

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

Nomenklatur	4
1. Einleitung	6
1.1. Ziel der Arbeit	6
1.2. Vorgehensweise	6
2. Stand der Technik	7
2.1. Eigenschaften des Schmiermittels	7
2.2. Reibung	12
2.2.1. Reibungsarten	12
2.2.2. Reibungszustände	12
2.2.3. Stribeck-Kurve	12
2.3. Betrachtung des EHD-Kontaktes	12
2.4. Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson	15
3. Literaturforschung der experimentellen Techniken zur Schmierfilmdickenmessung in EHD-Kontakten	17
3.1. Optische Messung der EHD Schmierfilmdicke	17
3.1.1. Licht Interferometrie	17
3.1.2. Variante von der klassischen optischen Interferometrie Methode	17
3.2. Elektrische Messung der EHD Schmierfilmdicke	17
3.2.1. Kapazitive Methoden	17
3.2.2. Resistive Methoden	17
3.3. Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden	17
3.3.1. Ultraschall	17
3.3.2. Laserinduzierte Fluoreszenz	17
4. Durchgeführte experimentellen Methoden zur Schmierfilmdickenmessung	18
4.1. PCS Instrument Prüfstand	18
4.1.1. Mechanischer Aufbau	18
4.1.2. Messsystem zur Schmierfilmdickemessung	18
4.2. Versuchte Öle	18
4.3. Versuchdurchführung	18
5. Versuchsergebnisse	19
6. Diskussion	20
7. Zusammenfassung und Ausblick	21
Literatur	22
Anhang	22

Notes

■ check the formel	8
■ Walther Linearisierung	9
■ blah blah blah	15
■ blah blah blah	15
■ Quelle	16

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
α_p	—	Viskositäts-Druck-Koeffizient
γ_1	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Scheibe
γ_2	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Kugel
η_0	$mPa.s$	Dynamische Viskosität im Kontakteintritt
κ	—	Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipsen
ν	—	Querkontraktionszahl
ν	mm^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	°	Winkel zwischen den Hauptebenen
ω_b	rad/s	Bohrwinkelgeschwindigkeit
ω_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).

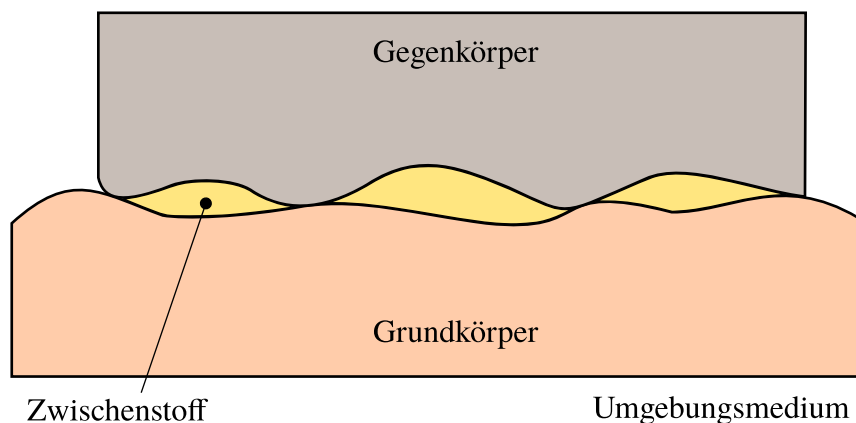


Abbildung 2.1.: Das tribologische System[2]

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 τ

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

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

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

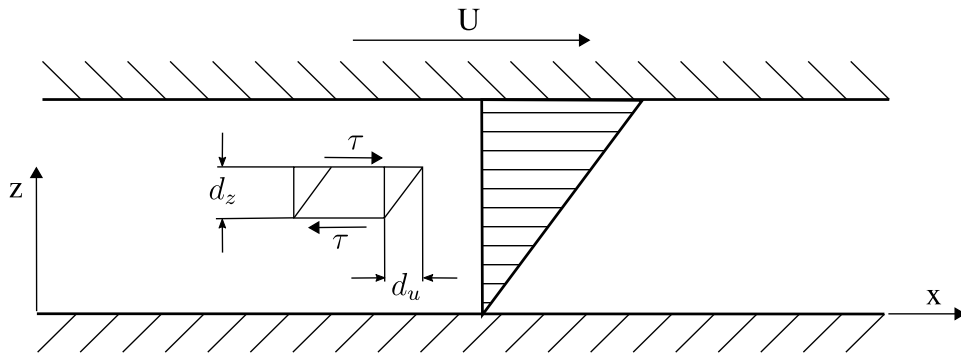


Abbildung 2.2.: Geschwindigkeitsprofil in einem Parallelplattenversuch[2]

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 η_s ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur ϕ_s , η ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur ϕ , $\Delta\phi$ ist die Temperaturdifferenz ($\eta = \eta_s + \Delta\phi$) und β 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° 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.

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

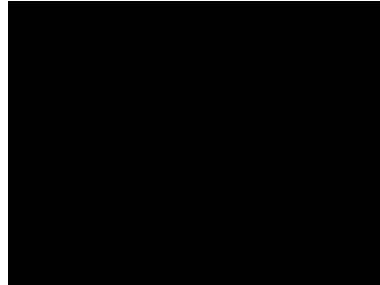


Abbildung 2.3.: Variation der Viskosität mit Temperatur

Walther Linearisierung

Einfluss von Druck auf Viskosität

Mit steigendem Druck nimmt die Viskosität aller Schmieröle zu. Allerdings verändert sich das

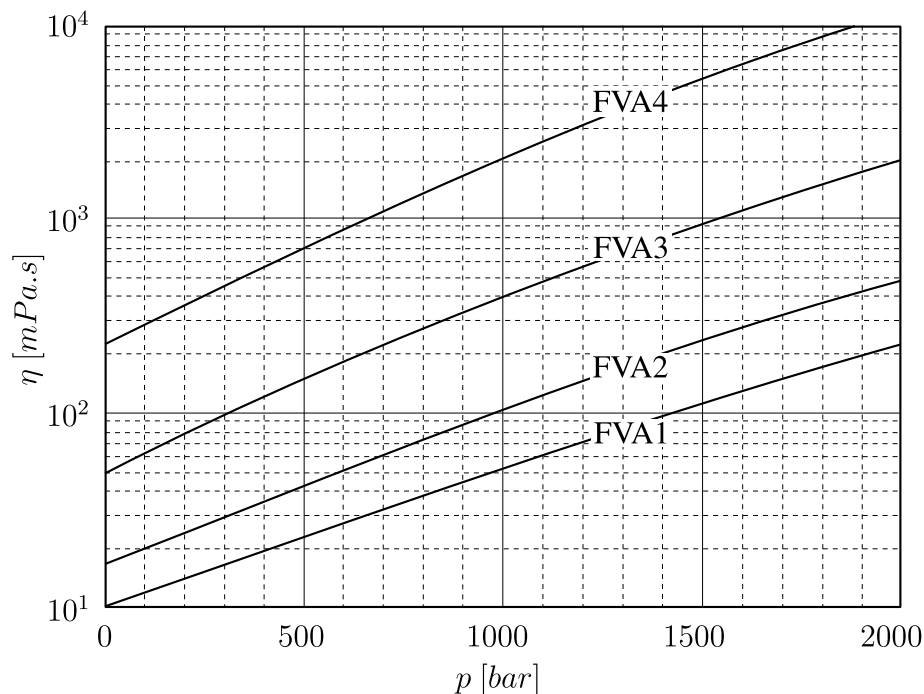


Abbildung 2.4.: Dynamische Viskosität in Abhängigkeit vom Druck

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 η_0 die Viskosität beim Atmosphärendruck und α_p der Druckkoeffizient der Viskosität ist. Für Mineralöle sind diese Parameter ungefähr

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

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 α_p ist nicht eine Konstante, sondern eine Funktion der Temperatur. Diese Abhängigkeit wird in Abbildung 2.5 für die Referenzöle der FVA gezeigt.

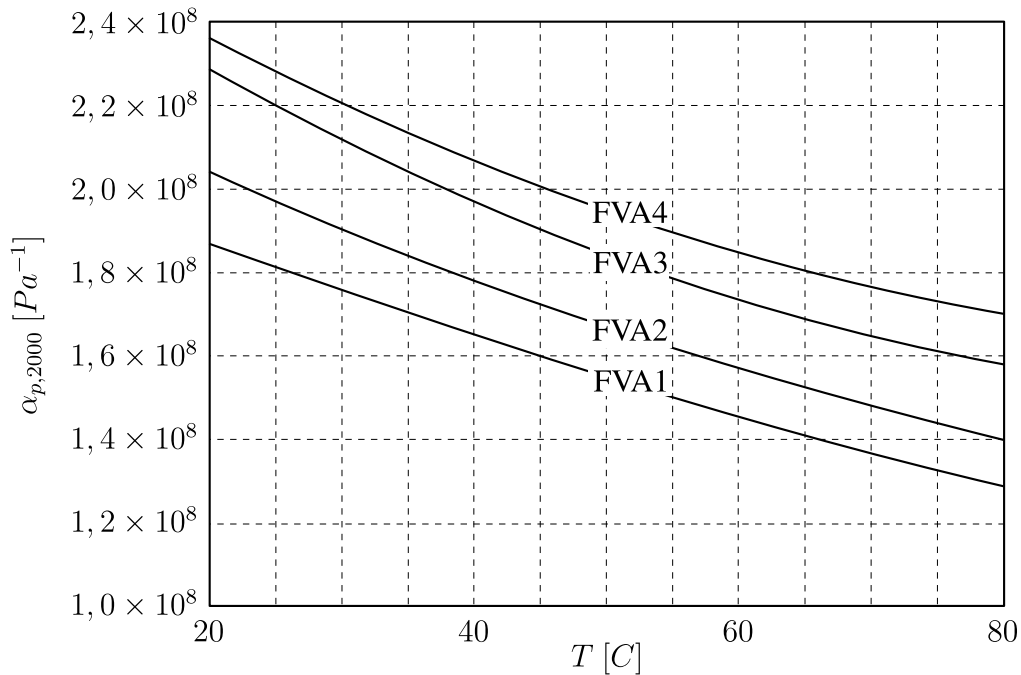


Abbildung 2.5.: Verhalten des Druckkoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur

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 ρ_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 ρ_0 die Dichte in 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.

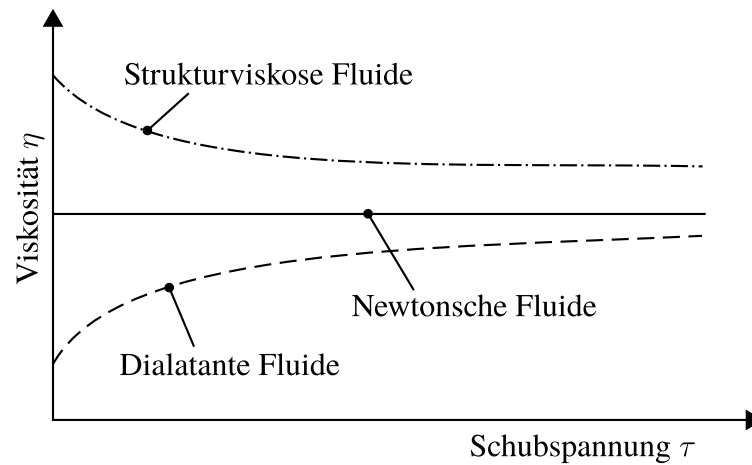


Abbildung 2.7.: Newtonsche und die andere Fluide[2]

2.2. Reibung

2.2.1. Reibungsarten

2.2.2. Reibungszustände

Festkörperreibung

Grenzreibung

Mischreibung

Flüssigkeitsreibung

2.2.3. Stribeck-Kurve

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 2.8 zeigt die Beispiele konforme und nichtkonforme Kontakte. Gegenteil zu den konformen Kontakten, wo die Pressungen in der Größenordnung von 10 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.



Abbildung 2.8.: Nichtkonforme Kontakte

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 φ . In Abbildung 2.9 wird die generelle Kontaktgeometrie bei nicht konformen Festkörpern dargestellt. Im Kontaktpunkt bildet sich

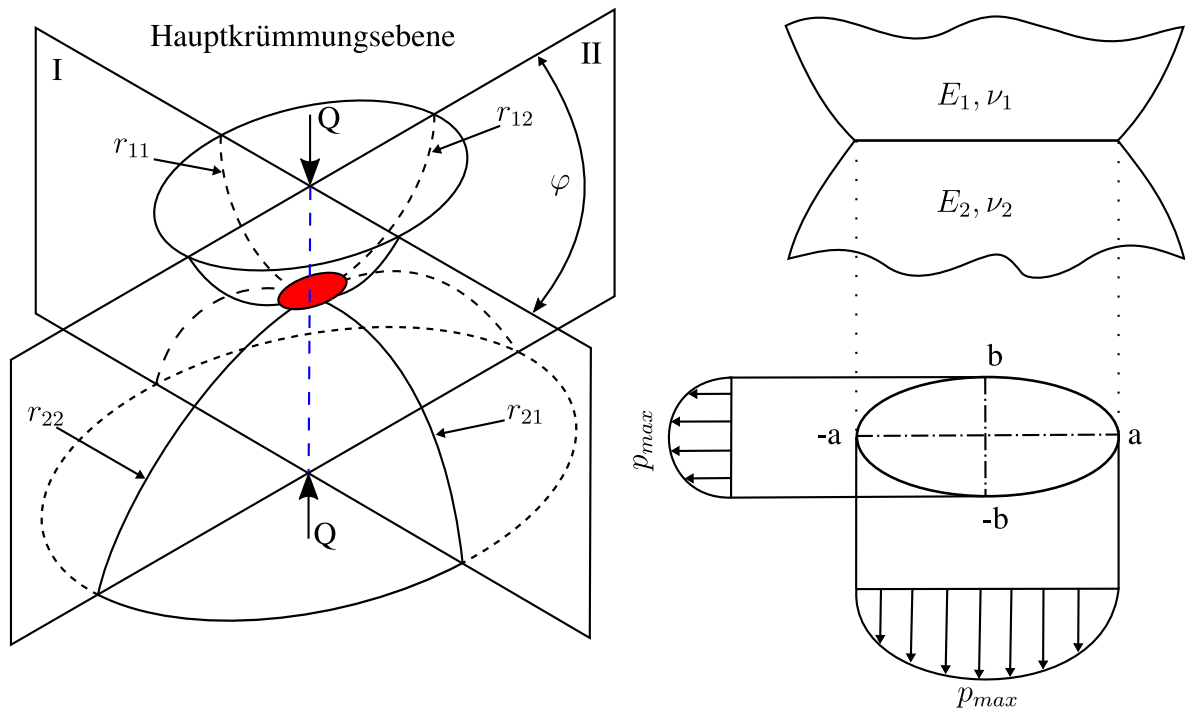


Abbildung 2.9.: Kontaktgeometrie bei nicht konformer Paarungen[7]

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 .

$$a = \beta_a \sqrt[3]{\frac{3PR}{E}} \quad (2.14)$$

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

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

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.16)$$

wobei ν_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

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (2.17)$$

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.

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (2.18)$$

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

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (2.19)$$

Die Koeffizienten β_a und β_b zur Bestimmung der Berührungsfläche in einem konformen Kontakt kann über den Parameter $\cos \psi$ aus dem Diagram 2.10 abgelesen werden.

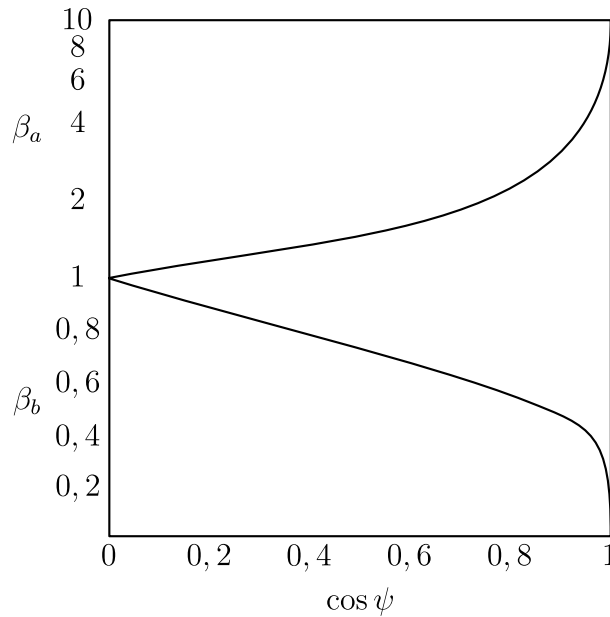


Abbildung 2.10.: β_a und β_b als Funktion von $\cos \psi$ [2]

Der Parameter $\cos \psi$ kann mit folgender Formel 2.20 berechnet werden

$$\cos \psi = R \sqrt{\left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)^2 + 2 \cos 2\varphi \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right)^2 \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)^2} \quad (2.20)$$

Für ein Kugel-Scheibe-Modell gilt

$$r_{11} = r_{12} = r_{Kugel}$$

$$r_{21} = r_{22} = r_{Scheibe} = \infty$$

Eingesetzt diese Werte in 2.19 und in 2.20 ergibt sich

$$R = r_{Kugel}/2$$

$$\cos \psi = 0$$

Aus dem Diagramm für den Fall $\cos \psi = 0$ liefert den Wert $\beta_a = \beta_b = 1$. Werden diese in die 2.14 und 2.15 eingesetzt, ergibt sich

$$a = b$$

Damit ist es bewiesen, dass hier ein kreisförmiger Kontakt vorliegt.

Kontakt von rauhen Festkörpern

In Realität können die Oberflächen der Kontaktkörper nie perfekt glatt sein. Da die Mikrogeometrie der Kontaktkörper den Einfluss auf die Abmessungen der Kontaktzone bzw. auf die Bestimmung der maximalen Pressungen hat, ist eine einfache Anwendung der vorherigen Studie von glatten Festkörpern für die rauhe Oberflächen nicht geeignet. Zum Vergleich mit den glatten Oberflächen sind bei rauhen Festkörpern die Kontaktflächen größer und dadurch sind die maximalen Pressungen kleiner - Abbildung 2.11

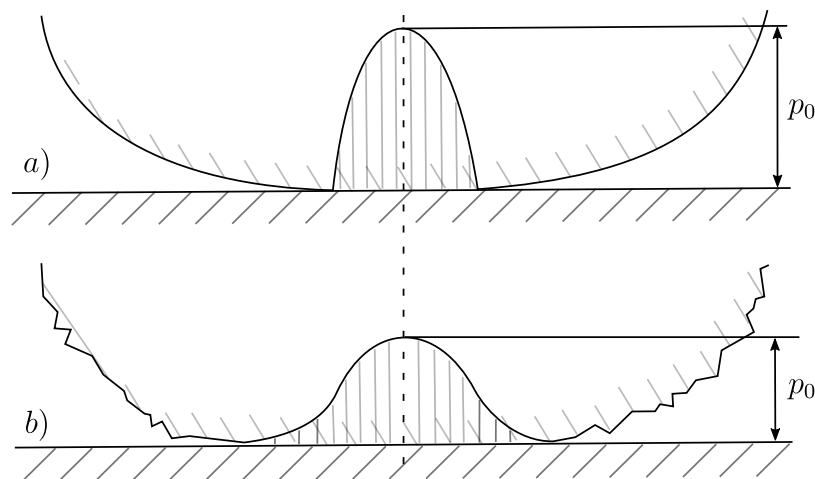


Abbildung 2.11.: Druckverteilung beim glatten (a) und rauhen (b) Kontakt[2]

blah blah blah

Kontakt von beschichteten Festkörpern

blah blah blah

2.4. Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson

Die Berechnung der Schmierfilmdicke 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.

$$H = kG^\alpha U^\beta W^\gamma \quad (2.21)$$

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 [8][9][10][11] wurde von Dowson und Hamrock die Formel zur Berechnung der minimalen und zentralen Schmierfilmdicke in elliptischen Punktkontakten angeführt.

$$H_{min} = \frac{3,63G^{0,49}U_0^{0,68}}{W_0^{0,073}}(1 - e^{-0,68\chi}) \quad (2.22)$$

$$H_0 = \frac{2,69G^{0,53}U_0^{0,67}}{W_0^{0,067}}(1 - 0,61e^{-0,73\chi}) \quad (2.23)$$

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

wobei χ 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. Nach den experimentellen Ergebnissen von Kyoekann die Formel 2.22 und 2.23 im Bereich $0,117 < \chi < 3,7$ verwendet werden.

Quelle

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

3.2.1. Kapazitive Methoden

3.2.2. Resistive Methoden

3.3. Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden

3.3.1. Ultraschall

3.3.2. Laserinduzierte Fluoreszenz

4. Durchgeführte experimentellen Methoden zur Schmierfilmdickenmessung

4.1. PCS Instrument Prüfstand

4.1.1. Mechanischer Aufbau

4.1.2. Messsystem zur Schmierfilmdickemessung

4.2. Versuchte Öle

4.3. Versuchsdurchführung

5. Versuchergebnisse

6. Diskussion

7. 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] Lexikon der kunststoffprüfung - polymer service gmbh merseburg. https://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/HERTZ%C2%B4sche_Pressung. Zugriff: 2018-01-24.
- [8] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. i - theoretical formulation. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [9] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. ii - ellipticity parameter results. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [10] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iii - fully flooded results. Technical report, Lewis research center, 1977.
- [11] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iv - starvation results. Technical report, Lewis research center, 1977.