

Sperrvermerk

Die nachfolgende Arbeit enthält vertrauliche Daten der Volkswagen AG. Veröffentlichungen oder Vervielfältigungen dieser Arbeit –auch auszugsweise– sind ohne ausdrückliche Genehmigung der Volkswagen AG nicht gestattet. Die Studienarbeit ist nur den Korrektoren zugänglich zu machen.

Inhalt

Sperrvermerk	II
Inhalt	III
Nomenklatur	IV
1. Einleitung	1
2. Stand der Technik	2
2.1 Elastohydrodynamische Schmiertheorie	2
2.2 Schmierfett	5
2.3 Mechanismus der Fettschmierung in realen Wälzkontakten	8
3. Theoretische Grundlagen	12
3.1 Betrachtung des EHL-Kontaktes nach Wisniewski	12
3.2 Schmierfilmdicke nach Hamrock	15
3.3 Kinematik im Kontaktpunkt	16
4. Experimentelle Grundlagen	18
4.1 Prüfstand	18
4.1.1 Mechanischer Aufbau	18
4.1.2 Messsystem zur Schmierfilmdickenmessung	20
4.1.3 Erweiterung zur Spinnerzeugung	22
4.2 Versuchsfette/-öle	26
4.3 Versuchsdurchführung	27
5. Versuchsergebnisse	31
5.1 Versuche mit Öl	31
5.1.1 Überprüfung der Funktion des modifizierten Kugel-Supports	31
5.1.2 Einfluss der Bohrschlupfrate auf die Schmierfilmhöhe bei Ölschmierung	33
5.1.3 Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen ..	34
5.1.4 Einfluss der Ölmenge auf Schmierfilmhöhe bei Ölschmierung	38
5.2 Versuche mit Fett	40
5.2.1 Untersuchung des Einflusses der Fettmenge auf die Filmhöhen	40
5.2.2 Vergleich der Filmhöhen unterschiedlicher Bohrschlupfraten mit Fett	43
5.3 Vergleich der Filmhöhen bei gleichem Bohrschlupf von Fett und Öl	46
6. Diskussion	50
7. Zusammenfassung und Ausblick	54
8. Literatur	56
9. Anhang	58
9.1 Diagramme	58
9.2 Messschriebe	59
9.3 Einzelteilzeichnungen	60

Nomenklatur

Formel- zeichen	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

Indizes

Index	Bezeichnung
1	Scheibe
2	Kugel
b	Bohr-
w	Wälz-

1. Einleitung

Eine Maschine wird im Allgemeinen dadurch charakterisiert, dass sie aus beweglichen Teilen besteht. Oft müssen zwischen diesen beweglichen Teilen Kräfte übertragen werden. Dabei entsteht zwischen den sich berührenden Oberflächen Reibung und Verschleiß. Um diese unerwünschten Effekte gering zu halten, werden in Maschinen Lager verwendet. Ein weit verbreitetes Maschinenelement ist das Wälzlager. Um einen sicheren und reibungsarmen Betrieb eines Wälzlagers zu gewährleisten, ist eine Schmierung notwendig. Diese kann in Form einer Fettschmierung oder einer Ölschmierung realisiert werden. Schätzungsweise 90% aller Wälzlager werden aufgrund technischer und ökonomischer Vorteile mit Fett geschmiert. Daher kommt dieser Schmierungsart eine ganz besondere Bedeutung zu.

In Wälzlagern bildet sich im Betrieb zwischen den Oberflächen der in Kontakt stehenden Wälzpartner ein Schmierfilm. Im Idealfall findet dadurch eine vollständige Trennung der Oberflächen statt. Durch die innere Geometrie und die vorherrschende Belastung liegt dieser Schmierfilm in Wälzlagern im Bereich der elastohydrodynamischen Schmierung. Für diese Art der Schmierung liegen für die Ölschmierung gute Berechnungsmöglichkeiten vor. Bei Fettschmierung dagegen ist eine Vorhersage der Schmierfilmhöhe aufgrund zahlreicher störender Faktoren kaum möglich. Es gibt schmierfilmhöhenbegünstigende und –hemmende Faktoren. Zu ersteren zählt unter Anderem der so genannte Spin-Effekt, der durch eine der Rollbewegung der Wälzkörper überlagerte Bohrbewegung charakterisiert wird. Der Einfluss des so entstehenden Bohrschlupfes im Kontaktpunkt auf die Schmierfilmhöhe soll im Rahmen dieser Arbeit näher untersucht werden.

Die Untersuchungen finden auf einem Kugel–Scheibe–Modellprüfstand statt. In diesem Prüfstand wird zwischen einer rotierenden Glasscheibe und einer Stahlkugel ein Wälzkontakt erzeugt. Die Kontaktbelastung entspricht dabei in etwa den in realen Wälzlagern auftretenden Belastungen. Die sich einstellende Schmierfilmhöhe wird mit einem optischen System unter Ausnutzung der Weißlichtinterferometrie gemessen. Für die Untersuchungen des Bohrschlupfes wird im Rahmen dieser Arbeit eine Modifizierung des Prüfstandes vorgenommen.

2. Stand der Technik

2.1 Elastohydrodynamische Schmiertheorie

Die Kontaktflächen von Maschinenelementen werden in zwei Grundformen eingeteilt. Dies sind konforme (z.B. Gleitlager) und nichtkonforme Paarungen (z.B. Zahnrad, Nocken-Stößel-Systeme.) Abbildung 2.1 zeigt Beispiele nichtkonformer Kontakte.

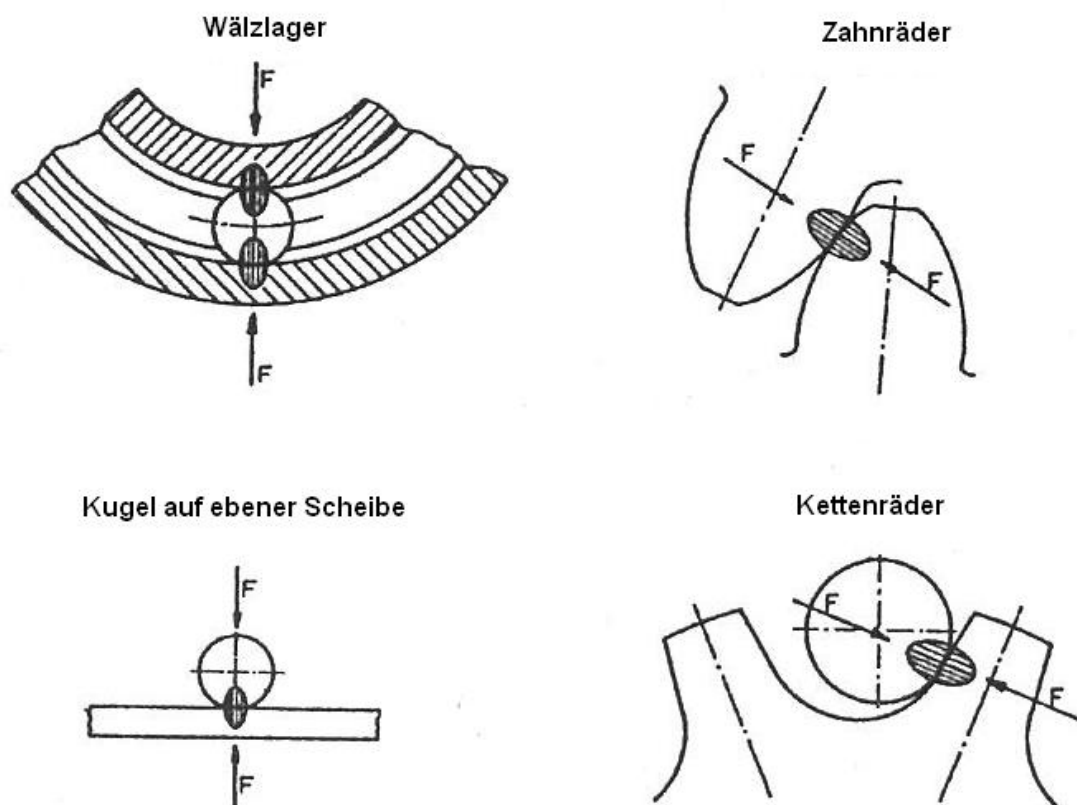


Abbildung 2.1: Beispiele nichtkonformer Kontakte nach Schouten (1973) [1]

In den Kontaktstellen konformer Paarungen treten Pressungen in der Größenordnung von 10 MPa auf. Da der Gegenstand dieser Arbeit die Behandlung nichtkonformer Kontakte ist, wird auf die konformen Kontakte nicht weiter eingegangen. Zwischen den Laufflächen nichtkonformer Kontakte betragen die Druckspannungen 0,5 GPa und höher. Es wird deutlich, dass die konzentrierten Kontaktflächen in nichtkonformen Kontakten einer Maschine kritischen Belastungen im Hinblick auf die Materialbelastbarkeit ausgesetzt sind.

Um die Reibung und den Verschleiß der gepaarten Maschinenelemente in den nichtkonformen Kontakten zu reduzieren, ist ein Schmiermittel erforderlich. Durch den Schmierstoff bildet sich - unter günstigen Bedingungen - zwischen den Kontaktkörpern ein tragender, elastohydrodynamischer Schmierfilm, der die Oberflächen vollständig oder teilweise trennt. Der Begriff „elastohydrodynamische (EHD) Schmierung“ beinhaltet zwei Phänomene:

- hydrodynamische Schmierfilmbildung, d.h. der selbsttätige Aufbau des Druckes im Schmierspalt infolge der Schmierkeilwirkung der Strömung einer viskosen Flüssigkeit,
- elastische Verformungen der Kontaktkörper mit der damit verbundenen Vergrößerung der Kontaktfläche, die zusammen mit der Zunahme der Viskosität des Schmiermittels in der Hochdruckzone entscheidend zur Steigerung der hydrodynamischen Tragkräfte beitragen [1].

Geschichte nach [1]

Die Anfänge der Entwicklung der hydrodynamischen Schmiertheorie liegen in den achtziger Jahren des 19. Jahrhunderts. Im Jahr 1883 führte Beauchamp Tower Untersuchungen zur Reibung in Gleitlagern durch. Die Messung des Druckes mit einem an ein Schmierloch angeschlossenen Manometer brachte den Beweis eines durch die Strömung im Schmierspalt verursachten, also hydrodynamischen Druckes. Die theoretische Erklärung lieferte Osborne Reynolds im Jahr 1886 mit der nach ihm benannten Differentialgleichung. Die ersten Lösungen des Schmierproblems für nichtkonforme Kontaktkörper auf Basis der Reynolds-Gleichung wurden im Jahr 1916 unabhängig voneinander von zwei Verfassern – Martin und Gümbel – vorgelegt. Dabei wurden die üblichen Annahmen der hydrodynamischen Schmiertheorie, d.h. ein isoviskoses Schmiermittel und nichtverformbare Oberflächen der in einem Linienkontakt gepaarten Zylinder, getroffen. Das Ergebnis waren Schmierfilmhöhen in der Größenordnung von $0,02\ \mu\text{m}$. Dies reicht in realen Maschinenelementen nicht zur vollständigen Trennung der Oberflächen aus, da die Rauheitswerte der Kontaktpartner diesen Wert um ein Vielfaches überschreiten. Trotz der von Martin/Gümbel theoretisch bewiesenen Ineffektivität der rein hydrodynamischen Schmierung in konzentrierten Kontakten haben die experimentellen Ergebnisse das Gegenteil gezeigt. In den folgenden Jahren wurden Versuche unternommen, die

elastischen Verformungen der kontraformen Kontaktkörper bei der konstanten Viskosität des Schmiermittels zu berücksichtigen. Erst die simultane Berücksichtigung der beiden die Schmierfilmdicke steigernden Faktoren, d.h. der elastischen Verformung der Kontaktkörper und der Druckviskosität des Schmiermittels, lieferte brauchbare Ergebnisse. Diese Leistung ist mit dem Namen v. Mohrenstein verbunden. Nach v. Mohrenstein kann man bei einem hochbelasteten Linienkontakt z.B. zwischen zwei geschmierten Zylindern davon ausgehen, dass die hydrodynamische Druckentwicklung in der Mittelzone des Kontaktes der Druckspannung nach Hertz entspricht. Folglich kann sich der hydrodynamische Druck nur in der keilförmigen Eintrittszone aufbauen. Die Ergebnisse von v. Mohrenstein wurden durch Petrusewitsch im Jahr 1950 bestätigt. Dieser stellte die erste volle, den gesamten Kontakt umfassende Lösung des Schmierproblems auf Basis manuell durchgeführter numerischer Berechnungen dar.

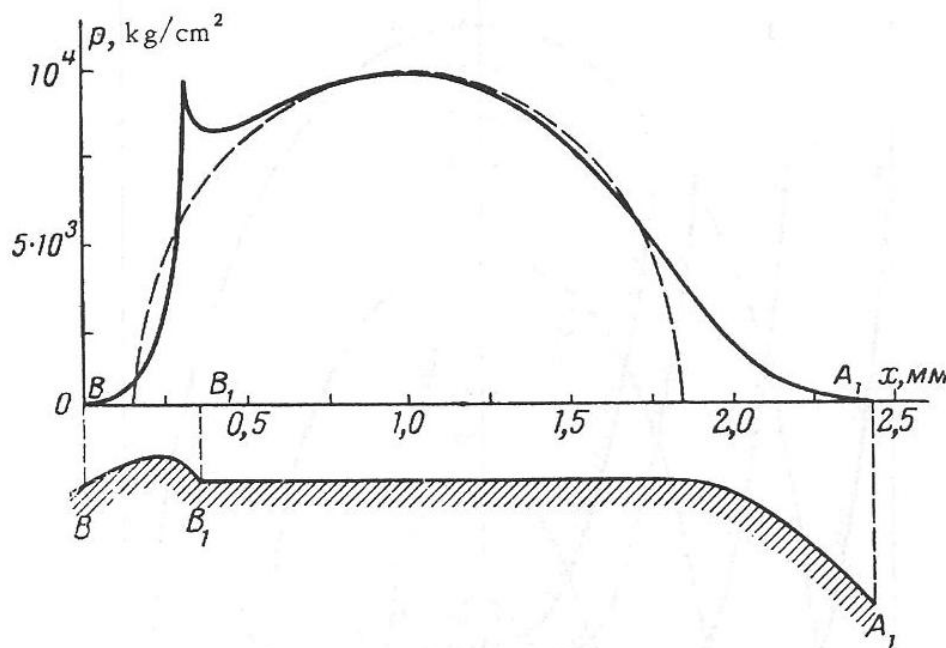


Abbildung 2.2: Druckverteilung und Schmierfilmprofil in einem konzentrierten Kontakt nach Petrusewitsch (1950) [1]

Die analytisch bestimmte Schmierfilmdicke (in der Größenordnung von $1 \mu\text{m}$) war nach v. Mohrenstein zumindest um ein Zehnfaches größer als die nach Martin/Gümbel. Die Möglichkeit der Flüssigkeitsreibung zwischen Flanken von Zahnrädern oder in Wälzlagern wurde damit theoretisch bewiesen.

Den Umbruch in der Entwicklung der Schmiertheorie von nichtkonformen Kontakten brachte der Einsatz der Computertechnik zur numerischen Lösung von nichtlinearen Gleichungssystemen. Diese Technik haben Dowson und Higginson 1959 zur numerischen Lösung des elastohydrodynamischen Schmierproblems erfolgreich angewendet. Die von Dowson und Higginson berechneten Werte stimmten gut mit denen von v. Mohrenstein und Petrusewitsch überein.

2.2 Schmierfett

In dieser Arbeit werden Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung und bei Ölschmierung gegenübergestellt. Aus diesem Grund soll an dieser Stelle kurz auf den Aufbau eines Schmierfettes eingegangen werden.

DIN 51825 definiert die Schmierfette als konsistente Schmierstoffe, die aus einem Grundöl, einem Dickungsmittel sowie Wirkstoffen und ggf. Feststoffen bestehen können. In der Schmierungstheorie müssen Schmierfette folgende Aufgaben erfüllen [4]:

- Sicherung einer ausreichenden mechanischen Stabilität,
- Abdichtung der Kontaktstelle gegen Wasser und abrasive Stoffe,
- Erhaltung der Konsistenz bei mechanischer Beanspruchung,
- Verbesserung der Korrosionsbeständigkeit,
- Sicherstellung der Funktionstüchtigkeit einer Anwendung auch nach der Aufnahme von Verschleiß- oder Schmutzpartikeln und
- eine ausreichende Versorgung des Kontaktes mit Schmierstoff.

Die spezielle Konsistenz der Schmierfette kann auf deren mikrostrukturellen Aufbau zurückgeführt werden. Dabei ist das Dickungsmittel, der so genannte Verdicker, nicht im Grundöl gelöst, sondern bildet eine eigene Phase, die abhängig vom jeweiligen Verdickertyp ein charakteristisches dreidimensionales Gerüst bildet (Abbildung 2.3).

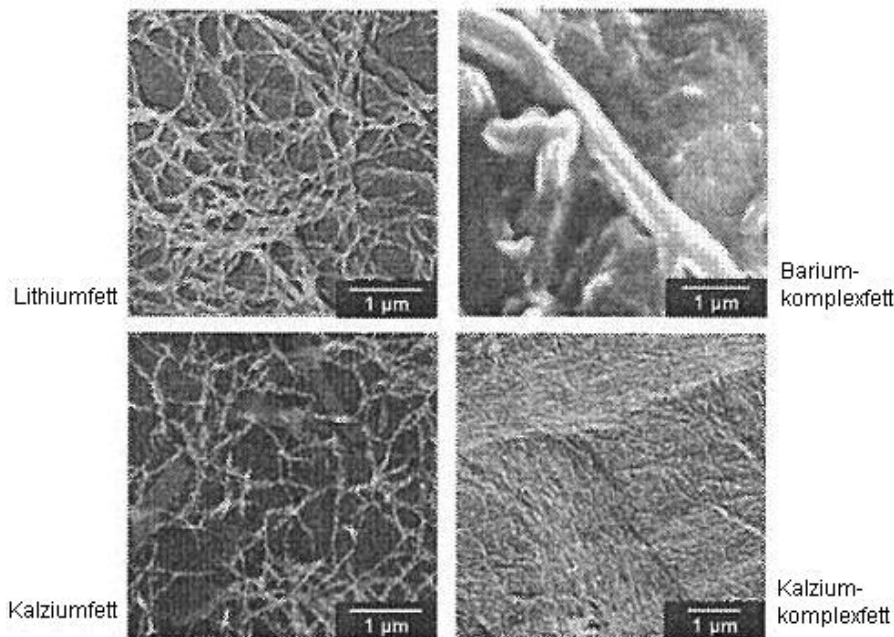


Abbildung 2.3: Verdickerstruktur verschiedener Metallseifen [5]

Verdicker

Der Verdicker ist das dreidimensionale Grundgerüst der Schmierfette, in dem durch *Van der Waalssche* Bindungen, polare Bindungen, lokale Einschlüsse und die netzartige Verdickerstruktur das Grundöl eingelagert wird. Dieses Netzwerk besteht aus so genannten Fibrillen und ist zufällig orientiert. Durch mechanische Beanspruchung wird das Verdickergerüst teilweise zerstört und das Grundöl herausgelöst. Bei Abnahme der Belastung bzw. des Scherungszustandes kann bei manchen Fetten das Verdickergerüst durch Rekombination freier Verdickermoleküle teilweise neu gebildet werden. Die Verdicker werden in Metallseifen Metallkomplexseifen sowie Bentonite, Polyharnstoffe und PTFE-Verdicker unterteilt. Verdickerabhängige Eigenschaften sind z.B. die Textur, das Ölabgabeverhalten und die mechanisch-dynamische Stabilität des Schmierfettes. In Wälzlagern spiegelt sich das Ölabgabeverhalten im Drehzahlverhalten der Schmierung wider. Ist das Fett nicht in der Lage, bei hohen Drehzahlen in der kurzen Zeit zwischen den Überrollungen durch die Wälzkörper genügend Öl an den Wälzkontakt abzugeben, so ist eine verminderte Schmierfilmhöhe die Folge. Man spricht dann von Mangelschmierung.

Grundöl

Neben dem Verdicker beeinflusst das Grundöl erheblich die Eigenschaften des Schmierfetts. Grundöle müssen neben guten Schmierungseigenschaften eine gute Fließeigenschaft und hohe thermische sowie oxidative Beständigkeit aufweisen. Neben diesen Anforderungen müssen sie weitgehend chemisch inaktiv sein, damit eine Reaktion mit anderen Schmierfettbestandteilen vermieden und Veränderungen der Dichtungs- und Lagerwerkstoffe verhindert werden. Dies ist nicht der Fall z.B. bei Esterölen. Die Oxidationsstabilität und die obere Grenze der Anwendungstemperatur in Bezug auf die Ölviskosität werden wesentlich durch die Auswahl des Grundöls bestimmt.

Die Grundöle werden nach ihrer Herkunft unterteilt in:

- Mineralöle,
- tierische und pflanzliche Öle,
- synthetische Öle.

Mineralöle nehmen dabei den größten Anteil der in der Schmierfettherstellung verwendeten Grundöle ein und bestehen aus einer Mischung unterschiedlicher Kohlenwasserstoffverbindungen.

Synthetische Grundöle bestehen dagegen aus einheitlich aufgebauten, definierten Verbindungen, die nach der Raffination durch mehrere Verfahrensschritte hergestellt werden. Als synthetische Grundöle werden Polyalphaolefine (PAO), verschiedene Estersorten, Silikonöle und Halogenkohlenwasserstoffe eingesetzt. Sie eignen sich für extreme Betriebsbedingungen, wie hohe und tiefe Temperaturen, niedrige und hohe Drehzahlen sowie chemisch aggressive Umgebungsbedingungen.

Additive

Heutige Wälzlagerschmierfette bestehen in den seltensten Fällen nur aus Verdicker und Grundöl, da aufgrund der gestiegenen Anforderungen an die Schmierfette eine Anpassung an die Anwendungsfälle mit diesen beiden Komponenten allein nicht mehr möglich ist. Um diese Anpassung zu ermöglichen, werden seit Beginn des zwanzigsten Jahrhunderts Additive verwendet, die dem Grundöl zugefügt werden [6].

Additive werden den Schmierstoffen in kleinen Mengen von 0,1 – 10 Gewichtsprozent zugegeben, um deren physikalische und chemische Eigenschaften in eine gewünschte Richtung zu verbessern. Bei diesem Vorgang werden bei einigen Additivgruppen aufgrund der einsetzenden chemischen Reaktionen die Additive gebunden, zerstört oder adsorbiert. Dadurch nimmt ihre Konzentration im Schmierstoff ab bis sie vollständig verbraucht sind oder eine Konzentration erreicht haben, bei der ihre Wirksamkeit nicht mehr gewährleistet ist. Tabelle 2.1 zeigt die wichtigen Additive und deren Einsatzgebiete [7].

Additivtyp	Einsatzgebiete	Wirkungsweise/Funktion
Oxidationsinhibitoren (Antioxidantien)	Bildung von harz-, lack-, säure- und polymerartigen Verbindungen minimieren	Beendigung der Oxidationskettenreaktion durch Verringerung der organischen Peroxide; Herabsetzung der Säurebildung, Verhinderung katalytischer Reaktionen
Fressschutzwirkstoffe (EP-Zusätze)	Verhütung von Mikroverschweißungen zwischen Metalloberflächen	Reaktionsprodukte an Metalloberflächen mit niedrigerer Scherfestigkeit als das Grundmaterial; ständige Abscherung und Neubildung
Verschleißschutzwirkstoffe (Anti-Wear)	Herabsetzung von Verschleiß an Metalloberflächen	Oberflächenreaktionsschichten
Korrosionsinhibitoren	Schutz von Lager- und anderen Metalloberflächen gegen Korrosion	Wirkung als Antikatalysatoren, Filmbildung auf der Oberfläche zum Schutz gegen Säuren und Peroxide
Metalldesaktivatoren	Unterbindung des katalytischen Einflusses auf Oxidation und Korrosion	Schutzfilmbildung durch Adsorption auf der Metalloberfläche
Reibungsveränderer (Friction Modifier)	Verringerung der Reibung zwischen Metalloberflächen	Adsorption hochpolarer Moleküle an der Metalloberfläche und Trennung der Oberfläche, reibungssenkender Oberflächenfilm
Viskositätsindexverbesserer	Verringerung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität	Polymermoleküle nehmen im warmen Lösungsmittel durch Entknäuelung ein größeres Volumen ein. Dadurch ergibt sich eine Eindickung des Öls.

Tabelle 2.1: wichtige Additive und deren Einsatzgebiete [7]

2.3 Mechanismus der Fettschmierung in realen Wälzkontakten

Die Vorhersage der Schmierfilmhöhe in fettgeschmierten Wälzlagern mit Hilfe der elastohydrodynamischen (EHD-) Theorie ist kaum möglich und hängt von zahlreichen Faktoren ab. Diese können grob in vom Schmierfett und von der

Lagergeometrie beeinflusste Faktoren eingeteilt werden. Dabei können zwei wesentliche zum Teil zeitabhängige Mechanismen herausgestellt werden:

1. Die Zerstörung der Seifenstruktur durch Scherbeanspruchung im Wälzkontakt führt insbesondere bei langfaserigen Metallseifenfetten gegenüber dem Frischfett zu starken Änderungen der Fließeigenschaften.

In Versuchen konnten in einem Wälzlager-Drehzahl-Prüfstand an einem mit Lithiumfett geschmierten Wälzlager nach längerer Einlaufzeit bei hohen Drehzahlen mit Hilfe von Stroboskopaufnahmen feine, umlaufende Schlieren aus relativ dünnflüssigem Schmierstoff festgestellt werden. Diese Fettschlieren, bzw. Ablagerungen stehen in direktem Kontakt mit dem Lagerkäfig und den Flächen von Innen- und Außenring, die direkt neben der Wälzkörperlaufbahn liegen. Bei langsamer Drehung des Lagers konnte beobachtet werden, dass der Lagerkäfig dieses Fett teilweise mitzog und dass so auch immer wieder kleine Mengen des Fettes auf die Kugeln und auf die Laufbahnen gelangten [2].

2. Das Gleichgewicht zwischen "Verbrauch" bzw. Verdrängung und Nachlieferung vom Schmierstoff an der Kontaktstelle beeinflusst direkt die Schmierfilmhöhe, wobei oft eine Schmierstoff-Teilversorgung auftritt, die die Schmierfilmhöhe gegenüber der Vollschnierung erheblich reduziert

Der zweite Punkt wird wesentlich von der Lagergeometrie und den damit verbundenen Nachschmiermechanismen beeinflusst.

Es wird deutlich, dass es wenig sinnvoll ist, sich mit den Fließeigenschaften des Frischfettes alleine auseinanderzusetzen. Es ist nicht möglich, eine für alle Zeitpunkte gültige Aussage zur Schmierfilmhöhe zu treffen, da diese stark von der Vorgeschichte und der Gebrauchsdauer des Fettes abhängig ist. Bereits im Jahr 1957 konnten Milne / Scott / Scott [8] mit Hilfe von rasterelektronenmikroskopischen Aufnahmen den fast völligen Verlust der Seifenstruktur von Fetten nach einer gewissen Laufzeit im Wälzlager nachweisen. Die untersuchten Fettproben stammten

aus den dünnen Filmen auf Laufbahnen und Wälzkörpern. Weitere Autoren bestätigten diese Beobachtungen.

Es herrscht noch Unsicherheit darüber, ob bei der Fettschmierung das gesamte Fett inklusive Verdicker am Schmiervorgang beteiligt ist, oder ob nur das Grundöl am Schmierfilmaufbau beteiligt ist und der Verdicker eine Art Schwamm darstellt, der das Grundöl an den Kontakt abgibt, selbst aber nicht in dieser Zone auftritt. Nach Austritt aus der Kontaktzone wird das Grundöl dann wieder vom Verdicker aufgenommen. Die oben beschriebenen Beobachtungen deuten darauf hin, dass das gesamte Fett inklusive Verdicker am Schmierfilmaufbau beteiligt ist. Für diese These spricht auch der positive Einfluss der Fettschmierung auf die Geräuschentwicklung bei Wälzlagern im Mischreibungsgebiet. Dabei wird von einer dämpfenden Wirkung des Verdickers im Wälzkontakt ausgegangen. Ein weiterer geräuschmindernder Faktor bei Fettschmierung ist die dämpfende Wirkung des Fettes in den Kontakten zwischen Wälzkörpern und Lagerkäfig, wodurch das "Käfigrasseln" reduziert wird.

Wälzlager mit Fettschmierung können über einen langen Zeitraum ohne größeren Verschleiß zuverlässig betrieben werden. Trotzdem gilt es als gesichert, dass diese Lager schon nach kurzer Betriebsdauer im Bereich der Teil- bzw. Mangelschmierung laufen. Der Grund dafür ist die Unterschreitung eines Mindestschmierstoffangebotes in den Einlasszonen der einzelnen Wälzkontakte. Die hier gegenwärtige Schmierstoffmenge ist im Wesentlichen von der Lagerbauform und -geometrie abhängig. Die Mangelschmierung führt durch die geringere am Schmiervorgang beteiligte Fettmenge zu einer Reduzierung der inneren Verluste im Schmierstoff durch Scherung. Dadurch sinkt die Temperatur in den Kontakten. Geringere Temperaturen im Schmierstoff führen zu höheren Viskositäten. Diese wirken sich wiederum positiv auf die Schmierfilmhöhe aus. So stellt sich ein stabiler Gleichgewichtszustand ein.

Nach der Frischbefettung von Wälzlagern kann eine Zunahme der Schmierfilmhöhe gegenüber der Schmierfilmhöhe schon nach kurzer Laufzeit beobachtet werden. Diese Tatsache bestätigt den Schmierstoffmangel am Einlass der Wälzkontakte als Ursache für die nach kurzer Laufzeit reduzierten Schmierfilmhöhen.

Zahlreiche Untersuchungen haben ergeben, dass die Grundölviskosität die Fettschmierfilmhöhe wesentlich beeinflusst. So empfehlen z.B. Wälzlagerhersteller bei der modifizierten Lebensdauerberechnung, die indirekt auf einer Schmierfilmhöhenberechnung beruht, bei Fettschmierung die Grundölviskosität einzusetzen. In [2] wurden umfangreiche Laufzeitversuche an Wälzlagern zur Ermittlung der Schmierfett-Gebrauchsdauer durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass "im Allgemeinen" eine höhere Grundölviskosität bei sonst vergleichbaren Fetten eine längere Laufzeit erwarten lässt.

3. Theoretische Grundlagen

3.1 Betrachtung des EHL-Kontaktes nach Wisniewski

In Kapitel 2.1 wurde die Elastohydrodynamische Schmiertheorie vorgestellt. Dabei wurde als ein wesentlicher Punkt die elastische Verformung der Kontaktkörper verbunden mit der Vergrößerung der Kontaktfläche herausgestellt. Im Folgenden soll der Wälzkontakt nach [1] näher betrachtet werden.

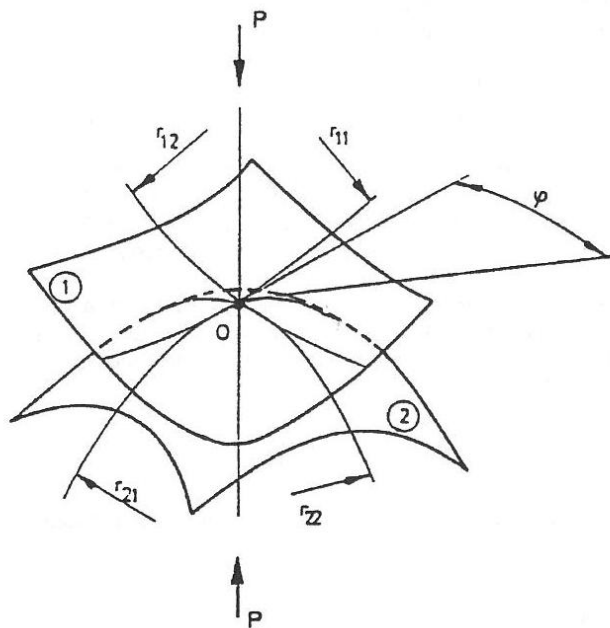


Abbildung 3.1: Kontaktgeometrie bei nichtkonformen Festkörpern [1]

Bei der Betrachtung des konzentrischen Kontaktes wird die Oberflächenfeinstruktur nicht beachtet. Alle Oberflächen werden als ideal glatt angenommen. Die Geometrie der in Kontakt stehenden Körper im Kontaktpunkt wird durch die minimalen und maximalen Krümmungen der Oberflächen beschrieben. Ein Krümmungsradius ist positiv bei konvexen Körpern und negativ bei konkaven Körpern. Dabei sind r_{11} und r_{12} die Krümmungsradien des Kontaktkörpers 1 und r_{21} und r_{22} die des Kontaktkörpers 2. Der Winkel φ beschreibt den Winkel zwischen den die Radien r_{11} und r_{21} enthaltenden Ebenen (Abbildung 3.1).

Im Folgenden ist der Körper 1 eine Kugel und der Körper 2 eine Scheibe, da die Versuche dieser Arbeit auf einem Kugel-Scheibe-Modellprüfstand durchgeführt werden. Allgemein bildet die Kontaktfläche zweier Körper eine Ellipse mit den

Halbachsen a und b . Die Kontaktgeometrie selbst ist anhängig von der Geometrie der Kontaktkörper, der Belastung P und der mit dem reduzierten Elastizitätsmodul E gekennzeichneten elastischen Eigenschaften der beiden Elemente.

Der reduzierte Elastizitätsmodul E wird definiert als

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.1)$$

dabei ist

ν_x Querkontraktionszahl der Kontaktkörper

E_x Elastizitätsmodul der Kontaktkörper

Die Druckverteilung stellt im Allgemeinen ein Halbellipsoid dar (Abbildung 3.2).

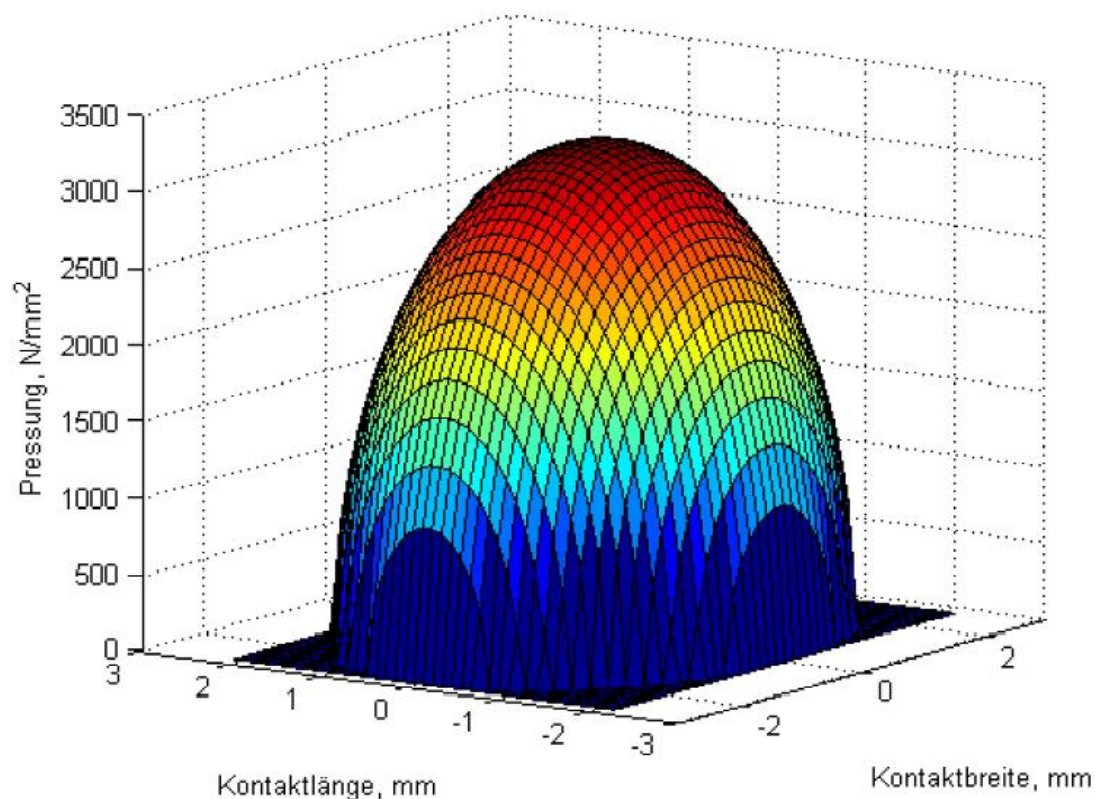


Abbildung 3.2: Druckverteilung im konzentrierten Kontakt

Die Druckverteilung wird mit

$$p = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (3.2)$$

mit

x, y Koordinaten in der Ebene

berechnet, wobei die maximale Pressung

$$p_0 = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (3.3)$$

beträgt. Die Längen der Halbachsen der Kontaktellipse sind

$$a = \beta_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot P \cdot R}{E}} \quad (3.4)$$

und

$$b = \beta_b \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot P \cdot R}{E}} \quad (3.5)$$

wobei der reziproke Krümmungsradius R mit der Summe aller vier Hauptkrümmungen bestimmt wird.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (3.6)$$

Bei einem Kugel-Scheibe-Kontakt gilt wenn der Körper 1 die Kugel und Körper 2 die Scheibe ist

$$r_{11} = r_{12} = r_{Kugel} \quad (3.7)$$

und

$$r_{21} = r_{22} = r_{Scheibe} = \infty \quad (3.8)$$

Damit wird

$$R = \frac{r_1}{2} \quad (3.9)$$

Die Koeffizienten β_a und β_b hängen vom Parameter $\cos \psi$ ab:

$$\cos \psi = R \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)^2 + 2 \cdot \cos 2\varphi \cdot \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right) \cdot \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)} \quad (3.10)$$

Für einen Kugel-Scheibe-Kontakt gilt: $\cos\psi = 0$.

Die Koeffizienten β_a und β_b werden anschließend aus einem Diagramm entnommen [1]. Diese sind für den betrachteten Fall $\cos\psi = 0$: $\beta_a = \beta_b = 1$. Damit ist bewiesen, dass hier ein kreisförmiger Kontakt vorliegt.

3.2 Schmierfilmdicke nach Hamrock

Die Berechnung der Schmierfilmhöhe bei EHD-Schmierung wurde von vielen Autoren behandelt und ihre numerischen Ergebnisse haben weitgehend die Resultate von Dowson und Higginson bestätigt. Um die Ergebnisse der Berechnungen zu verallgemeinern, wurden von Dowson und Higginson die folgenden dimensionslosen Parameter eingeführt:

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

Damit lassen sich die Ergebnisse der verschiedenen Autoren in der einheitlichen Form

$$H = k \cdot G^\alpha \cdot U^\beta \cdot W^\chi \quad (3.11)$$

angeben.

Die Schmierfilmhöhe in elliptischen Punktkontakten bei Ölschmierung wird nach der in einer Reihe von Veröffentlichungen (1976-1977) vorgestellten Formel von Dowson und Hamrock berechnet:

$$H_0 = \frac{2,69 \cdot G^{0,49} \cdot U_0^{0,68}}{W_0^{0,067}} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot \chi}) \quad (3.12)$$

Dabei gilt

$$G = \alpha_p \cdot E \quad (3.13)$$

$$U_0 = \frac{\eta_0 \cdot u}{E \cdot R_x} \quad (3.14)$$

$$W_0 = \frac{P}{E \cdot R_x^2} \quad (3.15)$$

$$H_0 = \frac{h_0}{R} \quad (3.16)$$

und

$\chi = a/b$	Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipse
a	Halbachse senkrecht zur Bewegungsrichtung (Formel 3.4)
b	Halbachse parallel zur Bewegungsrichtung (Formel 3.5)
E	Reduzierter Elastizitätsmodul (Formel 3.1)
α_p	Druckkoeffizient der Viskosität
η_0	dynamische Ölviskosität im Kontakteintritt
u	Wälzgeschwindigkeit
R	Hauptkrümmungsradius
R_x	Hauptkrümmungsradius in der Bewegungsebene

mit

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \quad (3.17)$$

P Kontaktbelastung.

3.3 Kinematik im Kontaktpunkt

Wird ein Kugellager währen des Betriebs axial belastet, so können die Kugeln nicht mehr kinematisch einwandfrei auf den Laufbahnen der Lagerringe abrollen. Das gilt für alle Wälzlager mit kugelförmigen Wälzkörpern. Besonders stark tritt dieser Effekt bei Schrägkugellagern in Erscheinung. In diesem Betriebszustand tritt zu der Wälzbewegung in der Berührungsfläche eine als Bohrbewegung bezeichnete zusätzliche relative Drehung um die gemeinsame Kontaktnormale auf. Diese Kontaktnormale ist die Achse, die senkrecht auf der Berührfläche der Kontaktkörper steht und diese im Mittelpunkt schneidet. Es wird vermutet, dass der dadurch verursachte Zwangsschlupf die Größe der Schmierfilmdicke beeinflusst und somit

einen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Lager hat. Durch diese Bohrbewegung weichen außerhalb der Mitte der Berührfläche die Richtungen der Umfangsgeschwindigkeiten beider Wälzpartner voneinander ab. Der Betrag dieses Zwangsschlupfes hängt von der Geometrie der Wälzkörper ab und lässt sich beschreiben durch das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis der Bohrgeschwindigkeit ω_b zur Wälzgeschwindigkeit ω_w .

Entsprechend Abbildung 3.3 ergibt sich für das Wälz- Bohrgeschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{\omega_b}{\omega_w} = \frac{|\omega_{n2} - \omega_{n1}|}{|\omega_{w2} - \omega_{w1}|}. \quad (3.18)$$

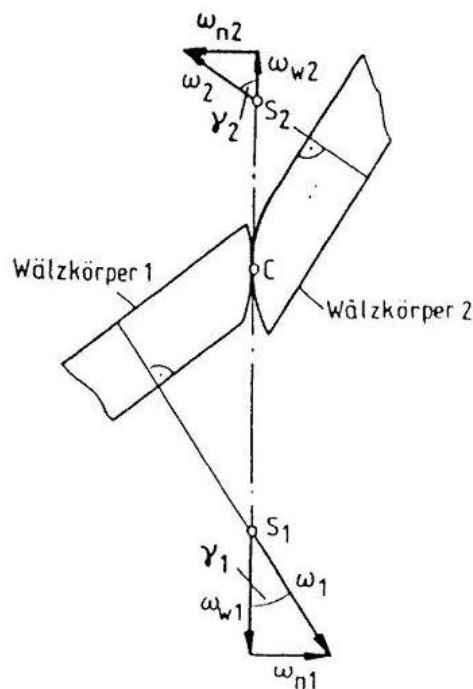


Abbildung 3.3: Wälz- Bohrgeschwindigkeitsverteilung [9]

Die Erzeugung eines gezielten Bohrschlupfes auf dem Kugel-Scheibe-Modellprüfstand ist Bestandteil dieser Arbeit und wird ausführlich in Kapitel 4.1.3 beschrieben.

4. Experimentelle Grundlagen

4.1 Prüfstand

Wie eingangs beschrieben, werden die Versuche zur Schmierfilmdickenmessung auf einem Kugel-Scheibe-Modellprüfstand durchgeführt. Dabei handelt es sich um das „EHL Ultra Thin Film Measurement System“ der Firma PCS Instruments Ltd, London (Abbildung 4.1). In diesem Prüfstand bildet sich zwischen den aufeinander abwälzenden Kontaktkörpern, einer hochpolierten Stahlkugel und einer beschichteten Glasscheibe, ein Schmierfilm im Bereich der EHL-Schmierung. Die Schmierfilmdickenmessung erfolgt optisch über Weißlichtinterferometrie. Dabei wird der Kontakt von oben durch die Glasscheibe betrachtet.



Abbildung 4.1: EHL-Modellprüfstand [11]

4.1.1 Mechanischer Aufbau

Den prinzipiellen Aufbau des Prüfstandes zeigt Abbildung 4.2. Alle wichtigen Komponenten sind im Schmiermittelbehälter angeordnet. Dies ist ein aus dem Vollen

gefräster Edelstahlbehälter. Mittig im Behälter ist die Antriebswelle der Glasscheibe vertikal angeordnet. Am oberen Ende der Antriebswelle wird die Glasscheibe verdrehsicher befestigt. Diese ist auf der Kontaktseite mit einer halbreflektierenden Chromschicht und einer Silikatschicht beschichtet. Die 100Cr6 Stahlkugel hat einen Durchmesser von 19,05 mm und wird von drei auf einem Prisma angeordneten Kugellagern getragen. Damit wird die Rollbewegung der Kugel bei gleichzeitiger Belastung gewährleistet. Die Kugel wird von unten mit einer Last von 0 – 50 N gegen die Glasscheibe gedrückt. Dabei ergibt sich ein maximaler Kontaktdruck von ca. 0,7 GPa. Die Kugel kann zusammen mit dem Kugel-Support in radialer Richtung der Scheibe verschoben und an der neuen Position fixiert werden. Damit besteht die Möglichkeit, nacheinander auf 20 verschiedenen Laufradien der Scheibe zu fahren. Der Wechsel der Laufspur ist bei starker Beschädigung der vorher verwendeten Spur erforderlich. Der Antrieb der Hauptwelle erfolgt über einen unter dem Behälter angeordneten Elektromotor mit Übersetzungsgetriebe. Die Antriebsdrehzahl ist variabel, wodurch im Kontakt Wälzgeschwindigkeiten von 1 mm/s bis 5 m/s erzeugt werden können. Gleichzeitig verfügt der Antriebsstrang über einen inkrementalen Winkelpositionsgeber. Dieser dient der Triggerung der Messwerterfassung. Die Einheit zur Lasterzeugung im Wälzkontakt befindet sich ebenfalls unterhalb des Behälters. Diese besteht aus zwei Blattfedern, die über eine Gewindespindel gespannt werden. Über einen Hebelmechanismus wird die Spannkraft auf den Kugel-Support übertragen.

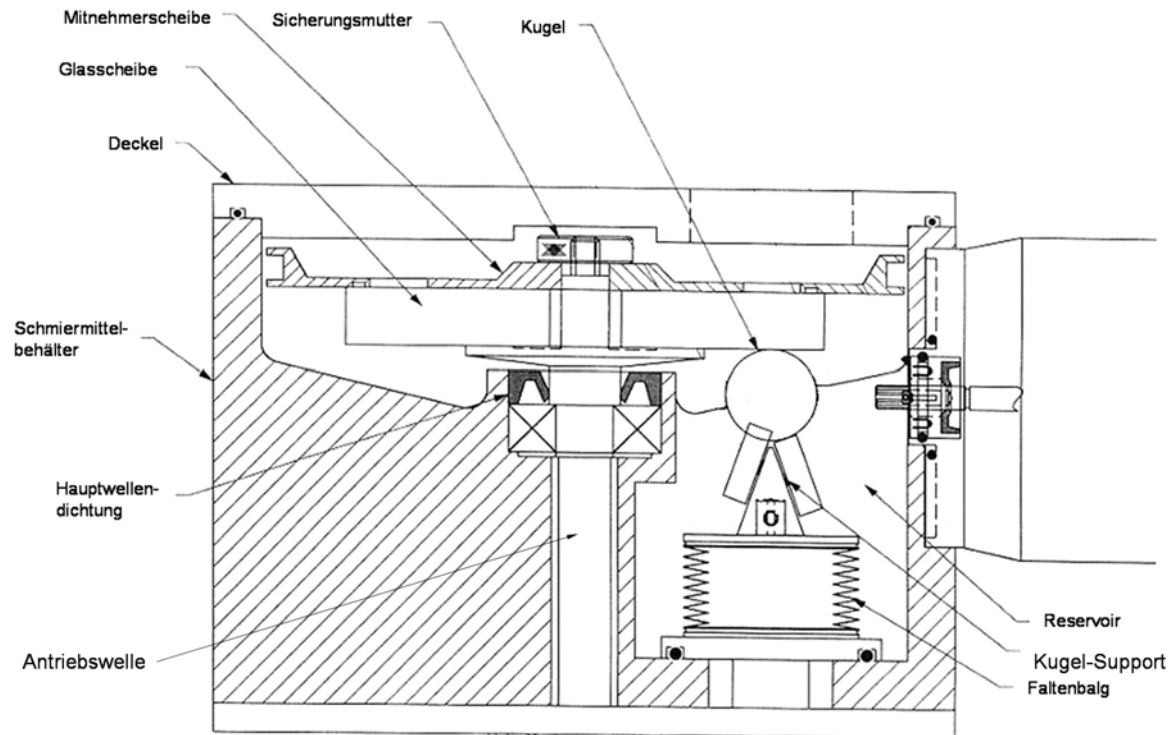


Abbildung 4.2: Prinzipskizze Prüfstand [11]

Die zu untersuchenden Ölproben werden in das Reservoir gefüllt, so dass die Kugel bis zur Hälfte in das Öl eingetaucht ist. Durch die Rotation der Kugel wird das Öl auf der Kugeloberfläche in den Wälzkontakt gefördert. Dadurch steht am Einlass Kontaktes stets genug Öl für die Ausbildung eines Schmierfilmes im Bereich der Vollschrnerung zur Verfügung. Der Behälter verfügt über zwei Bohrungen zur Aufnahme von Heizstäben zur Beheizung des Öles. Damit können Versuche mit Öltemperaturen im Bereich von Umgebungstemperatur bis 150°C durchgeführt werden. Zwei Temperatursensoren messen die Temperaturen des Schmiermittels und des Behälters.

4.1.2 Messsystem zur Schmierfilmdickenmessung

Das Prinzip der optischen Interferometrie ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Dabei wird der EHL-Kontakt mit einer Weißlichtquelle von oben durch die Glasscheibe beleuchtet. Ein Teil des Lichtes wird an der halb reflektierenden Chromschicht reflektiert. Der übrige Anteil (Verluste durch Absorption werden an dieser Stelle vernachlässigt) passiert die Chromschicht. Dieses Licht durchdringt die Silikatschicht

und den Ölfilm und wird an der Kugeloberfläche reflektiert. Schließlich legt dieser Anteil des Lichtes einen der doppelten gemeinsamen Dicke von Silikatschicht und Ölfilm entsprechenden längeren Weg zurück. Anschließend wird dieses Licht dem an der Chromschicht reflektierten Licht überlagert. Durch die unterschiedlich langen zurückgelegten Wegstrecken kommt es zur Phasenverschiebung zwischen den beiden *Lichtstrahlen*. Die beiden vereinten *Lichtstrahlen* werden am Strahlenteiler reflektiert und zu einem Spalt geleitet, welcher eine Beugung des Lichtes verursacht. Die Spaltbreite beträgt $250\text{ }\mu\text{m}$.

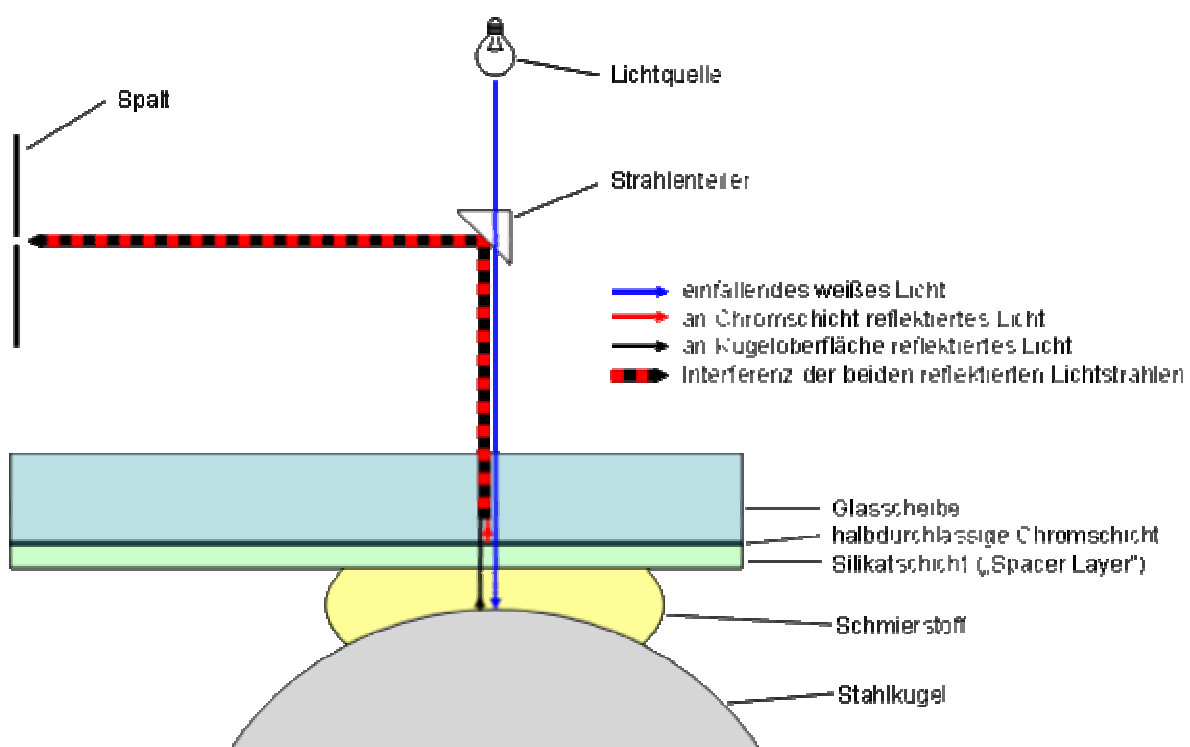


Abbildung 4.3: Messprinzip der Schmierfilmdickenmessung [10]

Hinter dem Spalt entsteht ein Interferenzmuster. Mit einer veränderlichen Schmierfilmhöhe verschiebt sich auch die Lage der Interferenzmaxima. Weißes Licht weist im Gegensatz zu monochromatischem Licht ein kontinuierliches Spektrum auf. Die Wellenlängen reichen von 700 nm (rot) bis 400 nm (violett). Diese Tatsache erlaubt auch die Messung kontinuierlicher Schmierfilmdicken. Mit dem diskreten Spektrum von monochromatischem Licht ließen sich die Schmierfilmdicken nur in unbefriedigend großen Schritten messen.

4.1.3 Erweiterung zur Spinnerzeugung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses der Kinematik im Kontaktpunkt auf die Schmierfilmdicke. In Kapitel 3.3 wurde auf den im Wälzkontakt zusätzlich auftretenden Bohrschlupf eingegangen. Ursächlich dafür ist eine relative Drehung der beiden Wälzpartner um die Kontaktnormale. Im englischsprachigen Raum wird dieses Phänomen als Spin (= Drehung) bezeichnet.

Die Erzeugung von Bohrschlupf im EHL-Gerät kann über die Neigung der Kugeldrehachse realisiert werden. Schneiden sich die Rotationsachsen von Kugel und Scheibe in der Berührebene, so ist ein bohrschlupffreies Abrollen gewährleistet. In diesem Fall gilt $S_1 = S_2$. Dabei sind S_1 und S_2 jeweils die Schnittpunkte der Rotationsachsen von Scheibe (1) und Kugel (2) mit der Berührebene. Der im EHL-Gerät vorhandene Kugel-Support ermöglicht keine Variation des Winkels der Kugelachse. Der Achswinkel ist fest und beträgt $\gamma_2 = 20^\circ$. Abbildung 4.4 zeigt die vorhandene Geometrie.

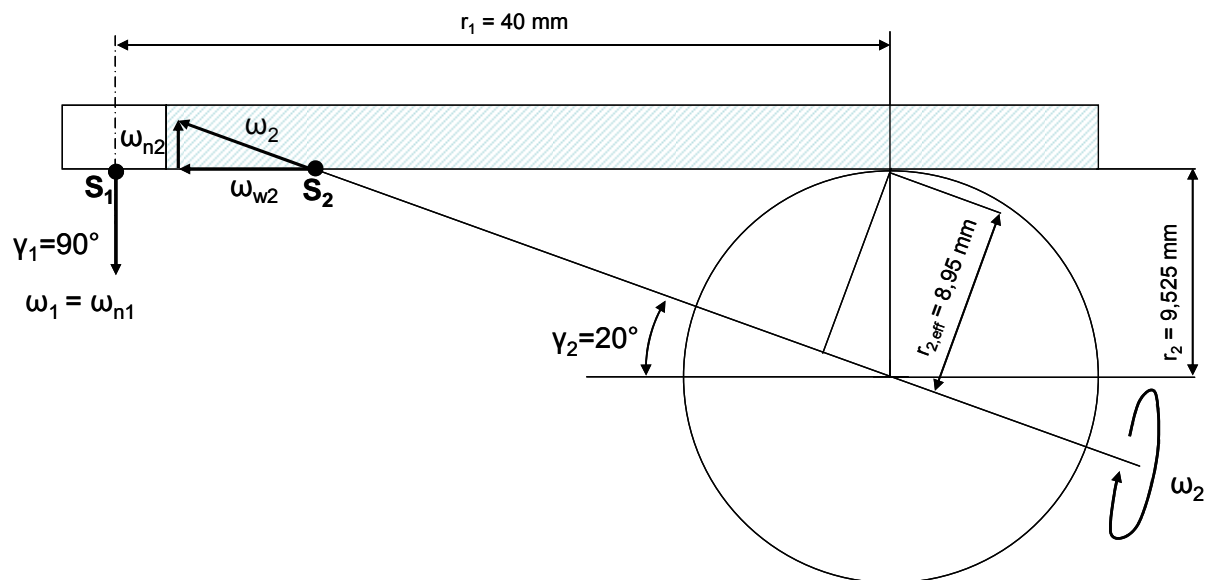


Abbildung 4.4: Geometrie mit Standard-Kugel-Support

In Kapitel 3.3 wurde die Definition vom Bohr-Wälz-Verhältnis vorgestellt. Dieses wird im Folgenden als Bohrschlupf bzw. Spin bezeichnet. Damit beträgt der Bohrschlupf in Abbildung 4.4

$$S_B = \frac{\omega_b}{\omega_w} = \frac{|\omega_{n2} - \omega_{n1}|}{|\omega_{w2} - \omega_{w1}|}. \quad (4.1)$$

mit

$$\omega_{n2} = \omega_2 \cdot \sin \gamma_2 \quad (4.2)$$

$$\omega_{n1} = \omega_1 \cdot \sin \gamma_1 \quad (4.3)$$

$$\omega_{w2} = \omega_2 \cdot \cos \gamma_2 \quad (4.4)$$

$$\omega_{w1} = \omega_1 \cdot \cos \gamma_1 \quad (4.5)$$

und

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{r_1}{r_{2,eff}} \quad (4.6)$$

mit

$$r_{2,eff} = r_2 \cdot \cos \gamma_2 \quad (4.7)$$

ergibt sich für den Bohrschlupf

$$S_B = \frac{\frac{r_1}{r_2 \cdot \cos \gamma_2} \cdot \sin \gamma_2 - \sin \gamma_1}{\frac{r_1}{r_2 \cos \gamma_2} \cdot \cos \gamma_2 - \cos \gamma_1} \quad (4.8)$$

Für den vorliegenden originalen Kugel-Support beträgt der Bohrschlupf danach

$$S_B = 12,6\%.$$

Für die Erzeugung unterschiedlicher Bohrschlupfzustände ist die Konstruktion eines modifizierten Kugel-Supports notwendig. Dabei soll dieser das Originalteil ersetzen und muss folglich den gleichen Anschluss an die Lasteinheit erhalten und in das Ölreservoir passen. Der Achswinkel der Kugel muss einstellbar sein, wobei eine Verlagerung der Position der Kugel nicht stattfinden darf. Für die Realisierung dieser Aufgabenstellung ist es sinnvoll, eine Achse für die Kugel vorzusehen und diese in einem Rahmen zu lagern. Dieser Rahmen muss dann schwenkbar gegenüber der Scheibe ausgeführt werden. Man erhält schließlich eine kardanische Aufhängung für die Kugel. So kann eine feste Rotationsachse der Kugel erzwungen werden. Dies ist in dem originalen Kugel-Support nicht der Fall, da die Kugel hier nur mit der Mantelfläche auf den Stützlager abrollt. Dabei kann Schlupf entstehen und sich dadurch die Orientierung der Achse verlagern. Für die Realisierung einer festen Kugelachse bietet sich die Verwendung von bereits durchbohrten Kugeln an. Diese

werden auf demselben Prüfstand zur Reibkoeffizientenmessung verwendet. Dabei wird die Kugel mit einer dünnen Welle von einem Servomotor angetrieben. Bei diesen Messungen wird die Kugel über die Welle nur angetrieben, aber vom Kugel-Support getragen. Die Momenteneinleitung in die Kugel erfolgt über die Mantelfläche. Die Bohrungen in den Kugeln sind zur Realisierung von Passungen unzulässig grob toleriert. Daher soll die Kugel im modifizierten Kugel-Support auch über zwei kegelstumpfförmige Adapter über die Mantelfläche getragen werden.

Die Anforderungen werden stichpunktartig zusammengefasst:

- geringer Bauraum zur Applikation im Prüfstand,
- definierte Einstellung des Achswinkels der Kugel,
- konstante Position der Kugel bei allen eingestellten Winkeln,
- Verwendung durchbohrter Kugeln aus Traktionsmessung.

Die Konstruktion wurde auf dem 3D-CAD-Programm ProE Wildfire 2.0 durchgeführt. Abbildung 4.5 zeigt das 3D-Modell der Konstruktion. Die Fertigungszeichnungen der Einzelteile befinden sich im Anhang in Kapitel 9.3.

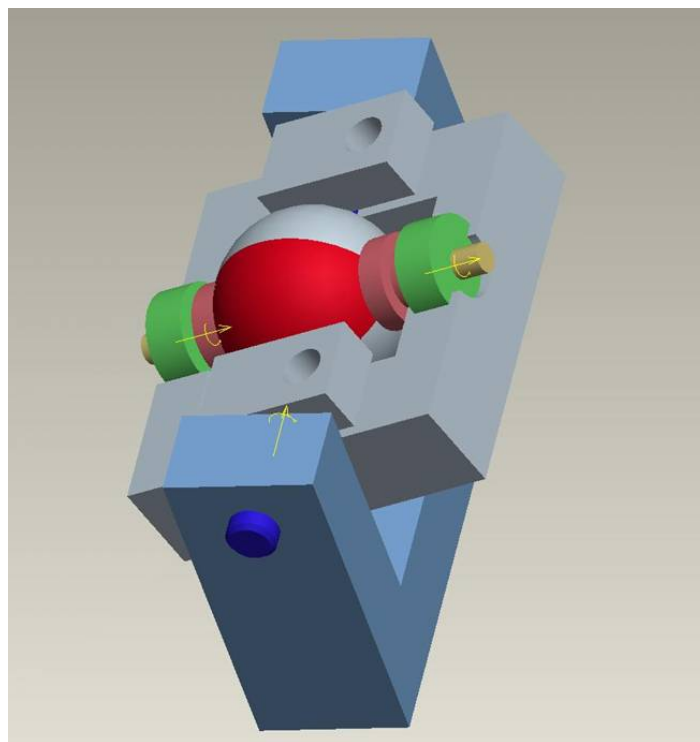


Abbildung 4.5: 3D-Modell des modifizierten Kugel-Supports

Abbildung 4.6 zeigt auf der linken Seite den originalen Kugel-Support und auf der rechten Seite die modifizierte Variante.

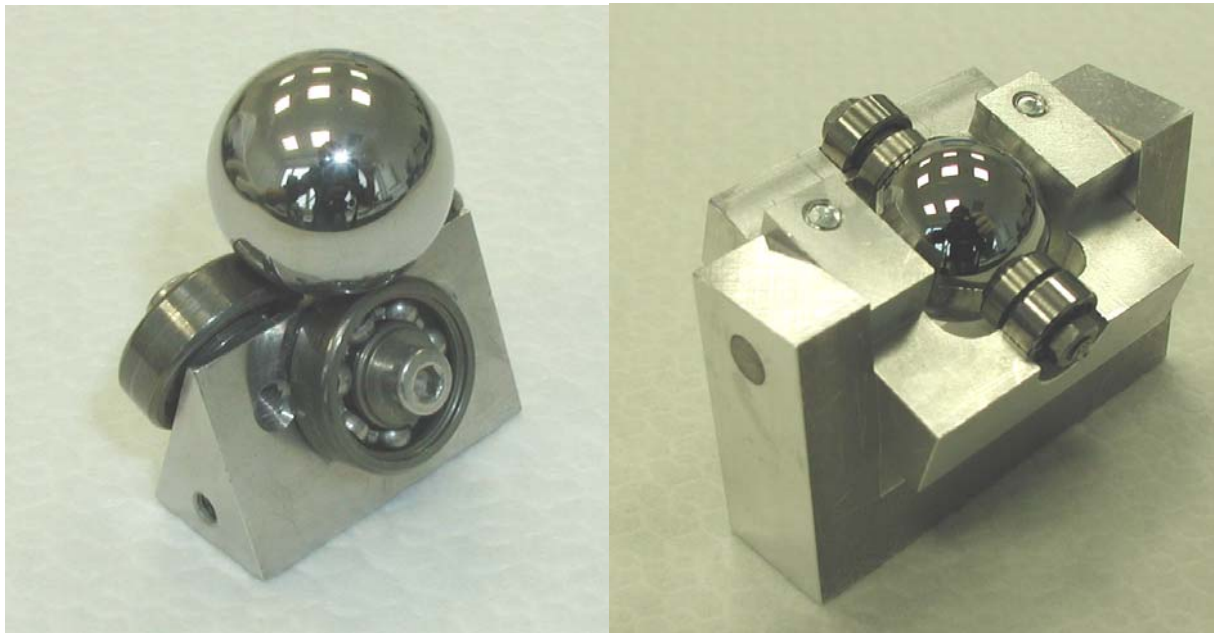


Abbildung 4.6: links: Kugel-Support original

rechts: Kugel-Support modifiziert

Bauraumbedingt können im Prüfstand Schrägstellungen der Kugelachse von ca. 17° in beide Richtungen realisiert werden. Der maximale Bohrschlupf wird erreicht, wenn die Achse maximal (hier -17°) geneigt wird. Dann beträgt der Bohrschlupf $S_B = 54,4\%$.

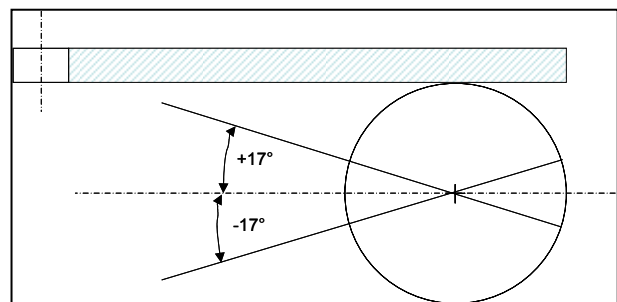


Abbildung 4.7: Angaben der Winkelstellung

Für ein bohrschlupffreies Abrollen ergibt sich nach Gleichung 4.8 ein Achswinkel der Kugel von $13,39^\circ$. In diesem Fall liegt ein gemeinsamer Schnittpunkt der Achsen von Kugel und Scheibe in der Berührebene vor ($S_1 = S_2$).

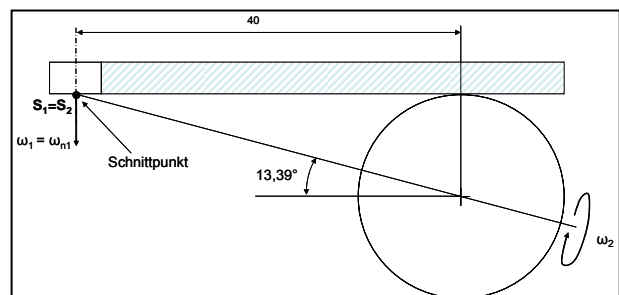


Abbildung 4.8: Winkel für schlupffreies Abrollen

4.2 Versuchsfette/-öle

Die Versuche dieser Arbeit werden unterteilt in Korrelationsversuche zur Untersuchung der Funktionsfähigkeit des modifizierten Kugel-Supports und in die eigentlichen Versuche zur Untersuchung verschiedener Mechanismen bei Fettschmierung. Für diese unterschiedlichen Versuchsarten kommen auch unterschiedliche Schmierstoffe zum Einsatz.

SN 200

Die Referenzmessungen werden mit dem Mineralöl SN 200 der Firma Fuchs durchgeführt. Der Grund für die Auswahl dieses Öles liegt darin, dass zum Betriebsverhalten mit diesem Öl bereits umfangreiche Ergebnisse aus einer früheren Arbeit vorliegen.

Das Öl SN 200 ist ein klassisches Grundöl auf Mineralölbasis. Es findet Anwendung als Komponente in der Formulierung von Schmierfetten und Ölformulierungen. Dabei können diese Ölformulierungen für unterschiedliche Anwendungsgebiete wie z.B. als Turbinenöl oder Getriebeöl bestimmt sein.

Die kinematischen Viskositäten dieses Öles betragen $\nu(40^{\circ}\text{C}) = 41,58 \text{ mm}^2 / \text{s}$ und $\nu(100^{\circ}\text{C}) = 6,27 \text{ mm}^2 / \text{s}$.

NBU 15

Die Untersuchungen bei Fettschmierung werden mit dem Schmierfett NBU 15 der Firma Klüber durchgeführt. Dieses Fett ist für Hochgeschwindigkeitsanwendungen z.B. als Spindellagerfett geeignet. Das Grundöl ist eine Mischung aus Esteröl und Mineralöl. Es kommt ein Bariumkomplex-Verdicker zum Einsatz. Als Einsatztemperatur ist ein Bereich von -40°C bis 130°C angegeben. Die kinematischen Grundölviskositäten betragen $\nu(40^{\circ}\text{C}) = 23,28 \text{ mm}^2 / \text{s}$ und $\nu(100^{\circ}\text{C}) = 4,72 \text{ mm}^2 / \text{s}$.

Zur Interpretation der Ergebnisse bei Fettschmierung werden zur Gegenüberstellung Schmierfilmhöhenmessungen mit Öl durchgeführt. Als Öl kommt dabei das Grundöl des Fettes NBU 15 zum Einsatz.

4.3 Versuchsdurchführung

Bevor auf dem Prüfstand Messungen mit dem modifizierten Kugel-Support durchgeführt werden können, müssen Korrelationsmessungen zur Sicherstellung der Funktion desselben durchgeführt werden. Die Korrelationsmessungen sind notwendig um auszuschließen, dass durch den vollständig veränderten Aufbau des modifizierten Kugel-Supports evtl. auftretende dynamische Effekte, wie z.B. mechanische Schwingungen, die Messergebnisse verfälschen. Gegebenenfalls sind auf Grundlage dieser Messungen Begrenzungen der Versuchsparameter vorzunehmen. Die Korrelationsmessungen werden mit dem Mineralöl SN 200 durchgeführt. Während dieser Messungen wird der Achswinkel des modifizierten Kugelsupports weitgehend dem Achswinkel im originalen Kugel-Support angenähert, um die gleiche Bohrschlupfrate im Wälzkontakt zu erzielen. So werden keine evtl. auftretenden Effekte durch unterschiedliche Bohrschlupfraten gemessen, die die Vergleichbarkeit herabsetzen. Die Ergebnisse der Korrelationsmessungen sind in Kapitel 5.1.1 dargestellt.

Die Versuche werden bei Raumtemperatur und einer einheitlichen Last von 20 N durchgeführt. Dies gilt für alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche. Eine Temperierung des Schmiermittelreservoirs ist zwar möglich, allerdings lassen sich dadurch nur Flüssigkeiten temperieren, die direkt in dieses Reservoir eingefüllt werden. So ist es nicht möglich, über die integrierte Heizung Fettproben, die direkt auf die Scheibe aufgebracht werden, zu temperieren. Da ein Teilziel dieser Arbeit die Gegenüberstellung der gemessenen Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung und bei Ölschmierung ist, müssen alle Versuche bei annähernd gleichen Temperaturen durchgeführt werden. Eine mögliche Temperierung von Fettproben kann durch die thermische Isolation der gesamten Prüfkammer erzielt werden. Dies ist im Rahmen dieser Arbeit mit vertretbarem Aufwand nicht möglich. Daher werden alle Versuche bei Raumtemperatur durchgeführt. Dabei sind bei der Auswertung Temperaturschwankungen zu beachten.

Für die Durchführung der Messungen bei Fettschmierung ist ein einheitliches Versuchsmuster festzulegen. Dies geschieht auf der Grundlage umfangreicher Vorversuche. Ein wesentlicher Einfluss auf die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse

geht von der auf die Scheibe aufgetragenen Fettmenge aus. Die Ergebnisse sind in Kapitel 5.3.1 dargestellt. Je geringer die Fettmenge ist, desto besser ist die Reproduzierbarkeit. Daher wird eine geringe Fettmenge im Bereich der Laufspur auf die Scheibe aufgetragen. Dieses Fett wird anschließend fast vollständig durch Wischen von der Scheibe entfernt. Es verbleibt lediglich ein Fettfilm mit einer Masse von ca. 3 mg auf der Scheibe. Der Bereich des späteren Triggerpunktes auf der Scheibe muss beim Einsetzen in den Prüfstand frei von Schmierstoff sein. Daher wird ein kleiner Bereich mit einer Breite von ca. 5 mm gezielt mit Waschbenzin gereinigt und über der ebenfalls gereinigten Kugel im Prüfstand positioniert. Nachdem alle erforderlichen Einstellungen am Interferometer vorgenommen sind und der Offsetwert der Filmhöhenmessung durch die Silikatschicht ermittelt ist, beginnt der Einlauf des Versuchs. Dabei rotiert die Scheibe drei Umdrehungen bei einer Wälzgeschwindigkeit von ca. 20 mm/s und 5 N Last. Anschließend folgen weitere fünf Umdrehungen bei der Versuchslast von 20 N. Der Zweck dieser Einlaufphase ist die gleichmäßige Verteilung des Fettes auf der Scheibe und der Kugel. Die Schmierfilmhöhen werden ausschließlich beim Hochlauf der Drehzahl gemessen. Die Wahl der Parameter der Einlaufphase ist das Ergebnis umfangreicher Vorversuche. Wichtig ist dabei die einheitliche Durchführung aller Versuche mit Fett, um eine möglichst hohe Reproduzierbarkeit zu erreichen.

Für die Versuche werden die kleinstmögliche Startgeschwindigkeit von 1 mm/s und Geschwindigkeitsstufen von 20% des jeweiligen Ausgangswertes gewählt. Die maximale Geschwindigkeit beträgt ca. 700 mm/s. Höhere Geschwindigkeiten werden aufgrund von Rundlaufabweichungen des modifizierten Kugel-Supports und damit verbundenen mechanischen Schwingungen vermieden.

Die Last von 20 N wird in Anlehnung an Versuche einer vorherigen Arbeit gewählt. Nach Gleichung 3.3 beträgt dabei die maximale Pressung im Kontakt $p_0 = 502 \text{ MPa}$. Damit liegt der Kontakt im unteren Bereich der EHD-Schmierung. Diese relativ geringe Last ist vorteilhaft, da so die Gefahr von Beschädigungen auf der Scheibe gering gehalten wird.

Die Versuche bei Fettschmierung werden mit dem Fett NBU 15 der Firma Klüber aus Kapitel 4.2 durchgeführt. Für die Ölschmierung wird das additivierte Grundöl dieses

Fettes verwendet. So lassen sich bei konstanten Öleigenschaften die besten Vergleiche zwischen Fettschmierung und Ölschmierung ziehen.

Nach dem beschriebenen Versuchsmuster sind nun die Versuche durchzuführen. Das Hauptziel ist dabei die Ermittlung des Einflusses von Bohrschlupf auf die Schmierfilmdicke bei Ölschmierung und bei Fettschmierung. Zu dieser Untersuchung werden drei unterschiedliche Achswinkel der Kugel und die damit verbundenen Bohrschlupfzustände eingestellt. Es gilt der Zusammenhang zwischen eingestelltem Winkel und Bohrschlupf aus Gleichung 4.8. Die Zustände sind:

1. kein Bohrschlupf $S_B = 0\%$ → Achswinkel $\gamma_2 \approx 13,4^\circ$
2. mittlerer Bohrschlupf $S_B = 23,8\%$ → Achswinkel $\gamma_2 \approx 0^\circ$
3. maximaler Bohrschlupf $S_B = 54,4\%$ → Achswinkel $\gamma_2 \approx -17^\circ$

Eine Schwierigkeit des modifizierten Kugel-Supports besteht in der Messung des eingestellten Winkels. Insbesondere die Einstellung von $\gamma_2 = 13,4^\circ$ lässt sich nicht vor dem Einbau des Kugel-Supports in den Prüfstand vornehmen. Der Grund liegt in dem engen Bauraum. Erst nachdem der Support positioniert ist, lässt sich der Winkel einstellen. Im eingebauten Zustand ist allerdings die Winkelmessung nicht mehr exakt möglich. Der Winkel kann folglich nur mittels Hilfsmarkierungen mit einer gewissen Unsicherheit eingestellt werden. Lässt sich ein Einfluss auf die Schmierfilmdicke erkennen, so können in späteren Versuchen feinere Abstufungen des Achswinkels vorgenommen werden.

Für die Interpretation der Ergebnisse ist eine Gegenüberstellung der Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung und bei Ölschmierung notwendig. Schließlich werden alle Versuche zur Fettschmierung ebenfalls analog mit Ölschmierung durchgeführt. So wird der Einfluss der Schmierstoffmenge auf die Schmierfilmhöhe gleichermaßen für Fettschmierung wie auch für Ölschmierung untersucht. Weiterhin wird der Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe für beide Schmierungsarten untersucht. Zusätzlich werden als Nachweis für gute Berechnungsmöglichkeiten die Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung berechnet und den gemessenen Werten gegenübergestellt. Für die durchzuführenden Versuche ergibt sich schließlich folgende Versuchsmatrix:

Art der Versuche	Schmiermittel	Bohrschlupf [%]
Referenzversuche	Mineralöl SN 200	Maximal an originalen Support angenähert
Untersuchung des Einflusses der Schmiermittelmenge auf die Schmierfilmdicke	Fett NBU 15	≈ 0
	Grundöl NBU 15	
Untersuchung des Einflusses des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmdicke	Fett NBU 15	≈ 24
		≈ 54
	Grundöl NBU 15	≈ 24
		≈ 54

Abbildung 4.9: Versuchsmatrix

5. Versuchsergebnisse

5.1 Versuche mit Öl

5.1.1 Überprüfung der Funktion des modifizierten Kugel-Supports

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Korrelationsmessungen dargestellt. Dabei werden die Schmierfilmhöhen gegenübergestellt, die einerseits mit dem modifizierten und andererseits mit dem originalen Kugel-Support gemessen wurden (Abbildung 5.1). Bei den Messungen kommt das Mineralöl SN 200 zum Einsatz. Es dürfen jeweils nur die Ergebnisse von Messreihen gleicher Temperatur verglichen werden. Die Temperatur einer Messreihe wird durch Mittelwertbildung der Öltemperaturen in allen Messpunkten der jeweiligen Messreihe ermittelt. Dabei liegt die maximale Temperaturdifferenz zwischen den Messwerten innerhalb einer Messreihe unter $0,5^{\circ}\text{C}$.

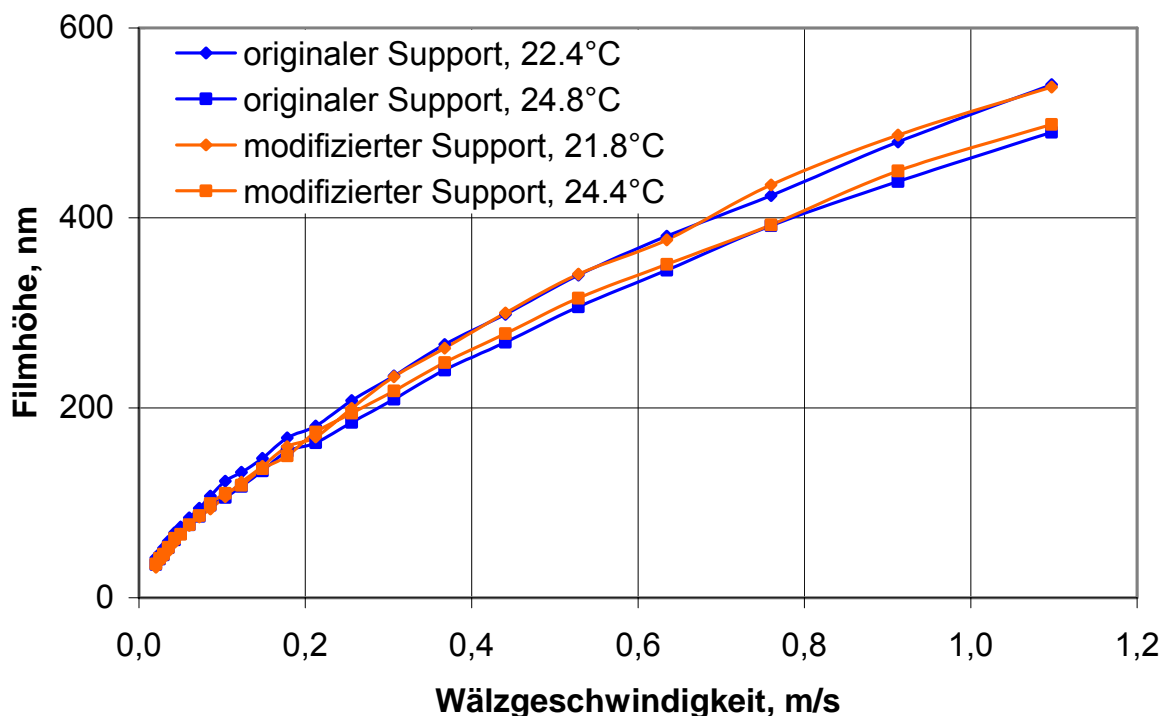


Abbildung 5.1: Gegenüberstellung der Schmierfilmhöhen des modifizierten und des originalen Kugel-Supports

Abbildung 5.2 zeigt die Schmierfilmhöhen des originalen Supports bei $24,8^{\circ}\text{C}$ und die des modifizierten Supports bei $24,4^{\circ}\text{C}$ aufgetragen über der Wälzgeschwindigkeit.

Zusätzlich ist in diesem Diagramm die relative Differenz der Schmierfilmhöhen in jedem Geschwindigkeitspunkt aufgetragen. Dies ist die absolute Differenz bezogen auf die absolute Schmierfilmhöhe des originalen Supports. Dieser bildet so die Referenz. Zur Betrachtung der Differenzen werden exemplarisch diese beiden Messreihen ausgewählt, da hier die Temperaturdifferenz der gemittelten Temperaturen mit $0,4^{\circ}\text{C}$ am geringsten ist. Alle übrigen Messreihen zeigen das gleiche Verhalten. Die mittlere relative Abweichung beträgt $\overline{\Delta h_0} = 2,1\%$. Die relativen Abweichungen streuen annähernd symmetrisch um diesen Mittelwert. Diese Abweichungen liegen in der Größenordnung der Abweichungen, die bei Messungen in einer früheren Arbeit [10] erzielt worden sind. Dabei ist zu beachten, dass diese Messungen der früheren Arbeit allein auf dem originalen Kugel-Support durchgeführt wurden. Damit liegt keine negative Beeinflussung der Messergebnisse durch den modifizierten Support vor. Folglich kann dieser für funktionsfähig befunden werden und steht für weitere Messungen zur Verfügung.

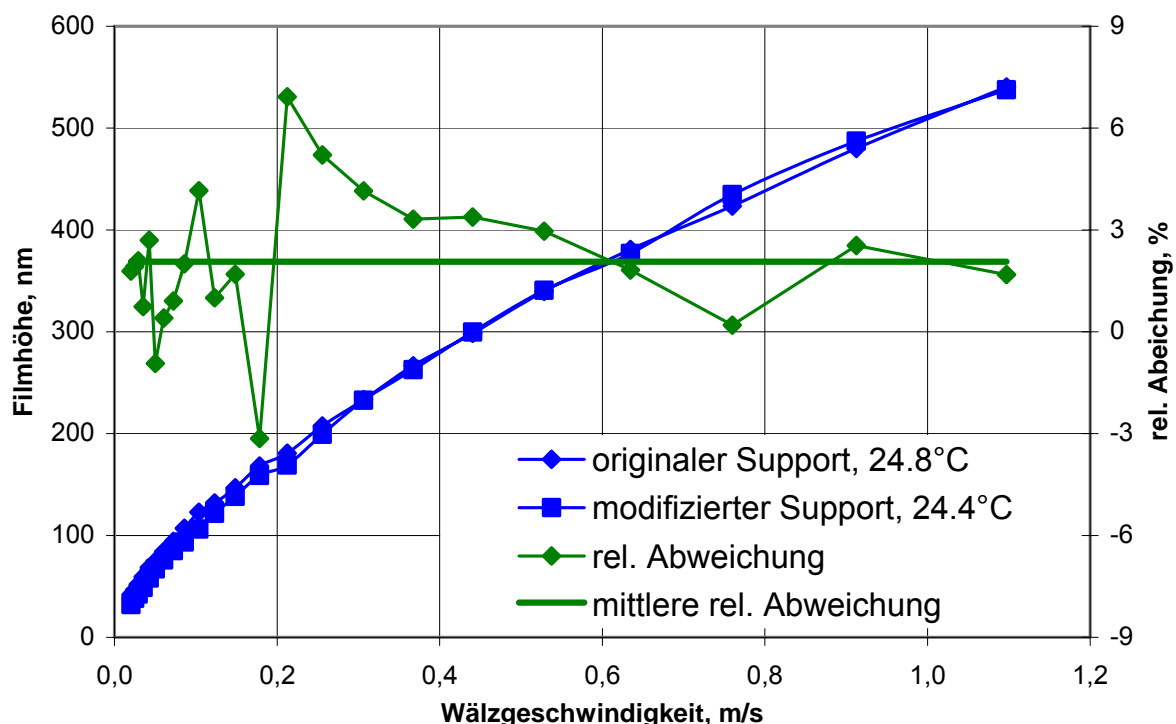


Abbildung 5.2: relative Abweichung zwischen Filmhöhen des originalen und des modifizierten Supports

5.1.2 Einfluss der Bohrschlupfrate auf die Schmierfilmhöhe bei Ölschmierung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Messungen des Grundöles NBU 15 bei verschiedenen Bohrschlupfraten dargestellt. Das Ziel der Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses von Bohrschlupf auf die Schmierfilmhöhe bei Fettschmierung. Bei Ölschmierung wird im Bereich der Vollschrimerung kein Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe erwartet. Für die Bestätigung dieser Annahme wurden Versuche bei Raumtemperatur bei den drei in Kapitel 4.3 beschriebenen Bohrschlupfraten durchgeführt. Abbildung 5.3 zeigt die Ergebnisse. Diese konnten in weiteren Messungen bestätigt werden. Wiederum sind die gemittelten Temperaturen und der damit verbundene Einfluss auf die Schmierfilmdicke bei den einzelnen Messreihen zu beachten.

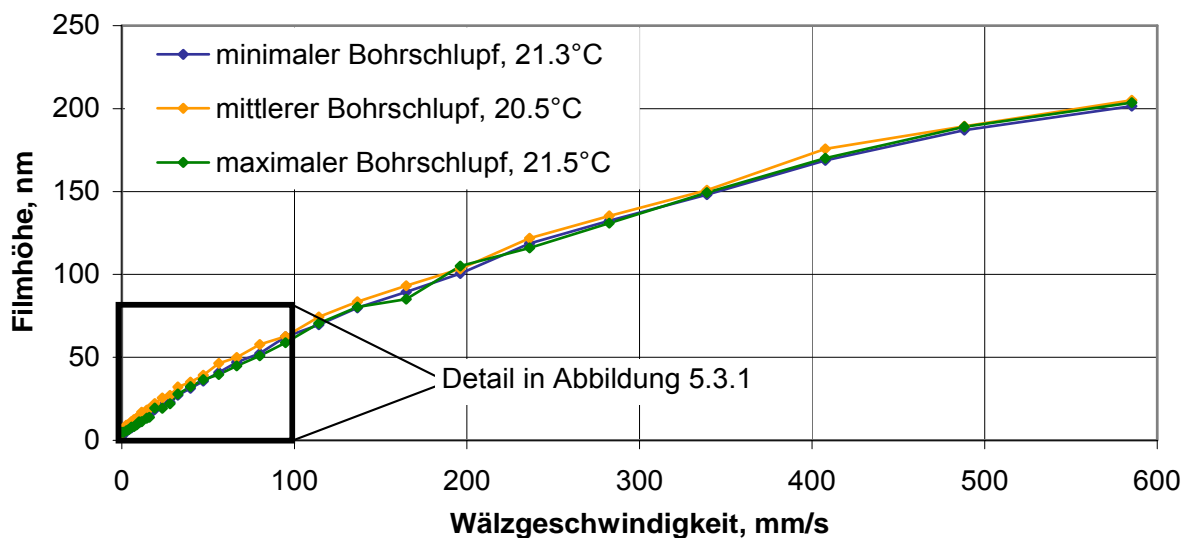


Abbildung 5.3: Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmdicke bei Ölschmierung

Abbildung 5.3.1 zeigt das Detail aus Abbildung 5.3 im Geschwindigkeitsbereich bis 100 mm/s.

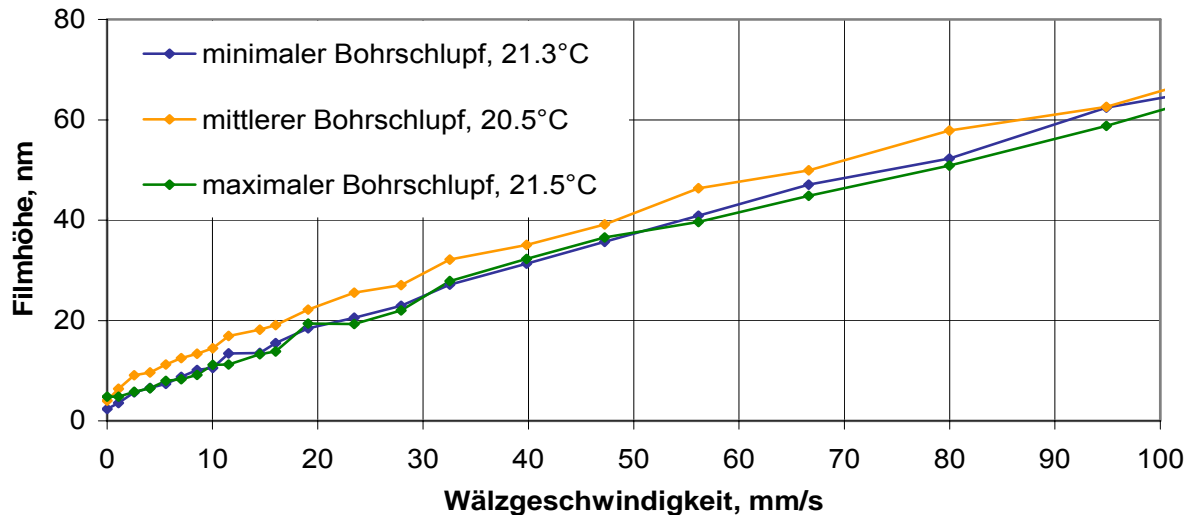


Abbildung 5.3.1: Detail aus Abbildung 5.3: Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmdicke bei Ölschmierung

In den Abbildungen 5.3 und 5.3.1 ist ein annähernd paralleler Verlauf der Schmierfilmdicken der drei Messreihen erkennbar. Die absoluten Filmdicken bei maximalem und minimalem Bohrschlupf sind annähernd gleich. Die Abweichungen liegen im Bereich der Messunsicherheit. Die gemittelten Temperaturen dieser beiden Messreihen haben eine Differenz von $0,2^{\circ}\text{C}$. Die Schmierfilmdicken bei mittlerem Bohrschlupf dagegen liegen bei allen Geschwindigkeiten ca. 5 nm darüber. Die gemittelte Temperatur liegt mit $20,5^{\circ}\text{C}$ fast 1°C unter den Temperaturen der anderen beiden Messreihen. Diese niedrigere Temperatur ist als Ursache für die größeren Schmierfilmdicken zu sehen. Es kann kein Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmdicken bei Ölschmierung festgestellt werden.

5.1.3 Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Schmierfilmdicken

In Kapitel 3.2 wurde die Berechnung der Schmierfilmdicke im punktförmigen EHL-Kontakt nach Dowson und Hamrock vorgestellt. Nachfolgend werden die Ergebnisse der berechneten Schmierfilmdicken nach dieser Theorie den gemessenen Schmierfilmdicken gegenübergestellt. Für diesen Zweck werden exemplarisch zwei Messreihen des Grundöles NBU 15 beim Betrieb ohne Bohrschlupf verwendet. Die mittleren Temperaturen dieser Messreihen liegen bei

21°C und 25°C. Für diese beiden Temperaturen wurden die Schmierfilmhöhen in allen Geschwindigkeitspunkten berechnet. Die Temperatur hat einen direkten Einfluss auf die Viskosität des Schmiermittels und damit auf die Schmierfilmhöhe. Für das Öl wurde die kinematische Viskosität ν in einem Kapillarviskosimeter nach Ubbelohde bei 40°C und 100°C bestimmt. Die Viskositäten für alle übrigen Temperaturen werden interpoliert und in einem Ubbelohde-Walther-Diagramm aufgetragen. Das Diagramm befindet sich im Anhang. Es werden die Viskositäten bei 21°C und bei 25°C abgelesen. Diese betragen $\nu(21^\circ\text{C}) \approx 53\text{mm}^2/\text{s}$ und $\nu(25^\circ\text{C}) \approx 44\text{mm}^2/\text{s}$. Für die Berechnung der Schmierfilmhöhe wird die dynamische Viskosität η benötigt. Es gilt:

$$\eta = \rho \cdot \nu \quad (5.1)$$

Die Messung der Dichte wurde auf dem Dichtemessgerät *density meter DMA 48* der Firma chempro/PAAR, Österreich nach DIN 51757 durchgeführt. Durch anschließende Interpolation wurde die Dichte ρ zu $\rho(21^\circ\text{C}) = 864,6\text{kg}/\text{m}^3$ und $\rho(25^\circ\text{C}) = 862,1\text{kg}/\text{m}^3$ bestimmt.

Damit ergibt sich für die dynamischen Viskositäten:

$$\eta(21^\circ\text{C}) = 45,82\text{mPa} \cdot \text{s}$$

und

$$\eta(25^\circ\text{C}) = 37,93\text{mPa} \cdot \text{s}.$$

Weiterhin wurden für die Berechnung folgende Parameter verwendet (Tabelle 5.1):

Parameter	Einheit	Betrag
E-Modul E	N/mm^2	Stahl: 200000
		Glas: 70000
Querkontraktionszahl ν	-	Stahl: 0,25
		Glas: 0,21
Viskositäts-Druck-Koeffizient α	Pa^{-1}	$1,4 \cdot 10^{-8}$
Krümmungsradius in der Bewegungsebene R_x	mm	9,525
Kontaktbelastung P	N	20
Dynamische Viskosität η	$mPa \cdot s$	bei 21°C: 45,82
		bei 25°C: 37,93

Tabelle 5.1: Parameter zur Schmierfilmhöhenberechnung

Die Abbildungen 5.4 und 5.5 zeigen jeweils die Kurven der berechneten und der gemessenen Schmierfilmhöhen. Die Differenz der berechneten und der gemessenen Schmierfilmhöhen wird jeweils auf den Absolutbetrag der gemessenen Filmhöhen bezogen. Damit bilden die gemessenen Filmhöhen die Referenz bei der Bildung der relativen Differenz. Die absoluten Differenzen werden zusätzlich angegeben.

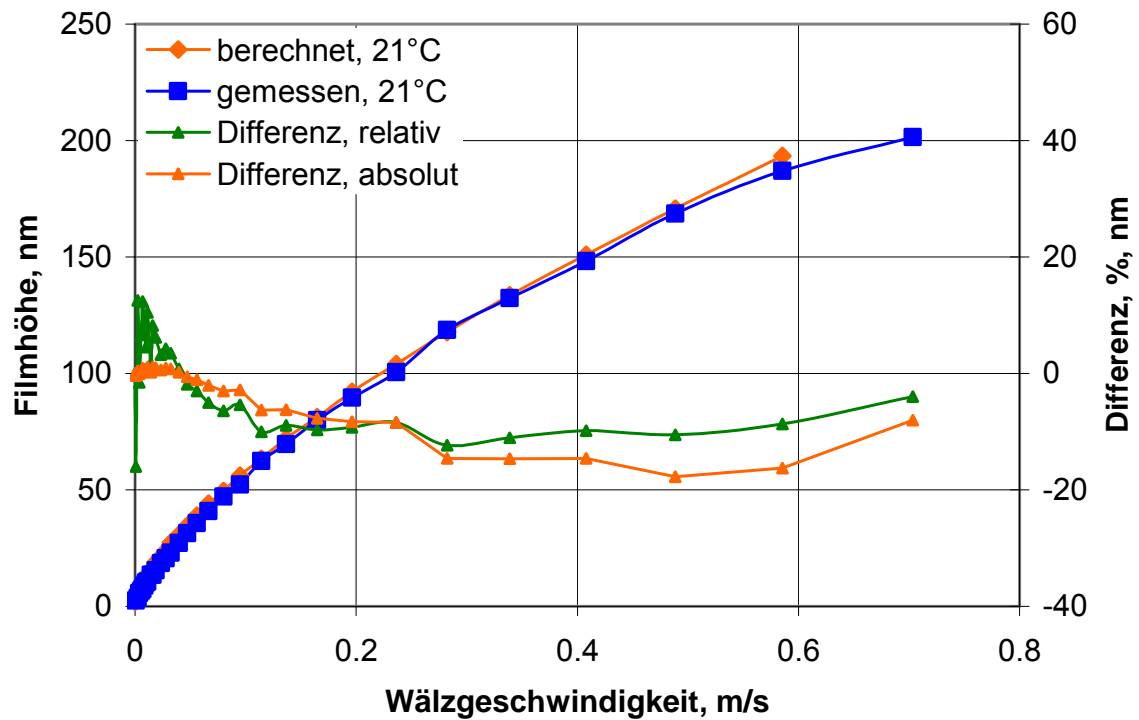


Abbildung 5.4: Gegenüberstellung gemessener und berechneter Filmhöhen, 21°C

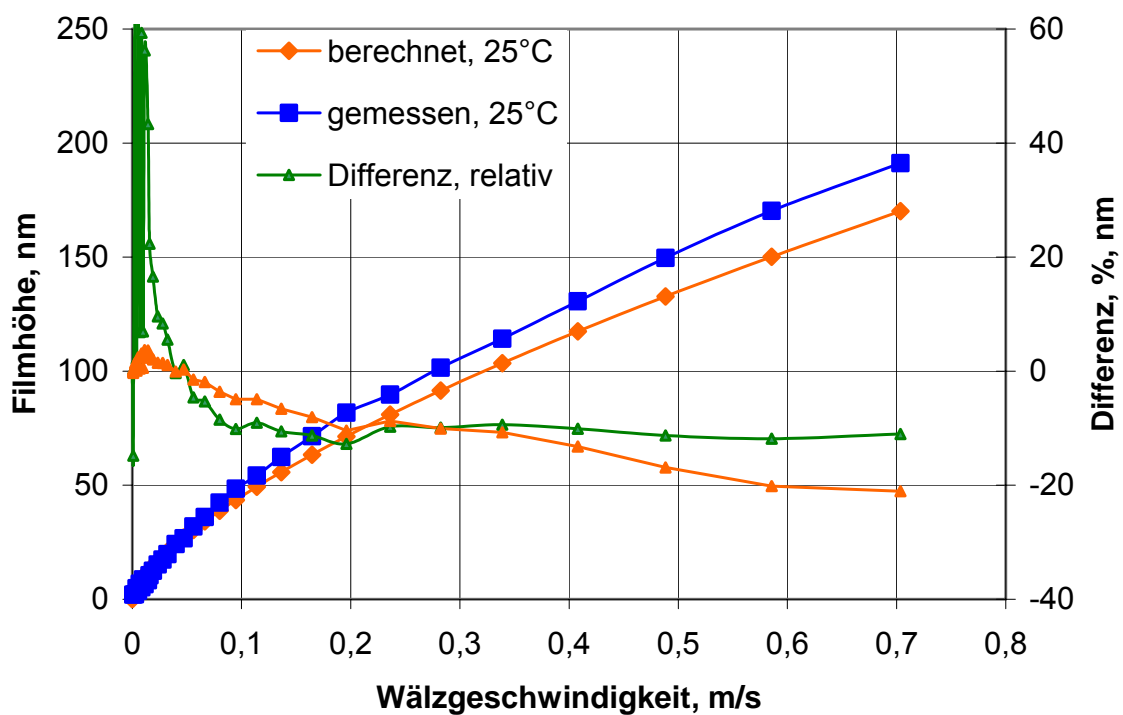


Abbildung 5.5: Gegenüberstellung gemessener und berechneter Filmhöhen, 25°C

Bei der niedrigen Temperatur von 21°C besteht im Geschwindigkeitsbereich bis 0,1 m/s eine gute Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Werte. Allerdings liegen die berechneten Werte bei Geschwindigkeiten bis 50 mm/s tendenziell unter den gemessenen Werten und bei Geschwindigkeiten über 50 mm/s darüber. Die absoluten Abweichungen bis 50 mm/s betragen maximal 1,1 nm und liegen so im Bereich der Messunsicherheit. Bei Geschwindigkeiten über 0,1 m/s fallen die Abweichungen mit maximal 17,7 nm größer aus. Allerdings ist ab 0,5 m/s wieder eine Annäherung der beiden Kurven zu beobachten.

Bei 25°C ist das gleiche Verhalten zu beobachten. Es besteht lediglich der Unterschied, dass bei Geschwindigkeiten über 0,5 m/s keine erneute Annäherung der Kurven stattfindet.

Zusammenfassend kann eine gute Vorhersagbarkeit der Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung bestätigt werden.

5.1.4 Einfluss der Ölmenge auf Schmierfilmhöhe bei Ölschmierung

Die Schmierfilmhöhe in einem Wälzkontakt hängt neben den äußeren Betriebsparametern noch wesentlich von der in der Einlasszone des Wälzkontaktes zur Verfügung stehenden Schmierstoffmenge ab. Die in Kapitel 3.2 vorgestellte Berechnung der Schmierfilmhöhe gilt nur für die Vollversorgung des Kontaktes mit Schmierstoff. Ein Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Schmierstoffmangels (Starvation) in dieser Zone bei Fettschmierung. Dabei werden unter Anderem die Ergebnisse der Schmierfilmhöhenmessungen bei Ölschmierung und bei Fettschmierung gegenübergestellt. Für diesen Zweck wurden auch Messungen bei Mangelschmierung mit Öl durchgeführt. Dabei handelt es sich um das Grundöl NBU 15. Die Messungen wurden analog zu den Fettmessungen bei Mangelschmierung durchgeführt, indem ein sehr dünner Ölfilm im Bereich der Laufspur auf die Scheibe aufgetragen wurde. Die Ölmasse beträgt dabei wenige Milligramm. Die folgenden Abbildungen 5.6 und 5.6.1 zeigen das Ergebnis dieses Versuches. Die Schmierfilmhöhen werden diesen bei Vollschrnierung gegenübergestellt. Dabei zeigt Abbildung 5.6.1 das Detail von Abbildung 5.6 im Bereich bis 0,1 m/s.

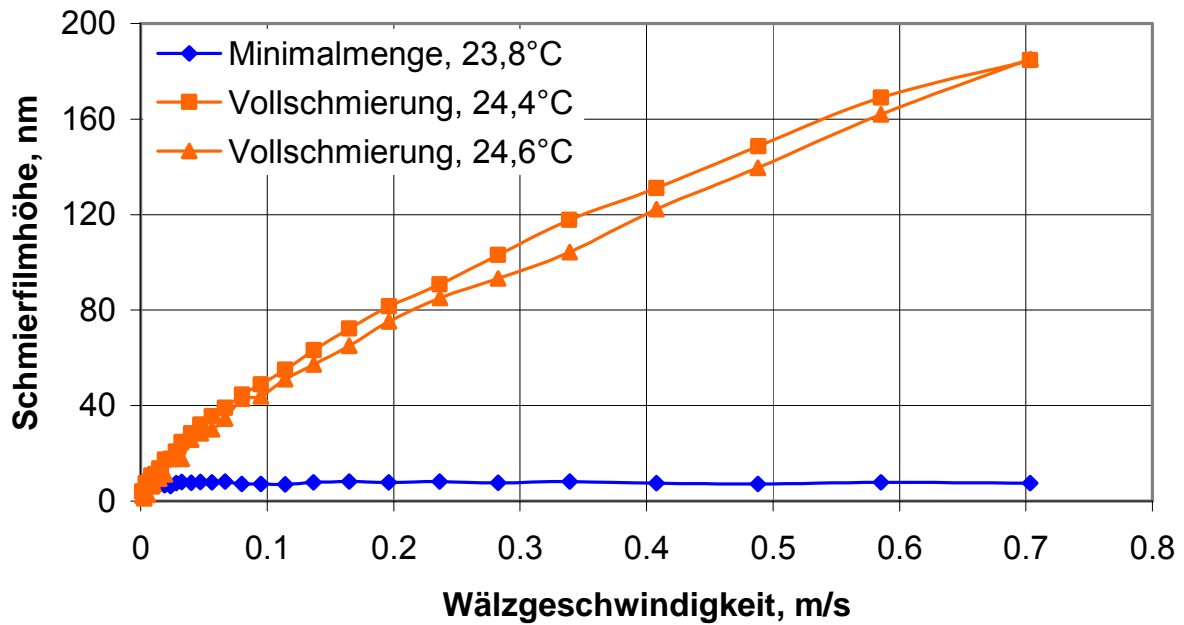


Abbildung 5.6: Starvation bei Ölschmierung mit Grundöl NBU 15

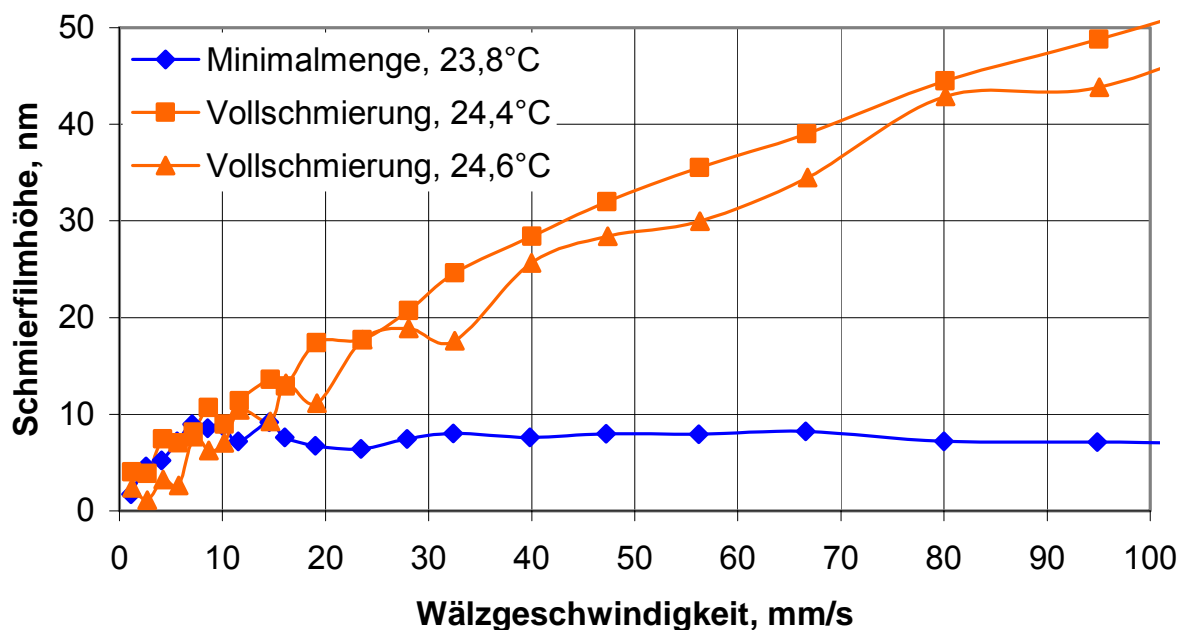


Abbildung 5.6.1: Detail aus Abb. 5.6: Starvation bei Ölschmierung mit Grundöl NBU 15

Die Schmierfilmhöhe bei Mangelschmierung gleicht der bei Vollschmierung bis zu einer Wälzgeschwindigkeit von ca. 10 mm/s. Die Schmierfilmhöhe beträgt in diesem Punkt ca. 8 nm. Bei steigenden Geschwindigkeiten wächst die Schmierfilmhöhe bei Vollschmierung wie gewohnt an und erreicht einen Endwert von ca. 180 nm bei

0,7 m/s Wälzgeschwindigkeit. Die Schmierfilmhöhe bei Mangelschmierung dagegen stabilisiert sich bei dem Wert von ca. 8 nm und wächst auch bei steigenden Geschwindigkeiten nicht weiter an.

5.2 Versuche mit Fett

5.2.1 Untersuchung des Einflusses der Fettmenge auf die Filmhöhen

Im Rahmen der Vorversuche wurde der Einfluss der auf die Scheibe aufgetragenen Fettmenge auf die absolute Schmierfilmhöhe untersucht. Das Ziel war dabei die Festlegung eines einheitlichen Vorgehens zur Befettung der Scheibe. Die Ergebnisse der Vorversuche werden nachfolgend vorgestellt.

Zuerst wurde eine undefinierte Fettmenge von einigen Gramm auf die Scheibe aufgetragen. Nach einigen Umdrehungen der Scheibe während des Einlaufes verteilte sich das Fett gleichmäßig auf der Scheibe und auf der Kugel. Es bildete sich ein breiter Fettkragen seitlich der Laufspur. Abbildung 5.7 zeigt eine mikroskopische Aufnahme des Wälzkontaktes bei einer Wälzgeschwindigkeit von 1,27 mm/s.

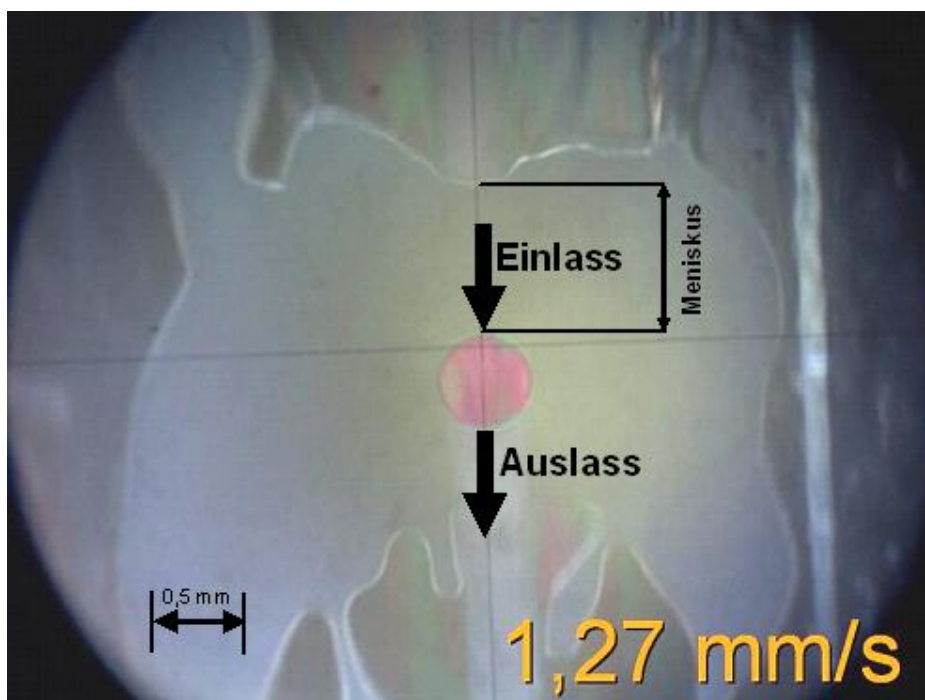


Abbildung 5.7: Wälzkontakt bei undefinierter Fettmenge, Wälzgeschwindigkeit: 1,27 mm/s

In Abbildung 5.7 ist ein breiter Meniskus am Einlass des Kontaktes zu erkennen. Am Auslass fließt das Schmiermittel wieder seitlich in den Fettkragen ab. Einige Tropfen lösen sich von der Hauptmasse und verbleiben in der Nähe der Laufspur.

Bei Versuchen mit dieser Art der Befettung konnte keine hinreichende Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erzielt werden. Die Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe hängt zu stark von der Versuchsdauer und der vorher erzielten Geschwindigkeiten ab. Außerdem sind die Differenzen der Schmierfilmhöhen verschiedener Versuche bei gleichen Versuchsparametern zu groß. Abbildung 5.8 zeigt die Ergebnisse verschiedener Messreihen des gleichen Versuchsmusters.

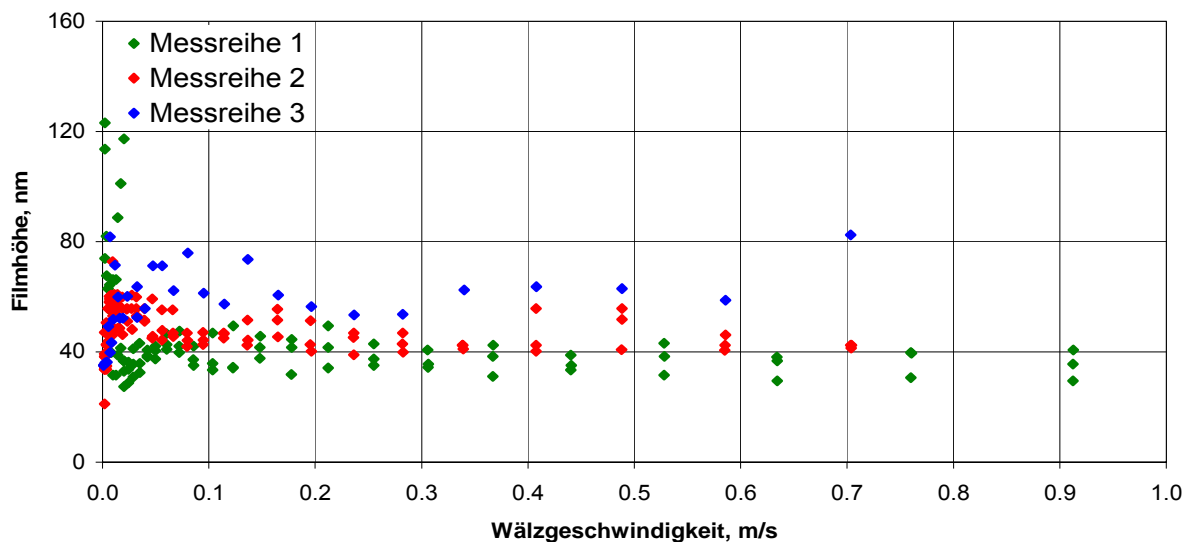


Abbildung 5.8: Schmierfilmhöhen bei undefinierter Fettmenge

Bei höheren Wälzgeschwindigkeiten ist eine Verringerung der Breite des Meniskus und schließlich sein vollständiges Verschwinden in der Einlasszone des Kontaktes zu beobachten. Mit dem Verschwinden des Meniskus wird hier der Eintritt in die Mangel-schmierung vermutet. Bei Schmierung mit einer undefinierten Fettmenge gibt es keine einheitliche Geschwindigkeit, bei der dieses Phänomen auftritt. In der Regel liegt der Geschwindigkeitsbereich zwischen 10 mm/s und 20 mm/s. Abbildung 5.9 zeigt die keilförmige Einschnürung des Meniskus bei einer



Abbildung 5.9: Einschnürung des Meniskus

Wälzgeschwindigkeit von 8,73 mm/s.

Die Reproduzierbarkeit der Schmierfilmhöhen konnte durch eine Minimierung der verwendeten Fettmenge deutlich verbessert werden. Das Ergebnis der Vorversuche ist die in Kapitel 4.3 beschriebene Vorgehensweise zur Befettung der Scheibe. Abbildung 5.10 zeigt den Wälzkontakt bei einer Geschwindigkeit von 8,7 mm/s und der Verwendung einer minimalen Fettmenge. Durch die gleichen Betriebsparameter besteht eine direkte Vergleichbarkeit mit Abbildung 5.9.

An den Seiten der Laufspur befindet sich ein deutlich schmalerer Fettkragen als in Abbildung 5.9. Auch der Meniskus am Einlass in den Wälzkontakt ist deutlich schmaler. Außerdem ist die Form des Meniskus nicht trichterförmig sondern konvex um die Kugel gewölbt. Auf der rechten Seite besteht mehr Kontakt zwischen Meniskus und Fettkragen als auf der linken Seite. Dieses Phänomen tritt zufällig und zeitlich gleichermaßen auf beiden Seiten auf. Eine Bewegung des Kontaktpunktes relativ zur Laufspur kommt als wahrscheinlichste Erklärung in Frage. Diese Bewegung wird durch den Radialschlag des Kugel-Supports verursacht.

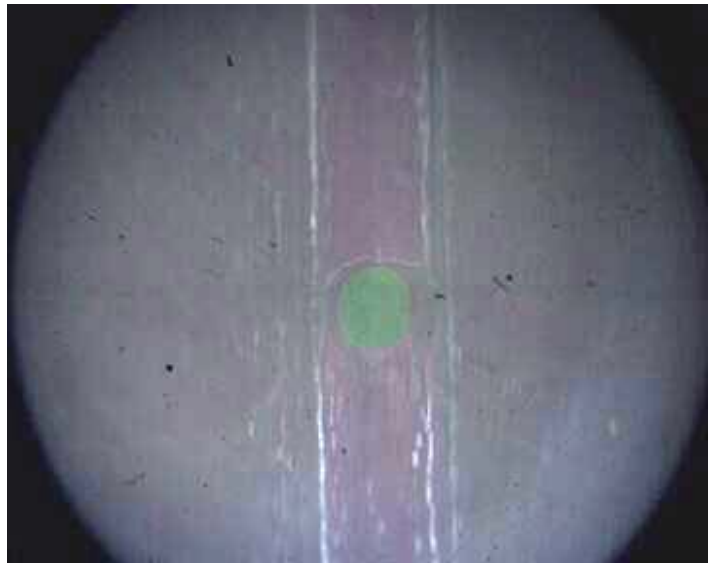


Abbildung 5.10: Wälzkontakt bei minimaler Fettmenge

In Abbildung 5.11 wird der Einfluss von der Art der Befettung der Scheibe auf die Schmierfilmhöhen deutlich. Die in rot dargestellten Schmierfilmhöhen wurden bei einer Fettmenge von einigen Gramm auf der Scheibe gemessen. Die in blau dargestellten Filmhöhen wurden dagegen mit der minimalen Fettmenge von ca. 3 mg erzielt. Die Streuung konnte dabei in ihrem absoluten Betrag verringert werden, wobei auch die absoluten Schmierfilmhöhen deutlich geringer ausfallen. Die blauen Kurven weisen einen annähernd parallelen Verlauf auf und unterscheiden sich in erster Linie in der absoluten Höhe voneinander. Allgemein steigen die Filmhöhen der

blauen Kurven sehr schnell auf ein Maximum an, durchlaufen anschließend ein lokales Minimum und stabilisieren sich dann bei einem Wert zwischen diesen beiden

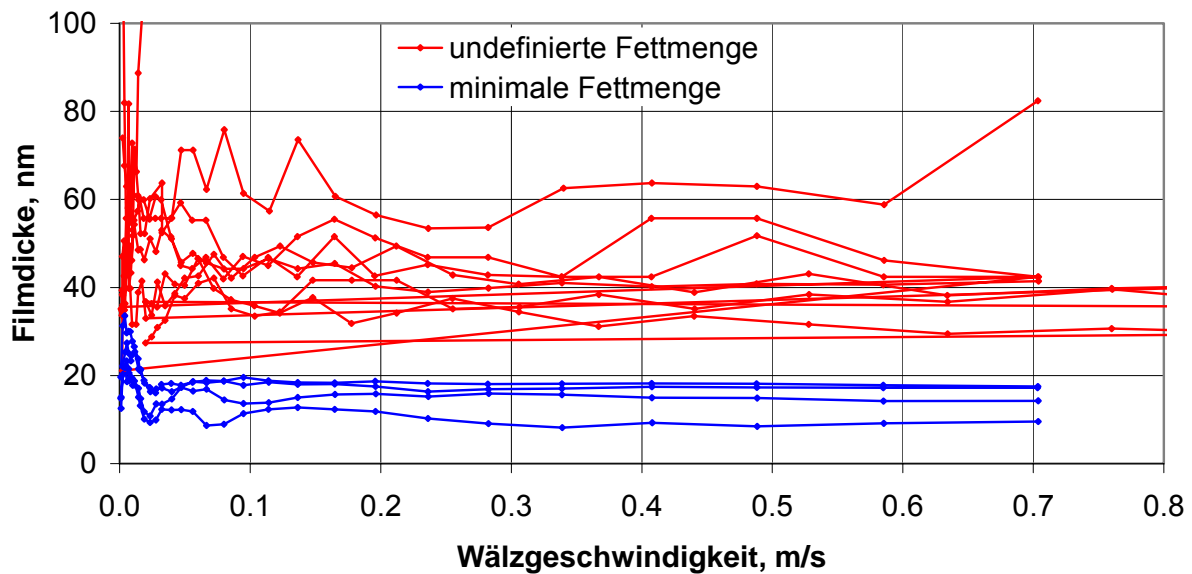


Abbildung 5.11: Einfluss der Befettung auf die Schmierfilmhöhe

Extrempunkten. Diese Stabilisierung erfolgt spätestens bei einer Wälzgeschwindigkeit von 0,1 m/s. Die roten Kurven verlaufen demgegenüber sehr viel ungleichmäßiger. Die Reproduzierbarkeit ist geringer als bei den blauen Kurven. Als Ursache für dieses Verhalten kommt ein unkontrolliertes Fließen von Fett aus dem Fettkragen in die Laufspur in Frage. Daher steht in einigen Punkten mehr Schmierstoff für die Bildung eines höheren Schmierfilms zur Verfügung. Gründe für die Fettbewegung sind Fliehkräfte durch die Rotation der Scheibe und der Kugel. Aus diesen Gründen wurde für die nachfolgenden Versuche die Vorhergehensweise zur Erzeugung der blauen Kurven mit einer minimalen Fettmenge gewählt.

5.2.2 Vergleich der Filmhöhen unterschiedlicher Bohrschlupfraten mit Fett

Nachfolgend werden die Schmierfilmhöhen bei unterschiedlichen Bohrschlupfraten bei Fettschmierung dargestellt. Zuerst wird dabei das Vorgehen zur Bearbeitung der Rohdaten exemplarisch für die Messungen bei einer beliebigen Bohrschlupfrate durchgeführt. Anschließend werden die übrigen Ergebnisse kompakt dargestellt.

Zu jeder der drei festgelegten Bohrschlupfraten wurden sechs Messreihen mit den gleichen Versuchsparametern aufgenommen. Abbildung 5.12 zeigt die sechs Messreihen bei mittlerem Bohrschlupf von ca. 24%.

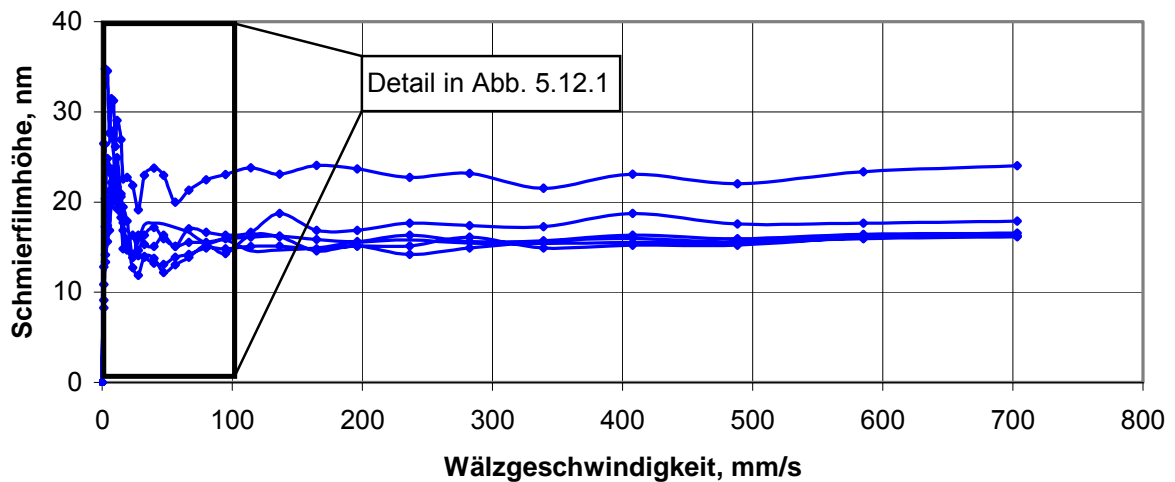


Abbildung 5.12: Schmierfilmhöhen bei 24% Bohrschlupf, 6 Messreihen

Im Folgenden soll nur der Geschwindigkeitsbereich bis 100 mm/s betrachtet werden. Abbildung 5.12.1 zeigt diesen Geschwindigkeitsbereich im Detail. Hier ist ein schneller Anstieg der Schmierfilmhöhen mit einem Maximum bei ca. 10 mm/s zu beobachten. Anschließend fallen die Filmhöhen ab und stabilisieren sich bei Werten zwischen 12 nm und 25 nm. Dies ist mit dem Eintritt in die Mangelsschmierung zu erklären. Genau dieses Phänomen soll näher untersucht werden.

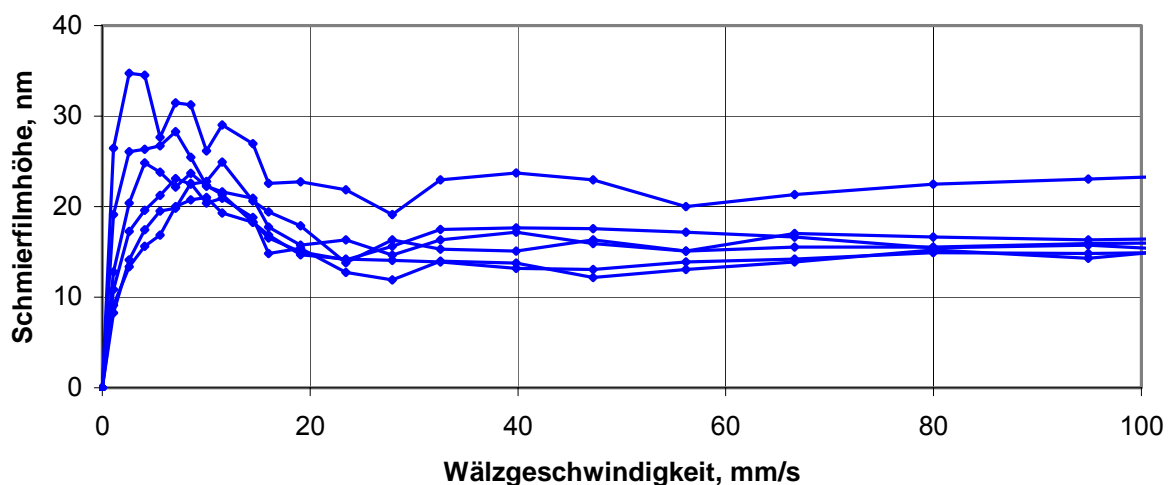


Abbildung 5.12.1: Detail aus Abbildung 5.12: Schmierfilmhöhen bei 24% Bohrschlupf, 6 Messreihen

In jedem Geschwindigkeitspunkt wird der Mittelwert aus den Schmierfilmhöhen aller sechs Messreihen gebildet. Daraus ergibt sich die Kurve der gemittelten Schmierfilmhöhen. Diese ist in Abbildung 5.13 zusammen mit den sechs ursprünglichen Kurven dargestellt.

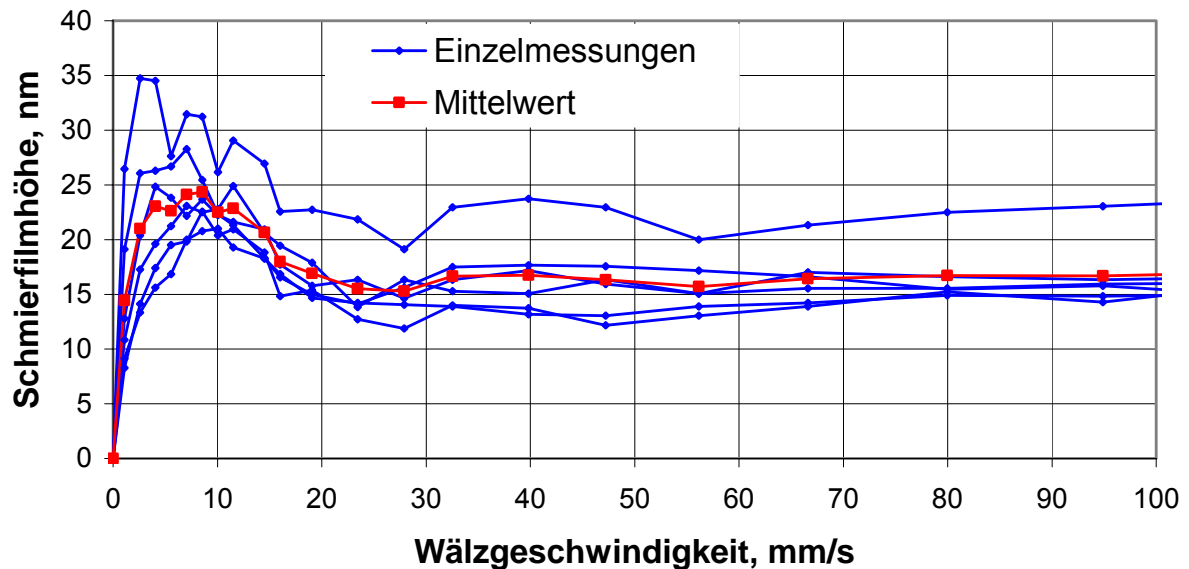


Abbildung 5.13: Mittelwertbildung der Schmierfilmhöhen, mittlerer Bohrschlupf

Dieser Schritt wird für die Messreihen der beiden übrigen Bohrschlupfraten wiederholt. Die Diagramme befinden sich im Anhang. Abbildung 5.14 zeigt die Mittelwertkurven bei allen drei Bohrschlupfraten im Vergleich.

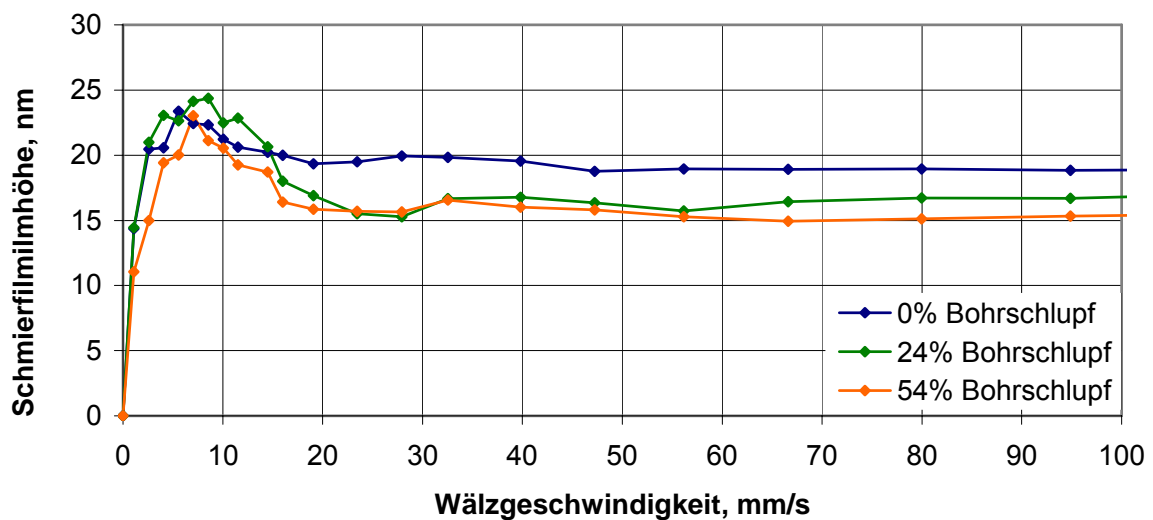


Abbildung 5.14: Vergleich der Schmierfilmhöhen bei unterschiedlichen Bohrschlupfraten

Alle drei Kurven zeigen qualitativ den gleichen Verlauf. Die Schmierfilmhöhen-differenzen der Kurven untereinander liegen bis zu einer Wälzgeschwindigkeit von 10 mm/s unter 3 nm. Ab dieser Geschwindigkeit sinken die grüne und orangene Kurve auf Werte von 15 nm bis 17 nm. Die blaue Kurve stabilisiert sich bei ca. 19 nm. Die Maxima aller Kurven liegen bei einer Geschwindigkeit von ca. 7 mm/s. Die Messwerte an dieser Stelle liegen zwischen 23 nm und 24 nm. Wichtig für die spätere Diskussion ist, dass die Lage der drei Maxima gleich ist. Diese gibt Auskunft über die Eintrittsgeschwindigkeit in die Mangelschmierung. Wichtig ist außerdem die absolute Schmierfilmhöhe in diesem Punkt.

5.3 Vergleich der Filmhöhen bei gleichem Bohrschlupf von Fett und Öl

Abschließend werden die gemittelten Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung und bei Fettschmierung jeweils bei den drei unterschiedlichen Bohrschlupfraten gegenübergestellt. Weiterhin wurde eine Messung mit Öl bei Mangelschmierung bei der mittleren Bohrschlupfrate durchgeführt (Kapitel 5.1.4). Die Kurve dieser Schmierfilmhöhen wird der Kurve der gemittelten Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung bei der gleichen Bohrschlupfrate gegenübergestellt (Abbildung 5.18).

Die Kurven der Diagramme 5.15 bis 5.17 wurden bereits in den Kapiteln 5.1.2 und 5.2.2 einzeln vorgestellt. Daher soll an dieser Stelle nur noch auf die Unterschiede zwischen den beiden Kurven in jedem einzelnen Diagramm eingegangen werden.

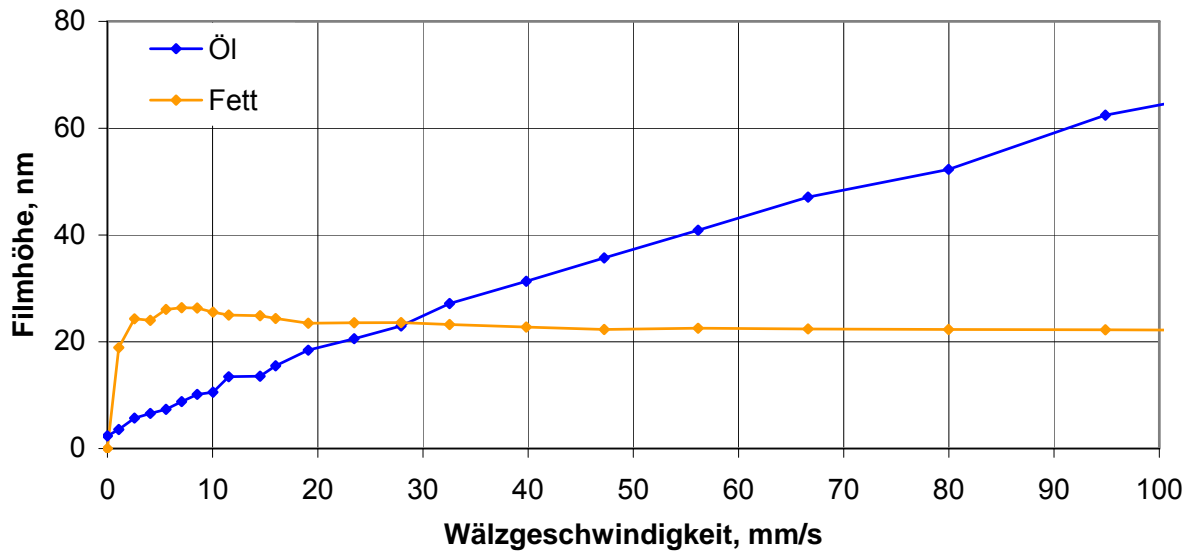


Abbildung 5.15: Schmierfilmhöhen bei Öl- und Fettschmierung, 0% Bohrschlupf

In Abbildung 5.15 steigt die Schmierfilmhöhe bei Fettschmierung deutlich steiler an als die bei Ölschmierung. Nach dem Maximum bei ca. 7 mm/s fällt die Kurve der Fettschmierung leicht ab und erreicht eine stabile Höhe von ca. 22 nm. Die Kurven schneiden sich bei einer Wälzgeschwindigkeit von 28 mm/s und einer Filmhöhe von 23 nm.

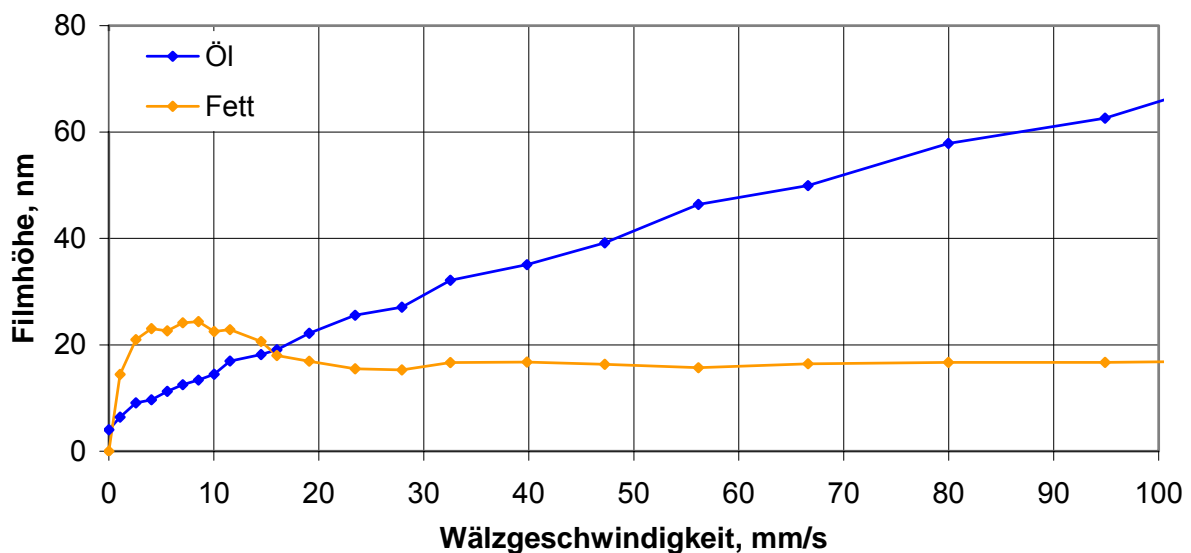


Abbildung 5.16: Schmierfilmhöhen bei Öl- und Fettschmierung, 24% Bohrschlupf

Die Kurven in Abbildung 5.16 weisen die gleiche Charakteristik auf wie diese in Abbildung 5.15. Allerdings ist das Maximum der Schmierfilmhöhen bei Fett-

schmierung stärker ausgeprägt. Der Schnittpunkt der Kurven liegt bei einer Geschwindigkeit von 15 mm/s und einer Filmhöhe von ca. 20 nm.

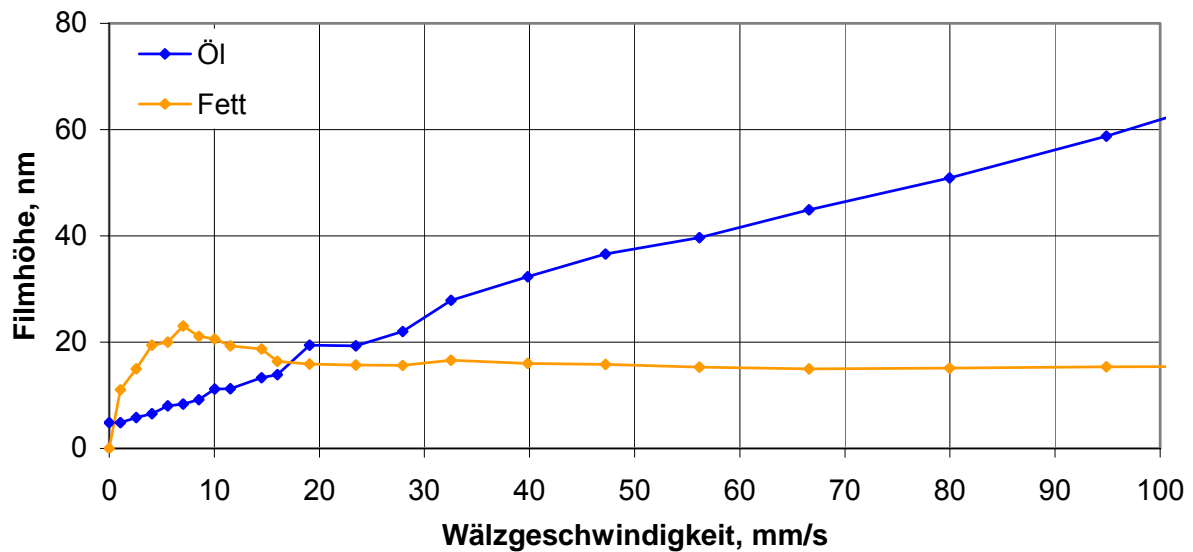


Abbildung 5.17: Schmierfilmdicken bei Öl- und Fettschmierung, 54% Bohrschlupf

Die Kurven in Abbildung 5.17 weisen ebenfalls die gleiche Charakteristik auf wie diese in Abbildung 5.15 und 5.16. Das Maximum der Schmierfilmdicken bei Fettschmierung ist ähnlich ausgeprägt wie das in Abbildung 5.16. Der Schnittpunkt der Kurven liegt bei einer Geschwindigkeit von 17 mm/s und einer Filmhöhe von ca. 16 nm.

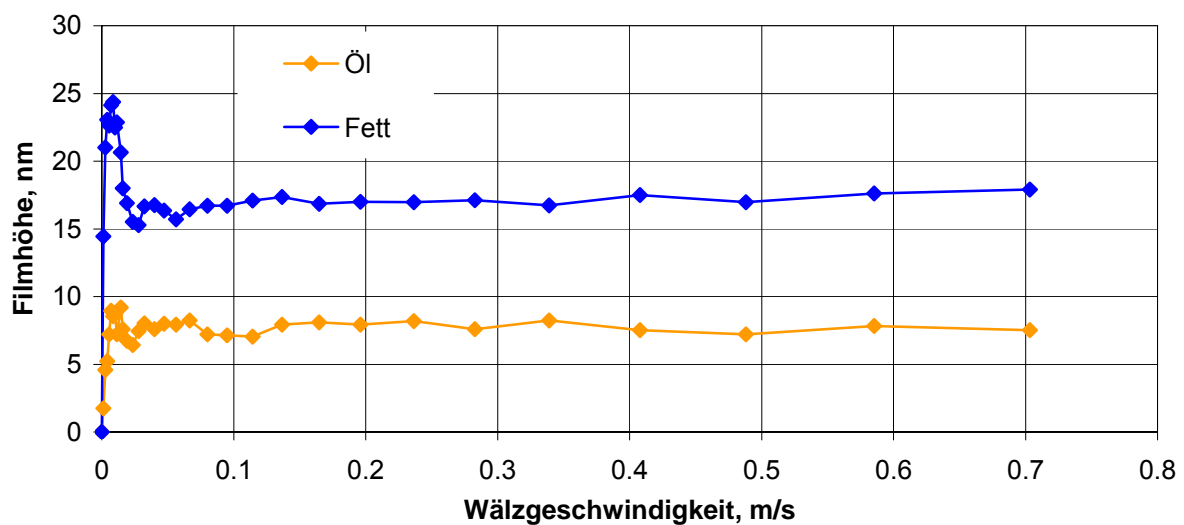


Abbildung 5.18: Mangelschmierung bei Öl- und Fettschmierung, 24% Bohrschlupf

Abbildung 5.18 zeigt den Vergleich der Schmierfilmhöhen bei Mangelschmierung einerseits mit Öl und andererseits mit Fett. Die Verläufe beider Kurven sind ähnlich. Bei Geschwindigkeiten ab 0,1 m/s stabilisieren sich die Filmhöhen bei ca. 8 nm bei Ölschmierung und 17 nm bei Fettschmierung. Dabei treten Schwankungen in der Größenordnung von 1 nm auf.

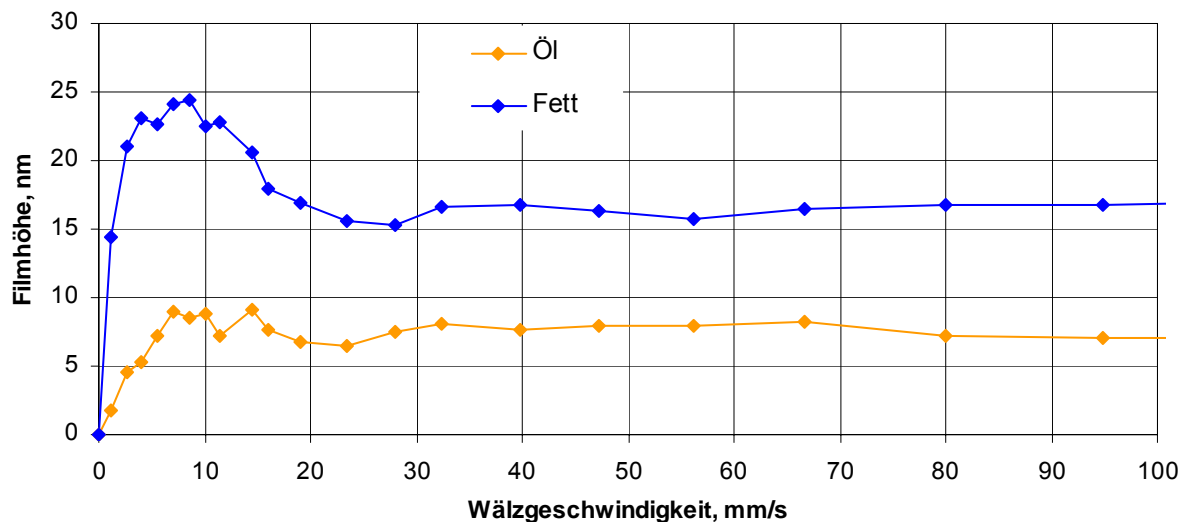


Abbildung 5.18.1: Detail aus Abb. 5.18: Mangelschmierung bei Öl- und Fettschmierung, 24% Bohrschlupf

Abbildung 5.18.1 zeigt den Ausschnitt aus Abbildung 5.18 im Geschwindigkeitsbereich bis 100 mm/s. Im Gegensatz zur Fettschmierung ist bei der Ölschmierung kein ausgeprägtes Maximum erkennbar. Das Fehlen des Maximums bei Ölschmierung deutet auf die Anwesenheit von Verdicker in der Kontaktzone bei Fettschmierung hin. Der Verdicker bewirkt durch die im Gegensatz zum Grundöl höhere Viskosität einen steileren Anstieg der Schmierfilmhöhe bis ca. 8 mm/s. Durch die im Gegensatz zum Öl schlechteren Fließeigenschaften des Fettes kommt es nach dem Eintritt in die Mangelschmierung zu einem Abfall der Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung. Die Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung betragen ab einer Wälzgeschwindigkeit von ca. 20 mm/s ungefähr das Doppelte der Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung. Diese Beobachtung deutet wiederum auf das Vorhandensein von Verdicker im Wälzkontakt bei Fettschmierung hin.

6. Diskussion

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus Kapitel 5 diskutiert und bewertet. In Kapitel 5.1.1 werden Referenzmessungen zur Überprüfung der Funktion des modifizierten Kugel-Supports durchgeführt. Dabei werden zwei Messreihen geringer Temperaturdifferenz miteinander verglichen. Eine Messreihe stammt aus Messungen mit dem originalen Kugel-Support, die andere aus Messungen mit dem modifizierten Kugel-Support. Die Temperaturdifferenz spiegelt sich in der gemittelten relativen Schmierfilmhöhendifferenz wider. Die maximale relative Abweichung von diesem Mittelwert beträgt 5%. Dieser Wert deckt sich gut mit dem relativen Vertrauensintervall aus [10], welches ebenfalls Werte von bis zu 6% enthält, wobei alle Messungen auf dem alten Kugel-Support durchgeführt wurden. Das absolute Vertrauensintervall in [10] beträgt dabei im Geschwindigkeitsbereich bis 0,7 m/s maximal 2 nm. Dieser Wert ist doppelt so groß wie die vom Hersteller angegebene Genauigkeit von 1 nm. Dabei ist zu beachten, dass sich die Genauigkeit des Herstellers nur auf das optische System zur Schmierfilmhöhenmessung bezieht. In den Versuchen treten weitere Störeinflüsse auf, die direkt die Schmierfilmhöhe beeinflussen. In erster Linie sind hier Temperaturinhomogenitäten im Schmierstoff zu nennen. Daraus ergeben sich möglicherweise die oben beschriebenen Abweichungen. Da diese Abweichungen bei Messungen mit dem neuen Kugel-Support nicht größer sind als diese bei Messungen mit dem alten Kugel-Support, kann ersterer generell als funktionsfähig beurteilt werden.

In Kapitel 5.1.2 werden die Messreihen bei ähnlichen Temperaturen und den drei unterschiedlichen Bohrschlupfraten bei Ölschmierung vorgestellt. Dabei treten zwischen diesen drei Messreihen erwartungsgemäß keine signifikanten Unterschiede auf. Die Unterschiede der Schmierfilmhöhen aufgrund der Temperaturdifferenzen sind erkennbar. Die qualitativen Verläufe gleichen sich untereinander jedoch sehr gut. Damit kann gezeigt werden, dass der Bohrschlupf keinen messbaren Einfluss auf die Schmierfilmhöhe bei Vollschröpfung mit Öl hat. Vermutlich liegt der schmierfilmhöhensteigernde Effekt des Bohrschlupfes in der Nachschmierung des Kontaktes. Dies spielt nur im Bereich der Mangelschmierung eine Rolle. Hier liegt jedoch Vollschröpfung vor. Allerdings kann so gezeigt werden, dass der modifizierte Kugel-Support bei allen drei Schrägstellungen der Achse gleichermaßen funktioniert.

In Kapitel 5.1.3 werden jeweils zwei Messreihen und die dazugehörigen berechneten Schmierfilmhöhen gegenübergestellt. Dabei zeigt sich im Allgemeinen eine gute Vorhersagbarkeit der Schmierfilmhöhen.

Die größte Unsicherheit in der Schmierfilmhöhenberechnung besteht in der Wahl des Viskositäts-Druck-Koeffizienten. Hier stand lediglich der Wert eines vergleichbaren Fluids zur Verfügung [13]. Eine nicht genau bekannte Zusammensetzung des Testfluids erschwert die Wahl des α_p -Koeffizienten. Damit steht mit $\alpha_p = 1,4 \cdot 10^{-8} \cdot \text{Pa}^{-1}$ nur eine Näherung des realen Wertes zur Verfügung. Möglicherweise lassen sich bei besseren Näherungen des α_p -Koeffizienten bessere Übereinstimmungen mit den gemessenen Werten erzielen.

Allgemein sollte mit dieser Gegenüberstellung gezeigt werden, dass die Berechnung der Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten liefert. Dieses Ziel wurde erreicht.

In Kapitel 5.2.1 wird der Einfluss der auf die Scheibe aufgetragenen Fettmenge auf die Schmierfilmhöhe dargestellt. Dabei wird deutlich, dass geringere Fettmengen zu einem dünneren Schmierfilm führen. Dies entspricht den Erwartungen. Je geringer die Fettmenge ist, desto besser ist die Reproduzierbarkeit der Messungen. Der Grund dafür liegt wahrscheinlich in der Gleichmäßigkeit der Fettverteilung. Je größer die Fettmenge im Bereich der Laufspur ist, desto größer ist auch die Neigung, dass sich an manchen Stellen Fetttropfen ablagern und dadurch bei der nächsten Überrollung dieser Bereiche mehr Schmierstoff zur Verfügung steht. Dadurch wird an diesen Stellen ein größerer Schmierfilm gebildet. Außerdem besteht bei hohen Geschwindigkeiten, die durch hohe Drehzahlen der Scheibe erzeugt werden, die Neigung des Fettes im scheibeninneren Fettkragen, durch Fliehkräfte in die Laufspur zu fließen. Die Adhäsionskräfte zwischen Schmierstoff und Scheibe reichen dann vermutlich nicht mehr aus um das Fett auf dessen Position zu halten. Auch auf der Kugel bildet sich ein Fettkragen. Dieser hat durch die Rotation der Kugel ebenfalls das Bestreben, in die Laufspur zu fließen. Durch die ortsfest getriggerte Messwerterfassung wird die Schmierfilmhöhe immer an derselben Stelle der Scheibe gemessen. Allerdings ist die Messwerterfassung im Bezug auf die Kugel nicht ortsfest. Bei jeder Messung befindet sich ein anderer Punkt der Kugellaufbahn im

Kontaktpunkt. Dadurch erzeugt ein ungleichmäßiger Fettkragen der Kugellaufspur ebenfalls eine größere Streuung der Messwerte.

Die Reproduzierbarkeit der Messungen wird auch dadurch beeinträchtigt, dass es sehr schwierig ist, bei jeder Messung die gleiche Menge an Schmierstoff im Bereich der Laufspur auf die Scheibe aufzutragen. Selbst bei Kenntnis der Masse des aufgetragenen Fettes liegt keine Information über dessen genaue Verteilung auf der Scheibe vor.

Beide Einflüsse, die Gleichmäßigkeit des Fettkragens und die Wiederholgenauigkeit der aufgetragenen Fettmenge, konnten durch die Aufbringung einer minimalen Fettmenge mit der in Kapitel 4.3 beschriebenen Wischtechnik deutlich verbessert werden.

Selbst bei der verwendeten Methode zur Durchführung der Messungen mit minimaler Fettmenge liegt eine größere Streuung der Messwerte vor als es der Fall bei Ölschmierung ist. Allerdings liegt die Qualität der Ergebnisse bei Betrachtung der Schwierigkeiten bei Fettmessungen deutlich über den Erwartungen. Aufgrund der Streuungen wird aus allen Kurven der Mittelwert gebildet. Zur statistischen Absicherung der Ergebnisse wären weitere Messreihen sinnvoll. Die Durchführung weiterer Messungen ist im zeitlichen Rahmen dieser Arbeit nicht möglich.

In Kapitel 5.2.2 werden die Schmierfilmhöhen bei den drei verwendeten Bohrschlupfraten gegenübergestellt. Dabei sind keine signifikanten Unterschiede zwischen den Kurven festzustellen. Schließlich kann kein positiver Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe bei Mangelschmierung mit Fett festgestellt werden. Nach allgemeiner Auffassung ist dies in realen Wälzlagern jedoch der Fall. Folgende Erklärung kommt für dieses Phänomen in Frage:

Der Bohrschlupf in Wälzlagern wird durch eine zusätzliche Rotation der Kugel um die Kontaktnormale erzeugt. Dadurch verändert sich permanent die Rotationsachse der Kugel. Folglich hat die Kugel im realen Wälzlager auch keine definierte Laufspur. Alle Punkte der Kugeloberfläche kommen so irgendwann in Kontakt mit den Lagerringen. Dadurch wird permanent Fett in den Wälzkontakt gefördert. Die Kinematik im Modellkontakt verhält sich anders. Der Bohrschlupf wird nicht durch eine Rotation der Kugel um die Kontaktnormale erzeugt, sondern durch die in Kapitel 3.3 beschriebene Schrägstellung der Kugel. Im Kontakt selber macht dies keinen Unterschied.

Allerdings hat im Modellprüfstand die Kugel eine konstante Rotationsachse. Dies ist der Hauptunterschied zum realen Lager. Daher rollt die Kugel im Modellkontakt auf einer diskreten Laufspur ab und fördert so kaum den auf der Kugeloberfläche befindlichen Schmierstoff in den Kontakt. Daher konnte kein positiver Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe nachgewiesen werden.

Abschließend soll auf die Abbildungen 5.18 und 5.18.1 aus Kapitel 5.3 eingegangen werden. Dort wurden die Schmierfilmhöhen bei Mangelschmierung mit Fett und mit Öl gegenübergestellt. Diese haben bei Fettschmierung ab einer Wälzgeschwindigkeit von 20 mm/s zu jedem Zeitpunkt annähernd den doppelten Wert wie die bei Ölschmierung. Diese Erscheinung deutet auf die Anwesenheit von Verdicker im Wälzkontakt hin. Dadurch, dass dieser eine wesentlich höhere Viskosität als das Grundöl hat, bilden sich entsprechend höhere Schmierfilme. Die Tatsache, dass die Schmierfilmhöhen bei Fettschmierung vor Eintritt in die Mangelschmierung ein ausgeprägtes Maximum durchlaufen, nicht aber die Filmhöhen bei Ölschmierung, lässt sich ebenfalls durch die Anwesenheit von Verdicker in der Kontaktzone erklären. Da das Fett im Gegensatz zum Grundöl deutlich schlechtere Fließeigenschaften aufweist, kann dieses nicht ausreichend schnell in den Kontakt nachfließen. Mit steigender Drehzahl steigt die Überrollfrequenz der Laufbahn durch die Kugel. Damit sinkt die für die Versorgung des Wälzkontaktes mit Schmierstoff zur Verfügung stehende Zeit zwischen zwei Überrollungen. Da die Fließgeschwindigkeit des Schmierfettes begrenzt ist, kann nicht ausreichend Schmierstoff nachfließen, und es kommt zu einem Abfall der Schmierfilmhöhe. Das Fehlen des Maximums bei Ölschmierung ist folglich mit den besseren Fließeigenschaften des Öls zu erklären. Bei höheren Geschwindigkeiten tritt trotzdem auch bei Ölschmierung Mangelschmierung auf, da nicht ausreichend Öl für die Versorgung eines Schmierfilmes im Bereich der Vollschrnierung zur Verfügung steht.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund einer Vielzahl technischer und ökonomischer Vorteile werden ca. 90% aller Wälzlager mit Fett geschmiert. Für eine Optimierung dieser Schmierungsart ist die genaue Kenntnis der im Lagerinneren ablaufenden Mechanismen erforderlich.

Die Untersuchung eines derartigen Mechanismus war Gegenstand dieser Arbeit. Dabei handelt es sich um den Einfluss von Bohrschlupf auf die Schmierfilmhöhe in einem fettgeschmierten Wälzkontakt, wie er z.B. in Wälzlagern auftritt. Die Untersuchungen wurden an einem Modellprüfstand durchgeführt. Dabei wird zwischen einer Rotierenden Glasscheibe und einer Stahlkugel ein Kontakt im Bereich der elastohydrodynamischen Schmierung erzeugt. Modellprüfstände bilden reale Maschinenelemente nur eingeschränkt ab, bieten aber bessere Möglichkeiten zur Untersuchung der ablaufenden Mechanismen.

Der Bohrschlupf wurde durch die Neigung der Kugelachse erzeugt. Dafür musste der Prüfstand modifiziert werden. Die Vorgabe einer definierten Rotationsachse der Kugel war mit dem originalen Kugel-Support nicht möglich. Aus diesem Grund wurde ein modifizierter Kugel-Support konstruiert und in den Prüfstand implementiert. Durch Korrelationsversuche konnte die Funktion des modifizierten Kugel-Supports bestätigt werden.

Die Messungen zur Untersuchung des Einflusses von Bohrschlupf auf die Schmierfilmhöhe wurden bei drei unterschiedlichen Bohrschlupfraten durchgeführt. Zuerst wurden Messungen ohne Bohrschlupf, anschließend bei mittlerem und zuletzt bei maximalem Bohrschlupf durchgeführt. Die Höhe der maximalen Bohrschlupfrate wurde dabei von der Prüfstandsgeometrie vorgegeben. Es konnte kein Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe und die Eintrittsgeschwindigkeit in die Mangelschmierung festgestellt werden.

Es wurden auch Schmierfilmhöhen bei Ölschmierung denen bei Fettschmierung gegenübergestellt. Dabei war das Öl das Grundöl des formulierten Fettes. Der Vergleich der Schmierfilmhöhen deutet darauf hin, dass sich bei Fettschmierung auch Verdickersubstanz im Wälzkontakt befindet. Diese Fragestellung wurde jedoch

nur am Rande behandelt. Weiterführende Versuche zu diesem Thema auch mit anderen Fetten sind ein interessanter Ansatzpunkt für weitere Arbeiten. Durch die Verwendung des modifizierten Kugel-Supports können gute Ergebnisse bei Mangel-schmierung sowohl mit Öl als auch mit Fett erzielt werden, da die geringe Schmierstoffmenge im System verbleibt. Bei Verwendung des originalen Kugel-Supports bestand das Problem, dass der Schmierstoff über die Stützlager der Kugel langsam abtransportiert und so aus dem System entfernt wurde.

Weiterhin ist ein sinnvoller Ansatzpunkt für weiterführende Arbeiten die Durchführung von temperierten Messungen bei Fettschmierung. Zu diesem Zweck ist eine Kammer zur Isolierung der mechanischen Einheit des Prüfstandes zu konstruieren.

Obwohl kein Einfluss des Bohrschlupfes auf die Schmierfilmhöhe beobachtet werden konnte, wären weitere Versuche zu diesem Thema sinnvoll, da so die Ergebnisse statistisch abgesichert werden könnten.

8. Literatur

- [1] Wisniewski, Marek: Elastohydrodynamische Schmierung. Expert Verlag, Renningen 2000
- [2] Schrader, Reinhard: EHD-Öl- und Fettschmierung und Mikro-EHD (synthetische Schmierstoffe). Abschlussbericht, Forschungsheft Forschungsvereinigung Antriebstechnik E.V., Heft 291, Hannover, 1989
- [3] Zabel, Wolf-Rüdiger: Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau, 2005
- [4] Klamann, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte – Herstellung, Eigenschaften, Anwendung. Verlag Chemie, Weinheim, 1982
- [5] Franke, J. E.: Der Einfluss der Schmierfettzusammensetzung auf das tribologische Verhalten schnelllaufender Wälzlager. Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1999
- [6] Meyer, K., Kloß, H.: Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme. Expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993
- [7] Bartz, W. J.: Schmierfette, Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung. Expert Verlag Remmingen-Malmsheim, 2000
- [8] Milne, A.A., Scott, D., Scott, H.M.: Observations on the movement and structure of grease in roller bearings. Proc. Instn. Mech. Engrs. Conf. on lubrication and wear, 1957, S. 450-453
- [9] Donatius, Jürgen: Tribologisches Verhalten von Wälzpaarungen bei gleichzeitiger Wälz- und Bohrreibung. Dissertation, Universität Braunschweig, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik, 1986
- [10] Surborg, Hendrik: Einfluss verschiedener Grundölartern gleicher Viskosität auf die Schmierfilmdicke. Diplomarbeit, Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Fachbereich Fahrzeug-, Produktions- und Verfahrenstechnik, Wolfsburg, 2007
- [11] PCS Instruments: Product Guide „EHL Ultra Thin Film Measurement System“. London, 2001

-
- [12] Kleinlein, E.: Versuche zur Ermittlung der Schmierfett-Gebrauchsdauer insbesondere bei höheren Temperaturen. Wälzlagertechnik 1979, 2, S. 54-60.
 - [13] Pettersson, Anders: Tribological characterization of environmentally adapted ester based fluids. Tribology International 36 (2003) 815-820

9. Anhang

9.1 Diagramme

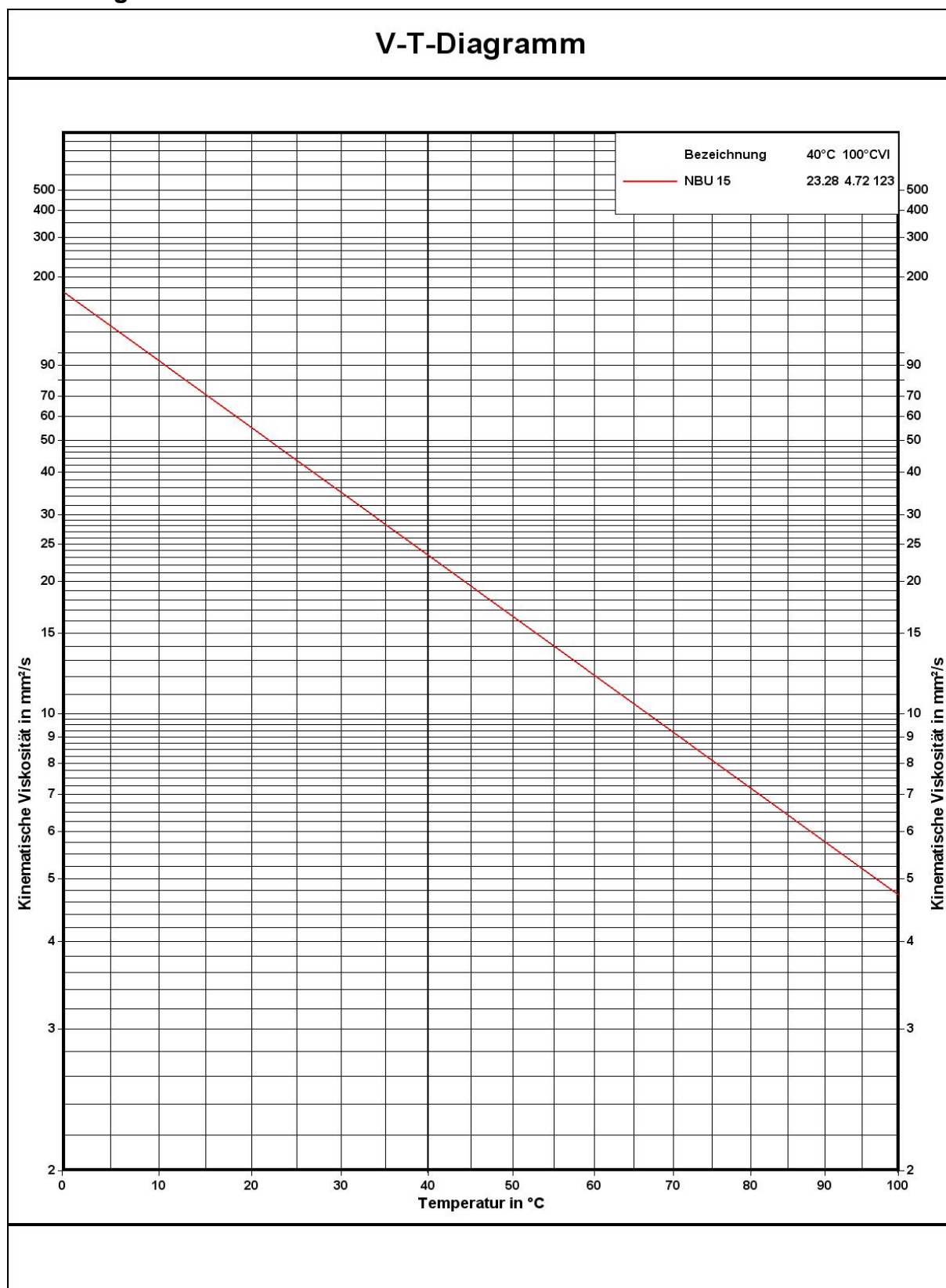


Abbildung 9.1: Ubbelohde-Walther-Diagramm für das Grundöl NBU 15

9.2 Messschriebe

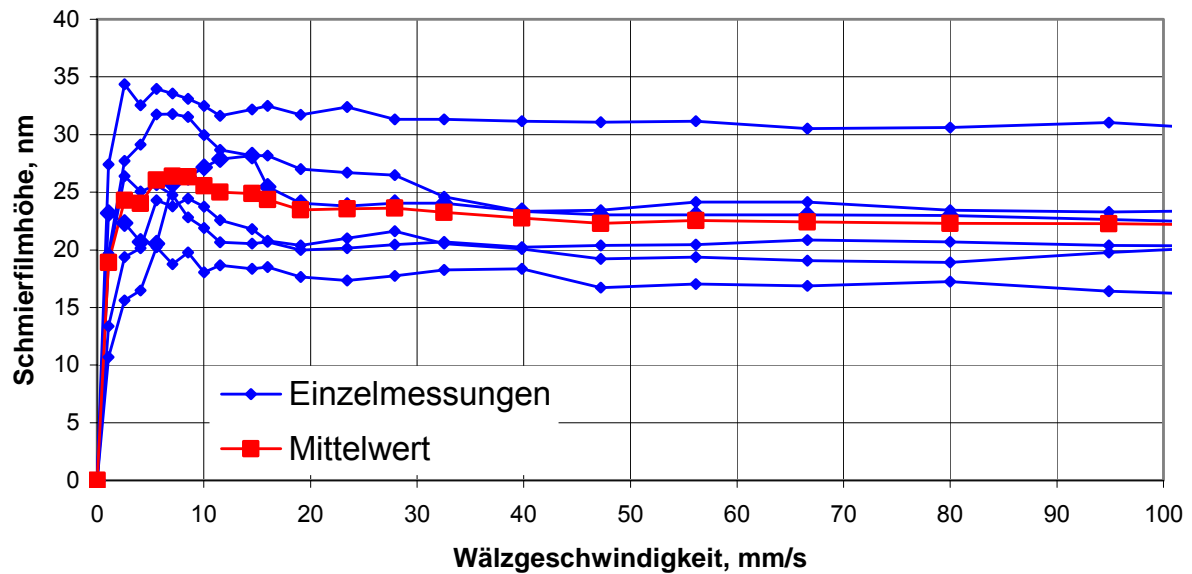


Abbildung 9.2: Mittelwertbildung der Schmierfilmhöhen, minimaler Bohrschlupf

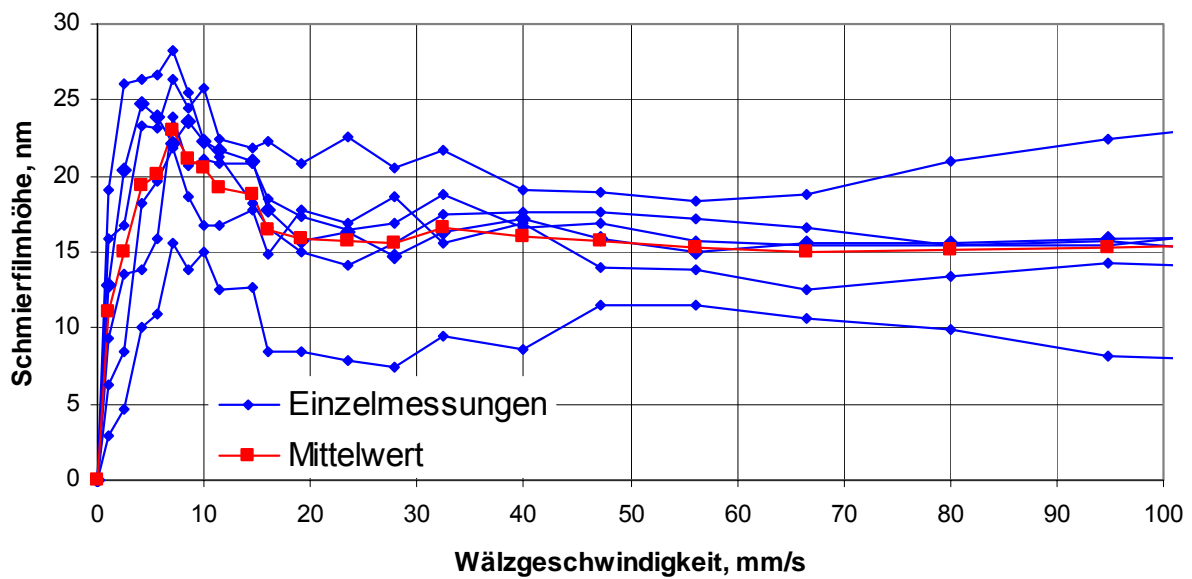
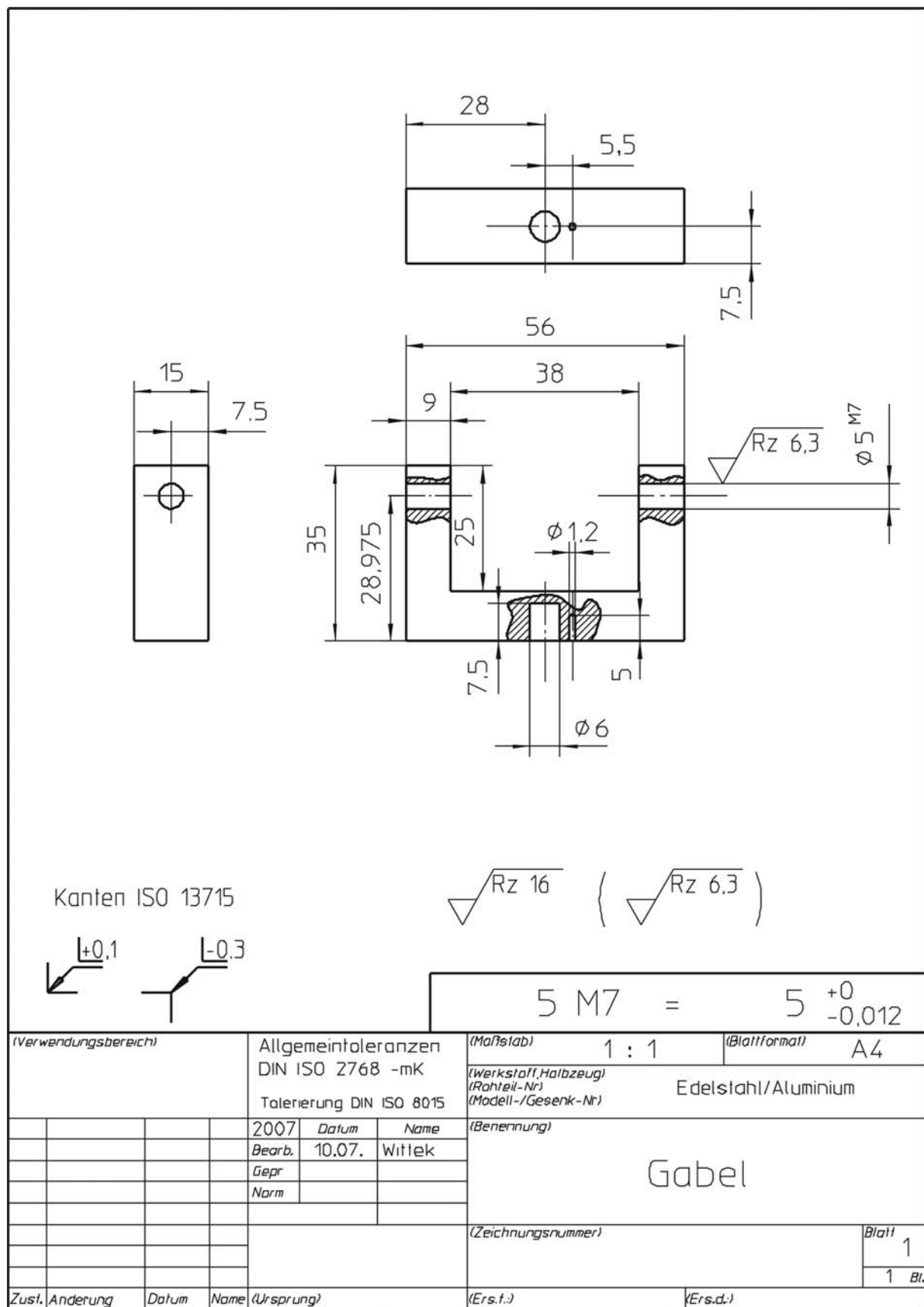
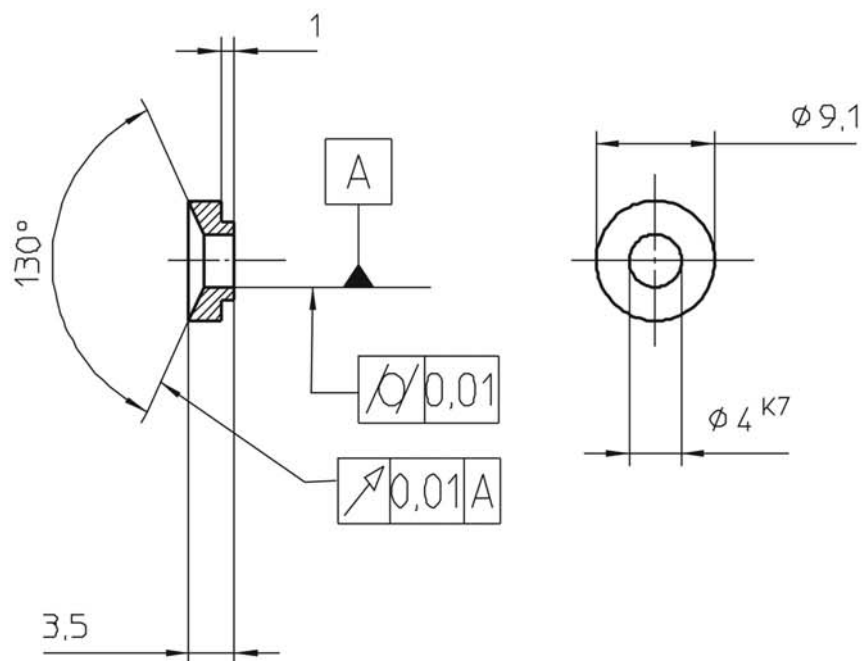


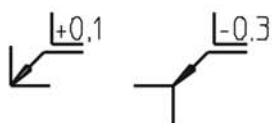
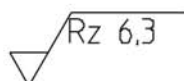
Abbildung 9.3: Mittelwertbildung der Schmierfilmhöhen, maximaler Bohrschlupf

9.3 Einzelteilzeichnungen

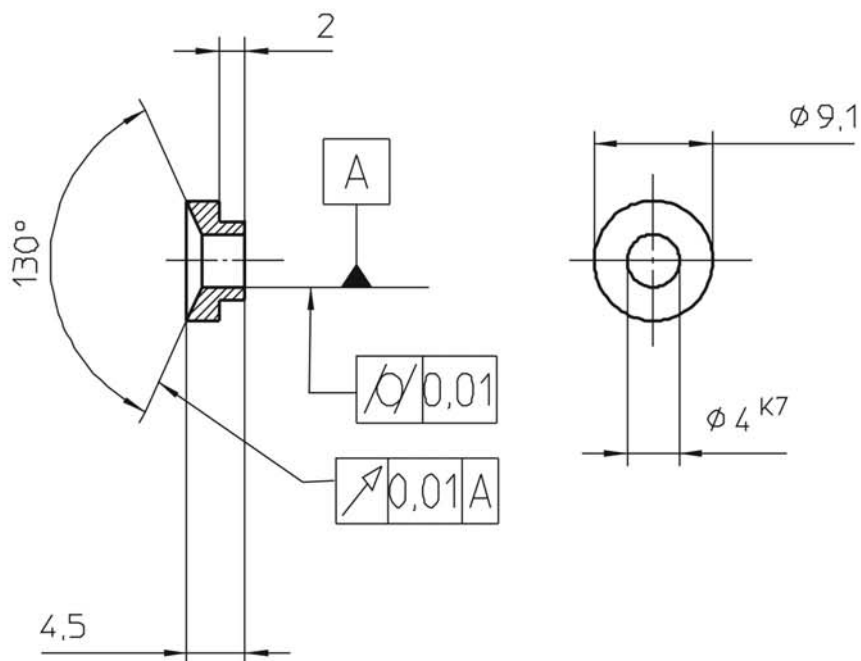




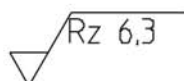
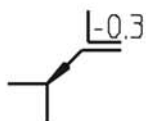
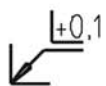
Kanten ISO 13715


 $4 \text{ K7} = 4 \begin{matrix} +0,003 \\ -0,009 \end{matrix}$

(Verwendungsbereich)				Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768 -mK		(Maßstab)	2 : 1	(Blattformat)	A4
				Tolerierung DIN ISO 8015		(Werkstoff, Halbzeug)	Edelstahl		
						(Rohteil-Nr)			
						(Modell-/Gesenk-Nr)			
				2007	Datum	Name	(Benennung)		
				Bearb.	10.07.	Willek			
				Gepr.					
				Norm					
							Kugelaufnahme kurz		
				(Zeichnungsnummer)					Blatt 1
									1 Bl.
Zust.	Anderung	Datum	Name	(Ursprung)	(Ers.f.)		(Ers.d.)		



Kanten ISO 13715



$$4 \text{ K7} = 4 \begin{matrix} +0,003 \\ -0,009 \end{matrix}$$

(Verwendungsbereich)				Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768 -mK Tolerierung DIN ISO 8015		(Maßstab) 2 : 1	(Blattformat) A4
						(Werkstoff, Halbzeug) (Rohteil- Nr) (Modell- /Gesenk- Nr)	Edelstahl
				2007	Datum	Name	(Benennung) Kugelaufnahme lang
				Bearb.	10.07.	Willek	
				Gepr.			
				Norm			
							(Zeichnungsnummer)
							(Blatt) 1
							1 Bl.
Zust.	Anderung	Datum	Name	(Ursprung)		(Ers.f.)	(Ers.d.)

