

# **Entwicklung eines modularen Messsystems zur optischen und kapazitiven Schmierfilmdickenmessung in einem EHD-Kontakt**

## **Masterarbeit**

Durchgeführt bei der  
Volkswagen AG, Wolfsburg



Verfasser:  
cand. mach. Ngoc Minh DAO

Betreuer:  
Dipl.-Ing. Norbert BADER

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>4</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>6</b>
1.1. Ziel der Arbeit . . . . .	6
1.2. Vorgehensweise . . . . .	6
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>7</b>
2.1. Eigenschaften des Schmiermittels . . . . .	7
2.2. Reibung . . . . .	12
2.2.1. Reibungsarten . . . . .	12
2.2.2. Reibungszustände . . . . .	13
2.2.3. Stribeck-Kurve . . . . .	14
2.3. Betrachtung des EHD-Kontaktes . . . . .	15
2.3.1. Kontakt von beliebig gekrümmten Elementen . . . . .	15
2.4. Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson . . . . .	17
<b>3. Literaturforschung der experimentellen Techniken zur Schmierfilmdickenmessung in EHD-Kontakten</b>	<b>19</b>
3.1. Optische Messung der EHD Schmierfilmdicke . . . . .	19
3.1.1. Licht Interferometrie . . . . .	19
3.1.2. Variante von der klassischen optischen Interferometrie Methode . . . . .	19
3.2. Elektrische Messung der EHD Schmierfilmdicke . . . . .	19
3.2.1. Widerstandmessung . . . . .	19
3.2.2. Kapazitätsmessung . . . . .	21
3.3. Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden . . . . .	21
3.3.1. Taktile . . . . .	21
3.3.2. Ultraschall . . . . .	21
3.3.3. Laserinduzierte Fluoreszenz . . . . .	21
<b>4. Aufbau und Funktion des EHD-Messgeräts</b>	<b>22</b>
4.1. PCS Instrument Prüfstand . . . . .	22
4.1.1. PC und Elektronikeinheit . . . . .	22
4.1.2. Mechanischer Aufbau . . . . .	23
4.1.3. Messsystem zur Schmierfilmdickemessung . . . . .	24
<b>5. Konstruktive Bearbeitung</b>	<b>27</b>
<b>6. Versuche auf dem EHD-Messgerät</b>	<b>28</b>
6.1. Versuchte Öle . . . . .	28
6.2. Versuchsdurchführung . . . . .	28
<b>7. Diskussion</b>	<b>29</b>

<b>8. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>30</b>
<b>Literatur</b>	<b>31</b>
<b>Anhang</b>	<b>31</b>
<b>A. Literaturverzeichnis</b>	<b>32</b>

# Notes

■ check the formel . . . . .	8
■ Walther Linearisierung . . . . .	9
■ Figure quelle ??? . . . . .	9
■ Figure quelle ??? . . . . .	10

# Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$a$	$mm$	Halbachse der Kontaktellipse senkrecht zur Bewegungsrichtung
$b$	$mm$	Halbachse der Kontaktellipse parallel zur Bewegungsrichtung
$E$	$N/mm^2$	Elastizitätsmodul
$F$	$N$	Normalkraft im Kontaktpunkt
$G$	—	Werkstoffparameter
$H$	—	Schmierfilmparameter
$P$	$N$	Belastung im Kontakt
$p$	$Gpa$	Druck im Kontaktpunkt
$p_0$	$Gpa$	Maximaldruck im Kontaktpunkt
$r$	$mm$	Krümmungsradius der Kontaktkörper
$R$	$mm$	Reziproker Krümmungsradius
$R_x$	$mm$	Hauptkrümmungsradius in der Bewegungsebene
$S$	—	Schnittpunkt der Rotationsachsen
$S_B$	%	Bohrschlupf
$U$	—	Geschwindigkeitsparameter
$u$	$mm/s$	Wälzgeschwindigkeit
$W$	—	Belastungsparameter
$\alpha_p$	—	Viskositäts-Druck-Koeffizient
$\gamma_1$	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Scheibe
$\gamma_2$	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Kugel
$\eta_0$	$mPa.s$	Dynamische Viskosität im Kontakteintritt
$\kappa$	—	Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipsen
$\nu$	—	Querkontraktionszahl
$\nu$	$mm^2/s$	Kinematische Viskosität
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\varphi$	°	Winkel zwischen den Hauptebenen
$\omega_b$	$rad/s$	Bohrwinkelgeschwindigkeit
$\omega_w$	$rad/s$	Wälzwinkelgeschwindigkeit

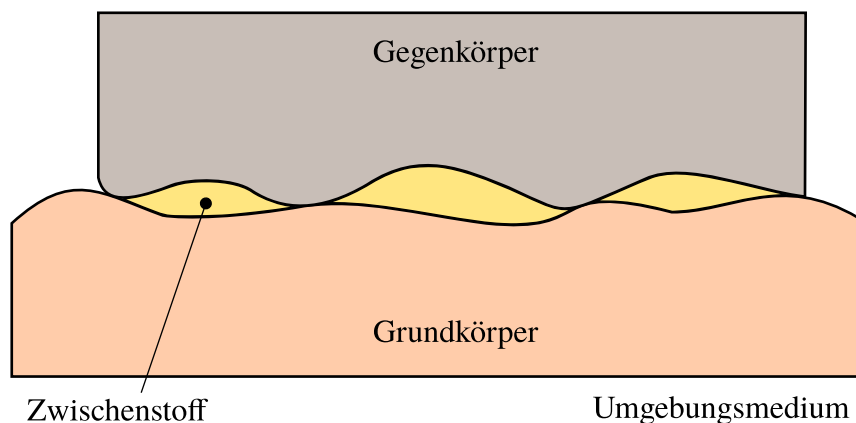
# **1. Einleitung**

## **1.1. Ziel der Arbeit**

## **1.2. Vorgehensweise**

## 2. Stand der Technik

Der Begriff Tribologie ist nach [1] die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie beschäftigt sich mit Reibung, Verschleiß und Schmierung sowie Grenzflächenwechselwirkungen zwischen Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen (Abbildung 2.1).



**Abbildung 2.1.:** Das tribologische System[2]

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich vornehmlich mit dem ölgeschmierten Kugel-Scheibe-Kontakt. Aus diesem Grund soll im folgenden kurz auf die Themen Schmieröle, Reibung und auf die elastohydrodynamischen Grundlagen eingegangen werden.

### 2.1. Eigenschaften des Schmiermittels

#### Viskosität

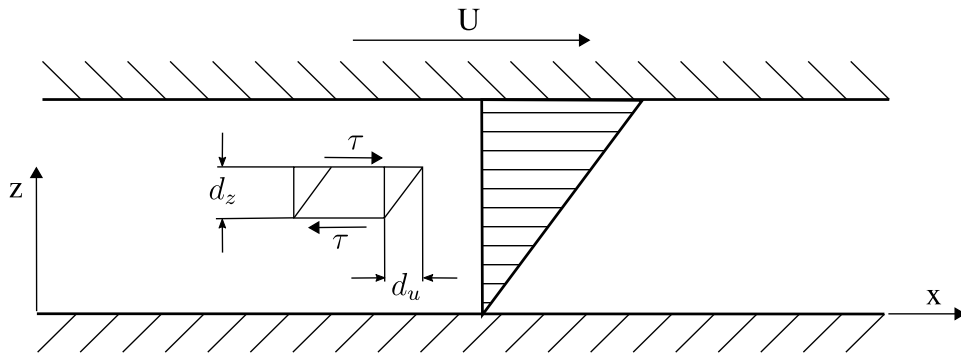
Viskosität, die auch als innere Reibung bezeichnet wird, ist die wichtigste Kenngröße eines Schmierstoffes. Sie beschreibt die Zähigkeit von Flüssigkeiten und Gasen. Je größer die Viskosität ist, desto dickflüssiger ist das Fluid und je niedriger die Viskosität, desto dünnflüssiger ist es. Ein Modell des Parallelplattenversuchs veranschaulicht das Fließverhalten des Schmierstoffes, Abbildung 2.2.

Für eine Newtonsche Flüssigkeit ist das Schergefälle  $G = du/dz$  direkt proportional zur der Schubspannung  $\tau$

$$G = k\tau \quad (2.1)$$

Die dynamische Viskosität (oder Viskosität) ist das Verhältnis von Schubspannung und Geschwindigkeitsgradient und ist der Kehrwert der Fluidität  $k$  im Newtonschen Schubspannungsgesetz (2.1).

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{\tau}{G} = \frac{\tau}{du/dz} \quad (2.2)$$



**Abbildung 2.2.:** Geschwindigkeitsprofil in einem Parallelplattenversuch[2]

Die kinematische Viskosität ergibt sich aus der dynamischen Viskosität durch die Division mit der Dichte des Fluids.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3)$$

Im Si-Einheitensystem hat die dynamische Viskosität als Einheit  $Ns/m^2$  oder  $Pas$  und die kinematische Viskosität als Einheit  $m^2/s$ . Ein Stoff hat die Viskosität  $1 Ns/m^2$ , wenn er in zwischen zwei Platten, die Größe von  $1 m^2$  und einen Abstand von  $1 m$  haben, befindet und man braucht  $1 N$ , um die zwei Platten gegeneinander mit einer Geschwindigkeit von  $1 m/s$  zu verschieben.

## Temperatureffekt

Die Temperatur hat eine große Effekt auf der Viskosität aller fließfähigen Stoffe. Mit steigender Temperatur sinkt die Viskosität der Flüssigkeiten ab. Diese Effekt kann experimentell mittel eines Viskosimeters und rechnerisch nach Cameron bestimmt werden.

Die einfachste Gleichung nach Reynold lautet:

$$\eta = \eta_s \exp(-\beta \Delta\phi) \quad (2.4)$$

wobei  $\eta_s$  ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur  $\phi_s$ ,  $\eta$  ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur  $\phi$ ,  $\Delta\phi$  ist die Temperaturdifferenz ( $\eta = \eta_s + \Delta\phi$ ) und  $\beta$  ist die thermoviskose Konstante.

$$\eta(\phi) = k_1 \exp(k_2/(\phi + 95)) \quad (2.5)$$

check  
formel

## Viskositätsindex

Die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität eines Schmieröls wird auch von einem Viskositätsindex (VI oder KVI) beschreibt. Der Viskositätsindex basiert auf einer Skalar, in der zwei unterschiedlichen Öltypen mit deutlich abweichenden Viskosität-Temperaturverhalten zugeordnet wurden. Das Öl, das starke Veränderung der Viskosität ist, wird mit 0 oder LVI (low viscosity index) indiziert. Das andere Öl wird mit 100 oder HVI (high viscosity index) gekennzeichnet. Aus dem Vergleich der kinematischen Viskosität eines zu beschreibenden Öls mit diesen beiden Referenzölen bei  $100^\circ$  ergibt sich dessen Viskositätsindex, Formel 2.6.

$$VI \text{ (oder KVI)} = \frac{\nu_0 - \nu}{\nu_0 - \nu_{100}} \quad (2.6)$$



In der VI-Definition ist es angenommen, dass die Veränderung der Viskosität mit Temperatur von drei Ölen linear ist. Die Linearisierung ist nach Walther (Sánchez-Rubio, et al.)[3] und wird in der Abbildung 2.3 für das Mineralöle dargestellt.

$$\log \log(\nu + 0,7) = A + B \log T \quad (2.7)$$

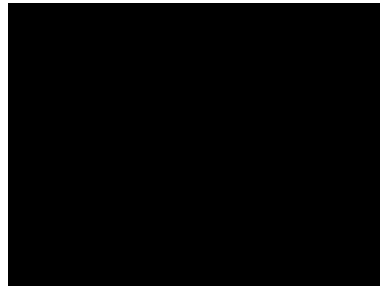


Abbildung 2.3.: Variation der Viskosität mit Temperatur

Walther Linearisierung

## Einfluss von Druck auf Viskosität

Mit steigendem Druck nimmt die Viskosität aller Schmieröle zu.

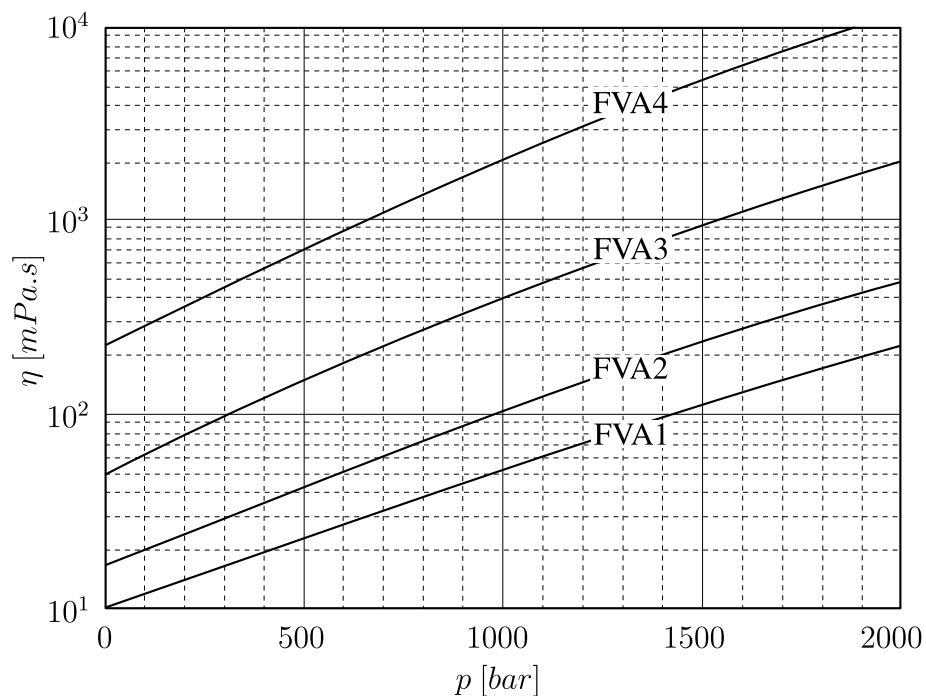


Abbildung 2.4.: Dynamische Viskosität in Abhängigkeit vom Druck

Figure quelle ???

Allerdings verändert sich das Schmiermittel unter dem für die EHD-Kontakte enormen Druck schlagartig. Die Viskosität nimmt rapide zu und der Schmierstoff erreicht einem festen Zustand. Nach Barus kann die Viskosität mit der unteren Formel berechnet werden

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_p p) \quad (2.8)$$

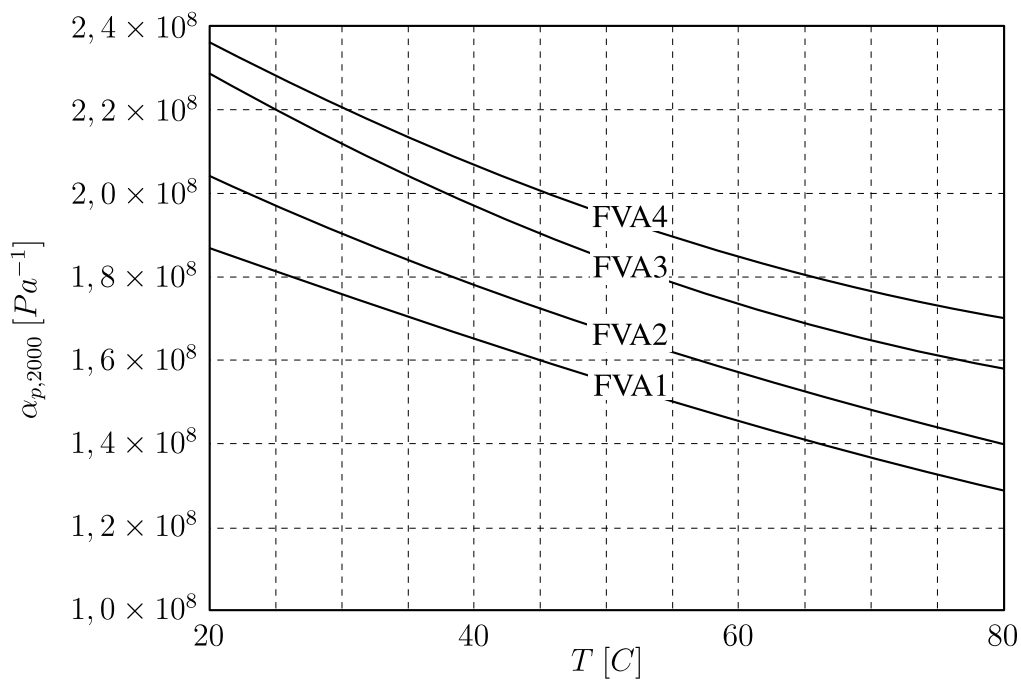
wobei  $\eta_0$  die Viskosität beim Atmosphärendruck und  $\alpha_p$  der Druckkoeffizient der Viskosität ist. Für Mineralöle sind diese Parameter ungefähr

$$\begin{array}{ll} 0,001 \rightarrow 0,1 & \text{für } \eta_0 \text{ [Pa s]} \\ 0 \rightarrow 4,0 \times 10^{-8} & \text{für } \alpha_p \text{ Pa}^{-1} \end{array}$$

Leider liefert die Barus Gleichung einen zu großen Wert beim hohen Druck. Eine genauer Gleichung wurde von Roelands[4] vorgeschlagen

$$\eta(p, T) = \eta_0 \exp \left[ (\ln \eta_0 + 9,67) \left( \left( 1 + \frac{p}{p_r} \right)^z \left( \frac{T_0 - 138}{T - 138} \right)^{s_0} - 1 \right) \right] \quad (2.9)$$

Der Druckkoeffizient der Viskosität  $\alpha_p$  ist nicht eine Konstante, sondern eine Funktion der Temperatur. Diese Abhängigkeit wird in Abbildung 2.5 für die Referenzöle der FVA gezeigt.



**Abbildung 2.5.:** Verhalten des Druckkoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur

Figure quelle ???

## Dichte

Für eine numerische Schmierfilmdickenmessung ist es notwendig zu wissen, wie die Dichte des Schmierstoffes unter verschiedenen Druck verhält. Die Form des Schmierfilms kann nicht richtig berechnet werden, wenn diese Eigenschaft vernachlässigt wird. Die Kompressibilität eines Schmierstoffes

$C$  ist nach Chu und Cameron mit folgender Formel zu berechnen:

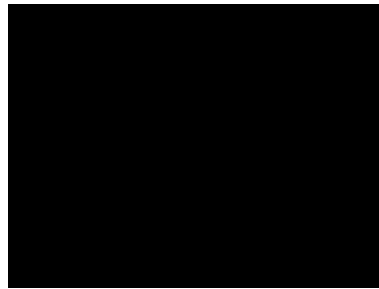
$$C = \left( \frac{1}{\rho} \right) \frac{d\rho}{dp} = \left( \frac{1}{V} \right) \frac{dV}{dp} \quad (2.10)$$

wobei  $V$  das Volumen und  $dV$  die Änderung des Volumens ist.

Die Dichte der Mineralöle ist nach Hirano[5] mit folgender Formel zu berechnen

$$\rho = \rho_0 \left( 1 + \frac{0,6p}{1 + 1,7p} \right) \quad (2.11)$$

wobei  $p$  in  $GPa$  und  $\rho_0$  die Dichte beim normalen Luftdruck ( $0,87 \text{ kg/m}^3$  bei  $20^\circ C$ ) ist.



**Abbildung 2.6.:** Variation der Dichte bei verschiedenen Drücke

## Brechungsindex

Für die Messverfahren, die auf optischen Interferometrie basieren, braucht man die Abhängigkeit zwischen der Dichte und dem Brechungsindex des Schmierstoffes. Nach Gohar wird das Verhältnis mit der Formel 2.12 beschrieben.

$$cp = \frac{n^2 - 1}{n^2 + 2} \quad (2.12)$$

wobei  $c$  ein Ölkonstante ist (zB: SAE30,  $c = 0,33$ ). Der Brechungsindex für meist Mineralöle bei normalen Luftdruck ist c.a 1,51.

## Wärmeleitfähigkeit

Um die Temperaturerhöhung des Schmierstoffes unter Schubspannung zu schätzen, ist dessen Wärmeleitfähigkeit  $k$  nötig. Nach Cameron[6] kann diese Größe beim normalen Luftdruck mit folgender Formel berechnet werden.

$$k = \frac{0,1173 - 6,33 \times 10^{-5} T}{\rho_0} \quad (2.13)$$

wobei  $T$  die absolute Temperatur in  $K$  und  $\rho_0$  die Dichte in  $\text{kg/m}^3$  ist.

## Newtonsche Fluide

Wenn die Viskosität eines Fluids von der Schubspannung unabhängig ist, wird das Fluid als newtonsches Fluid bezeichnet - Abbildung 2.7. Flüssigkeiten, deren Viskosität mit steigender Schubspannung

zunimmt, nennt man dilatant. Solches Verhalten ist geeignet für Suspensionen, nicht als Schmierstoff. Strukturviskose Fluide sind die Umkehr der Dilatanz. Strukturviskosität tritt bei synthetischen Fluiden auf. Für die Bestimmung der Schmierfilmdicke werden alle Fluide in Rahmen dieser Arbeit als newtonsche Fluide angenommen.

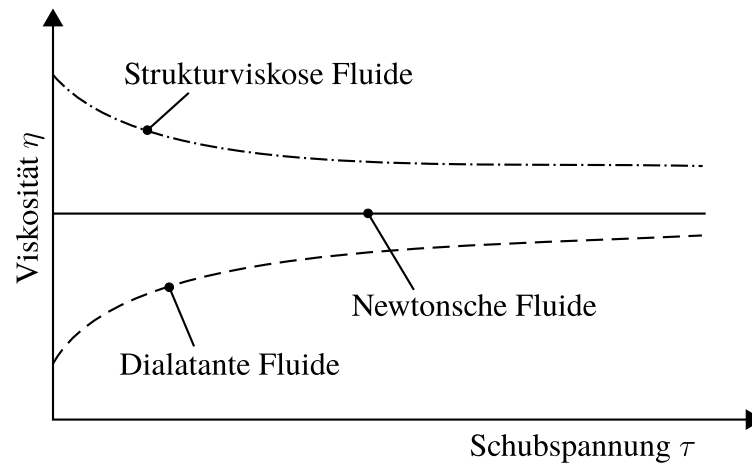


Abbildung 2.7.: Newtonsche und die andere Fluide[2]

## 2.2. Reibung

### 2.2.1. Reibungsarten

Bewegungsreibung ist immer da, wo sich berührende Körper bzw. Stoffbereiche relativ zueinander bewegen. Sie ist entgegen der Bewegungsrichtung gerichtet und wandelt die mechanische Energie in Wärme. Man unterscheidet zwischen innerer und äußerer Reibung. Äußere Reibung tritt auf, wo die Flächen der unterschiedlichen Körpern sich berühren. Von innerer Reibung spricht man, wenn die sich berührenden Stoffbereiche einem Körper angehören, z.B im Schmierstoff.

Im Gegensatz zur Bewegungsreibung tritt die Haftreibung auf, wo es keine relative Bewegung zwischen Reibpartner gibt. In diesem Fall ist angreifende Kraft nicht ausreichend, um die Körper in Bewegung zu bringen.

Reibung wird durch den Reibwert  $\mu$  charakterisiert. Er beschreibt das Verhältnis von Reibungskraft  $F_R$  und der Normalkraft  $F_N$

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.14)$$

Die Bewegungsreibung kann man in drei Kategorien Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung einteilen (Abbildung 2.8). In der Praxis treten meist Kombinationen dieser drei Reibungsarten auf. Die wichtigste ist hier die sogenannte Wälzreibung, eine Kombination aus Rollen und Gleiten.

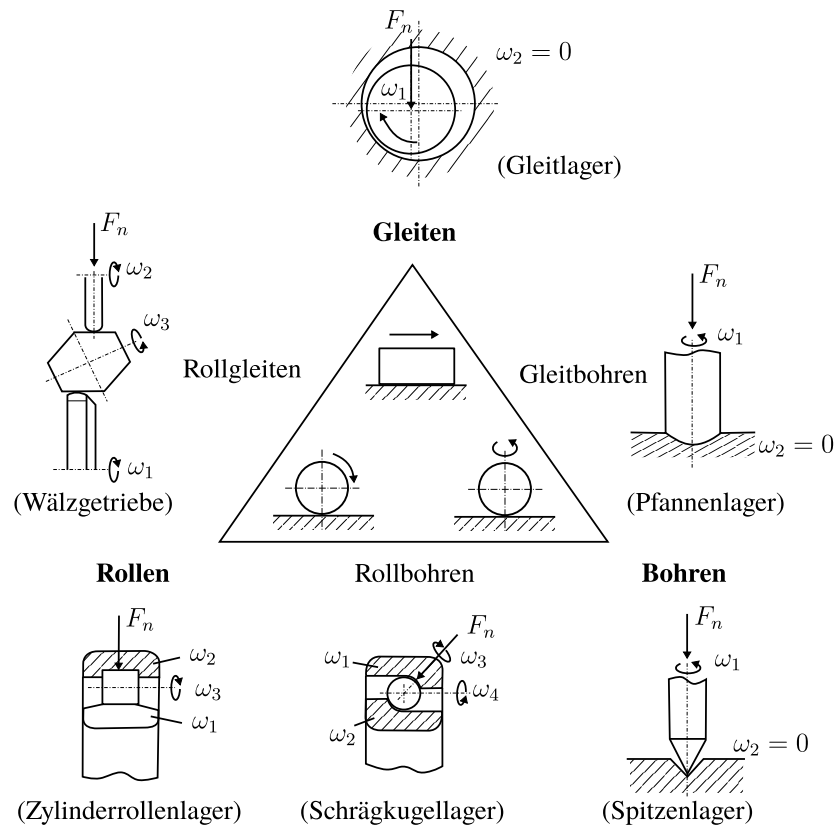


Abbildung 2.8.: Arten der Bewegungsreibung [7]

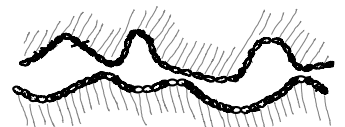
## 2.2.2. Reibungszustände

Die Reibungszustände werden durch den Kontaktzustand der beteiligten Reibpartner beschrieben. Man spricht hier von Festkörper-, Grenz-, Misch-, Flüssigkeits- und Gasreibung. Da die Gasreibung für diese Arbeit unrelevant ist, wird es kurz auf die einzelnen Reibungszustände außer Gasreibung eingegangen.

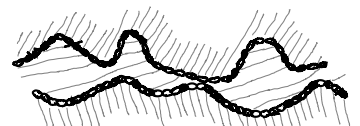
**Festkörperreibung** Von Festkörperreibung spricht man, wenn kein Schmierstoff sich im Reibkontakt befindet. Dabei besteht die Gefahr bei hohen Flächenpressungen, dass die beiden Körper aneinander haften, verschleiß und es zum Fressen kommen kann.



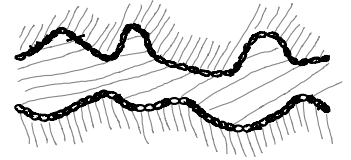
**Grenzreibung** Grenzreibung ist von der Festkörperreibung schon sehr ähnlich. Allerdings werden die Oberflächen der Reibpartner von einer Schicht getrennt und befinden sich nicht direkt in Berührung. Diese Schicht kann zum Beispiel durch Oxidation, Adsorption oder chemische Reaktionen entstanden sein und vermindert die Reibung im Vergleich zur Festkörperreibung schon eheblich.



**Mischreibung** Bei Mischreibung gibt es schon im Reibkontakt ein bisschen Schmierstoff und die Laufflächen werden zum Teil durch einen Schmierfilm getrennt. Leider ist der nicht hoch genug, um ein vollständiges Trennen der beiden Körpern zu erreichen. Es kommt immer noch die Berührung der Rauheitsspitzen der Laufflächen. Die Reibung bei der Mischreibung ist deutlich geringer als die der Grenzreibung. Allerdings bleibt immer noch der Verschleiß im Reibkontakt.



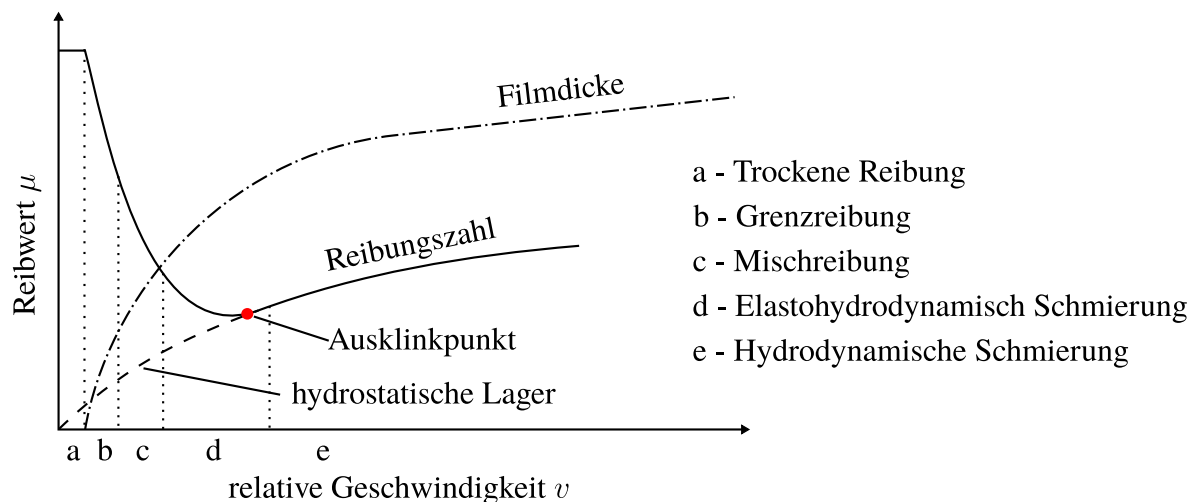
**Flüssigkeitsreibung** Bei Flüssigkeitsreibung handelt sich um eine vollständige Trennung der Laufflächen. Selbst die Rauheitsspitzen berühren sich hierbei nicht mehr. Die äußere Reibung ist weg, bleibt nur noch die innere Reibung, welche durch die Scherbeanspruchung des Schmierstoffs hervorgerufen wird.



Der Aufbau des Schmierfilms erfolgt hydrodynamisch, elastohydrodynamisch oder hydrostatisch. Hydrostatisch aufgebaute Schmierfilme werden durch externe Aggregate wie zum Beispiel eine Pumpe aufgebaut. Bei der hydrodynamischen Schmierung wird der Schmierfilm durch die Relativbewegung der Reibpartner aufgebaut. Die hydrodynamische Schmierung tritt im Allgemein nur bei konformen Kontaktpaarungen. Mit konformen Kontaktpaarungen spricht man von Kontaktkörpern, die sich auf eine Fläche berühren. Eine Verformung der Oberflächen spielt hier keine wichtige Rolle, da die Pressungen aufgrund der großen Kontaktflächen vergleichsweise gering sind. Im Gegenteil dazu ist bei der elastohydrodynamischen Schmierung die Flächenpressung ein entscheidender Faktor zum Aufbau einer tragenden Schicht. Die Kontaktpaarungen bei dieser Schmierung sind im Allgemein kontraform. Ihre Flächen berühren sich nur in einem Punkt oder einer Linie. Dadurch treten deutlich höhere Flächenpressungen als bei konformen Kontakten, was zu einer lokalen Verformung der Oberflächen führt. Durch dieses Phänomen und die Zunahme der Viskosität des Schmierstoffes unter hohem Druck wird der Schmierfilm im Kontaktbereich bei elastohydrodynamischen Schmierung aufgebaut.

### 2.2.3. Stribeck-Kurve

Zur anschaulichen Darstellung der verschiedenen Reibungszustände wird häufig die Stribeck-Kurve gewählt. In die Abbildung 2.9 wird die Reibungszahl eines geschmierten Gleitlagers in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dargestellt.



**Abbildung 2.9.:** Stribeck-Kurve eines geschmierten Gleitlagers [8]

Im Stillstand tritt erst einmal reine Haftreibung auf. Nach dem Anlauf des Lagers sinkt die Reibungszahl trotz des fehlenden Schmierstoffes im Reibkontakt und es kommt zur Grenzreibung. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Lagerbuchse und Welle wird der Schmierstoff in den Lagerspalt gefördert. Jetzt nimmt die Reibung weiter ab und es kommt zur Mischreibung. Bei weiter zunehmender Drehzahl sinkt die Reibungszahl ab bzw. steigt der Schmierfilm so weit an, bis es ab dem Ausklinkpunkt zur reinen Flüssigkeitsreibung kommt. Nun schwimmt die Welle im Schmierstoff

und berührt sich nicht mehr mit der Lagerbuchse. Da die innere Reibung mit der steigenden Drehzahl zunimmt, liegt an der Stelle (Ausklipppunkt) ein Minimum der Reibungszahl vor.

Für Gleitlager, deren Schmierfilm hydrostatisch durch eine Pumpe aufgebaut wird, gilt die Stribeck-Kurve nicht. Da der Schmierfilm schon beim Stillstand voll ausgebildet ist, befinden sich solche Lager bei jeder Drehzahl im Bereich der Flüssigkeitsreibung.

## 2.3. Betrachtung des EHD-Kontaktes

Die Kontaktflächen von Maschinenelementen werden in zwei Grundformen eingeteilt. Dies sind konforme (z.B. Gleitlager) und nichtkonforme Paarungen (z.B. Zahnrad, Reibrad, Nocken-Stößel). Abbildung 2.10 zeigt die Beispiele konforme und nichtkonforme Kontakte. Gegenteil zu den konformen

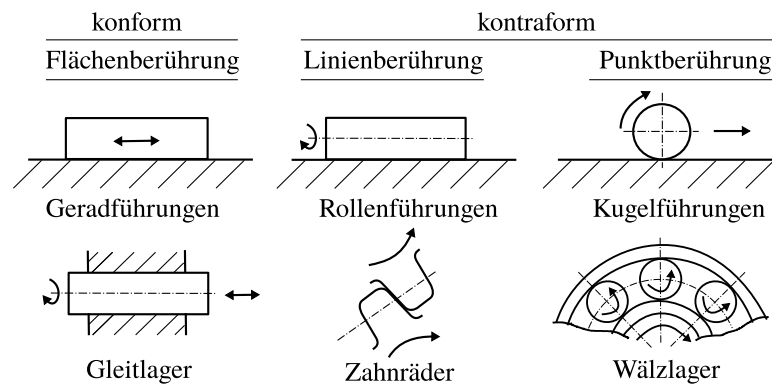


Abbildung 2.10.: Konforme und kontraforme Kontakte [7]

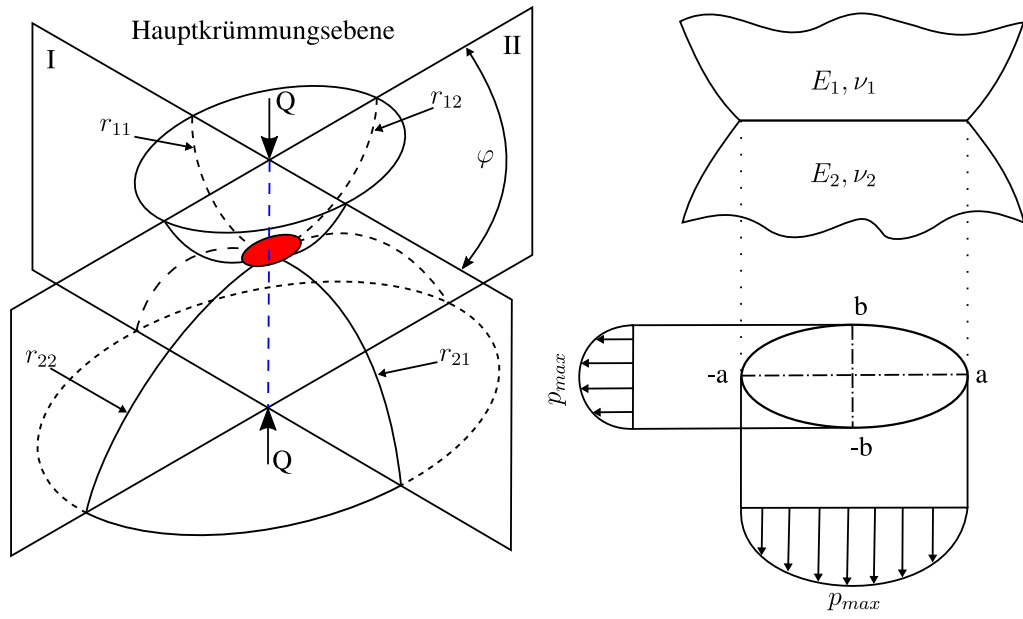
Kontakten, wo die Pressungen in der Größenordnung von  $10\text{ MPa}$  auftreten, können in zwischen den Laufflächen nichtkonformer Kontakt die Druckspannungen  $0,5\text{ GPa}$  und höher betragen. Durch die enorme, konzentrierte Belastung werden die Flächen an dem Kontaktpunkt elastisch verformt und vergrößert. Im Folgenden soll der Wälzkontakt nach Wisniewski[2] näher betrachtet werden.

### 2.3.1. Kontakt von beliebig gekrümmten Elementen

Bei der Betrachtung des konzentrischen Kontaktes werden alle Oberflächen als ideal glatt angenommen und durch deren minimalen und maximalen Krümmungen wird die Geometrie des Grundkörpers bzw. des Gegenkörpers beschrieben. Beim konvexen Körper (Index 1) sind die Krümmungsradien ( $r_{11}, r_{12}$ ) positiv und beim konkaven Körper (Index 2) sind die Radien ( $r_{21}, r_{22}$ ) negativ. Zwischen den beiden Ebenen, die  $r_{11}$  und  $r_{21}$  erhalten, bildet sich der Winkel  $\varphi$ . In Abbildung 2.11 wird die generelle Kontaktgeometrie bei nicht konformen Festkörpern dargestellt. Im Kontaktpunkt bildet sich die Kontaktflächen eine Ellipse mit den Halbachsen  $a$  und  $b$ . Zu  $a$  und  $b$  zu bestimmen, braucht man das reduzierte Elastizitätsmodul  $E$ , die Belastung  $P$  und der Krümmungsradius  $R$ .

$$a = \beta_a \sqrt[3]{\frac{3PR}{E}} \quad (2.15)$$

$$b = \beta_b \sqrt[3]{\frac{3PR}{E}} \quad (2.16)$$



**Abbildung 2.11.:** Kontaktgeometrie bei nicht konformer Paarungen[9]

Der reduzierte Elastizitätsmodul  $E$  beschreibt die elastische Eigenschaften der beiden Elemente und wird definiert als

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.17)$$

wobei  $\nu_x$  die Querkontraktionszahl der Kontaktkörper und  $E_x$  der Elastizitätsmodul der Kontaktkörper ist. Die Druckverteilung  $p$  hat eine Form eines Halbellipsoids und wird so definiert

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 - \left( \frac{y}{a} \right)^2} \quad (2.18)$$

wobei  $x, y$  die Koordinaten in der Ebene und die maximale Pressung  $p_0$  ein Produkt der Belastung  $P$  und der Länge von Halbachsen  $a, b$  sind.

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (2.19)$$

Der reziproke Krümmungsradius  $R$  wird mit der Summe aller vier Hauptkrümmungen  $r_x$  bestimmt

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (2.20)$$

Die Koeffizienten  $\beta_a$  und  $\beta_b$  zur Bestimmung der Berührungsfläche in einem konformen Kontakt kann über den Parameter  $\cos \psi$  aus dem Diagram 2.12 abgelesen werden.

Der Parameter  $\cos \psi$  kann mit folgender Formel 2.21 berechnet werden

$$\cos \psi = R \sqrt{\left( \frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right)^2 + \left( \frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right)^2 + 2 \cos 2\varphi \left( \frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right) \left( \frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right)} \quad (2.21)$$

Für ein Kugel-Scheibe-Modell gilt

$$\begin{aligned} r_{11} &= r_{12} = r_{Kugel} \\ r_{21} &= r_{22} = r_{Scheibe} = \infty \end{aligned}$$



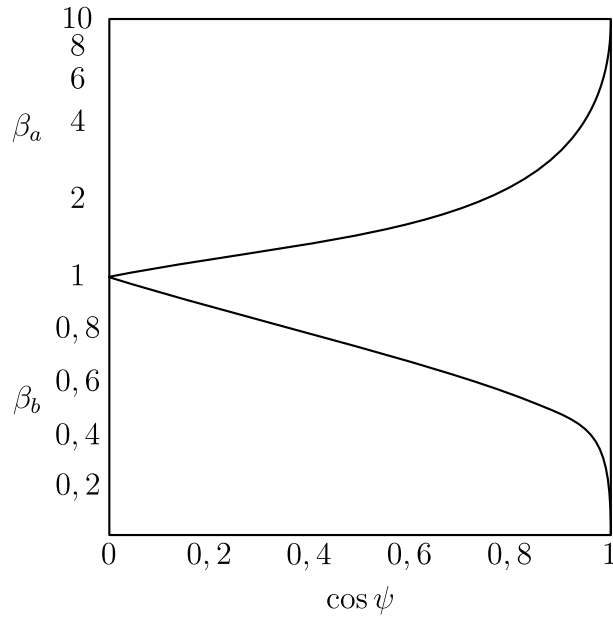


Abbildung 2.12.:  $\beta_a$  und  $\beta_b$  als Funktion von  $\cos \psi$  [2]

## 2.4. Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson

Die Berechnung der Schmierfilmhöhe bei EHD-Schmierung wurde von vielen Autoren behandelt und ihre Ergebnisse wurden von Dowson und Higginson mit numerischer Unterstützung bestätigt. Nach Dowson und Higginson kann die Schmierfilmdicke durch vier dimensionslose Größe ermittelt werden.

$$H = kG^\alpha U^\beta W^\gamma \quad (2.22)$$

wobei

Schmierfilmparameter	$H_{min} = \frac{h_{min}}{R}; \quad H_0 = \frac{h_0}{R}$	(c.a $10^{-6} \rightarrow 10^{-2}$ )
Werkstoffparameter	$G = \alpha_p E$	(c.a 2000 $\rightarrow$ 6000)
Geschwindigkeitsparameter	$U = \frac{\eta_0 u}{ER}$	(c.a $10^{-13} \rightarrow 10^{-8}$ )
Belastungsparameter	$W = \frac{P}{ER}$	(c.a $10^{-5} \rightarrow 10^{-3}$ )

In einer Reihe von Veröffentlichungen in [10][11][12][13] wurde von Dowson und Hamrock die Formel zur Berechnung der minimalen und zentralen Schmierfilmdicke in elliptischen Punktkontakten angeführt.

$$H_{min} = \frac{3,63G^{0,49}U_0^{0,68}}{W_0^{0,073}}(1 - e^{-0,68\chi}) \quad (2.23)$$

$$H_0 = \frac{2,69G^{0,53}U_0^{0,67}}{W_0^{0,067}}(1 - 0,61e^{-0,73\chi}) \quad (2.24)$$

$$\text{mit } U_0 = \frac{\eta_0 u}{ER_x}; \quad W_0 = \frac{P}{ER_x^2}; \quad \chi = \frac{a}{b}; \quad \frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}}$$

wobei  $\chi$  das Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipse ist und  $R_x$  bedeutet der Krümmungsradius in der Bewegungsebene. Der Geschwindigkeits-, und Belastungsparameter weichen hier von den verallgemeinerten ab.

Man kann hier erkennen, dass der Geschwindigkeitsparameter  $U_0$  mit einem Exponenten von 0,67 den höchsten Einfluss auf die Schmierfilmdicke hat. Erstaunlicherweise hat die Belastung kaum den Einfluss.

# **3. Literaturforschung der experimentellen Techniken zur Schmierfilmdickenmessung in EHD-Kontakten**

## **3.1. Optische Messung der EHD Schmierfilmdicke**

### **3.1.1. Licht Interferometrie**

### **3.1.2. Variante von der klassischen optischen Interferometrie Methode**

## **3.2. Elektrische Messung der EHD Schmierfilmdicke**

Neben der optischen Messmethoden gibt es noch die elektrische Messmethode zur Untersuchung der EHD-Schmierung, wie zum Beispiel Widerstand, Kapazität, Entladespannung. Der Vorteil dieser Methode ist, dass sie direkt bei Maschinenelementen, welche aus Stahl sind, während Betrieb verwendet werden kann. Allerdings gibt es auch Nachteile. Die Form des Kontakts, wo die große lokale Verformung stattfindet, ist nur vermutet und stark vereinfacht. Die hat den Einfluss auf die Widerstand-, Kapazität-Messergebnisse. Ein Faktor noch ist die Sauberkeit des Schmierstoffes, welche schwer zu kontrollieren ist. Generell liefern die elektrische Methode nur die mittlere Werte über den Kontaktbereich und gibt leider keine direkte Indikation der Form des Schmierfilms.

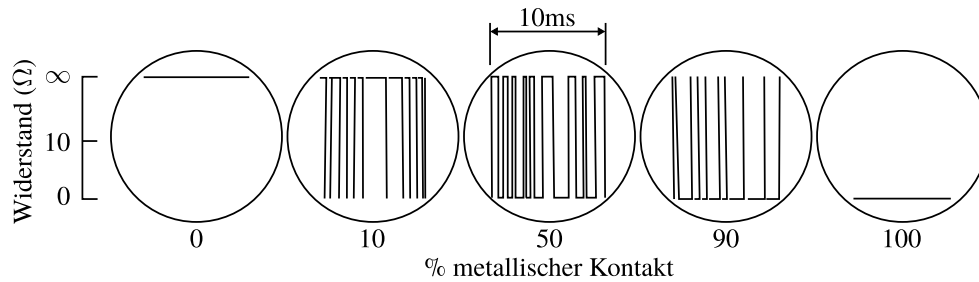
Normalerweise werden die elektrische Methoden für folgende Anwendungen verwendet:

- Schmierfilmdickenmessung bei bekannten Schmierstoffen
- Detektion des Voll-Schmierfilmaufbaus im Kontakt der rauen Oberflächen
- Evaluierung des geschmierten Kontakts unter Einfluss des elektrischen Felds

### **3.2.1. Widerstandmessung**

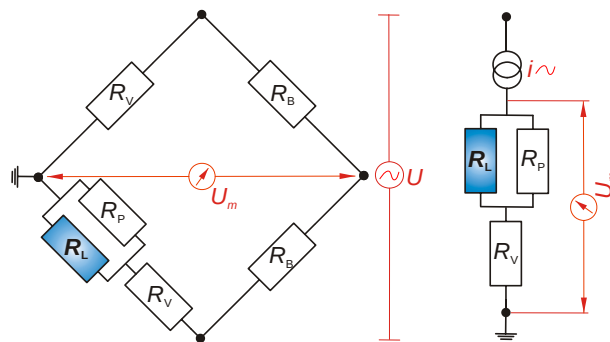
Die Widerstandmessmethode ist geeignet, um den Schmierungszustand qualitativ zu beschreiben. Der Widerstand ist eine Indikation der direkten Berührung der Rauheitsspitzen der Kontaktpartner. Bei vollständiger Oberflächentrennung (Flüssigkeits Schmierung) soll der Widerstand in theoretisch unendlich groß sein. Zum besseren Verständnis der elektrischen Vorgängen im EHD-Kontakt wurde eine Reihe Arbeiten an unterschiedlichen Modellprüfständen und Maschinenelementen durchgeführt.

In einem System bestehend aus einer feststehenden Kugel und einem rotierenden Zylinder hat *Furey* [14] das Verhalten des elektrischen Widerstands untersucht. Die Ergebnisse (Abbildung 3.1) zeigten eine große Streuung des Widerstands bei Mischreibung. Zum Beschreiben für einen isolierenden Schmierfilm definiert er einen Wert von  $10k\Omega$ . In Oszilloskop erkennt er, dass es zwei Zustände des Kontaktwiderstands gibt, hoch und niedrig. Das zeitliche Verhältnis zwischen den beiden Zuständen wird über Intervalle von  $10\text{ ms}$  aufgenommen, ausgewertet und das Ergebnis als prozentualer Anteil des direkten Kontakt angegeben. Mit dieser Methode konnte er berechnen, wie groß der Anteil der Festkörperkontakte in jedem Reibungszustand ist.



**Abbildung 3.1.:** Der prozentuale Anteil von metallischen Kontakt [14]

In seiner Arbeit [15] verwendete *Kuhlmann* zwei unterschiedliche Systeme zur Widerstandsmessung. Ein System basiert auf die *Wheatstonsche* Brückenschaltung (Abbildung 3.2 links), welche zur Vermeidung eines Tunneleffektes mit Wechselstrom gespeist wird. Der Zusammenhang zwischen dem Widerstand  $R_L$  des Lagers und der gemessenen Brückenspannung  $U_m$  wird durch eine aufwändige Kalibration über variable Referenzwiderstände hergestellt. Zur Vereinfachung der Messkettenkalibrierung und zur Verbesserung der Messempfindlichkeit bei  $R_L$  mehr als  $1\text{ k}\Omega$  setzte *Kuhlmann* ein direkt messendes Trägerfrequenz-Messsystem ein (Abbildung 3.2 rechts). Der Widerstandszeig wird an einer hochgenauen Wechselstromquelle ( $1 \pm 0,2\text{ mA}$ ) angeschlossen. Aus dem Spannungsabfall über den Gesamtwiderstand ( $R_V$  und  $R_P$  sind bekannt) konnte er den Lagerwiderstand bestimmen.



**Abbildung 3.2.:** Ersatzschaltbild für die Messsysteme [15]

Beide obengenannte Messsysteme wurden von *Kuhlmann* bei Fettuntersuchung mit Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern bei niedrigen Betriebstemperatur eingesetzt (Abbildung 3.3). Durch eine  $0,4\text{ mm}$  dicke Keramikbeschicht zwischen der Lagersitze und der Welle konnte er den Widerstand für beide Lager separat messen. Abbildung 3.3 zeigt die elektrische Ersatzschaltbilder für einen Wälzkörper im Schrägkugellager und Kegelrollenlager. Alle Wälzkörper eines Lagers sind elektrisch parallel geschaltet und der Kontakt zwischen Rollenstirn und Bord beim Kegelrollenlager muss berücksichtigt werden.

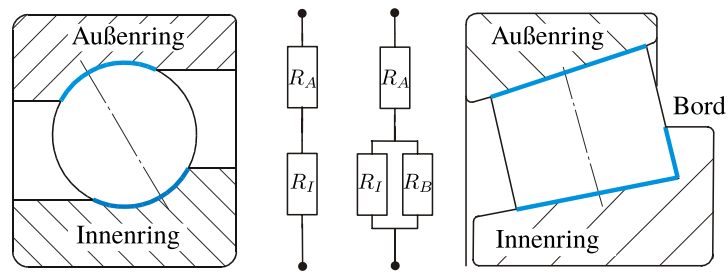


Abbildung 3.3.: Schema des Schrägkugellager- und Kegelrollenlager-Einzelkontaktes [15]

### 3.2.2. Kapazitätsmessung

## 3.3. Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden

### 3.3.1. Taktile

### 3.3.2. Ultraschall

### 3.3.3. Laserinduzierte Fluoreszenz

## 4. Aufbau und Funktion des EHD-Messgeräts

### 4.1. PCS Instrument Prüfstand

Zur Schmierfilmdickenmessung wurde ein “EHL Ultra Thin Film Measurement System” der Firma PCS-Instrument genutzt (Abbildung 4.1). Basiert auf dem Kugel-Scheibe-Modell und optischer Interferenz wird die Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt ermittelt. Durch einen leicht modifizierten Aufbau, ermöglicht das Gerät auch die Bestimmung von Reibkoeffizienten der eingesetzten Schmierstoffe. Im Folgenden wird kurz auf die einzelnen Komponenten des EHL-Gerätes und die Modifikation im Rahmen dieser Arbeit eingegangen.



Abbildung 4.1.: EHL-Messgerät [16]

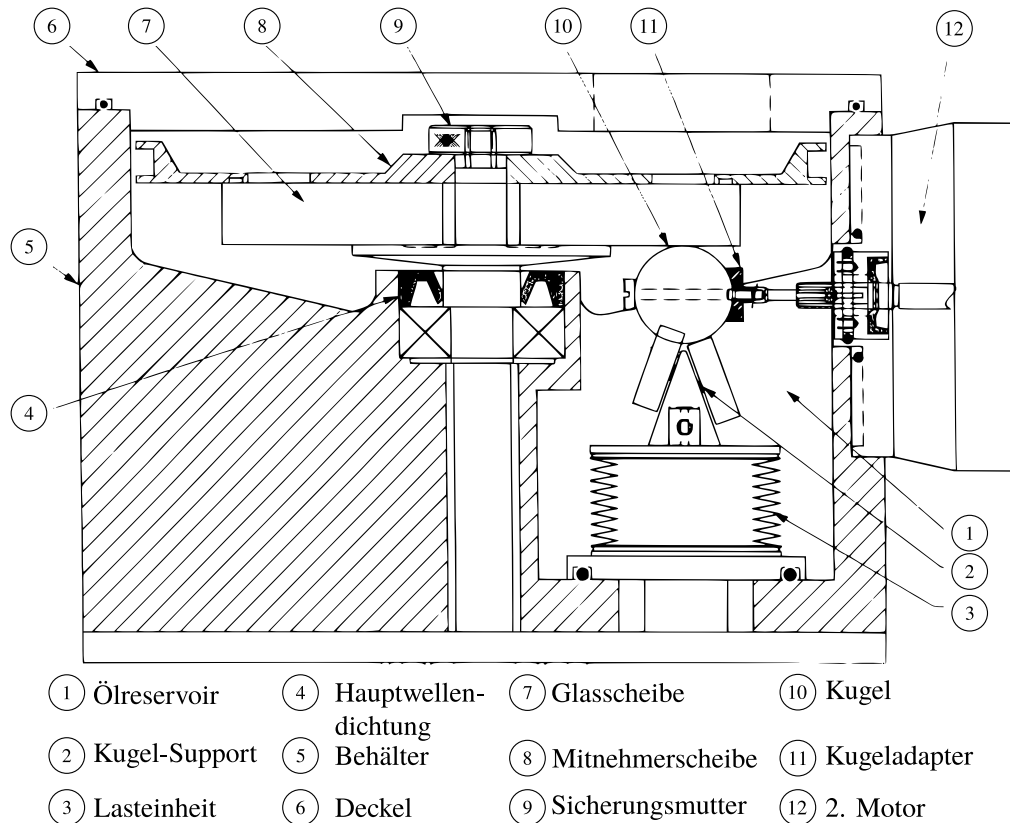
#### 4.1.1. PC und Elektronikeinheit

Zur Bedienung des Prüfstands steht ein PC zur Verfügung. Der PC hat Windows 98 als Betriebssystem und fünf ISA-Steckkarten. Diese Karten sind für die Ein-/Ausgabe, die Zeiterfassung, die SW-Bilderfassung sowie ADC und DAC zuständig. Die Kommunikation mit dem Prüfstand erfolgt durch das Softwarepaket “Ultra Thin Film EHL Measurement”. Der PC ist mit einem Spektrometer, einem SW-Monitor und einer Elektronikeinheit verbunden.

Zu der Elektronikeinheit gehören die Motoren, die Lasteinheit sowie die Heizvorrichtung. Außerdem ist eine Überwachungsfunktion eingebaut, die bei einem Absturz der Software oder des PC den Prüfstand abschaltet.

#### 4.1.2. Mechanischer Aufbau

Abbildung 4.2 zeigt den Schematischen Aufbau des EHL-Prüfstands. Das Reservoir ist bei Messungen mit Öl bis die Hälfte der Kugel gefüllt. Durch die Heizvorrichtung kann das Öl bis c.a.  $150^{\circ}\text{C}$  temperiert werden. Der elastohydrodynamische Schmierfilm wird durch einen Kugel-Scheibe-Kontakt erzeugt.



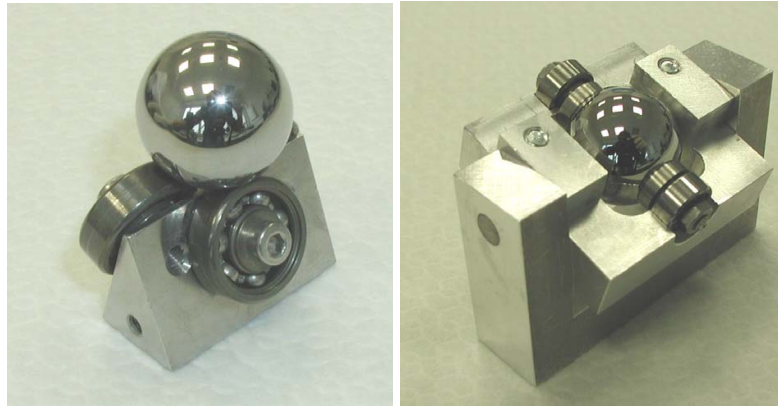
**Abbildung 4.2.:** Schematischer Aufbau des EHL-Prüfstands [16]

Die Kugel ist hochglanzpoliert, aus 100Cr6 Stahl und hat einen Durchmesser von 19,05 mm. Es gibt zwei Variationen der Kugel, normal und durchgebohrt. Über ein Kugel-Support wird die Kugel von unten von einer Lasteinheit gegen eine sich rotierende Glasscheibe gedrückt. Die Last ist von 0-50 N wählbar und ergibt sich einen maximalen Druck von 0,7 GPa im Kontaktpunkt. Die Glasscheibe hat einen Durchmesser von 100 mm und ist an der Unterseite mit einer durchlässigen Chromschicht und einer Silikatschicht zu versehen. Es gibt insgesamt 21 befahrbaren Spuren ( $R = 34 \rightarrow 44$  mm) auf der Scheibe durch die axiale Verschiebung des Kugel-Supports. Ein Spurwechsel ist nötig, weil die Silikatschicht, die nicht so robust sowie die Chromschicht ist, mit Laufe der Zeit abgenutzt wird.

Die Glasscheibe kann von 1 mm/s bis 5 m/s durch einen Motor betrieben werden. Ein weiterer Motor ermöglicht auch das Antreiben der Kugel. In diesem Fall sind Versuche mit Schlüpf zwischen Kugel und Scheibe innerhalb von 0 - 200 % ermöglicht.

Das originale Kugel-Support von PCS-Instrument besteht aus drei Lager, die auf einem dreieckigen Aluminium-Klotz geschraubt werden. Eine modifizierte Lagerung mit einstellbarer, geführte Achse von Wittek [17] steht auch zur Verfügung (Abbildung 4.3).

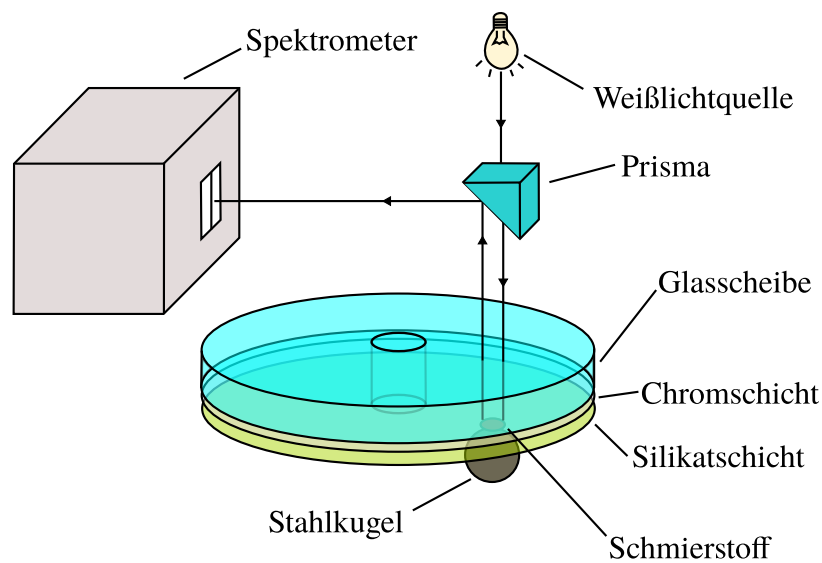
In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Daten zu dem Prüfstand zusammengefasst.



**Abbildung 4.3.:** Originaler PCS-Support (links) und modifizierter Support (rechts) [17]

#### 4.1.3. Messsystem zur Schmierfilmdickemessung

Beim EHD-Prüfstand von PCS Instrument wird die Schmierfilmdicke im Kugel-Scheibe-Kontakt mit Weißlichtinterferometrie (siehe Abschnitt 3.1) bestimmt. Der Kontakt wird von oben durch das Glasscheibe beleuchtet und das zurück reflektierende Bild wird von einem Spektrometer bewertet. Die Messeinrichtung wird in Abbildung 4.4 angezeigt.



**Abbildung 4.4.:** Messprinzip des EHD-Prüfstand von PCS [18]

Die Glasscheibe hat nicht nur eine Chromschicht, sondern auch eine Silikatschicht (Spacer-Layer) darauf. Die hat eine Funktion sowie ein Hart-Ölfilm, der immer da ist, das heißt es auch beim Stillstand die Interferenzen gibt. Interferenzmuster im Auge des Betrachters sind fabelhafte Bilder (Abbildung 4.5) und aus ihrer Farben kann die Schmierfilmdicke bei bekannter Silikatschichtdicke berechnet werden.

Da eine Auswertung der Schmierfilmdicke aus den Farben der Interferenzen durch einen Beobachter zu ungenau wäre, wird der zurück reflektierende Lichtstrahl über einen Prisma durch einen Spalt in ein Spektrometer geleitet. Dort werden die Interferenzmuster analysiert und an einem SW-Monitor angezeigt (Abbildung 4.6).

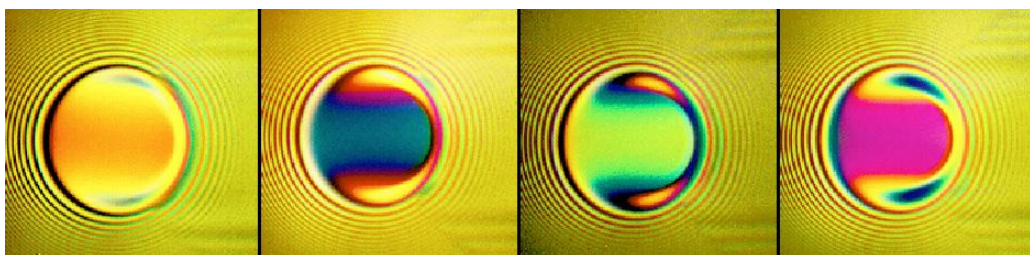
Der senkrechte, weiße Balken im Interferenzmuster sind die Maxima, wo die konstruktive Interfe-



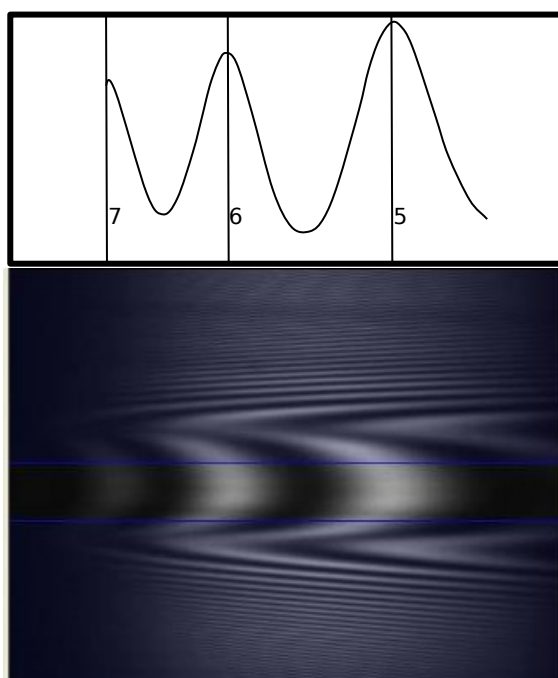
**Tabelle 4.1.: EHL-Prüfstand Spezifikationen**

<b>Kugel</b>	
Material	<i>Stahl(100Cr6)</i>
Durchmesser	$\phi 19.05 \text{ mm}$
Rauheit Rq	$0.0235 \text{ }\mu\text{m}$
<b>Glasscheibe</b>	
Material	<i>Glas</i>
Durchmesser	$\phi 100 \text{ mm}$
Rauheit Rq	$0.033 \text{ }\mu\text{m}$
Spuren	21
Befahrbarer Radius	$34 \rightarrow 44 \text{ mm}$
Beschichtung	<i>Chrom, Silikat</i>
<b>Motoren</b>	
Geschwindigkeit	$1 \text{ mm/s} \rightarrow 5 \text{ m/s}$
Geschwindigkeit Sprung	$0 \rightarrow 100\%$
Schlupf (Kugel-Scheibe)	$0 \rightarrow 200\%$
<b>Belastung</b>	
Last	$0 \rightarrow 50 \text{ N}$
max. Pressung	$1.1 \text{ GPa (Stahl)}, 0.7 \text{ GPa (Glas)}$
<b>Ölreservoir</b>	
Volumen	$120 \text{ ml}$
Temperierung	$T_{\text{Raum}} \rightarrow 150^\circ\text{C}$
<b>Messsystem</b>	
Schmierfilmdicke	$0 \rightarrow 1000 \text{ nm}$
Genauigkeit	$\pm 1 \text{ nm}$

renzen stattfinden, und die gibt dabei die Wellenlänge an. Wandern diese Balken nach rechts, nimmt die Wellenlänge bzw. Schmierfilmdicke zu. Mit Hilfe des Ultra-Softwarepakets kann man aus dem Interferenzmuster die genaue Schmierfilmdicke berechnen.



**Abbildung 4.5.:** Interferenzmuster eines Punktkontaktes bei zunehmenden Geschwindigkeiten [19]



**Abbildung 4.6.:** Interferenzmuster im Spektrometer [19]

## **5. Konstruktive Bearbeitung**

## **6. Versuche auf dem EHD-Messgerät**

### **6.1. Versuchte Öle**

### **6.2. Versuchsdurchführung**

## **7. Diskussion**

## **8. Zusammenfassung und Ausblick**

Was soll in die Zusammenfassung sein.

Was ist der Ausblick von dieser Arbeit

Bilde, Formelherleitung, Zeichnung etc...

# A. Literaturverzeichnis

- [1] Bartz W. J und Möller U. J. *Expert Praxis-Lexikon Tribologie Plus*. Expert Verlag, Renningen, 2000.
- [2] Marek Wisniewski. *Elastohydrodynamische Schmierung*, volume 1. Expert Verlag, 2000.
- [3] F. Ruiz-Aquino M. Sánchez-Rubio, F. Chinas-Castillo and J. Lara-Romero. A new focus on the walther equation for lubricant viscosity determination. *Lubrication Science*, 18:95–107, 2006.
- [4] *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*. PhD thesis, Technische Hogeschool Delft, Netherlands, 1966.
- [5] N Hirano, F. Kuwano and N Ohno. Observation of solidification of oils under high pressure, 1985.
- [6] A Cameron. *Principles of Lubrication*, volume 1. Longman, 1966.
- [7] Steinhilper W. und Sauer B. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Springer Verlag, Berlin, 2008.
- [8] Ckw-freie produktion von kupferrohren. <https://www.ikz.de/ikz-archiv/1996/05/9605148.php>. Zugriff: 2018-03-07.
- [9] Lexikon der kunststoffprüfung - polymer service gmbh merseburg. [https://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/HERTZ%C2%B4sche\\_Pressung](https://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/HERTZ%C2%B4sche_Pressung). Zugriff: 2018-01-24.
- [10] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. i - theoretical formulation. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [11] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. ii - ellipticity parameter results. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [12] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iii - fully flooded results. Technical report, Lewis research center, 1977.
- [13] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iv - starvation results. Technical report, Lewis research center, 1977.
- [14] M. J. Furey. Metallic contact and friction between sliding surface. *ASLE Transactions*, 4, 1961.
- [15] *Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen*. PhD thesis, Leibniz Universität Hannover, 2009.
- [16] PCS Instrument. *EHL Ultra Thin Film Measurement System - User Manual*, 1999.



- [17] Eike Christian Wittek. Untersuchung des einflusses von bohrschlupf auf die ausbildung des schmierfilm in einem ehd-wälzkontakt. Technical report, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [18] Jan-Niklas Mach. Schmierfilmhöhenmessung mit einem ehl-schmierfilmhöhenmessgerät. Technical report, Leibniz Universität Hannover - IMKT, 2008.
- [19] Ehd2 - ultra thin film measurement system. <http://pcs-instruments.com/wp-content/uploads/2014/03/EHD2-Brochure2017.pdf>. Zugriff: 2018-03-12.