

**BETRIEBSVERHALTEN VON
WÄZLAGERSCHUTZDICHTUNGEN - EXPERIMENTELLE
UNTERSUCHUNGEN UND BERECHNUNGSANSÄTZE**

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

von
Dipl.-Ing. (FH) Kathrin Ottink
geboren am 11.02.1984
in Leer (Ostfriesland)

2014

**BETRIEBSVERHALTEN VON
WÄZLAGERSCHUTZDICHTUNGEN - EXPERIMENTELLE
UNTERSUCHUNGEN UND BERECHNUNGSANSÄTZE**

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

von
Dipl.-Ing. (FH) Kathrin Ottink
geboren am 11.02.1984
in Leer (Ostfriesland)

2014

1. Referent:	Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent:	Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze
Vorsitzende:	Prof. Dr.-Ing. A. Raatz
Tag der Promotion:	17.07.2014

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die fachliche Unterstützung. Außerdem möchte ich ihm danken für die mir gewährte Eigenverantwortlichkeit und das entgegengebrachte Vertrauen.

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

Frau Prof. Dr.-Ing. A. Raatz danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Kollegen am Institut sowie bei meinen studentischen Hilfskräften und Diplom- sowie Projektarbeitern für die fachliche und tatkräftige Unterstützung während der Entstehung dieser Arbeit bedanken. Ein besonderer Dank für die vielen interessanten fachlichen Diskussionen geht dabei an die Kollegen aus der Dichtungsgruppe.

Für die finanzielle und fachliche Unterstützung im Rahmen des Forschungsprojekts danke ich der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und den Mitgliedern der FVA-Arbeitsgruppe „Wälzlagerschutzdichtungen“.

Herzlichst bedanken möchte ich mich bei meinen Kollegen Veith und Milena, bei meiner Freundin Simone und bei meinem Bruder Marco für ihre Unterstützung bei der Korrektur dieser Arbeit.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinem Verlobten Michael, der mir während der kompletten Promotionszeit mit viel Verständnis und Unterstützung zur Seite gestanden hat, und meinen Eltern, die mir meine Ausbildung ermöglicht und mich auf meinem Weg immer bestärkt haben.

Hannover, im September 2014

Kathrin Ottink

ZUSAMMENFASSUNG

In vielen Anwendungen werden Wälzlager mit Schutzdichtungen eingesetzt. Hierzu zählen beispielsweise Radlagereinheiten von LKW, Tretlagereinheiten am Fahrrad, Spannrollen, Generatoren im PKW, Werkzeug-, Land- und Baumaschinen sowie Kraftfahrzeuggetriebe mit sogenannten „clean bearings“.

Schutzdichtungen umschließen in typischen Anwendungsfällen ein Wälzlager, welches mit Fett geschmiert ist. Außen vor der Schutzdichtung steht in der Regel ein verschmutztes Fluid an. Dabei kann es sich um Luft mit Staub, Öl mit Partikeln oder Wasser mit Sand bzw. anderen Feststoffen handeln. Die Hauptaufgabe der Schutzdichtungen in einem solchen Gesamtsystem – bestehend aus Wälzlager, Schutzdichtungen und Schmierstoff – ist es, außen anstehende Verschmutzungen in fester und flüssiger Form vom Wälzlager fernzuhalten. Dies ist wichtig, da Verschmutzungen und ein Wassergehalt im Wälzlagerfett die Gebrauchsdauer einer Wälzlagereinheit drastisch verkürzen können.

Schutzdichtungen wurden bisher im Gegensatz zu Standard-Radialwellendichtringen erst in wenigen Forschungsarbeiten untersucht. In Zeiten, in denen immer größere Zuverlässigkeit technischer Produkte gefordert wird, ist es wichtig, Schutzdichtungen für eine möglichst lange Gebrauchsdauer auszulegen. Weiterhin sollen sie möglichst eine geringe Reibung aufweisen, damit es nicht zu übermäßigen thermischen Beanspruchungen der Bauteile und des Schmierstoffs kommt und Energieverluste so gering wie möglich gehalten werden. Aus diesem Grund müssen Schutzdichtungen für Wälzlager kontinuierlich weiterentwickelt werden.

Voraussetzung hierfür ist, die Funktionsweise des Systems und der Dichtungen sowie ihre Wechselwirkungen mit der Umgebung zu verstehen. Aus diesem Grund muss eine Schutzdichtung in dem Gesamtsystem betrachtet werden, in dem sie in der typischen Anwendung zum Einsatz kommt. Ein solches Gesamtsystem sowie auch die Einzeldichtungen selbst wurden in zwei aufeinander aufbauenden Forschungsarbeiten detailliert untersucht [WP08], [OP13a]. Ausgehend davon werden in dieser Arbeit gezielte Untersuchungen bezüglich der Kriterien „thermische Beanspruchung“, „Reibungsverluste“ und „Dichtgüte“ von Schutzdichtungen durchgeführt. Damit soll das Verständnis der Funktionsweise von Schutzdichtungen erweitert werden. Außerdem werden Erklärungs- und Berechnungsansätze entwickelt, die Entwickler und Anwender bei der Auswahl, Auslegung und Optimierung von Schutzdichtungen und Lagersystemen unterstützen.

ABSTRACT

Rolling element bearings with protective seals are used in various applications, e.g. "clean bearings", truck hub units, bottom bracket units in bicycles, pulleys, car generators, machine tools as well as agricultural and construction machines.

Protective seals are basically used to exclude contamination from a bearing in order to avoid damage and bearing life reduction. The fluid outside the bearing unit may be air including contaminations, water including solid materials (application "truck hub unit") as well as oil with contamination resulting from wear of the machine elements such as gear wheels in a gear box (application "clean bearing").

In contrast to standard garter seals, protective seals and the mechanisms acting in their contact zone have rarely been investigated in detail so far. Different aims exist concerning protective seals: The reliability over long periods of operation should be guaranteed and the friction loss in the application should be as low as possible in order to keep engine efficiency high and to avoid an excessive temperature rise which could adversely affect seal and lubricant life. Moreover, the protective mechanisms should be optimized in order to keep solid and fluid contamination outside the bearing as effectively as possible. All these are reasons for a continued effort to understand and improve protective seals for bearings.

If the pressure inside the bearing unit rises or decreases due to temperature changes the sealing behaviour is affected due to additional deformations of the seal lip and the pressure gradient across the contact zone. This is why for protective seal optimization the interactions within the complete system – consisting of bearing, protective seals and lubricant – have to be taken into account. Such a complete system was investigated in two research projects [WP08], [OP13a]. In the context of this thesis dedicated investigations concerning the criteria „friction loss“ „thermal impact“ and „protective performance“ were carried out. They aimed in extending the knowledge of the mechanisms acting in the sealing contact of a protective seal to be on the one hand able to optimize these seals later on and on the other hand to choose the right seal type for each specific application. Furthermore, models for explanation and calculation were developed and validated. They shall support the concept and development phase of sealed bearing systems by indicating the trend of friction losses, thermal impact and capability to exclude contaminants.

Schlagworte:

Schutzdichtungen, Reibungsverluste, Förderwirkung

Protective seals, friction losses, protective performance

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG	5
2	ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE	9
2.1	Zielsetzung	9
2.2	Vorgehensweise	9
3	STAND DER FORSCHUNG	13
3.1	Tribologische Grundlagen	13
3.1.1	Reibung innerhalb eines tribologischen Systems	14
3.1.2	Verschleiß innerhalb eines tribologischen Systems	15
3.1.3	Schmierstoffe und Schmierzustände	16
3.1.4	Hydrodynamische Schmierung	18
3.1.5	Rheologie der Schmierstoffe	19
3.2	Wälzlagertechnische Grundlagen	21
3.2.1	Wirkung von Verunreinigungen im Wälzlager	22
3.3	Dichtungstechnische Grundlagen	28
3.3.1	Dynamische Dichtungen	30
3.3.2	Tribologie dynamischer Radialdichtungen	32
3.3.3	Verschleiß an Dichtung und Gegenlauffläche	39
3.3.4	Aktive Förderwirkung berührender Radialdichtungen	41
3.3.5	Einsatz von berührenden Dichtungen als Wälzlagerschutzdichtungen	46
4	EXPERIMENTELLE GRUNDLAGEN	53
4.1	Untersuchte Dichtungsbauformen	53
4.1.1	Bauform A – Dichtscheibe „RS“	53
4.1.2	Bauform B – Spezial-Radlagerdichtung „R-Safe“	54
4.1.3	Bauform R – Standard-RWDR	55
4.2	Gegenlaufflächen	56
4.3	Verwendete Fluide	56
4.4	Thermische Einsatzgrenzen	57
4.5	Experimentelle Einrichtungen	58
4.5.1	Untersuchung des Gesamtsystems	58
4.5.2	Untersuchung der Einzeldichtungen	60
4.6	Messtechnik für begleitende Untersuchungen	65
4.6.1	Radialkraftmessgerät	65
4.6.2	Auflichtmikroskop	66
4.6.3	Tastschnittgerät	67
4.7	Weitere Messverfahren	68
4.7.1	FT-IR Spektroskopie und Karl-Fischer-Titration	68
4.7.2	Mikro-Computer-Tomographie	68
4.7.3	Schmierfilmdickenmessung mittels Fluoreszenz	69
5	ERGEBNISSE DER EXPERIMENTELLEN UNTERSUCHUNGEN	73

5.1	Ablauf der Untersuchungen am Gesamtsystem	73
5.2	Ergebnisse der Untersuchungen am Gesamtsystem	76
5.2.1	Reibungsverluste und thermische Beanspruchung	77
5.2.2	Dichtgüte bei anstehendem verschmutzten Fluid	98
5.3	Ablauf der Untersuchungen an den Einzeldichtungen	105
5.4	Ergebnisse der Untersuchungen an den Einzeldichtungen	105
5.4.1	Reibungsverluste und thermische Beanspruchung der Einzeldichtungen	105
5.4.2	Dichtgüte der Einzeldichtungen	123
6	ERGEBNISSE DER THEORETISCHEN BETRACHTUNGEN	143
6.1	Mechanisch-thermisches Finite Elemente Modell	143
6.1.1	Finite Elemente Methode - Grundlagen	144
6.1.2	FE-Modell zur Berechnung der Verformung der elastomeren Schutzdichtungen	146
6.1.3	Mechanisch-thermisches FE-Modell zur Berechnung der Temperaturverteilung	157
6.1.4	Zusammenfassung – mechanisch-thermisches FE-Modell	163
6.2	Modell zur Reibungs- und Temperaturberechnung im Dichtkontakt	164
6.2.1	Zusammenfassung – Reibungs- und Temperaturberechnung im Dichtkontakt	167
6.3	Modell zur Förderwertberechnung	168
6.3.1	Berechnung des Förderwerts mittels des Analogie-Modells „Gewindedichtung“	168
6.3.2	Berechnung des Förderwerts in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussparametern	178
6.3.3	Zusammenfassung – Berechnung des Förderwerts	187
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	189
7.1	Abschließende Beurteilung der untersuchten Bauformen	189
7.1.1	Bauform A – Dichtscheibe „RS“	189
7.1.2	Bauform B – Spezial-Radlagerdichtung „R-Safe“	190
7.1.3	Bauform R – Standard-RWDR	190
7.2	Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick	191
	LITERATURVERZEICHNIS	195
	A ANHANG A	205

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	mm	Größe der lokalen Verzerrung
A	mm ²	Reibfläche
A_0	mm ²	Makroskopische Kontaktfläche
b	mm	Berührbreite
c_p	J/(kg·K)	Spezifische Wärmekapazität
C		Cauchy-Green-Tensor
CM		Reibwert zur Planschverlustberechnung
d	mm	Durchmesser
D		Drehpunkt zur überschlägigen Radialkraftberechnung
e	mm	Länge des rotierenden Zylinders
E	J	Energie
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
E'	N/mm ²	Äquivalenter Elastizitätsmodul
f	mm	Gangtiefe eines Fördergewindes
F	N	Kraft
g	mm/s ²	Erdbeschleunigung, $g = 9810 \text{ mm/s}^2$
G		Gümbelzahl
h	mm	Abstand
h_{cen}	mm	Zentrale Filmdicke unter Rauheit
H_{cen}		Dimensionslose zentrale Filmdicke
I_1, I_2, I_3		Invarianten
j	mm	Dammbreite eines Fördergewindes
k	mm	Gangbreite eines Fördergewindes
k, b, c		Konstanten des Schmierstoffs
l	mm	Länge des Fördergewindes in Achsrichtung
L	mm	Überströmlänge zur Berechnung der Reynoldszahl
L	mm	Bauteillänge
L_0	mm	Ausgangslänge

Symbol	Einheit	Bezeichnung
\dot{m}	mg/s	Massenstrom
m		Richtungskonstante des Schmierstoffs
M	Nm	Drehmoment
n	s ⁻¹	Drehzahl
Nu		Nußeltzahl
p	N/mm ²	Pressung bzw. Druck
P	J/s = W	Leistung
Pr		Prandtlzahl
Q	J/(s·mm ²)	Flächenbezogene Leistung = Wärmestromdichte
r	mm	Radius
Re		Reynoldszahl
R_x	mm	Äquivalenter Radius der Rauheitskuppen in Achsrichtung
R_p	mm	Mittlere Glättungstiefe
R_q	mm	Quadratischer Mittenrauwert
R_U	mm	Äquivalenter Radius der Rauheitskuppen in Umfangsrichtung
s	mm	Weg
sp	mm	Spalthöhe eines Fördergewindes
S	mm	Amplitude der Rauheitserhebungen
t	s	Zeit
t_g		Tangente des Steigungswinkels des Gewindes
T	°C	Temperatur
Ta		Taylorzahl
u	mm/s	Umfangsgeschwindigkeit
u_1, v_1, K, L		Hilfsgrößen zur Förderwertberechnung
U_e		Dimensionsloser Geschwindigkeits- parameter
v	mm/s	Geschwindigkeit
\dot{V}	mm ³ /s	Volumenstrom
w	mm	Breite des Strömungskanals
W		Formänderungsenergiedichte

Symbol	Einheit	Bezeichnung
W_e		Dimensionsloser Lastparameter
x_A	mm	Axiale Position des Dichtkontaktbeginns
x_E	mm	Axiale Position des Dichtkontaktendes
α	K^{-1}	Wärmeausdehnungskoeffizient
α_F		Formfaktor zur Berechnung der Verluste durch Fluidströmungen
α_w	$W/(mm^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
β_F		Spaltweitenverhältnis zur Berechnung Verluste durch Fluidströmungen
γ	rad	Steigungswinkel des Gewindes
$\dot{\gamma}$	s^{-1}	Scherrate
Δ		Differenz
ϵ	%	Dehnung
η	Ns/mm^2	Dynamische Viskosität
λ	$W/(mm \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$		Verstreckgrade
$\lambda_{q,x}$	mm	Wellenlänge der Rauheit, Achsrichtung
$\lambda_{q,U}$	mm	Wellenlänge der Rauheit, Umfangsrichtung
μ		Reibungskoeffizient
μ		Abkürzung für mikro
ν	mm^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	mg/mm^3	Dichte
τ	N/mm^2	Schubspannung
φ	mg/U	Förderwert
Φ	rad	Winkelsegment des Messdorns
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Index	Bedeutung
o	Grenz- /Haft
B	Bodenseite
ein	Eingefedert
Fl	Fluid
ges	Gesamt

Index	Bedeutung
G	Gegenlauffläche
Ge	Gewinde
K	Kapillare
I	Lagerinnenraum
l	Laminar
N	Normal
p	Druck
r	Reib
R	Radial
S	Stirnseite
t	Turbulent
u	Umschlag
U	Umgebung
Ü	Über
η	Viskos
2	Außen
1	Innen

Abkürzung	Bedeutung
ACM	Acrylatkautschuk
CHT	Conjugated Heat Transfer
CT	Computertomograph
EHD	Elastohydrodynamik
EHL	Elastohydrodynamic Lubrication
FE	Finite Elemente
FKM	Fluorkarbon-Kautschuk
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
HNBR	Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie
NBR	Acrylnitrilbutadien-Kautschuk
PTFE	Polytetrafluorethylen
RWDR	Radialwellendichtring
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient

EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Die Steigerung der Zuverlässigkeit und der Leistungsfähigkeit von technischen Produkten spielt im heutigen Wettbewerb eine entscheidende Rolle. Weiterhin ist die Erhöhung des Wirkungsgrads in vielen technischen Anwendungen wünschenswert. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, einzelne Bauteile bzw. Baugruppen hinsichtlich dieser Ziele zu optimieren. Auch das Wälzlager weist noch Optimierungspotenzial auf. Zahlreiche Forschungsarbeiten haben gezeigt, dass ein Zutritt von Verunreinigungen in fester und/oder flüssiger Form in den Lagerinnenraum zu einer Reduzierung der Lebensdauer eines Wälzlagers führt [Wer92], [LW98]. So können zugetretene Schmutz- oder Abriebpartikel durch Eindrücke und die dadurch bedingte Spannungsüberhöhung im Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufflächen zu vorzeitiger Ermüdung des Wälzlagerwerkstoffs führen. Auf diese Weise ist ein Abfall der Lebensdauer auf weniger als 1 % des Wertes für saubere Betriebsbedingungen möglich [BL86]. Eine ähnlich starke Reduzierung bewirkt zugetretenes Wasser [IJ90]. Um diese Folgen von Schmutz- und Wasserzutritt zu vermeiden, können geeignete Schutzdichtungen für Wälzlager verwendet werden.

Dynamische Dichtungen haben im Standard-Einsatzfall die Aufgabe, Öl in einem Arbeitsraum, wie z.B. im Getriebe, zu halten. Außen vor der Dichtung befindet sich in der Regel Umgebungsluft. Dichtungen aus diesen typischen Anwendungsfällen wurden bereits in vielen Forschungsvorhaben untersucht (vgl. [Buho6], [Bec76], [Holo9], [MEFW06], [Sta88], [Sal01], [Wol93]).

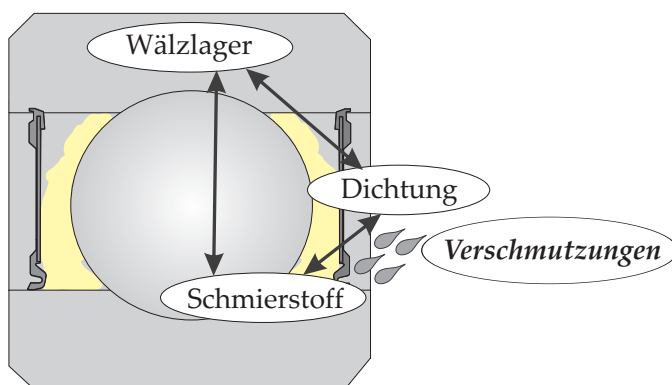


Abbildung 1: Gesamtsystem bestehend aus Wälzlager, Schutzdichtungen, Schmierstoff und außen anstehendem verschmutzten Fluid

Schutzdichtungen dagegen umschließen in den meisten Anwendungsfällen ein mit Fett geschmiertes Wälzlager (siehe Abbildung 1).

Außen vor den Dichtungen kann sich zudem, je nach Anwendungsfall, ein verschmutzter Schmierstoff, Staub oder verschmutztes Spritzwasser befinden.

Schutzdichtungen werden z. B. in „clean bearings“, also in fettgeschmierten abgedichteten Lagern in Öl geschmierten Getrieben, verwendet. Dort haben sie die primäre Aufgabe, Verschmutzungen, wie beispielsweise Abriebpartikel von Zahnrädern, vom Lager fernzuhalten. Gleichzeitig sollen sie möglichst geringe zusätzliche Reibungsverluste und thermische Beanspruchungen verursachen. Außen vor der Dichtung steht in diesem Fall ein Getriebeöl unterschiedlicher Viskosität und Zusammensetzung an. Nach und nach wird dieses außen anstehende Getriebeöl durch die Dichtung in das Lager eingebracht. Es erfolgt ein Auswaschen des Fetts, welches durchaus erwünscht ist, solange keine Verschmutzungen in den Lagerinnenraum Zutreten. Die Dichtungen wirken in diesem Fall also als Filter.

Ein zweiter typischer Anwendungsfall ist die Radlagereinheit. Hierbei umschließen die Schutzdichtungen ebenfalls ein fettgeschmiertes Lager. Allerdings steht außen vor der Dichtung Staub oder verschmutztes Spritzwasser an. In dieser Anwendung ist es besonders wichtig, dass sowohl das außen anstehende Fluid als auch die darin vorliegenden Verschmutzungen nicht in das Lager eingetragen werden. Neben diesen typischen Anwendungen sind Schutzdichtungen beispielsweise auch in Baumaschinen, Haushaltsgeräten, Spannrollen und Werkzeugmaschinen zu finden.

Die für diese typischen Fälle verwendeten Schutzdichtungen wurden bisher nur in wenigen Forschungsarbeiten untersucht (vgl. [WPo8], [Kuh01], [BL86], [BLP11]). Am Markt sind viele Bauformen von Schutzdichtungen für Wälzlager verfügbar, die für unterschiedlichste Anwendungen Vor- und Nachteile aufweisen. Die Auswahl der für den Anwendungsfall passenden Schutzdichtung ist jedoch nur bei detaillierten Kenntnissen über das Verhalten der verschiedenen Dichtungsbauformen möglich. Diese Bauformen unterscheiden sich beispielsweise im Reibungsverhalten. Dies wird wesentlich durch die Radialkraft der Dichtung, also die Kraft, welche die eingebaute Dichtung in radialer Richtung auf ihre Lauffläche ausübt, beeinflusst. Die Radialkraft wird bei Druckschwankungen je nach Druckzustand verstärkt bzw. reduziert. Derartige Druckänderungen treten aufgrund von Drehzahl- und Temperaturschwankungen im kleinen eingeschlossenen Luftvolumen in abgedichteten Lagereinheiten verstärkt auf. Weiterhin sind Unterschiede in Bezug auf die Dichtgüte, also die Filterwirkung gegenüber Partikeln, und die aus dem Lager heraus gerichtete Förderwirkung der Dichtung zu verzeichnen. Die Förderwirkung, welche flüssige und feste Verunreinigungen vom Lagerinnenraum aktiv fernhält, ist damit eine sehr wichtige Eigenschaft von Schutzdichtungen.

Unterschiede zwischen den verschiedenen am Markt erhältlichen Bauformen sind Anwendern besonders aus kleinen oder mittelständischen Unternehmen oft nicht bekannt. Eine Kenntnis über diese Unterschiede ist jedoch bei der richtigen Auswahl und Anwendung von Schutzdichtungen erforderlich.

ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE

2.1 ZIELSETZUNG

Ziel dieser Arbeit ist es, ein erweitertes Verständnis der Wirkmechanismen der Schutzdichtungen zu erhalten. Weiterhin sollen dem Anwender und dem Entwickler Forschungsergebnisse bezüglich des Verhaltens und der Vor- und Nachteile von unterschiedlichen Schutzdichtungsbauformen in verschiedenen Anwendungen zur Verfügung gestellt werden. Im Vordergrund stehen dabei die Anwendungsfälle „Radlagereinheit“ und „clean bearing“. Es sollen zwei typische Bauformen untersucht und mit einem Standard-Radialwellendichtring, welcher bereits in zahlreichen Forschungsarbeiten untersucht wurde, verglichen werden.

Alle Bauformen sollen hinsichtlich der drei Kriterien

- Reibungsverluste,
- thermische Beanspruchung und
- Dichtgüte

evaluiert werden. Diese sind für die Auswahl geeigneter Schutzdichtungen entscheidend. Schutzdichtungen sollen eine möglichst geringe thermische Beanspruchung verursachen. Ein zu großer Wärmeintrag könnte der Lebensdauer der Dichtung selbst und auch der Gebrauchsdauer des Fettes schaden. Weiterhin sollen aus wirtschaftlichem Interesse und zur Reduzierung des CO_2 -Ausstoßes auch die Reibungsverluste möglichst gering gehalten werden. Das dritte Kriterium, die Dichtgüte, spielt eine entscheidende Rolle, da dies die wichtigste Eigenschaft der Schutzdichtung beschreibt: das Fernhalten von Verschmutzungen aus dem Lagerinnenraum.

Bezüglich dieser drei Kriterien sollen experimentelle Untersuchungen mit variierten Parametern durchgeführt werden, um gezielt Einflussfaktoren herauszuarbeiten. Aufbauend auf der experimentellen Untersuchung der Bauformen sollen Modelle für die Beschreibung und die Berechnung des Dichtungsverhaltens, die eine gezielte Auslegung ermöglichen, entwickelt und validiert werden.

2.2 VORGEHENSWEISE

Zunächst wird der Stand der Forschung und Technik, auf dem die vorliegende Arbeit aufbaut, ausgewertet. Der Ablauf der weiterfüh-

renden experimentellen und theoretischen Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird in Abbildung 2 aufgezeigt.

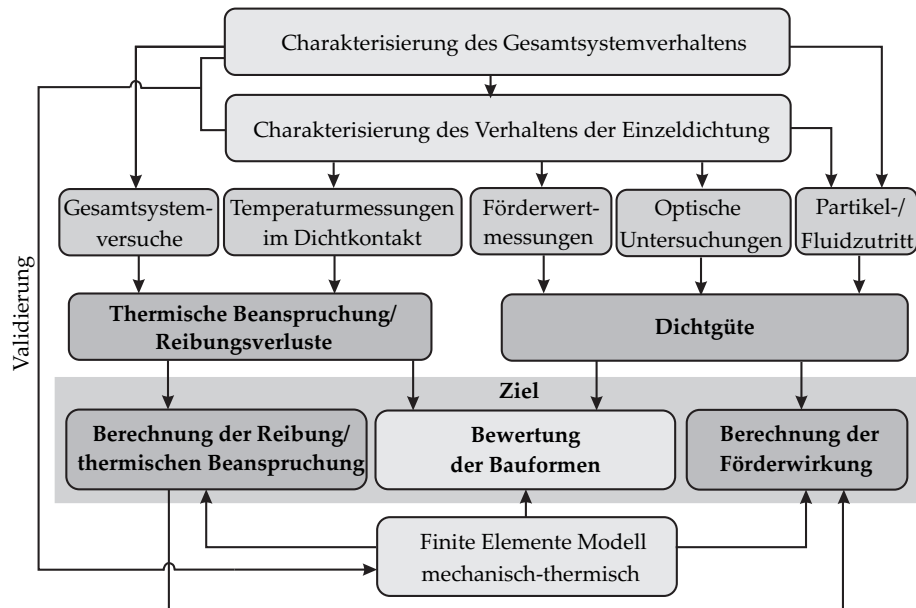


Abbildung 2: Vorgehensweise bei der Untersuchung von Schutzdichtungen für Wälzlager

Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in

- Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens und
- Untersuchung der Einzeldichtung,

wobei jeweils die Kriterien

- Reibungsverluste,
- thermische Beanspruchung und
- Dichtgüte

betrachtet werden. Die dabei angewandten Methoden werden in Kapitel 4, die Ergebnisse in Kapitel 5 dargestellt. Auf Basis dieser experimentellen Untersuchungen werden die unterschiedlichen Dichtungsbauformen hinsichtlich der drei Kriterien bewertet. Tabellen am Ende der einzelnen Abschnitte geben einen Überblick über die Abhängigkeit des Verhaltens der jeweiligen Bauform von den betrachteten Einflussfaktoren.

Die theoretischen Untersuchungen, die in Kapitel 6 vorgestellt werden, betreffen ausschließlich Bauform B, lassen sich aber auf andere Bauformen übertragen. Ein mechanisch-thermisches Finite Elemente Modell wird zur Berechnung der Verformung der Dichtkante in

unterschiedlichen Betriebszuständen und zur Ermittlung der Temperaturverteilung in der Dichtung entwickelt und validiert. Mit Hilfe dieses Modells werden Ansätze zur Berechnung der Reibungsverluste, der thermischen Beanspruchung und der Förderwirkung, welche unter anderem die Dichtgüte beschreibt, erweitert und für Schutzdichtungen anwendbar gemacht. Hierfür kommen phänomenologische Ansätze zum Einsatz. Die Berechnungsansätze sollen dem Anwender dazu dienen, Größen wie das Reibmoment und die thermische Beanspruchung des Dichtkontakts sowie die Förderwirkung für die jeweilige Praxisanwendung im Entwurfsstadium abschätzen zu können.

STAND DER FORSCHUNG

Schutzdichtungen werden im Gesamtsystem – bestehend aus Wälzlager, Dichtungen, Schmierstoff und Verschmutzungen – eingesetzt (siehe Abbildung 1). Da bei der Weiterentwicklung von Schutzdichtungen die Wechselwirkungen mit dieser Umgebung nicht vernachlässigt werden können, muss das Gesamtsystem zur Untersuchung der Wirkungsweise von Schutzdichtungen herangezogen werden.

Im Folgenden werden daher zunächst die theoretischen Grundlagen bezüglich der Themengebiete Tribologie, Wälzlager und Dichtungstechnik vorgestellt, welche im zu betrachtenden Gesamtsystem zusammentreffen.

3.1 TRIBOLOGISCHE GRUNDLAGEN

Tribologie bezeichnet die Wissenschaft von aufeinander einwirkenden sich relativ zueinander bewegenden Oberflächen [CH10]. Die Komponenten eines typischen tribologischen Systems sind

- Grundkörper,
- Gegenkörper,
- Zwischenstoff und
- Umgebungsmedium.

Ein tribologisches System wandelt, wie in Abbildung 3 am Beispiel des Anwendungsfalls „Schutzdichtung“ dargestellt, ein Belastungskollektiv in technisch nutzbare Ausgangsgrößen und Verlustgrößen um. Diese Umwandlung wird durch die Materialien und Oberflächen der beteiligten Komponenten sowie durch die Wechselwirkungen zwischen diesen beeinflusst.

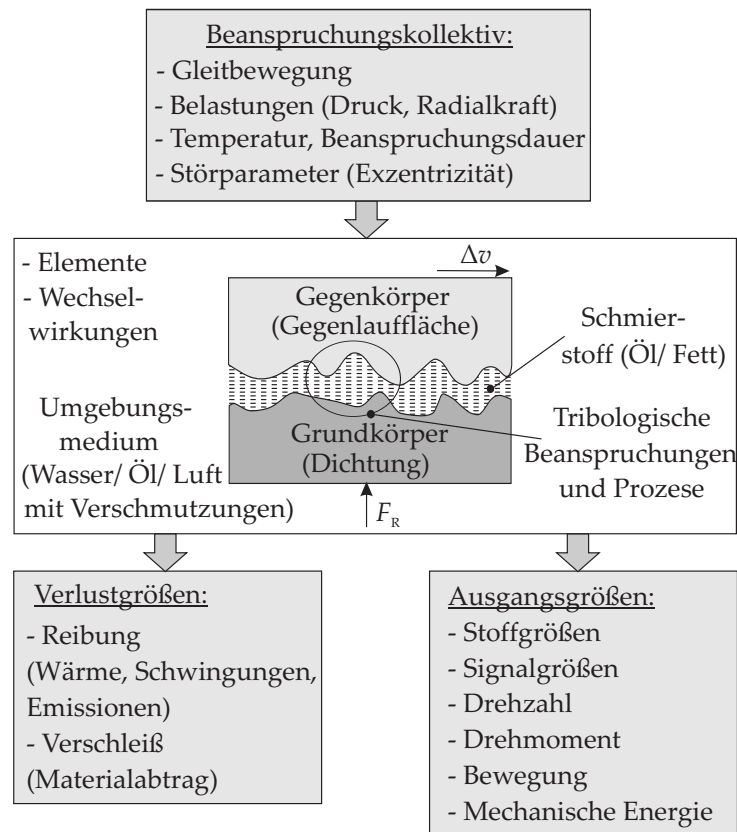


Abbildung 3: Schematische Darstellung eines tribologischen Systems nach [CH10], angewandt auf den Anwendungsfall „Schutzdichtung“

3.1.1 Reibung innerhalb eines tribologischen Systems

Innerhalb des tribologischen Systems tritt aufgrund der Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern Reibung auf. Es werden die vier Reibungsmechanismen

1. Trennen von adhäsiven Bindungen,
2. plastische Deformation,
3. abrasive Beanspruchung (Furchung) und
4. elastische Hysterese (Dämpfung)

unterschieden. [Deto8]

Allgemein wird durch die Reibung eine Energiedissipation bewirkt. Diese führt zur Erhöhung der thermischen Beanspruchung der Kontaktpartner im Kontaktbereich. Die Reibenergie E_r eines tribologischen Prozesses lässt sich mittels

$$E_r = F_r \cdot s_r$$

bzw.

$$E_r = \mu \cdot F_N \cdot s_r \quad (1)$$

berechnen. Dabei ist F_r die Reibkraft, s_r der Reibweg, μ der Reibungskoeffizient und F_N die Normalkraft. Die Reibleistung P_r wird aus der Reibenergie E_r und der Zeit t mit

$$P_r = \frac{E_r}{t} \quad (2)$$

ermittelt. Nach Einsetzen von Gleichung 1 in Gleichung 2 ergibt sich für die Reibleistung folgender Zusammenhang:

$$P_r = \mu \cdot F_N \cdot \frac{s_r}{t} = \mu \cdot F_N \cdot v \quad (3)$$

Unter der Annahme, dass die komplette Reibenergie in thermische Energie umgewandelt wird, lässt sich aus der Reibleistung eine flächenbezogene Reibleistung Q_r ermitteln, die einer spezifischen Wärmebelastung entspricht:

$$Q_r = \frac{\mu \cdot F_N \cdot v}{A_0} \quad (4)$$

Diese beschreibt die Wärmebelastung bezogen auf die nominelle, also auf die makroskopische Kontaktfläche A_0 . [CH10]

Neben der Reibung, welche unter anderem eine thermische Beanspruchung des Systems bewirkt, resultiert in einem tribologischen System (Abbildung 3) eine weitere Verlustgröße: der Verschleiß.

3.1.2 Verschleiß innerhalb eines tribologischen Systems

Der Begriff „Verschleiß“ beschreibt den fortschreitenden Materialabtrag aus der Oberfläche eines festen Kontaktkörpers, welcher durch mechanische Ursachen hervorgerufen wird. In einem tribologischen System tritt Verschleiß besonders dann auf, wenn Grund- und Gegenkörper bei der Relativbewegung Kontakt aufweisen, also kein trennender Schmierfilm zwischen diesen vorliegt. [GfTo2b]

Typische Erscheinungsformen von Verschleiß an technischen Oberflächen sind z. B. losgelöste Partikel, ein Werkstoffübergang zwischen den Kontaktpartnern oder eine Stoff- bzw. Formänderung des Werkstoffbereichs eines oder beider Kontaktpartner. [Deto8]

Verschleiß wird durch Verschleißmechanismen bewirkt. Hierbei sind in Bezug auf Dichtungen besonders die Mechanismen

- Abrasion,
- Adhäsion,

- tribochemische Reaktionen und Abtrennen der tribologisch veränderten Grenzschichten sowie
- Kavitation

zu nennen. Diese werden in Abbildung 4 anhand einer Schutzdichtung, welche auf einer Gegenlauffläche läuft, visualisiert.

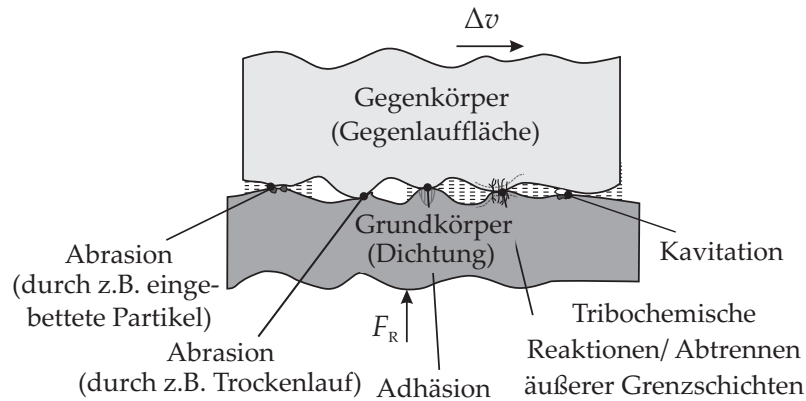


Abbildung 4: Verschleißmechanismen bei Gleitbewegung zwischen zwei Festkörpern [Deto8], angewandt auf den Anwendungsfall „Schutzdichtung“

Verschleiß ist in den meisten technischen Anwendungen nicht erwünscht. Es gibt jedoch auch Anwendungen, in denen der Verschleiß für die Funktion eines Maschinenelements erforderlich ist. Ein Beispiel hierfür stellt eine dynamische Dichtung auf einer Gegenlauffläche dar. Auf den sich hierbei einstellenden Verschleiß wird in Abschnitt 3.3.3 näher eingegangen.

3.1.3 Schmierstoffe und Schmierzustände

Zur Reduzierung von Verschleiß und Reibung kann zwischen den Reibkörpern ein Schmierstoff eingesetzt werden. Dieser trennt die Oberflächen der Reibkörper teilweise oder auch komplett. Es kommen zu diesem Zweck

- gasförmige,
- flüssige,
- konsistente oder
- feste

Schmierstoffe zum Einsatz. Zur Schmierung von Maschinenelementen, wie z. B. Wälzlagern, werden in der Regel flüssige oder konsistente Schmierstoffe verwendet. Typische flüssige Schmierstoffe sind Mineralöl, tierische, pflanzliche und synthetische Öle. Konsistente

Schmierstoffe können Haftschmierstoffe oder Schmierfette sein. Letztere bestehen aus einem Grundöl (Mineral- oder Syntheseöl), welches mit einer Seife eingedickt wird. Weiterhin werden Additive wie z. B. Verschleißschutzwirkstoffe hinzugefügt.

Bei Verwendung eines Schmierfetts wird im Betrieb unter Belastung das Grundöl kontinuierlich aus der Seifenverbindung abgegeben, sodass im Reibkontakt immer Schmieröl in einer ausreichenden Menge zur Verfügung steht. Die Schmierölabgabe aus dem Fett ist temperaturabhängig. Bei geringen Temperaturen wird weniger Öl abgegeben und das Fett wird steifer (höhere Konsistenz). Wird das Fett dagegen bei hohen Temperaturen eingesetzt, so scheidet es mehr Grundöl ab, altert jedoch auch schneller. Alterungs- bzw. Oxidationsprodukte, die auf diese Weise entstehen, wirken sich negativ auf die Schmierung aus. [Deto8]

Generell wird hinsichtlich der möglichen Schmierzustände zwischen

1. Trockenlauf,
2. Grenzschmierung,
3. Teilschmierung und
4. Vollschmierung

unterschieden. Diese Schmierzustände lassen sich bestimmten Reibungszuständen zuordnen und mittels der Stribeck-Kurve beschreiben (vgl. Abbildung 5).

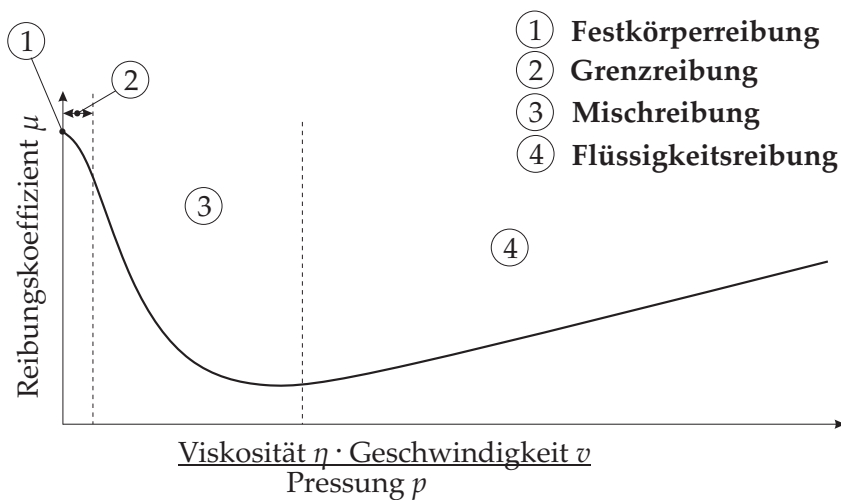


Abbildung 5: Stribeck-Kurve zur Beschreibung der Reibkraft in einem geschmierten Kontakt zwischen zwei Festkörpern in Abhängigkeit von der Reibgeschwindigkeit, der Viskosität des Schmierstoffs und der Pressung im Kontakt [Stro1]

Die *Festkörperreibung* beschreibt den Zustand, bei dem keine Schmierung zwischen den Kontaktpartnern, also ein unmittelbarer Kontakt

vorliegt. Der Reibungskoeffizient ist relativ hoch und es resultiert großer Verschleiß der Kontaktpartner. Weiterhin kann es zu einem Kaltverschweißen kommen.

Grenzreibung liegt vor, wenn sich im Spalt zwischen den beiden Kontaktpartnern nicht genug Schmierstoff befindet, um die Rauheitstäler zu füllen, die Oberflächen nur sehr dünn mit Schmierstoff benetzt sind oder sich hydrodynamische Schmiereffekte noch nicht einstellen. Es liegt in diesem Zustand Grenzschmierung vor, aus der ein geringerer Reibungskoeffizient als bei der Festkörperreibung resultiert.

Mischreibung tritt auf, wenn die Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern zunimmt. Dann wird eine größere Menge Schmierstoff in den Schmierspalt geschleppt, sodass sich ein hydrodynamischer Druck aufbauen kann und eine partielle Trennung der Funktionsflächen erreicht wird. Es sind jedoch weiterhin einige Kontakte zwischen den beiden Reibkörpern vorhanden. Dies führt dazu, dass die Normalkraft teilweise über die vorhandenen Kontakte und teilweise über den Schmierfilm übertragen wird. Es liegt somit eine Teilschmierung vor.

Wird ein noch dickerer hydrodynamischer Schmierfilm aufgebaut, führt dies zu einer vollständigen Trennung der Oberflächen der Reibpartner. Im Zustand der reinen *Flüssigkeitsreibung* liegt dann ein Tragfilm vor, über den die komplette Normalkraft übertragen wird (Vollschmierung). Hierbei ist der abrasive Verschleiß der Kontaktpartner minimal.

3.1.4 *Hydrodynamische Schmierung*

Eine *hydrodynamische Schmierung* liegt vor, wenn der an den Oberflächen der Reibkörper haftende Schmierstoff durch Relativbewegung in einen sich verengenden Spalt gezogen wird. Vor dem engsten Querschnitt staut sich der Schmierstoff, da er durch die Schleppwirkung der Reibkörper nicht komplett abgeführt werden kann. Dadurch resultiert vor dem engsten Schmierspalt ein Überdruck. Wird der Überdruck über der Wirkfläche integriert, so ergibt sich die hydrodynamische Tragfähigkeit. Diese steht mit äußeren Belastungen im Gleichgewicht.

Der Zustand der hydrodynamischen Schmierung lässt sich nur erreichen, wenn bestimmte Voraussetzungen erfüllt werden:

- Es wird ein viskoser Schmierstoff, welcher an beiden Reibpartnern haftet, eingesetzt.
- Es liegt ein sich verengender Schmierspalt vor.
- In den Schmierspalt hinein wird Schmierstoff gefördert.

Bei Dichtungen, wie dem Radialwellendichtring, liegt makroskopisch kein sich verengender Spalt vor. Inwiefern dennoch ein dyna-

mischer Schmierfilmaufbau möglich ist, wird im Abschnitt 3.3.2 diskutiert.

Eine besondere Form der hydrodynamischen Schmierung ist die elastohydrodynamische Schmierung (EHL). Sie tritt auf, wenn sich die Oberflächen eines bzw. beider Reibpartner elastisch verformen. Unterschieden wird hierbei zwischen harter und weicher EHL.

Harte EHL beschreibt die elastische Deformation bei hydrodynamischer Schmierung zwischen Reibpartnern, welche hohe Elastizitätsmoduln aufweisen. In kontraformen Kontakten können elastische Verformungen auftreten, die deutlich größer sind als die minimale Schmierpalthe. Es resultiert ein Druck im Schmierfilm zwischen 0,5 und 4 GPa. Aufgrund dieses hohen Drucks sind bei der Berechnung von harten EHD-Kontakten sowohl die Druckabhängigkeit der Viskosität wie auch die elastische Deformation der Reibpartner zu berücksichtigen. Als Beispiel für harte EHL lässt sich die Schmierung der belasteten Kontaktflächen im Wälzlager anführen.

Bei der *weichen EHL* dagegen liegen lediglich Schmierfilmdrücke im Bereich von bis zu 1 MPa [GPP92] vor. Dies ist zurückzuführen auf die Reibpartner, von denen mindestens einer einen geringen E-Modul aufweist. Dadurch kommt es schon bei geringer Belastung zu einer Verformung. Die Viskosität des Schmierstoffs im Schmierpalt wird durch den relativ kleinen auftretenden Schmierfilmdruck nur geringfügig beeinflusst. Daher kann die Druckabhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffs bei der weichen EHL vernachlässigt werden [Deto8]. Ein typisches Beispiel für weiche EHL ist die Schmierung des Kontakts zwischen elastomerer Dichtkante und metallischer Gegenauflfläche.

3.1.5 Rheologie der Schmierstoffe

Die *Rheologie* beschäftigt sich mit dem Verformungs- und Fließverhalten von Materialien. Eine wichtige rheologische Kenngröße von Schmierstoffen ist die dynamische Viskosität. Diese gibt an, welchen Widerstand ein Fluid einer Scherung entgegenbringt. Die dynamische Viskosität eines Stoffs hängt von der Zeit, der Temperatur, dem Druck und der Scherrate ab. Die Scherrate $\dot{\gamma}$ (auch Schergefälle) beschreibt den Geschwindigkeitsgradienten zwischen den beiden sich relativ zueinander bewegenden Reibkörpern. Wenn die beiden Reibkörper in einem Abstand von h angeordnet sind und die Geschwindigkeiten der Reibkörper v_1 und v_2 sind, so gilt

$$\dot{\gamma} = \frac{\Delta v}{h}, \quad (5)$$

mit

$$\Delta v = v_1 - v_2. \quad (6)$$

Diese Beziehung ist in Abbildung 6 dargestellt und gilt für eine laminare Strömung in engen Spalten. Zur Beurteilung, ob eine laminare Strömung vorliegt, wird die Reynoldszahl, welche das Verhältnis zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften darstellt, herangezogen.

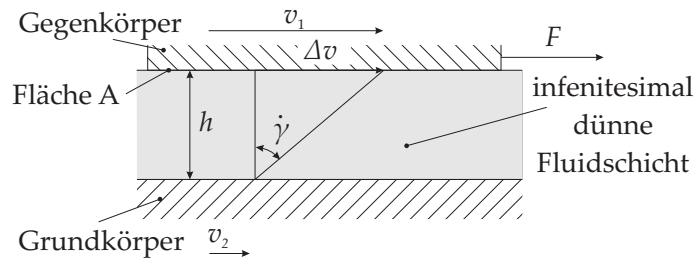


Abbildung 6: Scherrate eines Newtonschen Fluids im Flüssigkeitsspalt

Der Quotient aus Scherkraft F und Reibfläche A ist die Schubspannung τ :

$$\tau = \frac{F}{A}, \quad (7)$$

welche auch als Scherspannung bezeichnet wird. Aus Schubspannung und Scherrate lässt sich für Newtonsche Fluide die dynamische Viskosität η mit

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (8)$$

ermitteln.

Zur Beschreibung der Viskosität hat sich in der Praxis die kinematische Viskosität ν durchgesetzt. Diese kann mit

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (9)$$

aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte ρ berechnet werden.

Die Viskosität eines Schmieröls weist eine Temperaturabhängigkeit auf. Mit zunehmender Temperatur nimmt die Viskosität ab. Nach einem Ansatz von *Vogel* kann die dynamische Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur mit

$$\eta(T) = k \cdot e^{-\frac{b}{c+T}} \quad (10)$$

berechnet werden, wobei k , b und c die Konstanten des verwendeten Schmierstoffs darstellen [MR12]. Zur Beschreibung der Abhängigkeit der kinematischen Viskosität von der Temperatur wird laut *DIN 51563* [DIN11] ein Ansatz von *Ubbelohde* und *Walther* verwendet:

$$\log(\log(\nu + 0,8)) = \log(\log(\nu_1 + 0,8)) - m \cdot \log \frac{T}{T_1} \quad (11)$$

T_1 und ν_1 stellen die Temperatur und die kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei einem bekannten Zustand dar. Ist auch die Richtungskonstante m für den Schmierstoff bekannt, so lässt sich damit die kinematische Viskosität ν für andere Temperaturen T berechnen. Erweiterte Berechnungsansätze, die Temperatur- und Druckabhängigkeit berücksichtigen, finden sich in [GfTo2a].

Bei nicht-Newtonschen Fluiden ist die Viskosität von der Schubspannung abhängig. Bei Mineralölen liegt ein Newtonsches Verhalten beispielsweise bis zu Schubspannungen von ca. 10 MPa vor. Bei höheren Schubspannungen fällt die Viskosität mit zunehmender Schubspannung ab. Weiterhin liegt bei nicht-Newtonschen Fluiden oft eine Abhängigkeit der Schubspannung von der vorausgegangenen Scherbeanspruchung vor. [Det08]

3.2 WÄZLAGERTECHNISCHE GRUNDLAGEN

Lager haben die Aufgabe, einzelne Bauteile einer Baugruppe, die sich relativ zueinander bewegen sollen, in ihrer Lage festzulegen. Dabei können über die Lager je nach Bauform und Festlegung Kräfte unterschiedlicher Richtung und Größe zwischen den Bauteilen übertragen werden. In Abbildung 7 ist der Aufbau eines Rillenkugellagers dargestellt.

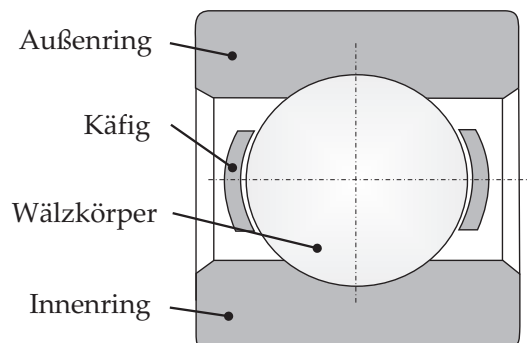


Abbildung 7: Aufbau eines Rillenkugellagers

Wälzlager können mit:

- Öl,
- Festschmierstoff oder mit
- Fett

geschmiert werden. Für 90 % der eingesetzten Wälzlager stellt die Fettschmierung die vorteilhafteste Lösung dar. So kann die Abdichtung und auch die Gehäusegestaltung bei Fettschmierung häufig einfacher und kostengünstiger gestaltet werden. Auch ist lediglich eine geringe Schmierstoffmenge im Vergleich zu einer Ölschmierung erforderlich. Nachteilig an der Fettschmierung von Wälzlagern ist

dagegen, dass Wärme schlecht abtransportiert werden kann. Fettgeschmierte Lager kleiner Baugrößen verfügen häufig über eine Lebensdauerschmierung, müssen also während ihres Einsatzes nicht nachgeschmiert werden.

Die nominelle Lebensdauer eines Wälzlagers kann bei bekannten Lastbedingungen mit der Gleichung

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (12)$$

berechnet werden. L_{10} beschreibt, wie viele Umdrehungen ein Lager mit 90 prozentiger Wahrscheinlichkeit erreicht. C steht dabei für die dynamische Tragzahl, welche die Tragfähigkeit eines Lagers beschreibt. P beschreibt die im Anwendungsfall vorliegende äquivalente dynamische Belastung des Lagers. Der Exponent p ist abhängig von der Lagerbauform.

Je nach Betriebsbedingung, wie Schmierstoffverhältnisse und Verunreinigungen, können Lager in der Realität höhere, aber auch erheblich niedrigerer Gebrauchsdauern erreichen.

3.2.1 Wirkung von Verunreinigungen im Wälzlager

Die Lebensdauer eines Wälzlagers kann durch unterschiedliche Einflussfaktoren, wie beispielsweise Verschmutzungen, z.T. drastisch reduziert werden (vgl. [IJ90], [Wer92], [LW95], [LW98], [NV00], [Gün01]). Laut DIN ISO 281 lässt sich dies in der erweiterten modifizierten Lebensdauerberechnung mittels des Ansatzes

$$L_{nm} = \alpha_1 \cdot \alpha_{ISO} \cdot L_{10} \quad (13)$$

berücksichtigen. Dabei beschreibt α_1 den Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit und

$$\alpha_{ISO} = f\left(\frac{e_C \cdot C_u}{P}, \kappa\right) \quad (14)$$

den Lebensdauerbeiwert, welcher das komplette System betrifft. Das Viskositätsverhältnis κ steht dabei für das Verhältnis der tatsächlichen kinematischen Viskosität des Schmierstoffs zur kinematischen Bezugsviskosität und damit für den Schmierungszustand, während C_u die Ermüdungsgrenzbelastung darstellt. Der Verunreinigungsbeiwert e_C ist abhängig vom Verunreinigungsgrad. Es wird laut DIN ISO 281 unterschieden zwischen Klassen, die von extremer Sauberkeit (Laborbedingungen, Partikel in der Größenordnung der Schmierfilmhöhe) bis hin zu starker Verschmutzung (Lagerumgebung stark verunreinigt, Lageranordnung nicht angemessen abgedichtet) bzw. sehr starker Verunreinigungen reichen. [DIN10]

3.2.1.1 *Forschungsarbeiten zu den Folgen fester Verunreinigungen im Wälzlager*

Dreschmann untersuchte 1983 unterschiedliche integrierte Dichtungsbauformen für den Einsatz in Radlagereinheiten. Dabei verwendete er ein Gemisch aus Wasser und Sand und beaufschlagte damit die Dichtstelle. Er stellte fest, dass es durch den abrasiv wirkenden Sand zu einem stärkeren Einlaufen der Dichtung in den Innenringbord und somit zu einem erhöhten Verschleiß von Dichtung und Gegenlauffläche kam. Die Lebensdauer des Wälzlagers wurde analog zum Verschleiß des Dichtsystems im Vergleich zu einem abgedichteten Lager, welches mit reinem Wasser beaufschlagt wurde, ebenfalls erheblich heruntergesetzt. [Dre83]

Zinecker mengte einem Schmierstoff eine definierte Menge Partikel bei und beaufschlagte damit Kegelrollenlager. Während des Betriebs dieser Lager zeichnete er die erhöhte Schallemission auf, die aufgrund von überrollten Eindrücken im Lager auftrat [Zin84].

Dreschmann erklärt in einer weiteren Veröffentlichung ebenfalls, dass Eindrücke, welche durch Partikel verursacht wurden, das Laufgeräusch des Lagers erhöhen und schließlich zu einem Pitting und damit zu einem Ermüdungsschaden führen können. Er hebt hervor, dass die Größe und Härte der überrollten Partikel entscheidend für die Lebensdauer sind. Darüber hinaus weist *Dreschmann* darauf hin, dass kleine Lager mit kleinen Druckellipsen zwischen Rollkörper und Laufbahn empfindlicher auf Verunreinigungen gleicher Partikelgröße reagieren als größere Lager [Dre86]. Auch sind Lager mit Punktberührung zwischen Wälzkörper und Lagerring aufgrund der höheren Flächenpressung stärker gefährdet als Lager mit Linienberührung in gleicher Baugröße.

Brändlein und *Lorösch* untersuchten den Einfluss fester Verunreinigungen in Getriebeölen auf die Lebensdauer von Wälzlager. Hierbei wurden die Innenringe von Schrägkugellagern mit Eisenspänen, Schleifspänen, Formsandkörnern und Korundkörnern vorgeschädigt und die Lager unter sonst idealen Betriebsbedingungen Lebensdauertests unterzogen. In Abbildung 8 sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen aufgeführt: Eine deutliche Lebensdauerreduzierung ist besonders bei eingetretenen Korund- oder Formsandpartikeln zu beobachten [BL86].

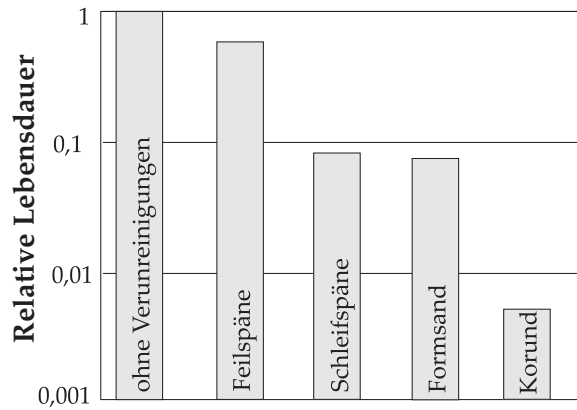


Abbildung 8: Reduzierung der relativen Lebensdauer eines Wälzlagers bei Zutritt von festen Verunreinigungen [BL86]

Einen wesentlichen Einfluss auf die Ausfallwahrscheinlichkeit eines Lagers nach Partikelüberrollung hat die Spannung im Kontaktmaterial, welche direkt an den Kanten eines Eindrucks überhöht ist. Dauerhafte hohe Spannungen führen zur frühzeitigen Ermüdung und damit zu auftretenden Gefügeveränderungen mit Ablätterungen der Oberflächenschichten [AK87]. Grübchenschäden (=Pittings) entstehen (siehe Abbildung 9).



Abbildung 9: Entstehung eines Grübchenschadens (=Pitting) nach Partikelüberrollung nach [FAGoo], *links*: zum Zeitpunkt der Schadensermittlung, *Mitte*: nach 1000 Betriebsstunden, *rechts*: nach 1200 Betriebsstunden

Wennhorst gibt in einer Veröffentlichung aus 2006 eine Zusammenfassung des Kenntnisstandes bezüglich der Schädigungsmechanismen in EHD-Wälzkontakten bei Anwesenheit von Schmierstoffkontaminationen. Er geht hierbei detaillierter auf den Lebensdauerbeiwert α_{ISO} ein. [WPo6]

Aßmann stellt in seiner Arbeit heraus, dass Partikel, welche eine Größenordnung von 1 bis 20 μm aufweisen, besonders kritisch sind, da deren Größe in etwa der des Schmierpaltes entspricht. Zudem weist er darauf hin, dass der Eintrag weicher Partikel (z.B. Dichtmaterial oder Alterungsprodukte des Schmierstoffs) in ein Wälzlager weniger kritisch ist [Aßm06].

In einer aktuellen Veröffentlichung zeigen Morales-Espejel und Gabelli, dass Eindrücke in die Laufbahnen, welche eine große Tiefe, eine

große Ausdehnung oder scharfe Kanten aufweisen, eine Schädigung des Lagers besonders begünstigen. Flache Eindrücke mit einer großen Breite entstehen beispielsweise, wenn duktile Partikel in ein Wälzlager eintreten und im Kontakt in die Laufbahn gedrückt werden (siehe Abbildung 10 *links*). Spröde Partikel dagegen zerbrechen beim Eintritt in den belasteten Kontakt und bewirken bei Überrollung eine Anhäufung kleiner Eindrücke. Mürbe zähe Partikel verursachen eine große Materialanhäufung im Kontakt, welche zu Eindrücken mit scharfen Kanten führt [MEG12].

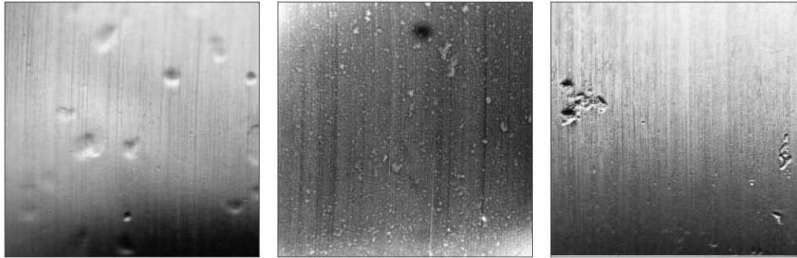


Abbildung 10: Eindrücke von Partikeln in die Laufbahn eines Wälzlagers, *links*: Eindrücke von weichen Fremdkörpern, *Mitte*: Eindrücke eines Formkörpers aus gehärtetem Stahl, *rechts*: Eindrücke harter mineralischer Fremdkörper [FAGoo]

Neben den bisher vorgestellten Auswirkungen von Partikelzutritt auf die Reduzierung der Lebensdauer und die Erhöhung der Schallemission wird in einer Veröffentlichung von *Gabelli, Ioannides* und *Miglietta* der Verschleiß als Folge des Partikelzutritts betrachtet. Sie untersuchten dafür 1996 an Rillenkugellagern unterschiedliche Maßnahmen, um den Verschleiß durch Partikelzutritt zu reduzieren:

1. Wärmebehandlung der Bauteile des Rillenkugellagers
2. Einsatz verschleißfester Materialien für das Rillenkugellager
3. Einsatz von berührenden Dichtscheiben
4. Einsatz von reibungsarmen Dichtscheiben
5. Einsatz von berührungslosen Deckscheiben

Die Autoren untersuchten jeweils zwei Rillenkugellager, die mit einer Axial- und einer Radialkraftkomponente beaufschlagt wurden. Die Lager wurden jeweils in einem separaten Ölbad betrieben, welchem Partikel mit hoher Härte und einer Größe zwischen 5 und 50 μm beigemischt waren. Die untersuchten Lager wurden 100 Stunden bei einer Drehzahl von 4500 min^{-1} betrieben. Der Verschleiß wurde gravimetrisch und anhand der Vergrößerung des Axialspiels ermittelt.

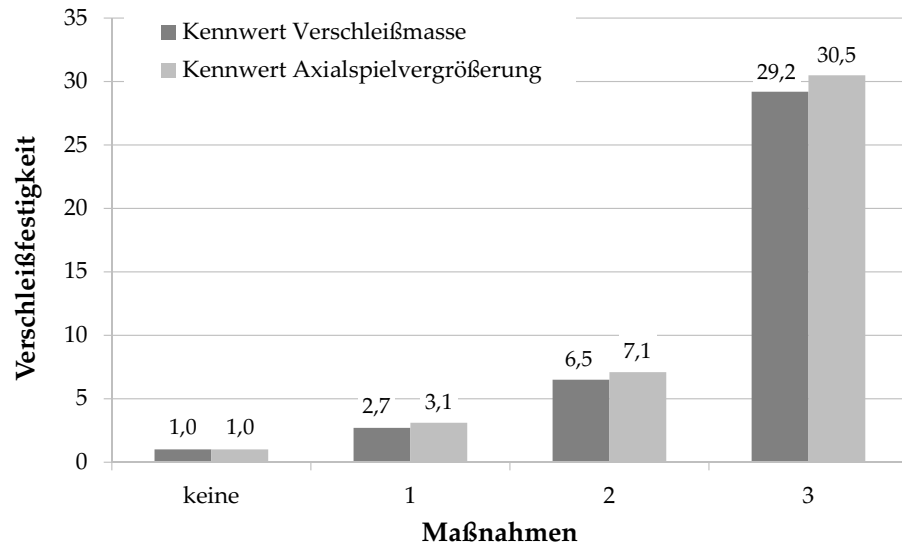


Abbildung 11: Reduzierung der Verschleißfestigkeit durch geeignete Maßnahmen nach zuvor genannter Auflistung, Ergebnisse von Funktionsversuchen, 100 Stunden bei 4500 min^{-1} , Rillenkugellager Typ 6305 [GIM96]

Die Ergebnisse der Versuche mit den unterschiedlichen Maßnahmen sind in Abbildung 11 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die deutlichste Steigerung der Verschleißfestigkeit mit dem Faktor 30 mit integrierten Dichtscheiben erreicht wird (Maßnahme 3). [GIM96]

3.2.1.2 Forschungsarbeiten zu den Folgen flüssiger Verunreinigungen im Wälzlager

Auch ein reiner Wasserzutritt führt bei Wälzlagern zu einer erheblichen Lebensdauerreduzierung. Eine deutliche Lagerlebensdauerreduzierung um ca. 50 % ist laut *Ioannides* und *Jacobson* bereits bei einem Wassergehalt von 0,01 % im Wälzlagerfett möglich. [IJ90]

Tchemtchoua berichtet von einer Lebensdauerreduzierung von ca. 50 % bei Schräg- und Kegelrollenlagern bei einem Wassergehalt von 0,1 bis 0,5 %. Die beschädigten Laufbahnen der ausgefallenen Wälzlager, welche mit einer wechselnden Axialkraft und kontinuierlicher Salzwasserzufuhr beaufschlagt wurden, weisen laut *Tchemtchoua* sowohl vermehrte Riffelbildung als auch verstärkte Korrosion im Vergleich zu den nicht mit Salzwasser beaufschlagten Wälzlagern auf. Abbildung 12 zeigt eine REM-Aufnahme des Innenrings des Prüflagers, welches mit Salzwasser beaufschlagt und mit dem Versuchsfett C-LiCa/PAO 400 geschmiert wurde.

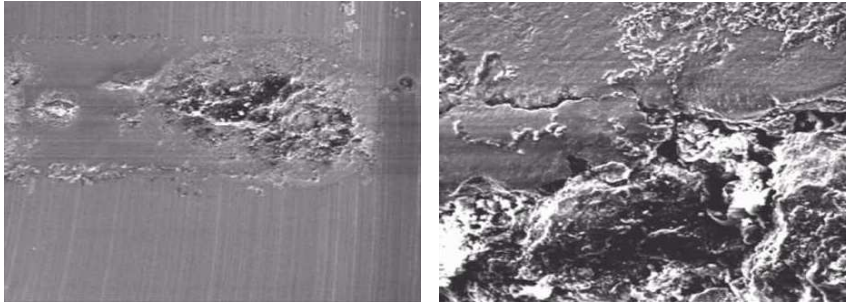


Abbildung 12: REM-Aufnahme aus [Tcho8], *links*: Riffelmarke in Laufbahn des Innenrings eines Wälzlagers, *rechts*: Detailansicht einer Riffelmarke mit verzweigten Rissen senkrecht zur Oberfläche

In der Abbildung sind deutlich grobe Ausbrüche zu erkennen. In der Detailansicht wird ein Ausbruch mit Rissbildung und beginnender Abplatzung deutlich. [Tcho8]

Brenner erklärt diese Schädigungen an den Laufbahnen damit, dass sich beim Eindringen von Wasser in das Lager Wasserstoff abspaltet und in das Metallgitter des Gegenlaufflächen-Werkstoffs eindringt. Dadurch wird die Festigkeit herabgesetzt, sodass bereits geringe Beanspruchungen zu einer Versprödung führen. Besonders an Rissenden im Werkstoff bewirkt laut *Brenner* eine vermehrte Ansammlung des Wasserstoffs verstärktes Risswachstum. Hieraus resultieren Ausbrüche an der Oberfläche. Eine somit entstehende Spannungsüberhöhung durch Kerbwirkung und verringerte Kontaktfläche führt zu einem Risswachstum bis in weitere Tiefen. Durch Vereinigungen von Rissen kommt es dann zur Grübchenbildung. Diese Grübchenbildung ist laut *Brenner* bei Wasserzugabe viel früher zu beobachten als unter Versuchsbedingungen ohne Zugabe von Wasser. [Bre09]

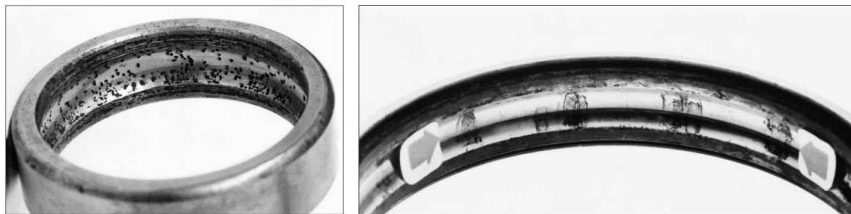


Abbildung 13: Schäden durch Wassereintritt ins Wälzlager aus [FAGoo], *links*: Rostbildung am Außenring eines Rillenkugellagers, *rechts*: Korrosionsnarben in der Laufbahn im Wälzkörperabstand

Darüber hinaus sind laut einer Veröffentlichung von *FAG* bei einem Wassereintritt und damit einem stark verdünnten Schmierstoff bei gleichzeitig druckpolierten Laufflächen auch flache Pittings in Muschelform zu finden [FAGoo]. Zudem können Korrosionsschäden ausgelöst werden, wenn eingetretene Feuchtigkeit den Korrosionsschutz des Lagers zerstört. Dies ist in Abbildung 13 dargestellt.

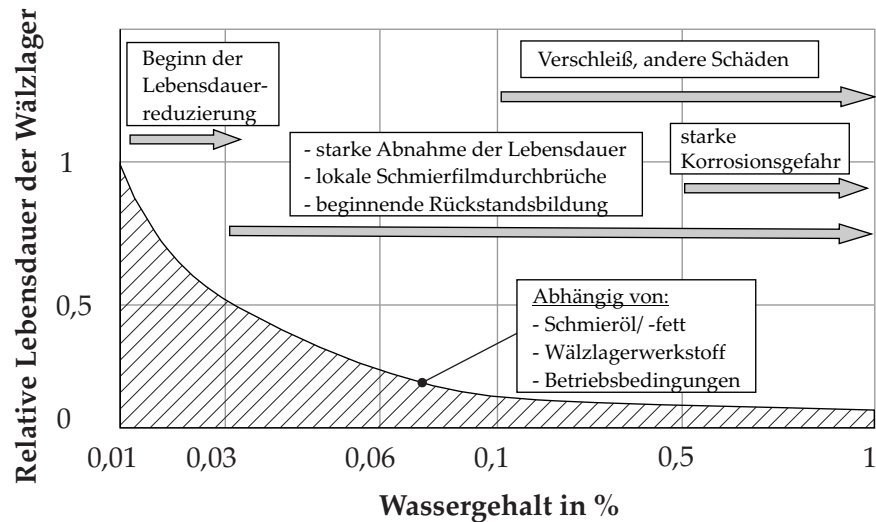


Abbildung 14: Einfluss des Wassergehaltes auf die relative Lebensdauer von Wälzlagern bei Ölschmierung nach [GAV01]

Abbildung 14 zeigt an einem Beispiel mit Ölschmierung, welchen Einfluss der Wassergehalt auf die relative Lebensdauer von Wälzlagern ausübt. Dabei ist zu erkennen, dass die dargestellte qualitative Funktion von den Parametern Schmierstoff, Wälzlagerwerkstoff und den Betriebsbedingungen (z. B. Betriebstemperatur) abhängig ist.

In Zusammenhang mit dem Zutritt flüssiger Verunreinigungen zum Wälzlager sind weiterhin noch die Forschungsarbeiten von *Schatzberg* und *Felsen* [SF68], [SF69], *Gold* und *Fassbender* [GF98], *Gold* et al. [GAV01], sowie die Arbeit von *van de Sandt* et al. [SGLA02] zu nennen.

3.3 DICHTUNGSTECHNISCHE GRUNDLAGEN

Dichtungen werden verwendet, um zwei Medien in unterschiedlichen Räumen voneinander zu trennen (siehe Abbildung 15). Diese Medien könnten sich über einen Spalt zwischen den beiden beteiligten Bauteilen 1 und 2 austauschen. In diesen Spalt wird eine Dichtung eingebaut, um den Austausch zu verhindern bzw. zu kontrollieren. Denn es kann zwischen den beiden Medien auch ein bedingter Austausch zugelassen werden oder sogar erwünscht sein. Eines der beiden Bauteile ist stillstehend, das andere kann sowohl stillstehen als auch eine Relativbewegung (Rotation, axiale oder radiale Bewegung) ausführen. Bewegen sich die beiden Bauteile nicht relativ zueinander, so wird eine statische Dichtung verwendet. Liegt eine Relativbewegung vor, so kommt eine dynamische Dichtung zum Einsatz. Je nach Bewegungsrichtung werden unterschiedliche Dichtungsbauformen verwendet.

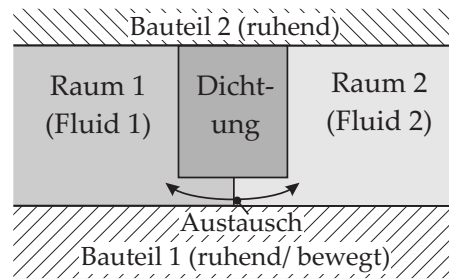


Abbildung 15: Schematische Darstellung eines Dichtsystems

Im Folgenden werden die dynamischen Dichtungen detaillierter betrachtet. Ausführliche Grundlagen zu statischen Dichtungen finden sich zum Beispiel in [MN98].

Im Allgemeinen können dynamische Dichtungen entweder berührend oder nicht berührend ausgeführt werden (vgl. Abbildung 16).

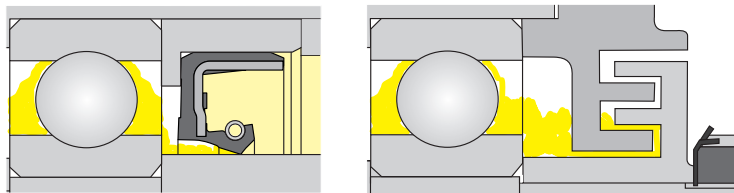


Abbildung 16: Dynamische Dichtungen, *links*: berührende Bauform (Radialwellendichtring), *rechts*: nicht-berührende Bauform (Labyrinthdichtung)

Bei nicht-berührenden Dichtungen entsteht ein konstruktiv fest definierter Spalt, durch den ein Austausch stattfinden kann. Dieser Austausch kann durch eine Förderwirkung, wie beispielsweise in Abbildung 16 *rechts* gesteuert werden. Hier entsteht eine Stauwirkung, um das notwendige Minimum an Fett zurückzuhalten, und eine Förderwirkung durch Fliehkraft, die das überschüssige Fett und mögliche Verunreinigungen nach außen transportiert.

Eine Berührungsdichtung wird dagegen eingesetzt, um den Spalt zwischen zwei Bauteilen so weit wie nötig zu minimieren. Auch bei den berührenden Dichtungen ist jedoch zumindest immer ein Dichtspalt in der Größenordnung der Oberflächenrauheiten vorhanden. Die Dichtung wird in der Regel im stehenden Bauteil eingebaut und hat an der Dichtkante Kontakt zum bewegten Bauteil. Die Kontaktfläche des bewegten Bauteils wird als Gegenlauffläche bezeichnet.

Als Materialien der Dichtungen werden häufig spezielle Dichtwerkstoffe, z.B. Elastomere wie Fluorkarbon-Kautschuk (FKM), Acrylnitrilbutadien-Kautschuk (NBR), Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk (HNBR) oder Polymere wie z.B. Polytetrafluorethylen (PTFE) eingesetzt. Elastomere weisen die Besonderheit eines viskoelastischen Materialverhaltens auf. Dies bedeutet, dass diese Werkstoffe bei einer

länger andauernden konstanten Spannungsbelastung kriechen, also eine fortschreitende Deformation aufweisen. Außerdem zeigen diese Werkstoffe ein Relaxationsverhalten: Bei konstanter Deformation des Bauteils nimmt die Spannung innerhalb des Werkstoffs mit der Zeit ab.

3.3.1 Dynamische Dichtungen

Abhängig von der Art der Relativbewegung zwischen Dichtung und Gegenauflfläche werden entweder Translations- (z. B. Stangendichtung) oder Rotationsdichtungen (z. B. Radialwellendichtring) eingesetzt. Weiterhin können beispielsweise durch Schwingungen radiale und axiale Mikrobewegungen zwischen Dichtkante und Gegenauflfläche stattfinden, welche für den Anwendungsfall durch geeignetes Material und geeignetes Dichtungsdesign abgefangen werden müssen. Außerdem wird je nach Lage des Dichtkontakts zwischen radialen und axialen Dichtungen unterschieden.

Im Weiteren wird stellvertretend für die dynamischen Radialdichtungen der Radialwellendichtring (RWDR) als typische Bauform vorgestellt. Dieser ist in Abbildung 17 dargestellt und nach DIN3760 [DIN96] genormt.

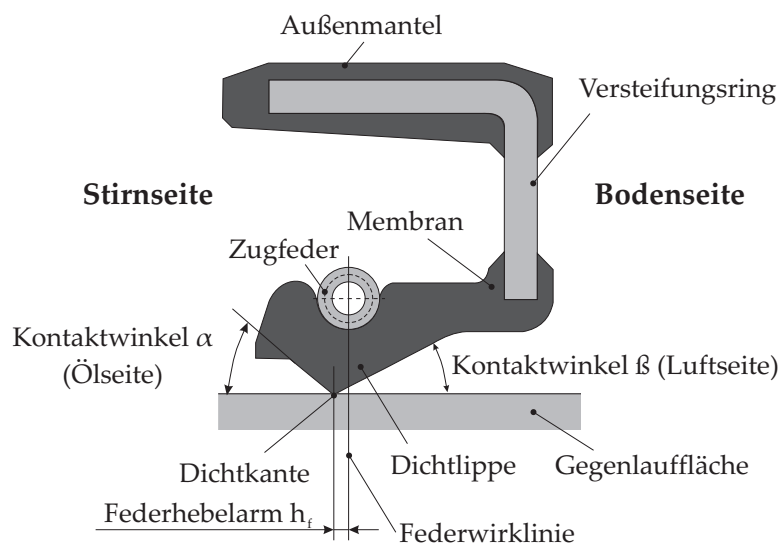


Abbildung 17: Querschnitt eines Radialwellendichtrings

Der RWDR besteht aus einem Elastomer, welches auf einen Versteifungsring aufvulkanisiert wird. Der meist vorhandene äußere Elastomerteil bildet den Außenmantel, welcher in eine Gehäusebohrung gepresst wird und zur statischen Abdichtung zwischen RWDR und Gehäuse dient. Der innere Elastomerteil bildet die Membran und die Dichtlippe. Die Dichtlippe kann unterschiedlich lang ausgeführt werden. Eine lange Dichtlippe ist z. B. vorteilhaft bei Exzentrizität der Gegenauflfläche, bietet aber gleichzeitig auch eine große Angriffsfläche für einen anliegenden Druck. Die Dichtkante ist über die Membran

elastisch aufgehängt. Durch eine initiale Überdeckung von Dichtkante und Gegenauflfläche wird nach der Montage eine Anpressung der Dichtkante auf die Gegenauflfläche erzielt.

Diese Anpressung wird bei RWDR durch eine Zugfeder verstärkt. Eine Übersicht über unterschiedliche Möglichkeiten zur Aufbringung der initialen Anpressung bei Dichtungen zeigt Abbildung 18.

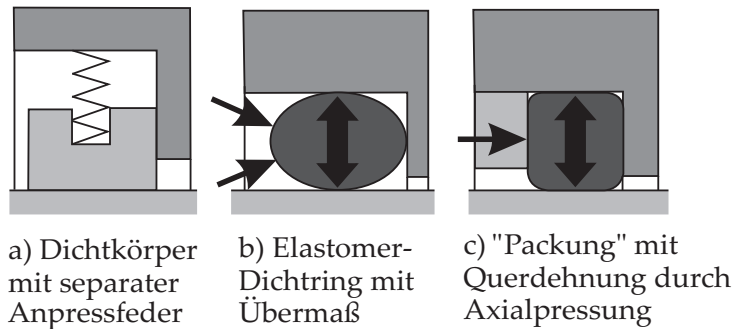


Abbildung 18: Methoden zur initialen Anpressung einer Dichtung an die Gegenauflfläche nach [Mül90]

Die Zugfeder ist vom Dichtkontakt aus um einen kleinen Betrag Richtung Bodenseite versetzt. Dieser Versatz wird als positiver Federhebelarm h_f bezeichnet, welcher dazu dient, die Lage der Dichtlippe zu stabilisieren und den Pressungsverlauf im Dichtkontakt im Hinblick auf die Ausbildung einer Förderwirkung positiv zu beeinflussen (vgl. Abschnitt 3.3.4).

Die aus der Überdeckung resultierende Kraft, welche durch die montierte Dichtung im Kontakt auf die Gegenauflfläche ausgeübt wird, wird Radialkraft F_R genannt. Sie wird durch die initiale Anpressung, aber auch durch andere Faktoren beeinflusst. Einer dieser Faktoren ist die Temperatur. Eine größere Temperatur führt dazu, dass die Radialkraft durch die thermische Ausdehnung und die Änderung der Materialeigenschaften des Elastomers je nach Bauform verstärkt oder verringert wird.

Der RWDR wird so eingesetzt, dass sich auf der Stirnseite das abzudichtende Fluid und auf der Bodenseite in den meisten Anwendungsfällen Umgebungsluft befindet. Tritt zwischen beiden Seiten ein Relativdruck auf, so beeinflusst dieser die Radialkraft der Dichtung ebenfalls. Wie in Abbildung 19 aufgezeigt, wird die im Drehpunkt D befestigte Membran durch die Druckkraft eines stirnseitig vorliegenden Überdrucks fester an die Gegenauflfläche gedrückt. Die Anpresskraft wird verstärkt. Ein Unterdruck auf der Stirnseite dagegen reduziert die Anpresskraft der Dichtung auf die Gegenauflfläche.

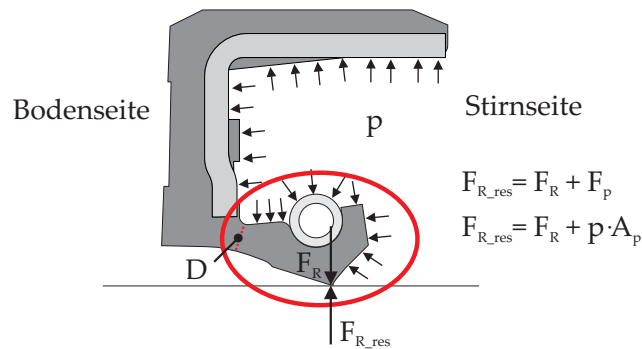


Abbildung 19: Beeinflussung der Radialkraft eines RWDR durch einen auf der Stirnseite anliegenden Überdruck

Im Betrieb entsteht im Kontaktbereich Reibungswärme, die bei verstärkter Anpressung umso größer ist. Diese kann zu Materialveränderungen und bis hin zum Ausfall des Dichtsystems führen. Aus diesem Grund gibt es Empfehlungen für einen maximal anliegenden Druck auf der Stirnseite. Ein Beispiel ist in Abbildung 20 dargestellt.

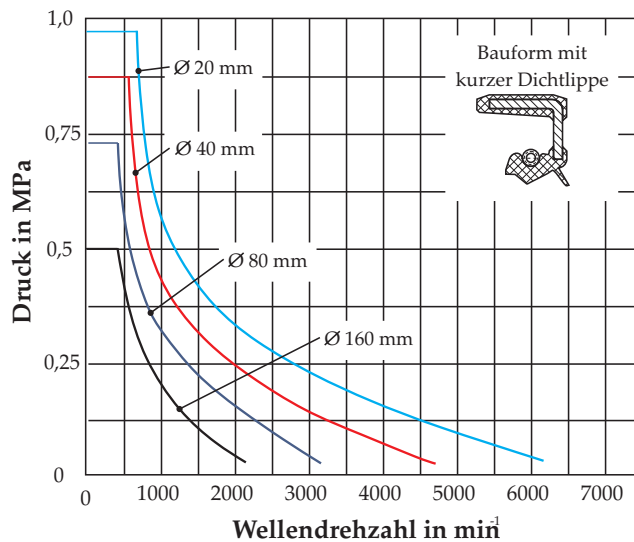


Abbildung 20: Zulässiger Überdruck bei RWDR mit kurzer Dichtlippe [Tie11]

3.3.2 Tribologie dynamischer Radialdichtungen

Wird die Welle in einer berührenden Elastomerdichtung in Bewegung gesetzt, so liegt zunächst Festkörperkontakt vor, was zu einem hohen Losbrechmoment führt. Die Rauheitserhebungen des Dichtungsmaterials haben sich während des Stillstands aufgrund des viskoelastischen Verhaltens des Elastomers an die Rauheiten der Gegenlauf­fläche angepasst. Dies bedeutet, dass bei längerer Stillstandszeit das Losbrechmoment umso größer ist. Auch eine höhere Radialkraft bewirkt laut Meyer et al. ein größeres Losbrechmoment [MEFW06]. Van Leeuwen untersuchte einen Kontakt zwischen Dichtlippe und optisch glatter Scheibe unter oszillierenden Bewegungen. Dies ist ver-

gleichbar mit einem Dichtkontakt, in dem eine Welle geschwenkt wird. Die Dichtung weist im Kontaktbereich keine ideal glatte Oberfläche auf, sondern besteht aus vielen Rauheitserhebungen und -tälern. Die Rauheitserhebungen werden bei der Montage auf der Gegenlauf­fläche abgeplattet. *Van Leeuwen* nutzte diese unebene Oberfläche, um die Verschiebung einzelner Punkte bei Bewegung der optisch glatten Scheibe zu beobachten. Er ermittelte eine Verschiebung der einzelnen Beobachtungspunkte auf dem Dichtungsmaterial um bis zu $100\ \mu\text{m}$ in die jeweilige Schwenkrichtung der Scheibe. Dies bedeutet, dass sich in der Zeit, in der das Gummi im Kontakt mitgezogen wird, noch kein Schmierfilm aufbauen kann, da keine hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit vorliegt. [LPM11]

Erst wenn die maximal übertragbare Schubspannung im Kontakt überschritten wird, löst sich der Kontakt und die einzelnen Rauheitserhebungen des Gummis federn elastisch zurück, sodass sich kurzzeitig eine Geschwindigkeitsdifferenz einstellt. Diese führt dazu, dass die abgeplatteten elastomeren Rauheitserhebungen so lange auf einem dünnen mikro- (μ) -elastohydrodynamischen Ölfilm gleiten, wie eine ausreichende hydrodynamisch wirksame Summengeschwindigkeit vorhanden ist. Dieser Vorgang kann also als eine Form von Stick-Slip auf der Ebene der Rauheitserhebungen interpretiert werden, welcher bei ausreichender hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit schließlich in ein Gleiten auf einem kontinuierlichen Schmierfilm übergeht.

An jeder ansteigenden Flanke des Rauheitsprofils bildet sich in der Schlepplströmung dann ein kleines Druckfeld, wie in Abbildung 21 dargestellt ist, aus. Dadurch wird die Radialkraft teilweise aufgenommen und die Rauheitskontakte werden entlastet, sodass sie ausfedern und die Dichtlippe abzuheben beginnt.

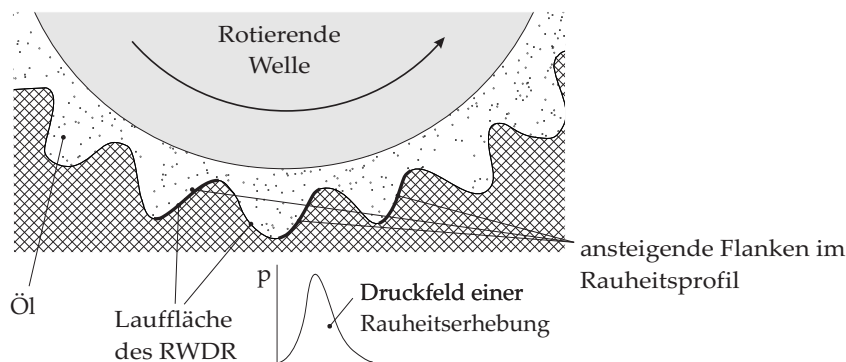


Abbildung 21: Elastohydrodynamische Schmierfilmbildung im Dichtspalt eines RWDR nach [Mül90]

Dichtungen, die eine große Radialkraft aufweisen, bewirken im Betrieb eine große Reibleistung im Dichtkontakt. Das Reibmoment bzw. die Reibleistung im Dichtkontakt ist außerdem von vielen weiteren Faktoren, wie z.B. von der Gleitgeschwindigkeit im Dichtkontakt, der

Viskosität des verwendeten Schmierstoffs sowie von der Geometrie der Dichtung, abhängig. Zur Berechnung von Reibleistung und Temperatur im Dichtkontakt kann der Reibungskoeffizient μ verwendet werden. Dieser hängt vom Schmierzustand ab und kann auf unterschiedliche Weise gemessen oder berechnet werden. Einen Ansatz dazu stellt die Gümbelzahl G dar, welche sich zu

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p} \quad (15)$$

berechnet. Der Verlauf des Reibungskoeffizienten über der Gümbelzahl wurde bei unterschiedlichen Betriebszuständen experimentell ermittelt. Er scheint prinzipiell dem *Stribeck*-Diagramm hydrodynamischer Gleitlager zu entsprechen. [Mül90]

Wird das Reibmoment einer Dichtung über der Gleitgeschwindigkeit bzw. Drehzahl aufgetragen, so zeigt sich nach neueren Erkenntnissen der Verlauf aus Abbildung 22. Dieser Verlauf ähnelt dem einer *Stribeck*-Kurve, weist jedoch deutliche Unterschiede auf. Bezüglich kleiner Drehzahlen ermittelten *Poll* und *Wennhorst*, dass an der Stelle des Reibungsminimums und auch bei Gleitgeschwindigkeiten bis zu 0,43 m/s die Schmierfilmdicke noch unterhalb der Summenrauheit von Gegenauflfläche und Dichtung liegt. Dies zeigt, dass auch bei Drehzahlen oberhalb des Reibungsminimums ein Betrieb im Mischreibungsgebiet stattfindet. Das Reibungsminimum bei sehr kleiner Gleitgeschwindigkeit ist darauf zurückzuführen, dass sich dünne μ -elastohydrodynamische Schmierfilme unter den abgeplatteten elastomeren Rauheitserhebungen bilden. Die zentrale Schmierfilmdicke in diesen mikro-elastohydrodynamischen Kontakten ist schon bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten größer als die Gegenflächenrauheit, sodass die Elastomerreibung nicht mehr wirksam wird. Die Dichtungsgesamtreibung resultiert dann nahezu ausschließlich aus viskoser Flüssigkeitsreibung. [WP13]

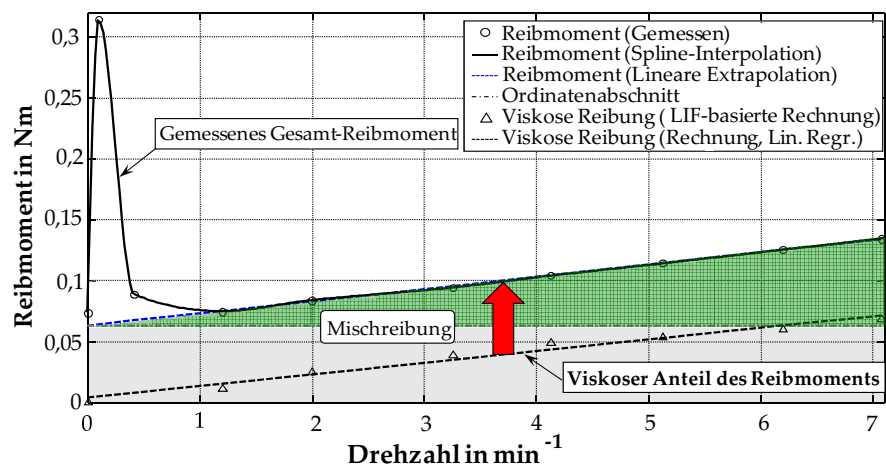


Abbildung 22: Reibmoment bestehend aus viskosem Anteil und Mischreibungsanteil [WP09]

Die Reibleistung im Dichtkontakt, welche als thermische Leistung abgeführt wird, resultiert in einem lokalen Anstieg der Temperatur. Die Differenz zwischen maximaler lokaler Temperatur im Dichtkontakt und Ölsumpftemperatur wird als Übertemperatur bezeichnet. Beispielhaft ist in Abbildung 23 die Übertemperatur im Dichtkontakt für einen RWDR mit einer kurzen Dichtlippe dargestellt. Deutlich erkennbar ist die Abhängigkeit der Übertemperatur von der Drehzahl und vom Druck, welcher bereits in Abschnitt 3.3.1 behandelt wurde.

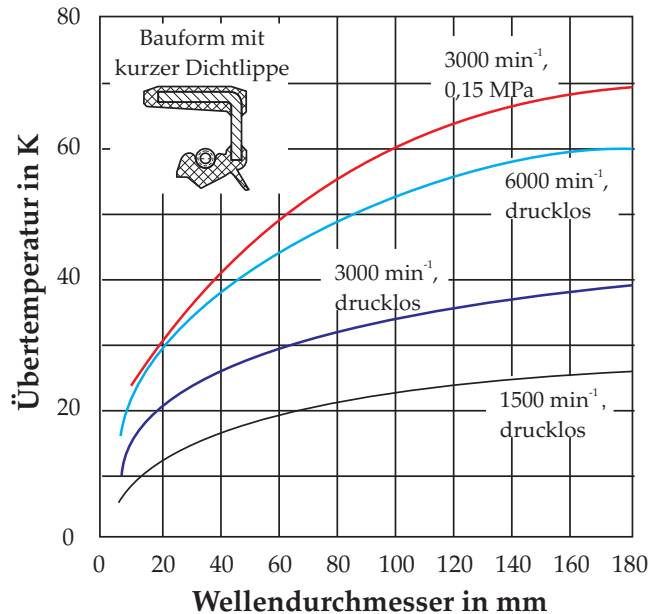


Abbildung 23: Übertemperatur unter der Dichtkante eines RWDR in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl und dem -durchmesser [Tie11]

Wie erläutert, existiert bei Rotationsdichtungen eine starke thermische Beanspruchung im Dichtkontakt, welche negative Auswirkungen auf die Lebensdauer der Dichtung hat (vgl. Abschnitt 3.3.3). Ein primäres Ziel, um die Lebensdauer einer Dichtung zu verlängern, ist es demnach, die thermische Belastung zu reduzieren. Zunächst muss für eine solche Reduzierung jedoch die thermische Beanspruchung bekannt sein. Hierfür gibt es unterschiedliche Untersuchungsverfahren.

Upper untersuchte 1968 die Temperatur im Dichtkontakt mittels eines Eisen-Konstantan-Thermoelements, welches in die Dichtung eingebracht wurde [Upp68]. Diese Methode wies den Nachteil auf, dass sich das Thermoelement nicht direkt im Kontakt, sondern in gewisser Entfernung vom Dichtkontakt im Elastomer befand. *Wollesen* untersuchte 1993 die Temperatur im Dichtkontakt mit einem Thermoelement, welches er in die Gegenlauffläche einklebte (siehe Abbildung 24).

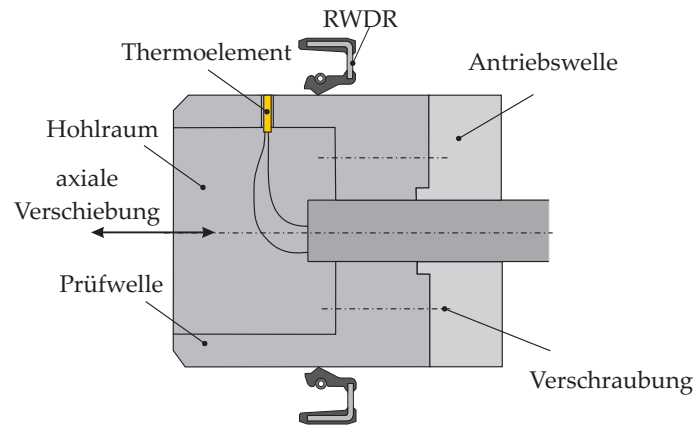


Abbildung 24: Prinzip zur Temperaturmessung im Dichtkontakt nach [Wol93]

Anschließend wurde es mit der Gegenauflfläche zusammen geschliffen, um eine möglichst gleichmäßige Oberfläche zu erzeugen. Damit der Dichtkontakt exakt über dem Nickelchrom/Nickel-Thermolement positioniert werden konnte, wurde die Welle axial beweglich ausgeführt [Wol93]. Einen großen Vorteil dieser Methode stellt die Messposition direkt im Kontakt dar. Jedoch werden aufgrund der Klebestelle in der Gegenauflfläche die lokale Wärmeleitfähigkeit und die Kontaktbedingungen beeinflusst.

Daubner, Winter und Haas verwendeten 2010 eine Thermographiekamera zur Ermittlung der Temperatur nahe dem Dichtkontakt. Nachteilig an dieser Methode ist wiederum, dass die Temperatur nicht direkt im Kontakt ermittelt werden kann. Daher wurde zusätzlich auch die Temperatur im Dichtkontakt mittels Thermolement in der Welle bestimmt. Außerdem erstellten die Autoren ein Modell zur Bestimmung der Temperatur im Dichtkontakt mittels CHT-Analyse. Dafür bestimmten sie die turbulente Strömung der Luft und des Öls in der Umgebung der Prüf- und Antriebswelle. Aus der stationären turbulenten CHT-Analyse ermittelten sie die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK), aus denen sie gemittelte WÜK berechneten. Diese wurden in einer Strukturmechanik-Wärmeübergangssimulation als Randbedingung eingesetzt. Auf diese Weise ließ sich ein Temperaturkennfeld der eingebauten Dichtung berechnen. Dies zeigt die Temperaturen der Dichtung, der Gegenauflfläche und der Umgebung in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen auf. Mit dieser Simulation und den Messungen der Temperatur nahe dem Dichtkontakt glichen die Autoren zudem die Messungen mit der Thermographiekamera ab. [DWH12]

Eine vereinfachte Methode zur Berechnung der Temperatur im Dichtkontakt wurde 2011 von Dewitz und Engelke vorgestellt. Die Autoren haben mit konstanten Oberflächentemperaturen und Emissionsgraden ein Finite Elemente (FE) -Modell mit lokalen WÜK aufgestellt. Zur Bestimmung dieser WÜK wurden Vereinfachungen wie beispielsweise eine unendlich lange Prüf- und Antriebswelle und eine vereinfachte Geome-

trie der umgebenden Gehäusebauteile getroffen. Es wurde angenommen, dass das gesamte zuvor gemessene Reibmoment in Form von Wärme im Kontakt in die Dichtung eingetragen wird. Die mit diesem Modell berechneten Temperaturen wurden mit gemessenen Werten im Dichtkontakt verglichen. Zur Messung kam die zuvor vorgestellte Methode zum Einsatz, die von *Wollesen* entwickelt wurde. Zwischen berechneten und gemessenen Werten beträgt die Abweichung maximal 10 %. [ESD11]

Ein von *Engelke* veröffentlichtes phänomenologisches Modell zur Reibungs- und Temperaturberechnung beschreibt die Gesamtreibung im Dichtkontakt als Summe eines Grenzreibanteils und eines viskosen von der Gleitgeschwindigkeit abhängigen Anteils:

$$M_{\text{ges}} = M_0 + M_{\eta} \quad (16)$$

$$M_{\text{ges}} = \mu_0 \cdot F_R \cdot r_G + \eta(T) \cdot \frac{b}{\sum R_p} \cdot r_G^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n \quad (17)$$

Die Grundlage hierfür bildet die Annahme, dass sich die Reibung einer Dichtung aus einem Grenzreibungsanteil M_0 und einem viskosen Reibungsanteil M_{η} zusammensetzt. Dieser Ansatz stützt sich auf die Annahme, dass im Betrieb einer dynamischen Berührungsdichtung auch jenseits des Reibungsminimums Mischreibung mit einem entsprechenden Grenzreibungsanteil vorliegt (vgl. Abbildung 22).

Mit diesem Ansatz ist es möglich, das Reibmoment einer Dichtung iterativ zu bestimmen. Die dafür benötigten Parameter (vgl. Gleichung 17) konnten für die RWDR, welche bei *Engelke* zum Einsatz kamen, experimentell bestimmt werden. Die Breite des Dichtkontakts b ermittelte *Engelke* optisch im montierten Zustand der Dichtung auf einer Glashohlwelle. Die mittlere Glättungstiefe R_p in Umfangsrichtung wurde sowohl für die Dichtung als auch für die Gegenlauffläche mit einem Tastschnittgerät bestimmt. Die Radialkraft F_R der Dichtung wurde ebenfalls gemessen. Zudem wurde der Grenzreibwert μ_0 der Dichtung auf Basis von Messdaten ermittelt.

Die iterative Berechnung des Dichtungs-Reibmoments nach dem Ablauf aus Abbildung 25 funktioniert so, dass mit einer vorgegebenen Starttemperatur die dynamische Viskosität des Schmierstoffs im Dichtkontakt berechnet wird (vgl. Gleichung 11). Daraus errechnet sich nach Gleichung 17 das Reibmoment, aus welchem die Reibleistung pro Fläche, also die spezifische Reibleistung, ermittelt werden kann. Mit Hilfe eines aus den Messdaten zuvor ermittelten Anstiegs der Übertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Reibleistung kann daraus die sich einstellende Kontakttemperatur berechnet und die Viskosität des Schmierstoffs im Kontakt korrigiert werden. Mit der ermittelten Kontakttemperatur wird der Berechnungszyklus erneut gestartet. Diese Berechnung wird so lange durchgeführt, bis hinreichende Konvergenz erzielt wird.

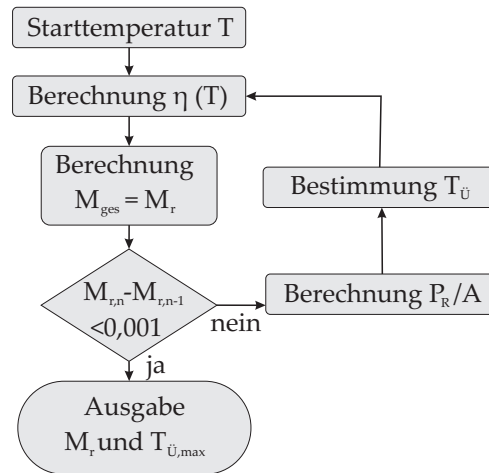


Abbildung 25: Ablaufplan für die iterative Reibmomentberechnung nach [Eng11]

Engelke berechnete die Reibung und die Übertemperatur für eine Baugröße eines RWDR (Durchmesser 60 mm, 2 verschiedene Materialien) kombiniert mit unterschiedlichen Synthetikölen. Er verglich die Übertemperatur und die Reibung mit den Werten, die er experimentell bestimmt hatte. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung. Zwischen gemessenem und berechnetem Reibmoment treten Abweichungen von bis zu 10% auf. Geringfügig höhere Abweichungen bestehen zwischen gemessenen und berechneten Übertemperaturen. [Eng11]

Wennehorst und *Poll* stellten 2013 ein Fluid-Struktur-Interaktion-Mischreibungsmodell vor, in welchem die Kopplung von Reibleistung, Kontakttemperatur und Ölviskosität aus dem empirischen Ansatz von *Engelke* als Subroutine integriert ist. Die Autoren betrachten die Rauheitserhebungen auf der Dichtlippe als kontraforme isoviskos-elastohydrodynamische Kontakte, in denen bei nahezu jeder von Null verschiedenen Geschwindigkeit ein dünner elastohydrodynamischer Schmierfilm entsteht. Diese Kontakte sind in Abbildung 26 als "mikro-EHL 2. Ordnung" visualisiert.

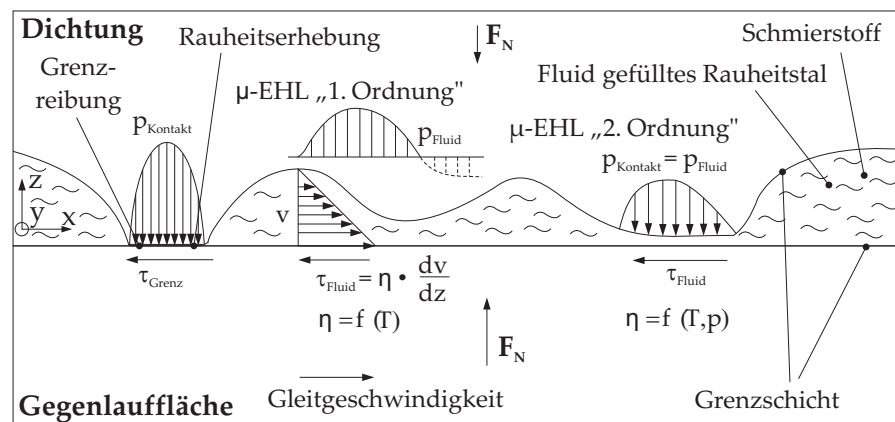


Abbildung 26: Schmierzustände im Dichtkontakt nach *Poll* [Poloo]

Die zentrale Schmierfilmhöhe in den mikro-elastohydrodynamischen Rauheitskontakten ist in Form eines Randbedingungs-Submodells realisiert. Im Modell sind Fluid und elastische Struktur vollständig miteinander gekoppelt. Zudem wird die Kavitation zwischen den Rauheitserhebungen berücksichtigt. Die Dichtungsreibung kann mit diesem Modell mit hoher Genauigkeit berechnet werden. [WP13]

3.3.3 Verschleiß an Dichtung und Gegenlauffläche

In dynamischen Dichtkontakten tritt Verschleiß an beiden Kontaktpartnern auf. Nach einem anfänglichen Einlaufverschleiß zeigt sich an der Dichtkante eine Abplattung des Profils und eine Aufrauung der Oberfläche. Gleichzeitig wird die Gegenlauffläche in der Laufspur stark geglättet. Während dieses Einlaufprozesses wird durch die Oberflächenrauheit der Gegenlauffläche die äußerste Schicht des Dichtungsmaterials abgetragen und dadurch laut *Horve* eine größere Rauheit der Dichtkante bewirkt [Hor91]. Dies ist wichtig für die Ausbildung einer optimalen Förderwirkung und für eine gute mikro-elastohydrodynamische Schmierung [GPP92]. Die Förderwirkung einer dynamischen Dichtung beschreibt dabei den im normalen Betrieb vorliegenden Fluid-Pumpmechanismus von der Boden- zur Stirnseite. Diese wird in Abschnitt 3.3.4 detailliert beschrieben.

Liegt eine ausreichende Schmierung mit sauberem Schmierstoff vor, so kommt der Verschleiß im Vergleich zu trockener Reibung nach einiger Zeit zum Erliegen [Joh78]. Dann hat sich laut *Gabelli et al.* und *Salant* eine nominelle Flächenpressung von etwa 1 MPa im Dichtkontakt eingestellt [GPP92][Sal99]. Durch unterschiedliche Verschleißmechanismen (siehe Abschnitt 3.1.2) wird die Dichtkante im Betrieb unter nicht idealen Betriebsbedingungen, die durch Alterung der an der Gleitbewegung beteiligten Komponenten bewirkt werden, weiter beeinträchtigt.

Zudem tragen Radialkraftabbau und bleibende Formänderungen zum Ende der Einsatzzeit der Dichtung zu einem Nachlassen der Förderwirkung bei (vgl. Abbildung 27).

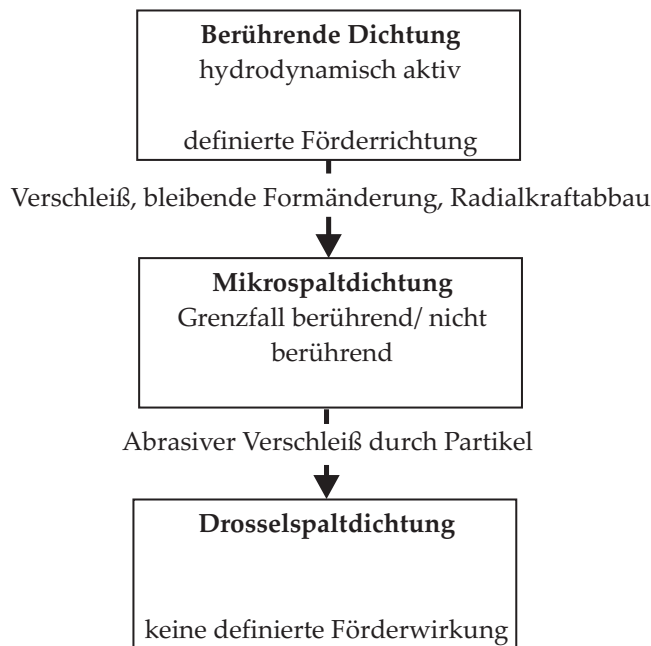


Abbildung 27: Lebensabschnitte eines RWDR nach [Polo8]

Dies bewirkt zunächst das Entstehen einer Mikrosपालtdichtung, die jedoch nach weiterem Verschleiß wie eine Drosselsपालtdichtung wirkt. Durch eine Verengung des Querschnitts entsteht dann eine Reduzierung des Volumenstroms durch den Dichtkontakt. Es liegt jedoch keine Trennung der beiden Seiten mehr vor. Zu diesem Zeitpunkt ist keine definierte Förderwirkung mehr vorhanden und die Dichtung weist erhöhte Leckage auf. Die in Abschnitt 3.3.2 betrachteten erhöhten Temperaturen erzeugen über den normalen Verschleiß hinaus an der Dichtkante und auch an der Gegenauflfläche Schädigungen. Schädigungen an der Dichtkante können in Form von Verhärtungen durch Nachvulkanisation aufgrund reibungsbedingter Überhitzung z.B. bei NBR oder ACM-Elastomeren (Acrylatkautschuk) auftreten. Zudem können bei dauerhaft zu hohen Temperaturen durch Versprödung Risse im Elastomer entstehen. Beides führt zu einem Ausfall der Dichtung bzw. zu einer Leckage. Darüber hinaus können Ablagerungen an der Dichtung, die aus Reaktionsprodukten der Additive in Schmierstoff bestehen, zum „Ausfransen“ der Dichtkante und damit zu einem Umkehren der Förderwirkung führen. [Mül90]

Die Verschleißspur der Gegenauflfläche eines RWDR kann nach 1000 Betriebsstunden mit einer Tiefe von weniger als $10\ \mu\text{m}$ und einer Breite von $0,25$ bis $0,4\ \text{mm}$ ermittelt werden [Mül90]. Zudem ist die Laufspur deutlich geglättet. Die Rauheit der Laufspur auf der Gegenauflfläche ist nach dem Einlaufprozess in etwa eine Größenordnung kleiner als die der eingelaufenen Dichtkante. Dies entspricht dem normalen Verschleiß bei geeigneten Betriebsbedingungen. Werden dem Schmierstoff Partikel beigemischt, so zeigt sich nach 500 Betriebsstunden bereits eine $50\ \mu\text{m}$ tiefe Laufspur. Es liegt somit eine Formände-

rung vor. Bei der Bewegung der Dichtlippe infolge von Druckschwankungen oder bei generellen Axialbewegungen der Dichtung kann es beim Herübergleiten über eine solche Laufspur zur Beschädigung der Dichtkante kommen. [Mül90] Ist die Rauheit der Gegenlauffläche deutlich kleiner als der Richtwert (nach DIN3761: $0,2 \mu\text{m} \leq R_a \leq 0,8 \mu\text{m}$ [DIN83]), kann die Dichtung beim Einlaufen nicht stark genug aufgeraut werden. Ist die Rauheit dagegen zu groß, wird der Einlaufverschleiß der Dichtung sehr groß und die Gegenlauffläche kann nicht mehr entsprechend geglättet werden. [Hor91] Kleine Beschädigungen der Gegenlauffläche in Form einzelner Kratzer sind zu vermeiden, da hierdurch eine Leckage begünstigt werden kann. Auch Drall in der Oberfläche der Gegenlauffläche kann eine ungewünschte Leckage bewirken. Wasser im Schmierfett führt zum Verschleiß der Dichtlippen und zur Zerstörung der Gegenlauffläche, wenn diese nicht korrosionsschutz ist. Eine korrodierte Gegenlauffläche schädigt die Dichtungen und ist daher durch Korrosionsschutz zu vermeiden.

3.3.4 Aktive Förderwirkung berührender Radialdichtungen

Eine dynamische Radialdichtung weist unter bestimmten Bedingungen eine Förderwirkung, welche auch als aktive Pumpwirkung bezeichnet wird, auf. Diese Förderwirkung ist von der Boden- zur Stirnseite gerichtet und stellt die wichtigste Voraussetzung für die dynamische Dichtheit dar. Durch die im Betrieb ständig vorliegende Förderung von Fluid zur Stirnseite wird verhindert, dass auf der Boden- seite im Standardbetrieb Fluid austritt. Dabei fördert die Dichtung in der Regel vom kleinen zum großen Kontaktwinkel, da ein asymmetrisches Pressungsprofil vorliegt.

Die Erklärungsansätze für die Förderwirkung eines RWDR stützen sich auf unterschiedliche Forschungsarbeiten aus den letzten fünf Dekaden. *Kuzma* erklärte 1969 den Dichtmechanismus mittels der aufgrund von Scherspannungen verformten Welligkeiten bzw. Unregelmäßigkeiten auf der Dichtung, welche als viskose Pumpen fungieren und somit einer Leckage entgegen wirken [Kuz69]. *Horve* belegte später mit experimentellen Ergebnissen, dass eine Dichtung mit einer großen Anzahl Rauheitserhebungen im Dichtkontakt einen größeren Förderwert ausbildet, als eine Dichtung mit weniger Rauheitserhebungen im Kontaktbereich [Hor91].

Kawahara et al. veröffentlichten 1980 umfangreiche Untersuchungsergebnisse zur Förderwirkung von Lippendichtungen. Sie beschrieben die Förderwirkung mittels des folgenden Zusammenhangs:

$$\frac{\varphi}{u \cdot d^2} = K \cdot G^{1/2}, \quad (18)$$

wobei K hier eine von der Oberflächenrauheit und dem Dichtungsmaterial abhängige Konstante darstellt. Die Autoren beschrieben weiter-

hin, dass eine Verzerrung des Dichtkontakts abhängig von der Reibkraft zwischen Gegenlauffläche und Dichtkante existiert, welche mit der Förderwirkung eng verknüpft ist. Die maximale Verzerrung beschrieben Kawahara et al. deutlich weiter zur Stirnseite der Dichtung orientiert [KAH80].

Qian arbeitete 1984 heraus, dass eine funktionierende Lippendichtung eine durch Scherspannungen in Umfangsrichtung verzerrte Struktur aufweist. Das Maximum dieser Verzerrung beschrieb Qian ebenfalls zur Stirnseite orientiert. Er stellte heraus, dass das asymmetrische Pressungsmaximum daher auch auf der Stirnseite liegen muss. Dies ist durch die Makrogeometrie der Dichtung – also die Kontaktwinkel – und die Position der Zugfeder erreichbar. Qian zeigte auf, dass die verzerrte Struktur im Kontakt wie ein Schraubengewinde funktioniert und aufgrund der größeren Länge des Schraubengewindes auf der Bodenseite ein Förderstrom in Richtung der Stirnseite erzeugt wird. [Qia84]

Kammüller und Müller erklärten die Förderwirkung 1986 mit einem vergleichbaren Ansatz. Dieser Erklärungsansatz wurde bekannt als „Verzerrungshypothese“. Dieser Hypothese liegt ein asymmetrisches Pressungsprofil zu Grunde, welches auf der Stirnseite des RWDR „steiler“ ausgeprägt ist als auf der Bodenseite. Dies wird bedingt durch die unterschiedlichen Kontaktwinkel der Dichtlippe. Beim Einbau der Dichtung auf die Gegenlauffläche findet an den Rauheitserhebungen der Gegenlauffläche eine Abplattung des Dichtungsmaterials statt. [Kam86]

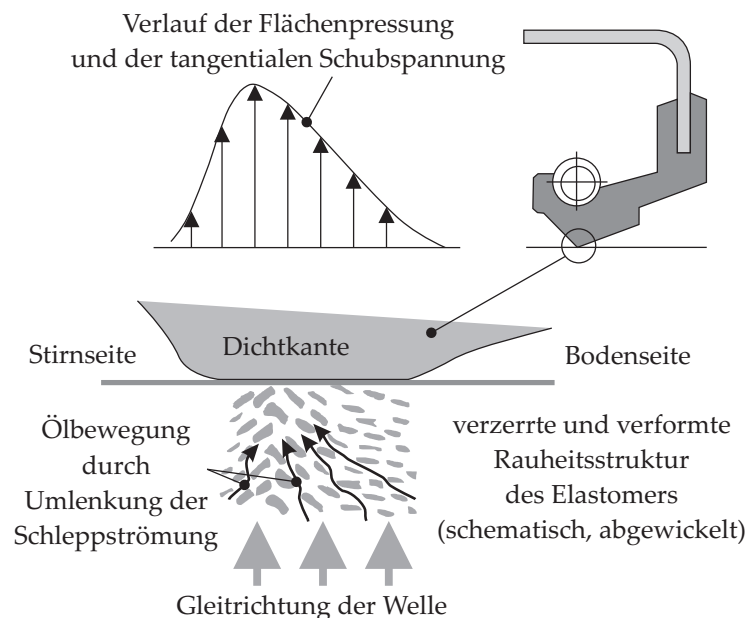


Abbildung 28: Fluidförderung eines RWDR: Erklärung mittels der „Verzerrungshypothese“ nach [Mül90]

Die Stelle mit der größten Abplattung liegt, wie Abbildung 28 zeigt, zur Stirnseite hin verschoben. Durch die Rotation der Welle wird die Rauheitsstruktur der Dichtkante tangential verzerrt und es entsteht eine gerichtete Struktur in der elastomeren Dichtungsoberfläche. Es ergeben sich auf der Bodenseite mit dem kleinen Winkel der Dichtkante längere Strukturen, auf der Stirnseite kürzere. Da die von der Wellenoberfläche mitgeschleppte Flüssigkeit an den schrägen Strukturen axial umgelenkt wird, kommt es zu einer hydrodynamischen Mikropumpwirkung. Somit wird von beiden Seiten Flüssigkeit in den Dichtkontakt gefördert. Da jedoch die Mikropumpwirkung der längeren Strukturen stärker ist, wird in Summe mehr Flüssigkeit von der Boden- zur Stirnseite gefördert. [Kam86], [Mül87] Dies ist laut der Verzerrungshypothese der Grund dafür, dass ein Radialwellendicht-ring immer eine Förderung in eine definierte Richtung aufweist.

Kammüller veröffentlichte 1986 Untersuchungen zur Förderwirkung, welche durch die Verzerrung der Kontaktgeometrie beschrieben werden kann. Er ermittelte die Verzerrung eines RWDRs mit einem Innendurchmesser von 80 mm, welcher mit einer Goldschicht (20 nm Schichtdicke) bedampft war. Er verwendete dazu eine Glaswelle und benetzte den Kontakt mit Öl. Die von *Kammüller* beobachtete Verzerrung des Dichtkontakts liegt im Bereich von bis zu 40 μm . Die ermittelte lokale Verzerrung der Dichtkante wird bei Rotation der Welle aufgrund der Torsion der Membran durch eine globale Deformation überlagert. Bei Verdopplung der Gleitgeschwindigkeit ergibt sich laut *Kammüller* eine um 20 % erhöhte globale Verschiebung der Dichtkante, jedoch lediglich eine geringfügige Änderung der lokalen Verzerrung. [Kam86]

Stakenborg berechnete die Verzerrung der Kontaktgeometrie mittels einer Finite Elemente Analyse auf Grundlage der entstehenden tangentialen Scherspannungen und ermittelte qualitativ ähnliche Verzerrungen wie *Kammüller*. [Sta88] *Van Leeuwen* untersuchte die tangentielle Verzerrung des Dichtkontakts unter Einsatz einer Glashohlwelle. Er führte die Untersuchungen im nicht geschmierten Zustand bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten durch und ermittelte Verzerrungen zwischen 6 und 20 μm . Er merkte an, dass die Verzerrungen über den Umfang unterschiedliche stark ausgeprägt sind. Außerdem ermittelt *van Leeuwen*, dass es bezüglich der Verzerrung kaum einen Unterschied zwischen neuer und eingelaufener Dichtung gibt. Er deutet dies als Indiz dafür, dass die Rauheit bei der Ausbildung der Verzerrung kaum einen Einfluss hat. [LW97]

Eine weitere bekannte Hypothese zur Erklärung der Förderwirkung wurde von *Müller* formuliert: Die sogenannte Seitenstromhypothese geht ebenfalls von einem asymmetrischen Pressungsprofil aus. Es wird zudem vorausgesetzt, dass die verzerrte Rauheitsstruktur des Elastomers, also der „Fußabdruck“ der Dichtung, auf der Gegenlauf-

fläche abgebildet wird. Dies ist schematisch in Abbildung 29 dargestellt.

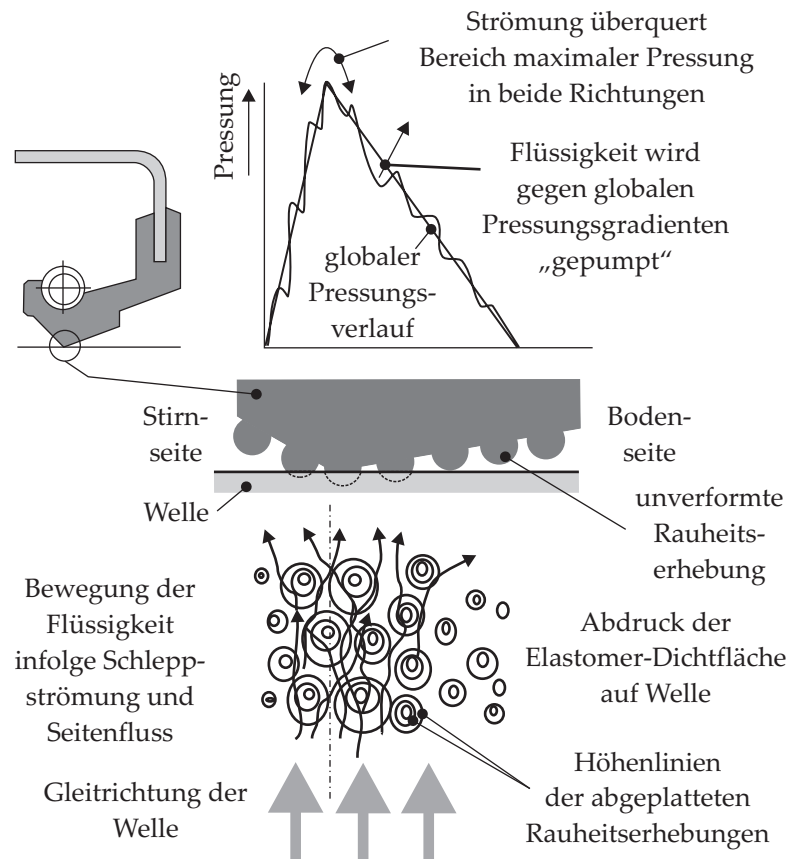


Abbildung 29: Fluidförderung eines RWDR: Erklärung mittels der „Seitenstromhypothese“ nach [Mül90]

Dieser „Fußabdruck“ ist am stärksten im Bereich des Druckmaximums ausgebildet. Dort liegen also lokal die höchsten Drücke vor. Wenn die Welle rotiert, wird Fluid tangential durch den Kontakt geschleppt. An den Rauheitserhebungen wird das Fluid in axialer Richtung abgelenkt. Diese Ablenkung kann in beide Richtungen erfolgen und beschreibt den so genannten Seitenstrom des Fluids. Das Fluid fließt also auch in die Richtung, in der die Druckhöhe ist und überquert auf diese Weise das Druckmaximum. Da auf der Bodenseite aufgrund des kleineren Kontaktwinkels mehr Rauheiten auf der Gegenlauffläche abgebildet werden, wird mehr Fluid von der Boden- zur Stirnseite gefördert. [Mül87]

Sponagel et al. beschrieben 1987 die Förderwirkung ebenfalls mittels verformter Rauheitserhebungen. Sie stellten einen empirischen Ansatz vor, welcher ihre Messergebnisse gut abbildete. [SKS87]

Zur Berechnung der Förderwirkung mittels der verschiedenen Ansätze wurden darüber hinaus unterschiedliche, teilweise sehr komplexe, Modelle entwickelt, welche in [Sal99] sehr übersichtlich dargestellt

werden. *Salant* veröffentlichte 2001 [Sal01] eine Zusammenstellung der von ihm entwickelten numerischen Berechnungsmodelle unterschiedlicher Komplexität.

Der Autor stellte zunächst ein Modell vor, in dem die Oberfläche der Dichtkante in Umfangsrichtung mittels einer Wellenform beschrieben wird. Im dynamischen Zustand verformt sich die wellige Oberfläche wie in Abbildung 30 dargestellt.

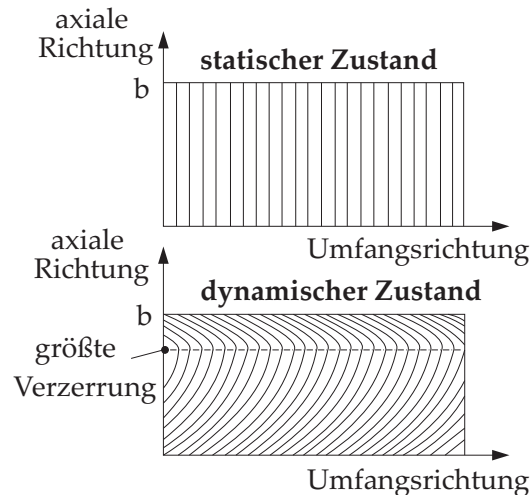


Abbildung 30: Verzerrung der Mikrowelligkeit auf der Dichtkante nach [Sal01]

Die Oberfläche der Gegenauflfläche wird als ideal glatt angenommen. Die Filmdicke im Kontakt beschreibt der Autor in Abhängigkeit von der Position mit einer vereinfachten Funktion, sodass sich an der Position mit der größten Auslenkung das Minimum der Schmierfilmdicke befindet. *Salant* verwendete dieses hydrodynamische Modell, um mittels der Reynolds Gleichung die Fluidbewegung unter der Dichtkante bei gefluteter Bodenseite der Dichtung zu berechnen und so den Förderwert zu untersuchen. Später erweiterte der Autor dieses Modell um eine elastohydrodynamische Komponente, indem er die Einfederung der Dichtlippe abhängig vom Dichtkantenradius einbezog. Die Schmierfilmdicke wird in diesem erweiterten Modell in Abhängigkeit von der Kontaktpressung berechnet. Er ermittelte, dass – analog zu seinen Messergebnissen – eine flache Filmdickenverteilung über dem Kontakt resultiert.

Salant erweiterte dieses Modell, indem er anstelle der Welligkeit eine Rauheitsverteilung auf der Dichtkante beschrieb. Er berechnete hiermit die Einfederung der einzelnen Rauheiten abhängig von der Normalkraft. Mit diesem mikro-EHD-Modell für Mischreibung untersuchte der Autor die Förderwirkung und die Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit. [Sal01]

3.3.5 Einsatz von berührenden Dichtungen als Wälzlerschutzdichtungen

Berührende Dichtungen kommen aus unterschiedlichen Gründen zum Einsatz. Am Beispiel einer Radlagereinheit, welche in Abbildung 31 dargestellt ist, sollen im Folgenden die wichtigsten Aufgaben von Wälzlerschutzdichtungen aufgezählt werden:

- Verringerung von Feuchtigkeit Zutritt in den Lagerinnenraum
- Vermeidung des Zutritts von festen Verunreinigungen in den Lagerinnenraum
- Schutz vor verunreinigten Luftströmungen
- Vermeidung von Fehlern bei der Fettmengenwahl, da vom Hersteller eingestellt
- Vermeidung von Kaltstartproblemen, da Fett an Wirkstelle gehalten wird

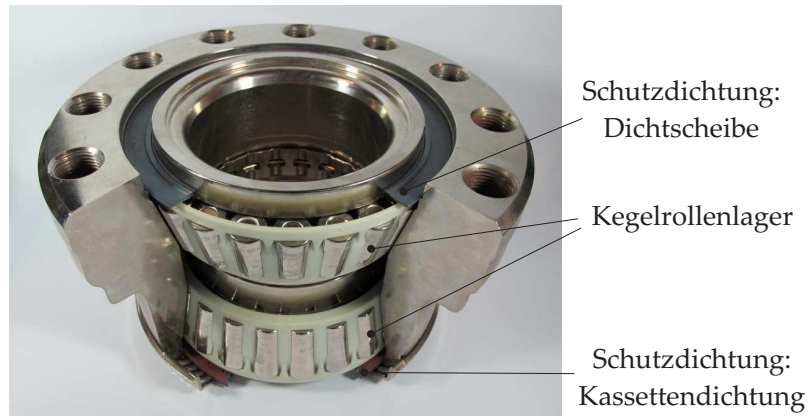


Abbildung 31: Radlagereinheit mit integrierten Schutzdichtungen

Wird eine Dichtung als Schutzdichtung für ein Wälzlager verwendet, so gelten besondere Einbaubedingungen. In der Regel finden Wälzlerschutzdichtungen wesentlich besser bearbeitete Oberflächen als RWDR vor, welche in einer Standardanwendung eingesetzt werden. Als Begründung hierfür kann beispielsweise die Integration von Dichtungen in Radlagereinheiten genannt werden. Hierbei werden bereits im Vorfeld die Bauteile für den Einsatz der Dichtung abgestimmt. Zudem werden die Form- und Lagetoleranzen der Dichtungsaufnahme und der Gegenauflfläche durch die erlaubten Toleranzen für das Lager an sich bestimmt. Eine axiale oder radiale Bewegung ist aus diesem Grund ausschließlich im Rahmen des Lagerspiels, welches z. B. beim Rillenkugellager 6312 im eingebauten Zustand bei mittlerer Lagerluft bei ca. 50 μm liegt, und elastischer Verformungen möglich. Schutzdichtungen müssen aufgrund dieser geringen Formabweichungen und Toleranzen, die sie in ihrer Umgebung – im Lager –

vorfunden, keine besonders große Radialkraft und Dichtlippenlänge aufweisen.

Typische RWDR, welche zur Abdichtung eines ölgeschmierten Getriebes eingesetzt werden, werden nur auf der Stirnseite mit einem Fluid beaufschlagt. Dieses Fluid soll die Dichtstelle nicht passieren. Daher wird der RWDR so eingebaut, dass die Förderrichtung in Richtung des Ölvolumens orientiert ist.

Schutzdichtungen für Wälzlager finden jedoch eine andere Umgebung vor. In der Regel wird das Wälzlager, welches abgedichtet wird, mit Fett geschmiert. Dieses Fett steht auf der Bodenseite der verwendeten Schutzdichtung an. Auf der Stirnseite, also außerhalb des Lagers, befindet sich ebenfalls ein Fluid. Dieses anstehende Fluid ist abhängig vom Anwendungsfall. Wird das abzudichtende fettgeschmierte Lager im ölgeschmierten Getriebe eingesetzt, so handelt es sich um ein sogenanntes „clean bearing“. Die Schutzdichtung dient in diesem Fall dazu, die im außen anstehenden Getriebeöl vorliegenden Partikel aus Zahnabrieb o.ä. herauszufiltern. Das Getriebeöl darf jedoch in das Wälzlager eindringen und das Fett wird so nach und nach durch eingetretenes Öl ausgetauscht. Der zweite typische Anwendungsfall für eine Wälzlagerschutzdichtung ist eine Radlagereinheit. Auch hierbei wird die Dichtung so eingebaut, dass die Förderwirkung vom Lager weg gerichtet ist, also dass die Bodenseite der Dichtung dem Lager zugewandt ist. Außen stehen in diesem Anwendungsfall Verschmutzungen aus der Umgebung und evtl. Spritzwasser an. In diesem Fall ist eine dauerhafte Trennung der beiden Fluide sehr wichtig, damit weder Wasser noch Verunreinigungen in den Lagerinnenraum gelangen können. Ein Zutritt würde, wie in Abschnitt 3.2.1 erläutert, zu einem verfrühten Ausfall des Lagers führen.

In der Literatur finden sich viele Beispiele von integrierten Schutzdichtungen. Neben zahlreichen einfachen berührenden und nicht berührenden Bauformen, wie in Abbildung 16 aufgezeigt, wurden in den vergangenen Jahrzehnten auch Konstruktionen mit mehreren Dichtlippen bzw. mehreren Dichtelementen entwickelt.

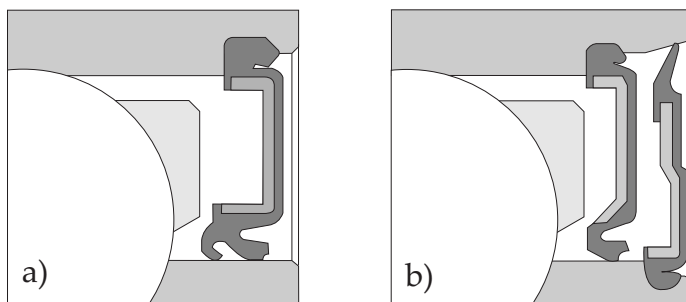


Abbildung 32: Berührende Wälzlagerschutzdichtung mit Dichtlippen unterschiedlicher Konstruktion nach [Dre83]: a: zweilippige Dichtung, b: einlippige Dichtung mit Schleuderscheibe

Die in Abbildung 32 a) gezeigte Dichtung, welche in Radlagereinheiten Anwendung fand, wurde 1983 von *Dreschmann* in Kombination mit Schrägkugellagern untersucht. Von außen wurden die Dichtungen mit einer Mischung aus Wasser und Sand bespritzt. Nach dem Versuchslauf zeigte sich eine tiefe Einlaufspur auf der Gegenlauffläche. Die Lagerlebensdauer war stark reduziert. Auf Basis dieses Wissens wurde das System entwickelt, welches in Abbildung 32 b) dargestellt ist. Dabei dient eine zusammen mit einer Schleuderscheibe eingesetzte einlippige Dichtung dazu, Spritzwasser mit Verschmutzungen aus der kompletten Lagereinheit fernzuhalten. Diese Dichtungsanordnung bewirkte in Versuchen eine wesentlich erhöhte Lebensdauer im Vergleich zu den Versuchen mit der Dichtung aus Abbildung 32 a). [Dre83]

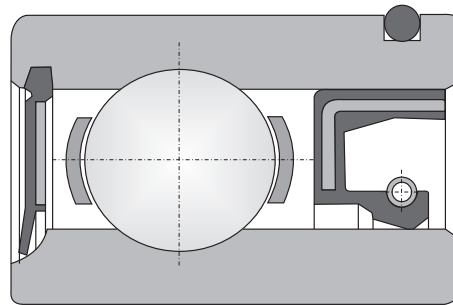


Abbildung 33: Hinterachswellenlager für PKW-Starrachse nach [Hal86]

Auch *Halliger* stellte 1986 eine Möglichkeit vor, verschmutzte Flüssigkeiten aus dem Lagerinnenraum fernzuhalten. Er integrierte, wie in Abbildung 33 dargestellt, einen RWDR in eine Lagereinheit und wies darauf hin, dass die Kontaktfläche entsprechend den für den RWDR gültigen Spezifikationen ausgeführt werden muss [Hal86].

Aufgrund der Reibungswärme, welche im Betrieb vom Wälzlager und den Dichtungen erzeugt wird, resultiert im Gesamtsystem zunächst ein Überdruck. Die aus der Reibung resultierende Temperatur wird beispielsweise bei Radlagereinheiten durch die Nähe zur Bremse noch erheblich erhöht. Der resultierende Überdruck wird durch Entlastung und einem folgenden Abheben der Dichtkante (Abblasen) bzw. über die Förderwirkung der Dichtung reduziert. Kühlt dann die Einheit beispielsweise durch Stillstand ab, so bildet sich ein Unterdruck im Lagerinnenraum aus (siehe Abbildung 34). Diese Druckschwankungen können zum Eintrag von Fluiden und Verschmutzungen führen. Um das zu vermeiden, wurden zahlreiche Dichtungsvarianten entwickelt, die einen Druckausgleich ermöglichen.

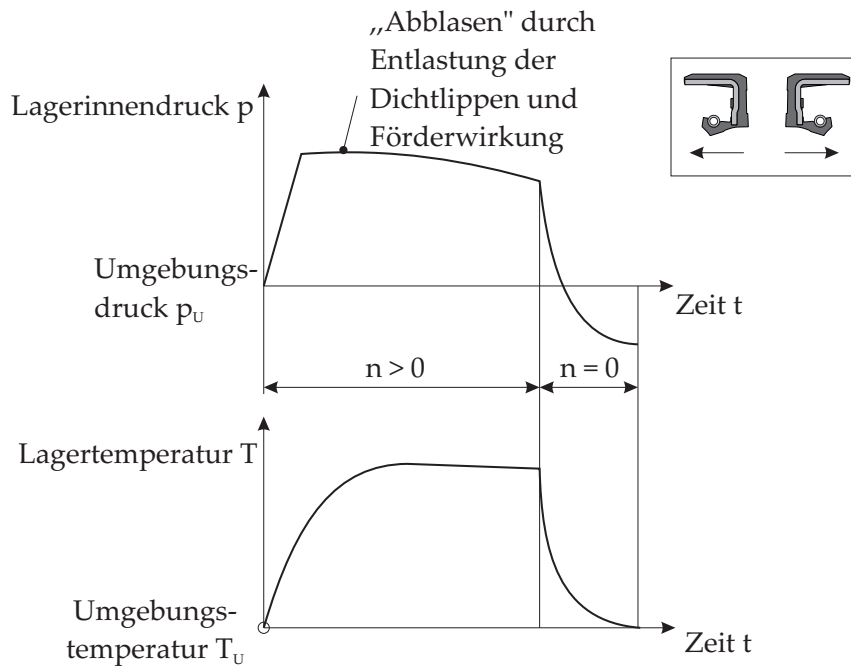


Abbildung 34: Ausbildung eines Drucks im Lagerinnenraum beim Einsatz von Spezial-Radlagerdichtungen

Tsumori und *Takubo* meldeten 1988 ein Patent an, in dem sie ein Wälzlager zum Einsatz in Getrieben beschrieben. Dies wird mittels zweier Filterscheiben aus hochmolekularem organischem oder anorganischem Material mit einer Maschenweite von $50\text{-}70\ \mu\text{m}$ vor dem Eindringen großer Partikel geschützt. [TT88]

Gabelli, *De Vries* und *Poll* beschrieben 1993 in einem Patent eine Dichtungsanordnung mit Dichtscheiben und zusätzlichen Filtermitteln (vgl. Abbildung 35).

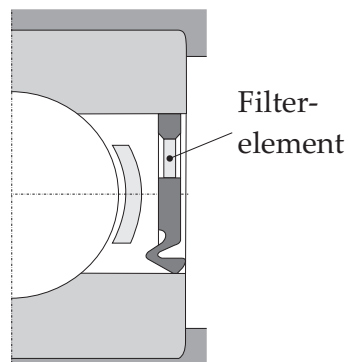


Abbildung 35: Dichtelement mit Filtereinsatz nach [GVP93]

Diese Filtermittel gewährleisten sogar bei Überdruck im Lager einen Zutritt von Schmierstoff. Da eine nach außen fördernde Dichtung verbaut wird, wird der Schmierstoff kontinuierlich ausgetauscht und Partikel werden dabei über den Filter aus diesem herausgefiltert und damit an einem Zutritt in den Lagerinnenraum gehindert. [GVP93]

Aktuell sind am Markt einzelne Wälzlager oder komplette Lagereinheiten mit integrierten Schutzdichtungen unterschiedlicher Bauformen erhältlich. Auch einfache, hierin integrierte Lippendichtungen werden ständig weiterentwickelt [FAG12].

In diesem Abschnitt wurde eine kleine Auswahl unterschiedlicher Bauformen und Entwürfe von Schutzdichtungen vorgestellt. Eine detailliertere Zusammenstellung findet sich in [Kuh01].

3.3.5.1 Forschungsvorhaben FVA 432 I und II

In den Forschungsvorhaben FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.) I und II wurden Untersuchungen zu dem Verhalten von Schutzdichtungen in den Einsatzfällen „Radlagereinheit“ und „clean bearing“ durchgeführt. Im ersten Teil des Vorhabens wurde das Gesamtsystem bezüglich unterschiedlicher Betriebszustände untersucht. Es kamen zwei berührende und eine nicht-berührende Dichtungsbauform sowie ein Standard-RWDR zum Einsatz. Abbildung 34 zeigt exemplarisch den sich in einem abgedichteten Lager ausbildenden Druck in Abhängigkeit von der sich einstellenden Lagertemperatur und der Laufzeit bei wechselnder Drehzahl. Der Betriebszustand „Unterdruck“ ist für Lagereinheiten besonders kritisch, da durch den Unterdruck verstärkt Verschmutzungen ins Lager eintreten können. Dies konnte *Wennehorst* mit den Untersuchungsergebnissen zum Gesamtsystemverhalten bestätigen. [WP08]

Um das Verhalten der einzelnen Dichtungsbauformen bei Druckschwankungen beschreiben zu können, untersuchte *Wennehorst* die unterschiedlichen Druckzustände ebenfalls an separaten Dichtungen. Dafür verwendete er die Betriebsparameter, welche in den Gesamtsystemuntersuchungen vorgegeben wurden, bzw. sich dort einstellten. Er ermittelte, dass besonders bei der Verwendung einer Dichtscheibe mit elastomerer Dichtkante und geringer Radialkraft sehr starke druckbedingte Verformungen bei Unterdruck resultieren. Diese untersuchte er mittels eines FE-Verformungs-Modells, welches er von der Dichtkante der untersuchten Bauformen aufstellte. Abbildung 36 zeigt die Ergebnisse der Verformungsberechnung der untersuchten Dichtscheibe. Bei einem Unterdruck im Lagerinnenraum von ca. 190 mbar ermittelte *Wennehorst* ein Aufstellen, bei ca. 210 mbar ein komplettes Abheben der Dichtkante, was zu einem sehr starken Verschmutzungszutritt führen kann.

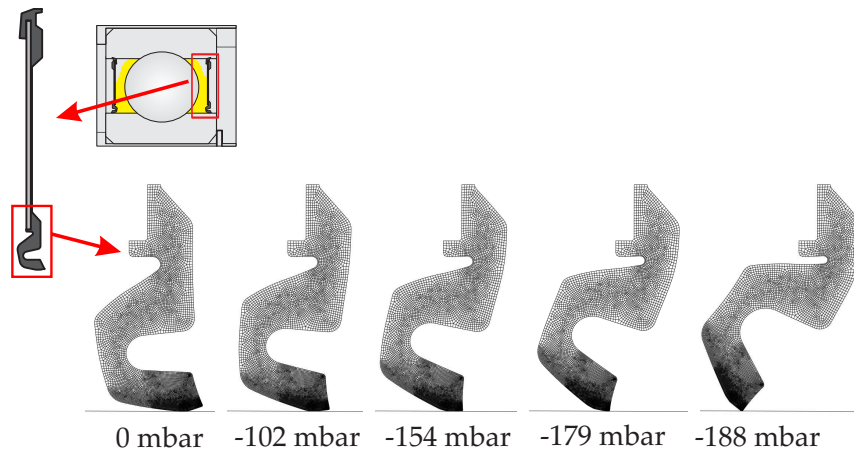


Abbildung 36: Druckabhängige Verformung der in [WPo8] untersuchten Dichtscheibe

Im zweiten Teil des Vorhabens (FVA 432 II) [OP13b] wurden die vier Bauformen aufbauend auf den Erkenntnissen von *Wennehorst* hinsichtlich der thermischen Beanspruchung, der Reibungsverluste und der Dichtgüte anhand von weiteren experimentellen Untersuchungen evaluiert. Die Ergebnisse aus dem zweiten Teil des Vorhabens dienen als Basis für diese Arbeit und werden im Folgenden vorgestellt.

EXPERIMENTELLE GRUNDLAGEN

Im folgenden Kapitel werden die im Rahmen dieser Forschungsarbeit verwendeten Versuchs-Bauteile, experimentellen Einrichtungen und Methoden vorgestellt. Dabei wird zunächst auf die verwendeten Versuchsichtungen der unterschiedlichen Bauformen sowie auf deren Gegenläufigkeiten und die in Kombination verwendeten Fluide eingegangen.

Als nächstes folgt eine Vorstellung der unterschiedlichen verwendeten Versuchseinrichtungen. Im Anschluss daran werden die angewandten Messverfahren erläutert, welche für die in Kapitel 5 durchgeführten Untersuchungen relevant sind.

4.1 UNTERSUCHTE DICHTUNGSBAUFORMEN

In der vorliegenden Arbeit stehen zwei berührende Bauformen von Schutzdichtungen für Wälzlager im Fokus. Es handelt sich dabei um eine Dichtscheibe „RS“ und um eine Kassettendichtung „R-Safe“. Weiterhin werden Stichversuche auch an Standard-RWDR durchgeführt, um die Ergebnisse mit denen einer bekannten und vielfach untersuchten Dichtungsbauf orm vergleichen zu können.

Die untersuchten Dichtungsbauformen werden im Folgenden detailliert vorgestellt.

4.1.1 Bauform A – Dichtscheibe „RS“

Bei Bauform A handelt es sich um eine „RS“-Dichtscheibe, welche aus NBR besteht (Abbildung 37).

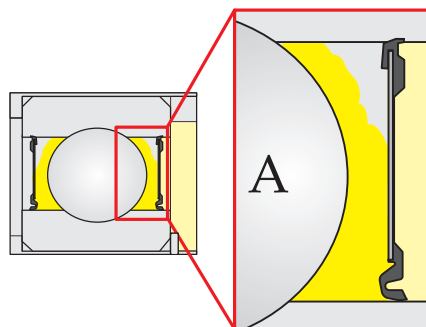


Abbildung 37: Untersuchte Bauform A: RS-Dichtscheibe

Die Dichtscheibe ist mit einem Stahlblech armiert, auf welches das Elastomer aufvulkanisiert wird. Der dynamische Dichtkontakt befindet sich am Innendurchmesser, wo die elastomere Dichtlippe am Stahl-

blech aufgehängt ist. Am Außendurchmesser wird mit NBR eine statische Nebenabdichtung realisiert. Im Betrieb wird die Dichtscheibe in eine kleine Nut im Außenring des abzudichtenden Lagers geklemmt. Der Gegenläufigen-Durchmesser beträgt in diesem Fall 81,9 mm. Dichtscheiben werden häufig zur Abdichtung von Radlagereinheiten (vgl. Abbildung 31) oder von einzelnen Rillenkugellagern (vgl. Abbildung 37) eingesetzt.

4.1.2 Bauform B – Spezial-Radlagerdichtung „R-Safe“

Bei Bauform B handelt es sich um eine Spezial-Radlagerdichtung, welche häufig in Radlagereinheiten von beispielsweise Lastkraftwagen zum Einsatz kommt (vgl. Abbildung 31). Der prinzipielle Aufbau von Bauform B entspricht dem eines RWDR. Jedoch wird Bauform B, welche in Abbildung 38 dargestellt ist, normalerweise mit einer integrierten Gegenläufigen geliefert, die gleichzeitig als Schleuderscheibe dient.

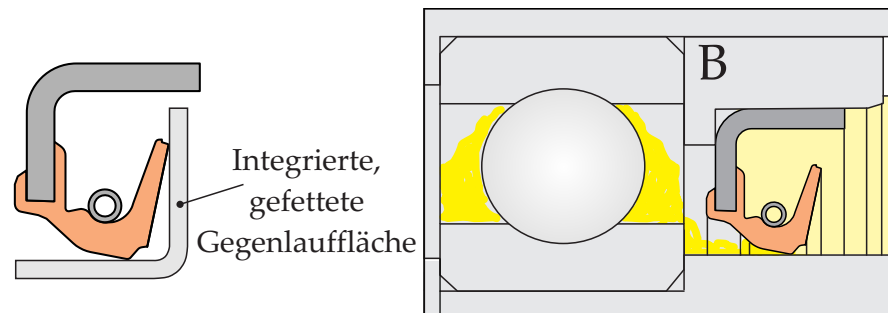


Abbildung 38: Untersuchte Bauform B: *links*: Kassettendichtung „R-Safe“ mit integrierter Gegenläufigen, *rechts*: untersuchte Dichtung ohne integrierte Gegenläufigen

Aus diesem Grund wird Bauform B auch als Kassettendichtung bezeichnet. Zudem weist sie neben dem radialen Dichtkontakt auch einen axialen Dichtkontakt auf. Die statische Nebenabdichtung erfolgt bei dieser Dichtungsbauf orm am Außendurchmesser über eine vom Hersteller aufgetragene Latex-Schicht.

In den Untersuchungen, welche dieser Arbeit zu Grunde liegen, wird zur Vergleichbarkeit mit den anderen Bauformen lediglich die radiale Dichtkante betrachtet. Auch die Schleuderscheibe wird entfernt, damit die Gegenläufigen für alle Bauformen bezüglich Oberflächenbeschaffenheit und Material gleich gefertigt werden können. Die Gegenläufigen weist bei Bauform B einen Durchmesser von 82,13 mm auf, welcher für die weiteren Untersuchungen fertigungstechnisch eingestellt wird. Bauform B besteht aus FKM. Dies ist gegenüber vielen organischen und anorganischen Chemikalien beständig. Auch kann es problemlos bei hohen Temperaturen und Ozonstrahlung eingesetzt werden.

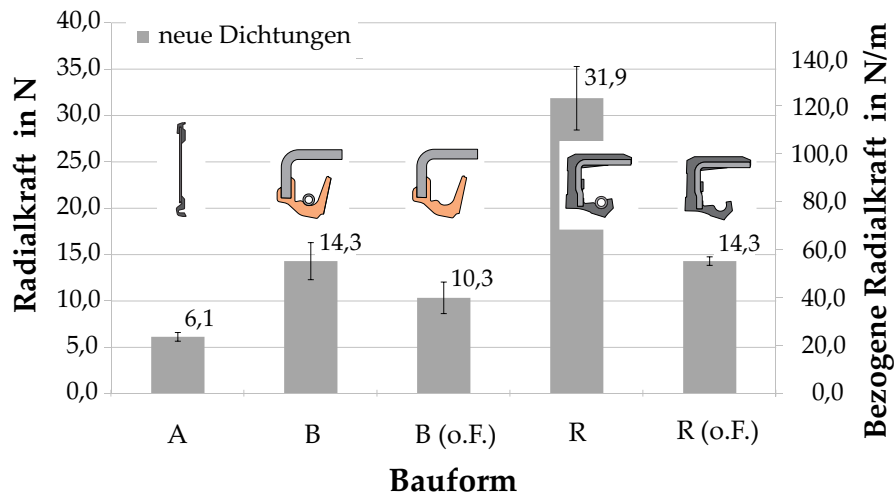


Abbildung 39: Gemessene Radialkraft der neuen Versuchsichtungen bei 20 °C

Im Vergleich zu Bauform A weist Bauform B eine ca. doppelt so große Radialkraft auf. Die Anpressung der Dichtkante auf die Gegenlauffläche wird über eine Überdeckung und eine verstärkende Federkraft erreicht. Abbildung 39 zeigt die ermittelten Radialkräfte für die unterschiedlichen Bauformen. Wird bei Bauform B die Feder entfernt, so reduziert sich die bei 20 °C ermittelte Radialkraft um ca. 28 %. Durch Entfernen der Feder lässt sich somit die Abhängigkeit der Messgrößen von der Radialkraft in den unterschiedlichen Arbeitsspaketen ermitteln.

4.1.3 Bauform R – Standard-RWDR

Die dritte untersuchte Dichtungsbauforn ist der Standard-RWDR. Diese Bauform wurde bereits in Abschnitt 3.3.1 ausführlich beschrieben. Der hier verwendete RWDR im Einsatzfall „Schutzdichtung“ besteht – wie Bauform A – aus NBR und ist in Abbildung 40 aufgezeigt.

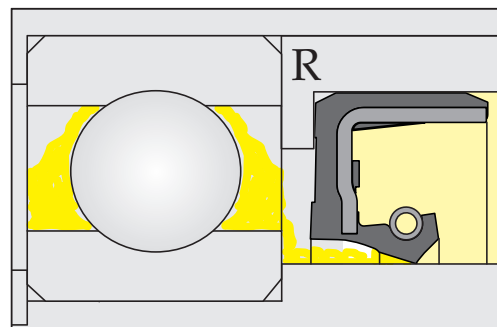


Abbildung 40: Untersuchte Bauform R: Standard-RWDR

Er weist eine Radialkraft auf, welche in etwa doppelt so groß ist wie die von Bauform B. Hierbei macht die Zugfeder ca. 50 % der Radialkraft aus. Wird sie entfernt, weisen Bauform B mit Feder und

Bauform D ohne Feder eine vergleichbar große Radialkraft auf (vgl. Abbildung 39).

4.2 GEGENLAUFFLÄCHEN

Aufgrund der Vergleichbarkeit wurden alle in den Untersuchungen verwendeten Gegenauflflächen in der Werkstatt des *Instituts für Maschinenkonstruktion und Tribologie* der *Leibniz Universität Hannover* gefertigt. Es wurde dabei für die Bauformen A, B und R eine gemittelte Rautiefe von $2,3 \mu\text{m}$ gewählt, welche einem Mittenrauwert von ca. $0,25 \mu\text{m}$ entspricht. Der jeweilige Durchmesser, welcher Bauform bedingt zwischen $81,9 \text{ mm}$ und $82,13 \text{ mm}$ variiert, wurde bei der Fertigung eingestellt. Alle Gegenauflflächen wurden drallfrei geschliffen. In Stichversuchen wurde die Drallfreiheit mittels der Fadenmethode nach *Freudenberg* [Fre14] überprüft.

4.3 VERWENDETE FLUIDE

Als Schmierstoff im Lagerinnenraum (vgl. Abbildung 1) wird ein typisches Wälzlagerfett verwendet, wie es auch in der Praxis häufig zum Einsatz kommt. Das verwendete Schmierfett *Fuchs Renolit LX-OS₃* besteht aus einem mineralischem Grundöl, welches mit einer Lithiumseife eingedickt ist. Es handelt sich um ein gut haftendes Spezialfett, welches für einen Temperaturbereich von -30°C bis 140°C geeignet ist. Der Korrosionsschutz von Lithium-Fetten ist zwar sehr gering, die Wasserbeständigkeit dagegen gut. [Deto8]

Als außen anstehende Fluide werden für die Versuche im Gesamtsystem synthetische Getriebeöle ausgewählt, die gut im Wälzlagerfett nachweisbar sind. Auf diese Weise soll sichergestellt werden, dass der prozentuale Anteil eingetretenen Fluids ins Wälzlager nach den Versuchen ermittelt werden kann. Um den Einfluss der Viskosität auf die Dichtgüte zu ermitteln, werden drei unterschiedliche Esteröle mit deutlich unterschiedlicher kinematischer Viskosität ausgewählt.

Tabelle 1: Verwendete Versuchsfluide, welche je nach Anwendungsfall in den Untersuchungen als außen anstehende Fluide dienen

Versuchsfluid	Bezeichnung	kinematische Viskosität $\nu_{40} - \nu_{100}$ in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
1	Esteröl <i>Fuchs Priolube 3987</i>	148 - 17,9
2	Esteröl <i>Fuchs POE VG 46</i>	46 - 8,1
3	Esteröl <i>Fuchs POE VG 320</i>	320 - 35
4	Wasser	1,779 - 1,760
Grundöl	Fett <i>Fuchs Renolit LX-OS₃</i>	155 - 13

Diese sind in Tabelle 1 dargestellt, worin die anstehenden Esteröle den Anwendungsfall „clean bearing“ im Getriebe repräsentieren und anstehendes Wasser den Anwendungsfall „Radlagereinheit“.

In Abbildung 41 ist die kinematische Viskosität der verwendeten Fluide und des Grundöls des zum Einsatz kommenden Wälzlagerfettes über der Temperatur aufgetragen. Die Berechnung der temperaturabhängigen Viskosität erfolgte mittels Gleichung 11.

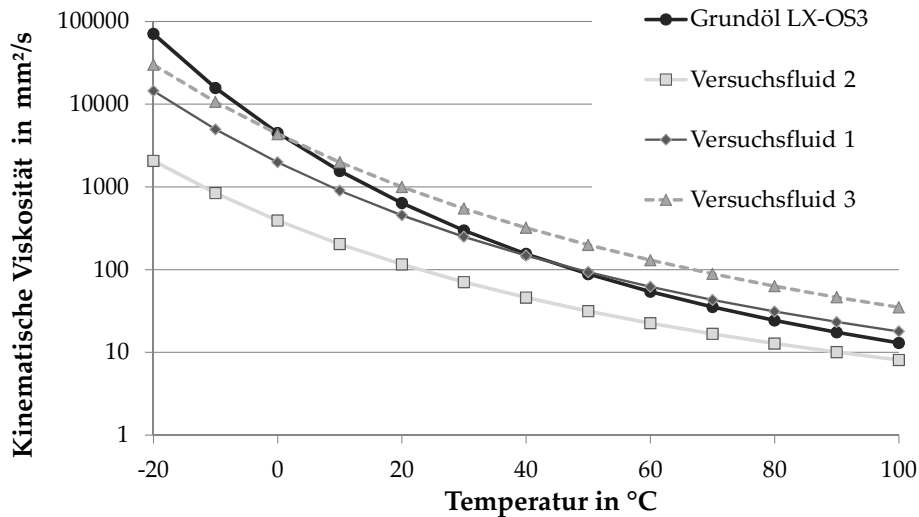


Abbildung 41: Kinematische Viskosität der eingesetzten Fluide und des Grundöls des Wälzlagerfettes *LX-OS3* in Abhängigkeit von der Temperatur

4.4 THERMISCHE EINSATZGRENZEN

Für die Dichtungsbaufornen und auch für das Wälzlagerfett werden von den Herstellern Einsatzgrenzen bezüglich Temperatur und Gleitgeschwindigkeit vorgegeben, welche den Kurz- und Langzeiteinsatz betreffen. Tabelle 2 fasst diese zusammen.

Tabelle 2: Maximale Gleitgeschwindigkeiten und Grenztemperaturen für Langzeit- und Kurzzeit-Einsatz, dargestellt für die verwendeten Dichtungsbauformen und Schmierstoffe, k.A. = keine Angabe

		T_{\max}		u_{\max}
		Kurzzeit	Langzeit	
		(168 Std.)	(1000 Std.)	
Fett <i>LX-OS₃</i>	<i>Renolit</i>	k.A.	140 °C	k.A.
Bauform (NBR)	A	120°C	100 °C	k.A.
Bauform (FKM)	B	180°C	150 °C	k.A.
Bauform (NBR)	R	140°C	125 °C	9 m/s

Werden die Kurzzeit-Temperaturen für eine längere Zeit überschritten, so ist eine bleibende Schädigung der Dichtungen oder des Wälz-lagerfettes wahrscheinlich. Die Ergebnisse zu den Untersuchungen bezüglich der thermischen Beanspruchung der Einzeldichtung sollen im Anschluss mit diesen Grenztemperaturen verglichen werden, um zu überprüfen, ob bei einzelnen Bauformen bestimmte Parameterkombinationen kritische Temperaturen bewirken.

4.5 EXPERIMENTELLE EINRICHTUNGEN

Im Folgenden werden die verwendeten Versuchseinrichtungen sowie die angewandten Methoden für die Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens und der Einzeldichtungen vorgestellt.

4.5.1 Untersuchung des Gesamtsystems

Die in dieser Arbeit betrachteten Dichtungen sollen zunächst im praxisnahen Gesamtsystem bestehend aus Lagern, Dichtungen, Schmierstoff und außen anstehenden Verschmutzungen untersucht werden (vgl. Abbildung 1).

4.5.1.1 Modifizierte FE8-Prüfeinrichtung zur Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens

Für die Untersuchungen zum Gesamtsystemverhalten kommt eine modifizierte FE8-Prüfeinrichtung zum Einsatz (vgl. Abbildung 42). Standardmäßig werden FE8-Prüfstände in der Praxis zur Ermittlung der Schmierfettgebrauchsdauer eingesetzt. Dabei werden Schräg- oder

Rillenkugellager eingesetzt, die axial mit einer definierten Kraft belastet werden.

Die Prüfwellen im modifizierten Aufbau zur Untersuchung des Gesamtsystems „abgedichtete Wälzlagerereinheit“ ist mit axial gegeneinander verspannten Rillenkugellagern vom Typ 6312 gelagert. Dies gewährleistet axiale Spielfreiheit. Das gefettete Prüflager (Fettmenge: 30 % des freien Lagerinnenraums) wird von Dichtungen der jeweils zu untersuchenden Bauform umschlossen. Vor der kopfseitigen Dichtung kann während der Versuche ein Fluid anstehen, welches mit Partikeln kontaminiert werden kann. Zudem können beide Lager über die Lagerschalen temperiert werden. Die Temperaturen werden direkt oberhalb der Lager und auch im Lagerinnenraum gemessen. Der sich bei Temperierung des Aufbaus im abgedichteten Lagerinnenraum aufbauende Druck wird mit einem Drucksensor auf Wellebene gemessen. Zudem werden das Reibmoment und die Drehzahl aufgezeichnet.

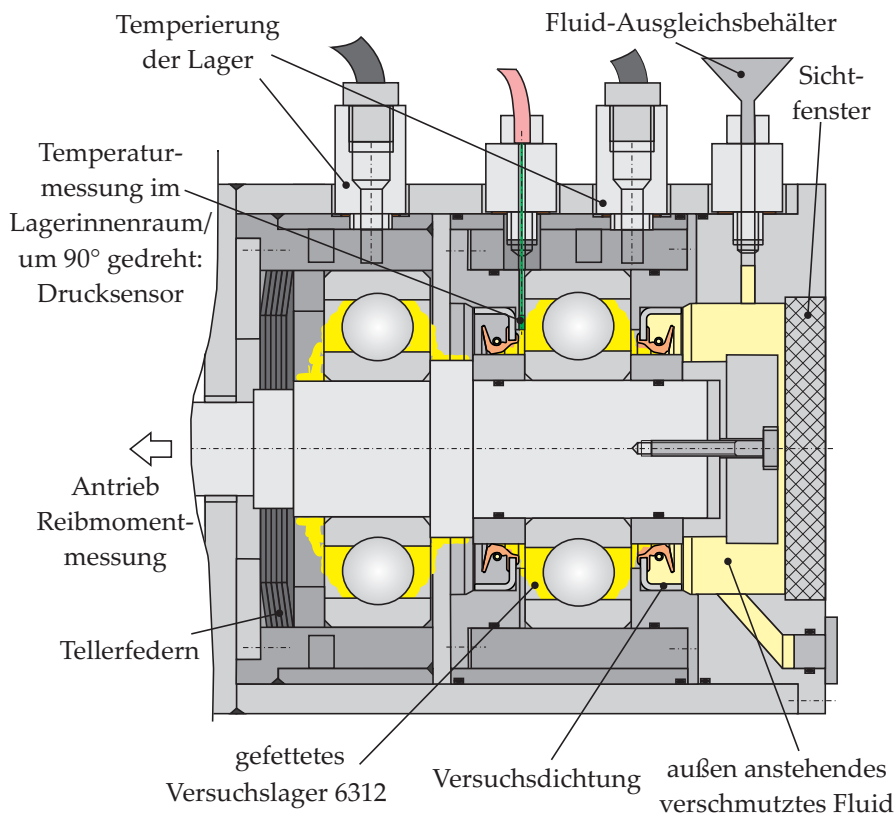


Abbildung 42: Modifizierte FE8-Prüfeinrichtung zur Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens

Mittels der vorgestellten modifizierten FE8-Prüfeinrichtung wird das Gesamtsystem bestehend aus Dichtungen, Wälzlager und Schmierstoffen untersucht. Dabei kann das anstehende Fluid zwischen Getriebeöl, Wasser und Luft variiert werden.

4.5.2 Untersuchung der Einzeldichtungen

Die im Gesamtsystem beobachteten Vorgänge werden an der Einzeldichtung unter genau definierten Bedingungen im Detail näher untersucht. Dabei werden die Versuchsparameter entsprechend der Ergebnisse aus dem Gesamtsystemverhalten gewählt. Die Messeinrichtungen für Einzeldichtungen werden im Folgenden vorgestellt.

4.5.2.1 Vorrichtung zur Messung der Temperatur im Dichtkontakt

Zur Messung der Temperatur im Dichtkontakt sowie zur Bestimmung der Reibung einer Einzeldichtung wird der Prüfaufbau aus Abbildung 43 verwendet.

Neben einer Drehmomentmessung verfügt diese Prüfeinrichtung über eine Telemetrie zur Übertragung der im Kontakt gemessenen Temperaturen an die Messtechnik. Dieser Aufbau wurde bereits im Vorhaben FVA 415 II eingesetzt und erprobt. [Eng09]

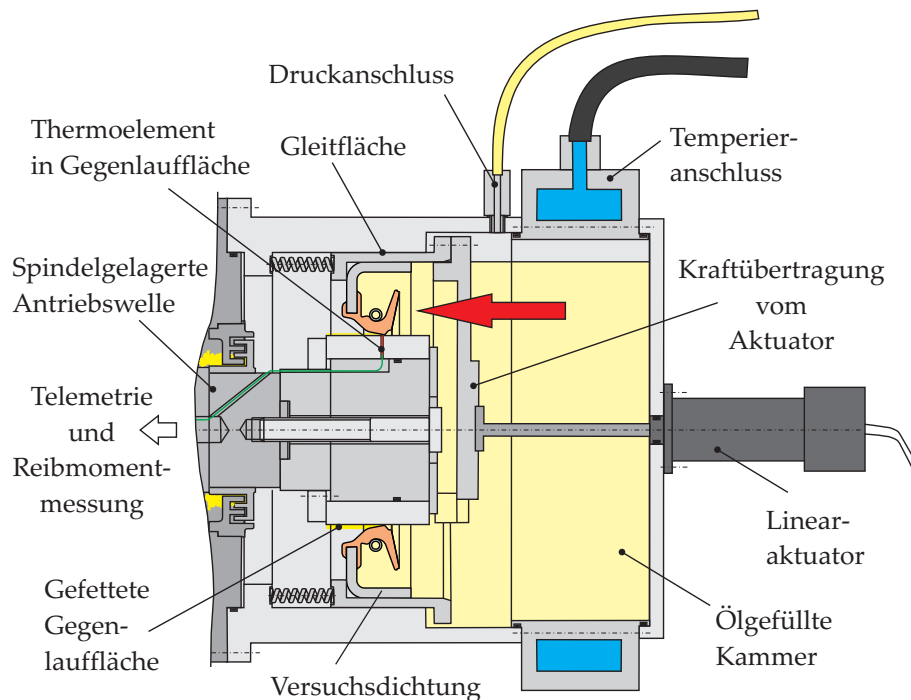


Abbildung 43: Einrichtung zur Messung der Temperatur im Dichtkontakt

Für die Ermittlung der Temperatur im Dichtkontakt wurde der Aufbau des modularen Prüfkopfes an die Durchmesser der zu untersuchenden Bauformen angepasst. Die Temperatur unter der Dichtkante wird mittels in der Gegenlauffläche integrierter Thermoelemente ermittelt. Damit die Messung exakt unter der Dichtkante erfolgt, wird die Dichtung unter Einsatz eines Linearaktuators in Schritten von 10 Mikrometern über die Gegenlauffläche und damit über das komplette Thermoelement geschoben. Dabei erfolgt nach jedem Schritt

eine Messung der Temperatur. Über Schraubenfedern wird die Dichtringaufnahme in Position gehalten und nach dem Durchfahren der gesamten Messstrecke von 4 mm zurück in die Ausgangslage bewegt.

An dieser Messeinrichtung ist auch die Ermittlung der Kontakttemperaturen unter Druckbeaufschlagung möglich. Ein Druck im Lagerinnenraum entsteht z. B. durch Temperaturwechsel, welche in der Praxis häufig auftreten. Gerade bei der Dichtungsbauf orm A (RS Dichtscheibe) führen bei Abkühlung entstehende hohe Unterdrücke im Lagerinnenraum zu einer starken Verformung der Dichtkante, was ein stärkeres Anpressen der Dichtung an die Gegenaufl äche und im Extremfall ein Umklappen bewirkt (vgl. Abschnitt 3.3.5.1). Dieses Verhalten wurde bereits in Untersuchungen von *Wennehorst* beobachtet [WPo8]. Um die Kontakttemperaturen in diesem Fall zu ermitteln, ist eine Beaufschlagung mit einem Überdruck in der Fluidkammer erforderlich, da dies einem Unterdruck im Lagerinnenraum entspricht.

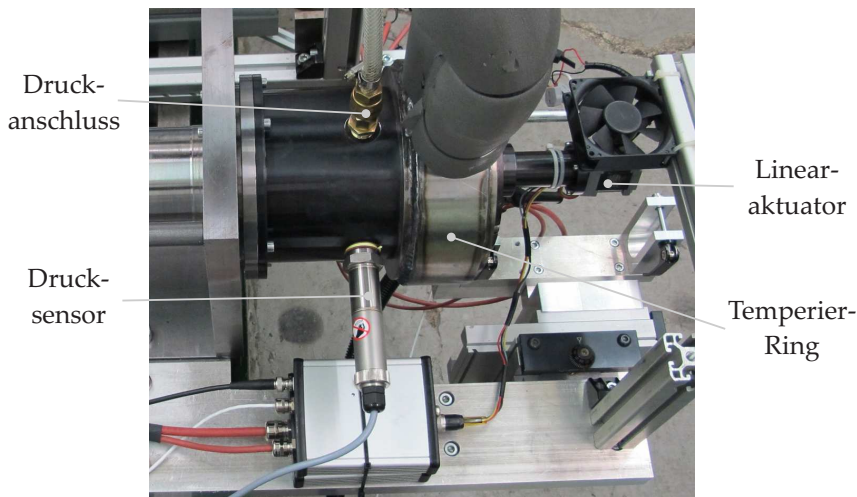


Abbildung 44: Aufbau der Einrichtung zur Temperaturmessung im Dichtkontakt mit integrierter Druckbeaufschlagung und integriertem Temperier-Ring

Für derartige Untersuchungen wurde die Messeinrichtung um eine Einheit erweitert, die eine Beaufschlagung der Ölkammer mit einem Überdruck erlaubt [SS12]. Es wurden ein Druckanschluss und ein Drucksensor auf Wellenebene zur Regelung des Drucks in der Kammer integriert. Zuvor wurde die Temperierung am vorhandenen Prüfstand mittels Heizpatronen durchgeführt. Da hiermit zwar das Öl temperiert, bei großen Drehzahlen jedoch die Sumpftemperatur nicht konstant gehalten werden konnte, wurde der Prüfaufbau um einen Temperier ring erweitert. Dieser ermöglicht sowohl eine Kühlung als auch eine Aufheizung der gesamten Prüfkammer (Abbildung 44).

4.5.2.2 Einrichtung zur Messung des Förderwerts

Für Förderwertmessungen kommt ein Horizontal-Förderprüfstand zum Einsatz. An diesem Zweikammer-Prüfstand kann die Förderwirkung

bzw. Leckage bei unterschiedlichem Druckgefälle zwischen den Kammern bestimmt werden. Der Aufbau des Prüfkopfes ist in Abbildung 45 aufgezeigt. Diese Konstruktion kam bereits in einem vorangegangenen Forschungsvorhaben zum Thema Schutzdichtungen für Wälzlager zum Einsatz [WPo8].

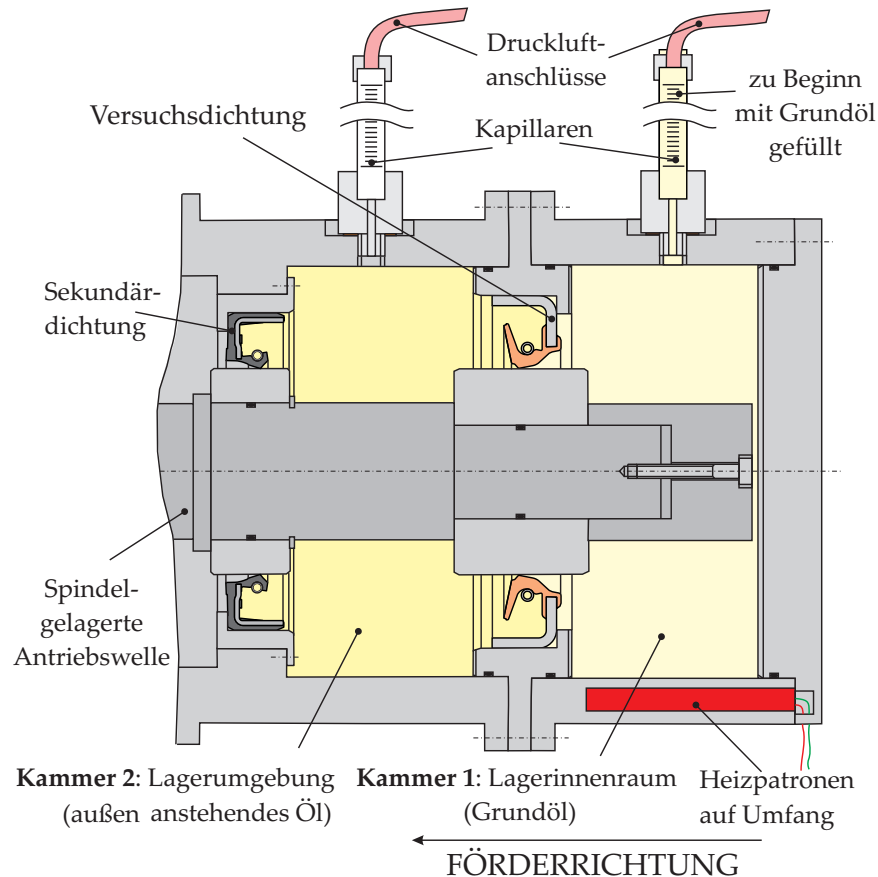


Abbildung 45: Einrichtung zur Förderwertmessung: Zweikammerprüfstand

Die beiden Kammern haben ein nahezu gleiches Volumen und werden jeweils durch einen Stahltopf begrenzt. Zur Trennung der beiden Kammern wird die zu untersuchende Dichtung eingesetzt. Die Bodenseite der Dichtung ist Kammer I zugewandt, welche den Lagerinnenraum repräsentiert und mit dem Grundöl des Wälzlagerfetts gefüllt wird. In beiden Kammern werden Temperatur und Druck gemessen. Oberhalb von Kammer I befindet sich ein Steigrohr. Zusätzlich kann in Kammer I das Ölvolumen temperiert werden.

Eine Regelung des Druckgefälles zwischen beiden Kammern wird mit Hilfe der Drucksensoren und eines an die Druckluftversorgung angeschlossenen Proportionalventils realisiert. Über einen PID-Regler können die gewünschten Druckstufen eingestellt werden. Es lassen sich die drei Zustände Überdruck in Kammer II, Unterdruck in Kammer II und ausgeglichener Druckzustand realisieren. Der ausgeglichene Zustand ist besonders wichtig, damit die Dichtung auch in einem

Zustand untersucht werden kann, in dem sie durch keinerlei einseitigen statischen Druck belastet wird. Ein derartiges Druckgefälle über dem Kontakt würde die Förderwirkung der Dichtung überlagern und wird im Folgenden separat untersucht.

Während eines Versuchs wird das Fluid von der Dichtung aus Prüfkammer I in Prüfkammer II gefördert. Das in der Kapillare über Kammer I anstehende Öl sinkt ab. Während sich das Öl in der Kapillare befindet, fällt der hydrostatische Druck in Kammer I linear ab. Dieser wird mit einem Drucksensor auf Wellenebene aufgezeichnet. Nach dem jeweiligen Versuch wird der lineare Bereich aus den Messdaten extrahiert. Es wird hieraus die Druckveränderung über der Zeit bestimmt. Mit dem Zusammenhang

$$\dot{V} = \frac{\Delta p \cdot A_K}{\rho \cdot \Delta t \cdot g} \quad (19)$$

kann bei bekannter Druckdifferenz Δp über dem Zeitintervall Δt sowie bei bekannter Dichte ρ des geförderten Fluids und bekannter Querschnittsfläche A_K der Kapillare der Volumenstrom \dot{V} bestimmt werden. Ist die temperaturabhängige Dichte nicht exakt bekannt, so kann durch Einsetzen von

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$$

in Gleichung 19 der Zusammenhang

$$\dot{m} = \frac{\Delta p \cdot A_K}{\Delta t \cdot g} \quad (20)$$

hergeleitet werden. Dies erlaubt die Ermittlung eines Wertes für die zeitabhängige Förderung ohne Kenntnis der Fluidichte.

Da bei jedem Versuchsansatz das Volumen einer kompletten Kapillare gefördert wird, handelt es sich bei dem ausgewerteten Förderwert um einen Mittelwert über eine größere Zeiteinheit. Bei einer geringen Drehzahl im Bereich einiger Hundert *Umdrehungen pro Minute* sind Versuchszeiten bis zu 24 Stunden nötig.

4.5.2.3 *Einrichtung zur optischen Untersuchung des Dichtkontakts*

Für optische Untersuchungen an Rotationsdichtungen wird ein Aufbau verwendet, welcher von *Wennhorst* [WPO8] im vorangegangenen Forschungsvorhaben entwickelt wurde. Dieser ist in Abbildung 46 dargestellt. Mit der Einrichtung ist eine Betrachtung der Lage und Geometrie des Dichtkontakts unter Verwendung von Weißlicht sowie eine Bestimmung der Schmierfilmdicke mittels Fluoreszenz möglich. Weiterhin lässt sich mit dieser Einrichtung der Zutritt des Fluids zum abgedichteten Raum bzw. die Förderung von eingefärbten Schmierstoffen durch den Dichtkontakt beobachten.

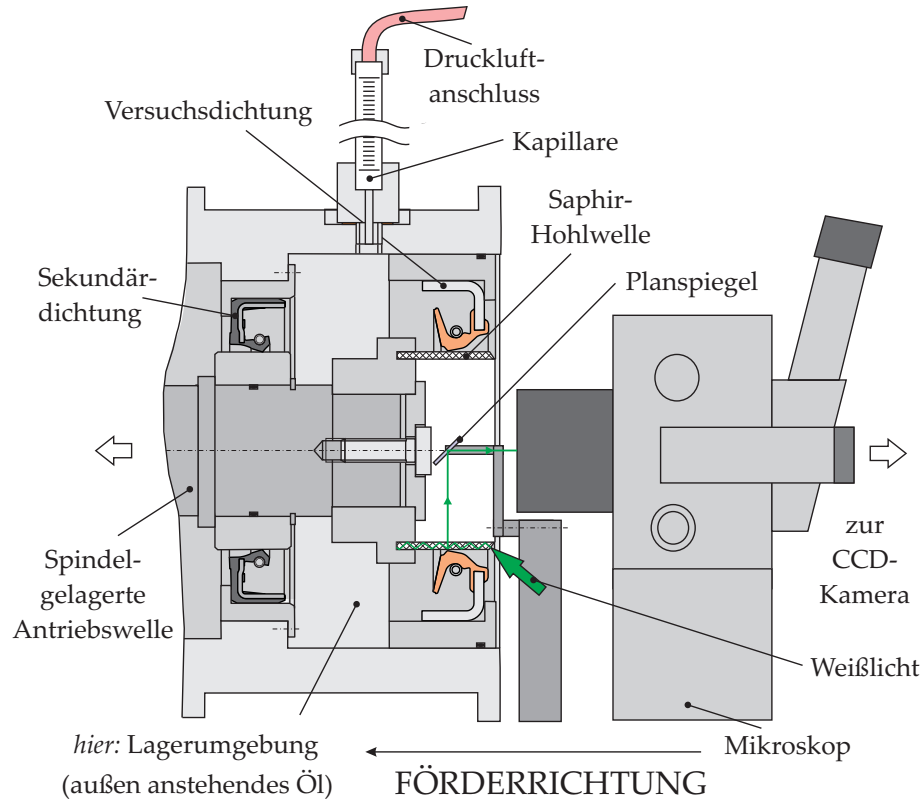


Abbildung 46: Einrichtung für optische Untersuchungen an Rotationsdichtungen

Die Einrichtung besteht aus einem Prüfkopf mit einer Kammer, die je nach Einbaurichtung der Dichtung den Lagerinnenraum oder den äußeren Fluidraum darstellt. Auf die Prüfwelle wird eine Saphir-Hohlwelle montiert, die als Gegenauflfläche für die Prüfdichtung dient. Saphir weist den Vorteil auf, dass es eine im Vergleich zu anderen transparenten Materialien deutlich höhere Wärmeleitfähigkeit besitzt, sodass die Wärme ähnlich gut wie bei der Verwendung einer Gegenauflfläche aus Stahl aus dem Dichtkontakt abgeführt werden kann.

In die Hohlwelle kann nach dem Prinzip aus [PGBQ92] Weißlicht eingekoppelt werden. Dieses einfallende Licht wird bei richtig gewähltem Einfallswinkel innerhalb der Saphir-Hohlwelle reflektiert, da es sich bei Saphir im Vergleich zur umgebenden Luft um das optisch dichtere Medium handelt. Trifft das Licht nach einigen Totalreflexionen an der Übergangsfläche zwischen Saphir und Luft (siehe Abbildung 46) auf den Übergang zwischen Saphir-Hohlwelle und die geschmierte Dichtung, so wird es dort an der realen Kontaktfläche der Dichtung reflektiert und Richtung Wellenachse gelenkt. Dort wird das Licht über einen Planspiegel zum Mikroskop umgelenkt. Eine angeschlossene CCD-(*Charge Coupled Device*) Kamera nimmt die Intensität des reflektierten Lichts auf. Auf diese Weise können die Lage des Dichtkontakts und die Kontaktbreite optisch ermittelt werden. Auch besteht die Möglichkeit, ein Druckgefälle im Dichtkontakt zu

erzeugen, um so die Verformung der Dichtung unter Druckeinfluss zu beobachten.

4.6 MESSTECHNIK FÜR BEGLEITENDE UNTERSUCHUNGEN

Um vor und nach den durchgeführten Versuchsläufen die Dichtungen hinsichtlich Verschleiß, Kontaktbreitenänderung und Radialkraft untersuchen zu können, wird weitere Messtechnik eingesetzt, die im Folgenden vorgestellt wird.

4.6.1 Radialkraftmessgerät

Bei einer elastomeren Radialdichtung ändern sich während der Einsatzdauer Parameter wie z. B. die Radialkraft oder der Innendurchmesser. Diese Parameteränderungen geben Hinweise auf Verschleiß, bleibende Formänderungen oder Alterungsprozesse.

Die Radialkraft wird an dem in Abbildung 47 dargestellten Gerät, welches von *Debler* [Debo5] entwickelt wurde, gemessen.

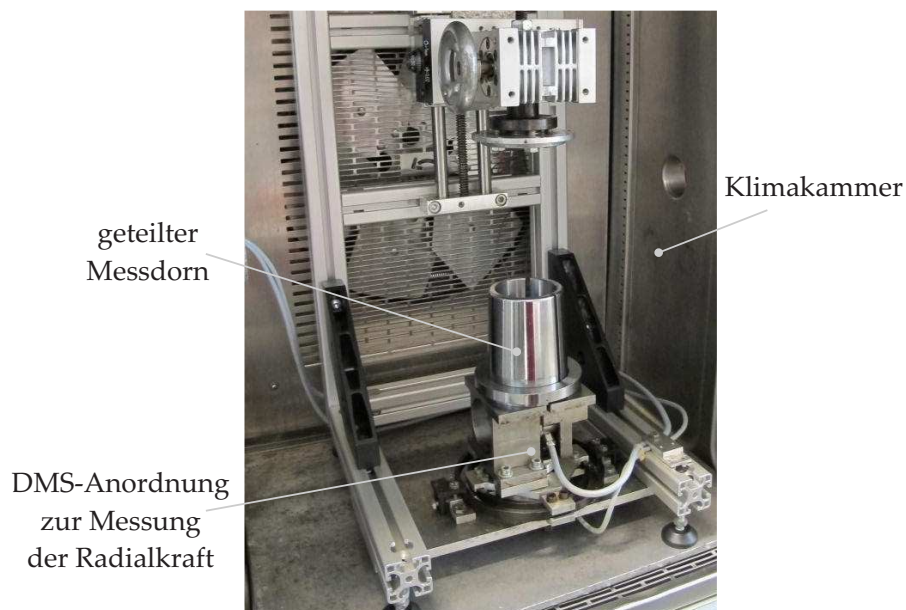


Abbildung 47: Radialkraftmessgerät mit zylindrischem Dorn

Auf den geteilten zylindrischen Dorn wird eine Dichtung geschoben. Diese wird dabei rotierend aufgesetzt, damit die Haftreibung überwunden wird. Nach einer bestimmten Verweildauer wird die Kraft gemessen, die die Dichtung in radialer Richtung auf den Dorn ausübt. Aufgrund des viskoelastischen Verhaltens des Elastomers relaxiert die Dichtung. Es wird zur Vergleichbarkeit der Messdaten jeweils der Messwert nach einer Stunde Verweildauer verwendet. Zuvor durchgeführte Messungen zeigen, dass eine längere Verweilzeit kaum noch zu einem Abfall des Messwerts führt. Der Dorn ist zur Messung in ein 120°- und ein 240°-Segment geteilt. Das 120°-Segment des Dorns

ist beweglich ausgeführt. Mittels DMS kann die Kraft, welche auf dieses Segment ausgeübt wird, gemessen werden.

Aus der gemessenen Sensorkraft F_{Sensor} lässt sich bei bekanntem Radius r des Messdorns mit

$$F_{\text{Sensor}} = \int_{-\phi_{\text{max}}}^{\phi_{\text{max}}} \frac{F_{\text{R}}}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot \cos \phi \cdot r \cdot d\phi \quad (21)$$

bei dem Winkelsegment von $\phi = 120$ die Radialkraft mit

$$F_{\text{R}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot F_{\text{Sensor}}}{\sqrt{3}} \quad (22)$$

bestimmen.

Die Radialkraft ist von der Temperatur abhängig. Bei höherer Temperatur weist eine Dichtung tendenziell eine geringere Radialkraft auf. Um die von der Temperatur abhängige Radialkraft der Versuchsdichtungen unter definierten thermischen Bedingungen zu messen, wird die Vorrichtung in einer Klimakammer betrieben.

4.6.2 Auflichtmikroskop

Die Kontaktbreite einer Dichtung ändert sich bereits beim Einlaufprozess und auch später im Betrieb aufgrund erhöhter Temperaturen oder Reibung. Somit lässt sich mittels der Kontaktbreite auf Verschleiß oder erfolgten Einlaufprozess zurückschließen.

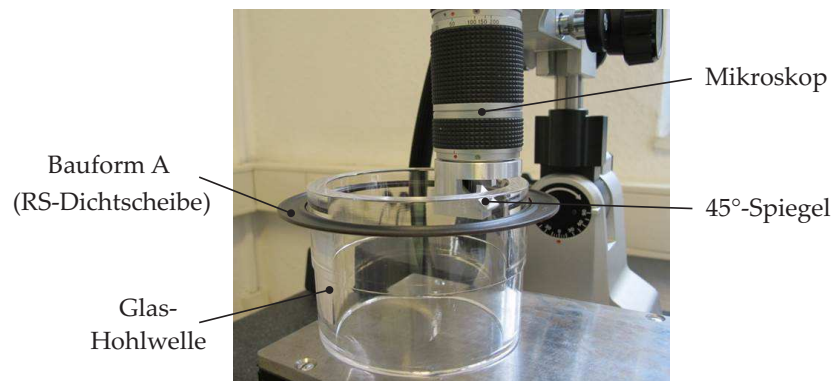


Abbildung 48: Messung der Kontaktbreite einer berührenden Dichtung im montierten Zustand mittels Auflichtmikroskop

Um die Kontaktbreite zu messen, wird die Dichtung auf eine Glas-hohlwelle aufgeschoben. Mittels eines 45°-Umlenk-Spiegels lässt sich der Dichtkontakt durch ein Mikroskop vergrößert betrachten (siehe Abbildung 48). Zusätzlich kann Weißlicht so in die Glashohlwelle eingekoppelt werden, dass mittels Totalreflektion die Kontaktbreite hervorgehoben wird (vgl. Abschnitt 4.5.2.3).

4.6.3 Tastschnittgerät

Weiterhin kann die Dichtung mittels eines Tastschnittgeräts vermessen werden. Dabei ist eine Vermessung der Dichtkante in Umfangsrichtung zur Bestimmung der Rauheit möglich, wobei ein Mikroskop zur Ausrichtung von Diamantspitze und Dichtkante eingesetzt wird (vgl. Abbildung 49).

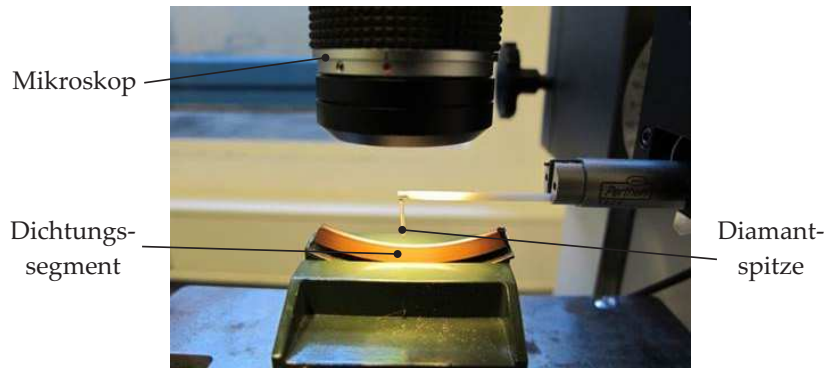


Abbildung 49: Aufbau zur Bestimmung der Oberflächenrauheit der Dichtkante

Zu berücksichtigen ist bei derartigen Tastschnitten im Gegensatz zu optischen Messverfahren, dass die Tastspitze eine Messkraft auf den Probenkörper ausübt. Diese Messkraft bewirkt bei nachgiebigen Materialien eine geringe Verformung der Geometrie. Diese Verformung kann einerseits als Messfehler ausgelegt werden, andererseits wird die Dichtkante im Betrieb durch die Gegenlauffläche ebenfalls verformt.

Weiterhin können mit dem Tastschnittverfahren auch die Gegenlaufflächen vermessen werden. Auf diese Weise lassen sich beispielsweise die Tiefe und die Breite einer Einlaufspur ermitteln. Zudem ist es mit dieser Methode möglich, die Oberflächenkennwerte der Laufspur auf der Gegenlauffläche in Umfangsrichtung zu ermitteln (vgl. Abbildung 50).

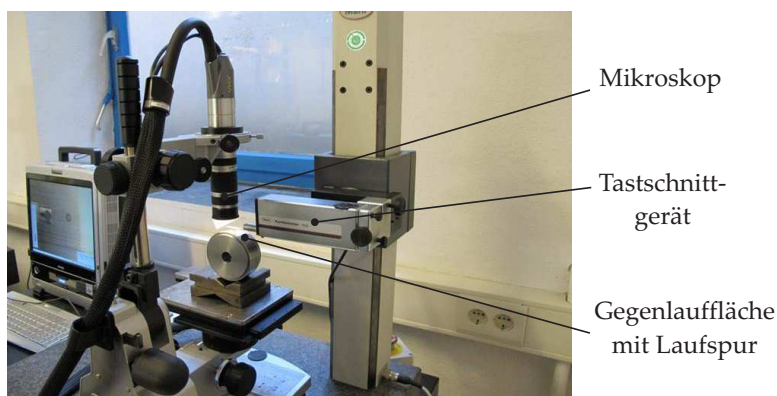


Abbildung 50: Aufbau zur Bestimmung der Rauheitskenngrößen der Lauftrille in der Gegenlauffläche

4.7 WEITERE MESSVERFAHREN

Im Rahmen dieser Arbeit werden neben den bereits vorgestellten Messeinrichtungen die folgenden Messverfahren angewandt:

- FT-IR Spektroskopie
- Karl-Fischer-Titration
- Mikro-Computer-Tomographie
- Schmierfilmdickenmessung mittels Fluoreszenz

4.7.1 FT-IR Spektroskopie und Karl-Fischer-Titration

Um festzustellen, wie viel Fluid und Partikel den Dichtkontakt während der Versuche passieren konnten, werden nach jedem Teilversuch Fettproben aus dem Lagerinnenraum (ca. 10 mm hinter der Dichtung, direkt vor dem Lager) entnommen. Diese werden extern im *Deutschen Institut für Kautschuktechnologie (DIK)* mittels *Infrarotspektroskopie (IR-Spektroskopie)* auf Esteröltritt untersucht. Zur Ermittlung des Wassergehalts nach Versuchen mit anstehendem Wasser wird eine *Karl-Fischer-Titration* durchgeführt. Mit diesem Verfahren kann also der Prozentsatz des Esteröls bzw. des Wassers im Wälzlagerfett bestimmt werden.

4.7.2 Mikro-Computer-Tomographie

Weiterhin werden die Proben einiger zuvor ausgewählter Versuchsansätze nach dem Versuch zur Ermittlung des Gesamtsystemverhaltens auf den Gehalt von Partikeln untersucht. Dazu wird ein Mikro-Computertomograph im *Deutschen Institut für Kautschuktechnologie* eingesetzt.

Dort wird Röntgenstrahlung durch eine Probe geleitet und dabei an den Atomen und Molekülen unterschiedlich stark abgeschwächt. Der Detektor, welcher sich hinter einer Probe befindet, nimmt die Intensität der Strahlung nach dem Durchstrahlen der Probe auf. Zwischen den einzelnen Aufnahmen wird die Probe schrittweise gedreht (siehe Abbildung 51).

Nach der Untersuchung werden die aufgenommenen Daten mittels eines vom Hersteller entwickelten mathematischen Algorithmus zu einem dreidimensionalen Bild zusammengefügt. Aus diesem können dann Partikelanzahl und -größe im untersuchten Schmierfett bestimmt werden.

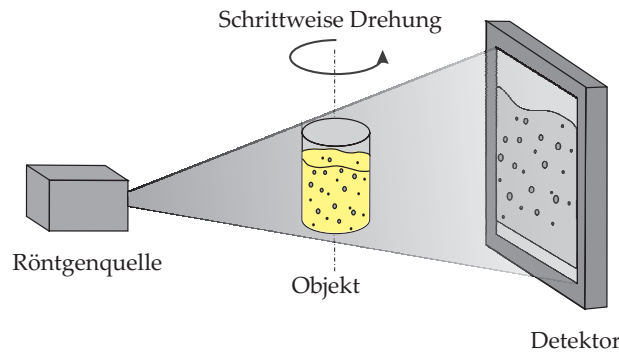


Abbildung 51: Funktion eines Mikro-Computertomographen

Dieses Verfahren lässt sich beispielsweise auch zur Bestimmung einer Geometrie und zur Ermittlung von Partikeleinbettungen im Dichtungswerkstoff einsetzen.

Die Auflösung der Ergebnisbilder ist dabei stark davon abhängig, welche Größe die Probe aufweist. Kleine Proben von einigen *Millimetern* können bis auf wenige *Mikrometer* genau aufgelöst werden. Größere, nicht rotationssymmetrische Proben können aufgrund der bei der Drehung teilweise sehr großen Entfernung zum Detektor nicht derart fein aufgelöst werden.

4.7.3 Schmierfilmdickenmessung mittels Fluoreszenz

Zur Messung der Schmierfilmdicke im dynamischen Dichtkontakt wird der Messaufbau aus Abschnitt 4.5.2.3 verwendet. Um mit einem optischen Verfahren den Schmierfilm im Kontakt zu ermitteln, wird im Schmierstoff ein fluoreszierender Farbstoff in geringer Konzentration gelöst. Externe Laboranalysen von reinen und fluoreszenzmarkierten Schmierstoffproben belegen, dass sich die Schmierstoffviskosität durch die Fluoreszenzmarkierung mit geringen Farbstoffkonzentrationen von unter 1000 ppm nicht signifikant ändert [WP09].

Der Farbstoff löst sich im Schmierstoff, zum Beispiel im Grundöl des Schmierfetts. Wird der gelöste Farbstoff mit Licht in einer bestimmten Wellenlänge angeregt, so werden Elektronen dieses Stoffs in einen energetisch höheren Zustand gebracht. Nach einer kurzen Zeitspanne, die laut *Spellenberg* im Bereich von 10^{-9} bis 10^{-7} Sekunden liegt, geben die Elektronen aus diesem instabilen Zustand, wie in Abbildung 52 aufgezeigt, die Energie in Form eines Photons wieder ab [Spe01].

Dieses sichtbar abgegebene Licht kann aufgezeichnet werden. Es ist ein Maß für die im betrachteten Bereich vorhandene Farbstoff- und damit auch Schmierstoffmenge. Eine Aussage über die vorliegende Filmdicke ist in diesem Fall möglich. Voraussetzung dafür ist, dass eine Kalibrierung der Schmierfilmdicke und der entsprechenden Fluoreszenzintensität im Vorfeld bzw. in-situ durchgeführt werden kann.

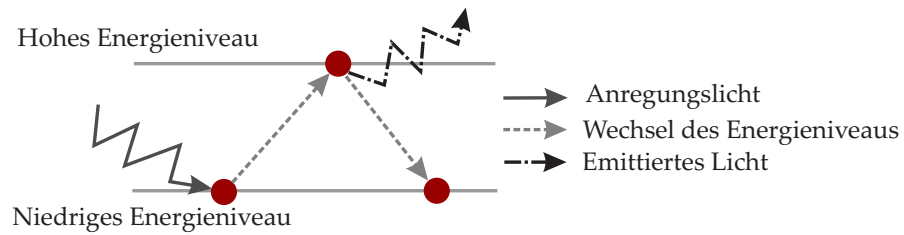


Abbildung 52: Prinzip der Fluoreszenz

Eine Kalibrierung kann sowohl extern [Debo5] wie auch intern durchgeführt werden [PGBQ92], [Bin91]. Ist eine interne Kalibrierung (in-situ-Kalibrierung) möglich, so bietet diese den Vorteil, dass alle Einflüsse der Prüfeinrichtung auch in der Kalibrierung vorhanden sind.

Die Ergebnisse von Untersuchungen mit der Fluoreszenz-Methode sind stark temperaturabhängig. Grund dafür ist, dass bei höherer Temperatur die emittierte Strahlung stärker streut. Dies führt dazu, dass bei gleicher Schichtdicke und gleicher Anregungsintensität eine geringere Intensität der emittierten Strahlung detektiert wird.

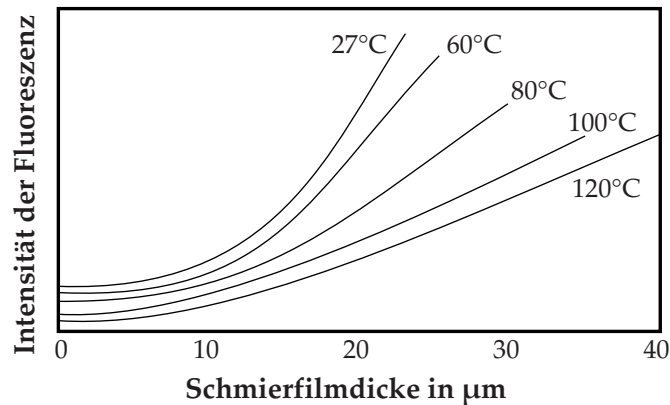


Abbildung 53: Temperaturabhängigkeit der Fluoreszenz nach [STNY00]

Ändert sich die Temperatur während einer Messung, so müsste eine externe Kalibrierung temperaturabhängig durchgeführt werden [OP11]. Eine interne Kalibrierung weist den Vorteil auf, dass dort die Temperaturänderung während des Versuchs keinen Einfluss hat [STNY00]. Im aktuellen Anwendungsfall kann eine interne Kalibrierung, wie in [WP09] beschrieben, durchgeführt werden. Bei diesem in-situ-Kalibrier-verfahren wird als Referenzgröße die Geometrie der Dichtung verwendet, die aus Schliffbildern bekannt ist. Hierdurch sind im Stillstand die Abstände zwischen Dichtung und Welle in radialer Richtung an allen Stellen bekannt. Ein Fluoreszenz-Bild zeigt dann an diesen Punkten die dem Abstand in radialer Richtung entsprechenden Intensitätswerte an.

Wird die gemessene Intensität der Fluoreszenz über der jeweils dazugehörigen bekannten Schmierfilmdicke aufgetragen, so ergibt sich ein Zusammenhang nach dem Gesetz von *Lambert-Beer*, welcher in Abbildung 54 aufgezeigt ist.

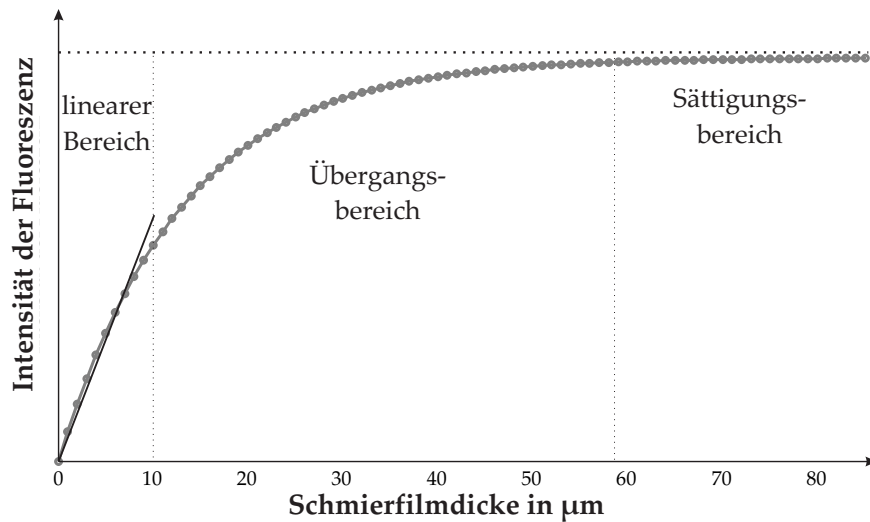


Abbildung 54: Zusammenhang zwischen Fluoreszenz und Schmierfilmdicke nach *Lambert-Beer*

Dabei werden drei Bereiche unterschieden. Im linearen Bereich steht aufgrund der geringen Schmierfilmdicke ausreichend Lichtintensität zur Verfügung. Die Fluoreszenz ist also davon abhängig, wie viel Farbstoff im Öl gelöst ist. Im Übergangsbereich ist die Fluoreszenzintensität abhängig von der Farbstoffmenge und von der Intensität des Anregungslichts. Im Sättigungsbereich ist die Fluoreszenz nur noch von der Intensität des Anregungslichts abhängig. Hierbei wird bereits vor Erreichen des dicksten Schmierfilms das Anregungslicht für Fluoreszenz- oder Wärmestrahlung verbraucht. Es zeigt sich also, dass mit dieser Methode lediglich für den Bereich geringer Schmierfilmdicken, also auch geringer Intensität der Fluoreszenz, verlässliche Werte für den Schmierfilm ermittelt werden können. Nur in diesem Bereich existiert ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen Anregungslicht und Schmierfilmdicke [PGBQ92]. Bei kleinen Filmdicken bis etwa $10\ \mu\text{m}$ ist demnach ausreichend Anregungslicht vorhanden.

ERGEBNISSE DER EXPERIMENTELLEN UNTERSUCHUNGEN

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen und die daraus resultierenden Ergebnisse dargestellt. Abbildung 55 zeigt die einzelnen Arbeitspakete auf, deren Ergebnisse im Folgenden vorgestellt werden.

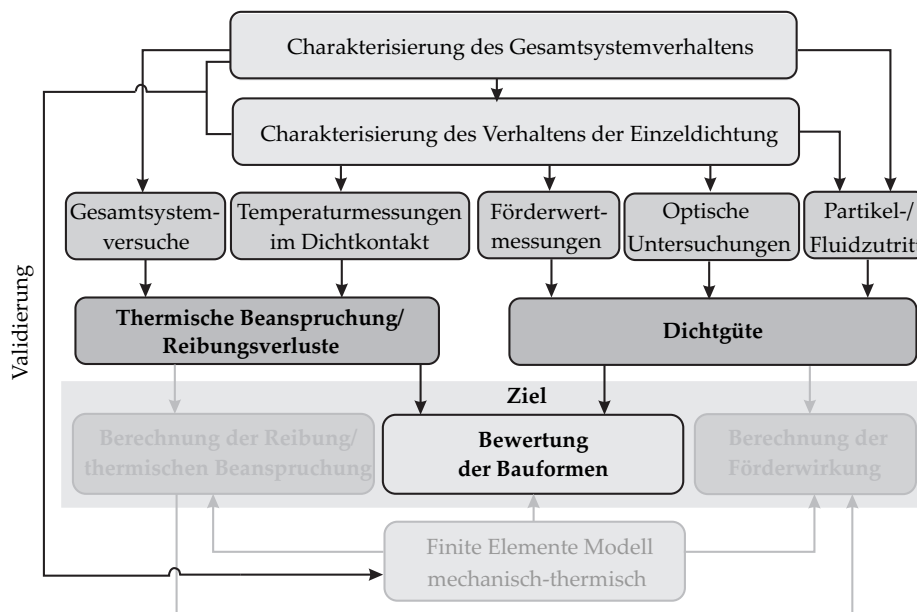


Abbildung 55: Ablauf der experimentellen Untersuchungen

Zunächst werden die Ergebnisse der Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens bezüglich der drei Kriterien

- thermische Beanspruchung,
- Reibungsverluste und
- Dichtgüte dargestellt.

Im Anschluss daran werden die Untersuchungsergebnisse der Einzeldichtungen vorgestellt.

5.1 ABLAUF DER UNTERSUCHUNGEN AM GESAMTSYSTEM

Das Verhalten des Gesamtsystems – bestehend aus zwei Wälzlagern, zwei Schutzdichtungen, Schmierstoff und verschmutztem Fluid – wurde an der in Abschnitt 4.5.1.1 vorgestellten modifizierten FE8-Prüfeinrichtung untersucht.

Zur schrittweisen Analyse des Gesamtsystemverhaltens wurden zunächst unterschiedliche Dichtungsbauformen und anstehende Fluide variiert (vgl. Tabelle 3).

Tabelle 3: Versuchsmatrix: Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens

Versuchsfluid	Bauform A	Bauform B
1 (ν mittel)	x	x
2 ($\nu \downarrow$)	x	x
3 ($\nu \uparrow$)	x	x
4 (Wasser)	x	x

Bauform R (Standard-RWDR) wurde an dieser Stelle nicht untersucht, da bei hauptsächlich vorliegender Fettschmierung im Gesamtsystem keine ausreichende Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt gewährleistet werden kann. Somit erwärmt sich, wie vorangegangene Untersuchungen aus [WPo8] gezeigt haben, das System zu stark und es kommt zu einem vorzeitigen Ausfall der Dichtung.

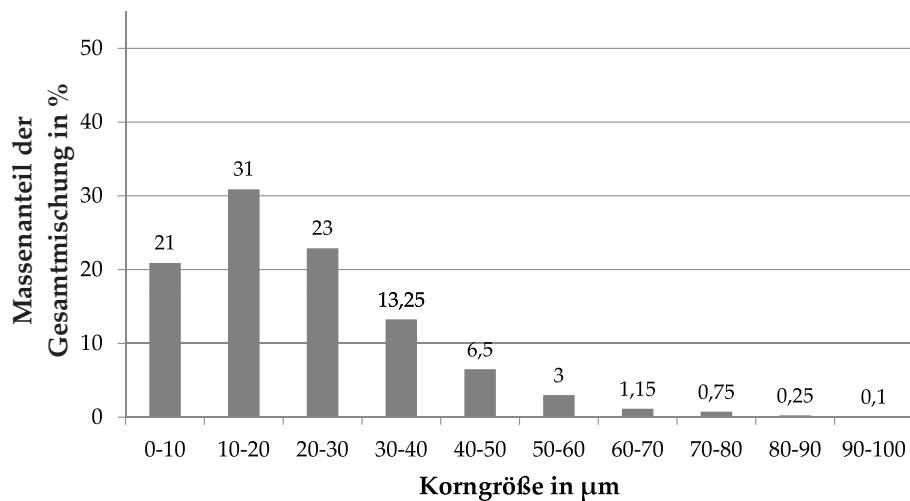


Abbildung 56: Edelstahlpartikel zur Untersuchung der Filterwirkung im Gesamtsystem, mittlere Größe: $22,3 \mu\text{m}$

Den Fluiden wurden vor den Versuchen zum Gesamtsystemverhalten Edelstahlpartikel (bei anstehenden Esterölen) bzw. Korundpartikel (bei anstehendem Wasser) beigemischt, um die Dichtgüte hinsichtlich Partikelzutritt untersuchen zu können. Die Größenverteilung der Partikel kann den Abbildungen 56 und 57 entnommen werden. Sie wurde aus [WPo8] übernommen.

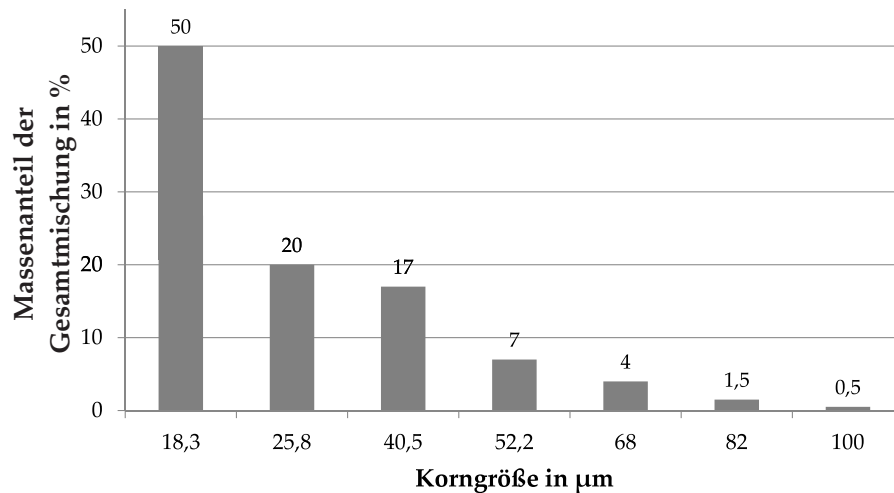


Abbildung 57: Korundpartikel zur Untersuchung der Filterwirkung im Gesamtsystem, mittlere Größe: $29,3 \mu\text{m}$

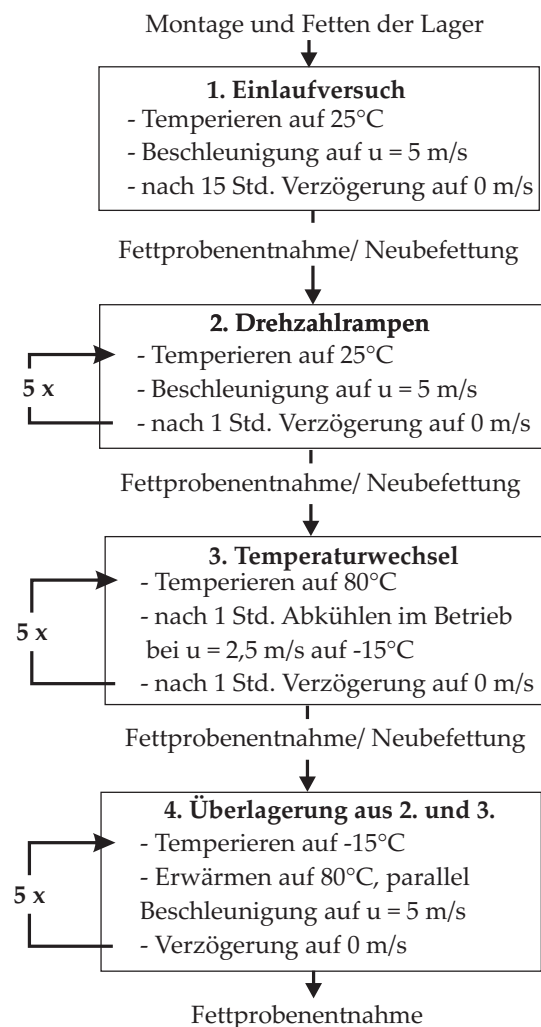


Abbildung 58: Ablauf der Untersuchungen zum Gesamtsystemverhalten (vier Teilversuche) nach [WPo8]

Für jeden Versuchsansatz wurde der Ablauf nach Abbildung 58, welcher bereits in [WPo8] zum Einsatz kam, berücksichtigt. Ein Versuchsansatz setzt sich demnach aus einem Einlaufversuch, fünf Drehzahlrampenversuchen, fünf Temperaturwechselfersuchen und fünf Überlagerungsversuchen zusammen. Verzögerungen bzw. Beschleunigungen der Welle wurden dabei immer mittels einer Rampenfunktion durchgeführt, um Schädigungen an der Dichtung durch abrupte Geschwindigkeitsänderungen zu vermeiden. Zu Beginn eines jeden Versuchsansatzes wurden neue Dichtungen, neue Gegenauflflächen und neue Rillenkugellager montiert. Die Lager wurden mit einer initialen Fettfüllung von 30% des freien Lagerinnenraums gefüllt. Nach Abschluss eines jeden der vier Teilversuche wurde eine Fettprobe aus dem Lagerinnenraum (ca. 10 mm hinter der Dichtung) entnommen. Diese Fettprobe diente zur Ermittlung der Dichtgüte (siehe Abschnitt 5.2.2). Im Anschluss an die Entnahme der Fettprobe wurde das kopfseitige Lager neu befettet und wieder abgedichtet.

Während der Versuche wurden die Messdaten:

- Druck im Lagerinnenraum,
- Temperatur im Lagerinnenraum,
- Temperaturen beider Lagerschalen und
- Reibmoment aufgezeichnet.

Vor Beginn der Versuche wurden drei Versuchsansätze ohne die Verwendung von Dichtungen und außen anstehendem Fluid als Referenz durchgeführt. Dabei ergaben sich die in Tabelle 4 aufgezeigten Werte für die Beharrungstemperatur und das Beharrungsreibmoment des Prüfaufbaus. Diese Reibmomente wurden für die nachfolgenden Darstellungen nicht von den Messdaten abgezogen.

Tabelle 4: Reibmoment der modifizierten FE8-Prüfeinrichtung ohne Dichtungen und anstehendes Fluid

Zustand	Systemtemperatur in °C	Beharrungsreibmoment in Nm
Beharrung nach Einlauf	51,7	$0,55 \pm 0,19$
Aufgeheiztes System	80	$0,34 \pm 0,19$
Abgekühltes System	-15	$0,93 \pm 0,27$

5.2 ERGEBNISSE DER UNTERSUCHUNGEN AM GESAMTSYSTEM

Bei der Darstellung der Ergebnisse werden im Folgenden einerseits der Anwendungsfall „clean bearing“, also die Verwendung eines ab-

gedichteten Lagers im Öl geschmierten Getriebe, und andererseits der Anwendungsfall „Radlagereinheit“ unterschieden. Zudem werden die Ergebnisse nach untersuchten Dichtungsbauformen untergliedert.

5.2.1 Reibungsverluste und thermische Beanspruchung

Jeder Versuchsansatz startet mit dem Einlauf des Systems. Die dabei ermittelten Messgrößen, welche für jede Bauform ähnlich verlaufen, sind exemplarisch in Abbildung 59 dargestellt.

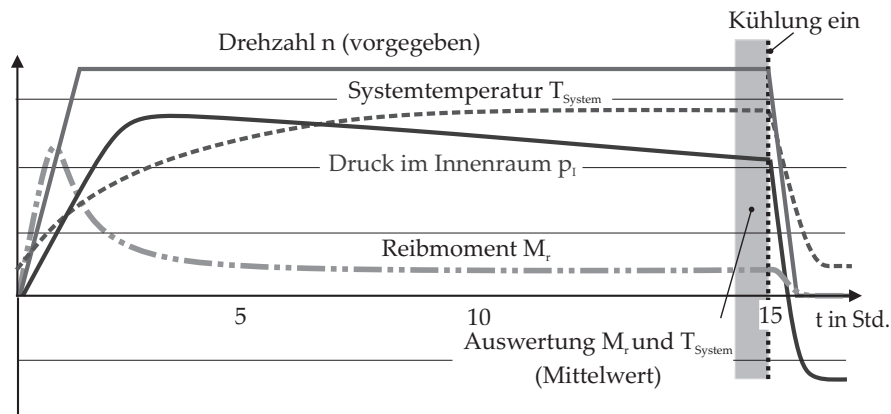


Abbildung 59: Verlauf der Messgrößen des Gesamtsystems während des Teilversuchs 1 „Einlauf“

Beim Teilversuch „Einlauf“ wird eine konstante Drehzahl vorgegeben. Das Fett im Lagerinnenraum hat zu Beginn des Versuchs Raumtemperatur und wurde noch nicht durch die Bewegung der Wälzkörper im Lager verteilt. Zudem sind die Dichtungen noch nicht eingelaufen und haben sich aufgrund des viskoelastischen Verhaltens ohne Schmierstoff in die Kontur der Gegenauflfläche gesetzt, was eine anfänglich hohe Festkörperreibung verursacht. Das daraus resultierende große Reibmoment zu Beginn eines jeden Einlaufversuchs führt zu einem starken Anstieg der Systemtemperatur und damit zu einem Überdruck im abgeschlossenen Lagerinnenraum.

Das Reibmoment nimmt durch das Einlaufen der Dichtungen bereits innerhalb der ersten zwei Stunden der Versuchslaufzeit deutlich ab. Nach ca. 8 Stunden haben Reibmoment und Systemtemperatur einen Beharrungszustand erreicht. Der Druck weist bereits nach ca. zwei bis drei Stunden Laufzeit seinen Maximalwert auf und wird durch die Eigenförderung der Dichtung und auch durch „Abblasen“, also das Ablassen von Druck durch Entlastung der Dichtkante wieder langsam abgebaut. Dies erfolgt trotz weiter steigender Temperatur.

Wird am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ das System auf Raumtemperatur herunter gekühlt und angehalten, so bildet sich ein negativer Druck im Innenraum aus, da zuvor durch das „Abblasen“ während

des Betriebs bei hohen Temperaturen Luftmasse verloren gegangen ist.

Für die Vergleichbarkeit der Bauformen untereinander werden zum Ende des 15-stündigen Versuchs die Messgrößen „Systemtemperatur“ und „Reibmoment“ ausgewertet, welche dann beide ein konstantes Niveau aufweisen.

Nach der Fettprobenentnahme und der anschließenden Neufettung des Testlagers wird der im vorangegangenen Teilversuch zum Ende vorliegende Druck (nach Teilversuch „Einlauf“: Unterdruck) wieder eingestellt und der Teilversuch „Drehzahlrampen“ wird gestartet. Hierbei kann das gleiche Verhalten der Messgrößen wie im Teilversuch „Einlauf“ beobachtet werden (vgl. Abbildung 60). Jedoch kommt es aufgrund des bereits eingelaufenen Systems zu Beginn nicht mehr zu einem derart hohen Reibmoment. Der sich ausbildende Innendruck im Lager erreicht zudem aufgrund der kurzen Versuchszeit bis zum erneuten Herunterkühlen des Systems auf Raumtemperatur seinen Maximalwert aus dem Einlaufversuch nicht. Wird zwischen den einzelnen Drehzahlrampen das System auf Raumtemperatur abgekühlt, fällt der Druck in den negativen Bereich ab und verharrt dort bis zum Ende des Teilversuchs.

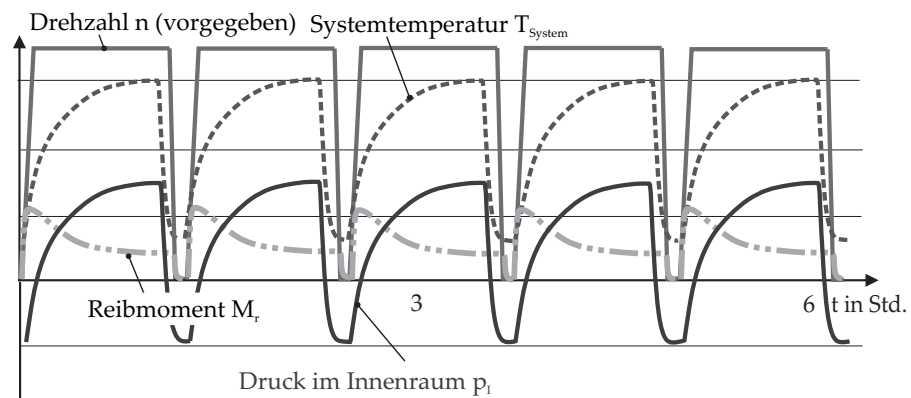


Abbildung 60: Verlauf der Messgrößen des Gesamtsystems während des Teilversuchs 2 „Drehzahlrampen“

Dieser Unterdruck wird auch zu Beginn des nächsten Teilversuchs wieder eingestellt. Bei dem Teilversuch „Temperaturwechsel“ wird das System im Stillstand auf $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ aufgeheizt. Dabei bildet sich ein sehr hoher Überdruck im Lager aus, welcher je nach Bauform bis zu 200 mbar beträgt. Erst wenn die Systemtemperatur von $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht ist, wird eine Drehzahl aufgeprägt und das Reibmoment steigt an. Es wird jedoch aufgrund der hohen Systemtemperatur und der damit verbundenen geringen Viskosität des Fetts sowie der durch den Überdruck verringerten Radialkraft der Dichtung nur ein relativ geringes Reibmoment erreicht. Nach einer Stunde wird das System bei gleichbleibender Drehzahl auf $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgekühlt. Eine geringere Systemtemperatur führt zu einer höheren Viskosität des Grundöls sowie

zu einer erhöhten Radialkraft der Dichtungen. Aus diesem Grund ist bei der Abkühlung des Systems ein starker Anstieg des Reibmoments zu beobachten (vgl. Abbildung 61), zumal sich bedingt durch die Abkühlung im Lagerinnenraum ein Unterdruck ausbildet.

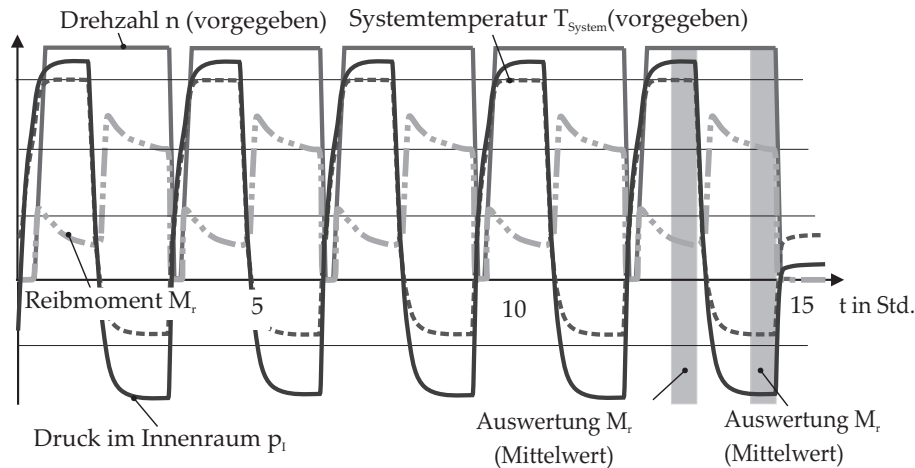


Abbildung 61: Verlauf der Messgrößen des Gesamtsystems während des Teilversuchs 3 „Temperaturwechsel“

Zur Bewertung der Bauformen untereinander wird bei diesem Teilversuch das sich einstellende Reibmoment bei hoher und bei niedriger Temperatur in der letzten Versuchswiederholung ausgewertet.

Beim letzten Teilversuch „Überlagerung“ wird das System zunächst auf $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgekühlt. Ein relativ großer negativer Druck von einigen 100 Millibar bildet sich aus. Ist die Systemtemperatur von $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht, so wird eine konstante Drehzahl eingestellt. Beim Anfahren des Systems bei negativer Temperatur und damit verbundener hoher Fluidviskosität und Radialkraft der Dichtungen ergibt sich ein sehr hohes Reibmoment. Wird das System beim Anfahren parallel erwärmt, so wird das Reibmoment mit steigender Systemtemperatur und damit abnehmender Fluidviskosität und Radialkraft der Dichtung kleiner. Der Druck im Lagerinnenraum dagegen steigt mit steigender Systemtemperatur an (vgl. Abbildung 62). Diese Kombination aus Drehzahlrampen und Temperaturwechseln ist besonders im Hinblick auf den Partikelzutritt interessant, da innerhalb kürzester Zeit im Wechsel sehr hohe und niedrige Systemdrücke erreicht werden. Dieser Effekt wird durch die thermische Ausdehnung des Elastomers, welche ca. eine Größenordnung über der des Materials der Gegenauflagefläche liegt, zusätzlich verstärkt. Dies führt dazu, dass die Radialkraft der Dichtung immer wieder stark verstärkt und vermindert wird. Auch die axiale Position der Dichtkante verändert sich bei Druckschwankungen. Bei Bauformen mit geringer Radialkraft kann zudem ein Aufstellen der Dichtung bei großen Unterdrücken beobachtet werden. Durch diese Faktoren wird ein Partikel- und Fluidzutritt zum Lagerinnenraum bewirkt.

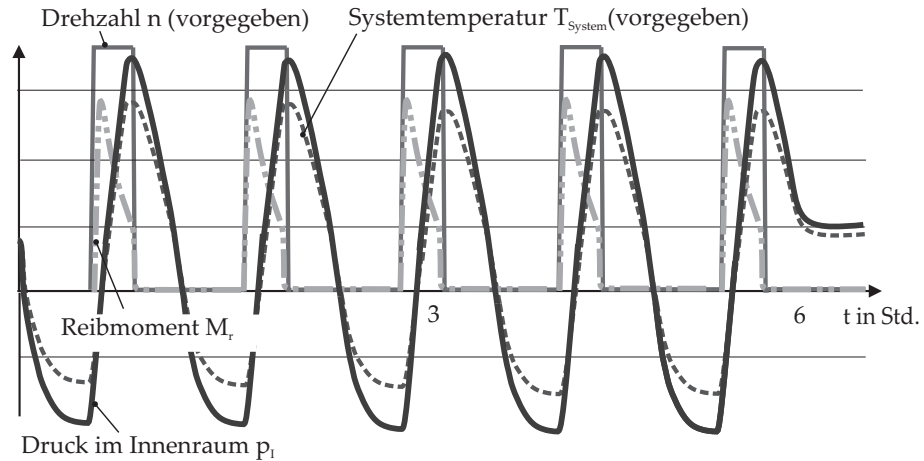


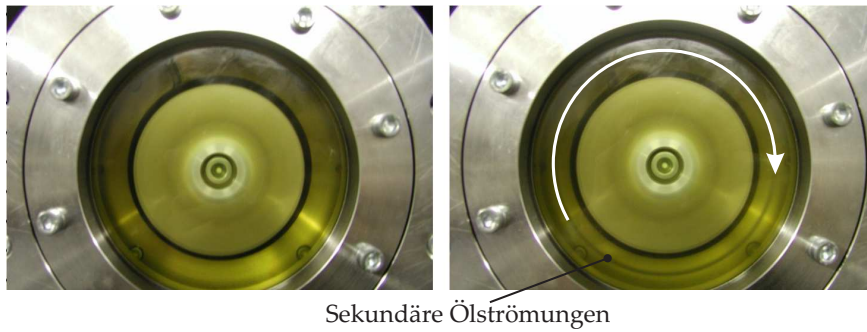
Abbildung 62: Verlauf der Messgrößen des Gesamtsystems während des Teilversuchs 4 „Überlagerung“

Zur Bewertung des Gesamtsystems bezüglich Reibung und thermischer Beanspruchung werden zunächst nur die Ergebnisse der Teilversuche „Einlauf“ und „Temperaturwechsel“ betrachtet.

Bauform A

Bei Bauform A wird beim Teilversuch „Einlauf“ bei außen anstehendem Fluid 2 (geringe Viskosität) im Mittel im Lagerinnenraum ein maximaler Druck von ca. 135 mbar erreicht, welcher dann im Laufe des Versuchs wieder auf ca. 25 mbar absinkt. Bei außen anstehendem Fluid 3 (hohe Viskosität) wird ein Überdruck von ca. 100 mbar erreicht, der während des Versuchs auf ca. 30 mbar abgebaut wird. Der geringere Maximaldruck im Lagerinnenraum bei anstehendem Fluid mit höherer Viskosität kann eventuell mit dynamischen Effekten im mitrotierenden Öl erklärt werden. Dies wurde bereits in den Untersuchungen von *Wennehorst* vermutet [WPo8].

Durch ausgebildete sekundäre Strömungen (Taylor-Wirbel) bei größeren Drehzahlen kann sich eine Sogwirkung ausbilden, die den Dichtkontakt beeinflussen kann. Diese Taylor-Wirbel sind bei rotierenden Wellen in still stehenden Gehäusen zu beobachten. Aufgrund der Zentrifugalkraft wird die Flüssigkeit von der Welle nach außen bewegt. Dies überlagert die laminare Strömung im Zwischenraum zwischen Welle und Gehäuse. Daraus resultieren Taylor-Wirbel, welche senkrecht auf der Rotationsachse stehen. Wird die Drehzahl weiter erhöht, so rotieren diese Wirbel ebenfalls um die Welle. Dies konnte, wie Abbildung 63 zeigt, in den durchgeführten Untersuchungen beobachtet werden.



Sekundäre Ölströmungen

Abbildung 63: Sekundäre Ölströmungen: *links*: beim Anlaufen, *rechts*: bei $n = 900$ U/min, Fluid 1, Bauform A

Auf Basis der Ergebnisse von [Ott83] bewirkt eine höhere Viskosität des außen anstehenden Fluids eine stärkere Ausprägung dieser Sogeffekte. Dies könnte zu einer verstärkten Förderwirkung führen. Neben diesem Erklärungsansatz können auch eine größere Schmierfilmdicke bei außen anstehendem Fluid mit höherer Viskosität oder eine stärkere tangentielle Verzerrung des Elastomers im Kontakt einen Erklärungsansatz für die stärkere Förderwirkung bei außen anstehendem Fluid mit höherer Viskosität liefern. Dies wird ausführlicher in Abschnitt 6.3.1 diskutiert.

Steht außen Wasser an, so findet nur zeitweise ein Über- bzw. Unterdruckaufbau statt: Der Druck wird zunächst aufgebaut und dann durch Störungen im Dichtkontakt durch eintretendes Wasser immer wieder sprunghaft abgebaut.

Neben dem Druckaufbau wurde die Beharrungstemperatur des Gesamtsystems, welche für die durchgeführten Versuche mit Bauform A in Abbildung 64 dargestellt ist, ausgewertet.

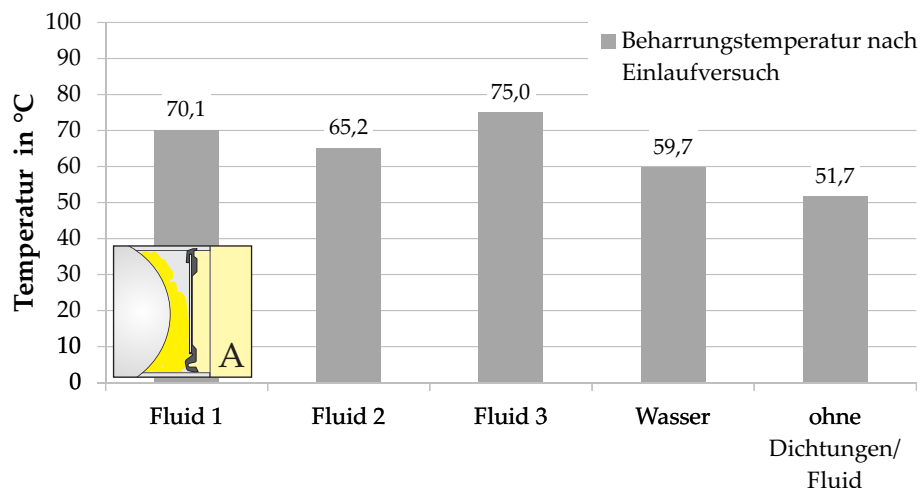


Abbildung 64: Beharrungstemperatur des Gesamtsystems am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform A, $u = 5$ m/s

Es zeigt sich, dass die sich einstellende Beharrungstemperatur des kompletten Systems eine deutliche Abhängigkeit von der Viskosi-

tät aufweist. Steht in der Kammer vor der kopfseitigen Dichtung ein Fluid mit hoher Viskosität an (Fluid 3), so bildet sich mit 75°C auch eine höhere Beharrungstemperatur aus. Der Grund dafür ist die stärkere viskose Reibung im Fluid, welche zu einem höheren Temperatureintrag ins System führt. Die geringsten Systemtemperaturen werden bei außen anstehendem Wasser erreicht. Hierbei liegen die sich einstellenden Systemtemperaturen, welche im Mittel etwa 60°C betragen, lediglich 8°C über der Systemtemperatur ohne eingebaute Dichtungen und anstehendes Fluid.

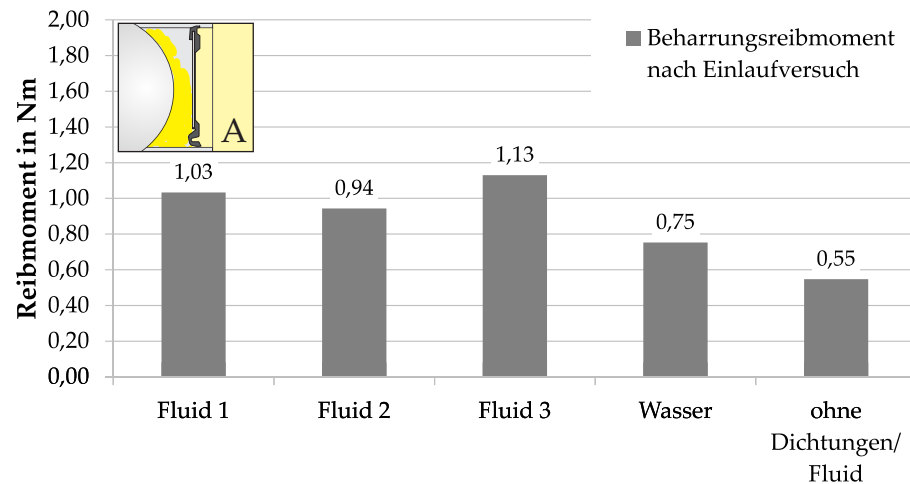


Abbildung 65: Beharrungsreibmoment des Gesamtsystems am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform A, $u = 5 \text{ m/s}$

Das sich am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ einstellende Reibmoment verhält sich analog zur Systemtemperatur (vgl. Abbildung 65).

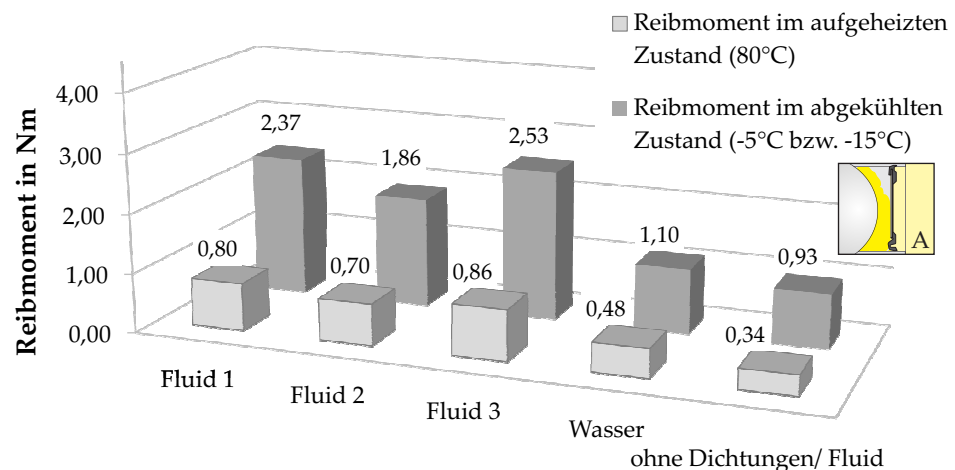


Abbildung 66: Temperaturabhängiges Beharrungsreibmoment des Gesamtsystems im Teilversuch „Temperaturwechsel“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform A, $u = 2,5 \text{ m/s}$

Im Teilversuch „Temperaturwechsel“ wurde das Reibmoment bei zwei unterschiedlichen Temperaturen betrachtet (vgl. Abbildung 66). Bei 80 °C liegt, wie der exemplarische Messgrößenverlauf in Abbildung 61 zeigt, ein großer Überdruck vor. Dieser beträgt bei Bauform A bis zu 130 mbar und führt zu einer erheblichen Entlastung der Dichtkante. Außerdem ist die Viskosität des Fluids bei derart hohen Temperaturen geringer und auch die Radialkraft der Dichtung ist im Vergleich zur Raumtemperatur bedingt durch Druckentlastung und thermische Ausdehnung kleiner. Auf diese Weise stellt sich im aufgeheizten System bei 80 °C ein sehr geringes Reibmoment ein, welches bei allen verwendeten Fluiden unter 0,9 Nm liegt. Wird dagegen das System abgekühlt, so bildet sich im Lagerinnenraum ein Unterdruck von bis zu -230 mbar aus. Hierbei handelt es sich um den Druck, bei dem *Wennehorst* bereits ein Abheben der umgeklappten, aufgestellten Dichtkante beobachtete [WPo8]. Dieser große Unterdruck führt zu einem starken Anpressen der Dichtkante. Zudem liegt bei negativen Temperaturen eine größere Radialkraft vor und auch das Fluid weist eine größere Viskosität auf. Diese Faktoren führen zu einem sehr hohen Reibmoment des abgekühlten Systems. Bei Verwendung der Bauform A treten unter diesen Bedingungen Reibmomente von bis zu 2,5 Nm bei anstehendem Fluid 3 auf. Auch im abgekühlten und aufgeheizten System ist deutlich die bereits im Teilversuch „Einlauf“ beobachtete Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids erkennbar.

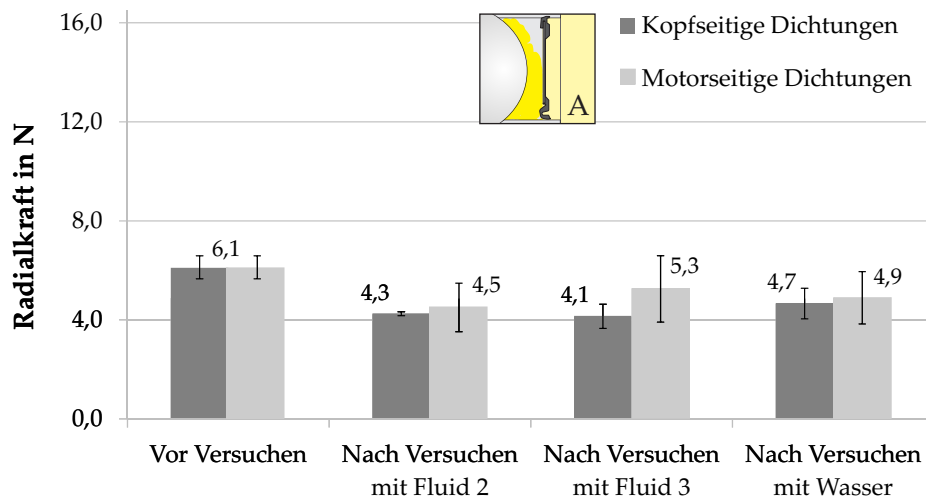


Abbildung 67: Radialkraft der in den Gesamtsystemversuchen bei unterschiedlichen anstehenden Fluiden eingesetzten Dichtungen, vor und nach den Versuchsläufen, Bauform A

Ergebnisse von Radialkraftmessungen nach den durchgeführten Versuchen zum Gesamtsystemverhalten zeigen eine deutliche Abnahme der Radialkraft von Bauform A unabhängig vom anstehenden Fluid (vgl. Abbildung 67).

Die jeweilige Dichtung, welche motorseitig eingesetzt wurde, weist generell noch eine etwas größere Radialkraft auf als diejenige, welche kopfseitig zum Einsatz kam. Dies ist damit zu erklären, dass die Dichtung, welche motorseitig zum Einsatz kam, lediglich mit Fett in Berührung kam. Hingegen stand kopfseitig Wasser bzw. Esteröl mit Partikeln an, sodass Verschleiß und Änderungen der elastischen Eigenschaften des Elastomers begünstigt wurden. Da sowohl kopf- wie auch motorseitige Dichtung das kopfseitige Lager umschließen, liegt zwischen den Dichtungen kein nennenswerter Temperaturunterschied vor. Die Temperatur im Dichtkontakt wird in Abschnitt 5.4.1 gezielt untersucht.

Während der Teilversuche mit Bauform A bei außen anstehendem korundhaltigem Wasser entsteht, wie in Abbildung 68 dargestellt, eine ca. 1 mm breite und mehr als $30\ \mu\text{m}$ tiefe Verschleißspur auf der Gegenauflfläche.

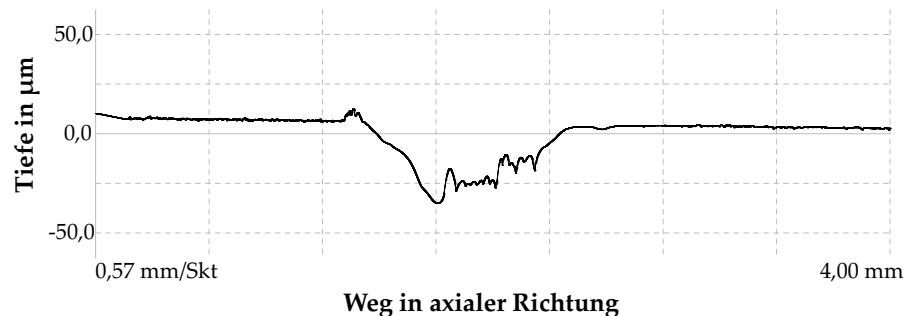


Abbildung 68: Profil der Lauftrille in der kopfseitigen Gegenauflfläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Wasser, Bauform A

Diese besonders breite Laufspur deutet auf eine Verformung der Dichtung bei großen Unterdrücken hin. Bereits im vorangegangenen Forschungsvorhaben wurde von *Wennehorst* beobachtet, dass Dichtungen der Bauform A bei großen Unterdrücken im Lagerinnenraum im Bereich von ca. 180 mbar umklappen und sich senkrecht aufstellen. Durch diese in axialer Richtung sehr stark ausgeprägte Verformung der Dichtung wird bei unterschiedlichen Drücken eine große Fläche in axialer Richtung überstrichen, was zu der breiten Laufspur auf der Gegenauflfläche führt. [WPo8]

Die große Tiefe der Laufspur ist außerdem ein Indiz dafür, dass Partikel in den Dichtkontakt gelangt sind, die dort abrasiven Verschleiß der Oberfläche bewirkt haben. Es ist zudem möglich, dass Partikel sich im Kontaktbereich im Dichtungsmaterial eingebettet und zusätzlichen Verschleiß der Gegenauflfläche bewirkt haben. Dies wurde mittels Mikro-CT-Aufnahmen einer kopfseitig gelaufenen Dichtung überprüft (vgl. Abbildung 69). Dafür wurde die Dichtung vorsichtig in einem Bad (Isopropanol) ohne mechanische Einwirkung gereinigt. Anschließend wurde die Dichtung zusammen mit einer Probe der zu detektierenden Partikel im Mikro-CT untersucht. Dies ist erfor-

derlich, damit ermittelt werden kann, ob es sich bei den detektierten Materialien im Elastomer um die entsprechenden eingebetteten bzw. angehafteten Partikel handelt.

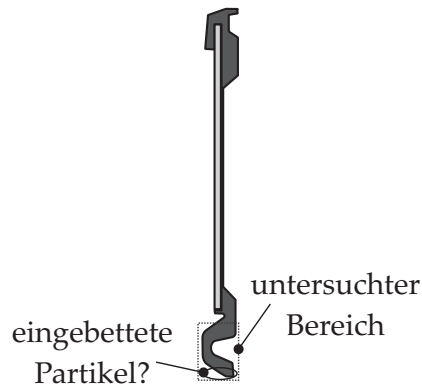


Abbildung 69: Im Mikro-CT untersuchter Bereich der Bauform A

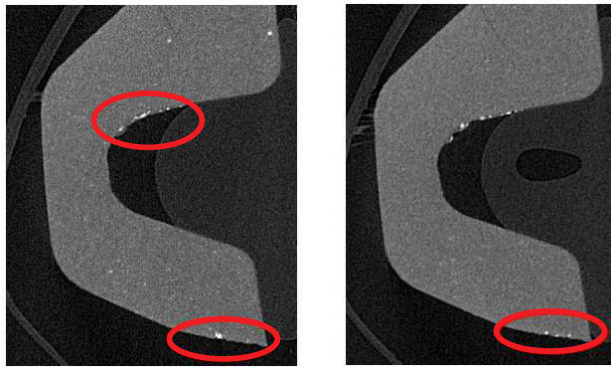


Abbildung 70: Ergebnisse der Mikro-CT-Untersuchungen der Dichtungsbauform A nach Einsatz mit Wasser und Korundpartikeln, Bilder aus zwei Ebenen in Umfangsrichtung

Wie Abbildung 70 zeigt, sind nach den Versuchen mit außen anstehendem Wasser Korundpartikel über die komplette Dichtkante verteilt und haben sich in der Dichtung festgesetzt. Die Partikel, welche detektiert wurden, zeigen sich in Form heller Punkte, die aufgrund der unterschiedlichen Dichte im Vergleich zum Elastomer deutlich zu erkennen sind. Auch im Radius der Dichtkantenaufhängung, welcher im Bad schwer gereinigt werden konnte, sind noch Partikel zu finden. Die im Dichtkantenbereich detektierten Partikel sind vermutlich dafür verantwortlich, dass die Gegenlauffläche nach dem Versuch zum Gesamtsystemverhalten so stark verschlissen war und eine tiefe Verschleißspur aufwies. Wenn sich feste Partikel in die Dichtung einbetten, kann der im Vergleich zum Elastomer deutlich härtere Kontaktpartner, also die Gegenlauffläche, stark abrasiv verschleifen.

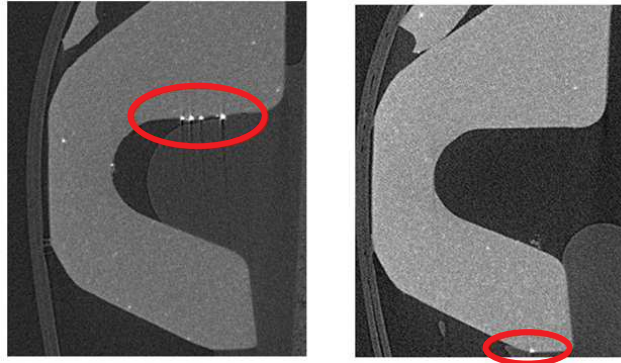


Abbildung 71: Ergebnisse der Mikro-CT-Untersuchungen der Dichtungsbauf orm A nach Einsatz mit Fluid 2 und Edelstahlpartikeln, Bilder aus zwei Ebenen

Ebenfalls durchgeführte Mikro-CT-Untersuchungen einer Dichtung, die bei außen anstehendem Esteröl mit Edelstahlpartikeln im Einsatz war, zeigen, dass sich deutlich weniger Partikel im Dichtmaterial im Kontaktbereich eingebettet haben als bei außen anstehendem Wasser mit Korund (vgl. Abbildung 71). Auch hierbei sind Partikel im Radius der Dichtkantenaufhängung zu sehen.

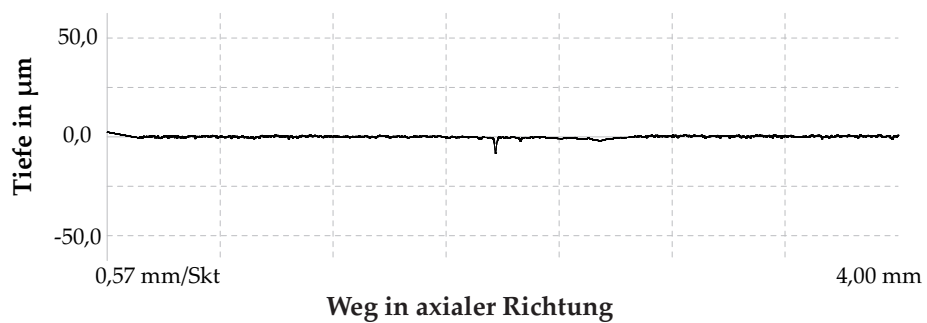


Abbildung 72: Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 2, Bauform A

Die zugehörige Verschleißspur ist mit einer maximalen Tiefe von $6 \mu\text{m}$ relativ klein (Abbildung 72). Eine Vergrößerung dieses Profils in Abbildung 73 zeigt, dass die Laufspur die starke Vertiefung mit ungefähre r Breite des Dichtkontakts lediglich an einer Stelle aufweist. In axialer Richtung deutlich versetzt befinden sich die durch die druckbedingten Verformungen des Dichtkontakts entstandenen Vertiefungen.

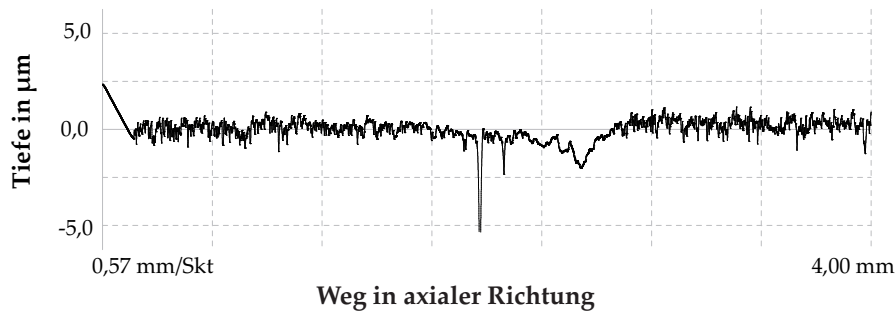


Abbildung 73: Vergrößertes Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 2, Bauform A

Bauform B

Während des Teilversuchs „Einlauf“ mit der Bauform B bauen sich im Lagerinnenraum bei allen unterschiedlichen außen anstehenden Esterölen (Einsatzfall „clean bearing“) Überdrücke bis zu 170 mbar auf. Diese werden im Laufe des Versuchs auf Werte von ca. 80 mbar abgebaut. Die sich bei Verwendung von Bauform B am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ einstellenden Systemtemperaturen liegen im Mittel etwa um 6°C über den beim Einsatz von Bauform A ermittelten Systemtemperaturen. Die Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids ist ebenfalls erkennbar (vgl. Abbildung 74).

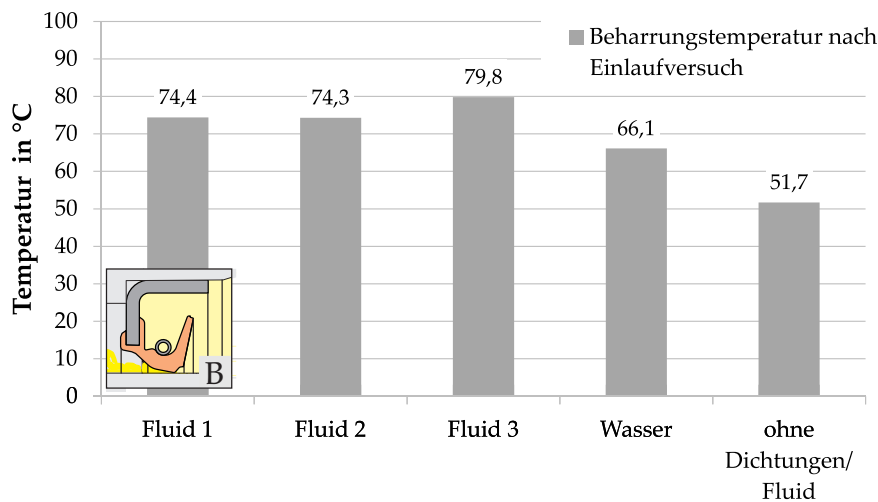


Abbildung 74: Beharrungstemperatur des Gesamtsystems am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$

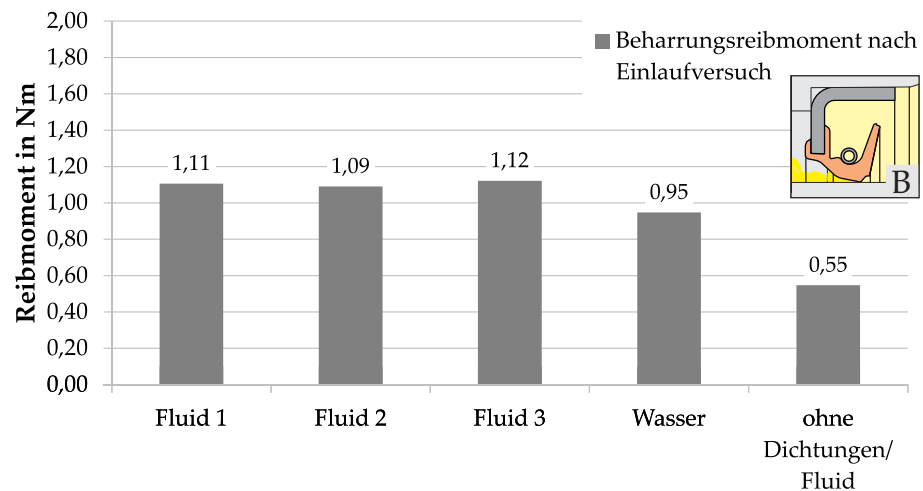


Abbildung 75: Beharrungsreibmoment des Gesamtsystems am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$

Das Beharrungsreibmoment des Systems, welches sich beim Einsatz der Bauform B am Ende des Teilversuchs „Einlauf“ einstellt, ist in Abbildung 75 dargestellt. Das Reibmoment liegt im Mittel etwa $0,1 \text{ Nm}$ über dem Systemreibmoment bei Verwendung von Bauform A. Die Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids ist erkennbar. Bei außen anstehendem Wasser liegt auch bei Bauform B mit $0,95 \text{ Nm}$ das geringste Systemreibmoment vor.

Wird das Reibmoment für das System mit eingebauter Bauform B im aufgeheizten Zustand bei 80°C ermittelt, so zeigt sich, wie in Abbildung 76 dargestellt, dass dies nur geringfügig über dem von Bauform A liegt. Beim Vergleich der Versuchsansätze mit außen anstehendem Fluid 2 ist im Mittel kein Unterschied zwischen den Systemreibmomenten bei Verwendung von Bauform A und B zu erkennen. Generell weist Bauform B jedoch eine höhere Radialkraft auf, die zu einem höheren Reibmoment führen müsste. Da jedoch auch die sich im System aufbauenden Drücke bei Bauform B mit mehr als 150 mbar ca. $20\text{-}50 \text{ mbar}$ über denen bei Verwendung von Bauform A liegen, wird diese Bauform im aufgeheizten Zustand stärker entlastet. Durch die unterschiedliche Entlastung der beiden Bauformen durch die verschiedenen Druckniveaus ist die Differenz im Systemreibmoment zwischen Bauform A und B besonders im aufgeheizten Zustand kaum vorhanden.

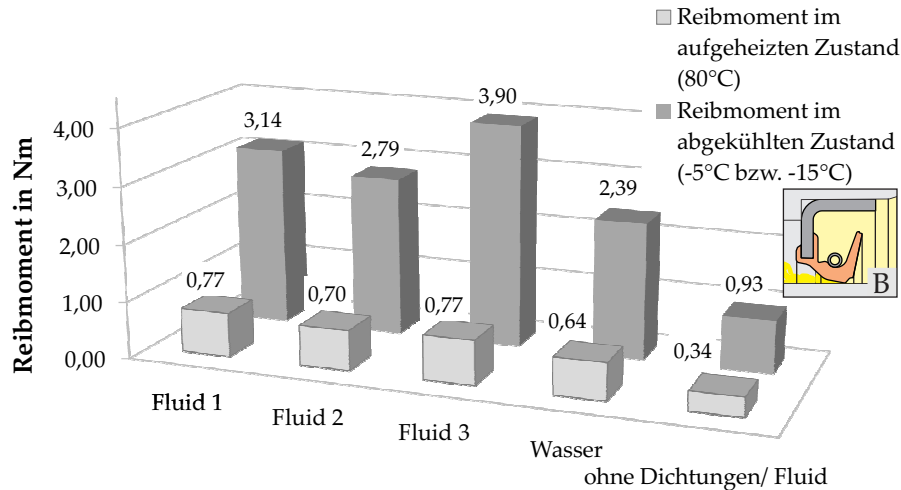


Abbildung 76: Temperaturabhängiges Beharrungsreibmoment des Gesamtsystems im Teilversuch „Temperaturwechsel“ bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform B, $u = 2,5 \text{ m/s}$

Wird im Vergleich dazu der abgekühlte Zustand betrachtet, so ist ein deutlicher Unterschied zwischen Bauform A und Bauform B zu erkennen. Die Verwendung von Bauform B führt im Mittel zu Systemreibmomenten im abgekühlten Zustand, die ca. $1,1 \text{ Nm}$ über den Systemreibmomenten von Bauform A bei gleicher Temperatur liegen. Dies liegt darin begründet, dass sich im abgekühlten Zustand bei Bauform B im Lagerinnenraum Unterdrücke bis zu -400 mbar einstellen, die die Dichtkante sehr stark belasten. Bei Bauform A treten im abgekühlten System mit minimal -230 mbar wesentlich geringere Unterdrücke auf, die auch zu einer geringeren zusätzlichen Belastung des Dichtkontakts führen. Die Be- bzw. Entlastung der Dichtungen durch den sich ausbildenden Druck wird in Abschnitt 5.2.1.1 näher betrachtet.

In Abbildung 77 sind die gemessenen Radialkräfte für Bauform B dargestellt. Diese wurden für die Dichtungen ermittelt, welche kopf- und motorseitig eingesetzt wurden. Als Vergleich ist die gemittelte Radialkraft aller neuen Dichtungen (vor der Durchführung der Versuche) mit aufgeführt. Es ist ersichtlich, dass auch bei Bauform B die Radialkraft nach den Versuchen bei den kopfseitig eingesetzten Dichtungen (mit anstehendem Fluid und Partikeln) abgenommen hat. Bei der motorseitig eingesetzten Dichtung ist diese Radialkraftabnahme – wie auch bei der Untersuchung von Bauform A ermittelt wurde – nicht so stark ausgeprägt.

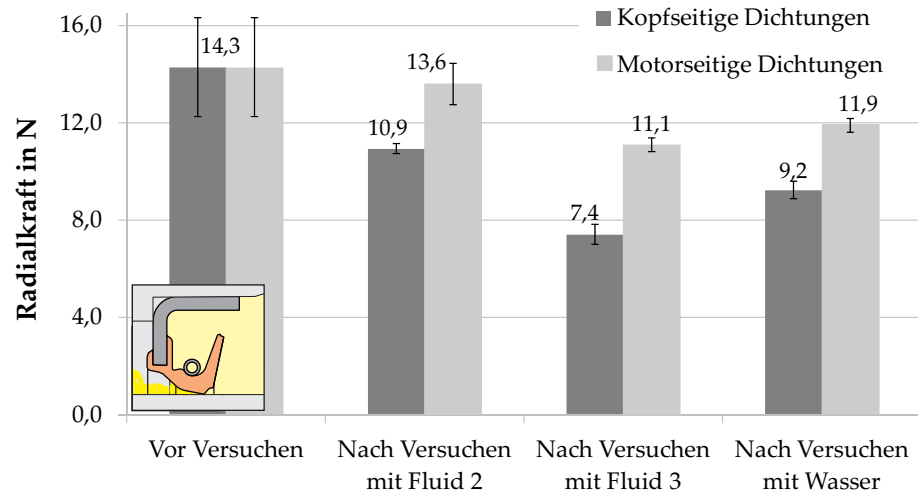


Abbildung 77: Radialkraft der in den Gesamtsystemversuchen bei unterschiedlichen anstehenden Fluiden eingesetzten Dichtungen, vor und nach den Versuchsläufen, Bauform B

Abbildung 78 zeigt das Profil einer kopfseitigen Gegenlauffläche aus den Versuchen mit Bauform B mit anstehendem Wasser.

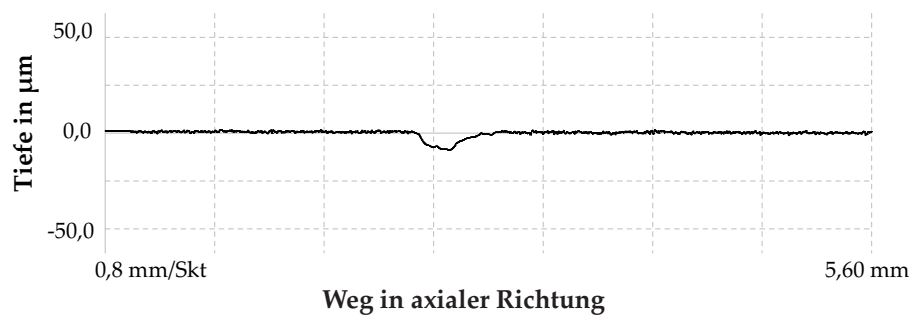


Abbildung 78: Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Wasser, Bauform B

Im Vergleich zu den in Abbildungen 79 und 80 sowie in den Abbildungen 81 und 82 dargestellten Profilen der Gegenlaufflächen, die mit den beiden Esterölen mit Edelstahlpartikeln eingesetzt wurden, zeigt sich beim Einsatz von Wasser mit Korund eine viel stärker ausgeprägte Laufspur der Dichtlippe auf der Gegenlauffläche. Diese ist ca. $7 \mu\text{m}$ tief.

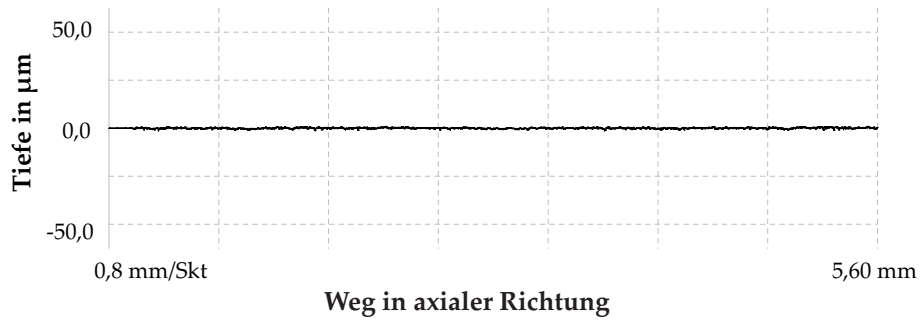


Abbildung 79: Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 2, Bauform B

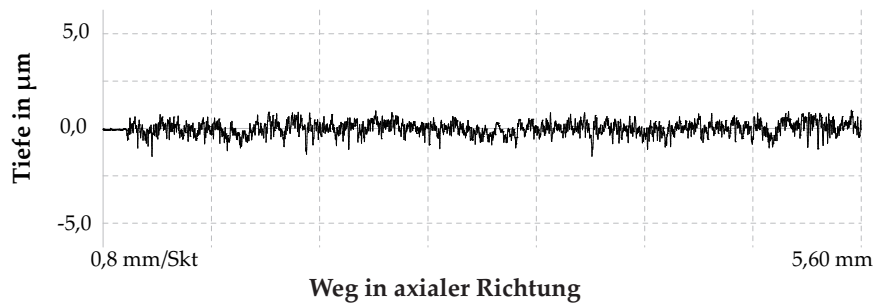


Abbildung 80: Vergrößertes Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 2, Bauform B

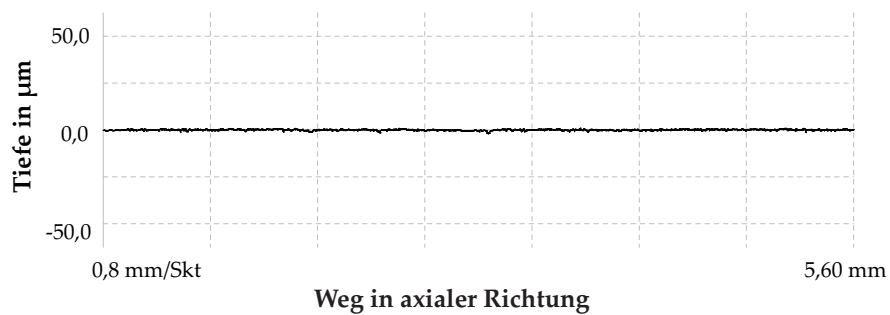


Abbildung 81: Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 3, Bauform B

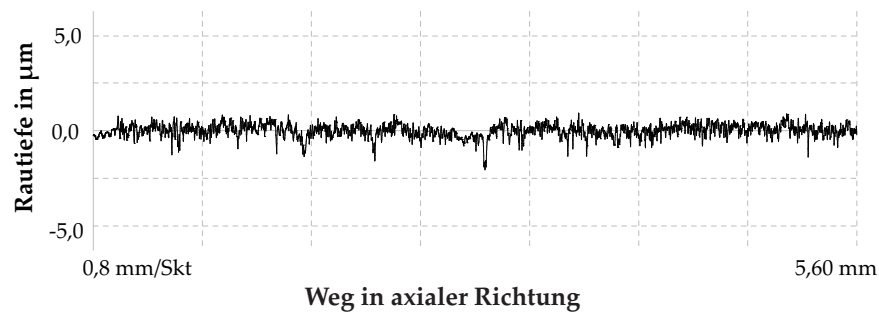


Abbildung 82: Vergrößertes Profil der Laufrille in der kopfseitigen Gegenlauffläche nach einem Gesamtsystemversuch mit anstehendem Fluid 3, Bauform B

Beim Einsatz vom außen anstehenden Fluid 3 dagegen ergab sich lediglich eine ca. $2 \mu\text{m}$ tiefe Laufspur. Motorseitig gab es bei anstehendem Esteröl kaum eine ermittelbare Beeinflussung der Gegenlauffläche. Bei anstehendem Wasser dagegen wurde motorseitig ebenfalls bei einem der drei Versuchsansätze eine $2,5 \mu\text{m}$ tiefe Laufspur ermittelt. Diese lässt sich damit erklären, dass es bei dem entsprechenden Versuchsansatz bereits beim ersten Teilversuch zu einem Wasserzutritt ins Lager kam. Das Wasser mit Partikeln ist anscheinend durch das Lager hindurch zur motorseitigen Dichtstelle gelangt.

5.2.1.1 *Abhängigkeit der Reibungsverluste und der thermischen Beanspruchung vom sich ausbildenden Systemdruck*

Mittels der Ergebnisse, die in Abschnitt 5.2.1 vorgestellt wurden, kann die Abhängigkeit der Reibungsverluste und der thermischen Beanspruchung vom sich ausbildenden Systemdruck analysiert und beschrieben werden. Dieser Systemdruck bildet sich je nach Bauform in einer unterschiedlichen Größe aus.

Um zu ermitteln, wie groß der Einfluss des Drucks bei den einzelnen Bauformen ist, wurden zusätzliche Funktionsversuche durchgeführt. Es wurde hierfür eine Versuchszeit von acht Stunden gewählt, da zu diesem Zeitpunkt – wie die Versuche aus Abschnitt 5.2.1 ergaben – alle Bauformen eingelaufen waren. Beharrungstemperatur und -reibmoment änderten sich nach dieser Zeit kaum noch. Auch Bauform R konnte in derart kurzzeitigen Funktionsversuchen untersucht werden. Die achtstündigen Funktionsversuche sollten lediglich dazu dienen, den Unterschied zwischen einem System unter Druck und dem druckentlasteten System herauszustellen. Aus diesem Grund wurde kein außen anstehendes Fluid verwendet und der Dichtkontakt wurde lediglich gefettet. 30 % des freien Lagerinnenraums wurden, wie auch in den Versuchen in Abschnitt 5.2.1, mit Fett gefüllt.

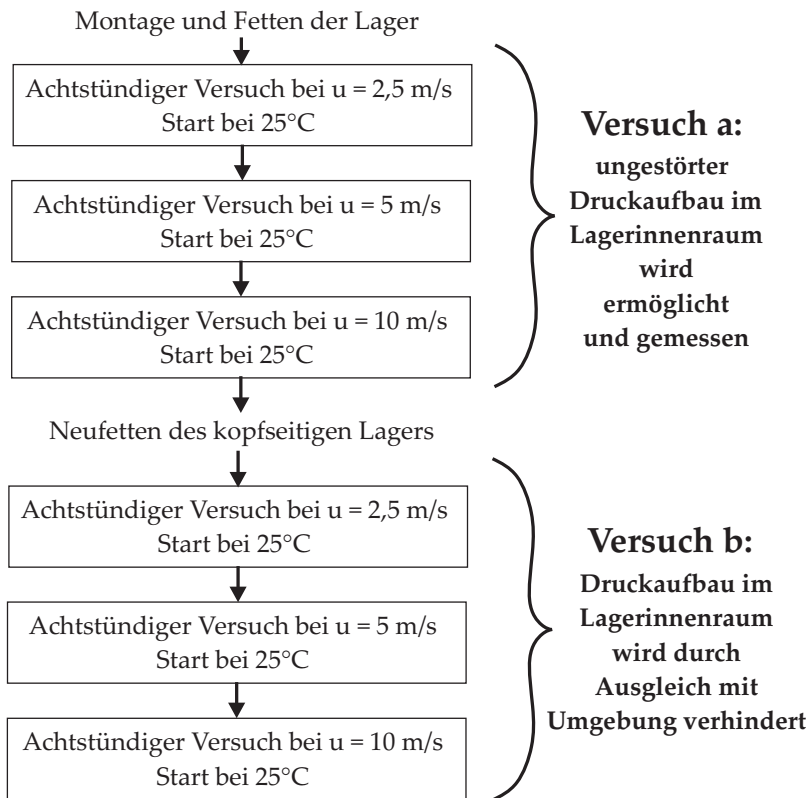


Abbildung 83: Ablauf der Untersuchungen zum Einfluss des Systemdrucks auf die Reibungsverluste und die thermische Beanspruchung des Systems

Für alle drei Dichtungsbauformen wurden mit je einem Dichtungspärchen die Funktionsversuche entsprechend Abbildung 83 durchgeführt. Dabei wurde nach Abschluss des „Versuchs a“ das System demontiert, gereinigt und neu be fettet. Dies ist erforderlich, um bezüglich der Fettverteilung im Lager den gleichen Ausgangszustand für die zweite Hälfte der Teilversuche herzustellen. *Baly* erklärt in [Bal05], dass das Reibmoment eines gefetteten Wälzlagers von der Historie der Betriebsparameter abhängig ist. Der Betrieb bei größeren Drehzahlen führt dazu, dass das Fett im Wälzlager stärker aus den Wälzkörperlaufbahnen verdrängt wird. Dies bewirkt eine Reduzierung des Reibmoments, was sich auch in nachfolgenden Betriebspunkten bemerkbar macht.

Bauform A

Bauform A weist eine sehr kleine Radialkraft auf. Nach den Versuchen in diesem Abschnitt wird für die beiden Dichtungen der Bauform A im Mittel eine Radialkraft von etwa 4 N bei 80 °C ermittelt. Wird im Versuch ein Druckaufbau verhindert, so ergibt sich nach dem achtstündigen Versuch bei der Gleitgeschwindigkeit 2,5 m/s eine Systemtemperatur von 54,5 °C. Im Vergleich dazu ergibt sich eine um ca. 6 °C reduzierte Systemtemperatur, wenn ein Druckaufbau ermög-

licht wird. Dabei stellt sich bei Verwendung von Bauform A nach acht Stunden ein Überdruck von 107 mbar im Lagerinnenraum ein. (vgl. Abbildung 84)

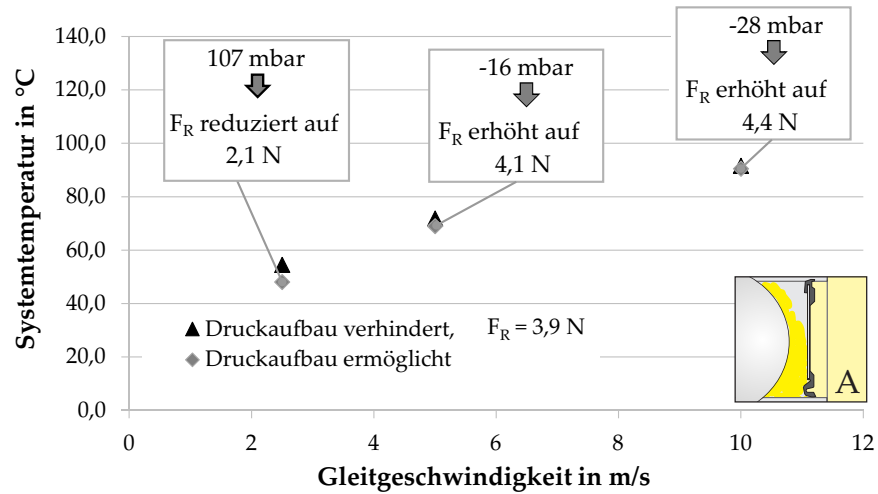


Abbildung 84: Systemtemperatur am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform A

Dieser Druck ist beinahe der Maximaldruck, den Bauform A in den Untersuchungen aus Abschnitt 5.2.1 aufbauen kann. Wird das Beharrungsreibmoment bei Druckaufbau und bei verhindertem Druckaufbau von Bauform A verglichen, so zeigt sich kaum ein Unterschied (vgl. Abbildung 85).

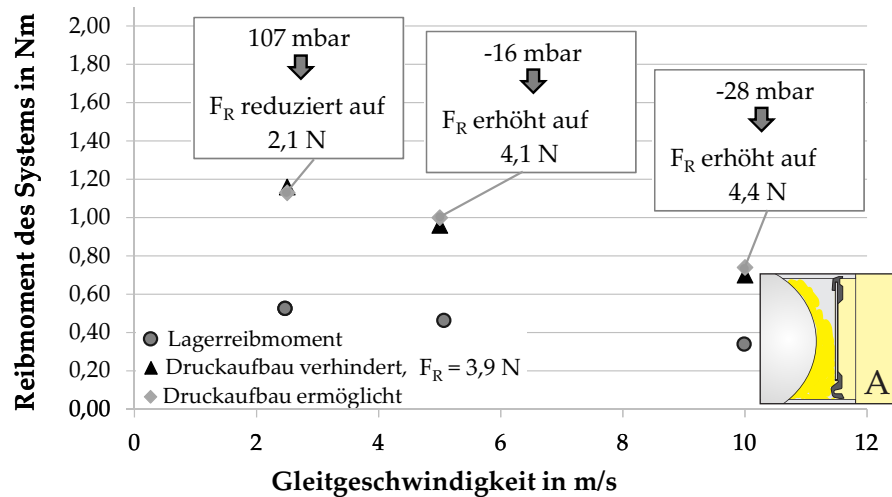


Abbildung 85: Systemreibmoment am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform A

Dies bedeutet also, dass die Dichtkante der Bauform A durch einen Überdruck, welcher maximal 130 mbar betragen kann, nur geringfügig entlastet wird. Dies kann zur Senkung der Systemtemperatur um einige Grad Celsius führen.

Bei größeren Gleitgeschwindigkeiten kam es bei Bauform A nur noch zum zeitweiligen Aufbau eines Überdrucks im Lagerinnenraum.

Dieser wurde zwischendurch immer wieder durch „Abblasen“ abgelassen. Bei weiterem Betrieb stellte sich durch eine nach außen gerichtete Förderwirkung am Ende der Teilversuche sogar ein negativer Druck ein, welcher zu einer Verstärkung des Reibmoments und einer geringfügigen Vergrößerung der Systemtemperatur führte.

Bauform B

Bauform B weist mit durchschnittlich 10 N bei 80 °C nach den Messungen eine deutlich höhere Radialkraft auf als Bauform A. Wie die Untersuchungen aus Abschnitt 5.2.1 gezeigt haben, baut sich bei Verwendung von Bauform B auch ein größerer Überdruck im Lagerinnenraum auf. Dies bestätigt sich bei den Messungen zur Druckabhängigkeit. Bei einer konstanten Gleitgeschwindigkeit von 2,5 m/s wirkt nach acht Stunden ein Lagerinnendruck von 145 mbar.

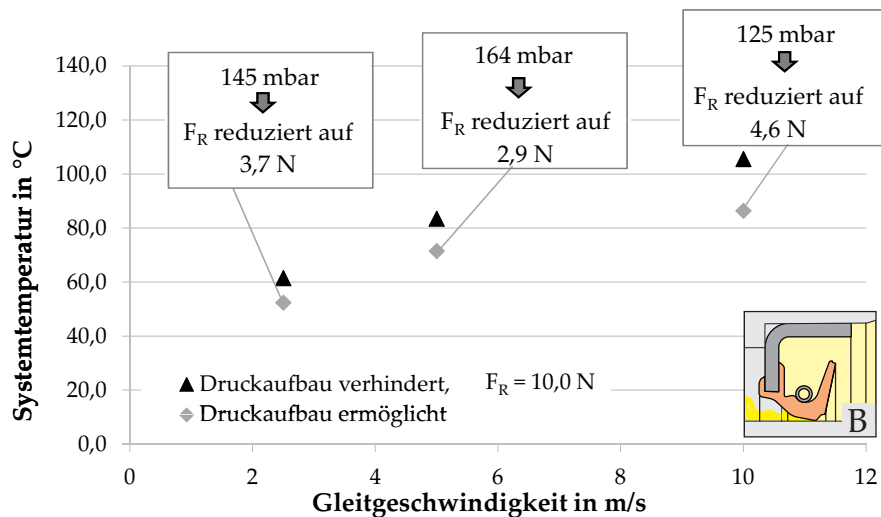


Abbildung 86: Systemtemperatur am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform B

Dieser führt, wie Abbildung 86 zeigt, zu einer Reduzierung der Systemtemperatur um ca. 9 °C und zu einer Reduzierung der Systemreibung um 0,37 Nm, Abbildung 87.

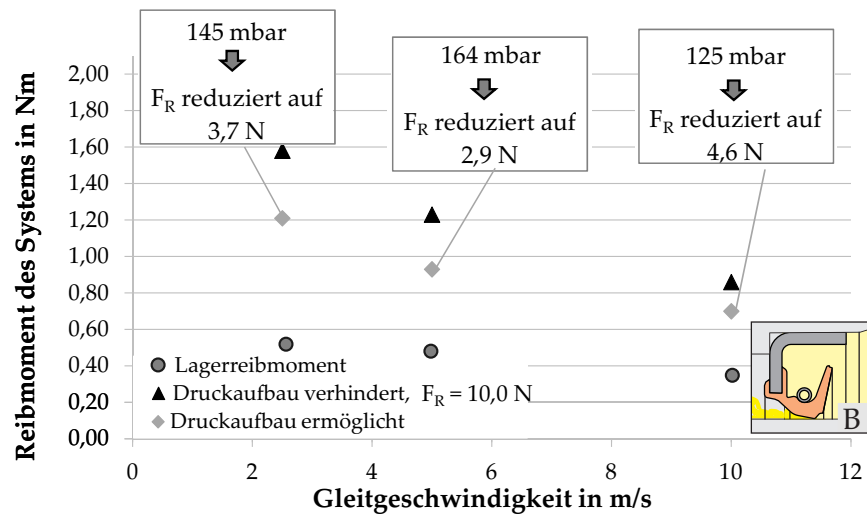


Abbildung 87: Systemreibmoment am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform B

Generell ist über dem Anstieg der Gleitgeschwindigkeit ein Abfall des Reibmoments erkennbar, welcher darin begründet liegt, dass überschüssiger Schmierstoff im Lager bei größeren Gleitgeschwindigkeiten stärker aus den Wälzkörperlaufbahnen verdrängt wird: Es tritt also „Starvation“ ein. Zur Verdeutlichung dieses Vorgangs ist das Lagerreibmoment, welches vor den Versuchen gemessen wurde, in Abbildung 87 eingetragen. Erkennbar ist, dass die Differenz zwischen gemessener System- und Lagerreibung, welche das durch die Dichtung bewirkte Reibmoment beschreibt, über der Gleitgeschwindigkeit kleiner wird. Zu erwarten wäre jedoch ein Anstieg des Reibmoments im Dichtkontakt über der Gleitgeschwindigkeit.

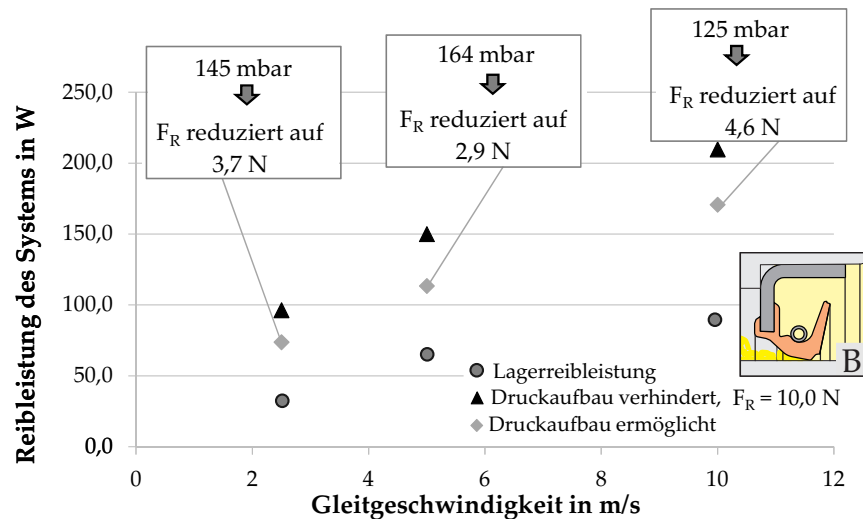


Abbildung 88: Systemreibleistung am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform B

Bei größerer Gleitgeschwindigkeit wird die Reibleistung des Systems, die sich aus

$$P = M_r \cdot \omega = M_r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (23)$$

ergibt, größer (vgl. Abbildung 88). Dies führt zu einer Erhöhung der Temperatur und damit zu einer Abnahme der Viskosität des Schmierstoffs im Dichtkontakt sowie der Radialkraft der Bauform B, was wiederum eine Abnahme des Reibmoments bewirkt. Dieser Effekt verstärkt sich bei ausschließlich vorliegender Fettschmierung aufgrund der schlechten Wärmeabfuhr aus dem Kontakt noch zusätzlich.

Zusammenfassend lässt sich bei Bauform B durch einen sich ungestört einstellenden Überdruck im Lagerinnenraum eine Reduzierung von Reibmoment und Systemtemperatur von bis zu 25 % erreichen.

Bauform R

Auch bei Bauform R, welche mit 18,5 N bei 80 °C die höchste Radialkraft aufweist, ist die Entlastung durch den sich aufbauenden Druck im Lagerinnenraum deutlich zu erkennen. Die Systemtemperatur wird infolge der Entlastung der Dichtkante durch den Druck um bis zu 45 %, das Beharrungsreibmoment um bis zu 30 % gegenüber dem Betrieb ohne Druckaufbau reduziert (Abbildungen 89 und 90).

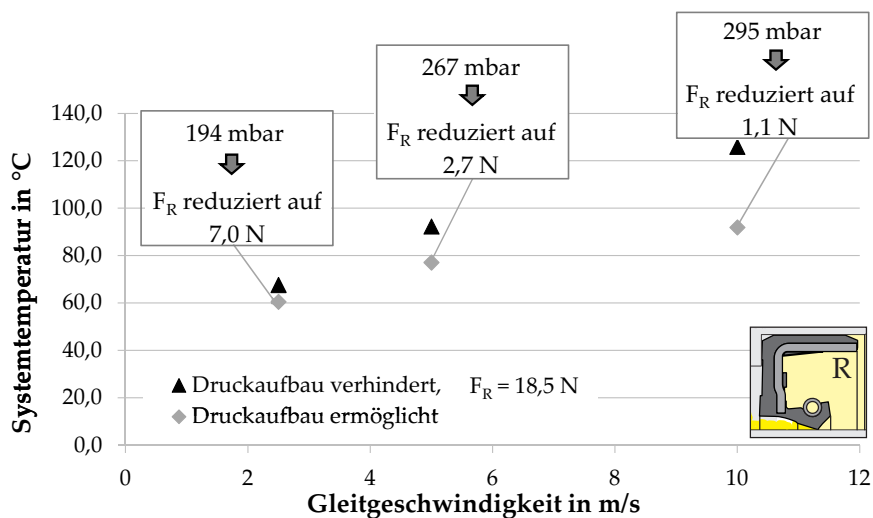


Abbildung 89: Systemtemperatur am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform R

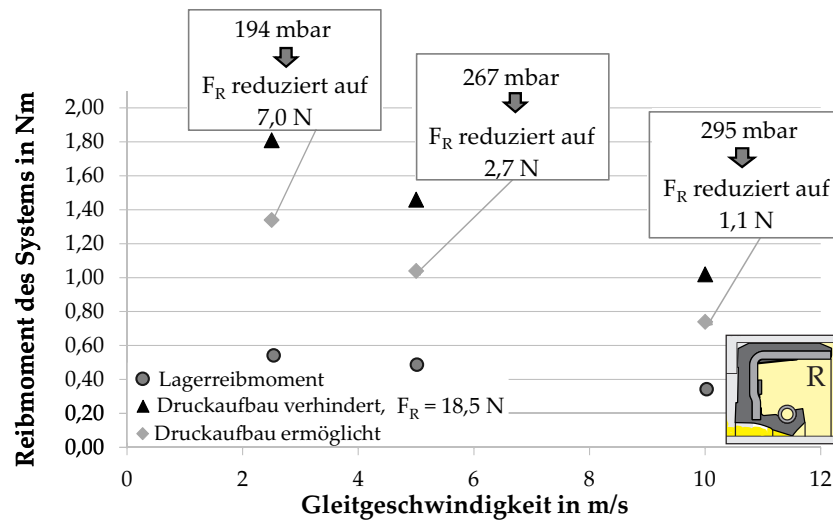


Abbildung 90: Systemreibmoment am Ende jedes achtstündigen Funktionsversuches, außen Luft, Bauform R

Die sich bei Bauform R einstellenden Überdrücke in den achtstündigen Versuchen liegen bei bis zu 295 mbar und damit um ein Vielfaches höher als bei Verwendung der beiden anderen Bauformen. Ebenso werden besonders im drucklosen Zustand sehr hohe Systemtemperaturen bis zu 130 °C erreicht. Dies kann auf die wesentlich höhere Radialkraft der Bauform zurückgeführt werden. Die zu erwartende Temperatur im Dichtkontakt ist in diesem Betriebszustand bei Fettschmierung noch deutlich höher. Bauform R ist daher für den Einsatz in Wälzlager weniger gut geeignet.

5.2.2 Dichtgüte bei anstehendem verschmutzten Fluid

Neben thermischer Beanspruchung und Reibungsverlusten, welche in den beiden vorangegangenen Abschnitten am Gesamtsystem näher betrachtet wurden, ist die Dichtgüte eines der wesentlichen Qualitätskriterien einer Schutzdichtung. Die Dichtgüte kann im Gesamtsystem anhand der Anzahl zugetretener Partikel und anhand des prozentualen Anteils des eingetragenen Esteröls/Wassers im Lagerfett beurteilt werden. Nach jedem einzelnen Teilversuch, welcher im Rahmen der Untersuchungen aus Abschnitt 5.2.1 durchgeführt wurde, wurde eine Fettprobe aus dem Lagerinnenraum entnommen und hinsichtlich Partikel- und Fluidzutritt untersucht. Die Ergebnisse für die Bauformen A und B sind im Folgenden dargestellt.

Bauform A

Insbesondere bei anstehendem Wasser kommt es bei Bauform A zu einem starken Fluidzutritt in den Lagerinnenraum. Es wurde nach den Versuchen ein Wassergehalt von bis zu 22 % im Wälzlagerfett bestimmt. Zudem konnte bei den Demontagen der Dichtungen be-

obachtet werden, dass bei den einzelnen Teilversuchen ein noch größerer Zutritt vorlag, das Wasser sich jedoch nicht im Fett gelöst hat. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass Fett auf Lithium-Basis generell eine gute Wasserbeständigkeit aufweist. Aus diesem Grund ist anzunehmen, dass im Durchschnitt noch größere Mengen zuge treten sind als mittels der *Karl-Fischer-Titration* ermittelt wurde. Da für diese Untersuchungen immer Fettproben aus dem Bereich hinter der Dichtkante verwendet wurden und dies nicht die tiefste Position im Lagerinnenraum ist, ist in diesen Proben höchstwahrscheinlich nicht das komplette visuell erkennbare Wasser gelöst. Bei außen anstehendem Esteröl mit geringer Viskosität und Edelstahlpartikeln ist ein Zutritt zwar feststellbar (zwischen 2 und 17 %), jedoch nicht so stark ausgeprägt wie bei außen anstehendem Wasser. Außen anstehendes Esteröl mit hoher Viskosität führt im Mittel über alle Proben zu einem sehr großen Fluidzutritt. Jedoch ist hier die starke Streuung der Messergebnisse zu beachten (vgl. Abbildung 91).

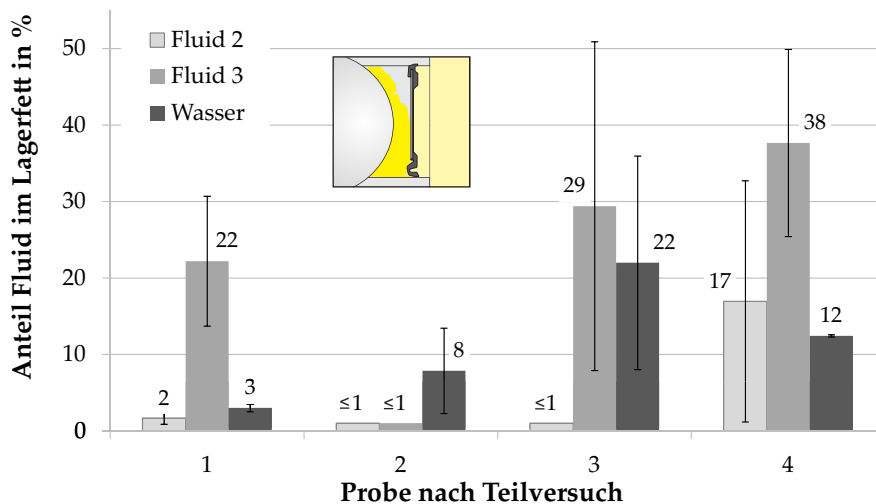


Abbildung 91: Prozentualer Gehalt von Esteröl/ Wasser im Wälzlagerfett nach einzelnen Teilversuchen, außen unterschiedliche Fluide, Bauform A, gemittelt über drei Versuchsansätze

Zusammenfassend kann für Bauform A festgehalten werden, dass es bei anstehendem Wasser zu einem stärkeren Zutritt in den Lagerinnenraum kommt als bei anstehendem Esteröl. Der Zutritt konnte visuell beobachtet werden, so deutlich jedoch nicht mittels der *Karl-Fischer-Titration* nachgewiesen werden. Im Falle des Einsatzes der Dichtungen im Anwendungsfall „Radlagereinheit“ ist also mit einem starken Zutritt bei gefluteter dynamischer Dichtstelle zu rechnen. Es ist nachvollziehbar, dass diese Bauform alleine nicht für Radlagereinheiten ausreicht und so in der Praxis auch nicht eingesetzt wird. Für „clean bearings“ in Getrieben, in denen lediglich eine Filterwirkung erwartet wird, sind sie jedoch geeignet.

Bei der Untersuchung des Partikelzutritts wurden die Fettproben von zwei der drei durchgeführten Versuchsansätze ausgewertet. Es wurde jeweils ein Volumen von 100 mm^3 untersucht.

Den nach den Teilversuchen mit Bauform A vorliegenden Partikelgehalt des Wälzlagerfetts in Abhängigkeit vom jeweils anstehenden Fluid zeigt Abbildung 92. Erkennbar ist, dass die Anzahl detektierter Partikel in den zwei Versuchsansätzen sehr stark streut. Grundsätzlich ist jedoch ein relativ großer Zutritt bei anstehendem Esteröl niedriger Viskosität zu erkennen. Im Mittel über alle Teilversuche ist eine geringere Anzahl zugetretener Partikel bei anstehendem Esteröl mit höherer Viskosität zu erkennen. Bei anstehendem Fluid 2 beträgt die durchschnittliche Partikelgröße im Wälzlager nach den Teilversuchen $0,027 \text{ mm}$, bei anstehendem Fluid 3 $0,025 \text{ mm}$.

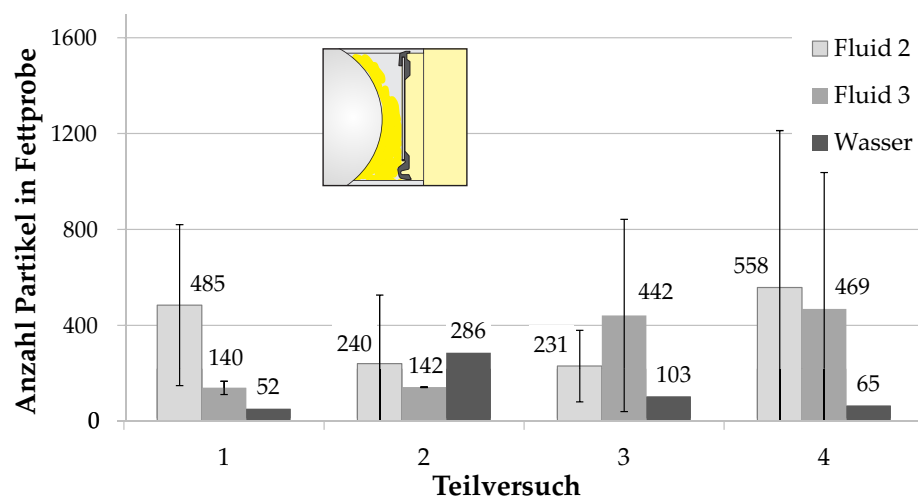


Abbildung 92: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach einzelnen Teilversuchen, außen unterschiedliche Fluide, Bauform A

Abbildungen 93 und 94 zeigen die Verteilung der Partikelgrößen im Wälzlagerfett nach den Versuchen mit außen anstehenden Esterölen nach Teilversuch 3. Es wurde hier Teilversuch 3 ausgewählt, da dieser mit Temperaturwechseln zwischen $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ und $80 \text{ }^\circ\text{C}$ einen häufiger auftretenden Fall während des Betriebs von „clean bearings“ und Radlagereinheiten darstellt.

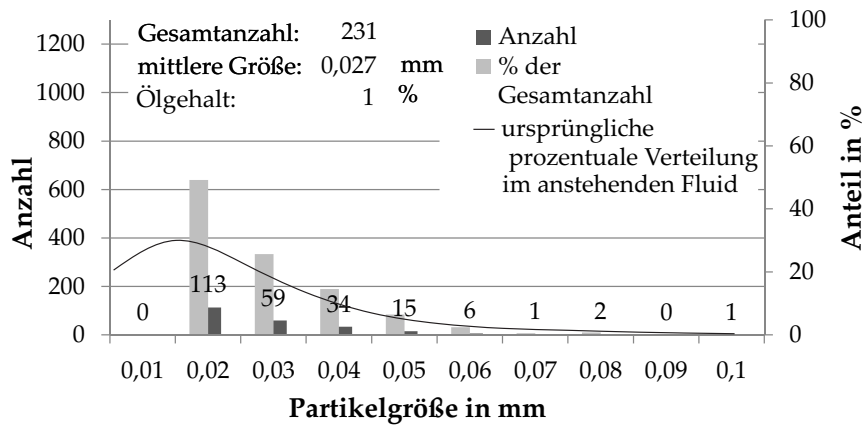


Abbildung 93: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach Teilversuch 3 bei außen anstehendem Fluid 2 mit Edelstahlpartikeln, Bauform A

Es ist bei beiden außen anstehenden Esterölen erkennbar, dass sich die prozentuale Verteilung der Partikelgrößen gegenüber der Partikelmischung im außen anstehenden Fluid kaum verändert hat. Partikel mit einem Durchmesser kleiner als 0,02 mm konnten mit dem gewählten Verfahren nicht detektiert werden. Partikel, welche einen Durchmesser größer als 0,05 mm aufweisen, wurden im Vergleich zur im außen anstehenden Fluid vorliegenden Partikelverteilung in einem geringeren Maße eingetragen als kleinere Partikel. Dies bedeutet, dass die Filterwirkung der Bauform A wirksam gegen größere Partikel ist, kleine Partikel jedoch in den Lagerinnenraum zutreten können.

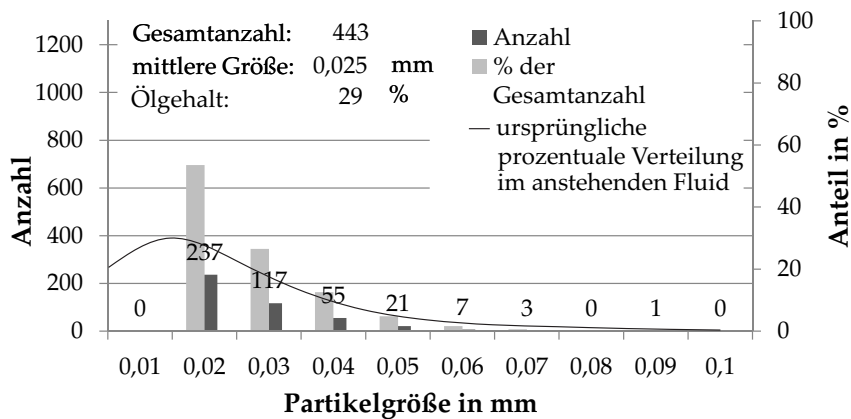


Abbildung 94: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach Teilversuch 3 bei außen anstehendem Fluid 3 mit Edelstahlpartikeln, Bauform A

Bei anstehendem Wasser zeigt sich in fast allen Teilversuchen ein geringerer Partikelzutritt als bei anstehendem Esteröl. Bei anstehendem Wasser traten immer wieder Störungen des Kontakts auf, die dazu führten, dass sich nur kurzzeitig ein größerer Druck aufbauen konnte. Ein Aufstellen der Dichtung, welches einen Partikelzutritt begünstigt, tritt damit bei anstehendem Wasser nur kurzfristig auf. Dass sich

die Dichtung während der Versuche mit außen anstehendem Wasser aufstellt, zeigt das Profil der Gegenlauffläche in Abbildung 68. Je weniger stark sich die Dichtung aufstellt und je seltener dies geschieht, desto weniger Partikel werden eingetragen. Für die Versuche mit anstehendem Wasser liegt nur die Analyse eines Ansatzes zu Grunde, da derart kostenintensive Untersuchungen nicht für alle Versuchsansätze geplant waren. Die gemittelte Partikelgröße beträgt nach den Teilversuchen mit anstehendem Wasser 0,030 mm.

Bauform B

Abbildung 95 zeigt den Fluidzutritt bei unterschiedlichen anstehenden Fluiden bei der Untersuchung von Bauform B. Daraus wird deutlich, dass bei allen Versuchen mit anstehendem Esteröl kaum ein Zutritt vorliegt.

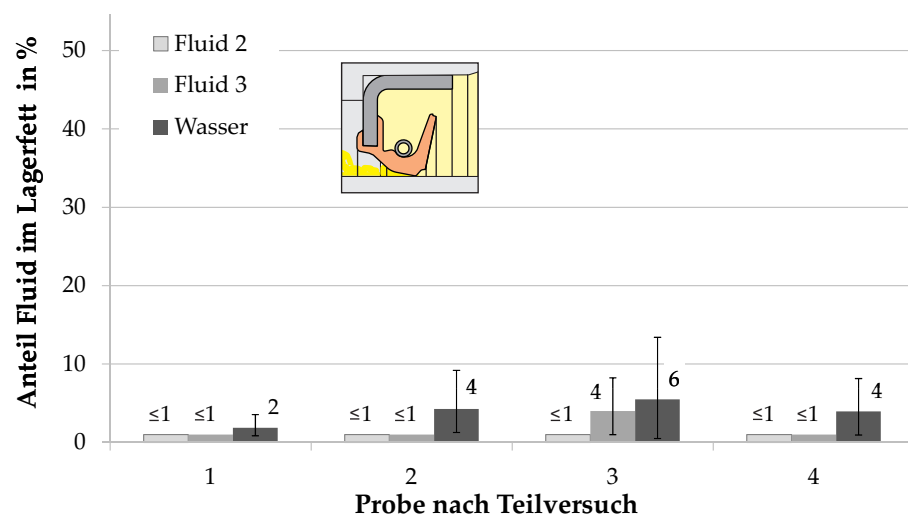


Abbildung 95: Prozentualer Gehalt von Esteröl/ Wasser im Wälzlagerfett nach einzelnen Teilversuchen, außen unterschiedliche Fluide, Bauform B, gemittelt über drei Versuchsansätze

Bei anstehendem Wasser in Kombination mit Bauform B ist ebenfalls nur ein geringer Zutritt festzustellen (maximal 6 % im Mittel für Teilversuch 3). Da es sich bei den dargestellten Ergebnissen in Abbildung 95 allerdings um Mittelwerte handelt, ist auch hier die Streuung zu berücksichtigen, die größer ist als bei anstehendem Esteröl. Bei den Demontagen nach den Teilversuchen wurde beobachtet, dass es in einzelnen Teilversuchen zu einem wesentlich stärkeren Wasserzutritt kam. Dieser kann in der Analyse in der erwarteten Höhe jedoch nicht nachgewiesen werden. Es ist aus diesem Grund davon auszugehen, dass das Wasser nicht komplett im Fett gelöst wird und bei komplett gefluteter Dichtstelle tendenziell mit einem größeren Wasserzutritt, als in Abbildung 95 dargestellt ist, zu rechnen ist.

Bezüglich der zugetretenen Partikel ist bei der Untersuchung von Bauform B im Einsatzfall „clean bearing“, also bei außen anstehendem Getriebeöl, ein wesentlich geringerer Zutritt mit ebenfalls geringerer Streuung über die Versuchsansätze zu erkennen als bei Bauform A. Die Ergebnisse sind in Abbildung 96 dargestellt. Für die Analysen bei anstehendem Fluid 2 kann keine Streuung angegeben werden, da hier in zwei Teilversuchen größere Artefakte die Auswertung des Partikelzutritts erschwerten. Der entsprechende Versuchsansatz wurde für die Auswertung nicht mit herangezogen. Auch für die Untersuchung des Wassergehalts liegt nur ein Versuchsansatz zu Grunde. Die detektierten Partikel sind bei Bauform B mit anstehendem Fluid 2 im Durchschnitt 0,031 mm groß, bei anstehendem Fluid 3 0,024 mm. Auffällig ist, dass bei anstehendem Fluid 3 (höhere Viskosität) deutlich weniger Partikel ins Lager eingetragen werden als bei anstehendem Fluid 2 (geringe Viskosität), obwohl ähnlich viel Esteröl im Wälzlagerfett nachgewiesen wurde. In den Untersuchungen der Einzeldichtungen soll dies detaillierter betrachtet werden.

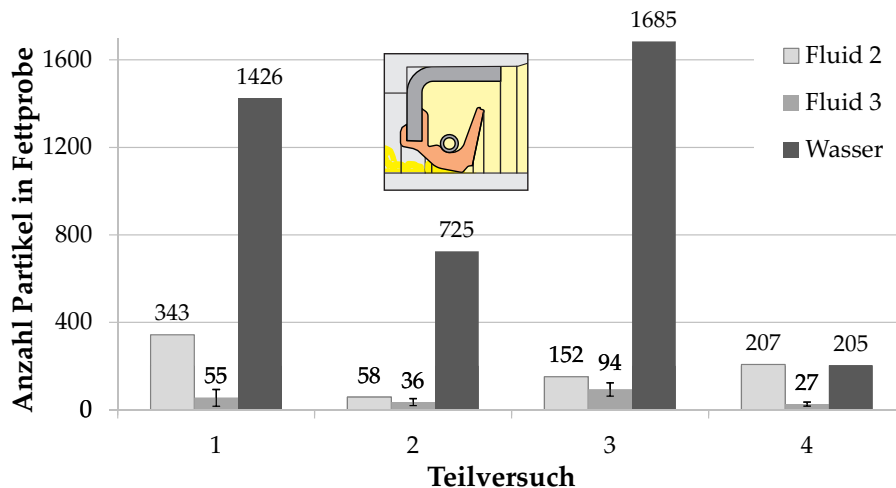


Abbildung 96: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach einzelnen Teilversuchen, außen unterschiedliche Fluide, Bauform B

Abbildung 97 zeigt die Verteilung der Partikelgröße im Wälzlagerfett nach den Versuchen mit außen anstehendem Fluid 3. Es ist deutlich erkennbar, dass der größte Anteil zugetretener Partikel eine Größe von ca. 0,02 mm aufweist. Größere Partikel wurden kaum in den Lagerinnenraum eingetragen. Die Filterwirkung von Bauform B funktioniert also bereits bei kleineren Partikeldurchmessern im Vergleich zu Bauform A.

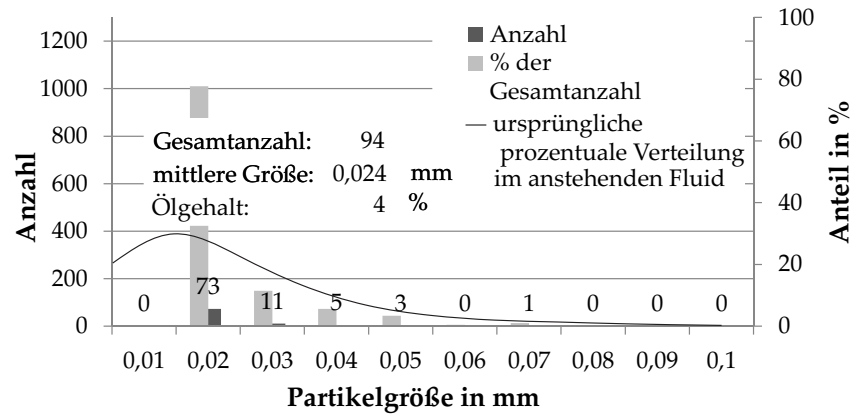


Abbildung 97: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach Teilversuch 3 bei außen anstehendem Fluid 3 mit Edelstahlpartikeln, Bauform B

Wird als außen anstehendes Fluid Wasser verwendet, so zeigt sich ein extrem hoher Korundpartikelzutritt. Auch hier liegt lediglich ein Versuchsansatz für die Auswertung zu Grunde. Die zugetretenen Partikel sind im Mittel mit einem Durchmesser von 0,022 mm relativ klein. Als Erklärung für die großen detektierten Partikelmengen bei anstehendem Wasser lassen sich die Druckausgleichsvorgänge während der Versuche anführen. Dadurch kommt es zu einer Störung des Kontakts und Partikel und Fluid können den Dichtkontakt passieren. Da so viele Partikel detektiert wurden, ist auch davon auszugehen, dass mehr Wasser eingetreten ist als nachgewiesen werden konnte. Im Vergleich zu den Untersuchungen mit außen anstehendem Esteröl zeigt sich, dass deutlich mehr größere Partikel in den Lagerinnenraum zugetreten sind (siehe Abbildung 98), also die Grenze für die Filterwirkung durch die Störung des Kontakts durch zugetretenes Wasser geringfügig zu größeren Partikeldurchmessern verschoben wurde.

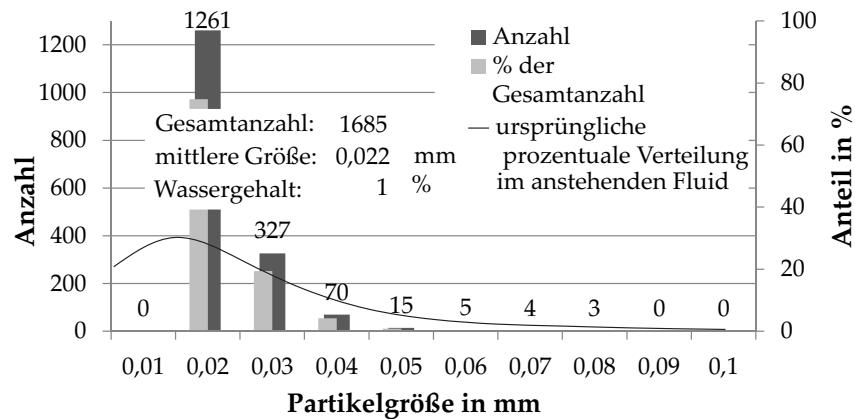


Abbildung 98: Partikelgehalt im Wälzlagerfett nach Teilversuch 3 bei außen anstehendem Wasser mit Korundpartikeln, Bauform B

5.3 ABLAUF DER UNTERSUCHUNGEN AN DEN EINZELDICHTUNGEN

Schutzdichtungen für Wälzlager werden in beinahe jeder Anwendung im System zusammen mit Wälzlager und Schmierstoff eingesetzt. Dabei treten, wie oben erläutert, im Lagerinnenraum aufgrund unterschiedlicher Betriebszustände teilweise hohe Drücke auf. Diese sind unter anderem abhängig von der verwendeten Dichtungsbauform. Jede der in dieser Arbeit untersuchten Bauformen reagiert bezüglich thermischer Beanspruchung, Reibungsverlusten und Dichtgüte anders auf Über- und Unterdrücke. Auch wurde im Gesamtsystem festgestellt, dass eine Abhängigkeit des Gesamtsystemverhaltens von der Viskosität des außen anstehenden Fluids vorliegt (vgl. Abschnitt 5.2). Insgesamt sollen an den Einzeldichtungen daher gezielt folgende Einflussfaktoren mit Hilfe von eingelaufenen Dichtungen (96 Stunden bei 2,5 m/s und 80 °C) untersucht werden:

- Gleitgeschwindigkeit
- Druck im Innenraum
- Sumpftemperatur,
- Radialkraft
- Viskosität des außen anstehenden Fluids
- Viskosität des Grundöls

Die Untersuchungen an den Einzeldichtungen erfolgen an den in Abschnitt 4.5.2.1 bis Abschnitt 4.5.2.3 vorgestellten Messeinrichtungen.

5.4 ERGEBNISSE DER UNTERSUCHUNGEN AN DEN EINZELDICHTUNGEN

Die Ergebnisse der Untersuchungen an den Einzeldichtungen gliedern sich nach den Kriterien

- thermische Beanspruchung und Reibungsverluste sowie
- Dichtgüte.

5.4.1 *Reibungsverluste und thermische Beanspruchung der Einzeldichtungen*

Die thermische Beanspruchung der Einzeldichtungen wird anhand der Übertemperatur

$$T_{\ddot{U}} = T_{\text{Kontakt}} - T_{\text{Sumpf}} \quad (24)$$

bewertet. Vor Beginn der Messungen zur thermischen Beanspruchung wurde das Messsystem hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der Messdaten analysiert. Die ermittelte Übertemperatur ist stark abhängig von der einzelnen Dichtung und damit von Kontaktbreite und Radialkraft. Zwischen den einzelnen Dichtungen einer Bauform liegen somit Schwankungen von 3 bis 4 K vor. Aus diesem Grund wird die nach dem Versuch bestimmte Radialkraft der jeweils verwendeten Dichtung in den Ergebnisdarstellungen mit angegeben. Wird dieselbe Dichtung mehrfach montiert und vermessen, so lässt sich die Übertemperatur mit einer Standardabweichung von $\pm 0,13$ K reproduzieren [BO13].

Das Reibmoment, welches ebenfalls an der Prüfeinrichtung gemessen wird, beinhaltet sowohl das Leerlauf-Reibmoment der Spindellagerung als auch das Moment, welches aufgrund der Strömungsverluste in der Flüssigkeit bewirkt wird. Beide werden für die Darstellungen im Folgenden vom gemessenen Reibmoment subtrahiert. Das Leerlauf-Reibmoment der Prüfeinrichtung wurde bei unterschiedlichen Temperaturen im Vorfeld messtechnisch bestimmt. Das Planschmoment wird mit einem Ansatz von *Nakabayashi* [NYK82], welcher im Folgenden beschrieben wird, berechnet.

5.4.1.1 *Reibung in mitgeschleppten Fluiden*

Befindet sich eine Flüssigkeit zwischen zwei um ihre eigene Achse rotierenden coaxialen Zylindern, so bilden sich, abhängig von der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten der Zylinder, unterschiedliche Strömungsformen aus. Die sich ausbildende Strömungsform hat einen Einfluss darauf, welches Moment die mitgeschleppte Flüssigkeit auf die Zylinder ausübt.

Im einfachsten Fall rotiert nur der innere Zylinder. Dies entspricht auch dem Standard-Anwendungsfall in der Untersuchung von Dichtungen, in dem die Gegenlauffläche rotiert und die Dichtung sowie das Gehäuse stillstehen. Rotiert der Zylinder mit einer sehr langsamen Winkelgeschwindigkeit, so wird das Fluid mitgeschleppt und es bildet sich eine laminare Strömung aus (Zustand 1 in Abbildung 99). Dies bedeutet, dass die Elemente des Fluids sich in konzentrischen Kreisbahnen um die Achse der Zylinder bewegen. Es liegt ein Gefälle der Winkelgeschwindigkeit vom inneren zum äußeren Zylinder vor. Die einzelnen Fluidelemente werden dabei mit einer radial wirkenden Zentrifugalkraft beaufschlagt, die jedoch bei der laminaren Strömung durch die Zähigkeit der Flüssigkeit kompensiert werden kann.

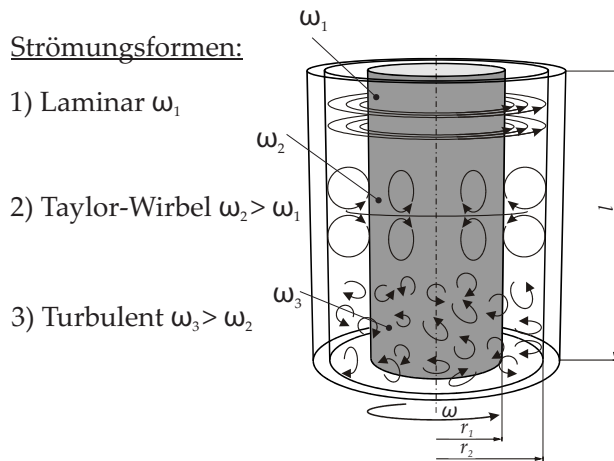


Abbildung 99: Strömungsformen in Fluiden zwischen zwei rotierenden Zylindern [Gro06]

Reicht bei größer werdender Winkelgeschwindigkeit des Innenzylinders die Zähigkeit der Flüssigkeit nicht mehr aus, um der Zentrifugalkraft entgegenzuwirken, so wandern die Fluidelemente radial nach außen. Die sich außen befindenden Elemente werden nach innen bewegt und es bilden sich paarweise gegensinnig drehende toroidale Wirbel aus (Zustand 2 in Abbildung 99). Diese Strömungsform wird als *Taylor-Couette-Strömung* bezeichnet. [AMK05]

Wird die Differenz der Winkelgeschwindigkeit der beiden Zylinder weiter erhöht, so beginnen diese sogenannten Taylor-Wirbel zunächst in Richtung der Zylinderachse zu schwingen und gehen dann in eine turbulente Strömung über (Zustand 3 in Abbildung 99) [Röp95]. Der Übergang zwischen diesen Strömungsformen wird durch die Taylorzahl, welche wie die Reynoldszahl einen Zusammenhang zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften darstellt, beschrieben. Diese lässt sich mit

$$Ta = \frac{(r_2 - r_1) \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \rho}{\eta} \cdot \sqrt{\frac{r_2 - r_1}{r_1}} \quad (25)$$

bestimmen, wobei ρ die Dichte des Fluids beschreibt. Beim Überschreiten der Taylorzahl von $Ta = 41,3$ bilden sich aus der laminaren Strömung Taylor-Wirbel. Wird eine Taylorzahl von $Ta = 400$ überschritten, so gehen diese in eine turbulente Strömung über. Bei nicht endlos langen Zylindern finden die Übergänge zwischen den Strömungsformen bereits bei kleineren Taylorzahlen statt, da Strömungseffekte am Zylinderende einen Einfluss haben.

Liegt eine *Taylor-Couette-Strömung* (Zustand 2 in Abbildung 99) zwischen zwei Zylindern vor, so berechnet sich das Moment am Innenzylinder aus

$$M_{Fl} = \int_0^A \tau \cdot r \cdot dA. \quad (26)$$

Bei kleinen Spalten zwischen den Zylindern ist das Schergefälle annähernd linear. Für größere Spalte muss jedoch aufgrund der Krümmung der Strömung ein degressives Schergefälle zwischen den Zylindern angenommen werden. Daraus ergibt sich nach [NYK82] mit

$$CM_1 = \frac{4 \cdot \eta}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot \omega \cdot \rho} \quad (27)$$

folgender Zusammenhang zur Ermittlung des Reibmoments:

$$M_{F1} = CM_1 \cdot (\pi \cdot \rho \cdot e \cdot r_2^2 \cdot r_1^2 \cdot \omega^2). \quad (28)$$

CM_1 stellt dabei einen Reibwert dar, welcher im linearen Zusammenhang mit der Reynoldszahl steht.

Liegt dagegen eine turbulente Strömung zwischen den Zylindern vor, so ist der Zusammenhang zwischen dem Reibwert CM und der Reynoldszahl nicht mehr linear. Für diesen Fall haben *Nakabayashi* et al. folgende empirische Näherung entwickelt:

$$CM_t = \alpha_F \cdot Re^{\beta_F} \quad (29)$$

Der Formfaktor α beschreibt die Rauheit der Oberflächen der Zylinder [NYK82]. Richtwerte für die Bestimmung von α lassen sich aus [Mül90] entnehmen. Der Exponent β_F weist, wie empirisch ermittelt wurde, für viele Anwendungen einen Wert von -0,3 auf.

Mittels der vorgestellten Grundlagen lässt sich das Moment aufgrund der Strömungsverluste in der Flüssigkeit berechnen. Dabei wird jedoch lediglich das Moment zwischen den beiden zylindrischen Flächen, nicht jedoch das zwischen den Stirnflächen, berücksichtigt.

5.4.1.2 *Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste von der Gleitgeschwindigkeit*

Zur Untersuchung des Einflusses der Gleitgeschwindigkeit auf die Reibungsverluste und die thermische Beanspruchung der Einzeldichtung wurden alle drei Bauformen bei den folgenden Gleitgeschwindigkeiten untersucht:

- 2,5 m/s
- 5,0 m/s
- 10,0 m/s

Bei allen untersuchten Bauformen ist eine starke Abhängigkeit von der eingestellten Gleitgeschwindigkeit im Dichtkontakt zu erkennen (Abbildung 100).

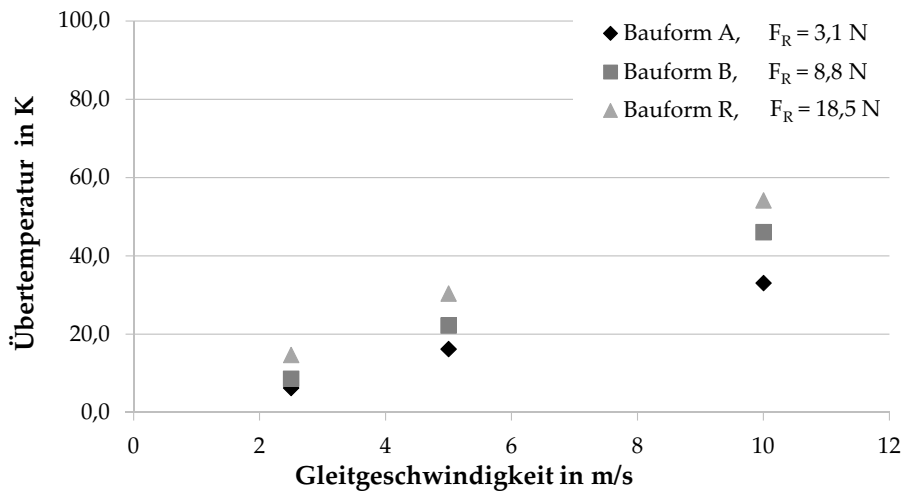


Abbildung 100: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauformen A, B und R, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

Die größten Übertemperaturen wurden bei Bauform R, welche die höchste Radialkraft aufweist, erreicht. Die kleinsten Übertemperaturen lagen dagegen bei Verwendung von Bauform A, welche die geringste Radialkraft aufweist, vor. Eine Abhängigkeit der Kontakttemperatur und damit auch der Übertemperatur von der Gleitgeschwindigkeit kann mit dem Zusammenhang aus Gleichung 23 erklärt werden. Die Verlustleistung, welche in den Versuchen als Wärmeverlust und damit als Übertemperatur im Kontakt vorliegt, ist proportional zur Gleitgeschwindigkeit. In Abbildung 101 ist diese lineare Abhängigkeit der Übertemperatur von der Gleitgeschwindigkeit für Bauform R am deutlichsten erkennbar. Bei Verdopplung der Gleitgeschwindigkeit verdoppelt sich auch annähernd die Kontakttemperatur.

Auch bei außen anstehendem Fluid mit geringerer Viskosität ist die Abhängigkeit der Übertemperatur von der Gleitgeschwindigkeit bei allen Bauformen erkennbar (vgl. Abbildung 101).

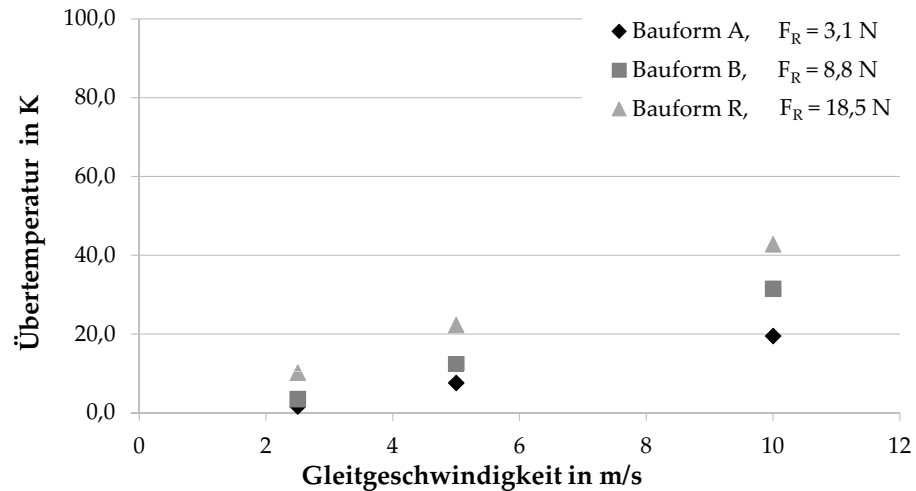


Abbildung 101: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauformen A, B und R, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpff}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 2

Die Reibung einer Einzeldichtung in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit bei gleichem außen anstehenden Fluid ist in Abbildung 102 dargestellt. Das höchste Reibmoment wird für Bauform R, welche die höchste Radialkraft aufweist, ermittelt.

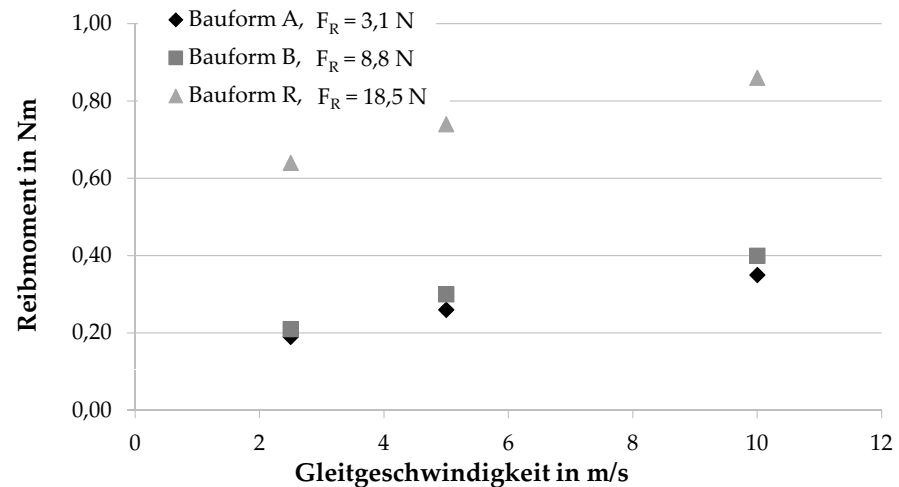


Abbildung 102: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf das Reibmoment einer Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauformen A, B und R, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpff}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 2

5.4.1.3 Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste vom Druck im Innenraum

Zur Untersuchung des Druckeinflusses auf die thermischen Beanspruchungen und die Reibverluste werden zwei unterschiedliche Unterdruckstufen im Lagerinnenraum realisiert:

- -20 mbar
- -70 mbar

Dies sind Druckstufen, die bei allen elastomeren Dichtungsbauformen in den Versuchen zum Gesamtsystemverhalten auftraten und bei welchen die Dichtungen bei anstehendem Esteröl noch keinen Druck ausglich. Eine höhere Unterdruckstufe wurde an dieser Stelle nicht gewählt. Mit der in Abbildung 43 vorgestellten Prüfeinrichtung ist es möglich, den Druck als Überdruck außen im Ölvolumen anstehen zu lassen. Dies entspricht bei der vorliegenden Einbausituation einem Unterdruck auf der Bodenseite der Dichtung (Lager zugewandte Seite), also dem Fall des stärkeren Andrückens der Dichtkante an die Gegenauflfläche durch den Druck. Dies ist auch der Fall, in dem die höchsten Übertemperaturen erwartet werden, da die Radialkraft verstärkt wird. Ein Überdruck auf der Lager zugewandten Seite lässt sich mit dieser Prüfeinrichtung nicht erzeugen. Um diesen Unterdruck zu realisieren, könnte in weiterführenden Versuchen eine Vakuumpumpe verwendet werden bzw. ein inverser Einbau der Dichtung erfolgen.

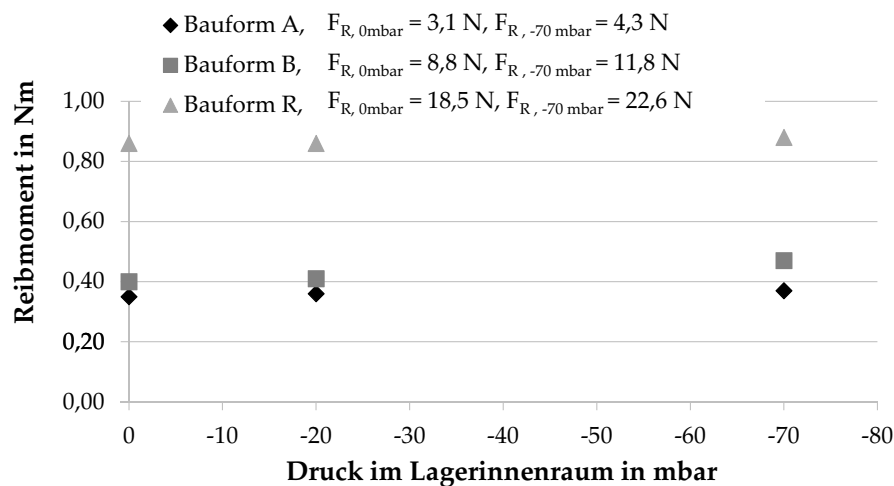


Abbildung 103: Einfluss des Unterdrucks im Lagerinnenraum auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauformen A, B und R, $u = 10 \text{ m/s}$, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 2

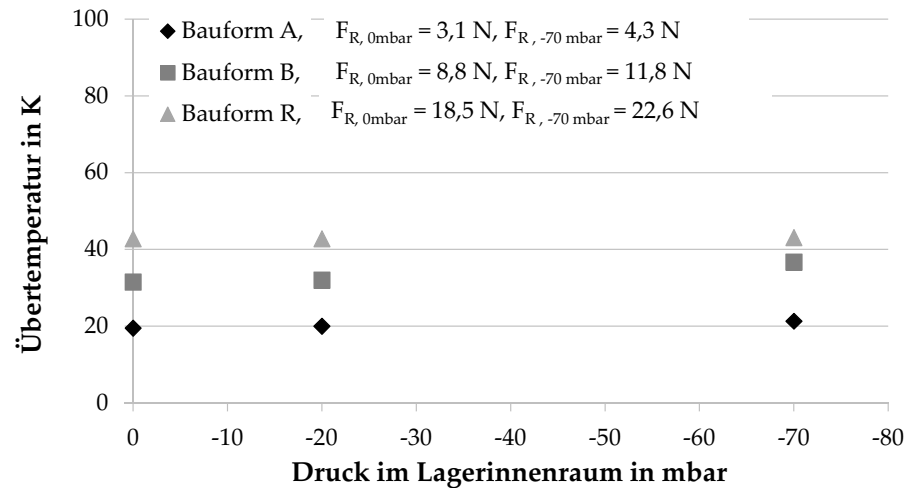


Abbildung 104: Einfluss des Unterdrucks im Lagerinnenraum auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauformen A, B und R, $u = 10 \text{ m/s}$, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 2

Wie die Abbildungen 103 und 104 zeigen, führt der Unterdruck im Lagerinnenraum wie erwartet bei allen Bauformen zu höheren Reibverlusten und höheren Übertemperaturen. Dabei ist jedoch zu erkennen, dass dieser Einfluss deutlich geringer als der zuvor betrachtete Drehzahleinfluss ist. Ein Druckgradient von -70 mbar bewirkt bei Bauform B einen Anstieg der Übertemperatur um $16,5 \%$, einen Anstieg des Reibmoments um $17,5 \%$ und laut vereinfachtem Berechnungsansatz aus Abbildung 19 eine Verstärkung der vorliegenden Radialkraft um 34% . Bei Bauform A, welche mit $3,1 \text{ N}$ die geringste Radialkraft aufweist, ist bei einem Druckgradienten von -70 mbar ein Anstieg der Übertemperatur von $9,3 \%$ zu erkennen. Das Reibmoment steigt um $5,7 \%$ an, während die Radialkraft rechnerisch um 38% zunimmt. Bei Bauform R, welche die größte Radialkraft aufweist, wird kaum eine Beeinflussung von Übertemperatur bzw. Reibmoment durch den Unterdruck im Lagerinnenraum festgestellt. Auch bei anderen außen anstehenden Fluiden ist bei Bauform R keine eindeutige Beeinflussung der Übertemperatur durch den Druck erkennbar (vgl. Abbildung 105).

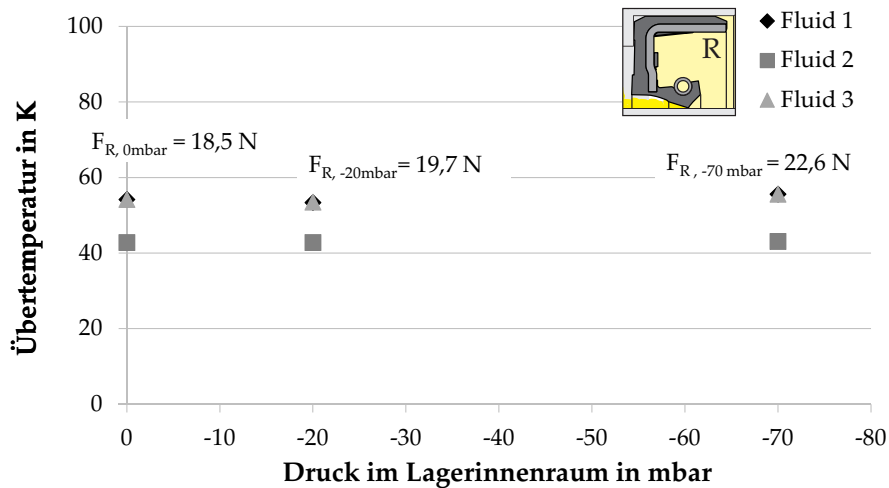


Abbildung 105: Einfluss des Unterdrucks im Lagerinnenraum auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauform R, $u = 10 \text{ m/s}$, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen unterschiedliche Fluide

Dieses Verhalten zeigt, dass der Druck bei den Bauformen mit einer geringeren Radialkraft einen größeren Einfluss hat. Dies bedeutet, dass der Druck bei Bauform R mit reduzierter Radialkraft, also nach Entfernen der Feder, einen größeren Einfluss zeigen müsste als bei Verwendung der Bauform R mit Feder. Die Ergebnisse eines derartigen Versuchs zeigt Abbildung 106.

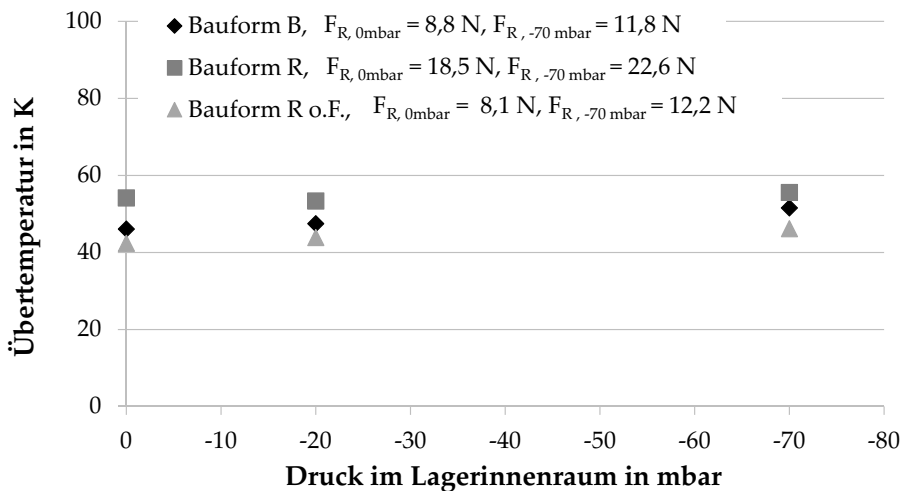


Abbildung 106: Einfluss des Unterdrucks im Lagerinnenraum auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Vergleich Bauform B und Bauform R mit und ohne Feder, $u = 10 \text{ m/s}$, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

Die reduzierte Radialkraft der Bauform R liegt bei $8,1 \text{ N}$, also geringfügig unter der von Bauform B mit Feder. Bei einem Druckgradienten

von -70 mbar vergrößert sich die ermittelte Übertemperatur bei Bauform R ohne Feder um etwa 9 % bei einer Radialkraftverstärkung von etwa 50 %. Es zeigt sich also, dass die Druckabhängigkeit umso größer ist, wenn eine kleine Radialkraft vorliegt. Es spielen an dieser Stelle jedoch noch weitere Einflüsse wie. z.B. die Kontaktbreite, die druckbelastete Länge der Dichtlippe oder das Material der Dichtung eine Rolle.

5.4.1.4 Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste von der Sumpftemperatur

Zur Untersuchung des Einflusses der Sumpftemperatur auf die thermischen Beanspruchungen und die Reibungsverluste im Dichtkontakt werden zwei unterschiedliche Temperaturen im Ölsumpf vorgegeben:

- 40 °C
- 80 °C

In Abbildung 107 ist der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Übertemperatur für eine Sumpftemperatur von 80 °C dargestellt.

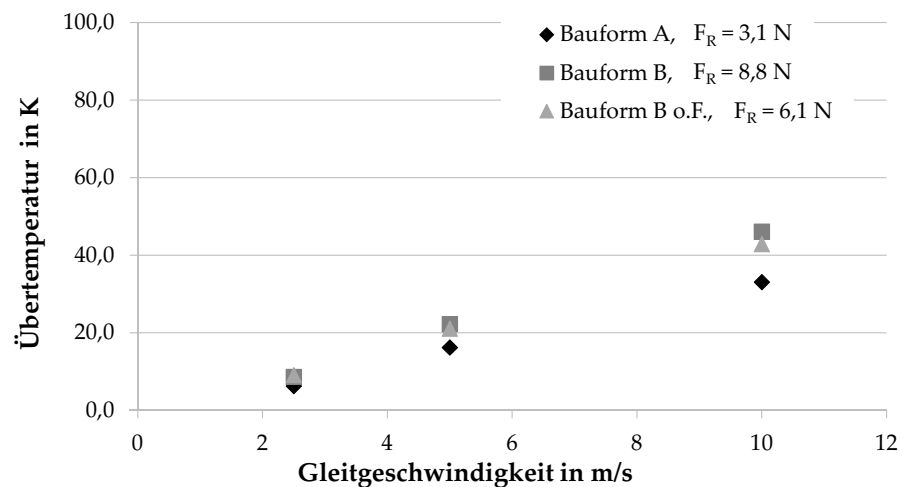


Abbildung 107: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80$ °C, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

Beim Einsatz des gleichen Versuchöls und bei gleicher Gleitgeschwindigkeit, jedoch einer geringeren Sumpftemperatur, ergeben sich für alle untersuchten Bauformen höhere Übertemperaturen (siehe Abbildung 108).

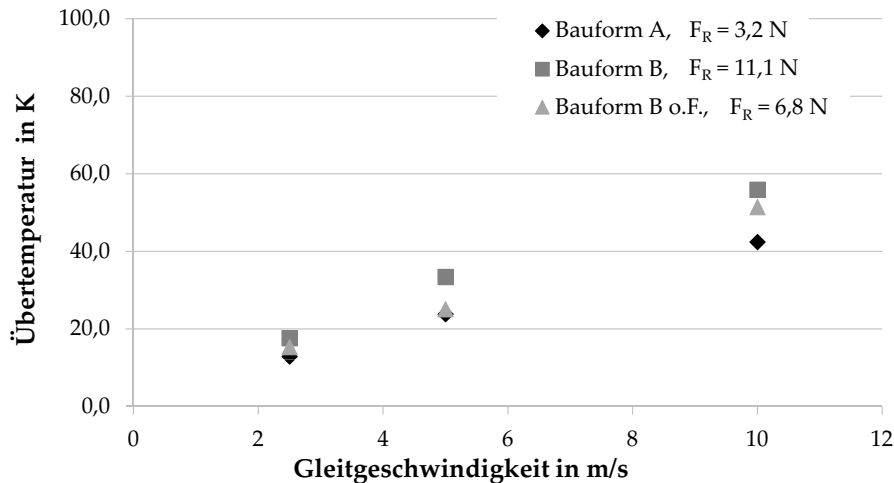


Abbildung 108: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, $T_{\text{Sumpff}} = 40^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

Im Mittel liegen die Übertemperaturen bei 40°C Sumpftemperaturen je nach Bauform 6 - 10°C höher als bei 80°C . Generell lässt sich im Mittel eine Zunahme der Übertemperatur bei Reduzierung der Sumpftemperatur dadurch erklären, dass sich der Dichtungswerkstoff zusammenzieht, was bei den untersuchten Bauformen zu einer vergrößerten Radialkraft führt. Zudem nimmt die wirksame Viskosität und damit die Fluidreibung zu.

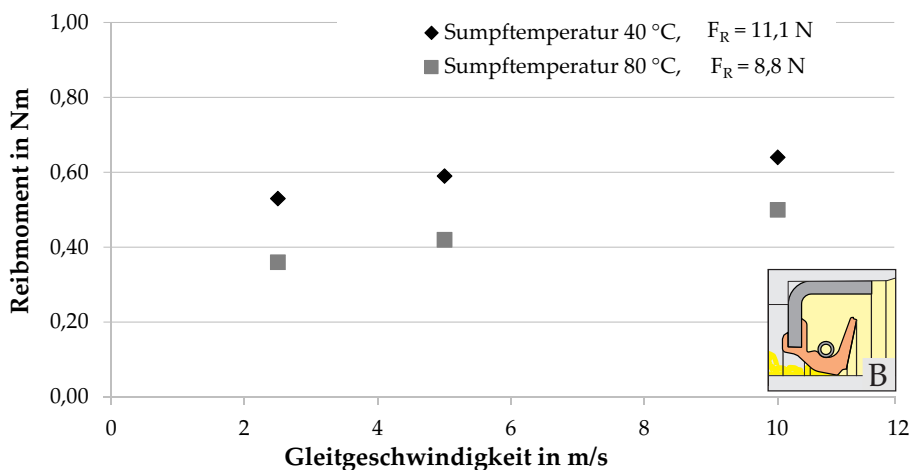


Abbildung 109: Einfluss der Sumpftemperatur auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauform B, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

Abbildung 109 zeigt die Reibungserhöhung bei Reduzierung der Sumpftemperatur am Beispiel von Bauform B.

5.4.1.5 Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste von der Radialkraft

Eine gezielte Untersuchung des Einflusses der Radialkraft auf die thermischen Beanspruchungen und die Reibungsverluste im Dichtkontakt kann nur an Bauformen erfolgen, bei denen sich die Radialkraft durch die Entnahme der Feder deutlich reduzieren lässt. Da dies nur bei Bauform B und D möglich ist, wurden die Untersuchungen in diesem Abschnitt lediglich an diesen beiden Bauformen durchgeführt. Es wurden für die Untersuchungen also zwei unterschiedliche Zustände betrachtet:

- normale Radialkraft
- reduzierte Radialkraft durch entfernte Feder

Bei Bauform B ist deutlich erkennbar, dass eine reduzierte Radialkraft zu geringeren Reibungsverlusten und damit zur geringeren thermischen Beanspruchung im Kontakt führt. Dieses Verhalten liegt bei allen unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden vor (vgl. Abbildungen 110 und 111).

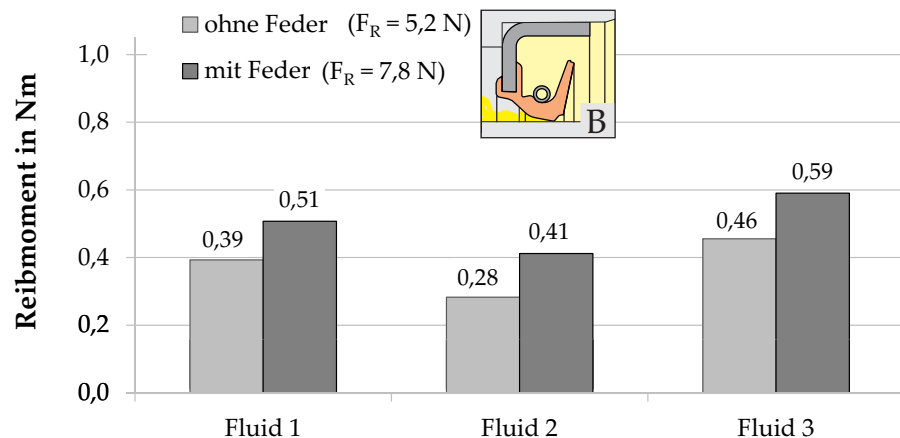


Abbildung 110: Einfluss der Radialkraft auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen unterschiedliche Fluide

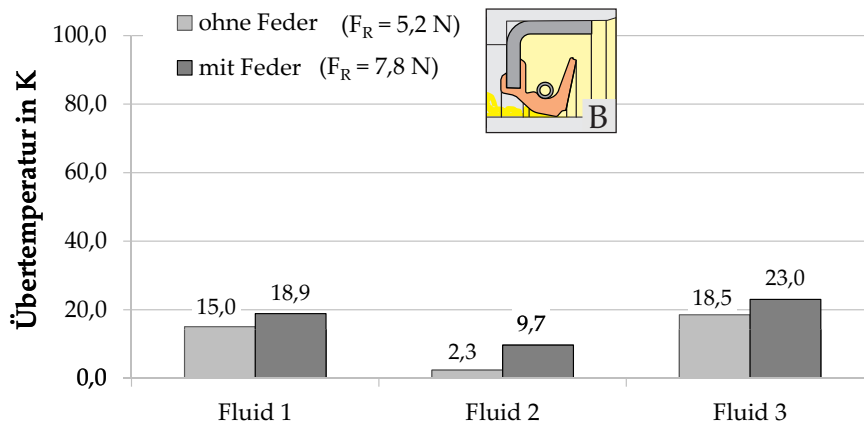


Abbildung 111: Einfluss der Radialkraft auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen unterschiedliche Fluide

Bei Bauform R bewirkt eine Entnahme der Feder eine deutlich größere Radialkraftabnahme als bei Bauform B. Dies führt auch zu einer deutlich stärker ausgeprägten Reibmoment- und Übertemperaturabnahme nach Entnahme der Feder (vgl. Abbildungen 112 und 113).

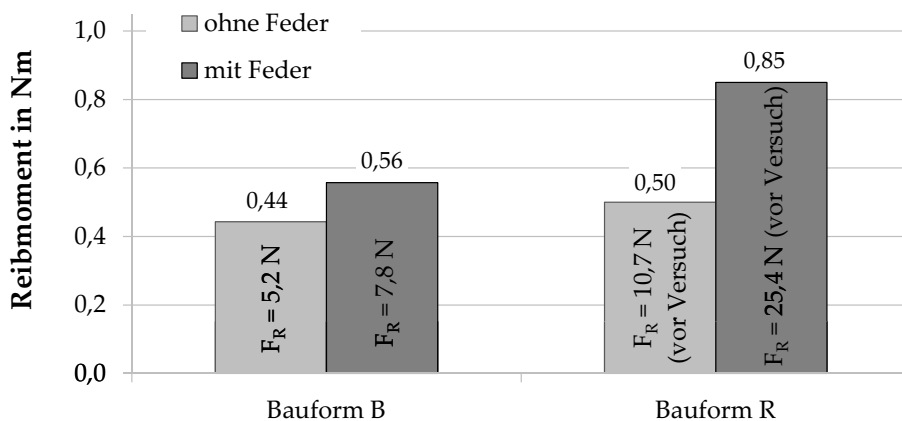


Abbildung 112: Einfluss der Radialkraft auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauform B und R, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

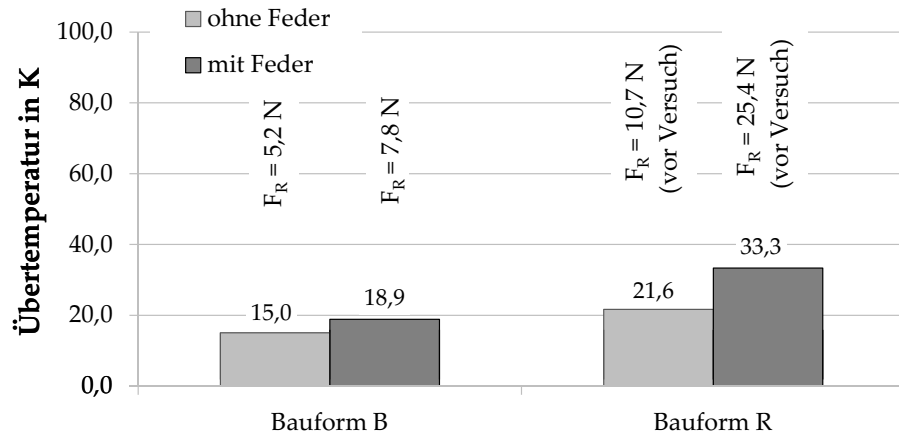


Abbildung 113: Einfluss der Radialkraft auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauform B und R, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung, außen anstehendes Fluid 1

5.4.1.6 Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste von der Viskosität des Grundöls

Die Untersuchung des Einflusses der Viskosität des Grundöls auf die thermischen Beanspruchungen und die Reibungsverluste der Einzeldichtung erfolgte in Stichversuchen an Bauform B. Dazu wurden anstelle des bisher verwendeten Grundöls des Fettes LX-OS₃

- Fluid 2 mit geringer Viskosität und
- Fluid 3 mit hoher Viskosität

auf der Bodenseite der Dichtung eingesetzt. Auf der Außenseite befand sich bei diesen Untersuchungen Luft. Die hier untersuchte Situation entspricht einem „fettgeschmierten Lager“, wo Grundöl aus dem Schmierfett abgegeben und der Dichtung auf der Bodenseite zugeführt wird.

In Abbildung 114 ist zu erkennen, dass die Reibungsverluste im Dichtkontakt bei einem bodenseitig anstehenden Fluid mit höherer Viskosität, welches durch den Kontakt gefördert wird, größer sind als bei einem geförderten Fluid mit geringerer Viskosität.

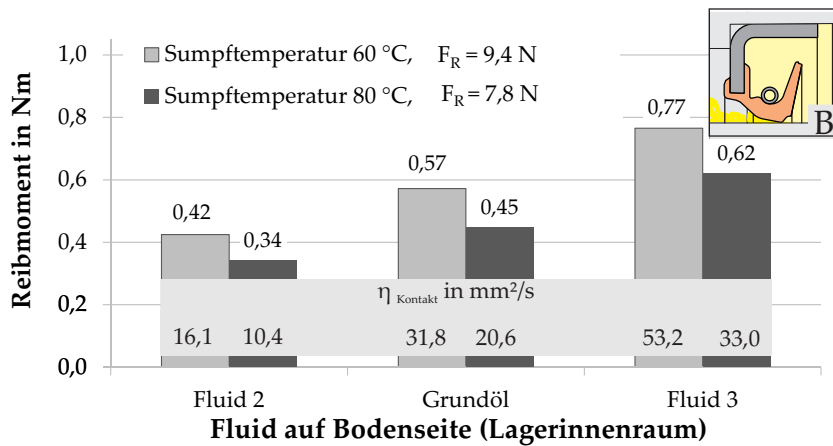


Abbildung 114: Einfluss der Viskosität des bodenseitigen Fluids (im Lagerinnenraum) auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, außen Luft

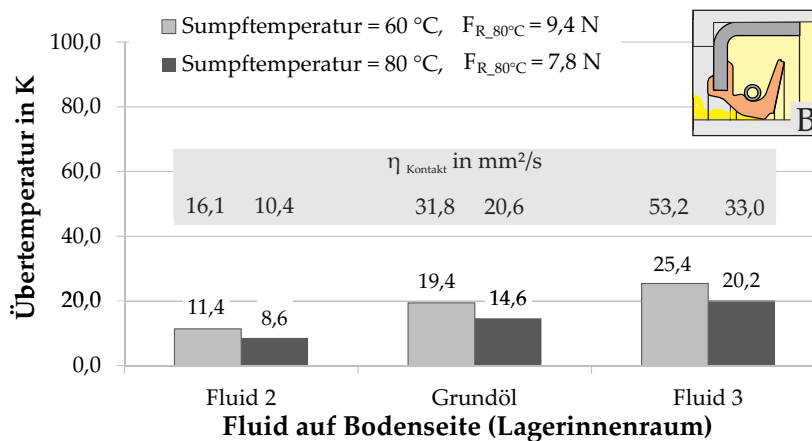


Abbildung 115: Einfluss der Viskosität des bodenseitigen Fluids (im Lagerinnenraum) auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, Bauform B, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, außen Luft

Bezüglich der Übertemperatur im Kontakt liegt das gleiche Verhalten vor: Das bodenseitige Fluid mit der höchsten Viskosität führt im Kontakt zur höchsten Übertemperatur (vgl. Abbildung 115). Auch bei geänderter Sumpftemperatur stellt sich bei dem auf der Bodenseite eingesetzten Fluid mit höchster Viskosität die höchste Übertemperatur ein. Bei einem Grundöl mit höherer Viskosität entsteht auf diese Weise eine höhere viskose Reibung im und in der Nähe des Kontakts. Dies führt zu den erhöhten gemessenen Reibungsverlusten und dadurch zu einer erhöhten thermischen Beanspruchung.

5.4.1.7 *Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste von der Viskosität des außen anstehenden Fluids*

Die Untersuchung des Einflusses der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf die thermischen Beanspruchungen und die Reibungsverluste der Einzeldichtung erfolgte mit folgenden außen anstehenden Fluiden

- Fluid 2 mit geringer Viskosität,
- Fluid 1 mit mittlerer Viskosität,
- Fluid 3 mit hoher Viskosität und
- Luft (ausschließlich Fettschmierung innen).

Auf der Bodenseite liegt in diesen Versuchen immer das Grundöl des Fettes LX-OS₃ vor.

Wie Abschnitt 5.4.1.6 gezeigt hat, ist die Übertemperatur im Dichtkontakt abhängig von der Viskosität des sich im Dichtkontakt befindlichen Schmierstoffs, welcher im Fall Wälzlagerschutzdichtung das Grundöl des Wälzlagerfetts ist. Daneben hat aber auch die Viskosität einer außen anstehenden Flüssigkeit einen großen Einfluss auf die Reibungsverluste und die Temperatur im Dichtkontakt. Zum Einen ist die Reibung zwischen Dichtung und anstehendem Fluid höherer Viskosität größer. Dies bewirkt eine stärkere Reibung und damit einen Anstieg der Temperatur. Zum Anderen ist es auch möglich, dass das außen anstehende Fluid in den eigentlichen Dichtkontakt eindringt und dort höhere Reibung hervorruft.

Die aus den Messdaten ermittelte Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Viskosität des außen anstehenden Fluids wird aus Abbildung 116 ersichtlich. Hier sind exemplarisch die Ergebnisse für die mittlere Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Es zeigt sich bei allen Bauformen, dass bei anstehendem Fluid mit höherer Viskosität bei gleichem Grundöl die Reibungsverluste größer sind.

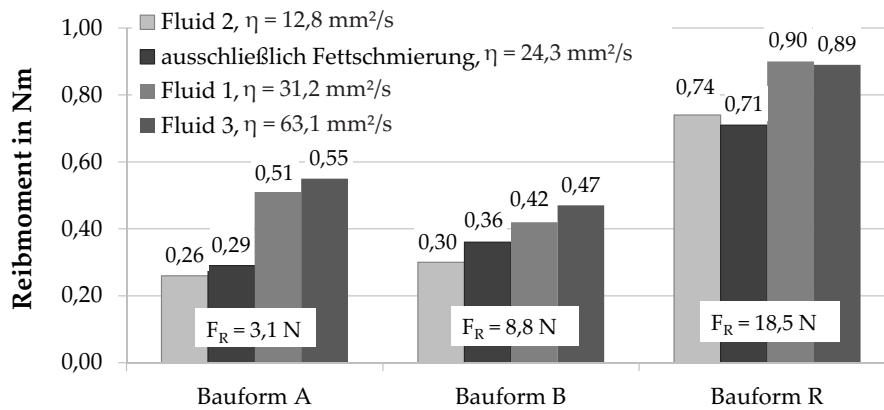


Abbildung 116: Einfluss der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf das Reibmoment der Einzeldichtung, Moment aufgrund der Strömungsverluste in der anstehenden Flüssigkeit abgezogen, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung

Die gleiche Abhängigkeit ist auch bei den gemessenen Übertemperaturen zu erkennen (vgl. Abbildung 117).

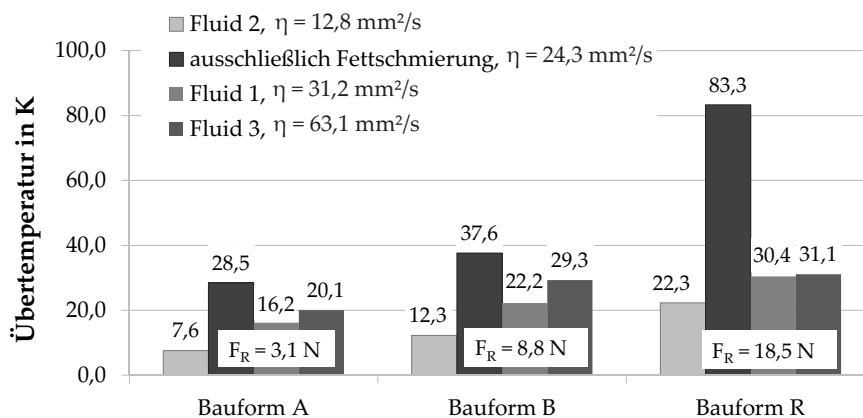


Abbildung 117: Einfluss der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf die Übertemperatur im Dichtkontakt, $u = 5 \text{ m/s}$, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, innen Fettschmierung

Weiterhin wird aus Abbildung 117 ersichtlich, dass eine ausschließliche Fettschmierung mit außen vorliegender Luft eine deutlich größere Übertemperatur im Kontakt bewirkt, als wenn außen ein Fluid mit ähnlich großer Viskosität wie das Grundöl (Fluid 1) ansteht. Die Reibungsverluste sind dagegen, wie Abbildung 116 zeigt, im Falle der ausschließlichen Fettschmierung deutlich kleiner als bei anstehendem Fluid mit ähnlich großer Viskosität. Für die Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt und damit für die sich einstellende Übertemperatur spielt die Wärmeleitfähigkeit der angrenzenden Festkörper und der umgebenden Fluide eine entscheidende Rolle [Tie03]. Die Wärmeleitfähigkeit eines anstehenden Esteröls liegt im Bereich von $0,14$ - $0,16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Befindet sich anstelle des Esteröls in der Kammer Luft,

so ist mit einer Wärmeleitfähigkeit von $0,0262 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ zu rechnen; die Wärme kann also wesentlich schlechter abgeführt werden und es resultiert eine höhere Kontakttemperatur. Diese führt zu einer verringerten hydrodynamisch wirksamen Viskosität im Dichtkontakt und damit zu geringeren Reibungsverlusten.

Die Versuche mit außen anstehendem Fluid 1 und mit ausschließlicher Fettschmierung sind aus diesem Grund nicht direkt miteinander vergleichbar.

5.4.1.8 Zusammenfassung: Untersuchung der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste im Dichtkontakt

Es lässt sich zusammenfassen, dass bei allen untersuchten Bauformen bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit eine stärkere thermische Beanspruchung des Dichtkontakts und größere Reibungsverluste im Kontakt vorlagen. Auch eine Erhöhung des Unterdrucks im Lagersinnenraum, eine Erhöhung der Viskosität des außen anstehenden Fluids oder des Grundöls führen zu einer größeren Übertemperatur und zu größeren Reibungsverlusten im Dichtkontakt. Eine höhere Radialkraft hat ebenfalls den gleichen Einfluss. Bei höherer Sumpftemperatur dagegen liegen bei allen untersuchten Bauformen geringere Übertemperaturen und auch geringere Reibungsverluste im Dichtkontakt vor.

Tabelle 5 zeigt eine Zusammenfassung der Ergebnisse der Untersuchungen zur thermischen Beanspruchung und zu den Reibungsverlusten der Einzeldichtungen der Bauformen A, B und R.

Tabelle 5: Untersuchte Einflussfaktoren auf die thermische Beanspruchung und die Reibungsverluste der Einzeldichtungen der Bauformen A, B und R, \uparrow = Erhöhung, \downarrow = Verringerung der Übertemperatur, k.A. = keine Angabe

Erhöhung...	Einfluss auf $T_{\text{Ü}} = T_{\text{Kontakt}} - T_{\text{Sumpf}}$		
	Bauform A	Bauform B	Bauform R
...der Gleitgeschwindigkeit	\uparrow	\uparrow	\uparrow
...des Unterdrucks im Innenraum	\uparrow	\uparrow	\uparrow
...der Sumpftemperatur	\downarrow	\downarrow	\downarrow
...der Radialkraft	k.A.	\uparrow	\uparrow
...der Viskosität des außen anstehenden Fluids	\uparrow	\uparrow	\uparrow
...der Viskosität des Grundöls	\uparrow	\uparrow	\uparrow

Tabelle 6 fasst die kritischen Kombinationen aus außen anstehendem Fluid, Gleitgeschwindigkeit und Dichtungsbauf orm zusammen, bei

denen es in den durchgeführten Untersuchungen zu einem Überschreiten der thermischen Grenze für Langzeiteinsatz aus Tabelle 2 kam.

Tabelle 6: Kombinationen, bei denen die thermischen Grenzen der Dichtungen bzw. auch des Wälzlagerschmierstoffs bei einer Sumpftemperatur von 80 °C überschritten wurden ✓ = nicht überschritten, X = überschritten

Fluid außen	u in m/s	Fluid 1,2			Fluid 3			ausschl. Fett		
		2,5	5	10	2,5	5	10	2,5	5	10
Bauform (NBR)	A	✓	✓	✓	✓	X	X	✓	X	X
Bauform (FKM)	B	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Bauform (NBR)	R	✓	✓	✓	✓	✓	X	X	X	X

Die mit „X“ gekennzeichneten Parameter-Dichtungs-Kombinationen können somit bei einer Sumpftemperatur von 80 °C zu einer thermischen Schädigung führen und sind daher nicht ohne Weiteres für entsprechende Einsatzfälle geeignet. Es besteht in solchen Fällen die Möglichkeit die Dichtungsbauformen A und R aus einem Werkstoff herzustellen, welcher besser für höhere thermische Beanspruchungen geeignet ist, wie beispielsweise FKM.

Bei außen anstehenden Fluiden mit geringerer Viskosität gab es keinerlei Dichtungs-Parameter-Kombinationen, welche zu einem Überschreiten der thermischen Grenzwerte führten. Ein außen anstehendes Fluid führt in jedem Fall dazu, dass die thermische Beanspruchung im Dichtkontakt aufgrund der besseren Wärmeabfuhr gegenüber der ausschließlichen Fettschmierung reduziert wird.

5.4.2 Dichtgüte der Einzeldichtungen

Dynamische Elastomerdichtungen können eine aktive, hydrodynamische Flüssigkeitsförderung in axialer Richtung bewirken. Eine aus dem Lagerinnenraum heraus gerichtete Förderwirkung sorgt dafür, dass Partikel und Fluide wirksamer ferngehalten werden als bei einer rein passiven Dichtung. Sie ist deshalb ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung der Dichtgüte.

Den Schwerpunkt bei den Untersuchungen zur Dichtgüte bildet Bauform B. Vorversuche ergaben, dass Bauform A keine eindeutige Förderwirkung bewirkt. Die Förderwirkung eines Standard-RWDR (Bauform R), wurde bereits in einer Reihe von Forschungsarbeiten untersucht [Holo9], [Mül87], [Bri89].

Vor Beginn der Messungen zur Förderwirkung wurde das Messsystem aus Abschnitt 4.5.2.2 hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der

Messdaten analysiert. Wird dieselbe Dichtung mehrfach montiert und unter gleichen Messbedingungen vermessen, so lässt sich der Förderwert mit einer Abweichung von ca. $\pm 3\%$ reproduzieren. Der Förderwert der Einzeldichtungen ist abhängig von der Geometrie der Dichtkante, welche sich mit fortschreitendem Verschleiß im mikroskopischen Bereich verändert. Analysen ergaben eine Streuung zwischen den Förderwerten individueller Dichtungen der Bauform B von bis zu $\pm 40\%$. Daher wurden die Versuche, deren Ergebnisse im Folgenden dargestellt und miteinander verglichen werden, jeweils mit derselben Dichtung durchgeführt. Zur Orientierung wird jeweils die Radialkraft der entsprechenden Dichtung mit aufgeführt. Diese wurde nach dem Versuch bei derselben Temperatur, bei der auch der Versuch durchgeführt wurde, vermessen.

5.4.2.1 Abhängigkeit der Dichtgüte von der Gleitgeschwindigkeit

Zur Untersuchung des Einflusses der Gleitgeschwindigkeit auf die Dichtgüte der Einzeldichtung wurde Bauform B bei den folgenden Gleitgeschwindigkeiten untersucht:

- 1,25 m/s
- 2,5 m/s
- 5,0 m/s

Der mit Gleichung 20 berechnete Massenstrom \dot{m} ist für die untersuchten Gleitgeschwindigkeiten proportional zur Gleitgeschwindigkeit. Um jedoch anschaulich die Förderwirkung einer Dichtung bei unterschiedlichen Parametern und gleichem Innendurchmesser vergleichen zu können, bietet es sich an, die Ergebnisse in Form des Förderwerts φ darzustellen. Der Förderwert berechnet sich aus

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{n}. \quad (30)$$

Dieser Förderwert ist laut Müller bei höherer Gleitgeschwindigkeit nahezu unabhängig von der Drehzahl, also auch von der Gleitgeschwindigkeit [Mül90]. Der Förderwert wird im Folgenden in der Einheit *Milligramm pro Umdrehung* angegeben, sodass ein Vergleich auch bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten möglich ist.

Der nahezu konstante Förderwert bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten ist auf diese Weise gut erkennbar. Abbildung 118 zeigt den Förderwert über der Gleitgeschwindigkeit bei unterschiedlichem Druckgradienten über der Dichtstelle bei außen anstehendem Fluid 2.

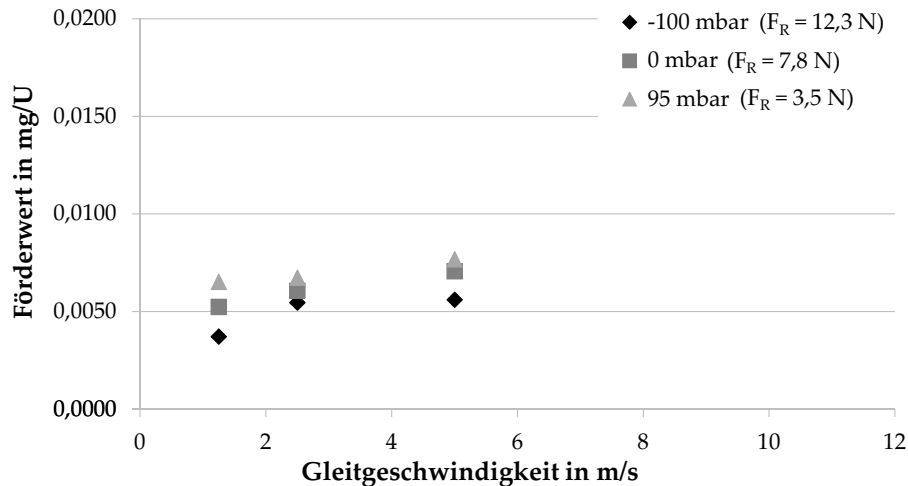


Abbildung 118: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ °C}$, außen anstehendes Fluid 2, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, unterschiedliche Drücke im Lagerinnenraum

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Versuche mit unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten daher gemittelt dargestellt, wenn dies der Übersichtlichkeit dient.

5.4.2.2 Abhängigkeit der Dichtgüte vom Druck im Lagerinnenraum

Zur Untersuchung des Einflusses des Drucks auf die Dichtgüte der Einzeldichtung wurde Bauform B bei den Lagerinnendrücken

- -100 mbar,
- 0 mbar und
- 95 mbar

bewertet. Ein Unterdruck im Lagerinnenraum arbeitet der Förderwirkung entgegen, ein Überdruck unterstützt sie. Die Förderung durch den Druckgradienten überlagert also die eigentliche Förderwirkung der dynamischen Dichtung. Dieser Zusammenhang wurde bereits im ersten Teil des Vorhabens untersucht [WP09].

Die Überlagerung der Förderwirkung durch das Druckgefälle ist bei allen außen anstehenden Fluiden erkennbar und in den Abbildungen 119 und 120 dargestellt.

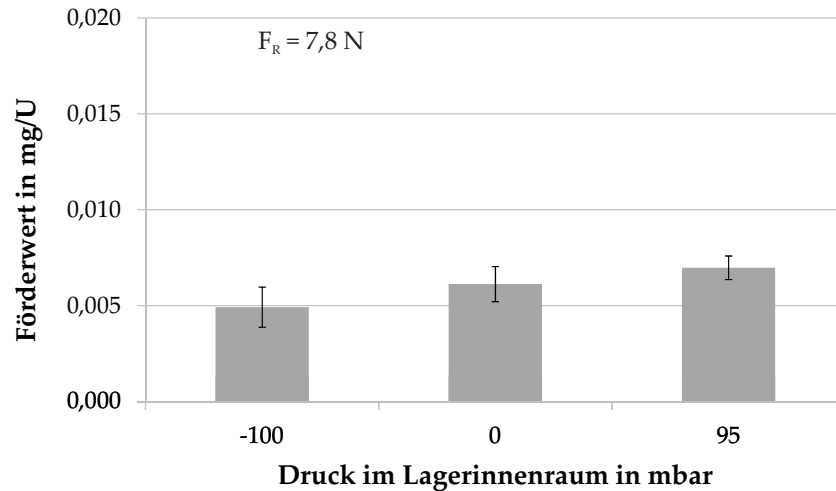


Abbildung 119: Einfluss des Drucks im Lagerinnenraum auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = p_U$, außen anstehendes Fluid 2, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, Werte gemittelt über alle drei Gleitgeschwindigkeiten aus Abschnitt 5.4.2.1

Im Vergleich von Abbildung 119 und 120 wird ersichtlich, dass ein größerer Druckeinfluss auf den Förderwert besteht, wenn außen ein Fluid mit größerer Viskosität (z. B. Fluid 3) ansteht. Als Erklärung ist ein Einfluss der Fluidströmung des jeweils außen anstehenden Fluids denkbar. Es ist möglich, dass eine Sogwirkung durch das außen anstehende Fluid auf den Dichtkontakt ausgeübt wird, was die Förderwirkung bei höherer Viskosität des außen anstehenden Fluids generell verstärkt.

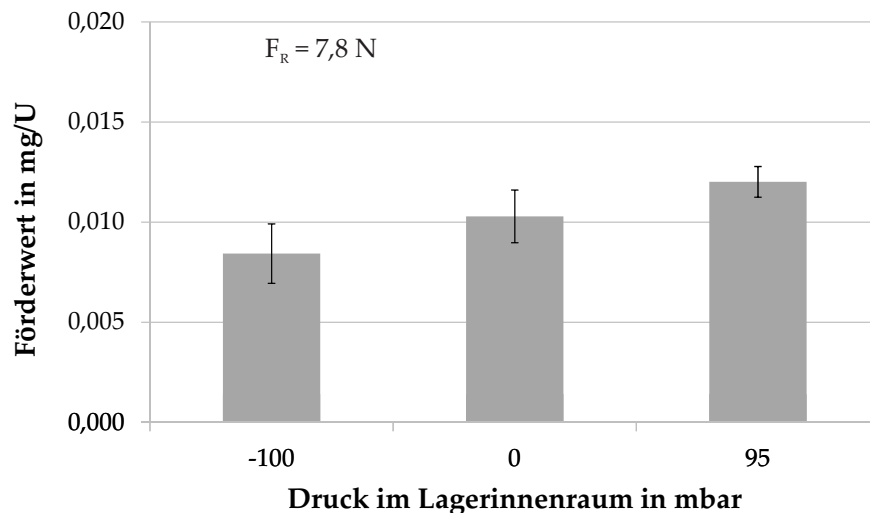


Abbildung 120: Einfluss des Drucks im Lagerinnenraum auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = p_U$, außen anstehendes Fluid 3, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, Werte gemittelt über alle drei Gleitgeschwindigkeiten aus Abschnitt 5.4.2.1

Zu beachten ist, dass bei Bauform B auch Unterdrücke im Lagerinnenraum, wie sie im Gesamtsystem gemessen wurden, lediglich zu einer Reduzierung der Förderung von innen nach außen, nicht aber zu einer Umkehr der Förderrichtung führen. Ein bei allen Druckzuständen positiver Förderwert ist für Schutzdichtungen für Wälzlager besonders wichtig, da auf diese Weise Verschmutzungen vom Lagerinnenraum wirksam fern gehalten werden.

Bei Druckbeaufschlagung verformt sich die Geometrie der Dichtung, was im Extremfall einen Zutritt von Partikeln und Fluiden begünstigen kann. Auch diese Auswirkung des Drucks auf die Dichtgüte soll an dieser Stelle untersucht werden. Die Verformungen der Bauform B wurden dafür mittels der optischen Versuchseinrichtung aus Abbildung 46 betrachtet. Dazu wurde gezielt eine Druckdifferenz aufgebaut, sodass Kontaktbreite und -lage in axialer Richtung auf der Saphir-Hohlwelle bei einem definierten Druckgradienten betrachtet werden konnten. Nach dem Einstellen der jeweiligen Druckstufe wurde die Welle einmal gedreht, um die Haftreibung des ungeschmierten Kontakts zu überwinden. Beim Erreichen der Ausgangsposition wurde die Welle gestoppt und nach einer Wartezeit von zwei Minuten wurden drei Bilder des Dichtkontakts aufgenommen.

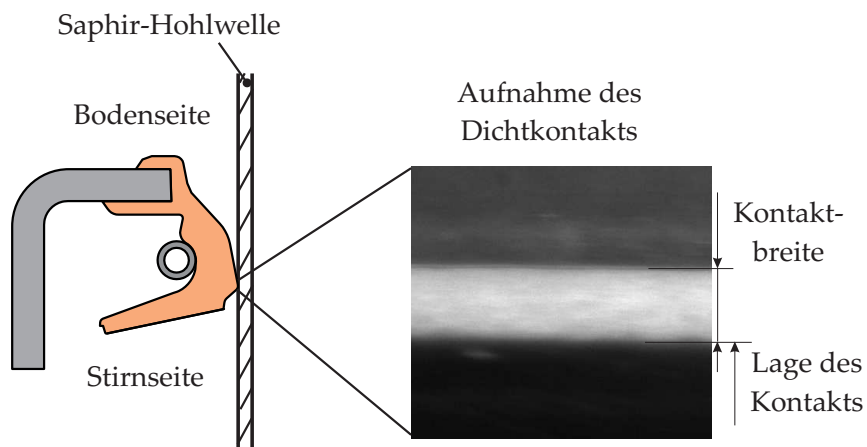


Abbildung 121: Ermittlung der Kontaktbreite und der axialen Kontaktposition aus den Ergebnissen der optischen Untersuchungen der Bauform B

In Abbildung 121 ist dargestellt, wie aus dem Kontaktbild der Bauform B die Kontaktbreite und -lage abgelesen wurde. In Abbildung 122 sind diese Werte für eine eingelaufene Dichtung der Bauform B dargestellt. Diese wurden aus drei Aufnahmen gemittelt.

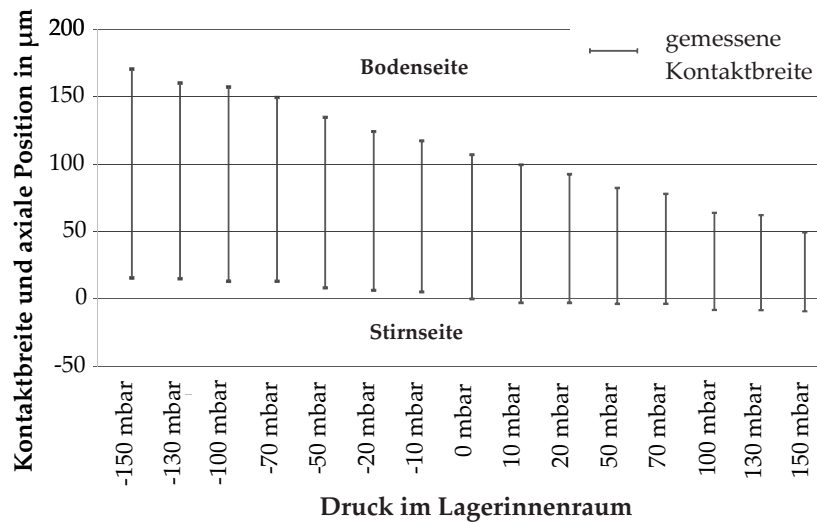


Abbildung 122: Kontaktbreite und axiale Kontaktposition einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, welche mit Druck beaufschlagt wurde, $T_{\text{Sumpf}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, kein Fluid im Kontakt

Wird ein Überdruck von 150 mbar im Lagerinnenraum – also auf der Bodenseite – angelegt, so verkleinert sich die Kontaktbreite um 46 %. Der Überdruck führt dazu, dass die Dichtung entlastet und etwas angehoben wird. Der gesamte Kontakt wandert zudem Richtung Stirnseite. Wird dagegen auf der Bodenseite ein Unterdruck von 150 mbar angelegt, so wird die Dichtung stärker zur Bodenseite gezogen und der Kontakt verbreitert sich durch die stärkere Anpressung an die Gegenauflfläche um 43 %. Erkennbar ist jedoch, dass ein Band des Kontakts bei allen untersuchten Druckstufen im Einsatz bleibt. Außen anstehende Fluide und Partikel werden also bei den untersuchten Drücken nicht durch ein Druck bedingtes „Atmen“ der Dichtung der Bauform B in den Innenraum gezogen.

Dies wird durch Ergebnisse weiterer optischer Untersuchungen bestätigt. Die Abbildungen 123 und 124 zeigen die Ergebnisse dieser Versuche. Dafür wurde, wie in Abbildung 123 *rechts* dargestellt, eine Dichtung der Bauform B auf einer Saphir-Hohlwelle montiert. Von der Bodenseite (Lagerinnenraum) wurde Grundöl des Fettes LX-OS₃ hinzugegeben, von der Stirnseite das gleiche Grundöl, in dem sich Partikel aus Polymethylmethacrylat (PMMA) der Größenordnung 1 bis 20 µm befanden. Diese Acrylglas-Partikel vom Hersteller *micro-particles GmbH* sind mit dem fluoreszierenden Farbstoff Rhodamine B eingefärbt. Die Partikel konnten, wie Abbildung 123 *Mitte* zeigt, bei einer konstanten Wellendrehzahl mittels eines Triggers bei jeder Umdrehung der Welle visualisiert werden. Dafür wurde der Dichtkontakt ständig mit Licht der Wellenlänge 532 nm beleuchtet und die Blendenöffnung der Kamera getriggert.

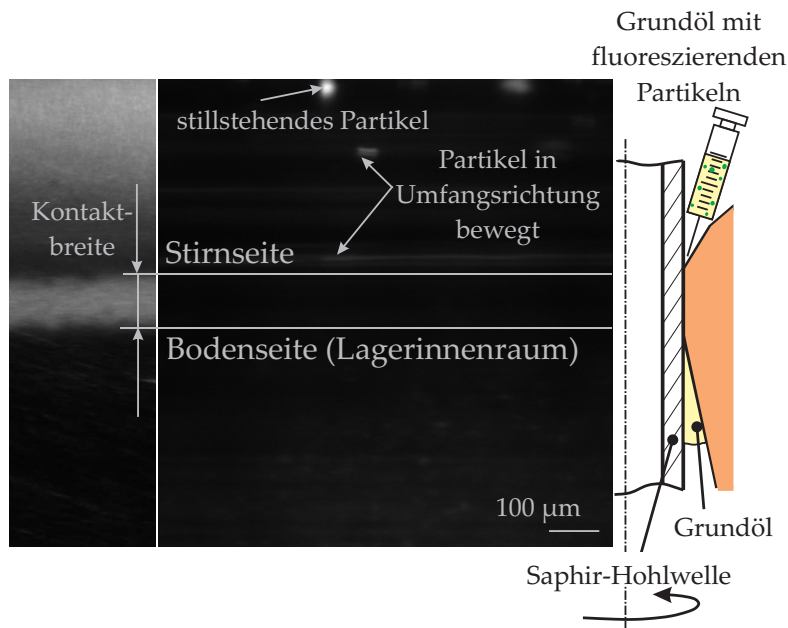


Abbildung 123: Partikelbewegung außen vor dem Dichtkontakt, innen Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen Grundöl des Fettes LX-OS₃ mit fluoreszierenden Partikeln, *links*: Kontaktbild, *Mitte*: Aufnahme der Partikel vor dem Kontakt, *rechts*: Prinzip der Versuchsdurchführung, $T_{\text{Sumpf}} = 20^\circ\text{C}$, $p = p_U$, $u = 0,013 \text{ m/s}$

Stillstehende Partikel, welche beispielsweise an der Dichtung anhaften, verändern während der Blendenöffnungszeit ihre Lage nicht und werden daher als Punkte in den Aufnahmen sichtbar. Partikel, welche sich auf der Welle oder im Ölfilm befinden, bewegen sich während der Aufnahmezeit in Umfangsrichtung weiter und erscheinen deshalb in den Aufnahmen in Form von Streifen. Wirkt ein Streifen sehr hell, so befindet sich der Partikel in radialer Richtung sehr nah an der Wellenoberfläche. Ist er weiter entfernt, so erscheint er blasser. Die Länge des hell erscheinenden Streifens, welchen ein mitgeschleppter Partikel verursacht, ist ein Maß für die Geschwindigkeit des Partikels. Lange Streifen, wie sie in 123 *Mitte* nahe am Dichtkontakt zu sehen sind, deuten auf Partikel hin, die sich auf der Welle befinden und somit mit der Gleitgeschwindigkeit von nahezu $0,013 \text{ m/s}$ bewegt werden.

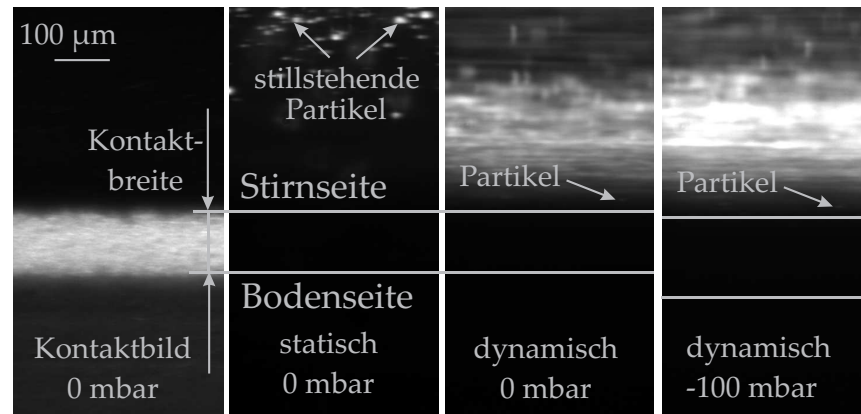


Abbildung 124: Partikelbewegung außen vor dem Dichtkontakt, innen Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen gleiches Grundöl mit fluoreszierenden Partikeln, Kontaktbreite aus Kontaktbild (*links*) für drucklosen Zustand bzw. aus Abbildung 122 für Unterdruck-Zustand im Lagerinnenraum, $T_{\text{Sumpf}} = 20^\circ\text{C}$, bei dynamischen Aufnahmen: $u = 0,013 \text{ m/s}$

Bei den drucklosen Untersuchungen zeigte sich, dass besonders in Kontaktnähe viele Partikel mitgeschleppt und daher immer wieder an der gleichen Stelle der Aufnahmen sichtbar werden. Wird der Kontakt zudem mit Druck beaufschlagt und auf diese Weise ein Unterdruck im Lagerinnenraum, also auf der Bodenseite eingestellt, so verschiebt sich der Kontakt, wie bereits in Abbildung 122 dargestellt ist, in Richtung Bodenseite und verbreitert sich. Die sich zuvor in der Nähe des Kontakts befindlichen Partikel, welche ihre Lage nicht verändern, beharren auch bei Druckbeaufschlagung in ihrer Position und werden mit dem Kontakt in Richtung Bodenseite versetzt (vgl. Abbildung 124 *rechts*).

Abgesehen von den Partikeln in der Nähe des Kontakts können auch bei einem Unterdruck von bis zu 120 mbar nach längerer Laufzeit keine Partikel direkt im Dichtkontakt detektiert werden. Diese Tatsache spricht dafür, dass die Förderwirkung der Bauform B auch bei Unterdruck im Lagerinnenraum aufrecht erhalten wird. Dies zeigten auch die durchgeführten Förderwertmessungen aus Abbildungen 119 und 120. Auf diese Weise lässt sich zudem der verhältnismäßig geringe Partikel- und Fluidgehalt im Lagerfett erklären, welcher in Abschnitt 5.2.2 nach den Versuchen zum Gesamtsystemverhalten bei Bauform B ermittelt werden konnte.

Für Bauform A konnte bei Umgebungsdruck und negativem Druckgradienten kein Förderwert ermittelt werden. Ein Grund dafür ist das nahezu symmetrische Pressungsprofil der Bauform A, welches sich nach der Montage ausbildet (Abbildung 125). Das hier gezeigte Pressungsprofil sowie die verformte Geometrie wurden mittels eines in Abschnitt 6.1.2 vorgestellten FE-Verformungsmodells berechnet.

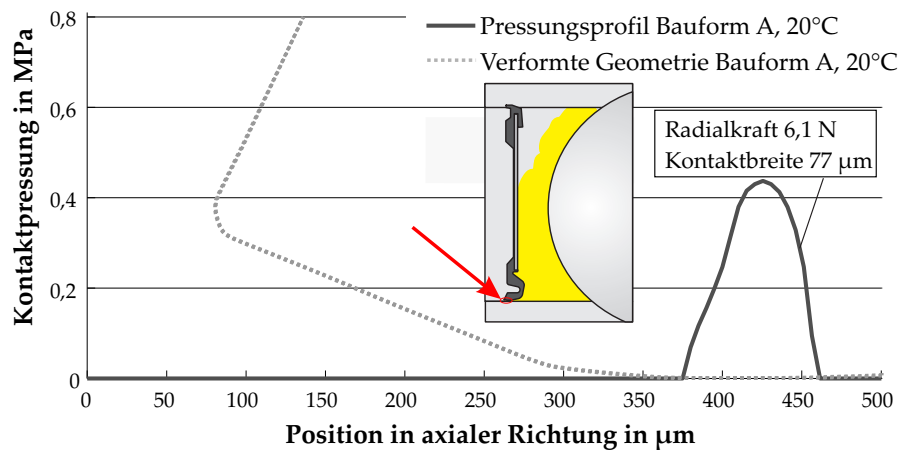


Abbildung 125: Pressungsprofil und verformte Geometrie einer neuen Dichtung der Bauform A bei Raumtemperatur, druckloser Zustand

Bei Überdruck dagegen war es bei Einsatz von Bauform A unter bestimmten Bedingungen möglich, einen Förderwert zu erzielen. Dafür musste jedoch beachtet werden, dass im Stillstand vor dem Einschalten der Druckregelung beim Befüllen der Kapillare kein zu großer statischer Druck entstand. Denn dieser führte zu einem spontanen Ablassen der Luft. Aus diesem Grund konnte in den durchgeführten Stichversuchen die Kapillare nicht komplett gefüllt werden. Die Ergebnisse der Stichversuche mit Bauform A sind in Abbildung 126 aufgezeigt. Es wurde nur je ein Stichversuch bei einer Gleitgeschwindigkeit von 2,5 m/s durchgeführt. Dabei wurde das außen anstehende Fluid variiert (Fluid 2, geringe Viskosität; Fluid 3, hohe Viskosität). Als Grundöl wurde *LX-OS₃* verwendet.

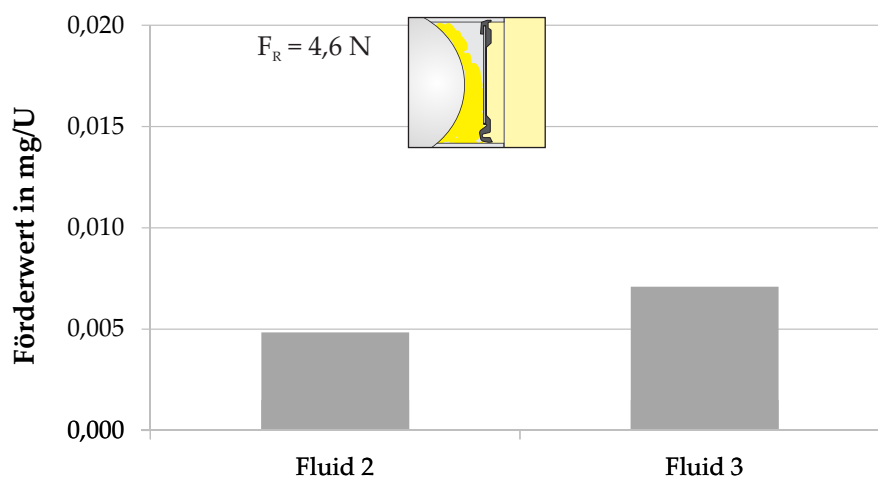


Abbildung 126: Förderwert bei Überdruck im Lagerinnenraum bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden, Bauform A, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ °C}$, $p = 95 \text{ mbar}$, gefördertes Grundöl des Fettes *LX-OS₃*

Der Förderwert liegt bei außen anstehendem Fluid 3 (hohe Viskosität) geringfügig höher als bei außen anstehendem Fluid 2 (geringe Viskosität). Dies entspricht der bei Bauform B ermittelten Tendenz, allerdings ist die Förderung geringer als bei Bauform B unter sonst gleichen Bedingungen. Dieses Ergebnis lässt sich einerseits auf die der Förderwirkung überlagerte Druckströmung zurückführen, andererseits ergibt eine FE-Verformungsberechnung, dass bei Überdruck ein tendenziell asymmetrisches Pressungsprofil im Dichtkontakt vorliegt, welches die Förderung begünstigt [OP13a].

5.4.2.3 Abhängigkeit der Dichtgüte von der Radialkraft

Der Einfluss der Radialkraft auf die Dichtgüte der Einzeldichtung der Bauform wurde durch Förderwertmessungen

- an Bauform B mit und
- ohne integrierte Feder überprüft.

Es kam dabei jeweils dieselbe Dichtung zum Einsatz. Die Feder wurde nach den Versuchen mit integrierter Feder entfernt. Bei den Versuchen zum Einfluss der Radialkraft wurden außerdem die außen vor der Dichtung anstehenden Fluide variiert, während immer dasselbe Grundöl vorlag.

Vergleichende Versuche bei Überdruck im Lagerinnenraum waren nicht möglich, da die Dichtung ohne Feder diesen nur sehr eingeschränkt halten kann.

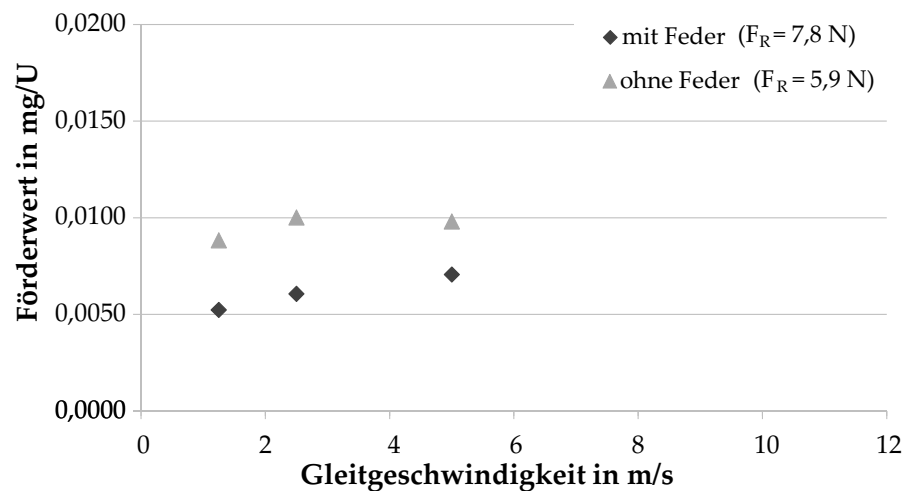


Abbildung 127: Einfluss der Radialkraft auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80$ °C, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, außen anstehendes Fluid 2

In Abbildung 127 sind die Ergebnisse von Versuchen mit außen anstehendem Fluid 2 ohne Druckgefälle aufgezeigt. Es ist deutlich erkennbar, dass bei reduzierter Radialkraft ein größerer Förderwert vorliegt.

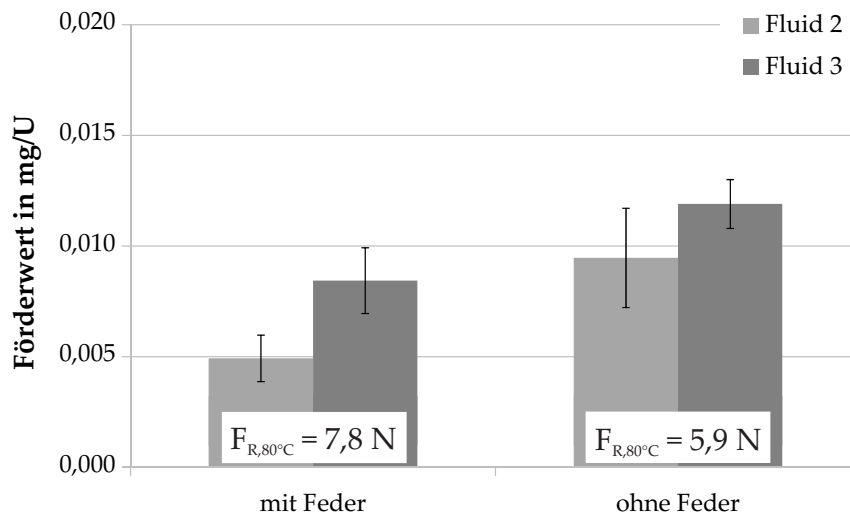


Abbildung 128: Einfluss der Radialkraft auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, $p = -100 \text{ mbar}$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen verschiedene Fluide, Werte gemittelt über alle drei Gleitgeschwindigkeiten aus Abschnitt 5.4.2.1

Abbildung 128 zeigt die gemittelten Förderwerte aus Versuchen bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten mit Unterdruck im Innenraum. Trotz des Unterdrucks ändert sich die Förderung kaum. Wieder führen eine geringere Radialkraft und eine höhere Viskosität des außen anstehenden Fluids zu höheren Förderwerten.

5.4.2.4 Abhängigkeit der Dichtgüte von der Viskosität des Grundöls

Zur Untersuchung des Einflusses der Viskosität des innen anstehenden Grundöls auf die Dichtgüte von Bauform B wurden im Lagerinnenraum verschiedene Fluide verglichen:

- Fluid 2 mit geringer Viskosität
- Grundöl des Fettes LX-OS₃ mit mittlerer Viskosität
- Fluid 3 mit hoher Viskosität

Da hier lediglich der Einfluss des Grundöls bei einem fettgeschmierten Lager untersucht werden soll, bildet Luft das außen anstehende Fluid. Abbildung 129 zeigt den Einfluss der Viskosität des geförderten Fluids auf den Förderwert. Ein Fluid mit geringer Viskosität (Fluid 2) ergibt einen geringeren Förderwert und ein Fluid mit höherer Viskosität (Fluid 3) einen deutlich höheren Förderwert als das Grundöl mit mittlerer Viskosität.

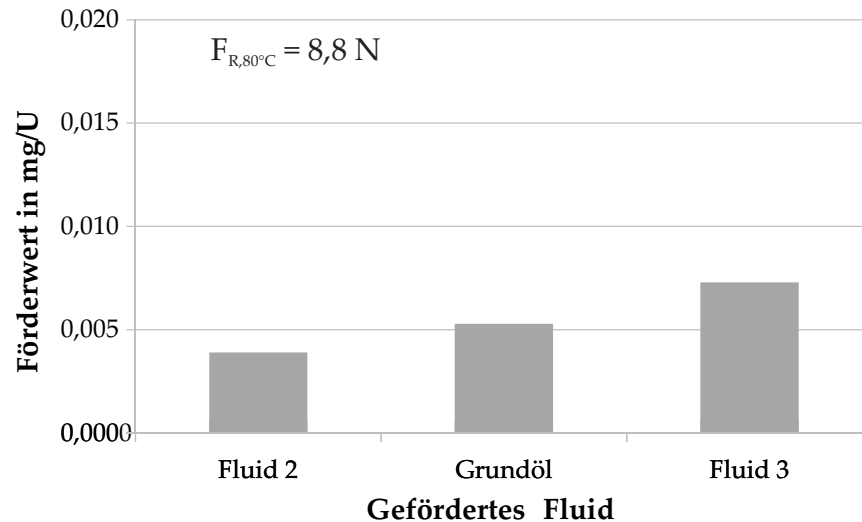


Abbildung 129: Einfluss der Viskosität des geförderten Fluids auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = p_U$, $u = 5\text{ m/s}$, außen Luft

Diese Ergebnisse stehen im Einklang mit den Messergebnissen, welche in [Mül87] vorgestellt wurden.

Buhl und *Haas* führten im Jahr 2006 Versuche zur Ermittlung der Förderwirkung eines RWDR durch. Sie verwendeten dazu anstelle des Zweikammerprüfstandes eine Versuchseinrichtung, in der sie mittels einer Dosierspritze Fluid auf die Bodenseite des RWDR gaben. Dies wurde durch den Dichtspalt zur Stirnseite gefördert. Während der Förderung liegt ein reduziertes Reibmoment bedingt durch die Flüssigkeitsreibung vor, da sich Fluid im Dichtspalt befindet. Durch die Ermittlung der Zeitspanne, in der ein reduziertes Reibmoment vorliegt, und der geförderten Fluidmenge kann der Förderwert berechnet werden. Die Autoren ermittelten ebenfalls eine deutliche Viskositätsabhängigkeit der Förderwirkung: Ein Fluid mit höherer Viskosität führt zu einer stärkeren Förderwirkung. Grund dafür ist laut *Buhl* eine erhöhte Pumpwirkung, die mit der Verzerrungshypothese erklärt werden kann. [Buho6]

5.4.2.5 Abhängigkeit der Dichtgüte von der Viskosität des außen anstehenden Fluids

Um den Einfluss der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf die Förderwirkung zu ermitteln, wurde dieses in den Versuchen folgendermaßen variiert:

- Fluid 2 mit geringer Viskosität
- Grundöl des Fettes LX-OS₃ bzw. Fluid 1 mit mittlerer Viskosität)

- Fluid 3 mit hoher Viskosität

Das Fluid, welches sich auf der Bodenseite befand, also gefördert wurde, war in allen Versuchen in diesem Abschnitt das Grundöl des Fettes *LX-OS₃*.

Abbildung 130 zeigt die ermittelten Förderwerte für die drei außen anstehenden Fluide 1, 2 und 3 bei einer Sumpftemperatur von 80 °C. Es zeigt sich hier noch einmal ganz deutlich, dass auch das außen anstehende Fluid einen Einfluss auf den Förderwert hat: Ein außen anstehendes Fluid mit größerer Viskosität führt zu einem größeren Förderwert. Wie während der Gesamtsystemversuche bereits vermutet, könnte eine Wirbelbildung im Öl vor dem Dichtkontakt einen Sog auf die Dichtkante ausüben und somit den Förderwert bei höherer Viskosität verstärken (vgl. Abbildung 63). Prinzipiell können für die Erklärung des größeren Förderwerts bei außen anstehendem Fluid mit höherer Viskosität neben der Wirbelbildung vor dem Kontakt zwei weitere Erklärungsmodelle herangezogen werden: Zum einen kann eine größere tangentialer Verzerrung durch ein größeres Reibmoment einen größeren Förderwert bei außen anstehendem Fluid mit höherer Viskosität bewirken, zum anderen kann eine stirnseitig durch die hohe Viskosität bewirkte größere Schmierfilmhöhe den gleichen Effekt bewirken. Die beiden zuletzt genannten Effekte werden in Abschnitt 6.3.1 theoretisch untersucht.

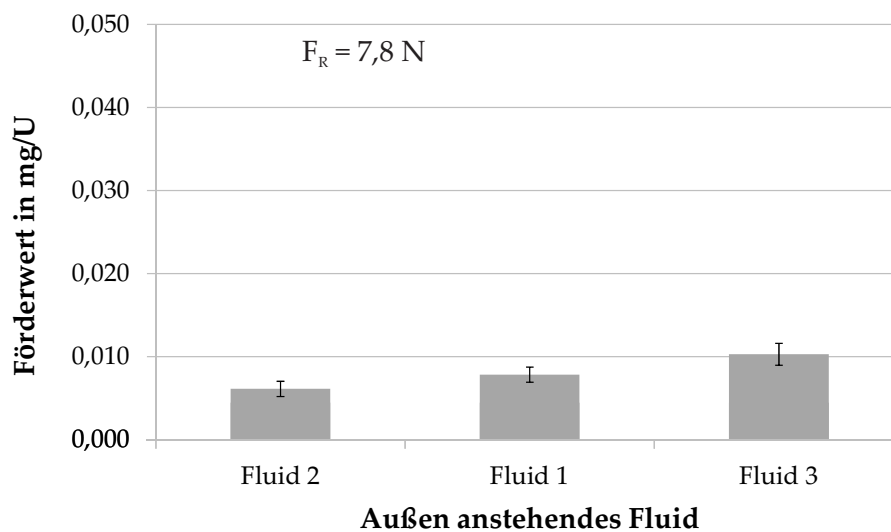


Abbildung 130: Einfluss der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ °C}$, $p = p_U$, gefördert Grundöl des Fettes *LX-OS₃*, Werte gemittelt über alle drei Gleitgeschwindigkeiten aus Abschnitt 5.4.2.1

Bei den Gleitgeschwindigkeiten 1,25, 2,5 und 5 m/s in den Versuchen aus Abbildung 130 ist die Übertemperatur im Kontakt vergleichsweise hoch. Besonders bei einem anstehendem Fluid mit hoher Viskosität ist mit einer maximalen Übertemperatur von bis zu 30 °C zu rechnen

(siehe Abbildung 117). Diese führt zu einer Abnahme der Viskosität im Kontakt und beeinflusst damit ebenfalls den Förderwert.

Um auch diesen Einfluss so weit wie möglich zu eliminieren, wurde ein ähnlicher Versuch bei sehr geringer Gleitgeschwindigkeit und Raumtemperatur durchgeführt. Dafür kamen das ursprünglich verwendete Grundöl des Fettes LX-OS₃ und die beiden Fluide 2 und 3 zum Einsatz. Als zu förderndes Fluid wurde das Grundöl des Fettes LX-OS₃ verwendet. Der Versuch wurde zweimal durchgeführt. Abbildung 131 zeigt die gemittelten Ergebnisse dieser beiden Versuchsansätze. Aufgrund der niedrigen Sumpftemperatur von 20 °C und der damit verbundenen höheren Viskosität der Fluide wurden wesentlich größere Förderwerte gemessen als in den Versuchen mit höherer Sumpftemperatur.

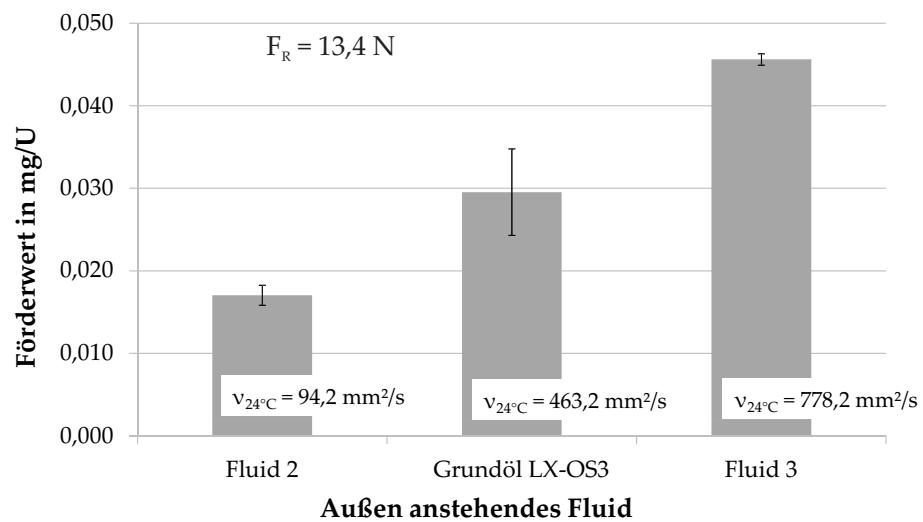


Abbildung 131: Einfluss der Viskosität des außen anstehenden Fluids auf den Förderwert, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, $u = 0,26 \text{ m/s}$

Da der Viskositätsunterschied bei Raumtemperatur wesentlich größer ist, ist die Differenz der gemessenen Förderwerte in Abhängigkeit vom außen anstehenden Fluid deutlich größer. Der Temperatureinfluss wird in Abschnitt 5.4.2.6 detaillierter betrachtet.

Es liegt nahe, dass auch ein Zusammenhang mit der Schmierfilmdicke besteht, die ebenfalls mit der wirksamen Viskosität zunehmen sollte. In Stichversuchen wurde mittels der in Abbildung 46 vorgestellten optischen Messeinrichtung die Förderwirkung von Bauform B visualisiert und der mittlere dynamische Schmierfilm im Kontakt bei unterschiedlichem außen anstehenden Fluid ermittelt.

Dafür wurde in dem Grundöl des Wälzlagerfettes ein Fluoreszenzfarbstoff gelöst. Dieses markierte Grundöl wurde im Stillstand auf die Lagerinnenraum-Seite der Dichtung gegeben. Außen stand Fluid 2,

Grundöl bzw. Fluid 3 an. Gleitgeschwindigkeit und Temperatur wurden analog zu den Versuchen aus Abbildung 131 gewählt. In Abbildung 132 ist das Prinzip dieser Untersuchung dargestellt.

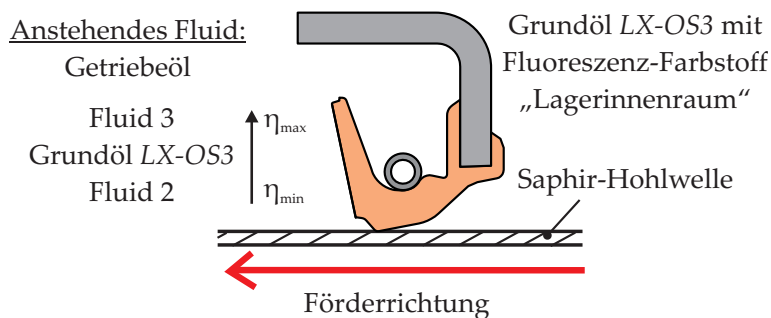


Abbildung 132: Prinzip der fluoreszenz-optischen Untersuchungen an Bauform B zur Untersuchung der Förderwirkung bei unterschiedlicher Viskosität des außen anstehenden Fluids

Ein Beispiel für die auf diese Weise aufgenommenen Bilder zeigt Abbildung 133. Erkennbar ist der Dichtkontakt von Bauform B, welcher außen (im Bild oben) mit Fluid 2 beaufschlagt wird. An diesem steht innen (im Bild unten) das Grundöl an, in dem Fluoreszenz-Farbstoff in einer bestimmten Konzentration gelöst wurde. Die Helligkeit eines jeden Pixels (Grauwert bzw. Intensitätswert) ist ein Maß für das an dieser Stelle vorhandene markierte Grundöl. Je heller also ein Pixel erscheint, umso mehr Grundöl mit gelöstem Fluoreszenz-Farbstoff befindet sich an dieser Stelle.

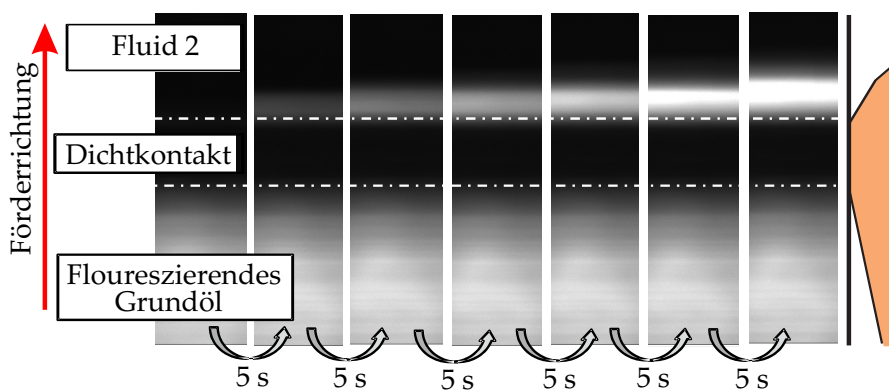


Abbildung 133: Visualisierung der Förderwirkung mittels fluoreszierendem Farbstoff im Grundöl, Bauform B, $T_{\text{Sump}} = 20^\circ\text{C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen anstehendes Fluid 2, $u = 0,26 \text{ m/s}$

Die in Abbildung 133 dargestellten Bilder zeigen den Zustand zu Beginn des Versuchs und nach jeweils weiteren 5 Sekunden, also nach je 5 Umdrehungen der Welle.

Deutlich erkennbar ist, dass das fluoreszierende Grundöl durch den Kontakt hindurch gefördert wird. Der Schmierfilm im Dichtkontakt

ist in diesen Aufnahmen aufgrund der geringen Intensitätswerte und der somit geringen Dicke im Schwarz-Weiß-Bild kaum zu erkennen. Der Intensitätswertverlauf einer einzelnen derartigen Aufnahme kann jedoch trotzdem in eine Schmierfilmdicke umgerechnet und grafisch dargestellt werden. Dafür ist eine Kalibrierung erforderlich; das heißt, es muss für eine bestimmte Stelle die Höhe des Schmierfilms bekannt sein. Für eine derartige in-situ-Kalibrierung bieten sich die Kontaktflächen der Dichtung an. Die beiden Konturen können in Schliffbildern von montierten Dichtungen vermessen werden, sodass der Abstand zwischen Kontaktflächen und Welle im eingebauten Zustand an jedem Punkt bekannt ist (vgl. Abbildung 134).

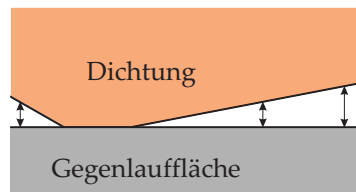


Abbildung 134: Aus Schliffbildern zwecks Kalibrierung der Schmierfilmdickenmessung ermittelte Abstände zwischen Dichtung und Gegenauflfläche

Vor der Durchführung der Versuche wird ein Bild mit gefluteter Bodenseite (markiertes Grundöl) und gefluteter Stirnseite (anstehendes Fluid) aufgenommen. Die damit ermittelten Intensitätswerte ermöglichen die Erstellung einer Kalibrierfunktion, da die Abstände, die den gemessenen Intensitätswerten entsprechen, aus den Schliffbildern bekannt sind.

Um den Unterschied zwischen statischem und dynamischem Zustand zu ermitteln, wird wie folgt vorgegangen: Ein Ausgangsprofil wird für das Bild, welches vor den Messungen aufgenommen wurde, mittels dieser Kalibrierfunktion und des statisch aufgenommenen Bildes erstellt. Über den ermittelten Zusammenhang zwischen Schmierfilmdicke und Intensitätswert (vgl. Abbildung 54) lassen sich auch die im dynamischen Zustand im Dichtkontakt gemessenen Grauwerte in ein Gesamtprofil umrechnen. Dieses Gesamtprofil abzüglich des Ausgangsprofils ergibt die Schmierfilmdickenzunahme im dynamischen Zustand. In Abbildung 135 ist die ermittelte dynamische Schmierfilmdicke für unterschiedliche außen anstehende Fluide dargestellt. Dabei liegt auf der linken Seite eine Durchmischung des markierten, durch den Dichtkontakt geförderten Grundöls, und des unmarkierten außen anstehenden Fluids vor. Die Einflüsse der Schmierfilmdicke und der Farbstoff-Konzentration lassen sich nicht trennen. Eine Aussage über den hier vorliegenden Schmierfilm kann daher nicht getroffen werden. Auf der rechten Seite befindet sich das fluoreszierende Grundöl, welches nach links durch den Dichtkontakt gefördert wird. Für die Messung des Schmierfilms wird vernachlässigt, dass auch eine

geringe Menge Fluid von der Stirn- zur Bodenseite gefördert werden und damit eine Durchmischung der beiden Fluide auf der Bodenseite auftreten kann.

Werden die Ergebnisse der Schmierfilmdickenmessung bei unterschiedlichem außen anstehendem Fluid verglichen, so ist im bodenseitigen Teil des Dichtkontakts ein höherer Schmierfilm bei außen anstehendem Fluid mit größerer Viskosität (Fluid 3) zu erkennen. Der geringste Schmierfilm liegt an dieser Stelle beim außen anstehendem Fluid mit niedrigster Viskosität vor (Fluid 2). Auch bei den Messungen des Förderwerts zeigte sich der höchste Wert, der auf einen hohen Schmierfilm schließen lässt, bei außen anstehendem Fluid mit großer Viskosität.

Durch welchen Mechanismus die Schmierfilmdicke mit der Förderwirkung verknüpft ist, wird im theoretischen Teil untersucht.

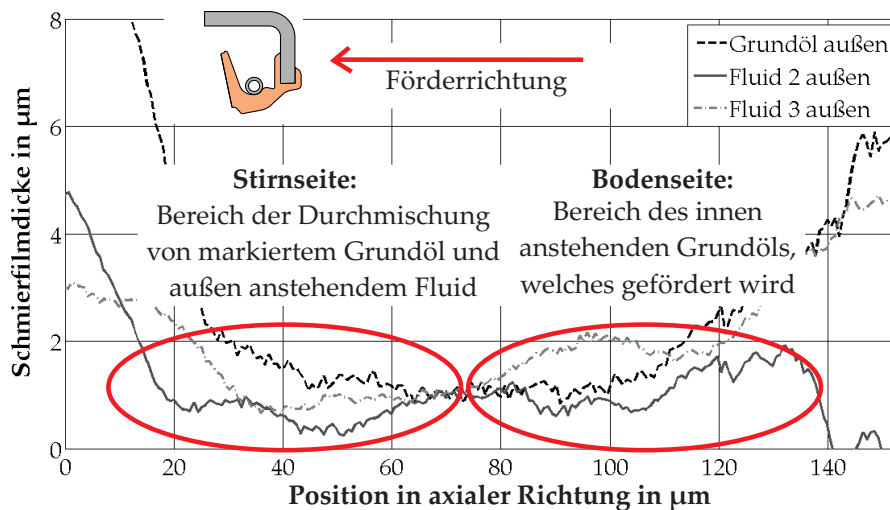


Abbildung 135: Ermittelte dynamische Schmierfilmdickenzunahme für Grundöl des Fettes LX-OS₃ und unterschiedliche außen anstehende Fluide, Auswertung nach 100 s, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 20\text{ °C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, $u = 0,26\text{ m/s}$

5.4.2.6 Abhängigkeit der Dichtgüte von der Sumpftemperatur

Um den Einfluss der Sumpftemperatur auf die Förderwirkung zu ermitteln, wurde diese gezielt in den Stufen

- 80 °C und
- 60 °C variiert,

jeweils mit demselben Grundöl und bei konstanter Gleitgeschwindigkeit. Das außen anstehende Fluid wurde variiert. In Abbildung 136 sind die Ergebnisse dieser Versuche aufgezeigt. Es ist erkennbar, dass

eine geringere Sumpftemperatur, welche zu einer höheren Schmierstoffviskosität führt, erwartungsgemäß einen größeren Förderwert bewirkt.

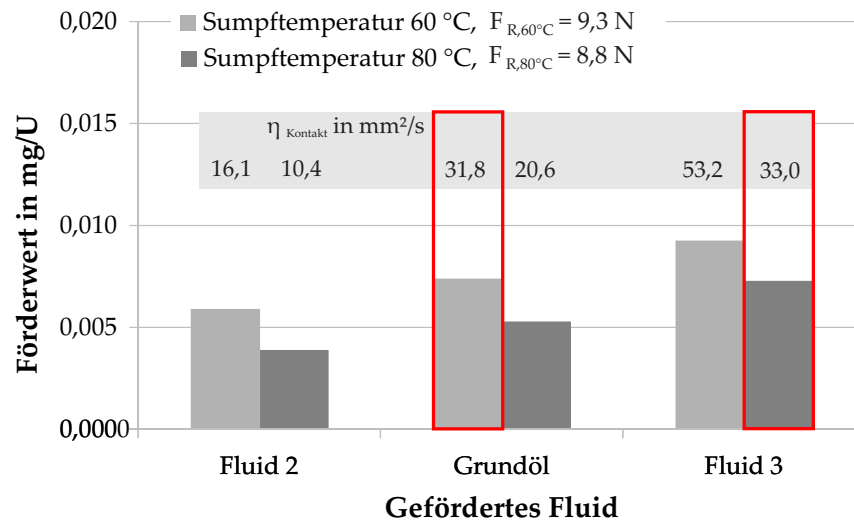


Abbildung 136: Einfluss der Temperatur auf den Förderwert, Bauform B, $p = p_U$, $u = 5 \text{ m/s}$, verschiedene geförderte Fluide, außen Luft

Gleichzeitig wird durch eine geringere Temperatur bewirkt, dass die Radialkraft zunimmt. Wie zuvor festgestellt, führt eine höhere Radialkraft prinzipiell zu einem kleineren Förderwert. Dieser Effekt ist in den Ergebnissen jedoch nicht sichtbar. Vermutlich wird der Einfluss der Radialkraft von dem Einfluss der Viskosität überdeckt. Werden die beiden in Abbildung 136 hervorgehobenen Betriebszustände miteinander verglichen, so liegt zwar eine unterschiedliche Radialkraft, jedoch eine nahezu identische Viskosität vor. Diese führt zu einem vergleichbaren Förderwert. Dies zeigt, dass der Einfluss der Viskosität deutlich stärker ausgeprägt ist als der der Radialkraft. Da jedoch der Förderwert mit Grundöl bei 60 °C geringfügig höher ist als der bei gefördertem Fluid 3 bei 80 °C, ist ein geringer Einfluss der höheren Radialkraft ebenfalls zu erkennen.

5.4.2.7 Zusammenfassung: Untersuchung der Dichtgüte

Tabelle 7 fasst den Einfluss der variierten Parameter für Bauform B zusammen. Der Förderwert einer Schutzdichtung ist für ihre primäre Aufgabe, Verschmutzungen aus dem Lager fern zu halten, sehr hilfreich. Der Förderwert von Bauform B lässt sich durch eine Reduzierung der Radialkraft und durch die Erhöhung der Viskosität des außen anstehenden und auch des geförderten Fluids erhöhen. Auch eine geringere Sumpftemperatur führt zu einer größeren Viskosität der Fluide und damit zu einer stärkeren Förderwirkung. Ein größerer Unterdruck im Lagerinnenraum bewirkt dagegen eine Reduzierung des Förderwerts.

Die hier gemessenen absoluten Förderwerte sind nicht auf jedes System ohne Weiteres übertragbar. In der Praxis ist der Förderwert durch das Ölabgabeverhalten des Fetts begrenzt, weshalb bei Fettschmierung auf der Bodenseite der Dichtung eine geringere Förderwirkung als die gemessene auftritt.

Tabelle 7: Untersuchte Einflussfaktoren auf den Förderwert der Einzeldichtungen der Bauform B

Einfluss auf den Förderwert	
Erhöhung...	Bauform B
...der Gleitgeschwindigkeit	keiner bzw. ↑
...des Unterdrucks im Innenraum	↓
...der Sumpftemperatur	↓
...der Radialkraft	↓
...der Viskosität des außen anstehenden Fluids	↑
...der Viskosität des Grundöls	↑

ERGEBNISSE DER THEORETISCHEN BETRACHTUNGEN

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der theoretischen Betrachtungen vorgestellt. Wichtige Größen für die Berechnung der Reibungsverluste bzw. der thermischen Beanspruchung und der Dichtgüte, also des Förderwerts (siehe Abbildungen 137 und 159), liefert das in Abschnitt 6.1.2 detailliert beschriebene mechanisch-thermische Finite Elemente Modell. Dies wird anhand von Messdaten validiert. Es dient neben der Ermittlung von erforderlichen Parametern dazu, die Temperaturverteilung in der gesamten Dichtung und speziell im Kontakt zu berechnen. Sollen die Berechnungsansätze in weiteren Arbeiten auf andere Systeme übertragen werden, so lässt sich dies über die Anpassung des mechanisch-thermischen Finite Elemente Modells realisieren.

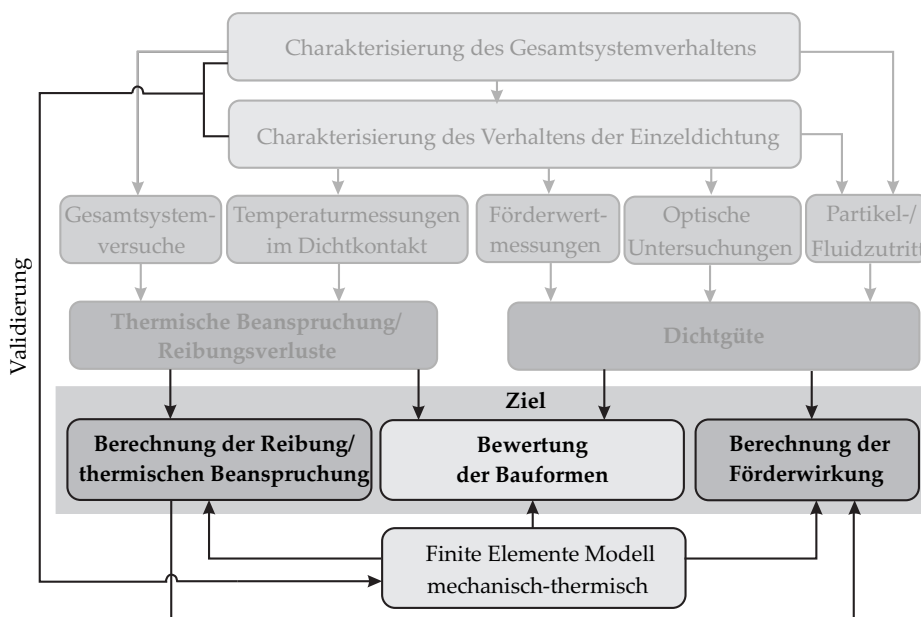


Abbildung 137: Ablauf der theoretischen Betrachtungen

6.1 MECHANISCH-THERMISCHES FINITE ELEMENTE MODELL

Als Basis für die zu verwendenden Berechnungsmodelle für Reibungsverluste, thermische Beanspruchung und Dichtgüte ist es notwendig, die Kontaktbreite und die Radialkraft der elastomeren Dichtungen in unterschiedlichen Betriebszuständen zu kennen. Die Ermittlung der Kontaktbreite und -lage ist optisch nur bei Raumtemperatur möglich.

Die Änderung der Radialkraft kann mit der vorliegenden Messeinrichtung (siehe Abbildung 47) zwar bei unterschiedlichen Temperaturen, jedoch nicht bei unterschiedlichen Drücken, gemessen werden. Um die Parameter Radialkraft und Kontaktbreite für alle nötigen Betriebspunkte zu bestimmen, wird daher ein mechanisch-thermisches Finite Elemente Modell für Bauform B, welche hier im Detail untersucht werden soll, aufgestellt.

6.1.1 Finite Elemente Methode - Grundlagen

Die Finite Elemente Methode (FEM) findet z. B. Anwendung, wenn an komplexen Geometrien Verformungen, die durch äußere Kräfte und Randbedingungen hervorgerufen werden, berechnet werden sollen. Hierfür wird im Bauteil eine endlich große Anzahl an Stützstellen definiert, welche als Knoten bezeichnet werden. Für diese Knoten werden die Gleichgewichtsbedingungen, welche den Zusammenhang zwischen äußeren und inneren Kräften beschreiben, in Form von Differentialgleichungen formuliert und gelöst. Zwischen den einzelnen Stützstellen, also innerhalb der finiten Elemente, werden die Verformungen der Knoten interpoliert. Dies geschieht in Abhängigkeit von einer Formfunktion, die durch die Elementauswahl festgelegt wird. Durch das Lösen des Gleichungssystems ergeben sich die Knotenverschiebungen und die Bauteildeformationen. Die resultierenden Spannungen und Dehnungen werden mittels des gewählten Materialgesetzes berechnet. [SSK98]

Als Ausgangsdaten für die Verwendung eines geeigneten Materialmodells in der FE-Berechnung stellt der Anwender Kennlinien – beispielsweise aus einem Standard-Kurzzeit-Zugversuch – des zu modellierenden Materials zur Verfügung. Diese Kennlinien beschreiben den Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung des jeweiligen Materials.

Die Dehnungen und Gleitungen innerhalb eines Bauteils werden zusammenfassend als Verzerrungen bezeichnet. Die gesamten Verzerrungen lassen sich in einem Verzerrungstensor zusammenfassen. Dieser beschreibt die Verzerrungen für verschieden orientierte Flächennormale und Richtungen der Spannungskomponenten. Sollen größere Deformationen beschrieben werden, so kommt der Cauchy-Green-Tensor, hier vereinfacht in der Darstellung im Hauptachsensystem,

$$\underline{C} = \begin{pmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{pmatrix} \quad (31)$$

zum Einsatz. λ_1 , λ_2 und λ_3 sind dabei die Verstreckgrade [SSK98]; sie beschreiben also die Verstreckungen in die jeweilige Hauptachsrichtung, welche sich aus den Dehnungen ergeben:

$$\lambda_i = \frac{L_i}{L_{0,i}} = 1 + \epsilon_{t_i} \quad \text{mit } i = 1, 2, 3. \quad (32)$$

Hieraus lassen sich drei Invarianten ableiten, die unabhängig vom Koordinatensystem sind:

$$I_1 = \text{Spur}(\underline{\underline{C}}) = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (33)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (34)$$

$$I_3 = \text{Det}(\underline{\underline{C}}) = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2. \quad (35)$$

Dabei beschreibt die erste Invariante I_1 die Längenänderung der Raumdiagonalen des Bauteils, die zweite Invariante I_2 die Oberflächenänderung des Bauteils und die dritte Invariante I_3 die Volumenänderung.

Wird ein quasi-stationärer Zustand untersucht, so können zur vereinfachten Beschreibung des Materialverhaltens bei sehr kleinen auftretenden Dehnungen in einem Elastomer lineare Materialmodelle verwendet werden (vgl. Abbildung 138). Das in dieser Arbeit untersuchte Bauteil weist jedoch größere Dehnungen im Elastomer auf, sodass ein nichtlineares Materialmodell verwendet wird. Die Kombination aus nichtlinear-elastischem und inkompressiblem Werkstoffverhalten bei Elastomeren bedingt die Verwendung eines hyperelastischen Materialmodells zur Beschreibung des Materialverhaltens.

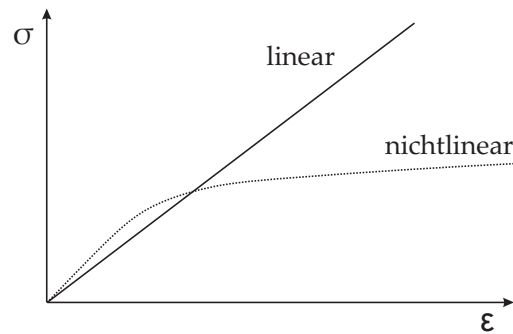


Abbildung 138: Qualitativer Vergleich zwischen linearem und nichtlinearem Materialverhalten

Im Ansatz von *Rivlin* wird der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung aus der Formänderungsenergiedichte W abgeleitet. Dazu wird ein Polynomansatz verwendet, welcher die Invarianten des Cauchy-Green-Tensors nutzt:

$$W = \sum_{i+j=1}^n C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j. \quad (36)$$

In diesem Ansatz beschreibt C_{ij} die anhand von Versuchsdaten zu ermittelnden Materialparameter und n den Ordnungsgrad des Polynoms. Mit dem Ordnungsgrad $n = 1$ geht daraus das *Mooney-Rivlin-Modell*

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (37)$$

hervor. Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung ergibt sich aus der partiellen Ableitung der Formänderungsenergiedichte nach dem Verstreckgrad:

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda}. \quad (38)$$

Hiermit kann eine technische Dehnung von bis zu 100 % des Werkstoffs beschrieben werden [SSK98].

6.1.2 FE-Modell zur Berechnung der Verformung der elastomeren Schutzdichtungen

Im Vorgänger-Vorhaben wurden bereits FE-Verformungs-Modelle der Dichtkante der Bauformen A und B zur Ermittlung der Druckverformung und der Radialkraft einer neuen elastomeren Schutzdichtung bei Raumtemperatur entwickelt [WP08]. In der vorliegenden Arbeit wurden die kompletten Dichtungsgeometrien einer neuen und einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B modelliert. Dieses Modell wurde zudem um eine Temperatúrausdehnung von Gehäuse und Dichtung erweitert, sodass Radialkraft und Kontaktgeometrie bei unterschiedlichen Drücken auch in Abhängigkeit von der Temperatur berechnet werden können. Dafür kam die Software *ABAQUS* zum Einsatz.

Bauform B

Zunächst wurde die Geometrie einer neuen und einer eingelaufenen Dichtung aus einem Schliffmodell entnommen. Dafür wurde die jeweilige Dichtung in Kunstharz eingegossen, aufgetrennt und anschließend mit einem Laborschleifgerät poliert. Das auf diese Weise angefertigte Schliffmodell kann unter einem Auflichtmikroskop detailliert vermessen werden. Eine Alternative zu diesem Verfahren stellt die Vermessung der Geometrie mittels eines Mikro-Computertomographen (Mikro-CT) dar. Dieses Verfahren weist den Vorteil auf, dass die Dichtung zerstörungsfrei vermessen wird und im Anschluss weiterverwendet werden kann. Abbildung 139 zeigt *links* eine Mikro-CT-Aufnahme der Bauform B, welche bei der Firma *General Electric* aufgenommen wurde, und *rechts* ein Schliffmodell der gleichen Bauform.

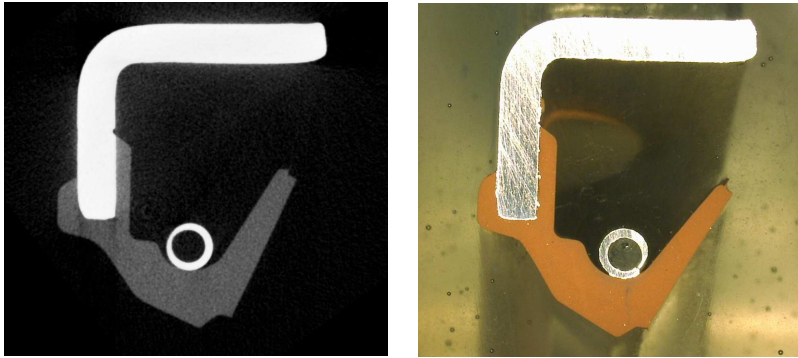


Abbildung 139: Geometrie einer Dichtung der Bauform B (eingelaufen),
links: Aufnahme aus dem Mikro-CT, rechts: Schliffmodell

Nachteilig an der Aufnahme mittels Mikro-CT ist jedoch, dass die Genauigkeit für diesen Anwendungsfall nicht ausreichend ist. Eine größere Genauigkeit könnte bei diesem Verfahren nur durch eine kleinere Entfernung zwischen Detektor und Objekt (vgl. Abbildung 51) erreicht werden. Da die Dichtung jedoch in ihrer Position vor dem Detektor um die eigene Achse rotieren muss, lässt sich dieser kleinere Abstand lediglich durch ein Zerteilen der Dichtung erreichen. Da dann der große Vorteil der zerstörungsfreien Messung nicht mehr gegeben und dieses Verfahren deutlich kostspieliger ist, wird für die Erstellung des Berechnungsmodells die Dichtungs-Geometrie mittels Schliffmodell vermessen. Vor der Anfertigung des Schliffmodells wird der Innendurchmesser der Dichtung mit einem Dreipunkt-Innen-Feinmessgerät ermittelt, um die Überdeckung im FE-Modell einstellen zu können.

In ABAQUS werden die rotationssymmetrischen Bauteile Dichtung, Gehäuse und Welle als axialsymmetrische (2D-)Komponenten erstellt. Die Geometrie der Dichtung wird mit einem globalen Knotenabstand von 0,5 mm vernetzt. Die Vernetzung im Bereich der Dichtkante wird mit einer Elementkantenlänge von $2\ \mu\text{m}$ deutlich feiner gewählt, da hier eine bessere Auflösung für die spätere Ermittlung der Kontaktbreite erforderlich ist. Es werden Standardelemente der Form CAX4R eingesetzt, welche bereits in anderen Arbeiten bei der Modellierung von Elastomeren zum Einsatz kamen [Sin09], [U.S10]. Hierbei handelt es sich um bilineare, axialsymmetrische, vierseitige Elemente. Diese werden häufig verwendet, wenn Dehnungen und Verschiebungen mit einem axialsymmetrischen Modell abgebildet werden sollen. Die Montage der Dichtung im Gehäuse und auf der Welle wird über die axiale Verschiebung eines Referenzknotens, welcher zuvor am Gehäuse definiert wurde, realisiert. Eine Verschiebung in radialer Richtung wird nicht zugelassen.

Die Kalibrierung des Modells erfolgt in der Regel über bekannte Materialkennwerte, die z. B. im Standard-Kurzzeit-Zugversuch ermit-

telt werden. Da für das Material der hier verwendeten Bauform keine Materialproben in geeigneter Dicke verfügbar sind, können die Materialkennwerte nicht auf diese Art bestimmt werden. Stattdessen wird die Radialkraft der zu modellierenden Bauform an einer Dichtung mit gleicher Historie gemessen. Hierfür liegen Messergebnisse der Radialkraft mit und ohne Feder sowie unter Temperatureinfluss vor. Die Materialparameter des *Mooney-Rivlin-Modells* werden dann so angepasst, dass die montierte Dichtung im Modell ohne aufgebrachte Federkraft die gemessene Radialkraft ohne Feder aufweist [Deb05], [WPo8]. Dafür wird ein Ansatz verwendet, welcher den Zusammenhang zwischen Elastizitätsmodul und Materialkoeffizienten wie folgt beschreibt:

$$E = 6 \cdot (C_{10,MR} + C_{01,MR}) \quad (39)$$

mit

$$C_{01,MR} = 0,25 \cdot C_{10,MR} \text{ [GEN12]}. \quad (40)$$

Im Anschluss wird die Federkraft, deren Größe durch Kalibrierung mit der Radialkraftmessung bestimmt wird, in Form einer Linienpressung aufgebracht. Die Querkontraktionszahl wird für das Elastomer zu 0,49 gewählt.

Während der Berechnung wird in jedem Schritt ein größerer Über- bzw. Unterdruck auf die gesamte dem Lagerinnenraum zugewandte Seite der Membran und den Versteifungsring aufgebracht. Mittels der in *ABAQUS* vorhandenen Funktion *pressure penetration* wird sichergestellt, dass lediglich Knoten, die sich nicht im Kontakt befinden, mit Druck beaufschlagt werden.

Abbildung 140 zeigt die Geometrie einer eingelaufenen Dichtkante der Bauform B. Der Einlauf dieser Dichtung, welche als Basis für diese Berechnungen dient, fand 96 Stunden bei 2,5 m/s ohne Druckbeaufschlagung mit beidseitig anstehendem Grundöl des Fettes *LX-OS3* bei 80 °C statt. Die in *ABAQUS* modellierte Dichtungsgeometrie wird beim Aufschieben auf die Welle, wie in Abbildung 140 dargestellt, aufgeweitet. Dabei kommt es zum axialen Versatz des Kontakts und zu einer Ausbildung unterschiedlicher Kontaktwinkel auf Boden- und Stirnseite.

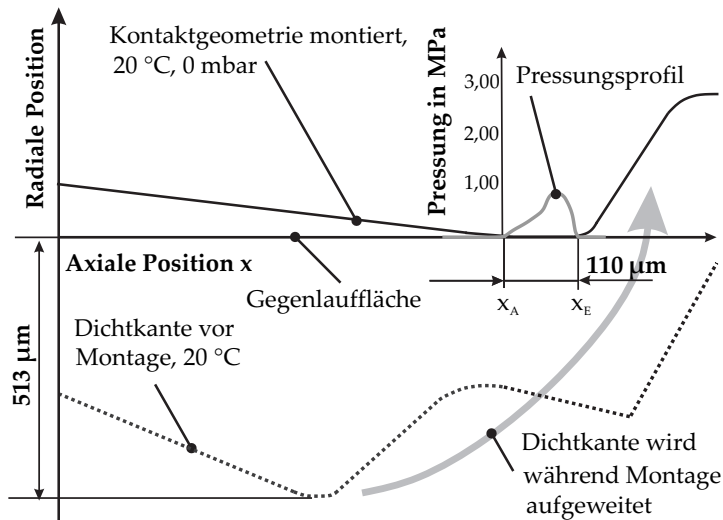


Abbildung 140: Geometrie und Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, $p = p_U$

Aus der Kontaktgeometrie und der ausgegebenen Kontaktpressungsverteilung aus Abbildung 140 kann die Radialkraft der Dichtung mit

$$F_R = \int_{x_A}^{x_E} p(x) \cdot \pi \cdot d_{\text{Welle}} dx \quad (41)$$

bestimmt werden. Auch können aus denselben Daten die Kontaktbreite und die axiale Lage des Kontakts bestimmt werden. Für die Auswertung der Simulationsergebnisse kommt die Software *MATLAB* zum Einsatz.

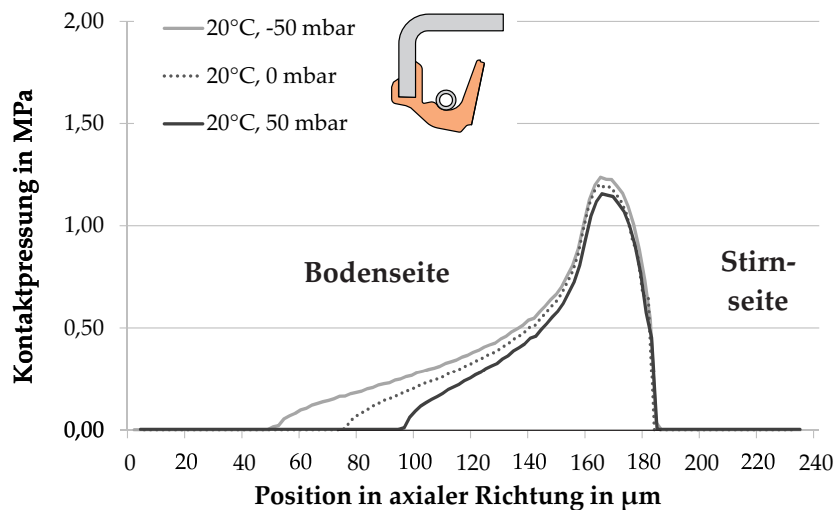


Abbildung 141: Pressungsprofil einer neuen Dichtung der Bauform B, unterschiedliche Drücke im Lagerinnenraum, Raumtemperatur

In Abbildung 141 ist das Pressungsprofil einer neuen, nicht eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck im

Lagerinnenraum, also auf der Bodenseite, zu sehen. Es ist erkennbar, dass die maximale Pressung ohne Druckbeaufschlagung im Kontakt ca. 1,2 MPa beträgt. Es liegt bei Raumtemperatur eine Radialkraft von 14,3 N und eine Kontaktbreite von 107 μm vor.

Die eingelaufene Geometrie, die an dieser Stelle hauptsächlich untersucht werden soll, weist dagegen ohne Druckbeaufschlagung eine maximale Pressung von ca. 0,9 MPa im Kontakt auf. Es liegen eine Radialkraft von 13,5 N und eine Kontaktbreite von 110 μm vor. Zudem ist der Pressungsverlauf deutlich abgeflachter (vgl. Abbildung 142).

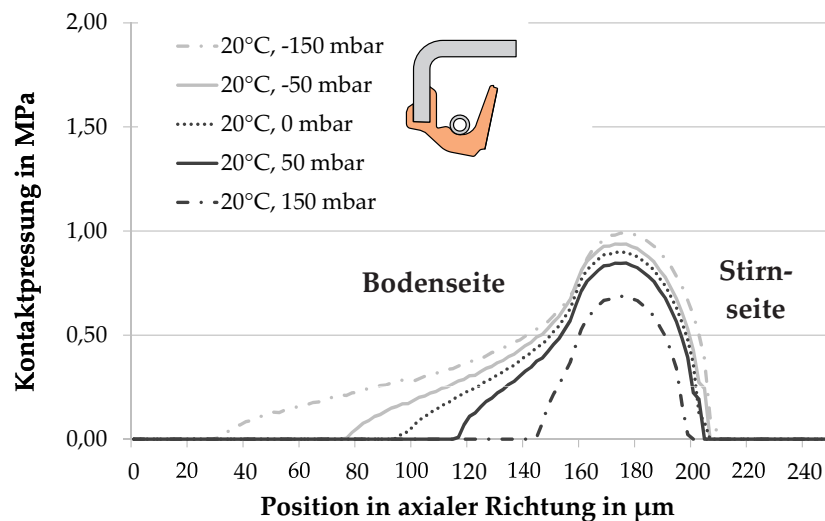


Abbildung 142: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, unterschiedliche Drücke im Lagerinnenraum, Raumtemperatur

Bei einer Überdruckbeaufschlagung auf der Bodenseite (*links* in Abbildung 142) wird der Kontakt deutlich schmaler, da die Dichtkante durch den Druck angehoben wird. Auch die Radialkraft nimmt deutlich ab (vgl. Abbildung 143). Das Maximum bleibt jedoch an der gleichen axialen Position. Herrscht auf der Bodenseite dagegen ein Unterdruck, so wird der Kontakt auf der Bodenseite deutlich breiter, da er stärker an die Gegenlauffläche gepresst wird. Damit eine Förderwirkung vorliegt, ist ein asymmetrisches Pressungsprofil notwendig (vgl. Abschnitt 3.3.4). Dieses asymmetrische Profil ist bei allen Druckstufen erkennbar, jedoch bei großen Überdrücken im Lagerinnenraum wesentlich schwächer ausgeprägt. Der bei Überdruck herrschende Druckgradient verstärkt die Förderwirkung, sodass davon auszugehen ist, dass auch bei fast symmetrischem Pressungsprofil eine Förderwirkung vorliegt. Die Radialkraft nimmt, wie in Abbildung 143 dargestellt, bei Unterdruck auf der Bodenseite deutlich zu. Sie weist über dem Druck aufgetragen einen linearen Verlauf auf. Die Radialkraft lässt sich in Abhängigkeit vom Druck nicht mit Messer-

gebnissen validieren, da eine Messung der Radialkraft mit der vorhandenen Messeinrichtung lediglich bei Umgebungsdruck möglich ist.

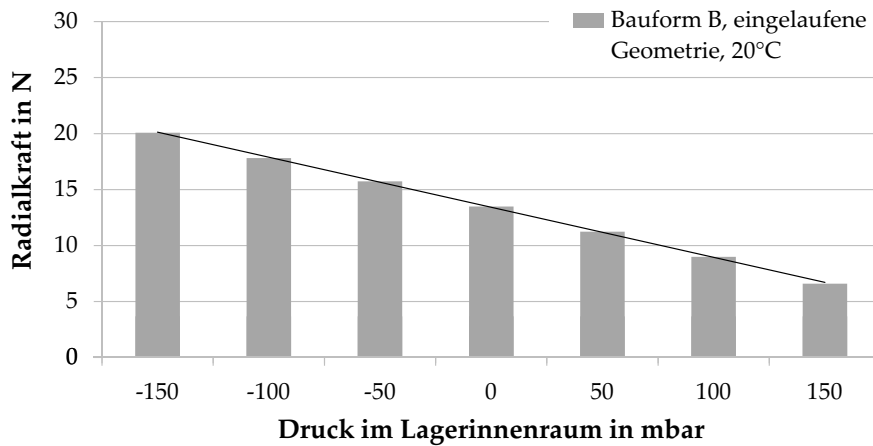


Abbildung 143: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, $T = 20^\circ\text{C}$

Es ist jedoch möglich, die vom Druck beeinflusste Breite und Lage des Kontakts bei Raumtemperatur mit Messergebnissen abzugleichen.

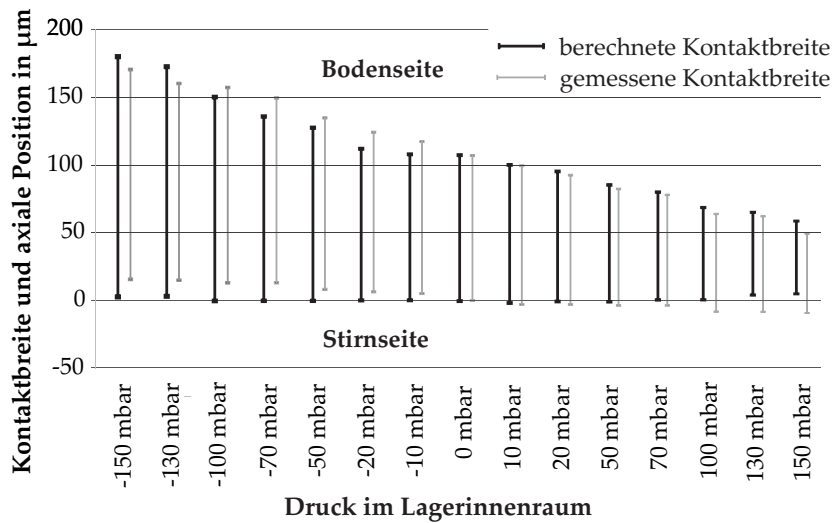


Abbildung 144: Kontaktbreite und axiale Kontaktposition einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, Messbedingungen: $T_{\text{Sumpf}} = 20^\circ\text{C}$, kein Schmierstoff im Kontakt

Abbildung 144 zeigt den Vergleich zwischen berechneten und optisch gemessenen Breiten und axialen Positionen des Kontakts der Bauform B. Messung und Berechnung wurden unter gleichen Bedingungen durchgeführt. Die gemessene Radialkraft, welche als Basis für das Berechnungsmodell dient, wurde nach einer Stunde Relaxationszeit auf dem Messdorn ermittelt. Bei den optischen Messungen

wurde die Bestimmung der Kontaktbreite und -lage ebenfalls ca. eine Stunde nach der Montage durchgeführt. Es befand sich bei den optischen Messungen kein Schmierstoff im Dichtkontakt, damit die Aufnahme von Kontaktbildern möglich wurde. Damit die Dichtkante sich trotz der hohen Haftreibung auf der ungeschmierten Gegenlauf-fläche bei Druckbeaufschlagung bewegen kann, wurde nach dem Einstellen einer jeden neuen Druckstufe die Welle um eine Umdrehung gedreht.

Für die Darstellung der Ergebnisse wurden in Abbildung 144 die gemessene und berechnete Breite des Kontakts bei 0 mbar Druckbeaufschlagung auf die gleiche axiale Position gelegt. Alle weiteren Ergebnisse wurden im Bezug auf diese Position eingezeichnet. Es zeigt sich, dass generell eine gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen vorliegt. Lediglich bei großen Unterdrücken im Lagerinnenraum wird der Kontakt in der Berechnung etwas zu breit bestimmt. Zudem ist aus den Messergebnissen erkennbar, dass sich der Kontaktbereich mit zunehmendem Druck geringfügig in axialer Richtung verschiebt. Dies kann bei den Berechnungsergebnissen nicht festgestellt werden.

Neben den in Abbildung 142 dargestellten Ergebnissen wurde die Verformungsberechnung der eingelaufenen Geometrie auch bei den Temperaturen 80 °C und -15 °C durchgeführt.

Wird eine federverstärkte Elastomerdichtung temperiert, so hat die Temperaturänderung drei verschiedene Einflüsse auf die Dichtung:

- Veränderung der Federkraft
- Wärmedehnung des Elastomers
- Änderung der Materialeigenschaften

Die Veränderung der Federkraft wird auf einem Messdorn mit entsprechendem Durchmesser am Radialkraftmessgerät (Abbildung 47) im temperierten Zustand gemessen. Die Federkraft ändert sich um maximal 4 % bei Temperierung auf -15 °C bzw. +80 °C im Vergleich zum Zustand bei Raumtemperatur. Der Einfluss der Änderung der Federkraft ist damit relativ gering.

Die Wärmedehnung des Elastomers wird in *ABAQUS* mittels eines vorgegebenen Wäremeausdehnungskoeffizienten $\alpha_{\text{Dichtung}} = 16 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ berücksichtigt [Eri13]. Die Dehnungen des Gehäuses und der Welle werden im Modell direkt in der Ausgangsgeometrie angepasst. Hierfür wird ein Ausdehnungskoeffizient von $\alpha_{\text{Peripherie}} = 1,61 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ verwendet. Da die Wärmeausdehnung des Elastomers etwa eine Größenordnung stärker ist als die des Gehäuses, hat erstere einen wesentlich größeren Einfluss auf die Radialkraftänderung als die thermisch bedingte Veränderung der Federkraft. Ein Erwärmen von Dichtung und Welle führt also zu einer Verkleinerung der Überdeckung.

Eine Erwärmung um 60°C bewirkt bei Ausdehnung von Gehäuse und Elastomer bei der gelaufenen Geometrie dadurch eine Reduzierung der Radialkraft um ca. 8 %. Die beiden Einflüsse Federkraftänderung und Materialausdehnung werden zunächst im Modell berücksichtigt. Die Änderung des E-Moduls wird im Anschluss mittels der gemessenen Radialkraft iterativ bestimmt. Der E-Modul wurde hierfür von $5,28\text{ MPa}$ bei 20°C auf $3,67\text{ MPa}$ bei 80°C für die Berechnung der *Mooney-Rivlin*-Koeffizienten reduziert. Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss des geänderten Moduls eine Reduzierung der Radialkraft um etwa 18 % bei einer Temperaturerhöhung um 60°C bewirkt. Damit hat die Modul-Änderung im Bereich bis ca. 130°C den größten Einfluss auf die Radialkraftänderung. Diese Erkenntnisse stehen im Einklang mit Ergebnissen, die *Becker* 1976 für Radialwellendichtringe veröffentlichte (vgl. Abbildung 145, [Bec76]).

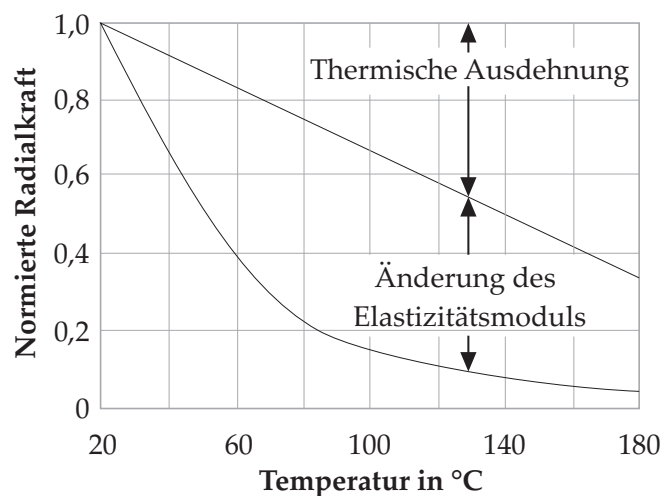


Abbildung 145: Abnahme der Radialkraft von RWDR ohne Feder bei Erwärmung, Ergebnisse normiert auf die Radialkraft bei 20°C , nach [Bec76]

Abbildung 146 zeigt die Kontaktpressung der eingelaufenen Dichtung der Bauform B bei einer Temperatur von 80°C . Da sich bei hohen Temperaturen hauptsächlich Überdrücke im Lager ausbilden, sind hier unterschiedliche Überdruckstufen und ein druckloser Zustand dargestellt. Das Pressungsmaximum hat sich bezogen auf das Pressungsprofil bei 20°C nicht verschoben. Die maximale Pressung ist mit ca. $0,6\text{ MPa}$ bei drucklosem Zustand jedoch wesentlich kleiner als bei Raumtemperatur. Die Radialkraft beträgt bei 80°C $9,6\text{ N}$ und die Kontaktbreite $130,6\text{ }\mu\text{m}$. Bei Überdruck ist, wie auch bei Raumtemperatur, eine deutliche Verkleinerung des Kontakts erkennbar. Auch bei einer Temperatur von 80°C wird bei einem Überdruck von 150 mbar ein nahezu symmetrisches Pressungsprofil beobachtet.

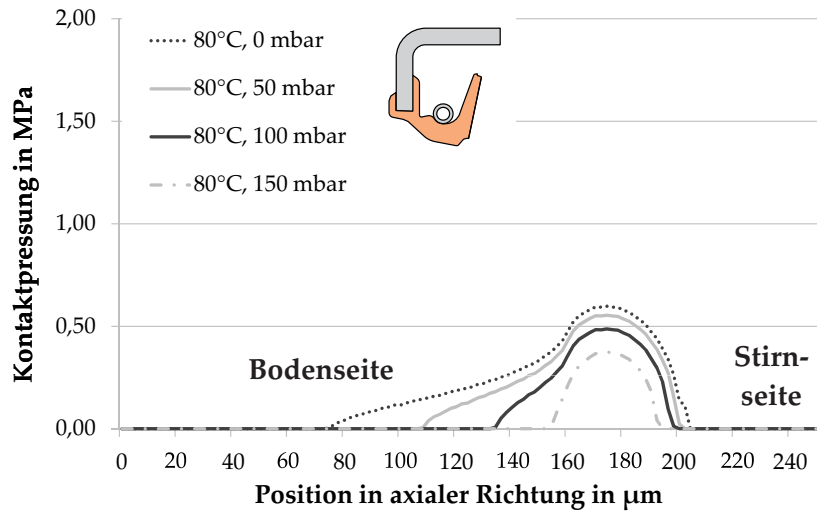


Abbildung 146: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B nach Erwärmung auf 80 °C, unterschiedliche Überdrücke im Lagerinnenraum

Die durch den Druck bedingten Änderungen von Radialkraft und Kontaktbreite sind in den Abbildungen 147 und 148 dargestellt. Beide Parameter weisen bezogen auf den Druck ein annähernd lineares Verhalten auf.

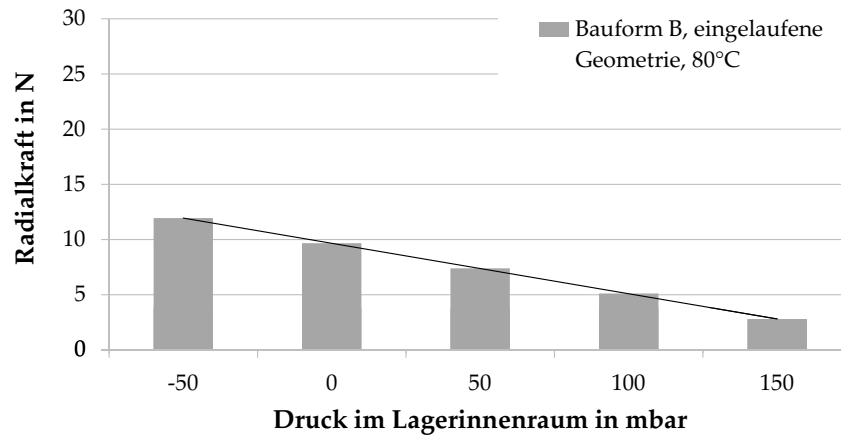


Abbildung 147: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, $T = 80\text{ °C}$

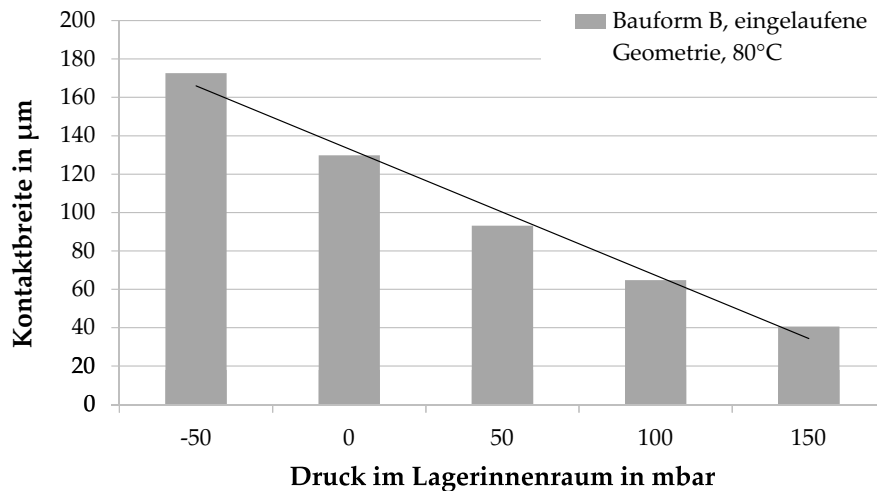


Abbildung 148: Berechnete Kontaktbreite einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, $T = 80^\circ\text{C}$

Wird die Verformung der eingelaufenen Dichtung bei einer Temperatur von -15°C berechnet, so ergibt sich der Pressungsverlauf, welcher in Abbildung 149 dargestellt ist. Hier liegt eine maximale Pressung von ca. 1,45 MPa im drucklosen Zustand vor. Die Radialkraft beträgt 21 N und die Kontaktbreite $97 \mu\text{m}$. Auch bei der Ermittlung der Verformung bei negativer Temperatur wurde zuerst der Einfluss der Federkraftveränderung und der thermischen Ausdehnung berücksichtigt. Im Anschluss wurde der E-Modul anhand von Radialkraftmessungen bei -15°C kalibriert. Der E-Modul, welcher zur Berechnung der *Mooney-Rivlin*-Koeffizienten zu Grunde liegt, beträgt für die Temperatur -15°C 8,7 MPa.

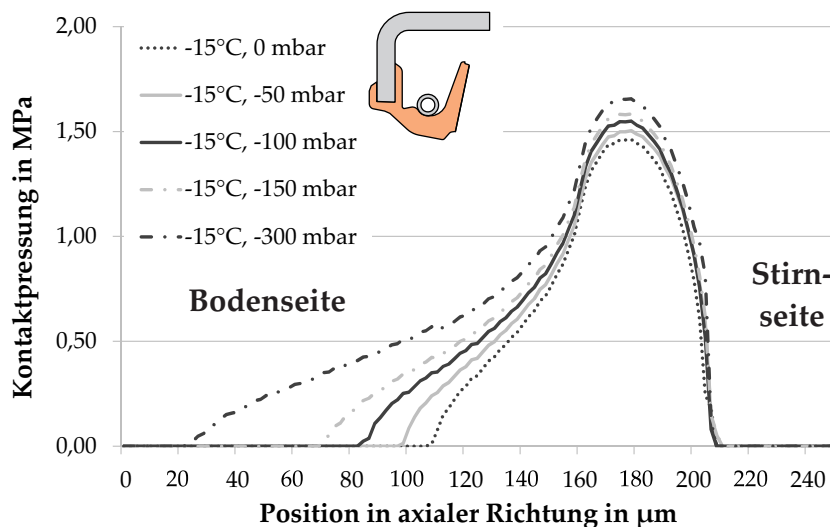


Abbildung 149: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B nach Abkühlung auf -15°C , unterschiedliche Unterdrücke im Lagerinnenraum

Die Abbildungen 150 und 151 zeigen die Änderung der Radialkraft und der Kontaktbreite über dem Druck bei der Temperatur -15°C .

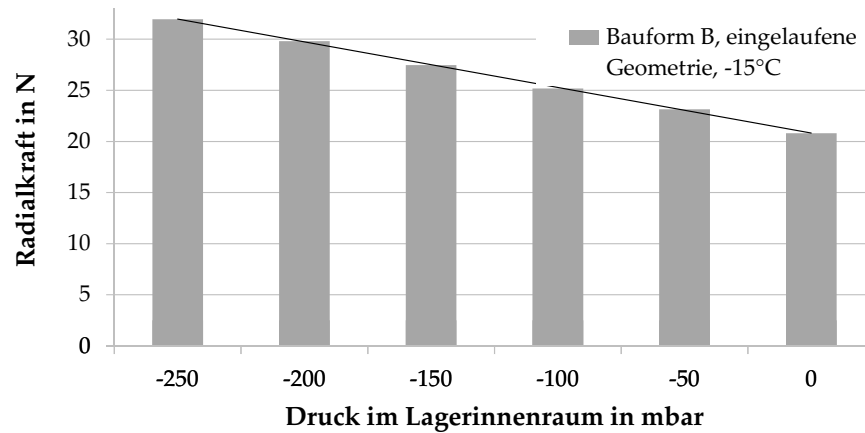


Abbildung 150: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, $T = -15^{\circ}\text{C}$

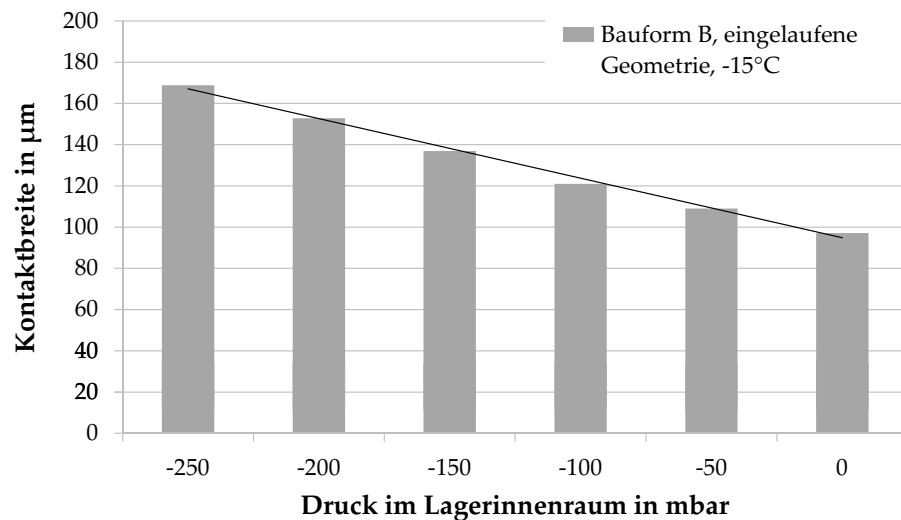


Abbildung 151: Berechnete Kontaktbreite einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B in Abhängigkeit vom Druck, $T = -15^{\circ}\text{C}$

Zusammenfassend führt ein Erhöhen der Temperatur zu einer größeren Kontaktbreite und einer kleineren Radialkraft. Bei allen untersuchten Temperaturen ist ein annähernd linearer Verlauf der Radialkraft und der Kontaktbreite über dem Druck zu beobachten.

Wird bei Bauform B die Feder entnommen, so zeigen sich sehr ähnliche Pressungsverläufe, jedoch mit einer geringeren maximalen Pressung. Annähernd lineare Verläufe der Kontaktbreite und der Radialkraft über dem Druck werden auch hier ermittelt. Alle Ergebnisse von Bauform B mit reduzierter Radialkraft (=ohne Feder) sind im Anhang A beigefügt.

6.1.3 Mechanisch-thermisches FE-Modell zur Berechnung der Temperaturverteilung

Im bisher vorgestellten Ansatz wird eine homogene Temperaturverteilung in Dichtung und Gegenauflfläche angenommen. Der Ansatz von Engelke [Eng11] ermöglicht eine Ermittlung der Temperaturverteilung innerhalb der Dichtung und der Gegenauflfläche (vgl. Abschnitt 3.3.2). Dabei wird angenommen, dass die komplette Verlustleistung im Kontakt in Form eines Wärmestroms in die Dichtung übertragen wird. Dieser Ansatz wurde für die eingelaufene Dichtung der Bauform B angepasst [MO13]. Es kam das in Abschnitt 6.1.2 vorgestellte FE-Modell zum Einsatz. Aus der Ergebnisdatei wurde die durch die Montage verformte Geometrie exportiert und in das bereits vorhandene FE-Modell geladen. Die flächenbezogene Reibleistung, also die Wärmestromdichte, welche im Kontakt angenommen wird, wird mittels berechneter Kontaktbreite und gemessenem Reibmoment aus Gleichung 4 berechnet. Das gemessene Reibmoment wird dafür um die gemessene Leerlaufreibung des Prüfstandes und um das Moment aufgrund der Strömungsverluste in der außen anstehenden Flüssigkeit wie zuvor beschrieben nach Nakabayashi bereinigt. Die Temperatur der mit Öl gefluteten Stirnseite wird, um einen Vergleich mit den Messdaten aus Abschnitt 5.4.1 durchführen zu können, mit 80 °C angenommen. Der Bodenseite der Dichtung, welche nicht geflutet ist, werden 60 °C zugewiesen. Die Berechnung wird für die außen anstehenden Fluide 1, 2 und 3 bei der Gleitgeschwindigkeit 5 m/s durchgeführt.

Die für die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten erforderliche spezifische Wärmekapazität c_p , die Dichte ρ und die Wärmeleitfähigkeit λ wurden für die unterschiedlichen verwendeten Schmierstoffe vom Hersteller *Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH* zur Verfügung gestellt. Die benötigten thermischen Materialkennwerte wurden unter anderem für die Dichtungswerkstoffe aus der Literatur ermittelt [Com14], [Gen12], [Scoo8]. Tabelle 8 fasst die hier verwendeten thermischen Werkstoffkennwerte zusammen.

Tabelle 8: Thermische Werkstoffkennwerte für die Simulation der Temperaturverteilung in der Dichtung der Bauform B

	FKM	Luft	16MnCr5
c_p in J/(kgK)	1650	1008	431
ρ in kg/m ³	1960	1,0312	7760
λ in W/(mK)	0,215	0,029	44,000

Für die Umgebung des Dichtkontakts wird im Falle turbulenter Strömung der Wärmeübergang zwischen den Medien mittels berechneter Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) beschrieben. Die WÜK wur-

den einerseits für die Übergänge zwischen Dichtung und Fluid und andererseits für die Übergänge zwischen Gegenlauffläche und Fluid bestimmt.

Übergang Dichtung/Fluid:

Der Übergang zwischen der laminaren und der turbulenten Strömung wird durch die Taylorzahl, welche wie die Reynoldszahl einen Zusammenhang zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften darstellt, beschrieben. Diese lässt sich zu

$$Ta = \frac{(r_2 - r_1) \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \rho}{\eta} \cdot \sqrt{\frac{r_2 - r_1}{r_1}} \quad (42)$$

berechnen. Für $Ta < 41,3$ wird eine laminare Strömung angenommen. Durch Umstellen von Gleichung 25 lässt sich der Umschlagradius, das ist der Radius, ab dem es zur Ausbildung von Taylor-Wirbeln kommt, also $Ta > 41,3$ ist, berechnen mit:

$$r_u = \sqrt[3]{r_i \cdot \left(\frac{\eta \cdot Ta}{\nu \cdot \rho}\right)^2} + r_i. \quad (43)$$

Mit Taylorzahl und Prandtlzahl

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (44)$$

lässt sich die Nußeltzahl

$$Nu = 0,42 \cdot Ta^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{4}} \quad (45)$$

für den Bereich $41 \leq Ta \leq 10^4$ berechnen. Für $Ta > 10^4$ beträgt die Nußeltzahl:

$$Nu = 0,92 \cdot Ta^{\frac{2}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (46)$$

Hieraus kann der Wärmeübergangskoeffizient für die jeweilige Strömungsform

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{2 \cdot (r_2 - r_1)} \quad (47)$$

bestimmt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt an den Seiten der Dichtung in radialer Richtung mit dem Abstand von der Gegenlauffläche ab. Daher werden die WÜK für den Außenradius und für den Umschlagradius bestimmt. Zwischen Umschlag- und Außenradius werden die WÜK interpoliert. Tabellen 9 und 10 fassen die Ergebnisse für Bauform B zusammen:

Tabelle 9: Wärmeübergangskoeffizienten am Umschlagradius

	Luft (60°C)	Fluid 1 (80°C)	Fluid 2 (80°C)
$u = 5 \text{ m/s}$	19,1 W/m ² K	339,3 W/m ² K	472,0 W/m ² K

Tabelle 10: Wärmeübergangskoeffizienten am Außenradius

	Luft (60°C)	Fluid 1 (80°C)	Fluid 2 (80°C)
$u = 5 \text{ m/s}$	9,55 W/m ² K	145,2 W/m ² K	150,2 W/m ² K

Übergang Gegenlauffläche/Fluid

Zur Ermittlung der WÜK am Übergang Gegenlauffläche/Fluid wird ein im ruhenden Fluid rotierender Zylinder betrachtet. Die Relativbewegung zwischen Gegenlauffläche und Fluid wird dabei vereinfacht als Längsanströmung einer Platte angenommen. Die Überströmlänge L wird durch den Wellenumfang und die Anströmgeschwindigkeit durch die Umfangsgeschwindigkeit beschrieben. Damit lässt sich nach [Bös10] die Reynoldszahl zu

$$Re = \frac{u_{\text{Fluid}} \cdot L}{\nu} = \frac{u_{\text{Fluid}} \cdot d_G \cdot \pi}{\nu} \quad (48)$$

berechnen. Da sich für den Übergang zwischen Gegenlauffläche und Fluid für die gegebenen Bedingungen Reynoldszahlen ergeben, die kleiner als 10^5 sind, handelt es sich um eine laminare Strömung. Für einen konvektiven Wärmeübergang an einer längs angeströmten Platte mit Prandtl-Zahlen zwischen 0,6 und 2000 ergibt sich die mittlere Nußelt-Zahl aus

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (49)$$

Tabelle 11 zeigt die berechneten WÜK für den Übergang von der Gegenlauffläche zum Fluid auf.

Tabelle 11: Wärmeübergangskoeffizienten an der Gegenlauffläche

	Luft (60°C)	Fluid 1 (80°C)	Fluid 2 (80°C)
$u = 5 \text{ m/s}$	17,1 W/m ² K	560,6 W/m ² K	626,2 W/m ² K

In den Abbildungen 152 bis 154 sind die Ergebnisse der Berechnung der Temperaturverteilung dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass die hohen Übertemperaturen im Kontakt nur in einem sehr kleinen Bereich auftreten. Das Elastomer wird aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit nur im Kontaktbereich stark erwärmt. Der Stützring der Dichtung erwärmt sich daher eher über das Gehäuse, welchem ebenfalls eine Ausgangstemperatur von 80 °C zugewiesen wurde.

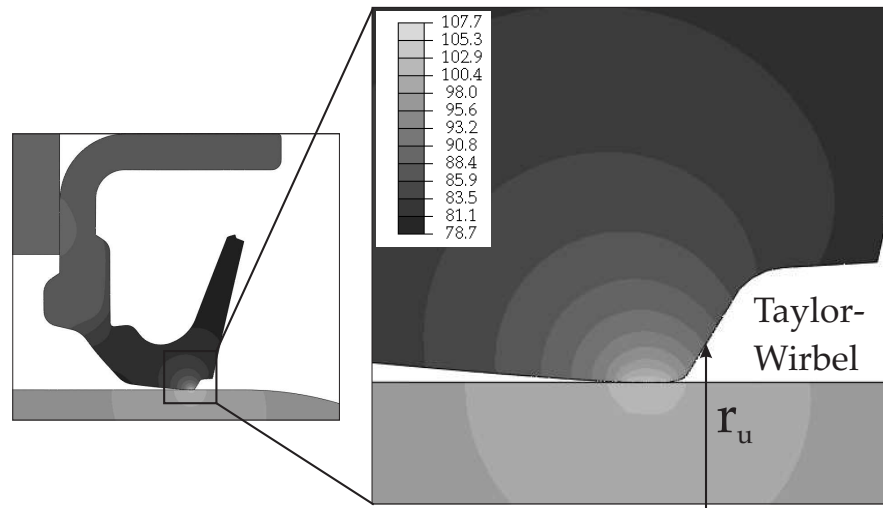


Abbildung 152: Berechnete Temperaturverteilung in der Dichtung, Bauform B, $p = p_U$, Ausgangstemperatur Fluidseite: 80 °C / Fluid 3 (hohe Viskosität), Luftseite: 60 °C

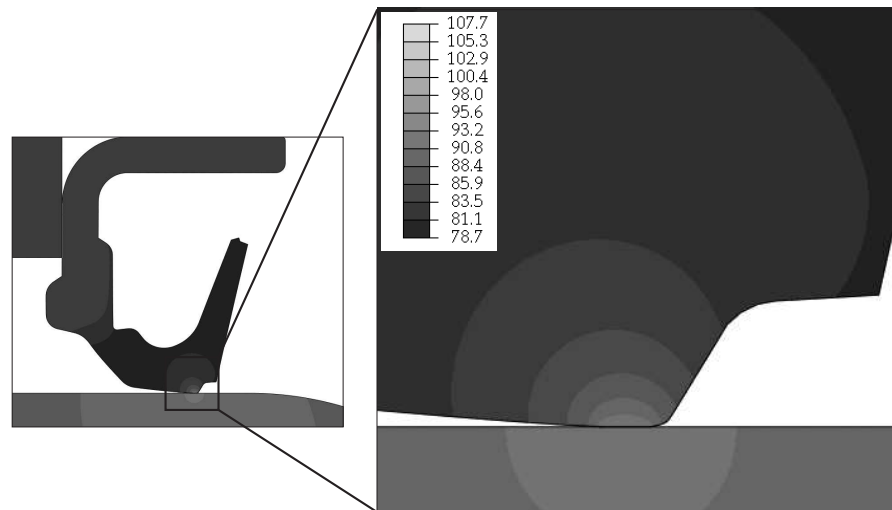


Abbildung 153: Berechnete Temperaturverteilung in der Dichtung, Bauform B, $p = p_U$, Ausgangstemperatur Fluidseite: 80 °C / Fluid 2 (geringe Viskosität), Luftseite: 60 °C

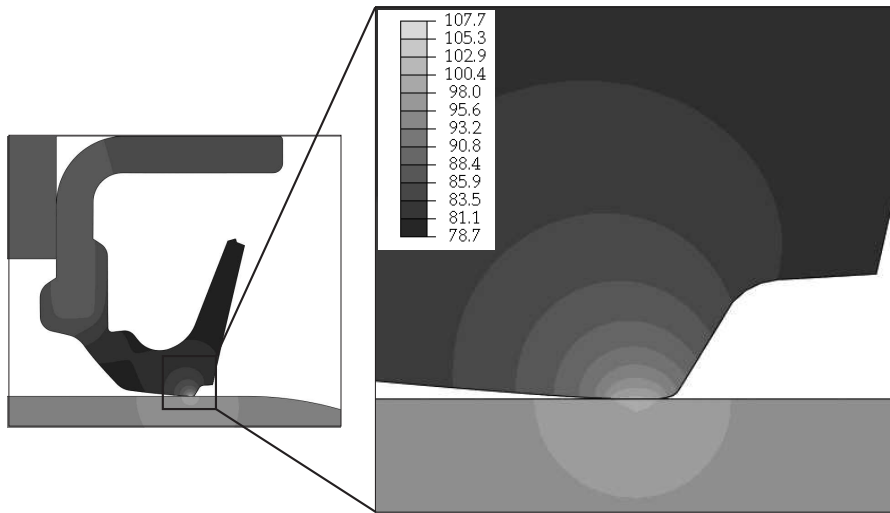


Abbildung 154: Berechnete Temperaturverteilung in der Dichtung, Bauform B, $p = p_U$, Ausgangstemperatur Fluidseite: 80 °C / Fluid 1 (mittlere Viskosität), Luftseite: 60 °C

Die Kontakttemperaturen bei unterschiedlichen außen anstehenden Fluiden können auf diese Weise sehr gut abgebildet werden. Lediglich bei außen anstehendem Fluid 2 mit geringer Viskosität gibt es zwischen berechneter und gemessener Temperatur einen größeren Unterschied von etwa 27 % (vgl. Tabelle 12). Dieser große Unterschied kann auf die nicht exakten thermischen Kennwerte λ , c_p und ρ zurückgeführt werden. Der Hersteller konnte für Fluid 2 lediglich die thermischen Kennwerte eines zu 50 % aus Fluid 2 bestehenden Öls bereitstellen.

Tabelle 12: Vergleich berechnete und gemessene Übertemperatur im Kontakt einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, $u = 5\text{ m/s}$, $T_{\text{Sumpt}} = 80\text{ °C}$

	Fluid 3	Fluid 2	Fluid 1	Fluid 1
p in mbar	0	0	0	-70
M_r in Nm gemessen	0,47	0,30	0,42	0,49
$T_{\dot{U}}$ in K gemessen	26,0	12,3	22,2	26,9
$T_{\dot{U}}$ in K berechnet	27,4	15,6	23,7	27,6
Abweichung $T_{\dot{U}}$ in K	1,4	3,3	1,5	0,7
Abweichung $T_{\dot{U}}$ in %	5	27	7	3

Bei allen anderen Fluiden liegt die Abweichung zwischen berechneter und gemessener Übertemperatur im Bereich von 3 bis 7 %. Für das anstehende Fluid 1 wurde zudem eine Berechnung mit einer durch den Unterdruck im Lagerinnenraum verformten Geometrie durchgeführt. Es wurde hierfür ein Unterdruck von -70 mbar im Lagerinnenraum beaufschlagt. Die vom Druck verformte Geometrie mit einer vergrößerten Kontaktfläche wurde für die Berechnung verwendet. Die Wär-

mestromdichte wurde mit dem Reibmoment, welches bei -70 mbar gemessen wurde, und mit der aus der Simulation bekannten Kontaktfläche berechnet.

Wie in Abbildung 155 zu erkennen ist, stellt sich dadurch eine größere Übertemperatur ein als bei Umgebungsdruck. Zudem ist erkennbar, dass sich diese lokal hohe Temperatur aufgrund der größeren Kontaktfläche im Vergleich zur nicht unter Druck verformten Geometrie auch über ein größeres Volumen erstreckt (vgl. Abbildungen 154 und 155).

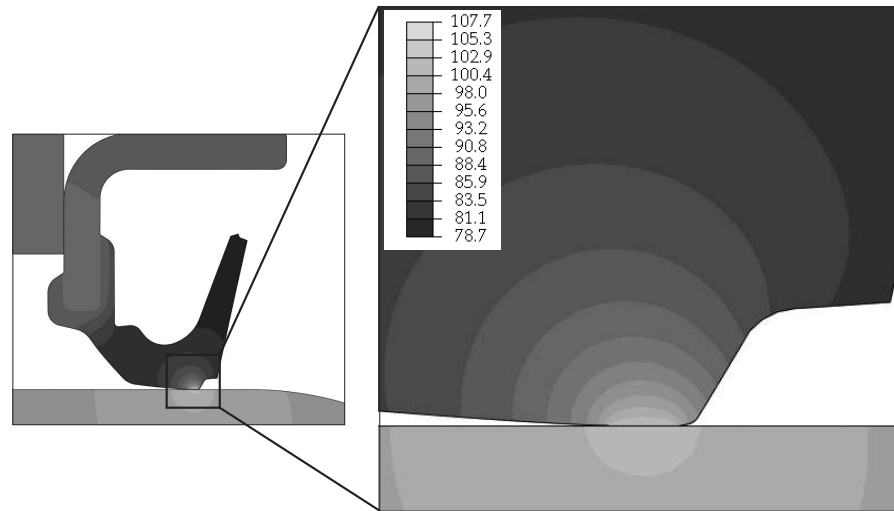


Abbildung 155: Berechnete Temperaturverteilung in der Dichtung, Bauform B, $p = -70$ mbar, Ausgangstemperatur Fluidseite: 80 °C / Fluid 1 (mittlere Viskosität), Luftseite: 60 °C

Um zu überprüfen, wie stark die Berechnung der Kontaktbreite und der Radialkraft mit dem oben vorgestellten FE-Verformungsmodell von den lokalen Temperaturfeldern beeinflusst wird, wurde eine Rückkopplung der ermittelten Temperaturverteilung in der Dichtung auf das Verformungsmodell durchgeführt. Dafür wurde die Geometrie der Dichtung partitioniert. Für die einzelnen Partitionen wurden die Temperaturen aus Abbildung 154 vorgegeben. Die Parameter für das Materialmodell wurden mit Hilfe des in Abbildung 145 aufgezeigten Verlaufs für die vorliegenden Temperaturen extrapoliert. Die thermische Materialausdehnung wurde für alle Partitionen weiterhin mit dem Wärmeausdehnungskoeffizienten $\alpha_w = 16 \cdot 10^{-5} K^{-1}$ berücksichtigt. Die geänderte Ausdehnung der Gegenauflfläche und des Gehäuses wurde hier ebenfalls mit den oben genannten Ausdehnungskoeffizienten und den berechneten Temperaturen berücksichtigt. Es ergab sich durch diese thermische Rückkopplung eine Abnahme der Radialkraft um 1 %. Die Kontaktbreite vergrößerte sich um ca. 6 %. Abbildung 156 zeigt die Änderung bezüglich der sich einstellenden Kontaktbreite und -lage sowie den geänderten Pressungsverlauf, wenn eine thermische Ausdehnung durch die Temperaturverteilung in der Dichtung berücksichtigt wird. Sowohl bei der Pressung wie auch bei

der Kontaktbreite und -lage ist lediglich ein sehr kleiner Unterschied zu erkennen.

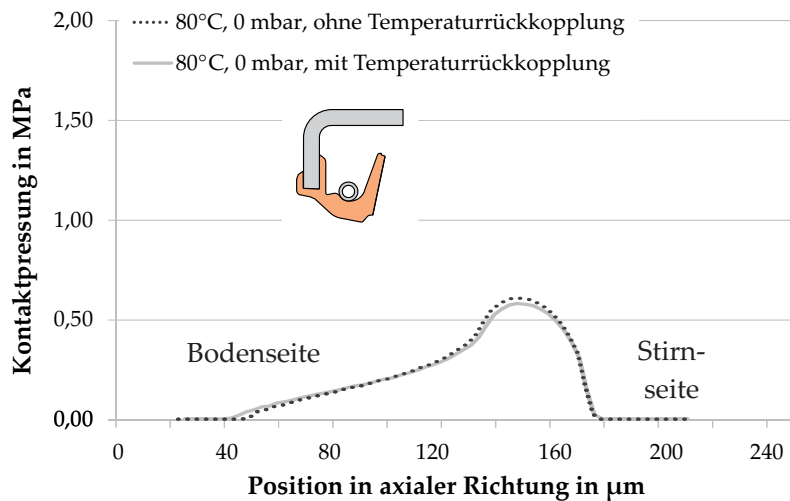


Abbildung 156: Pressungsverlauf der Bauform B, thermische Ausdehnung der Dichtung berechnet mit und ohne Einfluss der sich einstellenden Temperaturfelder, $p = p_U$

Dementsprechend kann für weitere Berechnungen die thermische Ausdehnung bzw. die E-Modul-Änderung, welche aus der Temperaturverteilung innerhalb der Dichtung und der Peripherie entsteht, vernachlässigt werden.

6.1.4 Zusammenfassung – mechanisch-thermisches FE-Modell

Die Beschreibung der druckabhängigen Verformung der Dichtungsbauf orm B wurde mittels eines axialsymmetrischen FE-Modells durchgeführt. Hierfür wurde die komplette Dichtungsgeometrie einer neuen und einer eingelaufenen Dichtung modelliert und während der Berechnungsschritte reibungsfrei in das Gehäuse und auf die Welle montiert. Weiterhin wurde eine Verformung der Dichtkante bei der Montage sowie bei Druckbeaufschlagung im Stillstand simuliert. Die Kalibrierung der Materialparameter erfolgte mittels der zuvor gemessenen Radialkraft. Eine Validierung dieses Modells erfolgte anhand von optisch ermittelten Kontaktbreitenänderungen unter Druckeinfluss bei Raumtemperatur. Über den Ausdehnungskoeffizienten des Elastomers und die temperaturabhängige E-Modul-Änderung wurde das Modell auf unterschiedliche Umgebungstemperaturen übertragen.

Mittels des mechanischen FE-Modells sind Aussagen bezüglich der druck- und temperaturabhängigen Verformung von Bauform B sowie über den Verlauf der Kontaktpressung möglich. Aus diesen Ergebnissen lassen sich Kontaktbreite und Radialkraft der Dichtung im jeweiligen Betriebszustand (Druck, Temperatur) ableiten.

Mittels einer Kopplung zu einem thermischen Modell, in welchem das gemessene Reibmoment in Form einer linearen Wärmestromdichte in den Kontakt der verformten Dichtung eingebracht wird, kann die Temperaturverteilung in der Dichtung berechnet werden. Zudem lässt sich auf diese Weise ein Anstieg der Übertemperatur im Kontakt in Abhängigkeit von der spezifischen Reibleistung ermitteln. Eine Validierung des Modells erfolgte mit Hilfe von Temperatur-Messungen im Kontakt mit dem in Abschnitt 4.5.2.1 beschriebenen Aufbau.

6.2 MODELL ZUR REIBUNGS- UND TEMPERATURBERECHNUNG IM DICHTKONTAKT

Zur gekoppelten Berechnung von Reibungsverlusten und thermischer Beanspruchung im Dichtkontakt wird der Ansatz aus [Eng11] verwendet (vgl. Abschnitt 3.3.2). Dieser ermöglicht eine Berechnung von Reibmoment und Übertemperatur im Dichtkontakt nach:

$$M_{\text{ges}} = \mu_0 \cdot F_R \cdot r_G + \eta(T) \cdot \frac{b}{\sum R_P} \cdot r_G^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n. \quad (50)$$

Für die Anwendung in der vorliegenden Arbeit wurden die Kontaktbreite und die Radialkraft mit Hilfe der in Abschnitt 6.1.2 vorgestellten Berechnungen ermittelt. Die Oberflächenrauheiten der Dichtung und der Gegenauflfläche wurden vermessen. Für die Summe der Werte der mittleren Glättungstiefe, die nach *Engelke* vereinfacht als mittlere Schmierfilmhöhe im Kontakt angenommen werden kann, ergab sich daraus ein durchschnittlicher Wert von $R_p = 0,67 \mu\text{m}$. Der Grenzreibungskoeffizient μ von 0,45 und der Faktor für den Anstieg der Kontakttemperatur in Abhängigkeit der auf die Kontaktfläche bezogenen Reibleistung wurden mit den Methoden bestimmt wie in [Eng11]. Da sich die thermischen Systemeigenschaften in Abhängigkeit der Eigenschaften und der räumlichen Verteilung der die Dichtung umgebenden Fluide (Fett, Öl, Luft) verändern, muss der Temperaturfaktor entsprechend angepasst werden, siehe Tabelle 13. Die hier angegebenen Werte beruhen auf Temperaturmessungen im Kontakt. Eine Berechnung der Faktoren ist auch mit Hilfe des in Abschnitt 6.1.2 entwickelten thermischen Modells möglich.

Tabelle 13: Faktor für den Anstieg der Übertemperatur über der Reibleistung pro Fläche, empirisch ermittelte Werte, Bauform B, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃

außen anstehendes Fluid	Temperaturanstiegsfaktor $\frac{T_{\dot{U}}}{P_r/A}$ in $\frac{\text{K}}{\text{W}/\text{mm}^2}$
Fluid 2, η_{gering}	10,212
Fluid 1, η_{mittel}	13,576
Fluid 3, η_{hoch}	14,858

Die auf diese Weise berechneten und auch die gemessenen Daten für die sich einstellende Übertemperatur und das Reibmoment bei einer Sumpftemperatur von 80 °C und einer Gleitgeschwindigkeit von 5 m/s sind für Bauform B in den Tabellen 14 und 15 dargestellt.

Tabelle 14: Berechnete und gemessene Übertemperatur in Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, $u = 5\text{ m/s}$

außen anstehendes Fluid	$T_{\ddot{U},\text{Rechnung}}$ in K	$T_{\ddot{U},\text{Messung}}$ in K
Fluid 2, η_{gering}	10,1	12,3
Fluid 1, η_{mittel}	20,8	22,2
Fluid 3, η_{hoch}	25,2	26,0

Tabelle 15: Berechnetes und gemessenes Reibmoment im Dichtkontakt in Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, $u = 5\text{ m/s}$

außen anstehendes Fluid	$M_{r,\text{Rechnung}}$ in Nm	$M_{r,\text{Messung}}$ in Nm
Fluid 2, η_{gering}	0,27	0,30
Fluid 1, η_{mittel}	0,40	0,42
Fluid 3, η_{hoch}	0,45	0,45

Es ist zu erkennen, dass die Abweichung zwischen Messdaten und berechneten Werten bezüglich der Übertemperatur im Mittel bei 9 % liegt. Das berechnete Reibmoment weicht im Mittel um 6 % vom gemessenen ab.

Schutzdichtungen umschließen kleinste Räume, in denen sich aufgrund von Temperaturschwankungen relativ hohe Drücke ausbilden können. Damit auch dieser Fall mit dem vorgestellten Ansatz berechnet werden kann, wird das Modell um die vom Druck abhängige Dichtkantenbreiten- und Radialkraftänderung erweitert. Hierfür werden die Ergebnisse aus Abschnitt 6.1.2 verwendet. Mit folgenden Beziehungen lässt sich die Kontaktbreite b in der Einheit *Millimeter* aus dem Druck im Lagerinnenraum (gemessen in *mbar*) und der ursprünglichen Kontaktbreite von $0,1298\text{ mm}$ bei einer Sumpftemperatur von 80 °C berechnen:

bei Unterdruck im Lagerinnenraum:

$$b(p) = -0,00086 \frac{\text{mm}}{\text{mbar}} \cdot p + 0,1298\text{ mm} \quad (51)$$

bei Überdruck im Lagerinnenraum:

$$b(p) = -0,00060 \frac{mm}{mbar} \cdot p + 0,1298 \text{ mm} \quad (52)$$

Die sich beim jeweiligen Druck einstellende Radialkraft F_R in *Newton* lässt sich sowohl für Über- als auch für Unterdruck im Lagerinnenraum mittels der Gleichung

$$F_R(p) = -0,045 \frac{N}{mbar} \cdot p + 9,6 \text{ N} \quad (53)$$

berechnen.

Diese vereinfachten Beziehungen wurden implementiert, damit der Anwender nicht für jede neue Druckstufe eine FE-Berechnung durchführen muss. Alle drei Gleichungen wurden jedoch nur für einen Druckbereich zwischen -250 mbar und +150 mbar für Bauform B mit Feder validiert und können daher auch nur für diesen Druckbereich verwendet werden. Dabei kommt es noch nicht zu einem Abheben der Dichtkante von der Gegenlauffläche.

Mithilfe der Gleichungen 51 bis 53 können Übertemperatur und Reibmoment auch bei einer mit Druck beaufschlagten Dichtung der Bauform B berechnet werden. Der Anstieg der Übertemperatur über der Reibleistung pro Fläche gemäß der Messdaten ist außer vom außen anstehenden Fluid zusätzlich in geringem Maße abhängig vom Druck im Lagerinnenraum. Ein unterschiedliches Druckniveau führt zu einer Veränderung der Kontaktumgebung und beeinflusst damit die Wärmeleitung. Damit die Reibungsverluste und die thermischen Beanspruchungen bei beliebigen Druckdifferenzen berechnet werden können, wurde auch die Druckabhängigkeit des Temperaturanstiegsfaktors empirisch ermittelt und in die Näherungsgleichungen in Tabelle 16 eingesetzt.

Tabelle 16: Faktor für den Anstieg der Übertemperatur über der Reibleistung pro Fläche, empirisch ermittelte Funktionen, Bauform B, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, p in mbar

außen anstehendes Fluid	Temperaturanstiegsfaktor $\frac{T_{\dot{U}}}{P_r/A}$ in $\frac{K}{W/mm^2}$
Fluid 2, η_{gering}	$-0,0896 \cdot p + 10,212$
Fluid 1, η_{mittel}	$-0,0819 \cdot p + 13,576$
Fluid 3, η_{hoch}	$-0,0981 \cdot p + 14,858$

Tabellen 17 und 18 zeigen die berechneten und die gemessenen Ergebnisse für Übertemperatur und Reibmoment einer mit -70 mbar im Lagerinnenraum beaufschlagten Dichtung der Bauform B bei 80 °C Sumpftemperatur und einer Gleitgeschwindigkeit von 5 m/s.

Tabelle 17: Berechnete und gemessene Übertemperatur in Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = -70\text{ mbar}$ im Lagerinnenraum, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, $u = 5\text{ m/s}$

außen anstehendes Fluid	$T_{\text{Ü,Rechnung}}$ in K	$T_{\text{Ü,Messung}}$ in K
Fluid 2, η_{gering}	14,4	16,4
Fluid 1, η_{mittel}	25,0	26,9
Fluid 3, η_{hoch}	31,5	29,3

Tabelle 18: Berechnetes und gemessenes Reibmoment im Dichtkontakt in Abhängigkeit von der Viskosität des außen anstehenden Fluids, Bauform B, $T_{\text{Sumpf}} = 80\text{ °C}$, $p = -70\text{ mbar}$ im Lagerinnenraum, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, $u = 5\text{ m/s}$

außen anstehendes Fluid	$M_{\text{r,Rechnung}}$ in Nm	$M_{\text{r,Messung}}$ in Nm
Fluid 2, η_{gering}	0,35	0,36
Fluid 1, η_{mittel}	0,52	0,49
Fluid 3, η_{hoch}	0,58	0,53

Die Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Werten liegt im gleichen Bereich wie bei den Ergebnissen ohne Druckbeaufschlagung. Eine gute Abschätzung der thermischen Belastung und der Reibungsverluste einer Schutzdichtung ist auf diese Weise möglich.

In diesem Abschnitt wurde exemplarisch die Abhängigkeit dieser Größen von den Einflussfaktoren „Viskosität des außen anstehenden Fluids“ und „Druck im Lagerinnenraum“ betrachtet. Alle weiteren Einflüsse auf die thermische Beanspruchung von Bauform B, die in Tabelle 5 zusammengefasst sind, können mit Hilfe des vorgestellten Berechnungsansatzes ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den Messdaten abgebildet werden.

6.2.1 Zusammenfassung – Reibungs- und Temperaturberechnung im Dichtkontakt

Zur Berechnung der thermischen Beanspruchung und der Reibungsverluste im Dichtkontakt wurde ein phänomenologischer Ansatz von Engelke verwendet. Mit diesem Ansatz lassen sich die Einflussgrößen auf das Reibmoment und die Übertemperatur in Übereinstimmung mit den Tendenzen in den Messwerten abbilden. Das Modell wurde in dieser Arbeit um eine Druckabhängigkeit der Kontaktbreite

und der Radialkraft erweitert. Der empirisch ermittelte Anstieg der Übertemperatur bezogen auf die spezifische Reibleistung ist abhängig von der Geometrie der Dichtung, den Eigenschaften der Fluide sowie vom Druck, da auch dieser zu einer Geometrieänderung im und nahe des Kontaktbereichs führt. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit für Bauform B ein Zusammenhang zwischen Druck, verwendeten Fluiden und Anstieg der Übertemperatur bezogen auf die spezifische Reibleistung unter Verwendung empirischer Daten herausgearbeitet und angewandt. Besonders für die Übertragbarkeit auf andere Dichtungsbauformen kann der Anstieg der Übertemperatur bezogen auf die spezifische Reibleistung – wie in Abschnitt 6.1.3 gezeigt wurde – auch mittels des mechanisch-thermischen FE-Modells ermittelt werden.

Die Ergebnisse der Berechnungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Größen. Das verwendete Modell ist demnach geeignet, um die Reibungsverluste und die thermische Beanspruchung von Schutzdichtungen zu analysieren und vorauszurechnen.

6.3 MODELL ZUR FÖRDERWERTBERECHNUNG

Die Dichtgüte der untersuchten Bauformen soll, wie auch die thermische Beanspruchung und die Reibungsverluste, mit Hilfe eines theoretischen Modells analysiert und berechnet werden. Die Dichtgüte wird hauptsächlich durch den Förderwert beschrieben. Dieser wurde bei Bauform B, wie in Abschnitt 5.4.2 dargestellt, messtechnisch in Abhängigkeit von unterschiedlichen Faktoren ermittelt (vgl. Tabelle 7). Bei Bauform A konnte nur unter bestimmten Bedingungen ein Förderverhalten beobachtet werden. Aus diesem Grund soll die Förderwirkung anhand von Bauform B modelliert werden.

6.3.1 Berechnung des Förderwerts mittels des Analogie-Modells „Gewindedichtung“

In der Literatur gibt es unterschiedliche Modelle für die Berechnung des Förderwerts einer berührenden Elastomerdichtung, welche in Abschnitt 3.3.4 vorgestellt wurden. *Kammüller* verfolgte den Ansatz, die Förderwirkung analog zum Fördermechanismus einer Gewindedichtung zu bestimmen. Um die axiale Förderwirkung einer Gewindedichtung zu berechnen, erarbeiteten *Boon* und *Tal* 1959 die Grundlagen. Sie leiteten aus den *Navier-Stokes*-Gleichungen folgende Zusammenhänge zur Berechnung des axialen Förderstroms einer Gewindedichtung her:

$$\dot{V}_{Ge} = -\frac{5 \cdot \pi \cdot d_G}{n \cdot \eta} \cdot \frac{p}{l} \cdot sp^3 \cdot K + \frac{\pi^2 \cdot d_G^2 \cdot sp}{2} \cdot L. \quad (54)$$

Hierbei gilt:

$$K = \frac{(1 + t_g^2) \cdot v_1^3 + t_g^2 \cdot u_1 \cdot (1 - u_1) \cdot (v_1^3 - 1)^2}{(1 + t_g^2) \cdot [u_1 + (1 - u_1) \cdot v_1^3]}$$

und

$$L = \frac{t_g \cdot u_1 \cdot (1 - u_1) \cdot (v_1 - 1) \cdot (v_1^3 - 1)}{(1 + t_g^2) \cdot [u_1 + (1 - u_1) \cdot v_1^3]}$$

mit

$$u_1 = \frac{k}{j+k}, v_1 = \frac{sp+f}{sp} \text{ und } t_g = \tan \gamma \text{ [BT59].}$$

Dabei beschreibt d_G den Durchmesser der Gegenlauffläche, l die Gewindelänge, sp die Spalthöhe zwischen Gegenlauffläche und Gewindedamm, f die Gangtiefe, j die Breite eines Gewindedamms und k die Breite eines Gewindegangs. Der Winkel γ steht für die Steigung des Gewindes. Diese verwendeten Parameter werden in Abbildung 157 anhand eines verzerrten Dichtkontakts veranschaulicht.

Es handelt sich bei dem berechneten Förderstrom um die Überlagerung der Strömungen eines newtonschen Fluids durch die Gewindenut, über den Gewindedamm sowie quer über den Damm und quer durch die Nut. Insgesamt setzt sich die Gleichung, welche von den Autoren hergeleitet wurde, aus einer *Couette*- und einer *Poiseuille*-Strömung zusammen. Es werden also die Schlepp- und die Druckströmung betrachtet. Die Druckströmung wird dabei im ursprünglichen Ansatz durch den Druck p bedingt, der sich infolge der Förderwirkung selbst aufbaut. [BT59]

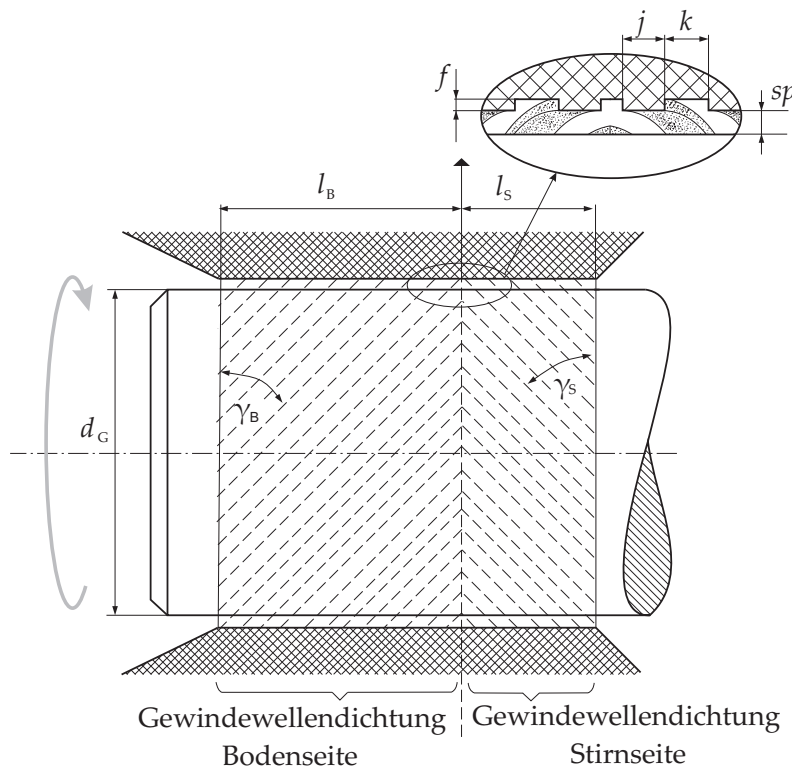


Abbildung 157: Modell der tangential verzerrten Berührflächenstruktur eines Dichtkontakts mit asymmetrischem Pressungsprofil und asymmetrischer Verzerrung nach [Kam86]

Kammüller visualisierte die globale tangentielle Auslenkung und die lokale tangentielle Verzerrung eines Dichtkontakts bei Wellenrotation. Um die Förderwirkung anschaulich darzustellen, beschrieb er die Stirn- und die Bodenseite des Radialwellendichtrings als jeweils eine tangential verzerrte Struktur der Rauheitserhebungen (vgl. Abbildung 157). Diese Struktur, welche aus Rauheitserhebungen der Breite j und -tälern der Breite k besteht, wird im Pressungsmaximum am stärksten in Richtung der Wellenrotation ausgelenkt. Auf diese Weise stellt sich eine Art Gewindestruktur ein. Durch diese Struktur wird in Anlehnung an das Analogie-Modell „Gewindedichtung“ das Fluid in Richtung des Pressungsmaximums geschleppt. Eine Druckströmung – bewirkt durch die Pressung – wirkt der Schleppströmung entgegen. Dabei wird angenommen, dass sich durch die Schleppströmung im Pressungsmaximum ein Druck aufbaut, der genau der maximalen Kontaktpressung entspricht.

Zur Berechnung des Gesamtförderwerts einer Dichtung wird die Hilfsvorstellung verwendet, dass das Fluid, welches von beiden Seiten in den Kontakt gefördert wird, zu gleichen Anteilen auf beiden Seiten wieder heraus fließt. Mittels des näherungsweisen Ansatzes

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot (\varphi_B - \varphi_S) = \frac{1}{2} \cdot (\dot{V}_{Ge,B} - \dot{V}_{Ge,S}) \cdot \rho \quad (55)$$

lässt sich mit dieser Hilfsvorstellung aus dem in Abbildung 158 veranschaulichten geförderten Volumenstrom der Förderwert einer dynamischen Elastomerdichtung in der Einheit *Milligramm pro Umdrehung* berechnen.

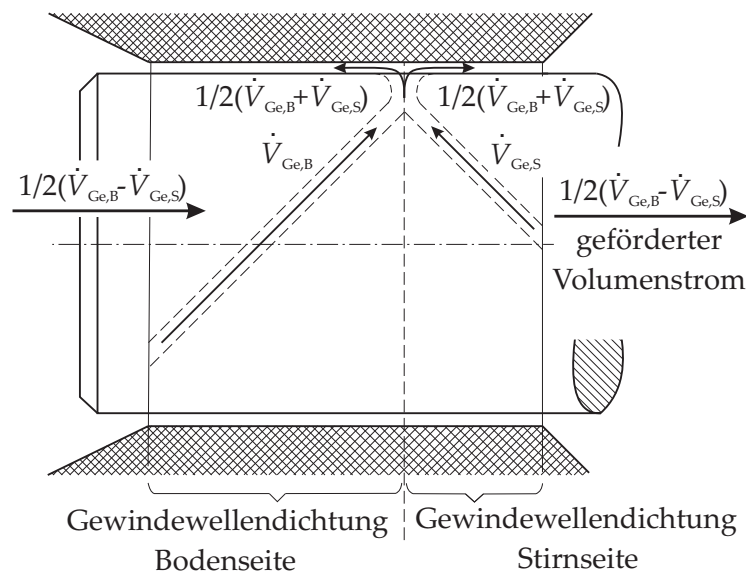


Abbildung 158: Gesamt-Volumenstrom berechnet aus einzelnen Volumenströmungen unter der Dichtung, Volumenstrom durch Schlepp- und Druckströmungen in den einzelnen Kanälen und im Schmierfilm auf jeder Seite der Dichtung vereinfacht als ein Volumenstrom \dot{V}_{Ge} visualisiert

Dieser Ansatz beruht auf der Vorstellung, dass von beiden Seiten Fluid Richtung Pressungsmaximum gefördert wird. Dort trifft das Fluid von beiden Seiten zusammen und fließt gleichmäßig in beide Richtungen aus dem Kontakt heraus.

Voraussetzung für einen axialen Förderstrom von der Boden- zur Stirnseite ist ein asymmetrisches Pressungsprofil mit einem Maximum, welches zur Stirnseite hin verschoben ist.

Diese Modellvorstellung, welche 1984 ebenfalls in [Qia84] vorgestellt wurde, wird im Folgenden mit möglichst realistischen berechneten und gemessenen Größen für die unterschiedlichen Parameter auf Dichtungsbauf orm B angewandt. Dafür wird das Vorgehen aus Abbildung 159 zur Ermittlung der benötigten Parameter gewählt.

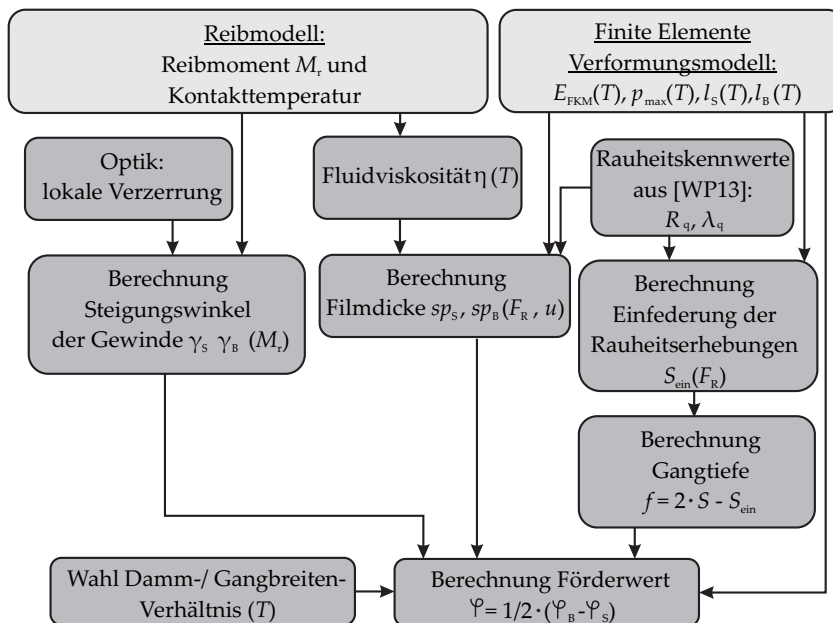


Abbildung 159: Anwendung der Analogie-Modellvorstellung „Gewindedichtung“ auf Bauform B

Zunächst erfolgte die Ermittlung der Verzerrung, welche in Abhängigkeit vom Reibmoment zur Berechnung der Steigungswinkel der beiden Gewinde dient. Zur Berechnung der Verzerrung liegen zum Beispiel Ansätze in [WP13] und [Salo1] vor. Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten mechanisch-thermischen FE-Modell handelt es sich um ein axialsymmetrisches (2D-)Modell, welches die Berechnung der Verzerrung nicht erlaubt. Daher wurde ein optisches Verfahren zur Messung eingesetzt.

Hierfür wurde der optische Aufbau aus Abbildung 46 verwendet. Um feste Markierungen auf der Oberfläche zu erzeugen, wurde eine über

einen Zeitraum von 96 Stunden bei 2,5 m/s und 80 °C eingelaufene Versuchsichtung am *Institut für Mikroproduktionstechnik (IMPT)* der *Leibniz Universität Hannover* mittels *Chemical Vapor Dosition* mit einer wenige *Nanometer* dicken *Diamond Like Carbon (DLC)*-Schicht versehen (Abbildung 160). Um die Verzerrung bei Wellenrotation zu visualisieren, wurde die Dichtung auf der Saphir-Welle montiert und der Kontaktbereich ohne Schmiermittel unter Einsatz von Weißlicht beobachtet. Bilder bei Stillstand und bei Wellenrotation mit unterschiedlicher Drehzahl und damit auch bei unterschiedlichem Reibmoment wurden aufgenommen. Um eine tangentielle Verzerrung bei deutlich unterschiedlichem Reibmoment zu erzeugen, wurden ebenfalls Versuche bei entnommener Feder durchgeführt. Damit eine Verzerrung in Umfangsrichtung nicht bereits durch den Montageprozess auftritt, wurde der Adapter mit der Dichtung beim Einbau mit einer Vorrichtung axial geführt.

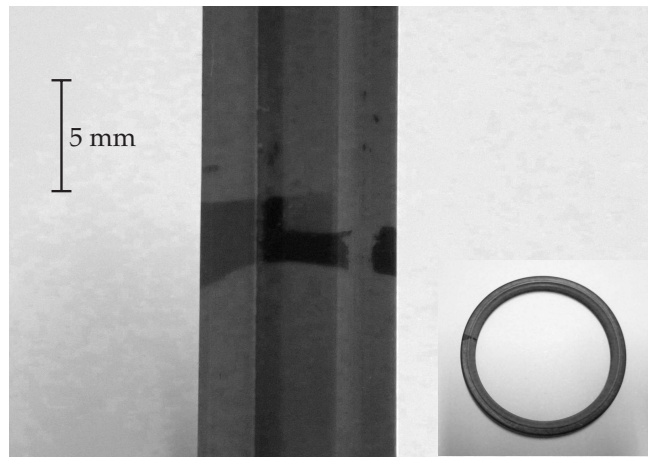


Abbildung 160: DLC-Beschichtung auf einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, *großes Bild*: Blick auf die Dichtkante in radialer Richtung, Bodenseite links, *kleines Bild*: Blick auf Bodenseite

Nach dem Einbau und einer Wartezeit von ca. 60 Minuten wurde eine Aufnahme des Kontakts gemacht (Abbildung 161).

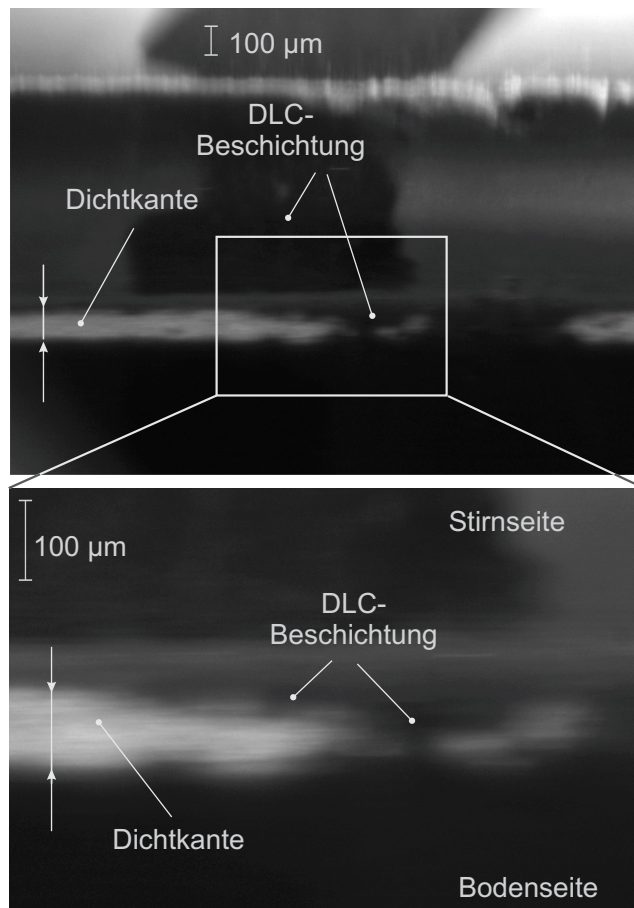


Abbildung 161: Beschichtete Dichtung montiert auf Saphir-Hohlwelle, Kontaktbild, Stillstand nach Montage, $T = 20^\circ\text{C}$, $p = p_U$, *oben*: Beschichtung auf Membran, *unten*: Vergrößerung; Beschichtung im Dichtkontakt

Die Dichtkante ist in dieser Aufnahme als helle Streuung des am Kontakt Saphir-Elastomer reflektierten Weißlichts zu erkennen. Die DLC-Beschichtung liegt als schwarzer Schatten in axialer Richtung über dem Kontakt.

Nachdem die Bilder bei Stillstand aufgenommen waren, erfolgten bei gleicher Belichtungszeit und an der gleichen Position auf dem Umfang bei Drehzahlen von 6 m/s und 12 m/s Aufnahmen nach jeder Wellenrotation. Abbildung 162 zeigt *oben* den Dichtkontakt und die darauf sichtbare Beschichtung im Stillstand. In Abbildung 162 *unten* ist eine globale Verschiebung des Kontakts in Umfangsrichtung von ca. $126\ \mu\text{m}$ zu erkennen. Die globale tangentielle Verschiebung in einer solchen Größenordnung steht im Einklang mit den Ergebnissen von *Kammüller*. Neben dieser globalen tangentialen Verschiebung des Kontakts, welche auf der Torsion der Dichtungsmembran beruht, zeigt sich in Abbildung 162 auch die lokale tangentielle Verzerrung des Kontakts. Da diese Verzerrung im Vergleich zur globalen Verschiebung sehr klein ist, ist sie in den Aufnahmen im Vergleich schwierig zu erkennen. Aus diesem Grund wurde die tangentielle

Verzerrung in Abbildung 162 mittels eines eingezeichneten Winkels, welcher auf einem Teilstück der Oberflächenbeschichtung liegt, verdeutlicht. Anhand der Änderung des Winkels ist die tangentiale Verzerrung des Dichtkontakts nachvollziehbar.

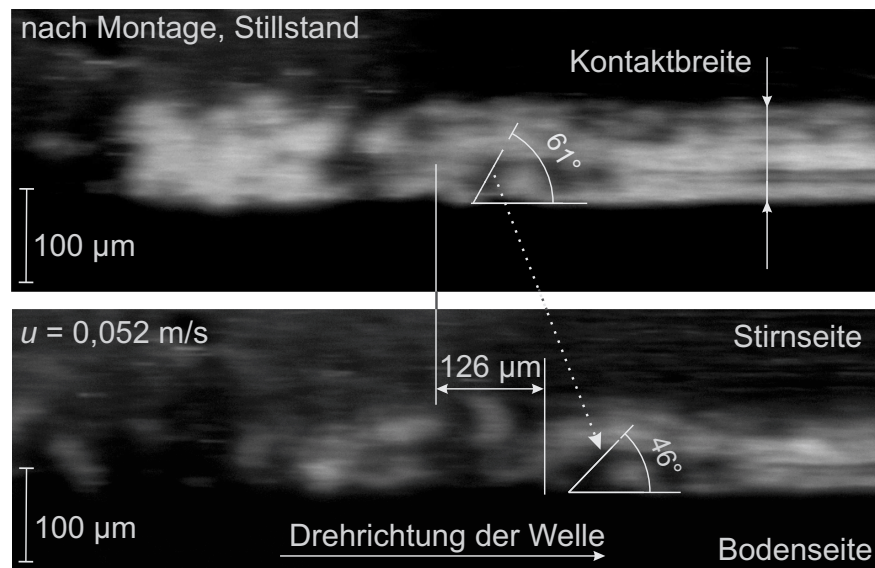


Abbildung 162: Visualisierung der globalen tangentialen Verschiebung und der lokalen tangentialen Verzerrung einzelner Merkmale auf der Oberfläche der Dichtung, *oben*: beschichtete Dichtung nach der Montage im Stillstand, *unten*: beschichtete Dichtung während der Wellenrotation bei $u = 0,052 \text{ m/s}$, Aufnahmen an der gleichen Position auf dem Umfang, $T = 20^\circ\text{C}$, $p = p_U$

Um die Verzerrung über dem kompletten Kontakt zu ermitteln, wurde die Lage einzelner Merkmale der Beschichtung im statischen und im dynamischen Zustand ausgewertet. Hierfür wurden einerseits die Stillstandsaufnahmen im Anschluss an die Montage und andererseits die Aufnahmen nach 30 Wellenumdrehungen ausgewertet.

In Abbildung 163 ist die Verzerrung des Kontakts einer Dichtung der Bauform B bei einem sich einstellenden Reibmoment von $1,36 \text{ Nm}$ aufgezeigt. Die maximal ermittelte tangentiale Verzerrung im Pressungsmaximum beträgt $22 \mu\text{m}$. Deutlich erkennbar ist, dass die tangentiale Verzerrung des Dichtkontakts ein Offset von ca. $11 \mu\text{m}$ auf der Stirnseite aufweist. Ein sehr ähnliches Ergebnis wurde auch in anderen Forschungsarbeiten beobachtet [LW97], [Kam86].

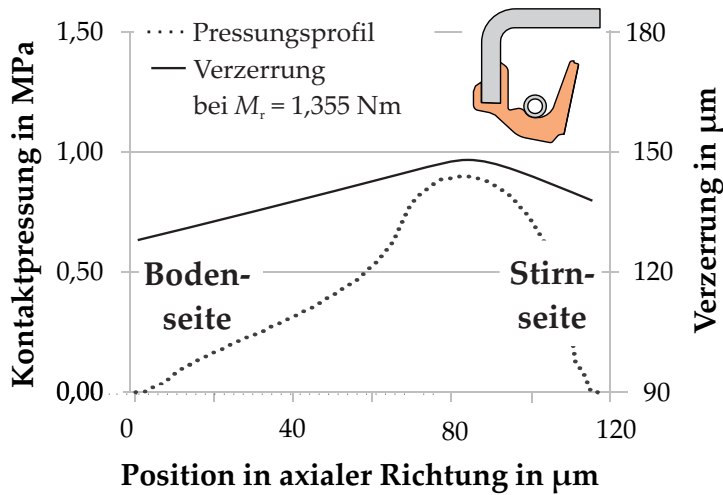


Abbildung 163: Globale tangentielle Verschiebung und lokale tangentielle Verzerrung einer auf der Saphir-Hohlwelle beobachteten beschichteten Dichtung der Bauform B, dargestellt über dem Pressungsverlauf, $u = 0,052 \text{ m/s}$, $T = 20 \text{ °C}$, $p = p_U$

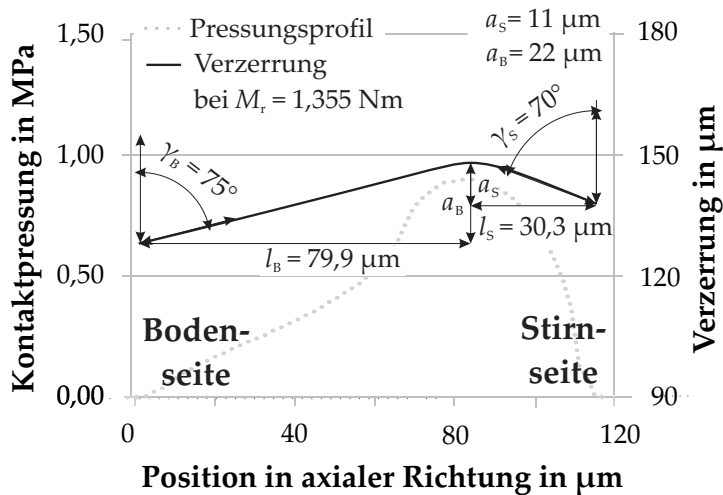


Abbildung 164: Ermittelte geometrische Größen aus der tangentialen Verzerrung des Dichtkontakts, Versuchsparameter aus Abbildung 163

Aus der Größe der lokalen tangentialen Verzerrung kann mittels einfacher Winkelbeziehungen der Steigungswinkel eines entsprechenden Gewindes auf der Boden- und Stirnseite ermittelt werden (vgl. Abbildung 164). Bezüglich der Abhängigkeit der tangentialen Verzerrung vom Reibmoment wurden Untersuchungen einer Dichtung ohne Feder unter sonst gleichen Bedingungen durchgeführt. Abbildung 165 zeigt, dass ohne Feder im Dichtkontakt eine deutlich geringere Pressung vorliegt, welche dazu führt, dass sowohl die globale wie auch die lokale tangentielle Verzerrung deutlich reduziert werden. Auch die sich einstellenden Steigungswinkel sind deutlich kleiner. Diese Ergebnisse sind analog zu den Mess- bzw. Berechnungsergebnissen aus [KAH80] und [Sta88].

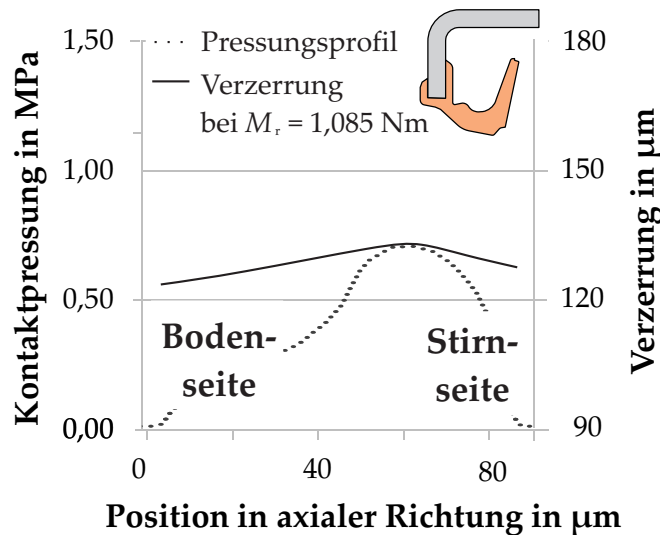


Abbildung 165: Globale tangentielle Verschiebung und lokale tangentielle Verzerrung einer auf der Saphir-Hohlwelle beobachteten beschichteten Dichtung der Bauform B ohne Feder, dargestellt über dem Pressungsverlauf, $u = 0,052 \text{ m/s}$, $T = 20^\circ\text{C}$, $p = p_U$

Für die Berechnung des Förderwerts wird aufgrund dieser beiden vorliegenden Messergebnisse aus Abbildungen 163 und 165 ein linearer Verlauf der lokalen tangentialen Verzerrung über dem Reibmoment angenommen. Dies wird sowohl für den boden- wie auch für den stirnseitigen Steigungswinkel in der Berechnung berücksichtigt. Das zu Grunde liegende Reibmoment wird für die Berechnung jeweils mittels des Reibmodells aus Abschnitt 6.2 bestimmt. Die ebenfalls mithilfe des Reibmodells ermittelte Temperatur im Dichtkontakt wird für die Berechnung der Fluidviskosität im Kontakt verwendet (siehe Abbildung 159). Liegen die für das Reibmodell benötigte Eingangsparameter, wie z. B. der Anstieg der Kontakttemperatur über der spezifischen Reibleistung, für bestimmte Betriebspunkte nicht vor, so werden für das Reibmoment und die Übertemperatur Messwerte anstelle von berechneten Werten verwendet.

Die maximale Pressung wird aus dem mittels Finiter Elemente Methode berechneten Pressungsverlauf aus Abschnitt 6.1.2 entnommen. Auch wird der E-Modul des verwendeten Materials FKM in Abhängigkeit von der Temperatur mithilfe des an Radialkraftmessungen kalibrierten Verformungsmodells ermittelt. Der E-Modul wird zur Berechnung der Spalthöhe sp und der Gangtiefe f verwendet.

Für die Beschreibung der Spalthöhe sp wird angenommen, dass die Rauheitserhebungen auf einem dünnen μ -elastohydrodynamischen Schmierfilm gleiten. Die Spalthöhe entspricht bei dieser Annahme der zentralen Schmierfilmdicke in den somit entstehenden μ -EHL-Kontakten nach [WP13]. Die zentrale Schmierfilmdicke lässt sich mit einem Ansatz von *Chittenden* berechnen, wenn die Rauheit der Dich-

tungsoberfläche in Form einer äquivalenten Sinusfunktion nach dem in [WP13] verwendeten Rauheitsmodell dargestellt wird.

Um die Oberflächenrauheit zu beschreiben, wurde eine kurz eingelaufene Dichtung der Bauform B hinsichtlich des quadratischen Mittenrauwerths vermessen. Diese Messungen wurden am *Institut für Mess- und Regelungstechnik (IMR)* der *Leibniz Universität Hannover* sowie auch beim Dichtungshersteller *SKF* durchgeführt. Es wurde an beiden Einrichtungen ein quadratischer Mittenrauwert mit nahezu identischer Größe ermittelt. Mittels der Rohdaten, welche vom *IMR* zur Verfügung gestellt wurden, wurde in [WP13] in einer Modellvorstellung die Wellenlänge der Sinusfunktion berechnet, welche die Oberflächenrauheiten äquivalent beschreibt. Weiterhin wurde beim Hersteller auch eine eingelaufene Dichtung der Bauform B vermessen und ein quadratischer Mittenrauwert von $1,9 \mu\text{m}$ im Kontaktbereich bestimmt. Rohdaten, aus denen sich für die eingelaufene Dichtung eine Wellenlänge der Funktion zur Beschreibung der Oberflächenrauheit bestimmen lässt, liegen für diese Messung nicht vor. Unter der Annahme, dass die Wellenlänge der Rauheit während des Einlaufs in etwa konstant bleibt, werden die in [WP13] an der kurzzeitig gelaufenen Dichtungsoberfläche ermittelten Werte für die Wellenlänge $\lambda_{q,U} = 12,24 \mu\text{m}$ in Umfangsrichtung und $\lambda_{q,x} = 11,84 \mu\text{m}$ in Achsrichtung auch für die hier vorliegende eingelaufene Dichtung der Bauform B übernommen [WP13].

Aus der bekannten Wellenlänge und dem quadratischen Mittenrauwert lassen sich nach [KES87] mit

$$R_x = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot R_q} \cdot \left(\frac{\lambda_{q,x}}{2\pi} \right)^2 \quad (56)$$

und

$$R_U = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot R_q} \cdot \left(\frac{\lambda_{q,U}}{2\pi} \right)^2 \quad (57)$$

die Radien der Rauheitskuppen R_x in Achs- und R_U in Umfangsrichtung bestimmen.

Die zentrale Filmdicke wird analog zu [WP13] mithilfe dieser Parameter nach [CDT86] aus

$$h_{\text{cen}} = H_{\text{cen}} \cdot R_U \quad (58)$$

mit

$$H_{\text{cen}} = 8,28 \cdot \left(1 - e^{-0,86 \cdot \frac{R_x}{R_U} \frac{2}{3}} \right) \cdot U_e^{0,65} \cdot W_e^{-0,21} \quad (59)$$

berechnet. Dabei gilt:

$$U_e = \frac{\eta \cdot u}{E' \cdot R_U} \quad (60)$$

und

$$W_e = \frac{F_{R,Rauheit}}{E' \cdot R_U^2} \quad (61)$$

mit

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_{FKM}^2}{E_{FKM}} + \frac{1-\nu_{Stahl}^2}{E_{Stahl}}} \quad [CDT86]. \quad (62)$$

Die Bestimmung der zentralen Schmierfilmdicke, also der Spalthöhe sp , wird für jede Förderwert-Berechnung auf der Stirn- und der Bodenseite mit dem jeweils dort vorliegenden Fluid bei der entsprechenden Temperatur und Viskosität durchgeführt.

Als weiterer Parameter wird nach Abbildung 159 die Gangtiefe f benötigt. Die Gangtiefe kann aus der ursprünglichen Amplitude S der Sinusfunktion, welche in dem in [WP13] verwendeten Rauheitsmodell die Oberflächenrauheit beschreibt, und der Einfederung S_{ein} der Rauheiten mit:

$$f = 2 \cdot S - S_{ein} \quad (63)$$

abgeschätzt werden. Dabei gilt:

$$S = \sqrt{2} \cdot R_q \quad [KES87] \quad (64)$$

und

$$S_{ein} = \left(\frac{F_{R,Rauheit}}{\frac{4}{3} \cdot E' \cdot R_U} \right)^{\frac{2}{3}} \quad [GW66]. \quad (65)$$

Da an dieser Stelle die Einfederung des Elastomers beschrieben werden soll und dieses Material deutlich weicher ist als das der Gegenauflfläche, ist laut *Greenwood* und *Williamson* mit

$$E' = \frac{E_{FKM}}{1 - \nu^2} \quad (66)$$

zu rechnen [GW66].

Die Gangtiefe wird für jede Parameterkombination aus Radialkraft und Elastizitätsmodul in Abhängigkeit von der Temperatur berechnet. Nach Abbildung 159 wird zudem noch das Damm-/Gangbreitenverhältnis benötigt.

6.3.2 Berechnung des Förderwerts in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussparametern

Da es sich bei dem verwendeten Analogie-Modell lediglich um eine Hilfsvorstellung ohne exakten physikalischen Hintergrund handelt, wird das Damm-/Gangbreiten-Verhältnis variiert, bis eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten bei gleichem innen und außen anstehenden Fluid vorliegt.

Tabelle 19: Berechnete und gemessene Förderwerte in Abhängigkeit vom außen anstehenden Fluid, Bauform B, $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $p = p_U$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, $u = 0,26\text{ m/s}$

außen anstehendes Fluid	$T_{\text{Ü}}$ in K	M_r in Nm	$\varphi_{\text{Rechnung}}$ in mg/U	φ_{Messung} in mg/U
Fluid 2	2,1	0,65	0,005	0,017
Grundöl des Fettes LX-OS ₃	2,9	0,80	0,030	0,029
Fluid 3	2,9	0,81	0,057	0,045

Mit diesem Damm-/Gangbreitenverhältnis wird für ein außen anstehendes Fluid mit größerer Viskosität ein Förderwert berechnet, welcher um 26 % vom Messwert abweicht. Der berechnete Förderwert bei einem außen anstehenden Fluid mit geringerer Viskosität weicht deutlich stärker vom Messwert ab. Qualitativ wird jedoch bei außen anstehenden Fluiden mit unterschiedlicher Viskosität die richtige Tendenz wiedergegeben: Ein außen anstehendes Fluid mit höherer Viskosität führt – wie auch in den Messdaten – zu einem größeren Förderwert.

Diese Tendenz kann mit dem vorliegenden Modell entsprechend der Messdaten abgebildet werden. Dies liegt darin begründet, dass nach Gleichung 54 die Spalthöhe sp sowohl einen Einfluss auf die Schlepplänge wie auch auf die Druckströmung hat: beide vergrößern sich mit zunehmender Viskosität infolge der zunehmenden Spalthöhe. Der Einfluss auf die Druckströmung ist jedoch größer. Somit hat die Vergrößerung der Spalthöhe, also der zentralen Schmierfilmhöhe, auf der Stirnseite durch außen anstehendes Fluid mit höherer Viskosität die Auswirkung, dass die gesamte Volumenströmung auf der Stirnseite $\dot{V}_{\text{Ge,S}}$ kleiner wird. Bei großer Viskosität des außen anstehenden Fluids kann auf diese Weise auch ein stirnseitiger Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Ge,S}}$ mit negativem Vorzeichen resultieren. Dies führt in Summe nach Gleichung 55 zu einem größeren gesamten Förderwert der Dichtung. Weiterhin führt auch das größere Reibmoment im Kontakt bei außen anstehendem Fluid mit größerer Viskosität zu einer stärkeren Verzerrung, welche ebenfalls einen Einfluss auf die Größe der Förderwirkung hat. Es lässt sich also zusammenfassen, dass ein außen anstehendes Fluid mit höherer Viskosität zu einem größeren Förderwert führt und somit einen positiven Einfluss auf die Dichtgüte einer Schutzdichtung hat.

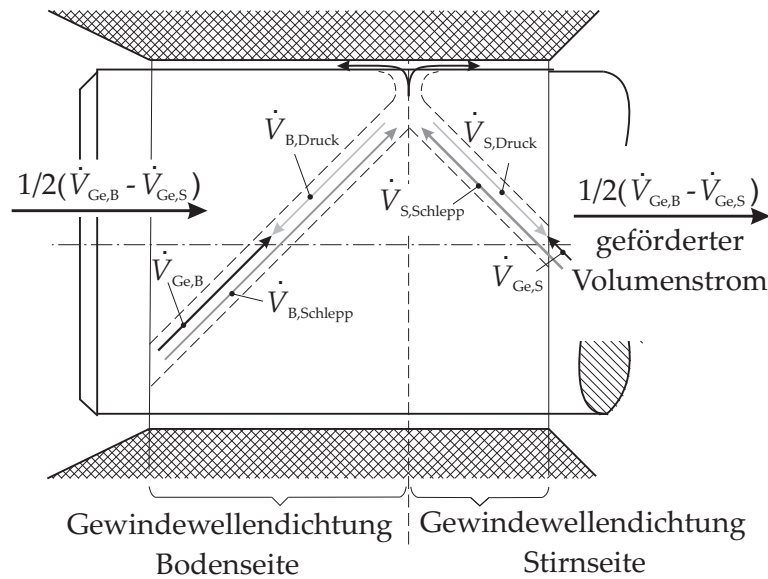


Abbildung 166: Verhältnis von Druck- und Schleppströmungen auf beiden Seiten der Dichtung sowie daraus resultierende Volumenströmung

Damit eine Berechnung des Förderwerts auch bei anderen Temperaturen möglich ist, werden die Parameter p_{\max} , l_B und l_S aus den Ergebnissen der FE-Berechnung für weitere Temperaturen ermittelt. Tabelle 20 fasst die Parameter für alle drei untersuchten Temperaturen zusammen.

Tabelle 20: Parameter zur Berechnung des Förderwerts in Abhängigkeit von der Temperatur, ermittelt aus den FE-Berechnungsergebnissen, Bauform B

T in °C	p_{\max} in MPa	l_B in μm	l_S in μm
20	0,90	0,0797	0,0303
60	0,69	0,0927	0,0287
80	0,60	0,0980	0,0320

Die beiden weiteren untersuchten Temperaturen sind im Vergleich zu den optischen Verzerrungsmessungen, welche die Basis für die Anwendung des Analogie-Modells darstellen, deutlich erhöht. Im Verhältnis zu den übrigen temperaturbedingten Änderungen im Kontakt wird hier der Einfluss der Änderung der elastischen Eigenschaften auf die Verzerrung vernachlässigt. Auch die Breite der Kanäle ist von der Temperatur abhängig. Dies liegt darin begründet, dass sich das Elastomer bei höherer Temperatur stärker ausdehnt als die Gegenlauffläche und der Stützring der Dichtung. Dadurch dehnen sich auch die Rauheitserhebungen stärker aus. Da sie in radialer Richtung durch die Gegenlauffläche begrenzt werden, dehnen sie sich seitlich

aus und die entstandenen Kanäle werden schmaler. Um ein realistisches Ergebnis für die Förderwerte zu errechnen, muss daher bei einer Temperatur von 80 °C ein vergrößertes Damm-/Gangbreitenverhältnis gewählt werden. Die Änderung der Tiefe der Kanäle bei unterschiedlichen Temperaturen wird über die von der Radialkraft abhängige Einfedertiefe nach Gleichung 65 berücksichtigt. Hierbei wird auch die Änderung der elastischen Eigenschaften des Elastomers durch die Temperatur berücksichtigt.

Aus den beiden iterativ ermittelten Damm-/Gangbreitenverhältnissen bei 20 °C und 80 °C wird das Verhältnis für die Sumpftemperatur 60 °C interpoliert. Tabelle 21 fasst die Ergebnisse zusammen, welche für unterschiedliche Temperaturen sowie für unterschiedliche Fluide berechnet und gemessen wurden.

Tabelle 21: Berechnete und gemessene Förderwerte in Abhängigkeit von der Sumpftemperatur und dem geförderten Fluid, Bauform B, $p = p_U$, außen Luft, $u = 5 \text{ m/s}$

gefördertes Fluid	T_{Sumpf} in °C	$T_{\dot{U}}$ in K	M_r in Nm	$\varphi_{\text{Rechnung}}$ in mg/U	φ_{Messung} in mg/U
Fluid 2	60	11,4	0,46	0,0055	0,0059
Fluid 2	80	8,6	0,38	0,0045	0,0039
Grundöl (LX-OS ₃)	60	19,4	0,61	0,0059	0,0074
Grundöl (LX-OS ₃)	80	14,6	0,49	0,0044	0,0053
Fluid 3	60	25,4	0,81	0,0110	0,0093
Fluid 3	80	20,2	0,66	0,0077	0,0073

Bei der niedrigen Sumpftemperatur ergeben sich mit dem angepassten Damm-/Gangbreitenverhältnis höhere Förderwerte. Dies konnte ebenfalls in den Messungen beobachtet werden und lässt sich mit der durch die geringere Temperatur erhöhte Viskosität erklären.

In den berechneten Förderwerten in Tabelle 21 ist zudem eine Abhängigkeit von der Viskosität des geförderten Fluids erkennbar: Ein gefördertes Fluid mit höherer Viskosität wird stärker gefördert als ein Fluid mit geringerer Viskosität. Dieser Effekt wird mit dem Erklärungsmodell analog zu den Messdaten abgebildet, da durch das größere Reibmoment bei höherer Viskosität des geförderten Fluids eine stärkere tangentialer Verzerrung der elastomeren Rauheiten im Kontakt bewirkt wird. Zwischen Fluid 2 (geringste Viskosität) und dem Grundöl des Fettes LX-OS₃ (mittlere Viskosität) ist bei einer Sumpftemperatur von 80 °C dieser deutliche Unterschied nicht zu verzeichnen. Die Abweichung zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen beträgt im Mittel über die dargestellten Ergebnisse 13 %.

Es lässt sich also zusammenfassen, dass neben einer hohen Viskosität des außen anstehenden Fluids auch eine hohe Viskosität des ge-

förderten Grundöls einen positiven Einfluss auf die Dichtgüte einer Schutzdichtung bewirkt.

Während der Messungen befand sich außen kein anstehendes Fluid. Daher wurde zur Berechnung des Förderwerts für den Gewindeteil auf der Stirnseite dasselbe Fluid angenommen wie auf der Bodenseite. Diese Annahme ist möglich, da aus den Messdaten bekannt ist, dass eine Förderwirkung von der Boden- zur Stirnseite auch vorliegt, wenn außen kein Fluid ansteht. Daraus lässt sich ableiten, dass sich nach einigen Wellenrotationen außen und innen das gleiche Fluid befindet, wenn dieses außen nicht durch ein anstehendes Fluid weggespült wird.

In den Ergebnissen aus Tabelle 22 ist erkennbar, dass der Förderwert in *Milligramm pro Umdrehung* mit steigender Gleitgeschwindigkeit in den Berechnungsergebnissen annähernd konstant bleibt.

Tabelle 22: Berechnete und gemessene Förderwerte in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit, Bauform B, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS3, außen anstehendes Fluid 1

u in m/s	$T_{\dot{U}}$ in K	M_r in Nm	$\varphi_{\text{Rechnung}}$ in mg/U	φ_{Messung} in mg/U
1,25	3,0	0,24	0,0092	0,0071
2,5	7,1	0,29	0,0070	0,0076
5,0	17,1	0,35	0,0073	0,0088

Bei Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit von 1,25 auf 2,5 m/s fällt der Förderwert in der Berechnung zunächst ab und steigt dann bei weiterer Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit auf 5 m/s geringfügig wieder an. In den aufgezeigten Messdaten nimmt der Förderwert im Mittel über der Gleitgeschwindigkeit geringfügig zu. In der Literatur [Bri89], [Mül87], [Kam86] wird häufig ein konstanter Förderwert pro Umdrehung trotz unterschiedlicher Drehzahl angegeben. In anderen Forschungsarbeiten [Buho6] wurde dagegen beobachtet, dass der Förderwert pro Umdrehung bei geförderten Fluiden mit einer vergleichbaren Viskosität wie der hier vorliegenden über der Drehzahl leicht zunimmt.

Wird der Förderwert einer Dichtung der Bauform B ohne Feder auf diese Weise ermittelt, so ergibt sich aufgrund der geringeren Anpressung an die Gegenlauffläche nach Gleichung 65 eine geringere Einfederung der Rauheiten und damit verbunden eine größere Gangtiefe, welche auf beiden Seiten der Dichtung zu einer größeren Förderwirkung führt.

Neben der Anpressung ändern sich durch die reduzierte Radialkraft auch die mithilfe des FE-Verformungsmodells ermittelten Parameter p_{max} , l_B und l_S , welche in Tabelle 23 zusammengefasst sind.

Tabelle 23: Parameter zur Berechnung des Förderwerts, ermittelt aus den FE-Berechnungs-Ergebnissen, Bauform B ohne Feder

T in °C	p_{\max} in MPa	l_B in μm	l_S in μm
80	0,51	0,061	0,026

Wird mit diesen Parametern der Förderwert einer Dichtung mit reduzierter Radialkraft berechnet, so zeigt sich ein leicht erhöhter Förderwert im Vergleich zu einer Dichtung mit Feder. Dieses Verhalten ist über alle Drehzahlstufen sichtbar und wurde auch in den Messungen beobachtet. Die Abweichung zwischen gemessenem und berechnetem Förderwert ist jedoch relativ groß. Die hier auftretenden Effekte können durch das Modell offenbar noch nicht zufriedenstellend abgebildet werden.

Tabelle 24: Berechnete und gemessene Förderwerte in Abhängigkeit von der Radialkraft, Bauform B, $p = p_U$, $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, gefördert Grundöl des Fettes LX-OS3, außen anstehendes Fluid 2, $u = 1,25\text{ m/s}$

F_R in N	$T_{\dot{U}}$ in K	M_r in Nm	$\varphi_{\text{Rechnung}}$ in mg/U	φ_{Messung} in mg/U
5,9	1,5	0,14	0,0028	0,0088
9,6	3,5	0,20	0,0023	0,0052

Soll dieser Berechnungsansatz auch für unterschiedliche Drücke im Lagerinnenraum angewandt werden, so müssen für jedes Druckniveau die entsprechenden Parameter aus den Berechnungsergebnissen, welche mit dem Verformungsmodell ermittelt wurden, entnommen werden. Die auf diese Weise ermittelten Parameter für drei unterschiedliche Drücke sind in Tabelle 25 aufgezeigt.

Tabelle 25: Parameter zur Berechnung des Förderwerts ermittelt aus den FE-Berechnungs-Ergebnissen, Bauform B, Druckbeaufschlagung im Lagerinnenraum

$p_{\text{Bodenseite}}$ in mbar	F_R in N	p_{\max} in MPa	l_B in μm	l_S in μm
0	9,6	0,60	0,098	0,032
-100	14,1	0,65	0,188	0,028
95	5,3	0,49	0,047	0,026

Um den Einfluss des Drucks auf die Strömung abbilden zu können, muss zudem die Modellvorstellung um einen Druckterm erweitert werden, der die Druckströmung durch den Schmierspalt der Hö-

he sp aufgrund eines außen auf einer Seite anliegenden Drucks berücksichtigt. Eine Druckströmung in einem Kanal kann mittels der *Hagen-Poiseuille*-Strömung beschrieben werden. Diese leitet sich aus den *Navier-Stokes*-Gleichungen für eine Strömung ab, für die folgende Randbedingungen angenommen werden:

- Ein Druckgefälle ist lediglich in Kanalrichtung vorhanden. Der Druck fällt von der Seite mit dem maximalen Druck zur Seite mit dem minimalen Druck linear mit der Kanallänge ab.
- Der Kanal wird als der Zwischenraum zwischen zwei parallelen, unendlich breiten Platten angenommen.
- Die Wände des Kanals sind starr.
- Es tritt zwischen Kanalwänden und Fluid kein Schlupf auf.

Damit lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit im Dichtkontakt in axialer Richtung wie in Abbildung 167 veranschaulicht darstellen.

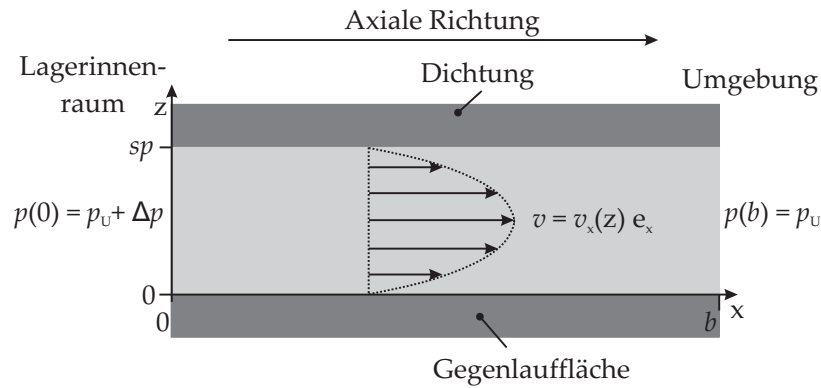


Abbildung 167: *Hagen-Poiseuille*-Strömung veranschaulicht für den Anwendungsfall Dichtspalt mit Druckgefälle in axialer Richtung

Mit

$$\delta_z^2 v_x(z) = -\frac{\Delta p}{\eta \cdot b} \quad (67)$$

und dem parabolischen Geschwindigkeitsprofil

$$v_x(z) = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot b} (sp - z)z \quad (68)$$

lässt sich der Volumenstrom pro Zeiteinheit in axialer Richtung mit den oben genannten Randbedingungen wie folgt formulieren:

$$\dot{V}_p = \int_0^w dy \int_0^h dz \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot b} (sp - z)z \quad (69)$$

$$= \frac{sp^3 \cdot w}{12 \cdot \eta \cdot b} \cdot \Delta p \text{ [Bruo8]}. \quad (70)$$

Dabei wird für die Breite w des Strömungskanals der Umfang $\pi \cdot d$ der Dichtung angenommen. Der gesamte Massenstrom, welcher sich aus dem Förderwert und der Druckströmung im Schmierpalt zusammensetzt, ergibt sich damit aus:

$$\varphi_{\text{ges}} = \frac{1}{2} \cdot (\varphi_{\text{B}} - \varphi_{\text{S}}) + \dot{V}_{\text{p}} \cdot \frac{\rho}{n} \quad (71)$$

$$= \varphi + \varphi_{\text{p}} . \quad (72)$$

Die Druckströmung in den nach der Analogie-Modellvorstellung ausgebildeten gewindeähnlichen Strukturen liegt in Summe mehrere Größenordnungen unterhalb des mit Gleichung 72 berechneten Förderwerts und wird aus diesem Grund vernachlässigt. Es wird also lediglich die Druckströmung im Spalt der Höhe sp berücksichtigt. Tabelle 26 zeigt den Förderwert, welcher für außen anstehendes Fluid 1 und gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃ bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten und Druckstufen berechnet wurde. Dabei wird unterschieden zwischen dem Anteil der Strömung, welcher sich aus der Differenz der beiden Förderströme der Gewinde ergibt und der Druckströmung, welche durch den zusätzlichen auf der Bodenseite anliegenden Druck bewirkt wird.

Tabelle 26: Berechnete Förderwerte in Abhängigkeit vom Druck im Lagerinnenraum, Bauform B, gefördertes Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen anstehendes Fluid 1 (ähnliche Viskosität wie Grundöl), $T_{\text{Sumpf}} = 80^\circ\text{C}$, $u = 1,25 \text{ m/s}$

$p_{\text{Bodenseite}}$ in mbar	$T_{\text{Ü}}$ in K	M_{r} in Nm	$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{B}} - \varphi_{\text{S}}$ in mg/U	φ_{p} in mg/U	$\varphi_{\text{ges,Rechnung}}$ in mg/U
0	9,0	0,24	0,0092	-	0,0092
95	1,3	0,14	0,0073	0,0028	0,0101
-100	4,3	0,36	0,0177	-0,0016	0,0161

Deutlich erkennbar ist, dass die Differenz der beiden Förderströme der Gewinde, also der Förderwert φ , eine Abhängigkeit von der verformten Geometrie aufweist.

Abbildung 168 verdeutlicht, wie stark sich die Kontaktbreite auf der Bodenseite bei einem Unterdruck von -95 mbar vergrößert.

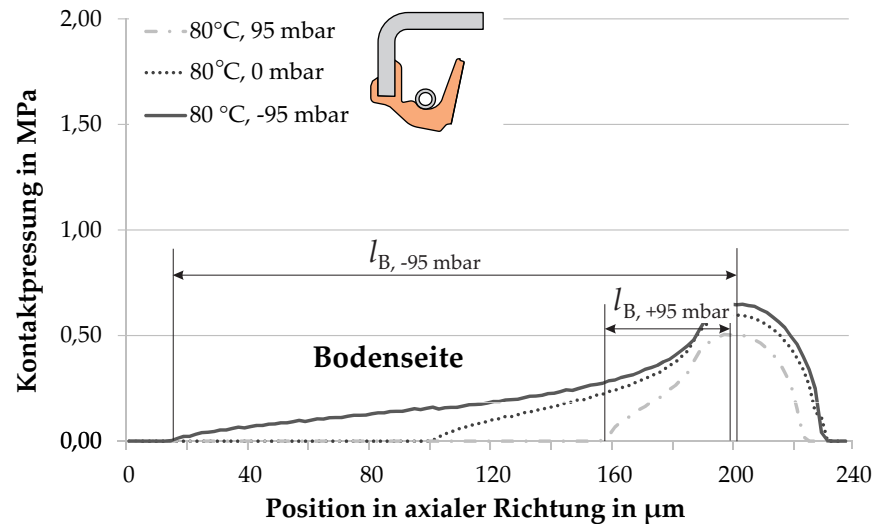


Abbildung 168: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B, 80 °C, unterschiedliche Drücke im Lagerinnenraum (Bodenseite)

Dies führt im Analogie-Modellansatz dazu, dass die Gewindelänge auf der Bodenseite sich stark vergrößert und damit die Förderwirkung der Dichtung deutlich verstärkt wird. Bei Überdruck mit gleichem Betrag ist dagegen eine deutliche Verkürzung dieses Gewindes erkennbar, welche eine Reduzierung des Förderwerts φ bedingt (vgl. Tabelle 26). Die durch den äußeren Druck bedingte Volumenströmung gleicht bei Überdruck den sehr geringen Förderwert wieder aus, sodass sich ein Gesamtförderwert ergibt, welcher größer ist als der im drucklosen Zustand. Dies konnte ebenfalls in den Messungen beobachtet werden (vgl. Tabelle 27).

Tabelle 27: Berechnete und gemessene Förderwerte in Abhängigkeit vom Druck im Lagerinnenraum, Bauform B, geförderttes Grundöl des Fettes LX-OS₃, außen anstehendes Fluid 1 (ähnliche Viskosität wie Grundöl), $T_{\text{Sumpf}} = 80 \text{ °C}$, $u = 1,25 \text{ m/s}$

$p_{\text{Bodenseite}}$ in mbar	$\varphi_{\text{ges,Rechnung}}$ in mg/U	$\varphi_{\text{ges,Messung}}$ in mg/U
0	0,0092	0,0071
95	0,0101	0,0109
-100	0,0161	0,0053

Bei Unterdruck dagegen wird durch die stark vergrößerte Kontaktbreite ein relativ langes Gewinde auf der Bodenseite bewirkt. Dies führt zu einem vergrößerten Förderwert φ . Die von außen überlagerte Druckströmung wirkt diesem aufgrund des Unterdrucks im Lagerinnenraum entgegen. Sie ist jedoch vom Betrag her kleiner als im Überdruckzustand, da aufgrund der stärkeren Anpressung an die Gegenauflfläche bei Unterdruck nach Gleichungen 59 und 61 eine

kleinere Schmierfilmdicke bzw. Spalthöhe sp resultiert. Der aus der Summe der beiden Strömungen resultierende Gesamtförderwert ist damit größer als der Förderwert bei Umgebungsdruck. Während der Messungen wurde ein größerer Förderwert bei Überdruck im Lager im Vergleich zu einem drucklosen Zustand ermittelt. Dies kann mittels des vorgestellten Ansatzes jedoch nicht abgebildet werden (vgl. Tabelle 27).

6.3.3 Zusammenfassung – Berechnung des Förderwerts

Die Dichtgüte, welche hauptsächlich durch den Förderwert einer Dichtung beschrieben werden kann, wurde in der vorliegenden Arbeit mittels eines Analogie-Modells berechnet. Dieses basiert auf der Modellvorstellung, dass sich die Rauheitserhebungen im Kontakt bei Wellenrotation asymmetrisch verzerren und sich auf diese Weise auf beiden Seiten eine Gewindestruktur ausbildet, welche in Summe eine Förderwirkung in Richtung der Stirnseite bewirkt. Um dieses Modell, welches ursprünglich zur Berechnung der Förderwirkung einer Gewindedichtung dient, auf eine Schutzdichtung übertragen zu können, waren umfangreiche experimentelle und theoretische Vorarbeiten nötig. Diese betrafen z. B. die Messung der vom Reibmoment abhängigen Verzerrung im Kontakt mittels eines optischen Aufbaus. Für die Beschreibung der Einfederung der Rauheiten, und damit der Tiefe der sich ausbildenden Kanäle in Abhängigkeit von der Radialkraft der Dichtung, wurde ein Ansatz von *Greenwood* und *Williamson* integriert. Die Spalthöhe, welche als analog zur zentralen EHL-Schmierfilmdicke unter den Rauheiten angenommen wurde, wurde mittels eines Ansatzes von *Chittenden* in Abhängigkeit von der Radialkraft und der Gleitgeschwindigkeit berechnet. Das Damm-/Gangbreiten-Verhältnis der Gewindestruktur wurde in Abhängigkeit von der Temperatur mittels vorhandener Messdaten iterativ bestimmt.

Die mit diesem Ansatz errechneten absoluten Förderwerte weichen je nach Parameterkombination um bis zu 40 % von den Messdaten ab. Eine größere Abweichung liegt vor, wenn außerhalb der Dichtung ein Fluid mit deutlich geringerer Viskosität im Vergleich zum geförderten Grundöl vorliegt. In diesem Fall werden zu kleine Förderwerte berechnet. Dagegen werden die Förderwerte tendenziell überschätzt, wenn sich außen anstehend ein Fluid mit größerer Viskosität im Vergleich zum geförderten Grundöl befindet. Es kann generell sowohl der Einfluss der variierten Viskosität des innen wie auch des außen anstehenden Fluids auf den Förderwert im Einklang mit den Messwerten abgebildet werden. Auch die Einflüsse einer unterschiedlichen Sumpftemperatur und einer reduzierten Radialkraft lassen sich abbilden. Es zeigt sich sowohl in den Berechnungs- sowie auch in den Messergebnissen, dass eine geringere Radialkraft einer Dichtung zu einer stärker ausgebildeten Förderwirkung führt. Die Tendenz des

Förderwerts in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit ist in den Berechnungsergebnissen wie in den Messungen vorhanden.


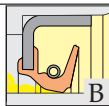
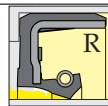
Für die Berechnung des Förderwerts in Abhängigkeit vom Druck wurde die Analogie-Modellvorstellung um eine Druckströmung durch den Schmierspalt erweitert, welche durch einen außen anliegenden Druck bewirkt wird. Die Änderung des Förderwerts bedingt durch die sich ebenfalls verformende Geometrie unter Druckeinfluss ist so groß, dass der Druckeinfluss in Summe lediglich bei Überdruck im Lagerinnenraum, nicht aber bei Unterdruck, analog zu den Messergebnissen abgebildet werden kann.

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

7.1 ABSCHLIESSENDE BEURTEILUNG DER UNTERSUCHTEN BAUFORMEN

Alle untersuchten Bauformen weisen je nach Bewertungskriterium Vor- und Nachteile auf. Dies bewirkt, dass sich jede Bauform für unterschiedliche Anwendungsfälle eignet. In diesem Kapitel werden die gesamten Untersuchungsergebnisse zu einer abschließenden Kurzbeurteilung der drei Bauformen herangezogen. Diese Übersicht, welche Tabelle 28 zusammenfasst, wurde bereits in [OWP13] und [OP13a] veröffentlicht.

Tabelle 28: Bewertung der drei untersuchten Bauformen anhand der Kriterien „Reibungsverluste“, „thermische Beanspruchung“ und „Dichtgüte“, Bewertungen: ++ *sehr gut*, + *gut*, o *befriedigend*, - *nicht gut*, k.A. *keine Angabe*

Bauform		A	B	R
Beurteilungskriterien				
Reibungsverluste	Dichtkontakt	++	+	-
	Gesamtsystem	++	+	-
Thermische Beanspr.	Dichtkontakt	++	+	-
	Gesamtsystem	++	+	-
Dichtgüte	Förderwirkung	-	++	++
	Trennwirkung gegen Fluide	+ (Esteröl)	++ (Esteröl)	k.A.
	Trennwirkung gegen Partikel	o (Esteröl)	+ (Esteröl)	k.A.
		- (Wasser)	o (Wasser)	k.A.
		o (Wasser)	- (Wasser)	k.A.

7.1.1 Bauform A – Dichtscheibe „RS“

Bauform A ist besonders gut geeignet, wenn geringe Reibungsverluste erwünscht sind. Aufgrund der geringen Radialkraft dieser Bauform ergeben sich geringe Temperaturen im Gesamtsystem und auch im Dichtkontakt selbst. Die thermischen Einsatzgrenzen von NBR werden lediglich bei ausschließlicher Fettschmierung und bei einer damit verbundenen schlechten Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt

bei mittleren ($u = 5 \text{ m/s}$) bzw. höheren Gleitgeschwindigkeiten ($u = 7,5 \text{ m/s}$) und einer Sumpftemperatur von 80°C überschritten. Abhilfe könnte bei derartigen Parameterkombinationen ein temperaturbeständigerer Werkstoff, wie z. B. FKM, schaffen. Ein Druckeinfluss ist bei Bauform A nur schwach ausgeprägt. Großer Unterdruck im Bereich von bis zu -200 mbar führt allerdings zu einem Aufstellen der Dichtkante, was einen erhöhten Partikel- und Fluidzutritt unter bestimmten Betriebsparametern bewirken kann. Eine Förderwirkung liegt bei Bauform A nur bei Überdruck im Lagerinnenraum vor. Im Vergleich zu Bauform B werden zudem besonders bei einer Kombination aus Drehzahl- und Temperaturwechseln mehr Partikel und mehr Fluid in den Lagerinnenraum eingetragen.

7.1.2 Bauform B – Spezial-Radlagerdichtung „R-Safe“

Bauform B weist aufgrund der höheren Radialkraft zwar auch eine höhere Reibung auf, welche zu höheren Temperaturen im Kontakt und im Gesamtsystem führt, dies jedoch in wesentlich geringerem Maße als Bauform R (Standard-RWDR). In keinem der untersuchten Betriebszustände, auch nicht bei ausschließlicher Fettschmierung, wurden die thermischen Grenzwerte von FKM überschritten. Ein wichtiger Vorteil von Bauform B liegt im hohen aktiven Fördervermögen. Selbst bei einem Unterdruck im Lagerinnenraum liegt bei Bauform B noch eine aktive Pumpwirkung vor; Partikel und Fluid werden also aus dem Kontakt heraus gefördert. Allerdings birgt diese stark ausgeprägte Förderwirkung auch den Nachteil, dass sich nach und nach bei Temperaturwechseln oder langer Laufzeit ein großer Unterdruck aufbaut. Dieser führt zu erhöhter Reibung und thermischer Beanspruchung im Kontaktbereich.

Anhand der Fettproben, die nach den einzelnen Versuchen aus dem Lagerinnenraum entnommen wurden, wird der geringere Fluid- und Partikelzutritt bei Bauform B deutlich. Lediglich anstehendes Wasser mit gelösten Korundpartikeln wird in geringem Maße in das Lager eingetragen, da die Förderwirkung durch das Wasser gestört wird. In der Praxis wird die Dichtung mit vorgeschalteter axialer Lippe und Labyrinth eingesetzt (Kassettendichtung), sodass die Schutzwirkung sich noch erheblich verbessert.

Das Verhalten der Bauform B bezüglich der drei untersuchten Kriterien „Reibungsverluste“, „thermische Beanspruchung“ und „Dichtgüte“ lässt sich mit den vorgestellten Ansätzen für verschiedene Betriebsparameter berechnen.

7.1.3 Bauform R – Standard-RWDR

Bauform R weist eine sehr hohe Radialkraft auf, was im Gesamtsystem zu hoher Reibung und zu hohen Temperaturen führt. Der Zutritt

von Partikeln und Fluid wurde daher bei Bauform R nicht untersucht. Eine Förderwirkung liegt vor. Weiterhin ist Bauform R besonders druckempfindlich. Ein Unterdruck von einigen 100 mbar im Lagerinnenraum verstärkt die Radialkraft der Dichtung so sehr, dass bereits bei mittlerer Gleitgeschwindigkeit ($u = 5 \text{ m/s}$) die thermischen Beanspruchungsgrenzen von NBR je nach außen anstehendem Fluid überschritten werden können. Auch der Einsatz ohne außen anstehendem Fluid führt bei Bauform R zum Überschreiten der thermischen Einsatzgrenzen bei allen untersuchten Gleitgeschwindigkeiten. Bauform R ist somit für den Einsatzfall Wälzlager weniger gut geeignet.

7.2 ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE UND AUSBLICK

Die in der vorliegenden Dissertation dargestellten Forschungsarbeiten und Ergebnisse beziehen sich primär auf berührende Wälzlagerschutzdichtungen. Sie sind aber durchaus übertragbar auf konventionelle Radialwellendichtringe.

Die Besonderheiten von Wälzlagerschutzdichtungen liegen zum Einen in ihrer Aufgabe und demzufolge in ihrer Einbausituation. Sie sollen primär flüssige und feste Verunreinigungen von Wälzlagern fernhalten. Das Zurückhalten von Schmierstoff im Lager ist demgegenüber zweitrangig. Gegenüber Wasser sollten Wälzlagerschutzdichtungen idealerweise völlig dicht sein. Gegenüber festen Verunreinigungen sollten sie wie ein Filter wirken, der besonders schädliche Partikel mit Durchmessern größer 15 bis 20 μm fernhält.

Aus diesen Anforderungen ergibt sich eine andere Orientierung als sonst üblich: Die Bodenseite ist dem Lagerinnenraum zugewandt. Zum Anderen stellen die umgebenden Medien eine Besonderheit dar. Im Lagerinnenraum, das heißt auf der Bodenseite der Dichtung, befindet sich in der Regel Fett. Die Dichtlippe hingegen ist entweder der Umgebungsluft zugewandt, die mit Staub, Spritzwasser oder Schlamm verunreinigt sein kann, oder dem Inneren eines ölgeschmierten Getriebes, in welchem Getriebeöl mit Abriebpartikeln der Maschinenelemente vorliegt.

Die Fettschmierung bietet im Gegensatz zum Standard-Einsatzfall mit an der Dichtung anstehendem Öl praktisch keine zusätzliche Wärmeabfuhr. Sie sorgt aber zusammen mit der günstigen Kinematik der Wälzlager für geringe Verluste. Dies bedeutet, dass zusätzliche Reibungsverluste der Dichtung minimiert werden müssen, um einerseits eine Überhitzung im Dichtkontakt zu vermeiden und andererseits das günstige Reibungsverhalten des fettgeschmierten Wälzlagers möglichst wenig zu beeinträchtigen.

Ein weiteres Kennzeichen ist, dass Wälzlagerschutzdichtungen durch Integration in Wälzlager nur geringe Form- und Lageabweichungen in Form von Radial- und Axialschlag antreffen. Dies bedeutet, dass eine Absenkung der Radialkräfte, die im Sinne einer Reibungsminimie-

rung erwünscht ist, hinsichtlich der Folgefähigkeit der Dichtungen problemlos möglich sein sollte. Allerdings entstehen durch Drehzahl- und Temperaturvariation erhebliche Druckschwankungen in den kleinen abgeschlossenen Lagerinnenräumen. Daraus folgt eine Variation der Radialkräfte und der Verformung der Dichtungen und die Gefahr, dass durch einen Unterdruck Verunreinigungen angesaugt werden. In der Tat weisen die im Rahmen dieser Forschungsarbeit untersuchten Schutzdichtungen wesentlich niedrigere Radialkräfte und dementsprechend geringere Reibung als die konventionellen Wellendichtringe auf, die als Referenz dienen. Letztere erweisen sich als Schutzdichtungen fettgeschmierter Lager in Hinblick auf die thermische Beanspruchung als nur sehr eingeschränkt einsetzbar. Aus der Variation der Radialkräfte im Rahmen der Untersuchungen ergibt sich bei einer Entlastung keine Verschlechterung, sondern im Gegenteil eine Verbesserung der Schutzwirkung durch eine verstärkte Förderwirkung der Dichtungsbauform B vom Lagerinnenraum nach außen. Diese Förderwirkung bleibt auch bei den höchsten gemessenen Unterdrücken im Lagerinnenraum erhalten. Höhere Viskositäten der anstehenden Fluide verstärken die Förderwirkung, erhöhen aber auch die Reibung. Denselben Effekt haben niedrigere Systemtemperaturen. Bauform A hat nicht wegen ihrer geringen Radialkraft, sondern aufgrund ihrer Geometrie nur unter besonderen Bedingungen eine eindeutige Förderwirkung.

Bauform B erweist sich als besonders effizient beim Fernhalten flüssiger und fester Verunreinigungen; Bauform A entwickelt aber auch eine beachtliche Filterwirkung gegen Partikel.

Zum besseren Verständnis und zur Übertragung der hier an einer Baugröße, zwei Bauformen, drei Fluiden und drei Radialkraftniveaus experimentell gewonnenen Erkenntnisse auf andere Bauformen, Geometrien, Radialkräfte, Fluide und Systemtemperaturen werden in dieser Arbeit verschiedene Berechnungsmodelle entwickelt, validiert und kombiniert. Erstens wird das mechanisch-thermische phänomenologische Modell von *Engelke* [Eng11] zur gekoppelten Reibungs- und Kontakttemperaturberechnung erweitert und erfolgreich eingesetzt. Zweitens wird ein mechanisch-thermisches Finite Element Modell entwickelt, welches die gekoppelte Berechnung der Temperaturverteilung im Dichtsystem, der thermischen und mechanischen Verformungen sowie der Druckverteilung im Kontakt ermöglicht. Drittens wird ein Analogie-Modell basierend auf der Hypothese von *Kammüller* [Kam86] unter Einbeziehung der EHL-Theorie erfolgreich eingesetzt, um wesentliche Einflüsse auf die Förderwirkung qualitativ zutreffend abzubilden. Dadurch wird eine gezielte Neuauslegung bzw. Modifikation von berührenden Elastomerdichtungen ganz allgemein erleichtert.

Modelle, die die physikalischen Mechanismen im Detail realitätsnah berücksichtigen und beschreiben, ermöglichen weitere Fortschritte hin-

sichtlich quantitativ zutreffender Vorhersagen des Dichtungsverhaltens. Solche Modelle wurden zum Beispiel von *Salant* [Salo1] und *Wennehorst* [WP13] vorgestellt. Für die Konzeptphase einer Dichtungsentwicklung sind diese aber in der Regel noch zu aufwändig. Vereinfachte Modellvorstellungen wie sie in der vorliegenden Arbeit vorgestellt werden, haben dort ihre Berechtigung.

LITERATURVERZEICHNIS

- [AK87] ALBERT, M.; KÖTTRITSCH, H.: *Wälzlager*. Springer-Verlag, Wien, 1987
- [AMK05] ARDENNE, M. v.; MUSIOL, G.; KLEM RADT, U.: *Effekte der Physik und ihre Anwendung*. 3. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 2005
- [Aßm06] ASSMANN, C.: *Partikelfresser: Unkonventionelle Möglichkeiten zur Minderung von schädlichen Partikeln in Getriebebeschmierstoffen*. Forschungsvorhaben T970, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 803, 2006
- [Bal05] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2005
- [Bec76] BECKER, B.: *Abdichtung rotierender Wellen durch Radial-Wellendichtringe*. VDI-Zeitschrift, Band 118 (1976), Teil I: Heft 5, S.225-228; Teil II: Heft 6, S. 275-279
- [Bin91] BINNINGTON, P. G.: *The measurement of rotary shaft seal film thickness*. Dissertation, Durham University, 1991
- [BL86] BRÄNDLEIN, J.; LORÖSCH, H.-K.: *Schmutzgeschützte Wälzlager in Kraftfahrzeuggetrieben*. VDI-Bericht Nr. 579 (1986), S. 253-268
- [BLP11] BAART, P.; LUGT, P. M.; PRAKASH, B.: *Contaminant migration in the vicinity of a grease lubricated bearing seal contact*. Journal of Tribology, Band 133 (2011), Heft 4, S. 041801/1-8
- [BO13] BRÜGGMANN, M.; OTTINK, K.: *Durchführung und Auswertung von Temperaturmessungen im Dichtkontakt von Wälzlagerschutzdichtungen*. Studienarbeit, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT), Leibniz Universität Hannover, 2013
- [Bös10] BÖSWIRTH, L.: *Technische Strömungslehre*. 8. Auflage, Vieweg und Teubner/ GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010
- [Bre09] BRENNER, D.: *Einfluss von Wasser in Hochleistungsschmierstoffen auf die Wälzlagerlebensdauer*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2009
- [Bri89] BRITZ, S.: *Erfassung der Dichtwirkung von Radialwellendichtungen (Teil II)*. Der Konstrukteur, Band 20 (1989), Heft 11, S. 50, 52, 54

- [Bruo8] BRUUS, H.: *Theoretical Microfluidics*. Oxford University Press Inc., New York, 2008
- [BT59] BOON, E. F.; TAL, S. E.: *Hydrodynamische Dichtung für rotierende Wellen*. Chemie-Ing.-Techn., Volume 31 (1959), Issue 3, S. 202-213
- [Buh06] BUHL, S.: *Radialwellendichtung sicher ausgelegt, Einfluss der Fluidviskosität auf das Dichtsystem der Radialwellendichtung*. Antriebstechnik, Band 45 (2006), Heft 4, S. 76-81
- [CDT86] CHITTENDEN, R. J.; DOWSON, D.; TAYLOR, C. M.: *The lubrication of elliptical conjunctions in the isoviscous-elastic regime with entrainment directed along either principal axis*. Proceedings of the 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology (1986), S. 247-260
- [CH10] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 3. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag/ GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010
- [Com14] COMSOL: *Material Group Search*. <http://www.matweb.com/search/MaterialGroupSearch.aspx>, abgerufen am: 23.05.2014
- [Debo5] DEBLER, C.: *Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes für die Auslegung von Dichtungen*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2005
- [Deto8] DETERS, L.: *Reibung, Verschleiß und Schmierung*. SAUER, B. ET AL: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*, Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 2008
- [DIN83] DIN 3761-02:1983-11, *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge-Anwendungshinweise*.
- [DIN96] DIN 3760:1996-09, *Radial-Wellendichtringe*.
- [DIN10] DIN 281:2010-10, *Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007)*.
- [DIN11] DIN 51563:2011-04, *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m*.
- [Dre83] DRESCHMANN, P.: *Entwicklung integrierter Dichtungen am Beispiel von Radlagern für Personenkraftwagen*. Wälzlager-technik, Heft 1 (1983), S. 20-24
- [Dre86] DRESCHMANN, P.: *Wie Lager länger leben: Leistungssteigerung durch fettgeschmierte und abgedichtete Wälzlager*. Konstruktion und Elektronik, Heft Dez. (1986), S. 34-36

- [DWH12] DAUBNER, A.; WINTER, M.; HAAS, W.: *Erweiterte Methode zur Simulation der Temperatur im Reibkontakt mittels CHT*. Tribologie und Schmierungstechnik, 57. Jahrgang (2012), Heft 2, S. 25-30
- [Eng09] ENGELKE, T.: *Dichtungsverträglichkeit Synthetiköle*. Forschungsvorhaben Nr. 415 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 786, Hannover, 2009
- [Eng11] ENGELKE, T.: *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2011
- [Eri13] ERIKS DICHTUNGSELEMENTE: *Technisches Handbuch O-Ringe*. <http://www.eriks.de/medien/738/datei/65/Technisches-Handbuch-0-Ringe-neu.pdf>, abgerufen am: 30.12.2013
- [ESD11] ENGELKE, T.; SCHÜLLER, M.; DEWITZ, I.: *Näherungsverfahren für die Berechnung von Reibmoment und Kontakttemperatur von Elastomer-Wellendichtungen*. Gesellschaft für Tribologie: Tagungsband der 52. GfT-Tagung "Reibung, Schmierung und Verschleiß" (2011), Band 2, S. 58/1-12
- [FAG00] FAG: *Wälzlagerschäden: Schadenserkenung und Begutachtung gelaufener Wälzlager*, Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA, 2000
- [FAG12] FAG SCHAEFFLER TECHNOLOGIES: *Rillenkugellager Generation C einreihig*. 2012
- [Fre14] FREUDENBERG SIMRIT GMBH & Co. KG: *Der Simmerring - Grundlagen zur Schadensprävention*. <http://www.simrit.de/files/00002B40.pdf>, abgerufen am: 28.02.2014
- [GAV01] GOLD, P. W.; ASSMANN, C.; VAN DE SAND, N.: *Feuchtigkeitseinfluss bei fettgeschmierten Wälzlagern*. Konferenz-Einzelbericht: ATK Antriebstechnisches Kolloquium, 2001, S. 127-152
- [Gen12] GENT, A. N.: *Engineering with rubber components*. 3. Auflage, Hanser, München, 2012
- [GF98] GOLD, P. W.; FASSBENDER, U.: *Wasserkontamination in der Wälzlagerschmierung*. Erdöl, Erdgas, Kohle, Vol. 114 (1998), Heft 10, S. 489-494
- [GfT02a] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE: *GfT-Arbeitsblatt 5: Zahnradschmierung*. 2002

- [GfTo2b] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE: *GfT-Arbeitsblatt 7: Tribologie - Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung*. 2002
- [GIM96] GABELLI, A.; IOANNIDES, E.; MIGLIETTA, E.: *Increased life performance of rolling element bearings in gearboxes and transmissions*. VDI Bericht Nr. 1230 (1996), S. 631-645
- [GPP92] GABELLI, A.; PONSON, F.; POLL, G.: *Computation and measurement of the sealing contact stress and its role in rotary lip seal design*. Proceedings of the 13th International Conference on Fluid Sealing (1992), S. 21-39
- [Gro06] GRONITZKI, M.: *Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2006
- [Gün01] GÜNTHER, D.: *Partikelüberrollung*. Forschungsvorhaben Nr.336, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 651, Bremen, 2001
- [GVP93] GABELLI, A.; VRIES, G. d.; POLL, G.: *Rolling Element Bearing System comprising a Filtering Seal*. Europäisches Patent Nr. 0 600 559, 30.11.1993
- [GW66] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. B. P.: *Contact of nominally flat surfaces*. Proceedings of the Royal Society of London, Band 295 (1966), S. 300-319
- [Hal86] HALLIGER, L.: *Wälzlager mit integrierten Dichtungen*. Technische Mitteilungen, Band 79 (1986), Heft 10/11, S. 512-518
- [Holo9] HOLLEN, J. v.: *Stochastische Strukturen*. Forschungsvorhaben 15168, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM), Hannover, 2009
- [Hor91] HORVE, L.: *The correlation of rotary shaft radial lip seal service reliability and pumping ability to wear track roughness and microasperity formation*. SAE-papers, Nr. 910530 (1991), S. 1-8
- [IJ90] IOANNIDES, E.; JACOBSON, B.: *Verunreinigungen im Schmierstoff verkürzen die Lagerlebensdauer*. Tribologie und Schmierungstechnik, Band 37 (1990), Heft 3, S. 144-149
- [Joh78] JOHNSTON, D. E.: *Using the frictional torque of rotary shaft seals to estimate the film parameters and the elastomer surface characteristics*. Proceedings of the 8th BHRA International Conference on Fluid Sealing, Durham, 1978

- [KAH80] KAWAHARA, Y.; ABE, M.; HIRABAYASHI, H.: *An analysis of sealing characteristics of oil seals*. ASLE Trans., Vol. 23 (1980), Issue 1, S. 93-102
- [Kam86] KAMMÜLLER, M.: *Zur Abdichtung von Radial-Wellendichtringen*. Institutsbericht Nr. 20, Dissertation, Universität Stuttgart, 1986
- [KES87] KARAMI, G.; EVANS, H. P.; SNIDLE, R. W.: *Elastohydrodynamic lubrication of circumferentially finished rollers having sinusoidal roughness*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 201 (1987), No. 1, S. 29-36
- [Kuh01] KUHLMANN, J.: *Schmutzgeschützte Rillenkugellager - Literaturrecherche*. Forschungsvorhaben T 850, Forschungsvereinigung Antriebsrechnik e.V. (FVA), Heft 627, Hannover, 2001
- [Kuz69] KUZMA, D. C.: *Theory of the mechanism of sealing with application to face seals*, Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, Heft 4 (1969), Nr. 91, S. 704-712
- [LPM11] LEEUWEN, H. v.; PETTERSON, R.; MEESTERS, K.: *Cinderella in fluid film lubrication: stretch effects in radial lip seals*. Proceedings of the 38th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2011
- [LW95] LÖSCHE, T.; WEIGAND, M.: *Zusammenhang zwischen der Lebensdauer von Wälzlagern und der Verschmutzung des Schmierstoffs*. VDI Bericht Nr. 1207 (1995), S. 273-288
- [LW97] LEEUWEN, H. v.; WOLFERT, M.: *The sealing and lubrication principles of plain radial lip seals; an experimental study of local tangential deformations and film thickness*. Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1996, S. 219-232
- [LW98] LÖSCHE, T.; WEIGAND, M.: *Die Beurteilung des Einflusses von Verschmutzungen auf die Lebensdauer von Wälzlagern bei Fettschmierung*. Konferenz-Einzelbericht, GfT-Tagung "Reibung, Schmierung und Verschleiß", 1998, S. 1-10
- [MEFW06] MEYER, S.; ESTORFF, O. v.; FELDMANN, D. G.; WOLLESEN, V. M.: *Untersuchung des Einflusses von Stillstandszeit, Temperatur und Radialkraft auf das Losbrechmoment von Radialwellendichtringen*. 6. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium Dynamische Dichtungen (2006), S. 19.1-19.4

- [MEG12] MORALES-ESPEJEL, G. E.; GABELLI, A.: *Damage mechanisms of indentations in raceways of rolling bearings*. Evolution - the business and technology magazine from SKF (www.SKF.com) (2012)
- [MN98] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: *Fluid sealing technology*. Marcel Dekker, New York, 1998
- [MO13] MILOVANOV, M.; OTTINK, K.: *Entwicklung eines FE-Modells zur Analyse der an Wälzlagerschutzdichtungen entstehenden Temperaturfelder unter Druckbeaufschlagung*. Diplomarbeit, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT), Leibniz Universität Hannover, 2013
- [MR12] MATTHIES, H. J.; RENIUS, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik*. 7. Auflage, Springer Vieweg, 2012
- [Mül87] MÜLLER, H. K.: *Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals*. Proceedings of the 11th BHRA International Conference on Fluid Sealing (1987), S. 698-709
- [Mül90] MÜLLER, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenelemente: Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung*. Medienverlag Müller, Waiblingen, 1990
- [NV00] NÉLIAS, D.; VILLE F.: *Detrimental effects of debris dents on rolling contact fatigue*. Journal of Tribology, Band 122 (2000), Heft 1, S. 55-64
- [NYK82] NAKABAYASHI, K.; YAMADA, Y.; KISCHIMOTO, T.: *Viscous frictional torque in the flow between two concentric rotation cylinders*. Journal of fluid mechanics, Vol. 119 (1982), S. 409-422
- [OP11] OTTINK, K.; POLL, G.: *Analysis of the lubricant film thickness on rod seals by application of the fluorescence method*. Proceedings of the 21st International Conference on Fluid Sealing (2011), S. 179-192
- [OP13a] OTTINK, K.; POLL, G.: *Investigations into protective seals for ball bearings*. Proceedings of the 22nd BHR International Conference on Fluid Sealing (2013), S. 131-145
- [OP13b] OTTINK, K.; POLL, G.: *Schutzdichtungen für Wälzlager II*. Forschungsvorhaben Nr. 432 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 1053, Hannover, 2013
- [Ott83] OTT, G. W.: *Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radial-Wellendichtringen*, Institutsbericht Nr. 11, Dissertation, Universität Stuttgart, 1983

- [OWP13] OTTINK, K.; WENNEHORST, B.; POLL, G.: *Untersuchungen zum Systemverhalten abgedichteter Wälzlager*. Tagungsband VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen", Band 2202 (2013), S. 297-311
- [PGBQ92] POLL, G.; GABELLI, A.; BINNINGTON, P. G. ; QU, J.: *Dynamic mapping of rotary lip seal lubricant films by fluorescent image processing*. Proceedings of the 13th International Conference on Fluid Sealing (1992), S. 55-77
- [Poloo] POLL, G.: *A contribution to the discussion on radial lip seal working principles*. 3. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium Dynamische Dichtungen (2000)
- [Polo8] POLL, G.: *Dichtungen*. SAUER, B. ET AL: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 2008
- [Qia84] QIAN, D.-S.: *The sealing mechanism and design factors of radial lip seals for crankshafts*. Neiranji Gongsheng (Chin. Internal Combustion Engine Engng.) Vol. 5 (1984), S. 10-13
- [Röp95] RÖPCKE, H. S.: *Die Tylor-Couette-Strömung in breiten Spalten*. Diss., Christian-Albrechts-Universität Kiel, 1995
- [Sal99] SALANT, R. F.: *Theory of lubrication of elastomeric rotary shaft seals*. Proceedings IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 213 (1999), S. 189-201
- [Salo1] SALANT, R. F.: *Numerical models of rotary lip seal seals*. Tribology Series: Proceedings of the 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Band 39 (2001), S. 685-696
- [Scoo8] SCOTT, STEVE: *Thermal contact resistance for viton O-rings*. https://www.psfc.mit.edu/~sscott/MSEmemos/mse_memo_93c.pdf, Version: 2008
- [SF68] SCHATZBERG, P.; FELSEN, I. M.: *Effects of water and oxygen during rolling contact lubrication*. Wear, Vol. 12 (1968), Issue 5, S. 331-342
- [SF69] SCHATZBERG, P.; FELSEN, I. M.: *Influence of water on fatigue-failure location and surface alteration during rolling-contact lubrication*. Journal of Lubrication Technology, Nr. 91(2) (1969), S. 301-307
- [SGLA02] SANDT, N., V. D.; GOLD, P. W.; LOOS, J.; ASSMANN, C.: *Feuchtigkeitseinfluss bei fett- und ölgeschmierten Wälzlagern*. Konferenz-Einzelbericht, VDI-Bericht Nr. 1706, (2002), S. 227-248

- [Sin09] SINGH, H. K.: *Lifetime prediction and durability of elastomeric seals for fuel cell applications*. Dissertation, State University Blacksburg, 2009
- [SKS87] SPONAGEL, S.; KILTHAU, G.; SPIES, K. H.: *Sealing mechanisms of lip seals*. Proceedings of the 11th BHRA International Conference on Fluid Sealing (1987), S. 748-772
- [Spe01] SPELLENBERG, B.: *Optische Messtechnik mit räumlich kohärentem Licht*. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2001
- [SS12] SCHRÖDER, M.; SCHÜLLER, M.: *Erweiterung eines Universalprüfstandes zur Untersuchung von Wälzlagerschutzdichtungen unter druckbeaufschlagten Medien*. Bachelorarbeit, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT), Leibniz Universität Hannover, 2012
- [SSK98] STOJEK, M.; STOMMEL, M.; KORTE, W.: *Finite-Elemente-Methode für die mechanische Auslegung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen*. Springer-VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998
- [Sta88] STAKENBORG, M. J. L.: *On the sealing and lubrication mechanism of radial lip seals*. Dissertation, Technische Universität Eindhoven, 1988
- [STNY00] SATO, Y.; TODA, A.; NAKAMURA, K.; YAMAMOTO, Y.: *A study on the fluid-flow and the film-thickness of radial shaft seals using fluorescent micro-capsule visualization and laser-induced fluorescent method*. Proceedings of the International Tribology Conference, Band 42 (2000), S. 71-85
- [Stro1] STRIBECK, R.: *Kugellager für beliebige Belastungen*. VDI-Zeitschrift Nr. 3 (1901), Band 45, S. 73-79
- [Tcho8] TCHETCHOUA, B.: *Untersuchung des Wassereinflusses auf die Schädigung gefetteter Wälzlager*. Dissertation, RWTH Aachen, 2008
- [Tie03] TIETZE, W.: *Handbuch Dichtungspraxis*. Vulkan-Verlag, Essen, 2003
- [Tie11] TIETZE, W.: *Taschenbuch Dichtungstechnik*. Vulkan-Verlag, Essen, 2011
- [TT88] TSUMORI, Y.; TAKUBO, T.: *Rolling bearing*. US Patent Nr. 4.846.592, 19.04.1988
- [Upp68] UPPER, G.: *Dichtlippentemperatur von RWDR*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1968

- [U.S10] U.S. DEPARTEMENT OF ENERGY: *Low cost durable seals for PEMFCs*. <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/1000335>, Version: 2010
- [Wer92] WERRIES, H.: *Partikelschäden - Einfluss von Fremdpartikeln in Wälzlagern und Maßnahmen zu ihrer Vermeidung*. Forschungsvorhaben 179, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 353, Hannover, 1992
- [Wol93] WOLLESEN, V.: *Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellendichtringen als Randbedingung für die Modellierung des Dichtvorgangs*. Dissertation, Technische Universität Hamburg, 1993
- [WPo6] WENNEHORST, B.; POLL, G.: *Einfluss von Schmierstoffkontaminationen auf Lebensdauer und Betriebseigenschaften von Wälzlagern*. GfT-Tagung "Reibung, Schmierung und Verschleiß", 2006, Band 1, S. 19.1-19.13
- [WPo8] WENNEHORST, B.; POLL, G.: *Schutzdichtungen für Wälzlager*. Forschungsvorhaben Nr. 432 I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 876, Hannover, 2008
- [WPo9] WENNEHORST, B.; POLL, G.: *Untersuchung zur Tribologie von RWDR - Ergebnisse von Schmierfilmhöhen- und Reibungsmessungen*. 7. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium Dynamische Dichtungen, Hamburg, 2009
- [WP13] WENNEHORST, B.; POLL, G.: *Revisiting soft micro-elastohydrodynamic lubrication: a FEM-based multi-scale approach for modeling radial lip seal friction*. Proceedings of the 22nd BHR International Conference on Fluid Sealing (2013), S. 147-159
- [Zin84] ZINECKER, R.: *Einfluss fester Verunreinigungen im Schmieröl, im Schmierfett auf die Veränderung der Laufbahnoberfläche und die Körperschallemission*. Forschungsvorhaben 63 I und II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 163, 1984

ANHANG A

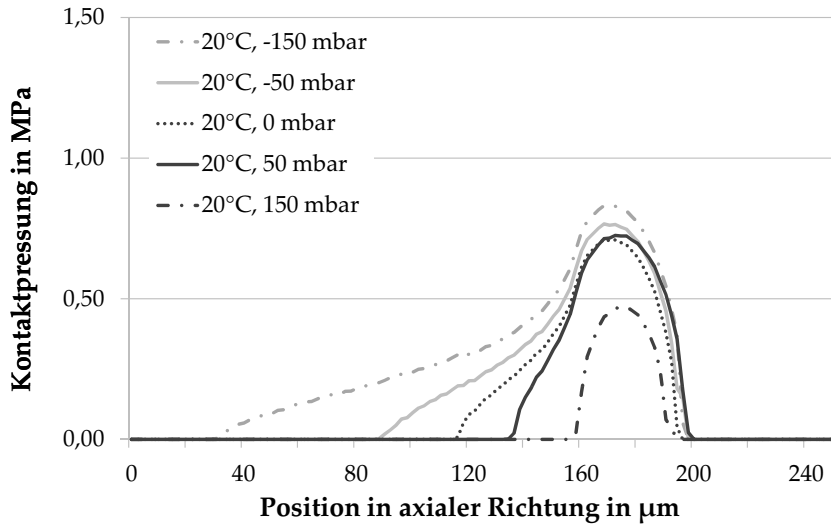


Abbildung 169: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder bei Raumtemperatur, in Abhängigkeit vom Lagerinnendruck

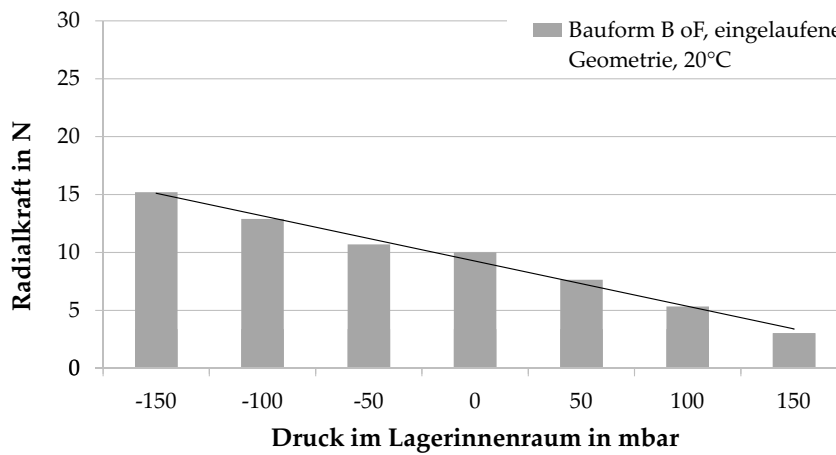


Abbildung 170: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnendruck

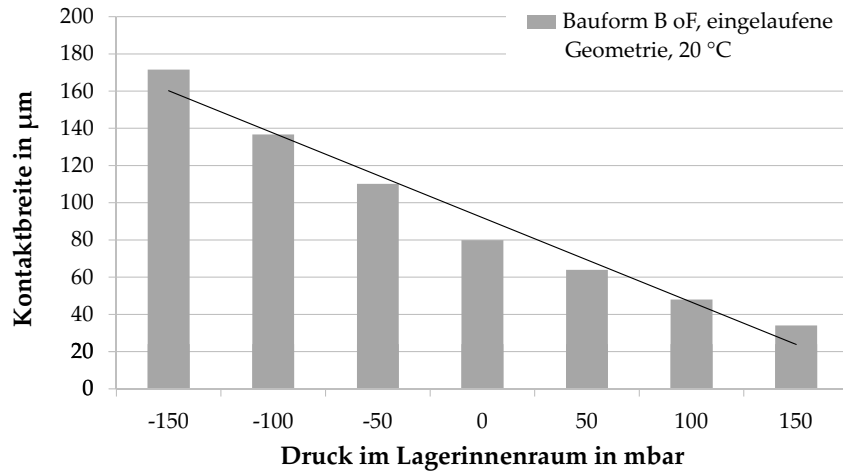


Abbildung 171: Berechnete Kontaktbreite einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

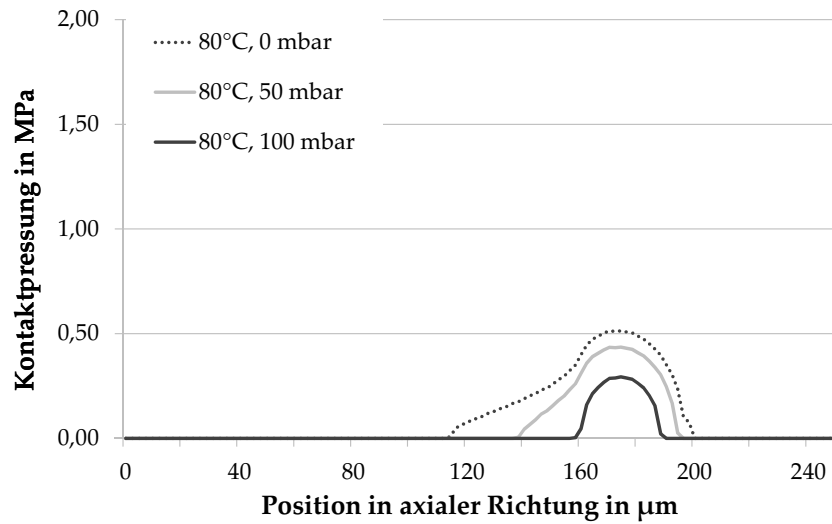


Abbildung 172: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder bei 80°C, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

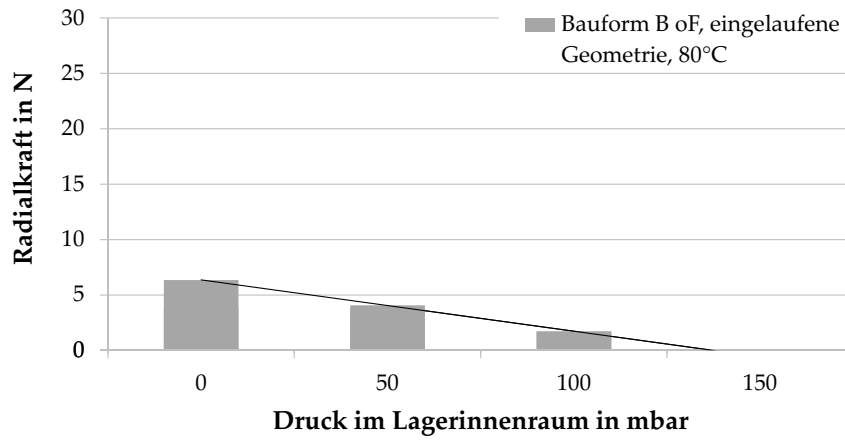


Abbildung 173: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

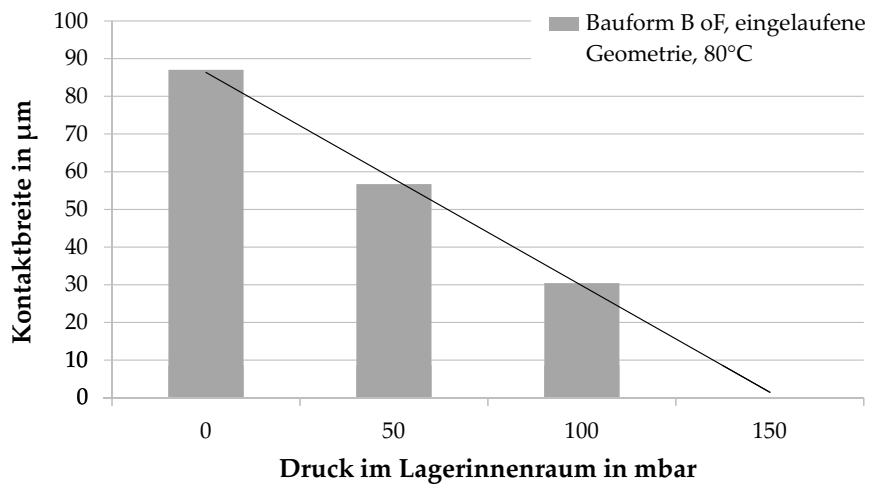


Abbildung 174: Berechnete Kontaktbreite einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

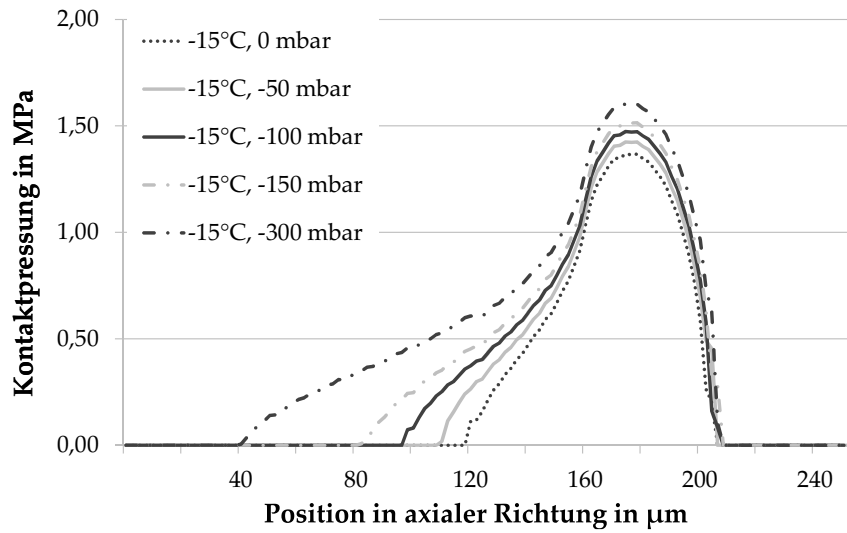


Abbildung 175: Pressungsprofil einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder bei -15°C , in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

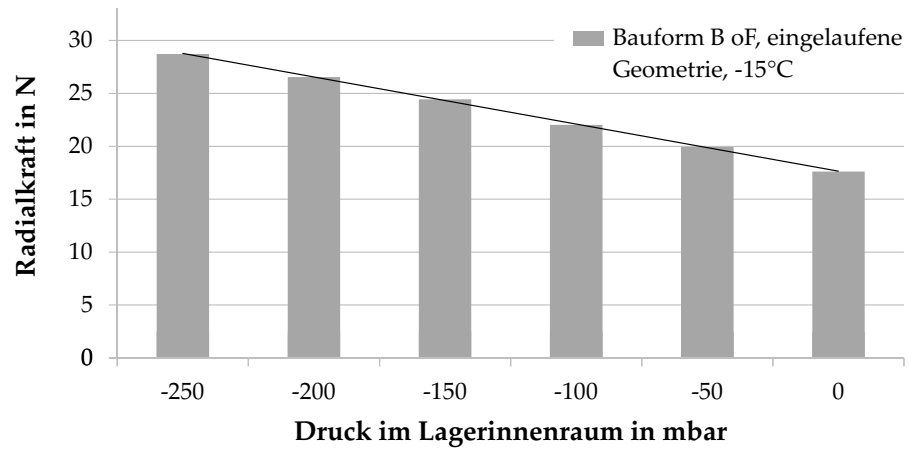


Abbildung 176: Berechnete Radialkraft einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

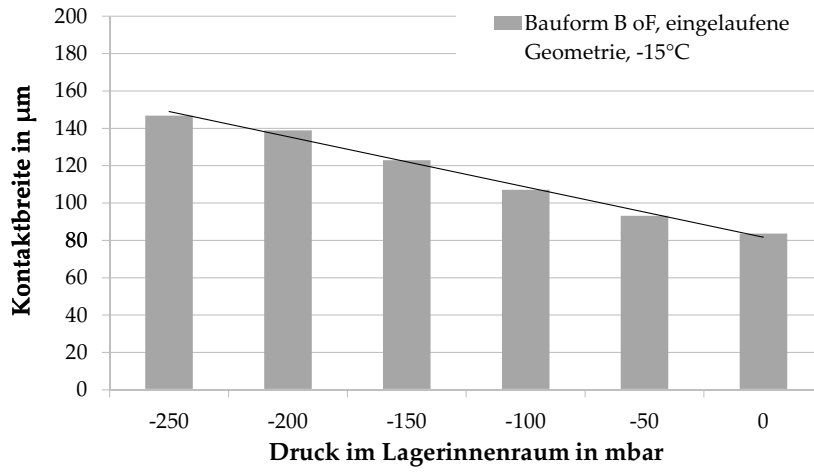


Abbildung 177: Berechnete Kontaktbreite einer eingelaufenen Dichtung der Bauform B ohne Feder, in Abhängigkeit vom Lagerinnen-
druck

LEBENS LAUF

Kathrin Ottink

* 11.02.1984, Leer
(Ostfriesland)

AKADEMISCHE UND BERUFLICHE AUSBILDUNG

09/2004 – 07/2008

Studium Maschinenbau im Praxisverbund
Fachrichtung Produktionstechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieurin (FH),
mit Auszeichnung
Fachhochschule OOW, Emden

08/2003 – 01/2007

Ausbildung zur Industriemechanikerin
Fachrichtung Betriebstechnik
UPM Nordland Papier GmbH, Dörpen

BERUFSERFAHRUNG

09/2013 – 10/2014

Gruppenleiterin 'Dichtungstechnik' und Lehrkraft für
besondere Aufgaben (LfbA)
Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie
(IMKT), Leibniz Universität Hannover

02/2009 – 08/2013

Wissenschaftliche Mitarbeiterin im Bereich
Dichtungstechnik und LfbA
IMKT, Leibniz Universität Hannover

08/2008 – 02/2009

Konstruktionsingenieurin in der Vorentwicklung
WABCO Fahrzeugbremsen GmbH, Hannover

02/2008 – 07/2008

Diplomarbeit im Bereich Prüfstandsentwicklung
Institut für Fertigungstechnik und
Werkzeugmaschinen, Leibniz Universität Hannover

08/2003 – 01/2008

Projekte in den Bereichen Konstruktion & Fertigung
UPM Nordand Papier GmbH, Dörpen

SCHULBILDUNG

08/1996 – 06/2003

Mariengymnasium Papenburg