischen Wälzkörper und Lagerring für die Genauigkeit der Vorhersage des gesamten Lagerreibmoments hervor.

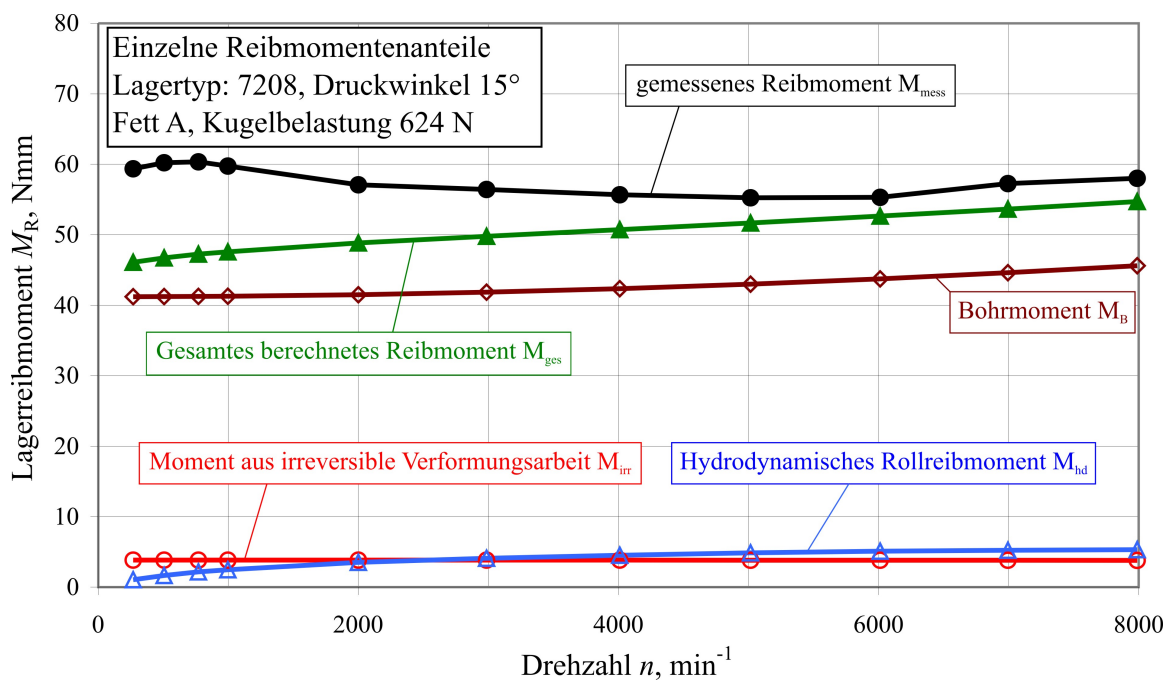


Abbildung 8.7: Berechnete Reibmoment-Anteile bei einer Belastung von 624 N pro Kugel für Fett A

### 8.1.3 Vergleich von gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen

Fettgeschmierte Wälzlager laufen im Bereich der Minimalmengenschmierung. Das bedeutet, dass die Schmierfilmhöhe im Betrieb durch das begrenzte Schmierstoffangebot unter der Filmhöhe liegt, die sich bei Öl-Vollschmierung einstellen würde. Um den Grad der Minimalmengenschmierung anzugeben, eignet sich das Verhältnis von tatsächlicher bzw. gemessener und theoretischer (nach der EHD-Theorie berechnet) Schmierfilmhöhe, der sogenannte Starvation-Faktor  $h_{mess}/h_{ehd}$ .

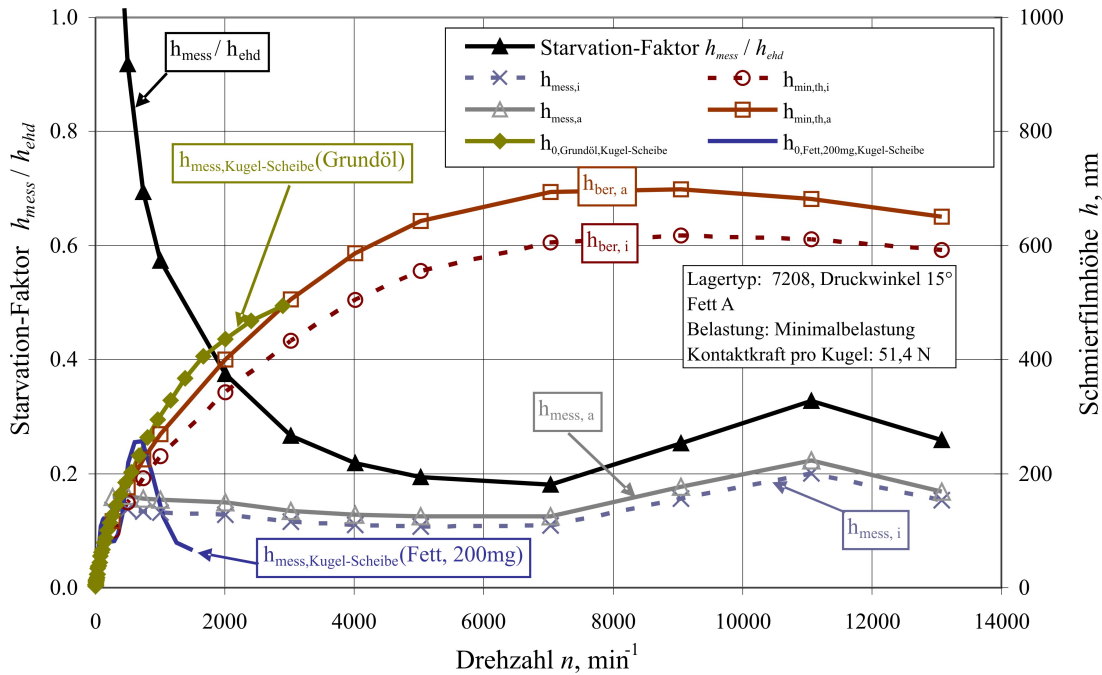


Abbildung 8.8: Starvation bei Lagern des Typs 7208 bei Minimalbelastung und Fett A

Die Abbildung 8.8 zeigt dazu beispielhaft die gemessenen und auch die berechneten Schmierfilmhöhen für Lager des Typs 7208 mit Minimalbelastung und Fett A für einen Druckwinkel von  $15^\circ$ . Die Berechnung der Schmierfilmhöhe erfolgte hier einerseits unter Berücksichtigung der Betriebsviskosität des Schmierstoffs, welche aus der gemessenen Temperatur am Außenring berechnet wurde. Andererseits wird der Einfluss der Kompressionswärme im Kontakt durch den thermischen Korrekturfaktor  $C_{th}$  nach Wilson und Goihar ([GOHA88]) berücksichtigt. Mit diesem Korrekturfaktor wird die nach der isothermen Theorie berechnete Schmierfilmhöhe multipliziert und es ergibt sich die Schmierfilmhöhe nach der thermischen Theorie  $h_{0,th}$ :

$$h_{0,th} = C_{th} \cdot h_{0,isoth} \quad (8.5)$$

Der Korrekturfaktor  $C_{th}$  berechnet sich nach

$$C_{th} = \frac{1}{1 + 0,39 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (8.6)$$

mit dem thermischen Belastungsfaktor  $L_{th}$

$$L_{th} = \eta_{0,K} \cdot \frac{\beta_{th} \cdot u^2}{k_{th}} \quad (8.7)$$

wobei  $\eta_{0,K}$  die dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei Atmosphärendruck,  $k_{th}$  der Wärmeleitkoeffizient und  $\beta_{th}$  der Temperaturviskositätskoeffizient des Schmierstoffs ist. Die Unterscheidung in eine gemessene Schmierfilmhöhe am Innenring  $h_{ber,i}$  und am Außenring  $h_{ber,a}$  erfolgt hierbei rein auf rechnerischer Basis und ergibt sich aus dem berechneten Temperaturunterschied (und damit Viskositätsunterschied) zwischen Innenring- und Außenringlaufbahn sowie aus der durch die Fliehkraftwirkung unterschiedlichen Belastung am Innen- und Außenringkontakt [BALY05]. Die mit einem kapazitiven Messverfahren gemessene Schmierfilmhöhe liegt deutlich unter der nach der thermischen Theorie berechneten Schmierfilmhöhe. Das Verhältnis von gemessener und berechneter Filmhöhe  $h_{mess}/h_{ehd}$  fällt mit zunehmender Drehzahl auf Werte von 0,2 bis 0,3. In dem Diagramm sind zum Vergleich auch die am Kugel-Scheibe-Apparat für Vollschnierung mit Öl und für Fettschnierung mit 200 mg gemessenen Schmierfilmhöhen eingetragen. Dazu wurden die Daten aus Abschnitt 4.2 herangezogen und umgerechnet, so dass bei einer bestimmten Drehzahl im Diagramm jeweils im Lager und am Kugel-Scheibe-Apparat die gleiche hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit vorliegt. Die berechneten Schmierfilmhöhe stimmt sehr gut mit der gemessenen Filmhöhen für Öl-Vollschnierung überein, wie in Abbildung 8.9 sehr gut zu erkennen ist. Dieses Diagramm stellt den unteren Drehzahlbereich aus Abbildung 8.8 noch einmal vergrößert dar. Damit wird das Berechnungsmodell für die Schmierfilmhöhe bestätigt. Die am Kugel-Scheibe-Apparat gemessene Schmierfilmhöhe für Fettschnierung stimmt von der Größenordnung her mit der im Lager gemessenen Schmierfilmhöhe überein. Zunächst steigt sie jedoch aufgrund von nach außen geschleudertem Fett (vergleiche Abbildung 4.8) über die Lager-Schmierfilmhöhe an, danach tritt auch hier Starvation ein, wobei die Filmhöhe ca. die Hälfte der im Lager gemessenen Filmhöhe ausmacht.

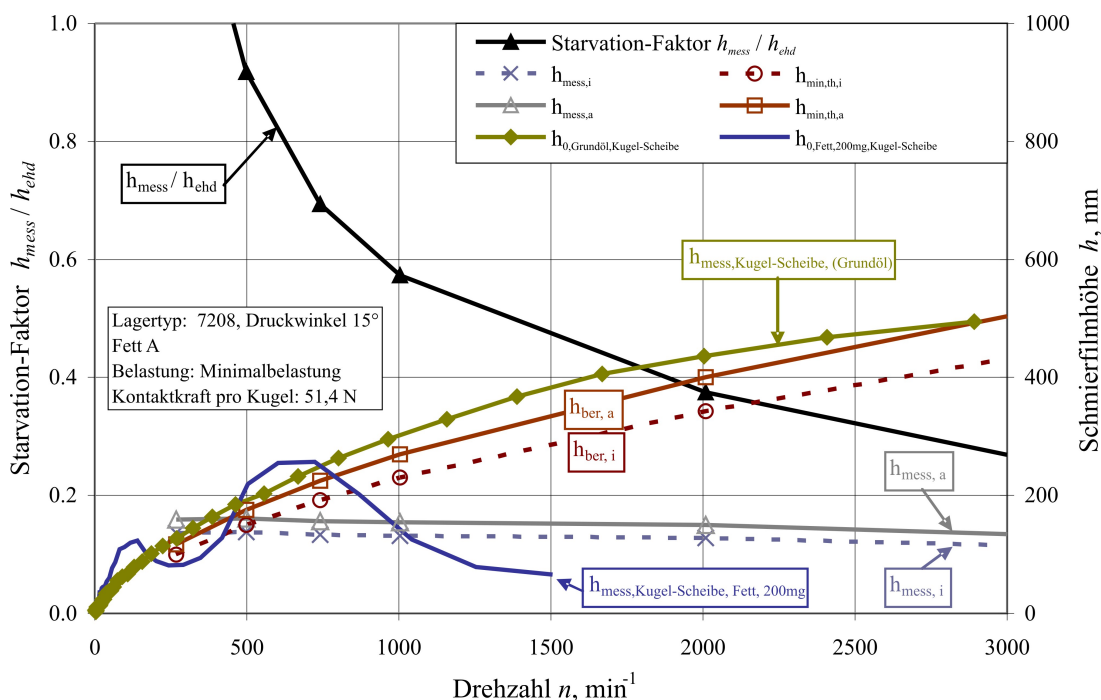


Abbildung 8.9: Unterer Drehzahlbereich aus Abbildung 8.8

## 8.2 Reibradgetriebe mit Toroidvariator

### 8.2.1 Kraftschluss

#### Parametervariation mit dem Reibwertansatz

Die Abbildungen 8.10 und 8.11 zeigen mit dem Reibwertansatz berechnete Reibwert-Schlupf-Verläufe für die Volltoroid-Geometrie bei einer Übersetzung  $i$  von -1 unter Variation von Pressung und Reibwert.

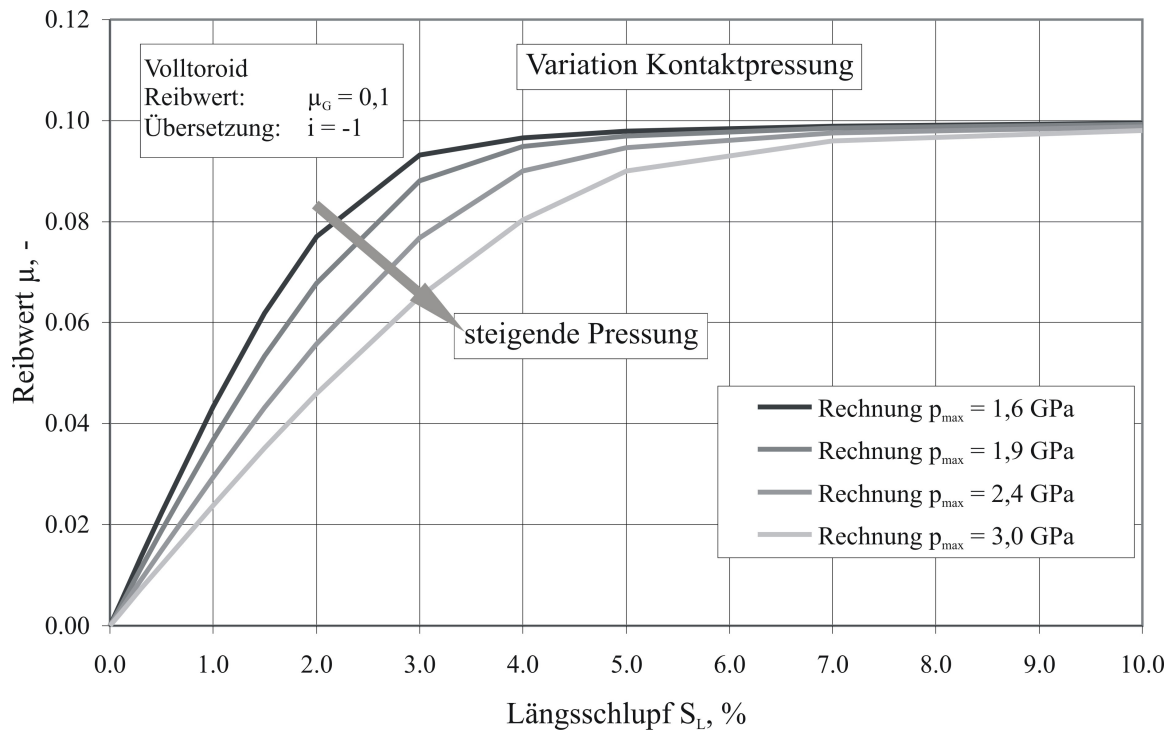


Abbildung 8.10: Variation der Kontaktpressung im Berechnungsmodell

In Abbildung 8.10 wurde bei einem konstanten Grenzscherungs-Reibwert  $\mu_G$  von 0,1 die maximale Kontaktpressung  $p_{max}$  von 1,6 GPa bis 3,0 GPa variiert. Mit steigender Pressung verlaufen die Reibwert-Schlupf-Kurven flacher, laufen aber alle auf den vorgegebenen Reibwert von  $\mu_G = 0,1$  zu. Je höher die Pressung, desto mehr Längsschlupf muss für die Drehung der Relativgeschwindigkeitsvektoren in die Umfangsrichtung aufgebracht werden, um den gleichen Reibwert zu erreichen.

Abbildung 8.11 zeigt die Variation des Grenzscherungs-Reibwerts  $\mu_G$  bei einer konstanten maximalen Kontaktpressung  $p_{max}$  von 1,6 GPa. Die Reibwert-Schlupf-Kurven laufen mit steigendem Längsschlupf auf ihren jeweiligen vorgegebenen Reibwert zu. Mit steigendem Reibwert steigt auch die Anfangssteigung der Kurven.



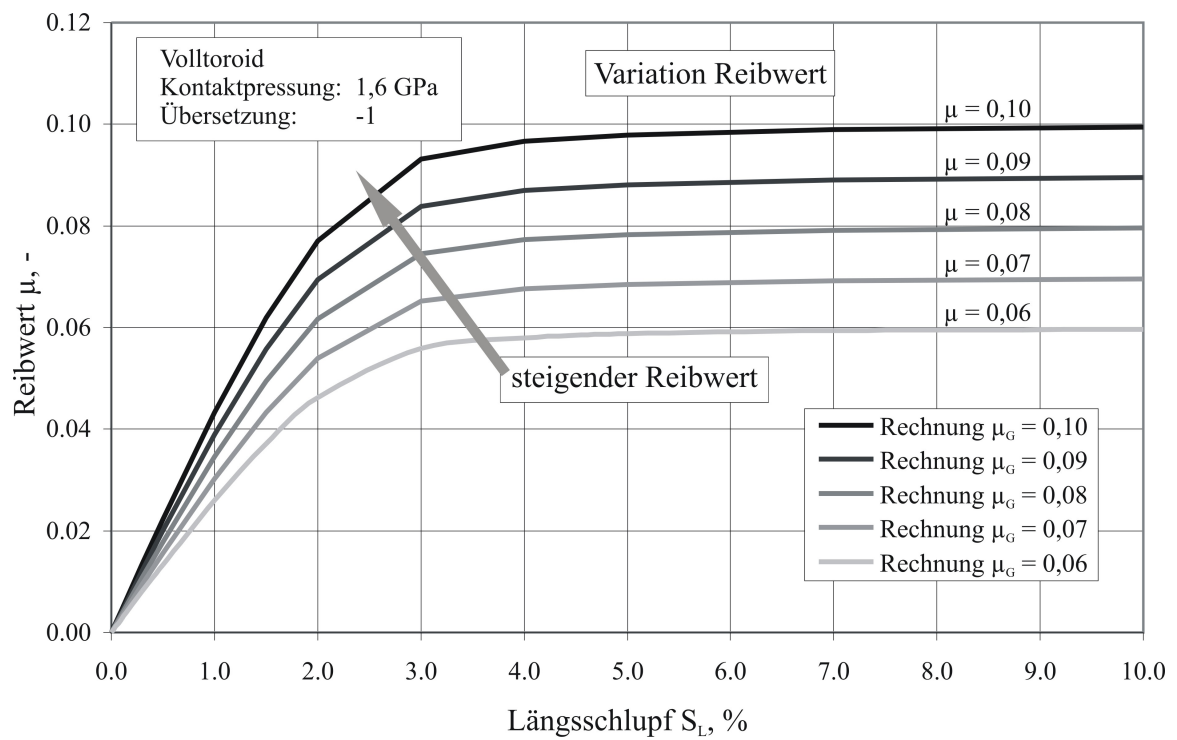


Abbildung 8.11: Variation des Reibwertes im Berechnungsmodell

## Berechnung mit dem direkten Schubspannungsansatz und Vergleich mit Messdaten

In dem folgenden Abschnitt werden die Messergebnisse aus Kapitel 7.2 berechneten Werten gegenübergestellt. Da die Unterschiede im Kraftschluss zwischen den einzelnen untersuchten Traktionsfluiden eher klein ausfallen, sind die hier dargestellten Vergleiche weitgehend auf ein Traktionsfluid (TF1) beschränkt. Den Berechnungsergebnissen liegen gemessene Grenzschubspannungen zu Grunde, die nach dem direkten Grenzschubspannungsansatz linearisiert wurden. In Abbildung 8.12 sind diese Daten für das Traktionsfluid 1 bei zwei Umfangsgeschwindigkeiten aufgetragen. Die Geradengleichungen sind ebenfalls im Diagramm angegeben. Es ergeben sich für beide Umfangsgeschwindigkeiten Werte um 0,1 für die Steigung und um  $-7 \text{ N/mm}^2$  für den Schubspannungs-Achsenabschnitt, wobei Steigung und Achsenabschnitt für die höhere Umfangsgeschwindigkeit von  $12 \text{ m/s}$  etwas geringer ausfallen.

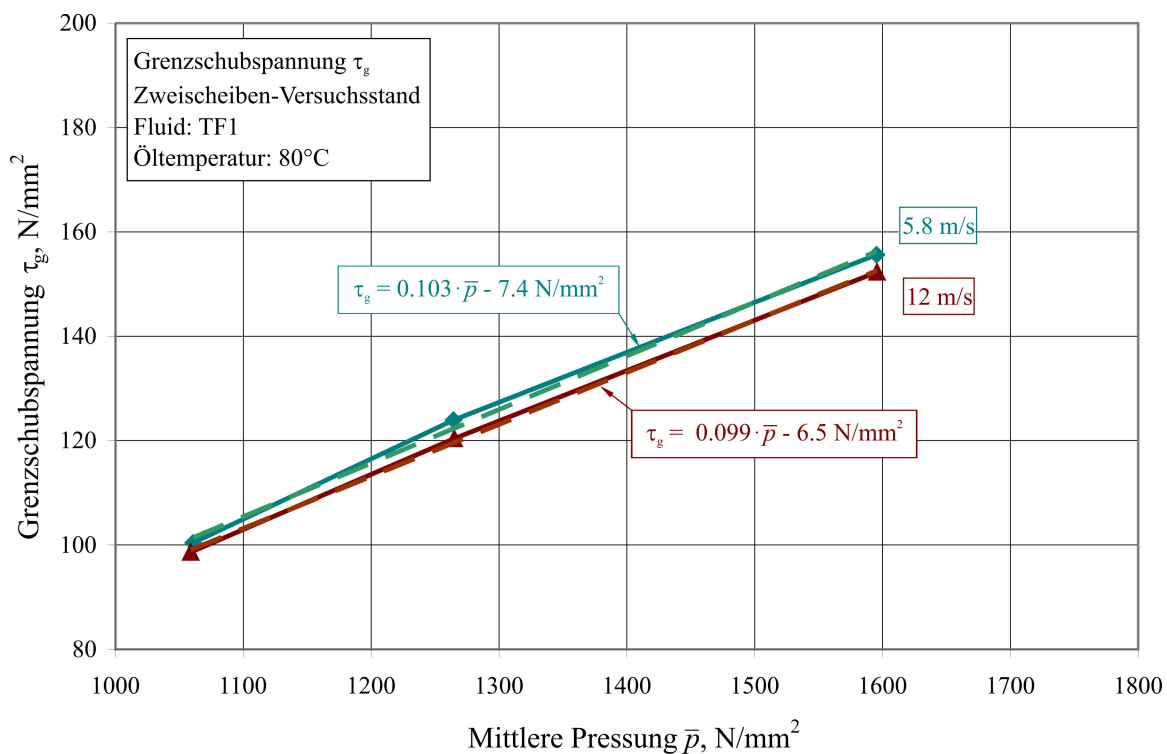


Abbildung 8.12: Grenzschubspannung für das TF1 bei  $80^\circ\text{C}$  Öltemperatur

Abbildung 8.13 zeigt mit diesen Daten berechnete Reibwert-Schlupf-Verläufe für das TF1 bei  $80^\circ\text{C}$  und  $1000 \text{ min}^{-1}$  in der Volltoroidgeometrie. Nur bei einer maximalen Pressung von  $1,6 \text{ GPa}$  stimmt die berechnete Kurve in etwa mit der gemessenen Kurve überein. Die mit steigender Pressung kleiner werdende Anfangssteigung der Kraftschluss-Kurve wird zwar von dem Berechnungsmodell richtig wiedergegeben, alle Berechnungsergebnisse laufen aber auf den gleichen maximalen Reibwert hinaus, was sich nicht mit den Messergebnissen deckt. Vermutlich kommt hier ein thermischer Einfluss zu tragen, da mit steigender Pressung mehr Energie im Kontakt in Wärme umgesetzt wird und die Temperatur im Schmierfilm dadurch stärker ansteigt. Die Ergebnisse vom Zweischeiben-Versuchsstand zeigen keine Abnahme des maximalen Reibwerts bei steigender Pressung, da hier durch den nicht vorhandenen Bohrschlupf wesentlich weniger Energie in Wärme umgesetzt wird. Es zeigt sich allerdings sehr wohl eine Abnahme des maximalen Reibwerts mit steigender Öltemperatur. Um die Messergebnisse des Variator-Versuchsstands richtig abbilden

zu können, wird daher ein Koeffizient  $K_T$  zur Temperatur-Korrektur eingeführt:

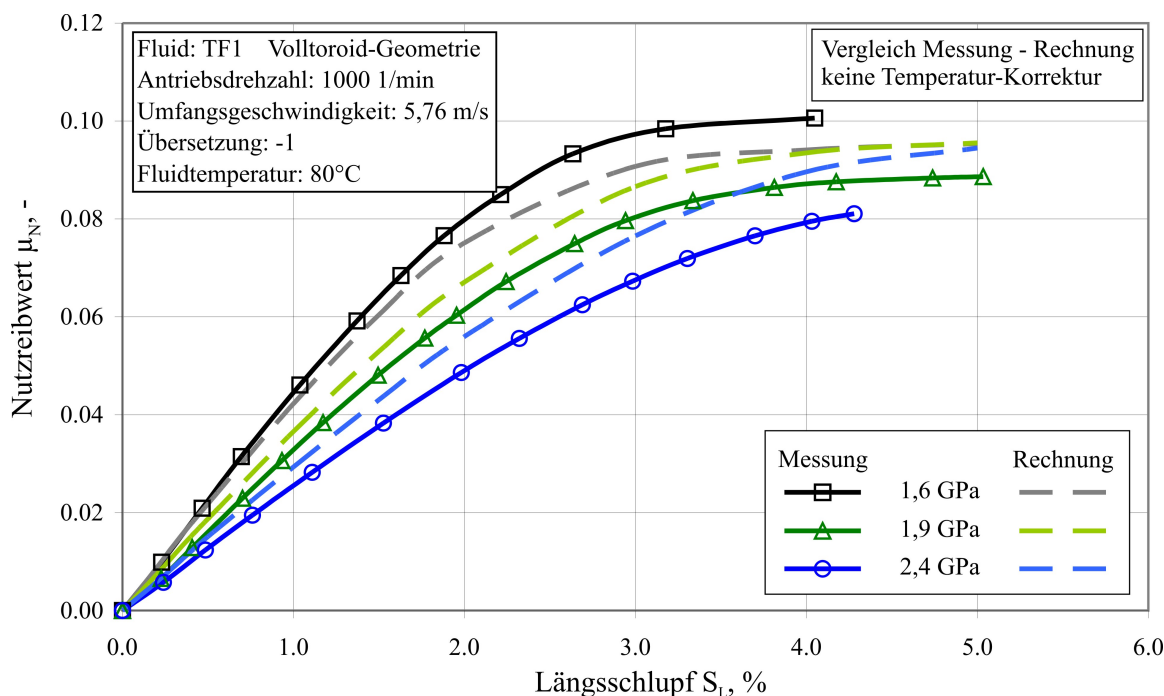


Abbildung 8.13: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 1000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroidgeometrie ohne Temperatur-Korrektur

$$\tau_k = f(p_k) \cdot K_T \quad (8.8)$$

Durch Variation dieses Koeffizienten können die gemessenen Kraftschlusskurven sehr gut abgebildet werden. Abbildung 8.14 zeigt dazu wieder den Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und einer Antriebsdrehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroidgeometrie. Die Berechnung erfolgte hierbei mit den in der Legende angegebenen Korrekturfaktoren. Mit der Korrektur lassen sich die gemessenen Verläufe sehr genau mit der Rechnung abbilden.

Abbildung 8.15 zeigt für die Kurve für eine maximale Pressung von 1,6 GPa aus Abbildung 8.14 die Relativgeschwindigkeitsverteilung in der Kontaktfläche bei ansteigendem Längsschlupf. Ohne Längsschlupf (0 %) liegt das Bohrzentrum in der Mitte der Kontakt-Ellipse und die Summe der Anteile der Geschwindigkeitsvektoren in Längsrichtung ergibt genau null; somit kann keine Umfangskraft übertragen werden. Mit steigendem Längsschlupf (1-3 %) wandert das Bohrzentrum zur Seite aus und die Summe der Anteile der Geschwindigkeitsvektoren in Längsrichtung ergibt einen von null verschiedenen Wert, da nun die im Bild nach oben gerichteten Anteile auf der rechten Seite Kontaktfläche überwiegen. Jetzt wird auch eine Umfangskraft übertragen. Je größer der Flächenanteil der Kontaktfläche ist, in dem die Geschwindigkeitsvektoren schon in die Kraftübertragungsrichtung gedreht sind, desto größer ist die übertragene Umfangskraft. Zeigen schließlich alle Geschwindigkeitsvektoren in eine Richtung, weil das Bohrzentrum aus der Kontaktellipse herausgewandert ist (4 %), kann keine weitere Steigerung der Umfangskraft durch eine Erhöhung des Längsschlupfs mehr erreicht werden. Das heisst, trotz steigender Relativgeschwindigkeit bleibt die übertragene Umfangskraft gleich, was in gleicher Weise auch am Zweischeiben-Versuchsstand zu beobachten ist. Für die kleiner werdende Anfangssteigung der Kraftschluss-Kurve mit steigendem Bohr-Wälz-Verhältnis ist

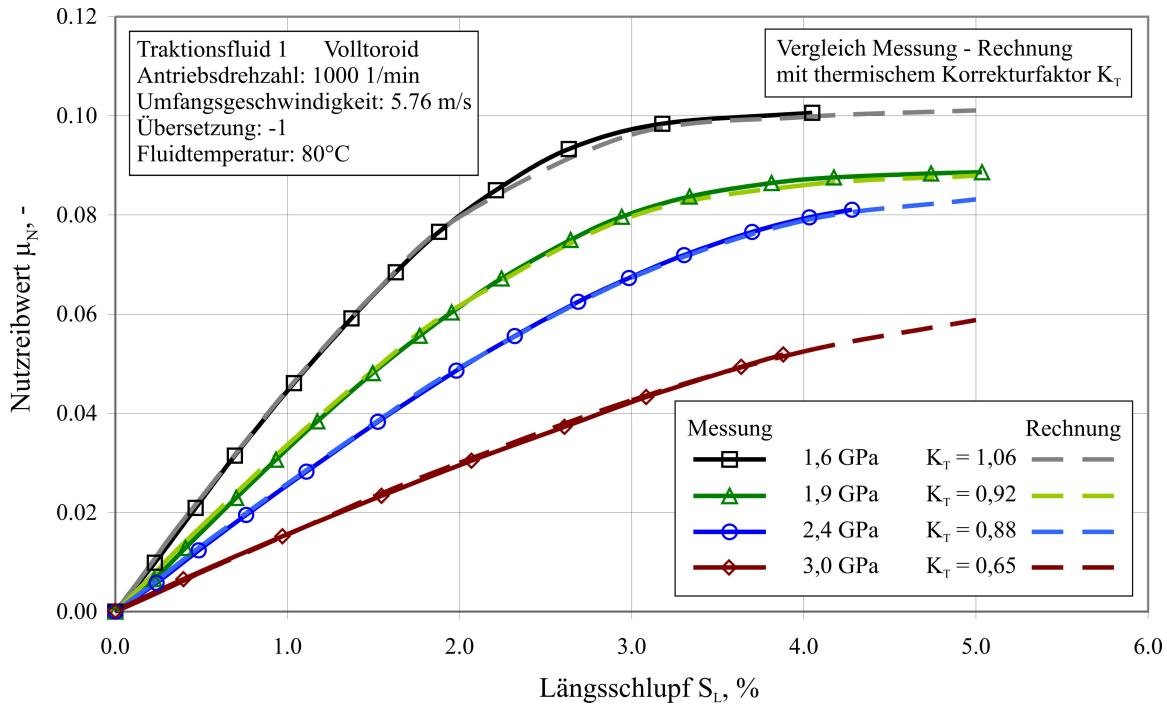


Abbildung 8.14: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 1000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur

also nicht ein geschwindigkeitsabhängiger Schubspannungsaufbau verantwortlich, sondern allein die kinematischen Verhältnisse in der Kontaktfläche.

Die Abbildungen 8.16 und 8.17 zeigen den Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Verläufen für die Antriebsdrehzahlen 2000 min<sup>-1</sup> und 4000 min<sup>-1</sup>. Auch bei diesen Antriebsdrehzahlen lässt sich durch Variation des Temperaturkorrekturfaktors  $K_T$  eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erzielen.

Da vermutet wurde, dass es ein thermischer Einfluss ist, der die Einführung des Korrekturfaktors  $K_T$  notwendig macht, wurde untersucht, inwieweit die in den Diagrammen 8.14, 8.16 und 8.17 verwendeten Werte für  $K_T$  mit der im Kontakt umgesetzte Reibleistung korrelieren. Die genaue im Kontakt umgesetzte Reibleistung kann allerdings nur mit dem lokal wirksamen Reibwert oder der Schubspannung berechnet werden. Da diese Größen aber gerade nicht bekannt sind und vom Berechnungsmodell ermittelt werden sollen, wird keine explizite Reibleistung sondern nur das Produkt aus lokaler Pressung und Gleitgeschwindigkeit, aufsummiert über dem Kontakt, für die Korrelation herangezogen. Der so entstehende Kennwert soll als Reibleistungskennwert  $\Lambda$  bezeichnet werden:

$$\Lambda = \sum p(x, y) \cdot v_{gl}(x, y) \quad (8.9)$$

Diese Vorgehensweise liefert schon eine gute Korrelation zum Korrekturfaktor  $K_T$ . Die beste Korrelation ergibt sich jedoch unter Einbeziehung der Fläche in den Reibleistungskennwert:

$$\Lambda_A = \sum p(x, y) \cdot v_{gl}(x, y) \cdot \Delta A \quad (8.10)$$

Abbildung 8.18 zeigt die entsprechende Korrelation zwischen den Korrekturfaktoren  $K_T$  und den so ermittelten Kennwerten für die im Kontakt umgesetzte Leistung  $\Lambda_A$  für das

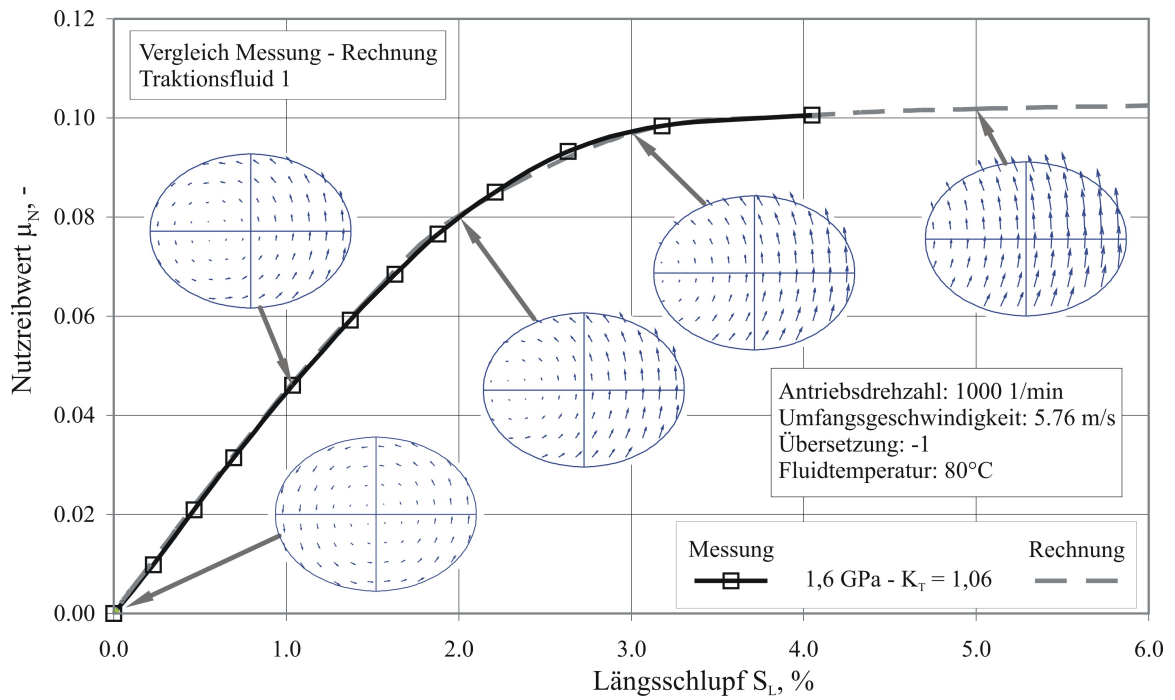


Abbildung 8.15: Relativgeschwindigkeitsverteilung in der Kontaktfläche bei unterschiedlichem Längsschlupf

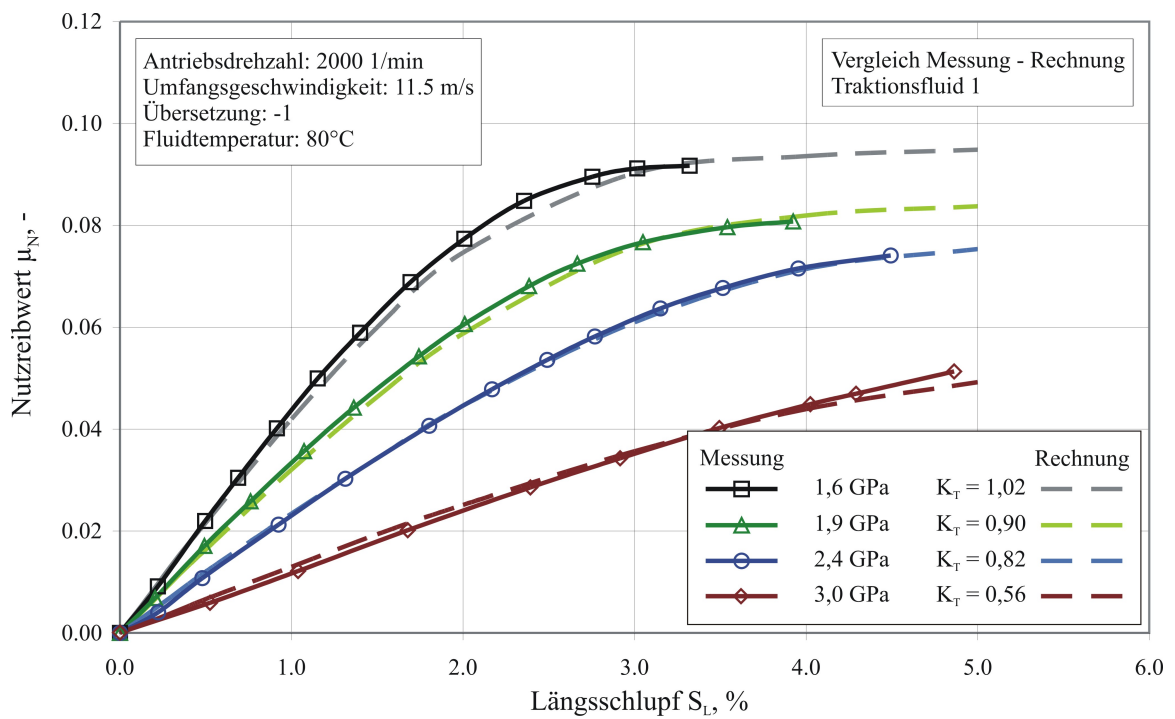


Abbildung 8.16: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 2000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur

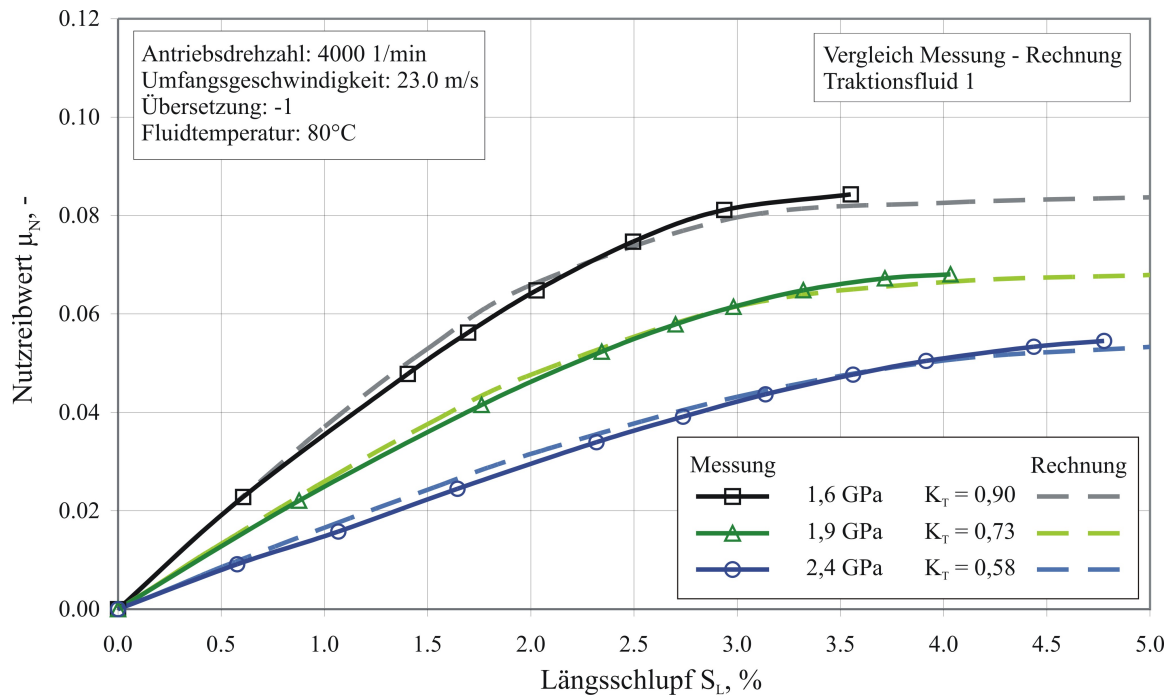


Abbildung 8.17: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 4000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur

Traktionsfluid 1. Der Faktor zur Temperatur-Korrektur nimmt mit zunehmender Leistung ab und auch die Wälzgeschwindigkeit hat einen Einfluss auf die Höhe des Faktors.

Auch für die Halbtoroid-Geometrie kann eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Reibwert-Verläufen erzielt werden, wie die Abbildungen 8.19, 8.20 und 8.21 zeigen.

Die Temperatur-Korrekturfaktoren aufgetragen über dem Reibleistungskennwert (Abbildung 8.22) zeigen auch bei der Halbtoroid-Geometrie nicht nur einen eindeutigen Einfluss der Reibleistung, auch die Wälzgeschwindigkeit hat einen entscheidenden Einfluss auf die Größe des Korrekturfaktors.

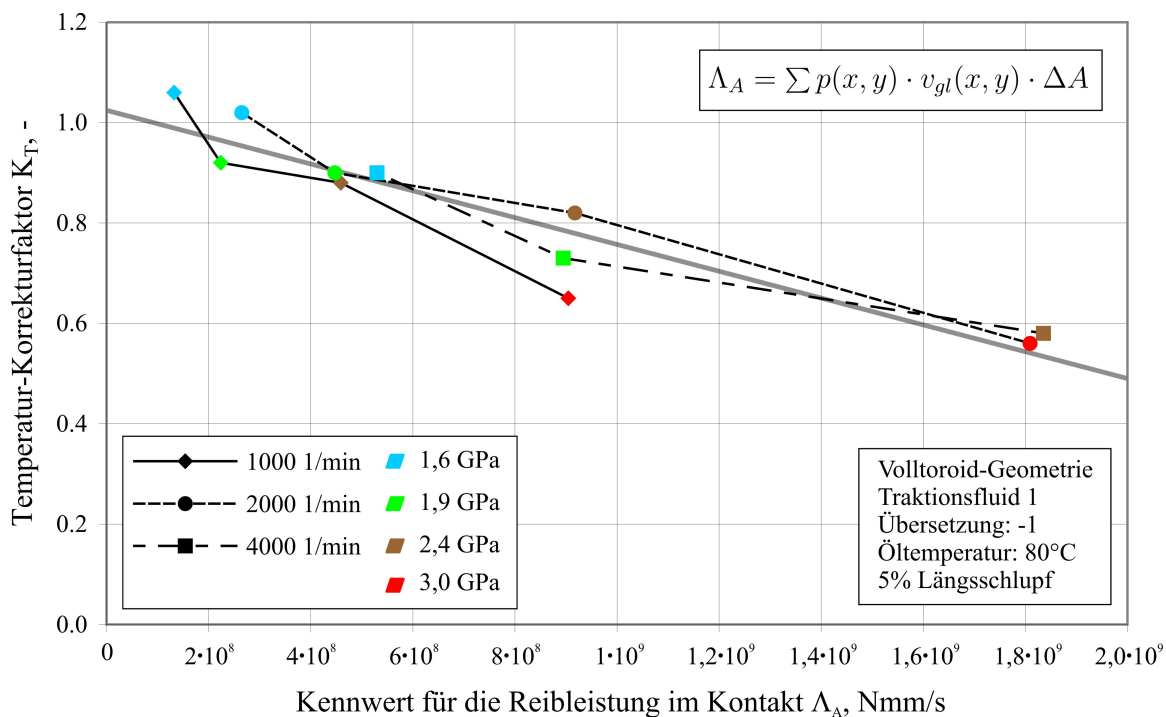


Abbildung 8.18: Temperatur-Korrekturfaktor für das Traktionsfluid 1 für die Volltoroid-Geometrie

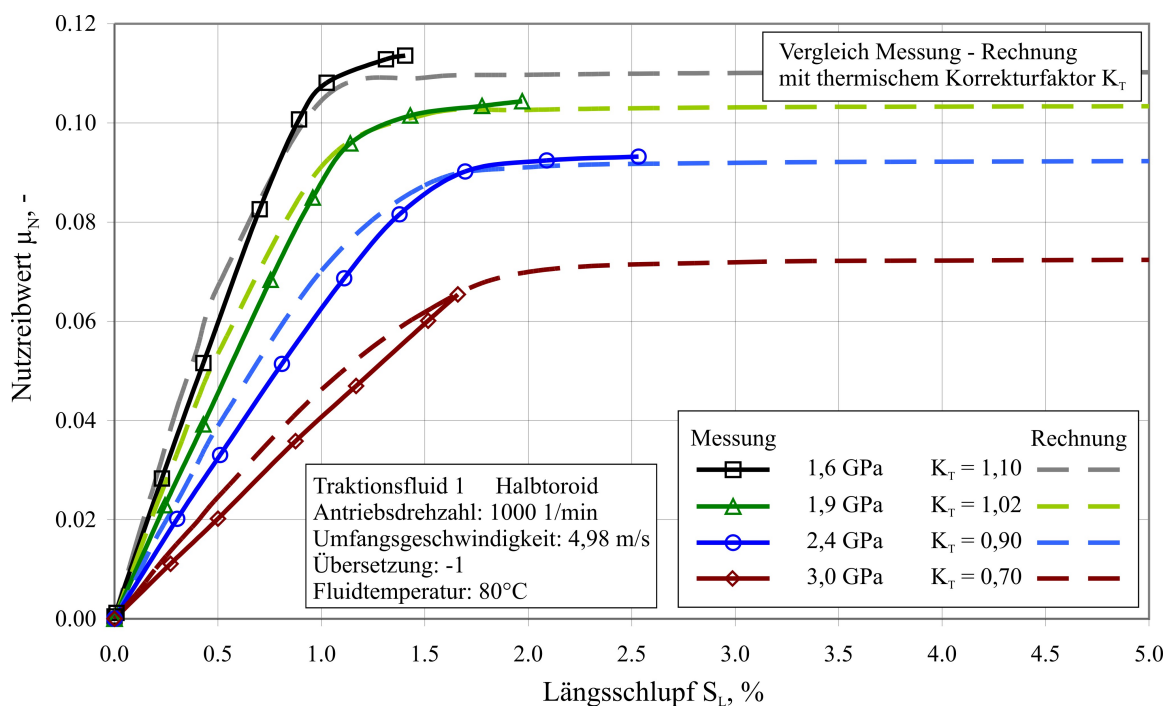


Abbildung 8.19: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 1000 min<sup>-1</sup> in der Halbtoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur



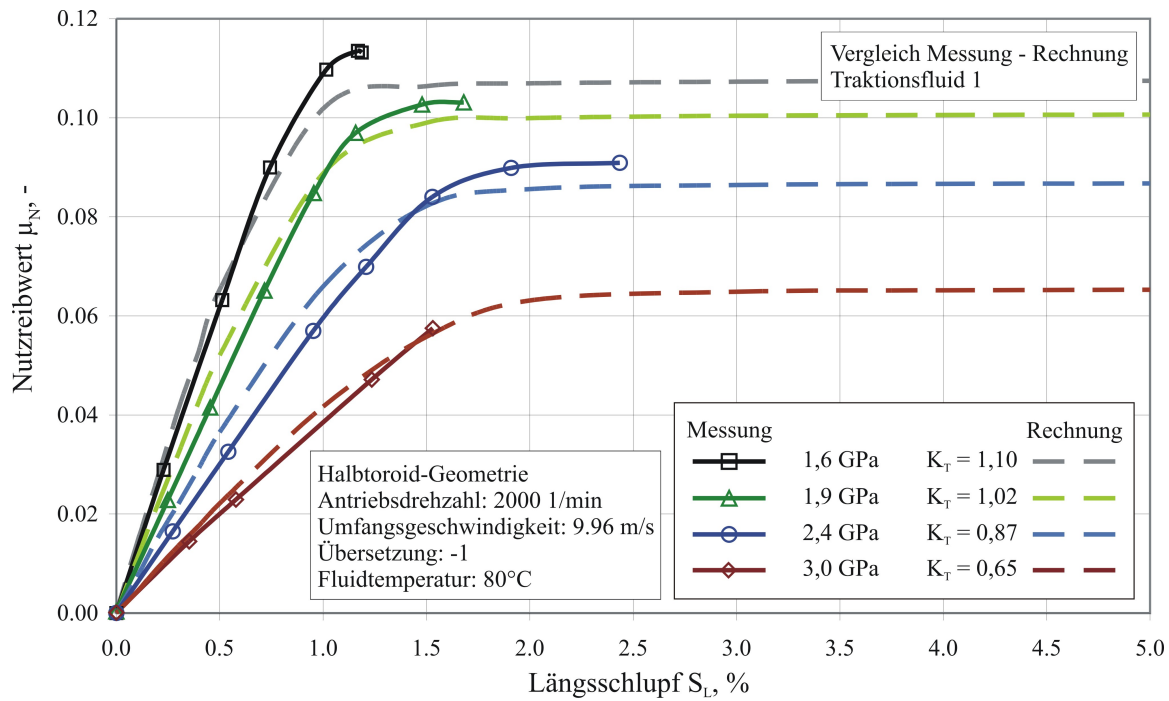


Abbildung 8.20: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 2000 min<sup>-1</sup> in der Halbtoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur

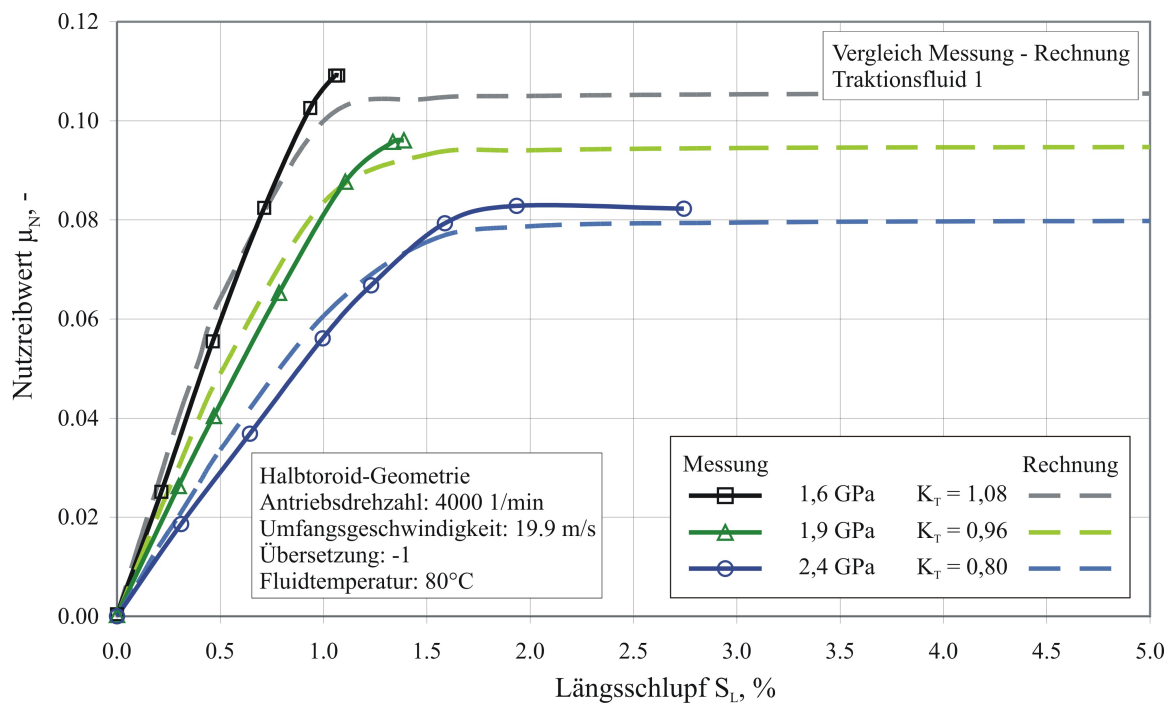


Abbildung 8.21: Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschluss-Schlupf-Kurven für das TF1 bei 80°C und 4000 min<sup>-1</sup> in der Halbtoroid-Geometrie mit Temperatur-Korrektur



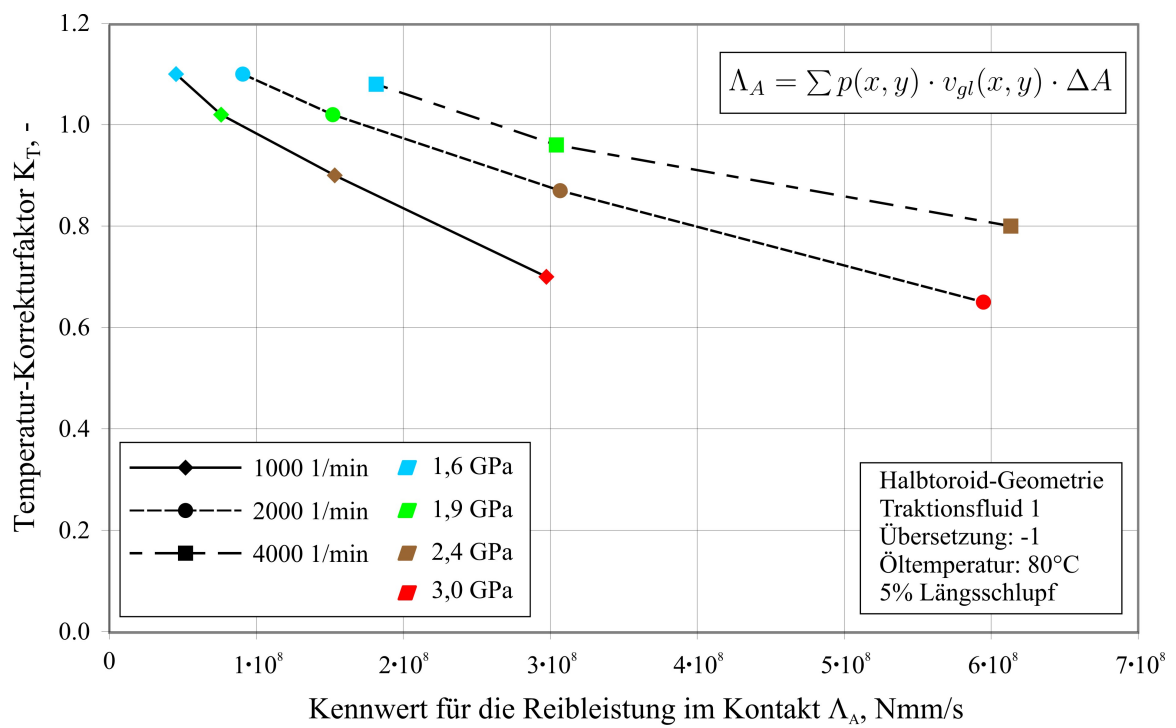


Abbildung 8.22: Temperatur-Korrekturfaktor für das Traktionsfluid 1 für die Halbtoroid-Geometrie

## 8.2.2 Verlustleistung und Wirkungsgrad

Für die in Abschnitt 6.2.2 beschriebenen Betriebspunkte der Versuche zur Variator-Verlustleistung und zum Wirkungsgrad ist nach Gleichung 5.33 die Verlustleistung berechnet worden. Abbildung 8.23 zeigt einen Vergleich von berechneten und gemessenen Werten. Nur bei einer maximalen Kontaktpressung von 1,6 GPa liegt die berechnete Verlustleistung bei kleinen Antriebsmomenten zu niedrig. Ansonsten ergibt sich zwischen Messung und Berechnung eine sehr gute Übereinstimmung. Der Grund für die Abweichungen könnte darin liegen, dass nur die Scherverluste im Fluid berechnet und die anderen Verlustanteile jedoch vernachlässigt wurden. Durch Moment-unabhängige Verluste, wie die hydrodynamische Rollreibung und die irreversible Verformungsarbeit könnte die berechnete Verlustleistung bei kleinen Pressungen niedriger ausfallen als die berechnete.

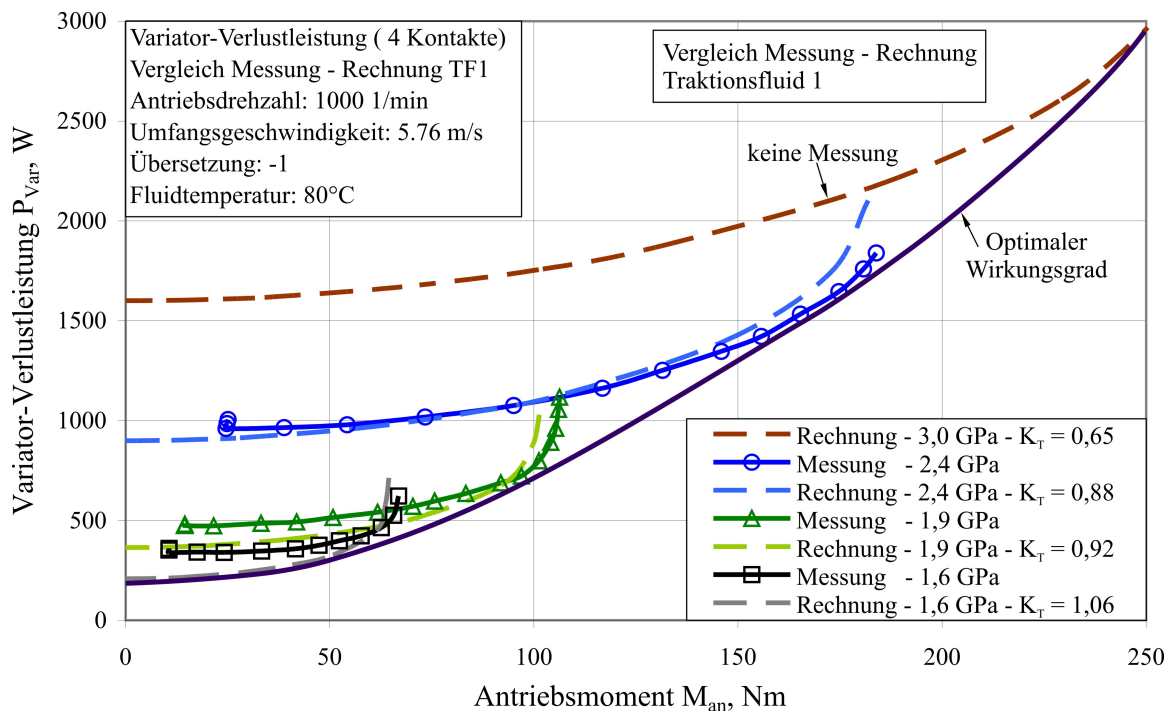


Abbildung 8.23: Vergleich von gemessener und berechneter Verlustleistung für das TF1 bei 80°C und 1000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroid-Geometrie

Dies zeigt sich auch, wenn der Variator-Wirkungsgrad aufgetragen wird. Besonders bei einer maximalen Kontaktpressung von 2,4 GPa stimmt der berechnete Wirkungsgrad sehr genau mit den gemessenen Werten überein.

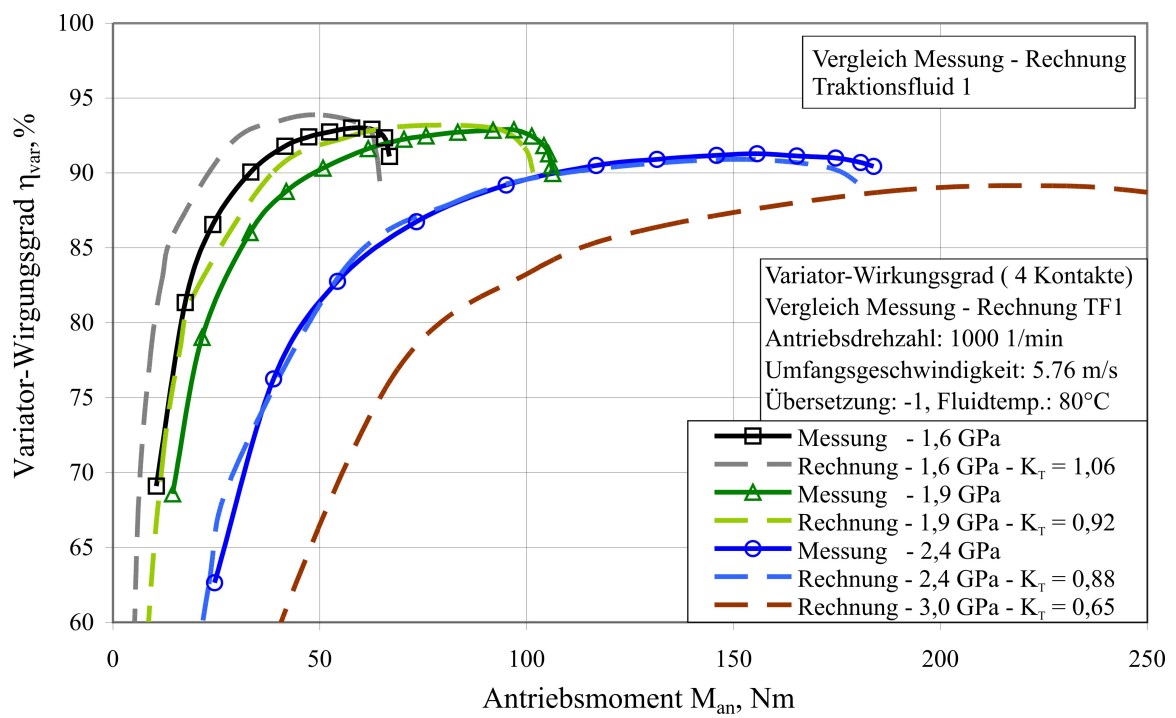


Abbildung 8.24: Vergleich von gemessenen und berechneten Variator-Wirkungsgraden für das TF1 bei 80°C und 1000 min<sup>-1</sup> in der Volltoroid-Geometrie

### 8.3 Einfluss des Rands der Kontaktfläche

Wenn zum Rand der Kontaktfläche hin eine bestimmte Pressung unterschritten ist, wird die nach dem direkten Schubspannungsansatz berechnete Schubspannung null. Dies tritt besonders bei den additivierten Grundölen der beiden Fette auf, wo die Grenzschubspannung teilweise schon unterhalb einer Pressung von 500 MPa null wird, vgl. Kapitel 5.4.2. Da sich aber auch in diesem Randbereich eine gewisse Schubspannung aufbauen muss, wird in diesem Abschnitt untersucht, inwieweit sich die Vernachlässigung des Randbereichs auf die Berechnungsergebnisse auswirken.

Dazu wird die Schubspannung im Randbereich nach dem Ansatz von Eyring (Gleichung 3.11) berechnet. Ein Vergleich bietet sich hier insbesondere bei einem Lagerversuch an, da, wie schon gesagt, der Randbereich bei den Grundölen der Fette zur Lagerschmierung besonders groß ist. In den Ansatz nach Eyring fließt das Schergefälle und die Druckviskosität mit ein, so dass als Vergleichsbetriebspunkt ein Schrägkugellager mit  $40^\circ$  Nenndruckwinkel bei hoher Last gewählt wird. Durch den großen Druckwinkel ist die Bohrwinkelgeschwindigkeit und damit das Schergefälle am Rand der Kontaktfläche maximal. Es ist daher davon auszugehen, dass bei diesem Betriebspunkt der größte Einfluss des Randbereichs auftritt. Abbildung 8.25 zeigt das auf diese Art berechnete Schubspannungsprofil in Richtung der großen Achse der Ellipse bei den genannten Bedingungen.

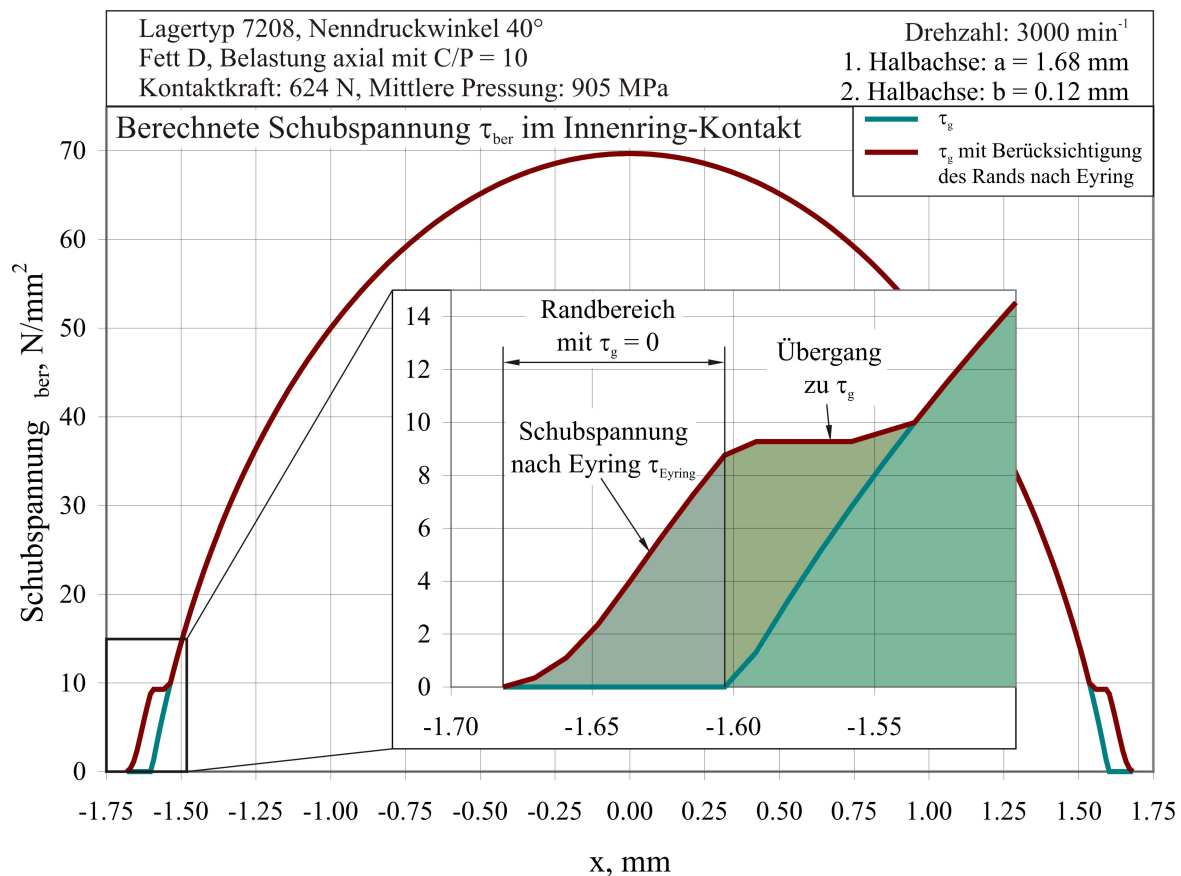


Abbildung 8.25: Berücksichtigung des Rands der Kontaktfläche nach Eyring

Im Randbereich, in dem die Berechnung mit dem direkten Schubspannungsansatz eine Grenzschubspannung  $\tau_g$  von null ergibt, wird die Schubspannung nach dem Ansatz von Eyring berechnet. Da es unwahrscheinlich ist, dass die Schubspannung nach innen hin wieder abfällt, wird ein Übergangsbereich mit konstanter Schubspannung modelliert. Abbildung

8.26 zeigt einen Vergleich der berechneten Schubspannung mit und ohne Berücksichtigung des Rands nach Eyring für die ganze Kontaktfläche. Es ist zu erkennen, dass der Einfluss des Rands relativ gering ist. Dies zeigt sich auch im berechneten Reibmoment. Mit der Berücksichtigung des Randbereichs ergibt sich lediglich eine maximale Erhöhung des Reibmoments von 2,5 %. Die Vernachlässigung des Rands der Kontaktfläche durch den direkten Schubspannungsansatz ist damit unerheblich und wirkt sich kaum auf die Berechnungsergebnisse aus.

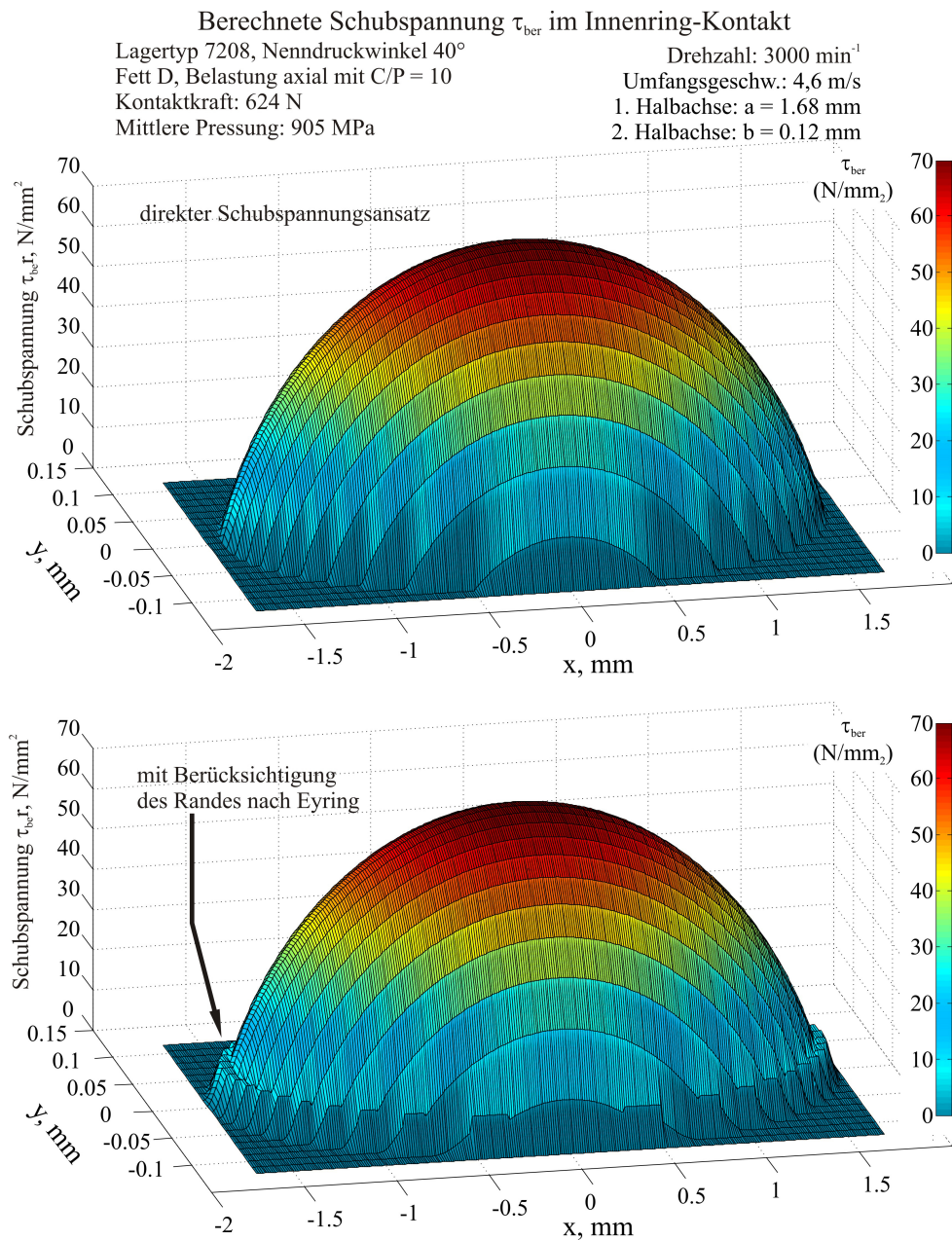


Abbildung 8.26: Berechnete Schubspannungen mit und ohne Berücksichtigung des Rands der Kontaktfläche nach Eyring im Vergleich

## 8.4 Einfluss des elastischen Formänderungsschlupfs

Die Kraftschlusskurven für trockenen Kontakt und Coulombsche Reibung bei reinem Längsschlupf besagen, dass durch die Schubspannungen in Umfangsrichtung eine entsprechende elastische Verformung entsteht, die als Längsschlupf messbar ist (vergleiche auch Kapitel 3.1.3 und 5.1). Betrachtet man zum Beispiel die Kraftschlusskurven der Halbtoroid-Geometrie in Abbildung 8.19 bei einer maximalen Pressung von 1,6 GPa (das entspricht einer mittleren Pressung von 1060 MPa) dann würde laut Abbildung 5.3 bei einem Nutzreibwert von 0.04 ein zusätzlicher elastischer Längsschlupf von etwa 0,06 % entstehen. Das entspricht ziemlich genau der Abweichung zwischen Rechnung und Messung. Bei kleinem Bohrschlupf können demnach noch genauere Ergebnisse erzielt werden, indem der elastischen Formänderungsschlupf nach Kalker oder aufgrund einer FE-Berechnung additiv überlagert wird. Dies wäre zum Beispiel bei der Halbtoroid-Geometrie bei Übersetzungen der Fall, die deutlich von  $i=1$  abweichen.

## 9 Zusammenfassung

Hoch belastete EHD-Wälzkontakte wie in Wälzlagern, Nocken-Stößel-Systemen oder Zahnrädern sind Teil vieler technischer Produkte und Anwendungen. Sie gewährleisten eine reibungsarme Relativbewegung oder auch eine Kraftübertragung zwischen sich bewegenden Maschinenteilen. Zur Auslegung von Maschinenelementen mit Wälzkontakten muss der Kraftschluss im Kontakt berechenbar sein.

Um eine quantitative Vorhersage der Kraftübertragung bzw. Reibung im Wälzkontakt zu ermöglichen, haben viele Autoren Berechnungsmodelle auf der Basis von umfangreichen Bauteilversuchen entwickelt. Die eigentliche Geometrie der Wälzkörper und die physikalischen Vorgänge im Kontakt bleiben dabei weitgehend unberücksichtigt. Ein Grund hierfür ist sicherlich die bisher schwierige Übertragbarkeit von Messergebnissen aus Modellversuchsständen auf das Maschinenelement als Ganzes. Zudem sind die entstandenen Berechnungsmodelle zumeist nur auf das jeweils betrachtete Maschinenelement mit teilweise deutlichen Einschränkungen anwendbar. Es fehlt also ein grundlegendes Berechnungsverfahren für allgemeine Wälzkontakte, mit dem ausgehend von einem einzelnen Wälzkontakt die verschiedenen Reibungs- bzw. Kraftübertragungsanteile bestimmt und dann auf das ganze Maschinenelement hochgerechnet werden können. Das Hauptziel dieser Arbeit ist daher die Erstellung eines allgemein anwendbaren Berechnungsmodells für die Kraftübertragung bzw. Reibung in hoch belasteten, punktförmigen Wälzkontakten, in denen elasto-hydrodynamische Schmierung vorliegt.

Um dieses Ziel zu erreichen, wurde zunächst die Anwendbarkeit von Ergebnissen aus Modellversuchen für die Berechnung der Reibung verbessert. Die Ergebnisse eingehender rheologischer Untersuchungen zum Schmierfilmaufbau bzw. der Schmierfilmhöhe, zum Schubspannungsaufbau und zur Druckviskosität der Schmierstoffe ermöglichten zu diesem Zweck eine genauere Berücksichtigung der physikalischen Vorgänge im Wälzkontakt. Untersucht wurden zwei Fette zur Schmierung von Wälzlagern und ihre additivierten Grundöle sowie drei Traktionsfluide für den Einsatz in toroidalen Wälzgetrieben, darunter auch das Traktionsöl Santotrac 50. Schmierfilmhöhenmessungen mit den beiden Grundölen der Fette und dem Traktionsfluid Santotrac 50 an einem Kugel-Scheibe-Apparat dienten zur Validierung der Schmierfilmhöhenberechnung. Dieser Apparat kam auch zur Untersuchung der besonderen Bedingungen des Schmierfilmaufbaus unter Fettschmierung zur Anwendung. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen, dass die Menge an Fett, die dem Kontakt zur Verfügung steht, einen sehr großen Einfluss sowohl auf die erreichte Schmierfilmhöhe als auch auf den Eintritt in die Starvation hat. Es wurden abhängig von der eingebrachten Fettmenge teils dickere, teils dünnere Filme gemessen als bei Vollschmierung mit Öl. Je kleiner das Schmierstoffangebot, desto eher (bei kleineren Wälzgeschwindigkeiten) trat Starvation ein. Wenn Mangelschmierung vorliegt, bringt der Wälzkörper selbst durch seine Abrollbewegung Schmierstoff in die Laufbahn.

An einem Zweiseiben-Versuchsstand wurde ein umfangreicher Datensatz zur Grenzschubspannung der Öle aufgenommen. Die Ergebnisse zeigen einen linearen Zusammenhang zwischen der Grenzschubspannung und der Pressung. Der lineare Anstieg der Grenzschubspannung erfolgt erst ab einer bestimmten Pressung, die vom Öltyp, der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit und der Öltemperatur abhängt. Oberhalb dieser Pres-

sung kann der Schmierstoff wie ein Festkörper mit druckabhängiger Fließgrenze betrachtet werden. Der Begriff der Viskosität zur Beschreibung einer Flüssigkeit lässt sich hier nicht mehr anwenden.

In den theoretischen Untersuchungen wurde ein Berechnungsmodell für allgemeine Wälzkontakte entwickelt, mit dem die Kraftübertragung in einem beliebigen Kontakt berechnet werden kann. In diesen Ansatz fließen die am Zweischeiben-Prüfstand gemessene Daten zur Grenzschubspannung der untersuchten Schmierstoffe bei unterschiedlichen Pressungen, Wälzgeschwindigkeiten und Temperaturen ein. Das Modell wurde beispielhaft auf die speziellen Anwendungen Schräg- bzw. Rillenkugellager und Wälzgetriebe (Voll- und Halbtoroidvariator) angewendet und mit in entsprechenden Bauteilversuchen gemessenen Daten verglichen und validiert.

Das Reibmoment von Kugellagern mit mittlerer bis hoher Axiallast lässt sich mit dem Berechnungsmodell sehr gut vorhersagen. Die Berechnungsergebnisse zeigen eine deutliche Zunahme des Reibmoments mit steigendem Druckwinkel bei gleichzeitig konstanter Wälzkörperbelastung, was die entsprechenden Bauteilversuche auch bestätigen. Die Genauigkeit der Berechnung der Bohrreibung im Kontakt konnte im Vergleich zu bisherigen Berechnungsmethoden durch einen alternativen Berechnungsansatz für das Bohrmoment im Kontakt wesentlich verbessert werden.

Die Anwendung des Modells auf den Wälzkontakt in Voll- bzw. Halbtoroid-Variatoren zeigt, dass die gemessenen Kraftschluss-Verläufe und insbesondere der flachere Anstieg der Kurven bei steigendem Bohr-Wälzverhältnis und steigender Pressung für beide Variator-Geometrien richtig abgebildet wird. Es konnte gezeigt werden, dass der charakteristische Verlauf der Kraftschlusskurve in bohrbehafteten Toroid-Kontakten durch die Kinematik im Kontakt aufgrund der Drehung der Relativgeschwindigkeitsvektoren in Umfangsrichtung bei steigendem Schlupf erzeugt wird. Durch den Einsatz eines Korrekturfaktors für die Temperaturerhöhung im Kontakt konnte eine sehr gute Übereinstimmung der berechneten Kraftschluss-Kurven mit den Messdaten erreicht werden. Dieser Korrekturfaktor hängt von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit und von der im Kontakt umgesetzten Reibleistung ab. Das Berechnungsmodell ist auch in der Lage, den Anteil der Scherverluste an der gesamten Variator-Verlustleistung und damit auch den Variator-Wirkungsgrad richtig wiederzugeben. Da im normalen Betrieb eines Toroid-Variators die Scherverluste den Hauptanteil der Variatorverluste ausmachen, kann das Modell zur optimalen Auslegung von Variatoren genutzt werden. Der elastische Formänderungsschlupf wird allerdings im Modell vernachlässigt. Bei kleinen Bohrschlupfanteilen wird das zu merklichen Abweichungen führen, was sich im Vergleich von gemessenen und berechneten Kraftschlussverläufen bei der Halbtoroid-Geometrie bereits andeutet. In diesem Fall ist der elastische Formänderungsschlupf entsprechend der Theorie von Kalker additiv zu überlagern.

Das zur Berechnung der im Schmierstoff wirkenden Schubspannungen entwickelte Festkörper-Fluidmodell liefert für Kontakte, bei denen in einem Großteil der Kontaktfläche Drücke über 0,5 GPa herrschen, Ergebnisse, die sehr gut mit gemessenen Daten übereinstimmen. Bei überwiegend niedrigeren Flächenpressungen könnten allerdings Berechnungsmodelle mit einem viskoden Fluidmodell besser geeignet sein. Damit steht als Ergebnis dieser Arbeit ein abgesichertes Berechnungsverfahren für hoch belastete Wälzkontakte zur Verfügung. Mit diesem Berechnungsverfahren ist mit wenigen Basisdaten eines Schmierstoffs eine genaue quantitative Aussage über das Verhalten im Wälzkontakt möglich.



# Literaturverzeichnis

- [BAIR82] Bair, S.; Winer, W.O.: *Some Observations in High Pressure Rheology of Lubricants*. Journal of Lubrication Technology, Vol. 104, S. 357-364, 1982.
- [BAIR92] Bair, S.; Winer, W.O.: *The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants*. ASME Journal of Tribology, Vol. 114, Nr. 1, S. 1-13, 1992.
- [BAIR93] Bair, S.; Qureshi, F.; Winer, W.O.: *Observations of Shear Localisation in Liquid Lubricants under Pressure*. Trans. ASME J. Tribology, Vol. 115, S. 507-514, 1993.
- [BAIR00] Bair, S.; Winer, W.O.: *The Pressure-Viscosity Coefficient at Hertz Pressure and its Relation to Concentrated Contact Traction*. Thinning films and Tribological Interfaces, Dowson, et al., Eds., S. 433, 2000.
- [BAIR04] Bair, S.; McCabe, C.: *A Study of Mechanical Shear Bands in Liquids at High Pressure*. Tribology International 37, S. 783-789, 2004.
- [BAIR06] Bair, S.; Kotzalas, M.: *The Contribution of Roller Compliance to Elastohydrodynamic Traction*. Tribology Transactions, April 2006.
- [BAIR07] Bair, S.: *High Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics*. Tribology and Interface Engineering Series, No.54, Elsevier, 2007.
- [BALY05] Baly, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [BARU83] Barus, C.: *Isothermals, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity*. American Journal of Science, Vol. 45, Nr. 266, 1893.
- [BARZ96] Barz, M.: *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Wälzlagern*. Dissertation, Universität Hannover, 1996.
- [BODE88] Bode, B.: *Entwicklung eines Quarzviskosimeters für Messungen bei hohen Drücken*. TU Clausthal, Tribologie und Schmierungstechnik, 35. Jahrgang, Heft 5, 1988.
- [BODE89] Bode, B.: *Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck*. Tribologie und Schmierungstechnik, 36. Jahrgang, Heft 4, S. 182-189, 1989.
- [BORK00] Bork, H.: *Dynamik von CVT-Toroidreibradgetrieben*. Dissertation, Technische Universität München, 2000.
- [BOUS07] Bouska, K. C.: *Untersuchung der Struktur-Wirkungsbeziehungen von Basisflüssigkeiten für Traktionsfluide*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2007.

- [BRAE72] Brändlein, J.; Klühspies, N.: *Die Lastverhältnisse in schnellaufenden Kugellagern*. Werkstatt und Betrieb, Nr. 105, S. 671-678, 1972.
- [BRAE95] Brändlein, J. et al.: *Die Wälzlagerpraxis*. Dritte Auflage, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 1995.
- [CART26] Carter, F. J.: *On the Action of a Locomotive Driving Wheel*. Proceedings of the Royal Society, Series A 112, S. 151-157, 1926.
- [DAUB01] Dauber, O.: *Elastohydrodynamische Rollreibung in Stahl-Keramik-Kontakten*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2001.
- [DONA86] Donatius, J.: *Tribologisches Verhalten von Wälzpaarungen bei gleichzeitiger Wälz- und Bohrreibung*. Dissertation, Universität Braunschweig, 1986.
- [DOWS79] Dowson, D.; Toyoda, S.: *A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts*. Proceedings of the Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers, S. 60-65, 1979.
- [DOWS81] Dowson, D.; Hamrock, B.J.: *Ball Bearing Lubrication*. Wiley & Sons Inc., New York, 1981.
- [ELSE98] Elser, W.: *Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1998.
- [EYRI36] Eyring, H.: *Viscosity, Plasticity and Diffusion as Examples of Reaction Rates*. J. Chem. Phys. Vol. 4, S. 283, 1936.
- [EVAN86] Evans, C.R.; Johnson, K.L.: *The Rheological Properties of Elastohydrodynamic Lubricants*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 200, Nr. C5, S. 303-312, 1986.
- [FAG06] FAG: *Handbuch zum Prüfstand FE8 nach DIN 51819 für Schmierstoffe von Wälzlagern*. Handbuch-Nr.: 02003EF05104, Oktober 2006.
- [FELL91] Fellows, G.T.; Greenwood, C.J.: *The Design and Development of an Experimental Traction Drive CVT for a 2.0 Litre FWD Passenger Car*. SAE Technical Paper Series No. 910408, Warrendale, PA (1991).
- [GAGG77] Gaggermeier, H.: *Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regelradgetriebenim Bereich elastohydrodynamischer Schmierung*. Dissertation, Technische Universität München, 1977.
- [GERS00] Gerstenberger, J.: *Wälzagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen*. Dissertation, Universität Hannover, 2000.
- [GIT04] Gitt, C.: *Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004.
- [GOHA71] Gohar, R.: *Oil Film Thickness and Rolling Friction in Elastohydrodynamic Point Contact*. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, S. 371-382, 1971.
- [GOHA88] Gohar, R.: *Elastohydrodynamics*. Wiley & Sons Inc., New York, 1988.

- [GRAS02] Graswald, C.: *Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben*. Dissertation, Technische Universität München, 2002.
- [GREE05] Greenwood, C.; Batchelor, J.: *The Torotrak Infinitely Variable Transmission - One Technology, Many Applications*. 4. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, Dezember 2005.
- [HAMR04] Hamrock, B.C. et.al.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Second Edition, Dekker, 2004.
- [HARR71] Harris, T. A.: *Ball Motion in Thrust-Loaded, Angular Contact Bearings with Coulomb Friction*. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, S. 32-38, 1971.
- [HARR91] Harris, T. A.: *Rolling Bearing Analysis*. 4. Auflage, Wiley & Sons Inc., New York, 1991.
- [HEIN67] Heinrich, G., Desoyer, K.: *Rollreibung mit axialem Schub*. Ingenieur-Archiv 36 2, S. 48-72, 1967.
- [HENZ03] Henzler, S.: *Methodik zur Konzeption der Struktur und der Regelung leistungsverzweigter Getriebe mit Toroidvariator*. Dissertation, Universität Paderborn, 2003.
- [HERT81] Hertz, H.: *Über die Berührung fester elastischer Körper*. Gesammelte Werke Band I, S. 155-173, Leipzig, 1881.
- [JACO74] Jacobson, B. O.: *An experimental determination of the solidification velocity for mineral oils*. ASLE Transactions, Band 17, Heft 4, S. 290-294, 1974.
- [JACO86] Jacobson, B. O.; Höglund, E.: *Experimental Investigation of the Shear Strength of Lubricants Subjected to High Pressure and Temperature*. Journal of Tribology, Volume 108, S. 571-578, 1986.
- [JACO91] Jacobson, B. O.: *Rheology and elastohydrodynamic Lubrication*. Elsevier, ISBN 0-444-88146-8, 1991.
- [JACO06] Jacobson, B. O.: *High-Pressure Chamber Measurements*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Volume 220, Nr. 3, S. 199-206, 2006.
- [JOHN85] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [KALK67] Kalker, J. J.: *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction*. Dissertation, Technische Hochschule Delft, 1967.
- [KUHL09] Kuhlmann, J.: *Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen*. Dissertation, Universität Hannover, 2009.
- [LING74] Lingard, S.: *Tractions at the Spinning Point Contacts of a Variable Ratio Friction Drive*. Tribology International, Vol. 7, S. 228-234, 1974.
- [MACH00] Machida, H.; Murakami, Y.: *Development of the Powertoros Unit Half Toroidal CVT*. Motion and Control 9 (2000) 15-26.

- [MANG07] Mang, Th.; Dresel, W.: *Lubricants and Lubrication*. Second Edition, Wiley VCH Verlag, Weinheim, 2007.
- [MEYE06] Meyer, C.; Resch, R.: *Untersuchungen zum Reibungs- und Schadensverhalten von Traktionsfluiden*. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 414 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 781, 2006.
- [MEYE07] Meyer, C.; Resch, R.: *Vergleichende Untersuchung von drei Traktionsfluiden in einer Vier-Schieben-Prüfvorrichtung*. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 414/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 829, 2006.
- [MEYE09] Meyer, C.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager II*. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 388/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2009.
- [MIYA08] Miyata, S. et al.: *Experimental investigation of temperature rise in elliptical EHL contacts*. Tribology International, Volume 41, S. 1074-1082, 2008.
- [MONS72] N.N.: *Monsanto's High Traction 'Santotrac'*. Industrial Lubrication and Tribology, Januar/Februar 1972, S. 43-44.
- [MORA07] Morales-Espejel, G.E.: *Laufwiderstand in Wälzlagern*. Evolution - Das Wirtschafts- und Technikmagazin von SKF, Nr. 8, Ausgabe Juni, 2007.
- [NAKA06] Nakahara, T.; Kazuyuki, Y.: *Influence of temperature distributions in EHL film on its thickness under high slip ratio conditions*. Tribology International, Volume 40, Nr. 4, S. 632-637, April 2007.
- [PALM57] Palmgren, A.: *Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern*. VDI-Berichte, Band 20, 1957.
- [PALM64] Palmgren, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. 3. neubearbeitete Auflage, Franckh'sche Verlagshandlung W. Keller & Co., Stuttgart, 1964.
- [POLL83] Poll, G.: *Der Einfluss der realen Systemeigenschaften auf die Kraftschluss-gesetze bei wälzender Relativbewegung*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1983.
- [POLL09] Poll, G., et al.: *Schmierfilmbildung und Reibung in fettgeschmierten Wälzlagern*. VDI-Bericht Nr. 2069: Gleit- und Wälzlagerungen, S. 327-343, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092069-6, 2009.
- [QUIN03] Quinger, T.: *Wälzgetriebe-Grundlagen für automobile Anwendungen*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 678, 2003.
- [ROEL66] Roelands, C.J.A.: *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*. Thesis, University Microfilms, Ann Arbor, S. 115-163, 1966.
- [SCHO09] Schöppl, O.; Reichert, J.: *Energieeffiziente Wälzlager - Keramische Wälzkörper und optimierte Schmierung*. Tribologie und Schmierungstechnik, 56. Jahrgang, Nr. 4, S. 10-13, 2009.

- [SKF08] SKF GmbH: *Hauptkatalog 2008*. Januar 2008.
- [STEI95] Steinert, T.: *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig*. Dissertation, RWTH Aachen, 1995.
- [STEI08] Steinhilper, W.; Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 6. Auflage, Springer-Verlag, 2008.
- [STOE00] Stöcker, H.: *Taschenbuch der Physik*. 4. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt a. M., 2000.
- [STRI02] Stribeck, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. VDI-Zeitschrift, Band 46, Heft 36, 1902.
- [TAKA05] Takashi, I.; Emanjdjomeh, N.: *Development of a Highly Efficient Half-Toroidal IVT System with Geared-Neutral and Power-Split Technologies*. 4. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, Dezember 2005.
- [TEVA79] Tevaarwerk, J.L.: *Traction Drive Performance for the Johnson and Tevaarwerk Traction Model*. NASA Technical Paper 1530, 1979.
- [TODD87] Todd M. J.; Johnson K.L.: *A model for Coulomb torque hysteresis in ball bearings*. International Journal of Mechanical Sciences, Band 29, Heft 5, S. 339-354, 1987.
- [TUEL99] Tüllmann, U.: *Das Verhalten axial verspannter, schnelldrehender Schrägkugellager*. Dissertation, RWTH Aachen, 1999.
- [WALB04] Walbeck, T.: *Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur*. Dissertation, RWTH Aachen, 2004.
- [WEDE71] Wedeven, L. D. et al.: *Optical Analysis Of Ball Bearing Starvation*. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, S. 349-363, 1971.
- [WERN58] Wernitz, W.: *Wälz-Bohrreibung: Bestimmung der Bohrmomente und Umfangskräfte bei Hertz'scher Pressung mit Punktberührung*. Schriftenreihe Antriebstechnik, Band 19, Braunschweig, 1958.
- [WOLF09] Wolf, T.M.: *Neue Lagertechnologie ermöglicht hohes CO<sub>2</sub>-Einsparpotential*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 111. Jahrgang, Ausgabe September, S. 668-671, 2009.
- [YOKO99] Yokoyama, F.; Spikes, H.: *Film-Forming Properties of Polyol Esters, Polyphenyl Ethers and their Mixtuers over a Wide Range of Temperature*. Tribology Transactions, Band 43, Heft 1, Seiten 130-136, 2000.

## **Wissenschaftlicher Werdegang**

Jahrgang 1975

- |             |   |
|-------------|---|
| 1995 - 1999 | Ausbildung zum Industriemechaniker<br>Stiebel Eltron GmbH & Co. KG in Holzminden  |
| 1999 - 2003 | Maschinenbaustudium<br>Fachhochschule Hannover  |
| 2003 - 2009 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für<br>Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und<br>Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität Hannover |