

Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Tobias Engelke

geboren am 08.02.1977 in Hildesheim

2011

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. R. Lachmayer
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens
Tag der Promotion: 12. Mai 2011

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover. Ich danke allen, die mich während dieser Zeit unterstützt und begleitet haben.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll gilt mein besonderer Dank für die Betreuung meiner Arbeit, sein Vertrauen, die wissenschaftlichen Freiheiten und die konstruktiven Diskussionen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Lachmayer danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B. - A. Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen danke ich für die finanzielle und fachliche Förderung. Insbesondere möchte ich hier die Mitglieder der Arbeitsgruppe "Dichtungsverträglichkeit" unter der Leitung von Dr. Jürgen Braun hervorheben, die mich durch fördernde und produktive Gespräche unterstützt haben.

Ohne die tatkräftige Hilfe der Werkstattmitarbeiter des IMKT wäre meine Arbeit nicht realisierbar gewesen. Vielen Dank dafür.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Kollegen und studentischen Hilfskräften am Institut für die Hilfe beim Erstellen der Arbeit bedanken - mein besonderer Dank gilt Dr. Mirco Gronitzki für die stets guten Ratschläge und Ideen sowie Dr. Carsten Meyer für die Hilfe und Unterstützung bei verschiedenen Projekten.

Prof. Dr. U. Giese vom Deutschen Institut für Kautschuktechnologie e. V. danke ich für die gute Kooperation bei meinen Projekten und den steten Beistand bei chemischen Fragestellungen.

Ganz besonders bedanke ich mich bei meiner Frau Isabell, die die Höhen und Tiefen der Promotionszeit ertragen und mir dennoch jederzeit zur Seite gestanden hat, sowie meinen Eltern, die mir meine Ausbildung ermöglicht und mich immer gefördert haben.

Tobias Engelke

Zusammenfassung

Tobias Engelke:

Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen

Dichtungen sind deutlich unterschätzte Maschinenelemente in der Antriebstechnik. Überall dort, wo zwei Medien räumlich voneinander getrennt werden sollen, werden Dichtungen eingesetzt. Erst beim Versagen wird die Dichtung bemerkt - Ölleckage am Auto, Windzug am Fenster oder verdorbene Lebensmittel. Steigende Anforderungen an Maschinen bezüglich Umweltverträglichkeit, Wirkungsgradoptimierung und Leistungsfähigkeit machen den Einsatz neuartiger Dichtungswerkstoffe und Schmieröle unerlässlich. Im Kontakt zwischen Dichtung und Dichtfläche wirkt z. B. bei Radialwellendichtringen Reibung, wodurch Bewegungsenergie in Wärme gewandelt wird. Je nach Anwendungsfall können dabei Verlustleistungen von wenigen Watt bis zu einigen Kilowatt entstehen, die nachhaltig den Wirkungsgrad einer Maschine reduzieren. Aufgrund von vielen Unbekannten ist eine Vorhersage der zu erwartenden Reibung und der damit verbundenen Verlustleistung nur schwierig möglich.

In der vorliegenden Arbeit wird das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen experimentell mit einer Vielzahl von Versuchen betrachtet. Deutlich zeigt sich hierbei der Einfluss des verwendeten Schmieröls auf die Messergebnisse. Insbesondere die Viskosität des Öles bewirkt eine ausgeprägte Veränderung des Dichtungsreibmomentes und der Temperatur direkt im Dichtkontakt. Die Veränderung der Radialkraft und des Elastomerwerkstoffs zeigt ebenfalls Effekte, die jedoch schwächer ausgeprägt sind. Basierend auf den Messdaten und den daraus gewonnenen Erkenntnissen wird ein Berechnungsmodell erstellt, welches das Gesamtreibmoment als Summe eines Grenzreibmomentes und eines viskosen Anteils beschreibt. Mit diesem Modell können bei Kenntnis einiger einfacher Dichtring- und Schmierstoffparameter, z. B. geometrische Abmessungen, Radialkraft, etc., das Reibmoment und die Temperatur im Dichtkontakt bestimmt werden.

Somit ist für Anwender eine einfache Abschätzung des Betriebsverhaltens ohne aufwendige Versuchsplanung und -durchführung möglich.

Abstract

Tobias Engelke:

Effect of the elastomer-lubricant-combination to the performance of radial shaft seals

Seals are seriously underestimated machine elements especially in drive technology as well as in everyday life. They are used to spatially separate two or more materials from each other. Usually the seal operates unnoticed until it reveals itself with a fail, e. g. leakage under the car, airflow at the window or spoiled food.

Increasing standards for machines regarding environmental compatibility, efficiency and performance require the use of new and innovative sealing compounds and lubricants. The friction in the contact area of seal and counterface converts kinetic energy into heat. Depending on the application power losses of some watts up to many kilowatts can emerge in the sealing contact. This has a seriously negative effect on the efficiency. Caused by many unknown influences, a prediction of the expected friction and the power losses is difficult or a rather rough estimate.

In his thesis, the performance of radial shaft seals is examined by a variety of test runs. The effect of the oil used for the measurement is evident. Especially the viscosity of the oil results in a distinct change of the radial shaft seal friction torque and the temperature in the sealing contact. Variations of the radial force and of the elastomer material show effects too, however to a less noticeable extent. Based upon the measured values of friction torque and normal force a calculation model is derived. Within this model the total friction torque of the seal is described as sum of a base and a viscous friction torque. On the basis of some ordinary seal and fluid parameters, e. g. geometry, radial force, etc., the friction torque of the seal and the temperature in the contact area can be predicted.

This enables designers and users to estimate the performance of radial shaft seals without any cost-intensive tests.

Schlagworte:

Dynamische Dichtungen, Radialwellendichtring, Elastomer, Synthetiköl, Betriebsverhalten, Reibung, Temperatur

Dynamic Seals, Radial Shaft Seal, Elastomer, Synthetic Oil, Functional Behaviour, Friction, Temperature

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|------------|
| Inhaltsverzeichnis | I |
| Nomenklatur | III |
| Abkürzungen..... | V |
| 1 Einleitung..... | 1 |
| 2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit | 2 |
| 2.1 Problemstellung..... | 2 |
| 2.2 Zielsetzung und Vorgehensweise..... | 3 |
| 3 Stand der Technik..... | 4 |
| 3.1 Grundlagen der Dichtungstechnik..... | 4 |
| 3.1.1 Dynamische Dichtungen..... | 5 |
| 3.1.2 Abdichtmechanismen | 7 |
| 3.1.3 Schädigung des Dichtsystems und Leckage | 9 |
| 3.1.4 Auslegung von RWDR | 14 |
| 3.2 Tribologie berührender Dichtsysteme..... | 14 |
| 3.2.1 Reibung..... | 15 |
| 3.2.2 Reibung an Dichtringen mit niedriger Umfangsgeschwindigkeit | 16 |
| 3.2.3 Verschleiß | 17 |
| 3.3 RWDR-Werkstoffe: Grundlagen der Elastomere | 18 |
| 3.3.1 Basispolymere für Wellendichtungen..... | 19 |
| 3.3.2 Additive für dichtungstechnische Elastomerwerkstoffe..... | 20 |
| 3.3.3 Einsatzgrenzen und Wechselwirkungen | 20 |
| 3.4 Grundlagen der Schmierstoffe | 22 |
| 3.4.1 Flüssige Schmierstoffe..... | 22 |
| 3.4.2 Additive | 24 |
| 3.4.3 Rheologie flüssiger Schmierstoffe..... | 26 |
| 3.4.4 Reibungsverluste durch mitgeschleppte Fluide | 27 |
| 3.5 Temperaturmessungen an RWDR..... | 29 |
| 3.6 Prüfmethode zur Verträglichkeitsuntersuchung von Elastomer-dichtungen und Schmierstoffen | 30 |
| 4 Durchführung experimenteller Untersuchungen | 33 |
| 4.1 Versuchsobjekte | 33 |
| 4.2 Versuchseinrichtungen..... | 36 |

| | |
|--|-----------|
| 4.2.1 Radialkraftmessgerät | 36 |
| 4.2.2 12fach Prüfstand für RWDR | 38 |
| 4.2.3 Universalfunktionsprüfstand (UFP) | 39 |
| 4.3 Untersuchungsmethoden von Dichtringen und Gegenflächen | 43 |
| 5 Experimentelle Ergebnisse | 46 |
| 5.1 Radialkraft in Abhängigkeit der Temperatur und der Laufzeit | 46 |
| 5.2 Oberflächenmessungen und Kontaktbreiten | 47 |
| 5.3 Planschverluste an der Prüfwelle | 50 |
| 5.4 Temperatur- und Reibverhalten der Dichtringe | 53 |
| 5.4.1 Einfluss des Einlaufvorganges | 58 |
| 5.4.2 Einfluss der Sumpftemperatur | 60 |
| 5.4.3 Einfluss der Schutzlippe | 62 |
| 5.5 Bewertung der Ergebnisse | 63 |
| 6 Reibmodell | 65 |
| 6.1 Berechnungsmodell zur Vorhersage der Reibverluste | 65 |
| 6.2 Empirische Ermittlung des Grenzureibwertes μ_0 | 67 |
| 6.3 Iterationsrechnung zur Bestimmung von Reibleistung und Dichtkontakttemperatur .. | 71 |
| 6.4 Vergleich Berechnungen mit Messergebnissen | 75 |
| 6.5 Näherungsrechnung mit Durchschnittswerten | 79 |
| 7 Zusammenfassung | 82 |
| 8 Literatur | 84 |

Nomenklatur

| Formelzeichen | Einheit | Bezeichnung |
|--------------------|------------------------|--|
| A | m^2 | Fläche |
| A_R | mm^2 | Reibfläche |
| F | N | Kraft |
| F_{Scher} | N | Scherkraft |
| M_{gem} | Nm | Reibmoment, gemessen |
| M_{ges} | Nm | Gesamtreibmoment |
| M_0 | Nm | geschwindigkeitsunabhängiger Reibmomentanteil |
| M_{PL} | Nm | Planschmoment |
| T_g | $^{\circ}\text{C}$ | Glasübergangstemperatur |
| V_0 | m^3 | Volumen Ölsumpf |
| V_g | m^3 | von der Prüfwelle verdrängtes Ölvolumen |
| b | mm | wirksame Breite der Dichtung |
| c_{PL} | - | Planschmomentfaktor |
| e | mm | Eintauchtiefe der Prüfwelle |
| f | 1/s | Drehfrequenz der Prüfwelle |
| g | mm/s^2 | Erdbeschleunigung |
| n | 1/min | Drehzahl der Prüfwelle |
| p | MPa | Fluiddruck |
| p_U | MPa | Umgebungsdruck |
| r_a | mm | Außendurchmesser Prüfwelle |
| v_{Gleit} | m/s | Gleitgeschwindigkeit zwischen Welle und RWDR |
| v_{Welle} | m/s | Umfangsgeschwindigkeit Welle |
| v_{RWDR} | m/s | Umfangsgeschwindigkeit RWDR |
| α | - | Viskositäts-Druck-Koeffizient |
| η | Ns/m^2 | dynamische Viskosität |
| η_p | Ns/m^2 | druckabhängige dynamische Viskosität |
| η_0 | Ns/m^2 | dynamische Viskosität bei $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ |

| | | |
|----------|------------------------|-------------------------|
| μ | | Reibwert |
| μ_0 | | Grenzreibwert |
| ν | mm^2/s | kinematische Viskosität |
| ρ | Kg/m^3 | Dichte |
| τ | N/mm^2 | Scherspannung |
| θ | $^{\circ}\text{C}$ | Betriebstemperatur |
| ω | $1/\text{s}$ | Winkelgeschwindigkeit |
| Fr | - | Froudezahl |
| Re | - | Reynoldszahl |

Abkürzungen

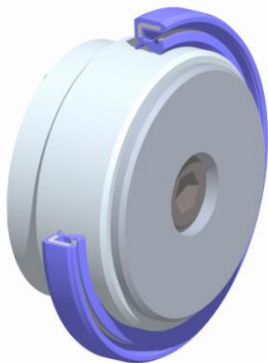
| Abkürzung | Bezeichnung |
|----------------|--|
| ACM | Polyethylacrylat-Elastomer |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CVT | Continuously Variable Transmission |
| DAB | Dialkylbenzole |
| DSC | Differentialleistungskalorimetrie |
| FEM | Finite-Elemente-Methode |
| FKM | Fluorkarbon-Elastomer |
| FT-IR | Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer |
| GC-MS | Gaschromatographie-Massenspektroskopie |
| GfT | Gesellschaft für Tribologie |
| HNBR | Hydriertes Acrylnitril-Butadien-Elastomer |
| ISO VG | Viskositätsklasse für Öle nach DIN 51519 |
| LIF | Laser induzierte Fluoreszenz |
| NBR | Nitril-Butadien-Elastomer |
| PAO | Polyalphaolefin |
| PG | Polyglykol |
| PTFE | Polytetrafluorethylen |
| RKM | Radialkraft-Messgerät |
| RWDR | Radialwellendichtring |
| SL / mSL / oSL | Schutzlippe / mit Schutzlippe / ohne Schutzlippe |
| TGA | Thermogravimetrische Analyse |
| VI | Viskositätsindex |

1 Einleitung

Dichtungen sind deutlich unterschätzte Maschinenelemente in der Antriebstechnik. Überall dort, wo zwei Medien räumlich voneinander getrennt werden sollen, werden Dichtungen eingesetzt - Abdichtungen von Verbrennungsmotoren und Fahrzeuggetrieben, Fensterdichtungen an Wohnhäusern oder Gummidichtungen an Einmachgläsern sind nur einige wenige Beispiele, die jedoch verdeutlichen, dass Dichtungen im alltäglichen Leben an vielen Stellen Anwendung finden, jedoch selten offenkundig wahrgenommen werden. Erst beim Versagen werden sie bemerkt - Ölleckage am Auto, Windzug am Fenster oder verdorbene Lebensmittel.

Bei der Abdichtung gilt es insbesondere den statischen und den dynamischen Fall zu unterscheiden. Von einer statischen Abdichtung spricht man, wenn sich die Dichtung und die Dichtfläche nicht zueinander bewegen (z. B. Fenster). Die dynamische Abdichtung ist durch die relative translatorische oder rotatorische Bewegung der Dichtung zur Dichtfläche definiert. Wurden viele technische Erfindungen anhand von Beobachtungen aus der Natur abgeleitet, so gibt es für die dynamischen Dichtungen mit Ausnahme des Augenlides, welches im Wesentlichen einer translatorischen Abstreifdichtung entspricht, keine Beispiele. Bei der Entwicklung der Dichtungen konnte somit nicht auf Muster zurückgegriffen werden, sondern es bedurfte einer völligen Neuentwicklung. Bis heute sind die Funktionsmechanismen der Dichtungen, trotz zahlreicher und intensiver Untersuchungen, nur eingeschränkt bekannt.

Um neben der dynamischen auch eine statische Dichtheit gewährleisten zu können, werden viele Dichtsysteme berührend ausgelegt. Im Kontakt zwischen Dichtung und Dichtfläche wirkt Reibung, wodurch Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt wird. Je nach Anwendungsfall und Dichtungsbauart können dabei Verlustleistungen von wenigen Watt (langsam laufende Kleingetriebe) bis zu einigen Kilowatt (schnell laufende, druckbelastete Anwendungen) entstehen, die nachhaltig den Wirkungsgrad der Maschine reduzieren. Ziel vieler Untersuchungen ist es daher, die Verlustleistung zu reduzieren und dabei gleichzeitig die Dichtfunktion aufrecht zu erhalten. Aufgrund der noch vielen Unbekannten ist eine Vorhersage der zu erwartenden Reibung und der damit verbundenen Verlustleistung nur schwer möglich.



Die vorliegende Arbeit entwickelt daher für den Dichtungstyp Radialwellendichtring (RWDR) ein Berechnungsmodell, mit dem die zu erwartende Verlustleistung und die Temperatur im Dichtkontakt anhand konstruktiver Daten, der Betriebsparameter und zweier empirischer Kenngrößen (Grenzreibungszahl und Verschleißbreite) hinreichend genau bestimmt werden können. Gleichzeitig ist die Berechnung so schnell und einfach, dass die Iteration auch im Rahmen umfangreicher Simulationen komplexerer Gesamtsysteme einsetzbar ist.

2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

2.1 Problemstellung

Innovationen im allgemeinen Maschinenbau, in der Antriebstechnik und der Fluidtechnik basieren vielfach auf Fortschritten auf dem Gebiet der Werkstoffe und Fluide. Vielversprechende Neuentwicklungen in Hinblick auf Fluide zielen unter anderem auf die Steigerung der Gebrauchsdauer und der Umweltverträglichkeit ab. Kritische Bauteile wie z. B. dynamische Dichtungen müssen diesen Entwicklungen folgen bzw. können mit Hilfe neuer Technologien in ihrer Leistungsfähigkeit gesteigert werden.

Im Bereich des Maschinenbaus, insbesondere bei stationären und mobilen Hydraulikaggregaten sowie bei Motoren und Getrieben im automobilen oder industriellen Einsatz, sind Dichtungen notwendig, die den besonderen Einsatzbedingungen angepasst sind. Besonderheiten dieser Dichtungssysteme liegen in den Beanspruchungs- und Expositionsbedingungen, die einerseits durch die mechanische Komponente in Form von Reibung, statischer Pressung oder dynamischer Beanspruchung und andererseits durch physikalische bzw. chemische Einflussfaktoren wie Schmierstoffexposition und Temperatur gegeben sind.

Weitgehend unabhängig von der mechanischen Beanspruchung gewährleistet nur eine ausreichende chemische Beständigkeit gegenüber dem Schmierstoff und der Einsatztemperatur die Dichtungsfunktion über längere Zeiträume. Da die Schmierstoffe moderner Hydrauliksysteme und Getriebe aufgrund fortschreitender Entwicklungen in Richtung Wartungsarmut und Umweltverträglichkeit in ihrer Zusammensetzung ständig verändert werden, muss das Gesamtsystem unter Einbeziehung der Dichtungswerkstoffe fortwährend neu optimiert werden. Dies auch, um in der Praxis wiederholt auftretende Schadensfälle mit teilweise weitreichenden technischen, wirtschaftlichen und rechtlichen Konsequenzen zu vermeiden. Bei dieser Entwicklungsaufgabe ist man weitgehend auf empirische Methoden angewiesen. Die zurzeit in der Industrie eingesetzten Testverfahren für Schmierstoff-Dichtungs-Systeme sind uneinheitlich, aufwendig und kostspielig; die Korrelation zwischen Testergebnissen und Praxisverhalten ist oft nicht abgesichert.

Der Einsatz verschiedener Dichtringwerkstoffe und neuer synthetischer Schmierstoffe führt zudem zu einem unbekanntem Funktionsverhalten. Insbesondere in der Automobilindustrie wird versucht, Verlustleistungen und Laufzeit von Dichtsystem schon während der Auslegung von neuen Aggregaten (Motoren, Getrieben) abzuschätzen und zu bewerten. Im Hinblick auf die Reduktion von Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch sind niedrige Verlustleistungen am Dichtsystem bei zuverlässiger Dichtwirkung anzustreben. Ein einzelner Dichtring kann je nach Baugröße und Betriebsbedingungen mehrere Hundert Watt an Reibleistung erzeugen. Bisher gibt es jedoch nur sehr überschlägige Berechnungen zur Abschätzung der Verlustleistung oder aber sehr aufwendige, nicht immer übertragbare, FE-Berechnungsmodelle.

2.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Vor diesem Hintergrund ist eine zielgerichtete Untersuchung des Einflusses von neuen synthetischen Schmierölen auf das Funktionsverhalten aktueller Dichtsysteme erforderlich. Hierfür ist es notwendig, die das Dichtsystem beeinflussenden konstruktiven und tribologischen Einflussfaktoren zu identifizieren und hinsichtlich einer geringeren Verlustleistung zu optimieren. Um dies zu erreichen, werden in der vorliegenden Arbeit folgende Schwerpunkte bearbeitet:

- Analyse des untersuchten Dichtsystems zur Bewertung der entscheidenden Einflussparameter.
- Ermittlung von Reibung, Verschleiß, und Dichtkontakttemperatur in Abhängigkeit der verwendeten Elastomere, Öle und des Dichtsystems.
- Erstellung eines Berechnungsmodells zur Vorauslegung von Dichtsystemen mit besonderem Blick auf die Verlustleistung und die Temperatur im Dichtkontakt.

Abb. 2.1 zeigt den angewandten Lösungsweg. Basierend auf dem Stand der Technik sind tribologische Untersuchungen zum Funktions- und Lebensdauerverhalten der Dichtringe insbesondere im Hinblick auf Reibung, Temperatur im Dichtkontakt, Elastomerverhalten und Verschleiß erforderlich.

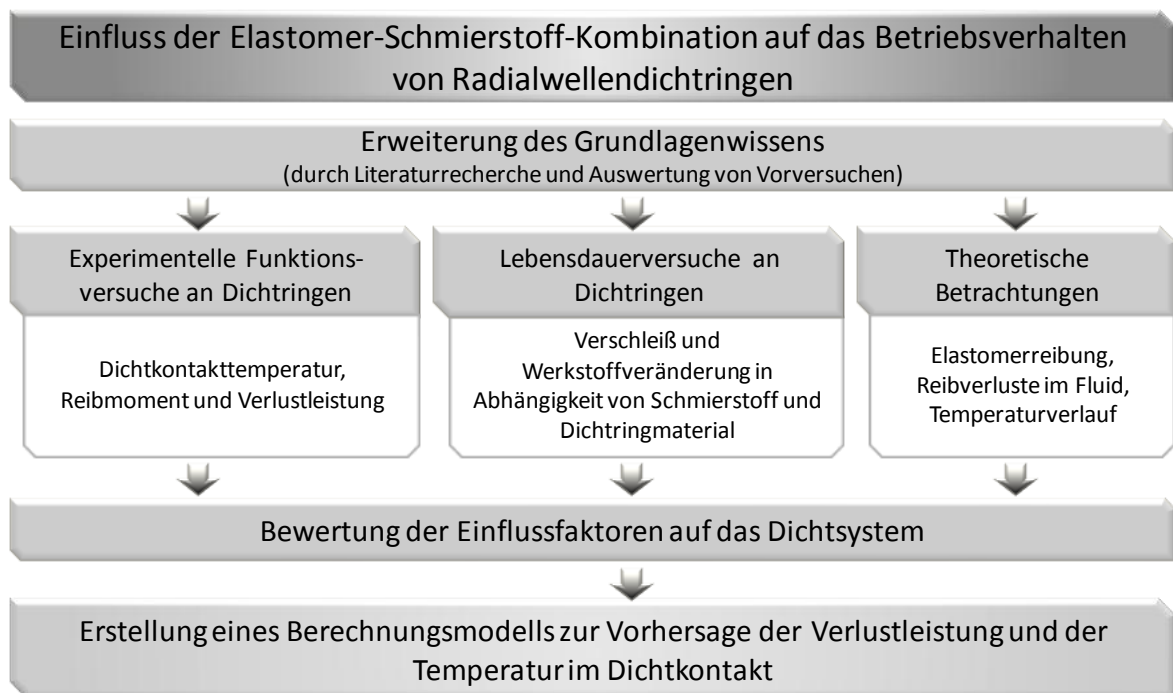


Abb. 2.1: Lösungsweg

Die Ergebnisse dieser Messungen werden hinsichtlich ihres Einflusses auf das Dichtsystem analysiert und bewertet. Ausgehend von den Messdaten wird als Ergebnis der Arbeit ein Berechnungsmodell zur Vorhersage der Verlustleistung bzw. Reibung und der Temperatur im Dichtkontakt in Abhängigkeit der verwendeten Elastomer-Schmierstoff-Kombination entwickelt.

3 Stand der Technik

3.1 Grundlagen der Dichtungstechnik

In nahezu allen Maschinen, Geräten und Aggregaten werden Dichtungen eingesetzt - entweder um einen Schmierstoff in der Maschine zu halten oder um den Eintritt von Schmutz zu verhindern. Insbesondere dort, wo bewegte Teile aus einer Maschine heraus oder in sie hinein geführt werden, sind Dichtungen notwendig.

Um der Vielzahl von unterschiedlichen Dichtungsanforderungen gerecht zu werden, gibt es heutzutage ein breites Spektrum an Dichtungstypen. Das Grundprinzip der Abdichtung ist jedoch gleich: Sperrung des Austauschs von Fluid bzw. von Festkörpern zwischen zwei Räumen wobei die Trennung der beiden Räume durch die Dichtung erfolgt (siehe Abb. 3.1).

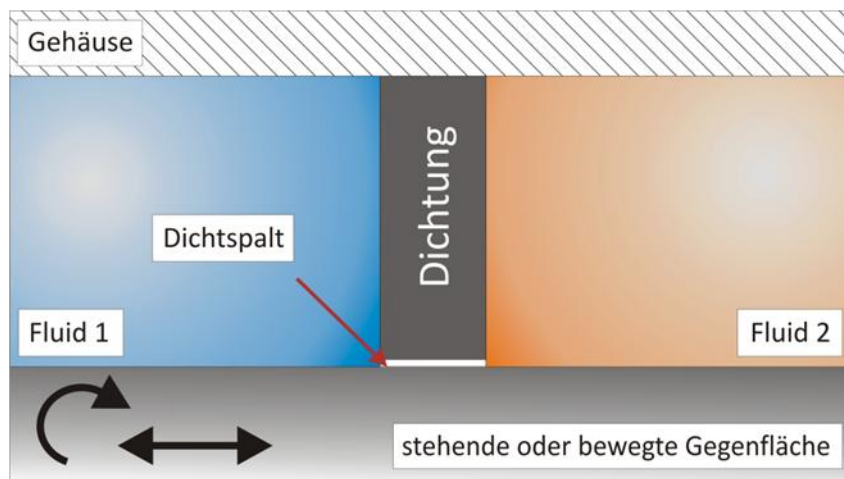


Abb. 3.1: Grundprinzip von Dichtungen (nach [32])

Generell lassen sich Dichtungen in berührende (RWDR, Gleitringdichtung, etc.) und berührungslosen Dichtungen (Spalt- und Labyrinthdichtungen) unterteilen. Unterscheidet man die berührenden Dichtungen nach den sie umgebenden Maschinenteilen, so findet eine Aufgliederung in statische und dynamische Dichtungen statt. Findet keine Relativbewegung zwischen den zu dichtenden Maschinenteilen statt, spricht man von einer statischen Dichtung. Bewegen sich die Maschinenteile relativ zueinander, handelt es sich um eine dynamische Dichtung. Die Relativbewegungen können rotatorisch, translatorisch und als Kombination aus beiden auftreten (vgl. Abb. 3.2).

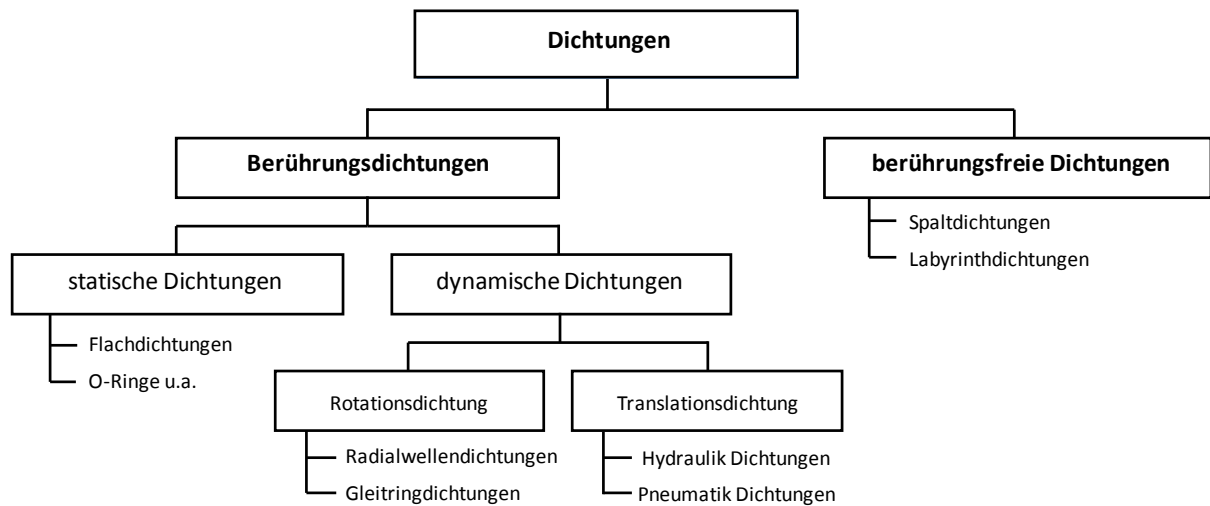


Abb. 3.2: Einteilung der Dichtungen mit Beispielen

Liegt keine komplette Trennung der beiden Räume vor und kommt es zu einem Austausch von Fluid, so spricht man von Leckage. Je nach Anwendungsfall und abzudichtendem Medium kann eine geringe Leckage zulässig sein. Bei Drehdurchführungen, wie sie z. B. innerhalb von automatisierten Handschaltgetrieben eingesetzt werden, ist Leckage zulässig und zum Teil für die Kühlung und Schmierung des Dichtkontaktes sogar erforderlich. Bei einer Kurbelwellenabdichtung hingegen muss Leckage vermieden werden. Zusätzlich soll hierbei nicht nur der Austritt von Schmierstoff sondern auch der Eintritt von Luft und Schmutz vermieden werden. Schmutz kann zu Schäden an Lagern und Zahnrädern führen, wohingegen der Eintritt von Luft eine vorzeitige Alterung des Schmierstoffes durch Oxidation und eine damit verbundene ungünstigere Schmierung auslösen kann.

Aufgrund der technischen Rauheit und Formabweichungen von Metalloberflächen bilden sich zwischen zwei verpressten Teilen (z. B. bei Deckeln und Flanschen) mikroskopische Zwischenräume und Spalte aus, die eine Leckage ermöglichen. Hier werden statische Dichtungen (O-Ringe, Dichtmassen) eingesetzt, um die Zwischenräume zu verschließen und somit die Dichtheit zu gewährleisten. [32]

3.1.1 Dynamische Dichtungen

Dynamische Dichtungen werden an Teilen eingesetzt, die sich relativ zueinander bewegen. Beispielfhaft sei hier der Welleneintritt und -austritt eines Getriebes genannt. Unter Berücksichtigung möglicher fertigungsbedingter Formabweichungen muss hier ein makroskopischer Spalt vorhanden sein, damit eine Berührung von Gehäuse und Welle vermieden wird. Ein Verschluss des Spaltes mit einer Dichtmasse ist nicht möglich. Durch eine sehr starke Anpressung einer reinen Elastomerdichtung könnte sowohl der mikroskopische als auch der makroskopische Spalt geschlossen werden. Dies würde jedoch zu hohem Verschleiß, Reibmoment und einem Temperaturanstieg führen, so dass für die Abdichtung rotierender Teile sehr häufig RWDR eingesetzt werden. Bei einem RWDR handelt es sich um einen in der DIN 3760 und 3761 beschriebenen Dichtring, der sich durch

eine geringe Anpresskraft und ein gutes Folgevermögen auszeichnet. Beim RWDR trägt eine dünnwandige Ringmembran den Dichtkörper und gewährleistet so die radiale Bewegungsfreiheit der Dichtkante. Die Dichtkante kann Formabweichungen der Welle folgen und der Kontakt von Dichtfläche und Welle bleibt erhalten. Um Verschleiß, Wärmedehnung und irreversible Spannungsrelaxation von Membran und Dichtkörper auszugleichen, ist in den Dichtkörper eine Spiralzugfeder eingelassen.

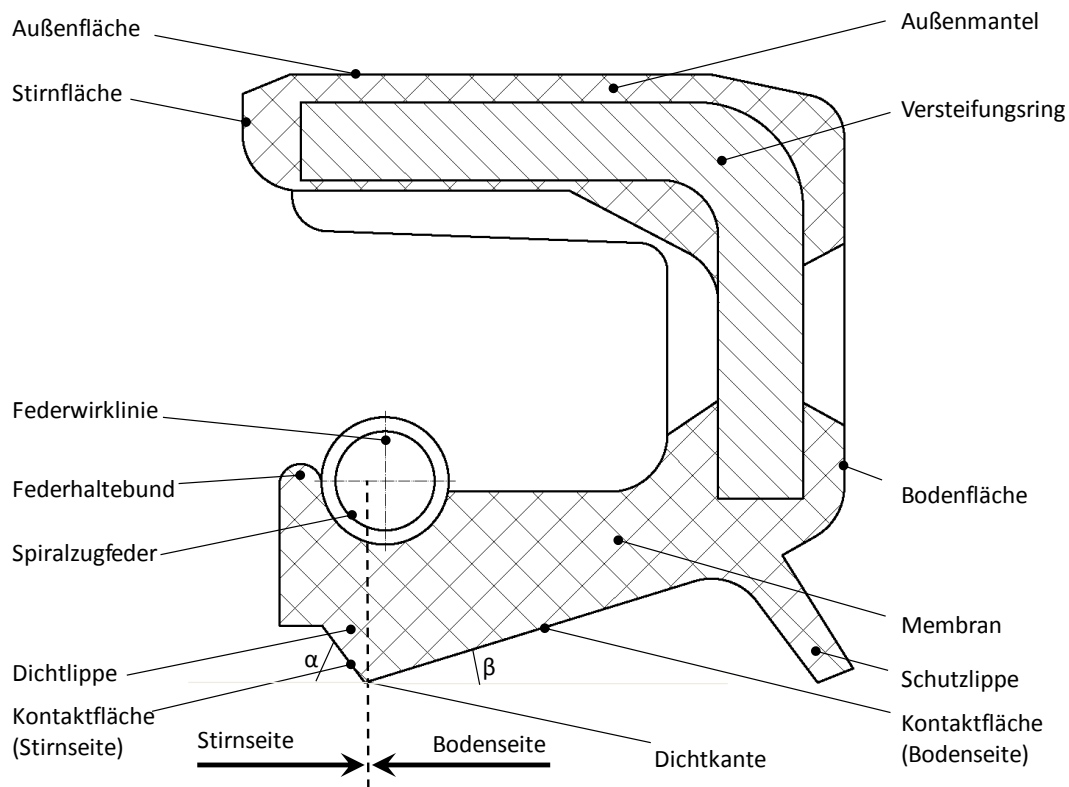


Abb. 3.3: Elemente eines RWDR nach DIN 3761

Die Umsetzung des Schemas nach DIN 3760 zeigt Abb. 3.3. Die ringförmige Dichtkante wird von zwei kegelförmigen Kontaktflächen gebildet. Die Kontaktflächen schließen im montierten Zustand jeweils mit der abgeplatteten Kontaktfläche der Dichtkante die Kontaktflächenwinkel α und β ein. Bei neuen Dichtringen stellt sich nach dem Einlauf eine Kontaktflächenbreite von ca. 0,1 bis 0,3 mm ein. Für den hydrodynamischen Dichtmechanismus muss der stirnseitige Winkel α größer als der bodenseitige Winkel β sein. Charakteristische Werte sind $40^\circ - 60^\circ$ für α und $20^\circ - 35^\circ$ für β . Untersuchungen haben ergeben, dass die Federwirklinie zur Bodenseite hin versetzt sein muss. Dieser als positiv bezeichnete Versatz zwischen Dichtkante und Federwirklinie wird als Federhebelarm bezeichnet und ist ein wichtiges Kriterium für die Stabilität der Dichtkante und die Schmierfilmbildung. Der Elastomerwerkstoff wird um einen Versteifungsring aus Stahl vulkanisiert, der den Dichtring verstärkt und so ohne zusätzliche Befestigungsvorrichtungen, wie sie z. B. bei Stopfbuchsenpackungen notwendig sind, in eine Gehäusebohrung eingepresst werden kann. Bei der Bauform nach DIN 3760 dient die äußere Elastomerschicht zusätzlich als statische Sekundärdichtung. Um die Rückförderwirkung der Dichtungen zu verbessern,

können aktive hydrodynamische Dichthilfen an der Dichtlippe angebracht werden. Hierbei wird je nach Gestaltung zwischen drehrichtungsabhängigen und -unabhängigen Strukturen unterschieden (vgl. Abb. 3.4).

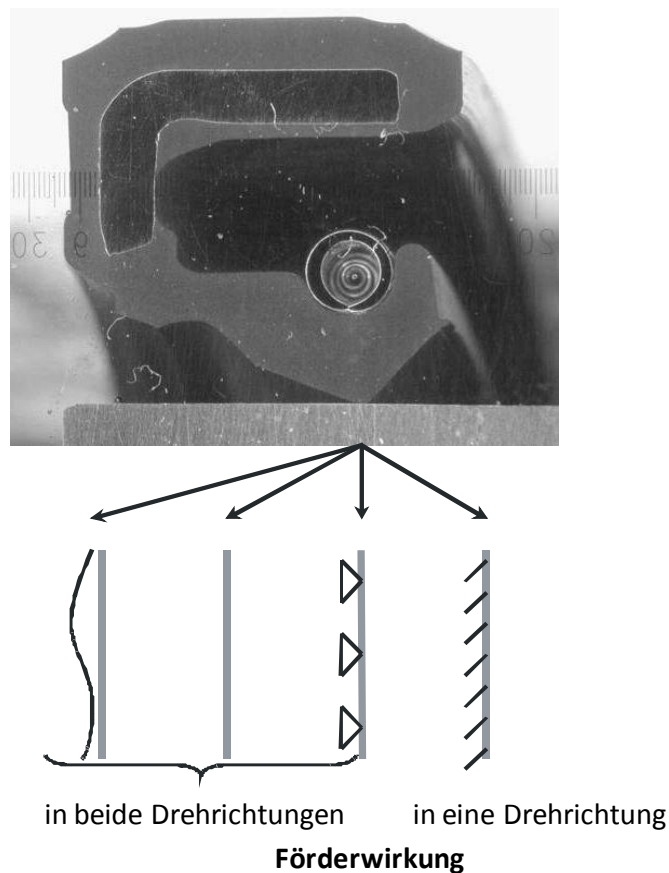


Abb. 3.4: RWDR mit unterschiedlichen hydrodynamischen Dichthilfen [46]

Wurde früher zur Verbesserung der Abdichtung eine möglichst hohe Anpressung der Dichtkante an die Gegenfläche angestrebt (bezogene Radialkraft von bis zu 150 N/m), so zeigte sich bei gestiegenen Anforderungen hinsichtlich Wellendrehzahl und abzudichtendem Druck, dass Verschleiß und Reibmoment signifikant ansteigen und zu einem schnellen Versagen des Dichtsystems führen. Daher wird bei aktuellen Dichtungen eine niedrigere Anpressung angestrebt (bezogene Radialkraft um 50 N/m) [46].

Die Anpressung wird maßgeblich durch die Radialkraft und die Dichtkantenbreite bestimmt. Aus der Überdeckung von Dichtringdurchmesser und Wellendurchmesser sowie aus der Vorspannung durch die Spiralzugfeder resultiert die Radialkraft. In Kapitel 4.2.1 wird die Bestimmung dieser virtuellen Kraft genauer erläutert.

3.1.2 Abdichtmechanismen

Neben der rein statischen Abdichtung durch die Anpressung der Elastomerdichtlippe an die Gegenfläche treten zusätzlich dynamische Effekte auf, die einen aktiven Förderstrom zum abzudichten Medium hin entgegen der Leckage bewirken. Dass solche Effekte auftreten müssen, zeigt sich beim Betrachten eines RWDR, der sich auf einer trockenen Welle dreht und dessen Reibmoment dabei gemessen wird. Wird die Welle angehalten und eine kleine

Menge Öl auf der Bodenseite (vgl. Abb. 3.3) eingespritzt, so verteilt sich durch die Oberflächenkräfte das Öl gleichmäßig am Ringumfang. Erneute Rotation der Welle zeigt nun ein deutlich geringeres Reibmoment und das Öl wird auf die andere Seite (Stirnseite) des Ringes gepumpt. Sobald das gesamte Öl auf der Stirnseite angekommen ist, steigt das Reibmoment wieder sprunghaft. Wenn eine Welle mit drallfreier Oberfläche vorliegt, ist die Richtung der Ölförderung unabhängig von der Drehrichtung der Welle. Bei Dichtringen mit symmetrischer Dichtkante ($\alpha = \beta$) ist dieser Pumpeffekt nicht zu beobachten [8] [33] [41].

Es gibt mehrere Hypothesen zu diesen Mechanismen, die anerkannt, jedoch nicht bewiesen sind, so dass der eigentliche Wirkmechanismus nicht ausreichend bekannt ist.

Verzerrungshypothese

Durch den asymmetrischen Aufbau der Dichtkante ($\alpha > \beta$) entsteht beim eingebauten RWDR eine ebenfalls asymmetrische Flächenpressung im Dichtkontakt. Das Maximum liegt nahe an der Ölseite. Bei rotierender Welle werden einzelne Rauheitsberge im Elastomer des Ringes tangential verschoben und gestreckt, so dass viele mikroskopische Kanäle entstehen. Die maximale Verschiebung tritt an der Stelle der höchsten Flächenpressung auf. Somit verhält sich die Verzerrung des Gummis analog zur Flächenpressung. Zugeführtes Öl wird nun von beiden Seiten zum Maximum gefördert (Mikropumpeffekt), aber da auf der Bodenseite der Effekt größer ist als auf der Stirnseite, erfolgt ein Gesamtölstrom in Richtung Stirnseite. Da dieser Effekt auf der rein elastischen Verzerrung der Oberfläche beruht, ist er drehrichtungsunabhängig (Kammüller, 1996) [8] [32].

Im eigentlichen Betrieb eines RWDR gelangt das Öl von der Stirnseite bis zum Flächenpressungsmaximum. Der weitere Strom wird durch die bodenseitig wirkenden Mikropumpen verhindert. Auf diese Weise kann die Dichtung auf einem Ölfilm laufen und ist dabei dynamisch dicht.

Seitenstromhypothese

Bei der Seitenstromhypothese wird davon ausgegangen, dass sich an der Dichtkante Rauheitserhebungen befinden. Bei der Montage des Dichtringes auf der Welle werden diese Erhebungen aufgrund der elastischen Eigenschaften des Elastomers abgeplattet. Je näher die Erhebungen an der Stelle des Pressungsmaximums liegen, desto stärker werden sie deformiert. Rotiert die Welle, wird das abzudichtende Fluid von dem deformierten Rauheitsprofil in Umfangsrichtung mitgeschleppt und in axialer Richtung von den Rauheitsstrukturen abgelenkt. Durch den asymmetrischen Aufbau der Dichtkante bilden sich auf der Bodenseite mehr abgeplattete Erhebungen aus, so dass ein Fluidstrom in Richtung der Stirnseite entsteht [8] [32].

Hypothese der Makropumpwirkung

Die Montage von Dichtringen ideal senkrecht zur Wellenachse kann durch verschiedene Einflussfaktoren (Fertigungstoleranzen, Montagefehler, usw.) eigentlich nie erreicht werden. Bei rotierender Welle entsteht zwischen Dichtkante und Welle eine kurzhubige axiale Schwingung. Eine Dichtung mit asymmetrischem Pressungsverlauf pumpt bei hin- und hergehenden Bewegungen Öl von der Seite mit flachem zu der Seite mit steilem

Pressungsgradienten. Somit wird bei einem RWDR das Öl von der Boden- zur Stirnseite gepumpt. Es entsteht demzufolge bei einem schräg eingebauten Dichtring eine dynamische Dichtwirkung. [32]

3.1.3 Schädigung des Dichtsystems und Leckage

Das Dichtsystem muss einer großen Anzahl von Anforderungen genügen, um seine Aufgabe zuverlässig zu erfüllen. Insbesondere muss der Dichtring eine hohe Beständigkeit gegenüber verschiedenen Einflüssen aufweisen. Hier kann bezüglich chemischer, thermischer und mechanischer Beständigkeit unterschieden werden (vgl. Abb. 3.5).

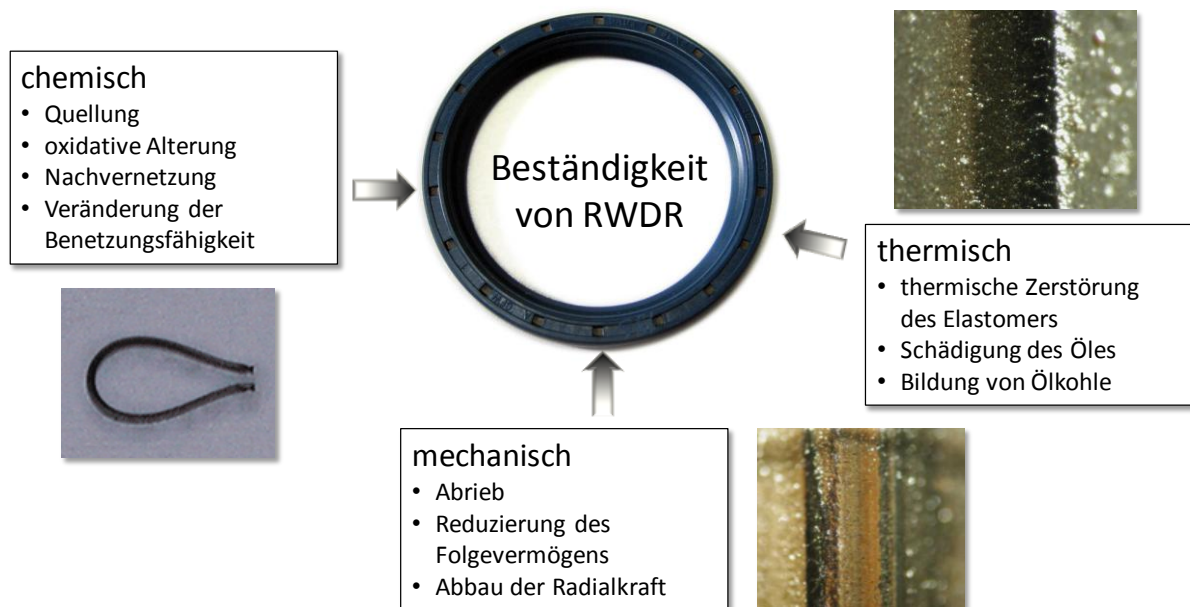


Abb. 3.5: Einflussfaktoren auf die Beständigkeit von Elastomerdichtringen

Die Leckage muss, je nach Anwendungsfall, unterschiedlich definiert und kann nicht mit einfachen Zahlenwerten beschrieben werden. Bei Abdichtungen mit RWDR wird üblicherweise eine leichte Befeuchtung der Dichtlippe - d. h. Ausbildung eines kleinen Ölmeniskus - zugelassen. Leckage tritt dann auf, wenn der Rückförderstrom des Dichtringes geringer wird als der zur Bodenseite führende Leckagestrom und sich deutlich ein abtropfendes Fluid zeigt. Verschiedene Faktoren können zu einer frühzeitigen Leckage und somit zum Versagen des Dichtsystems führen:

Montagefehler

Bereits durch eine Montage können RWDR nachhaltig geschädigt werden. Durch Verwendung des falschen Werkzeuges (Einpresshülsen, Montagekonus), falsche Montagefasen und nicht entgratete Absätze können Risse und Schnitte in die weiche Dichtlippe einbringen, so dass nach kurzer Zeit Leckage auftritt [49].

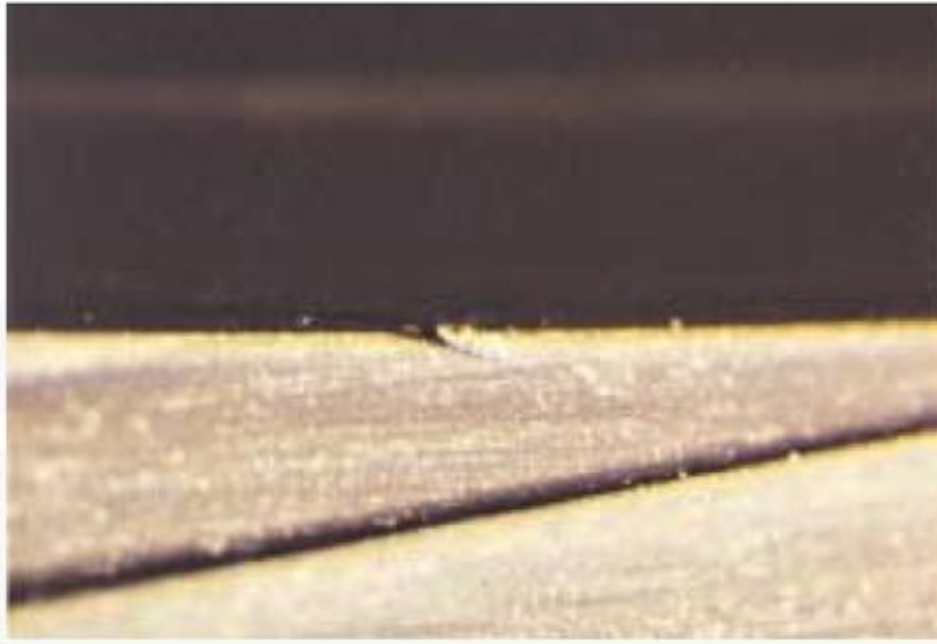


Abb. 3.6: Bei Montage an scharfer Nut beschädigte Dichtkante [49]

Veränderung der elastischen Eigenschaften

Durch den Einfluss von Temperatur und chemischen Wechselwirkungen mit dem abzudichtenden Medium kann eine Verhärtung der Dichtlippe auftreten, die bis zu einer Versprödung des äußeren Dichtringmaterials insbesondere im Bereich der Dichtkante führen kann. Abb. 3.7 zeigt das Simulationsergebnis des während des Betriebs entstehenden Temperaturfeldes an RWDR und Welle. Deutlich ist die Temperaturerhöhung direkt im Dichtkontakt zu erkennen. Daher ist es offensichtlich, dass thermisch bedingte Materialschädigungen insbesondere im Bereich der Dichtkante auftreten und nur schwer erkennbar sind, da ein Großteil des Dichtringes nicht durch die hohen Temperaturen belastet wird. Ein derart geschädigter Dichtring weist eine andere Oberflächenstruktur auf, hat andere Materialeigenschaften und beeinflusst so signifikant den dynamischen Dichtmechanismus. Zudem können Mikrorisse und Poren an der Dichtlippe auftreten, die wie kleine Leckagekanäle funktionieren (vgl. Abb. 3.8). Durch die Verhärtung kann die Dichtlippe einem potentiellen Wellenschlag nicht mehr ausreichend folgen und es bildet sich vor allem bei höheren Drehzahlen ein sichelförmiger Spalt aus, durch den das Fluid austritt.

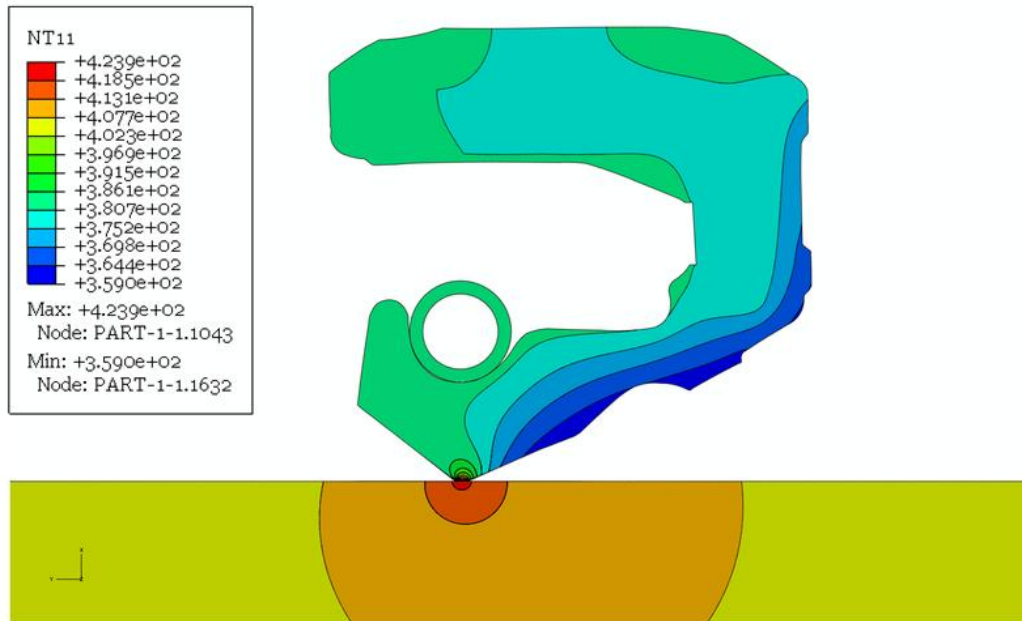


Abb. 3.7: Simulation des Temperaturfeldes eines RWDR mit lokalen Wärmeübergangskoeffizienten [12]



Abb. 3.8: Poren und Mikrorisse an Dichtkante nach Materialverhärtung

Stochastische und deterministische Fehler in der Gegenfläche

Durch Fertigung, Lagerung und Montage können auf der Gegenfläche des RWDR stochastisch und/oder deterministische Fehler auftreten. Typisch für stochastische Fehler sind Kratzer, Dellen, Lunker und Rostausbrüche zu nennen, die zum einen bei entsprechender Größe Leckagekanäle ausbilden und zum anderen das weiche Dichtringmaterial durch Grate und Randaufwerfung beschädigen können. Makro- und mikroskopische Drallstrukturen und zu hohe oder zu niedrige Oberflächenrauheiten sind deterministische Strukturen, die entgegen

der eigentlichen Förderrichtung wirken, einen Trockenlauf verursachen oder zu erhöhtem Verschleiß führen können.

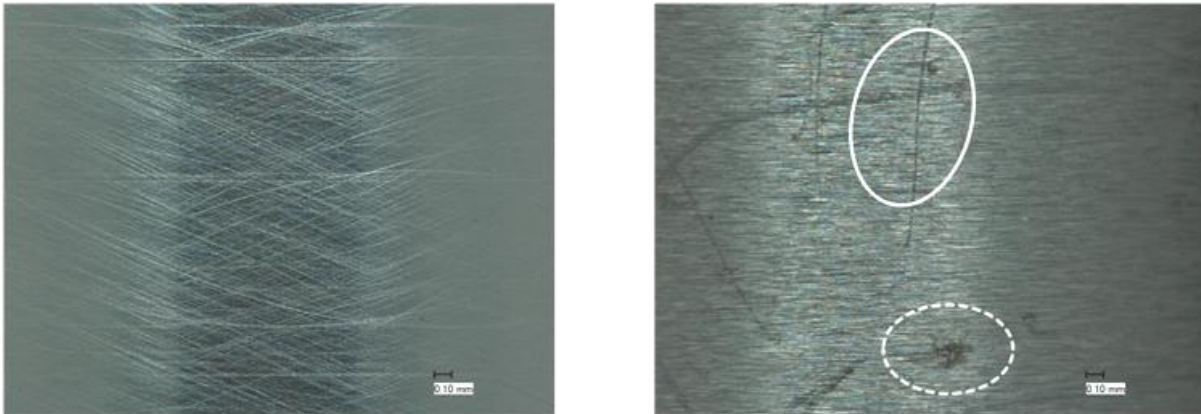


Abb. 3.9: deterministischer Fehler, l. (Strukturen durch Schleifprozess) und stochastische Fehler, r. (Kratzer, Rostausbrüche)

Kleine Kratzer in der Oberfläche können zum Teil durch den Einlaufvorgang des Dichtringes in die Welle ausgeglichen werden. Tiefe Kratzer bleiben jedoch bestehen und bilden einen Leckageweg (vgl. Abb. 3.10). Die auftretende Leckage ist abhängig von Orientierung und Geometrie des Kratzers, sowie der Drehrichtung der Welle. *Reithmeier, Poll, Leis* und *von Hollen* haben dies in ihren Untersuchungen nachgewiesen [39].



Abb. 3.10: Kratzer auf Laufspur des RWDR, Randaufwerfungen des Kratzers poliert, Leckagekanal vorhanden [39]

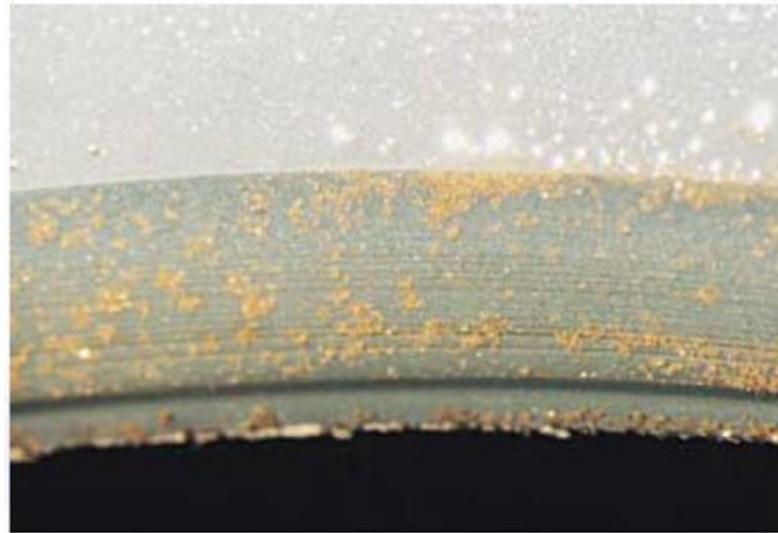


Abb. 3.11: Starker Verschleiß durch Mangelschmierung im Dichtkontakt [49]

Veränderung des Schmierstoffes

Durch den Einfluss von Temperatur und Oxidation wird nicht allein das Dichtringmaterial beansprucht, sondern auch das abdichtende Medium. Im Bereich der Dichtkante können Maximaltemperaturen von über 180 °C wirken. Durch die thermische Belastung bilden sich Ablagerungen (Ölkohle, Additivreste), die sich insbesondere im Bereich der Dichtkante ansammeln. So wird der hydrodynamische Dichtmechanismus gestört und die Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt weiter verschlechtert. Die thermischen Bedingungen im Dichtkontakt eskalieren und enden in einem Ausfall des Dichtsystems [6] [7] [20].

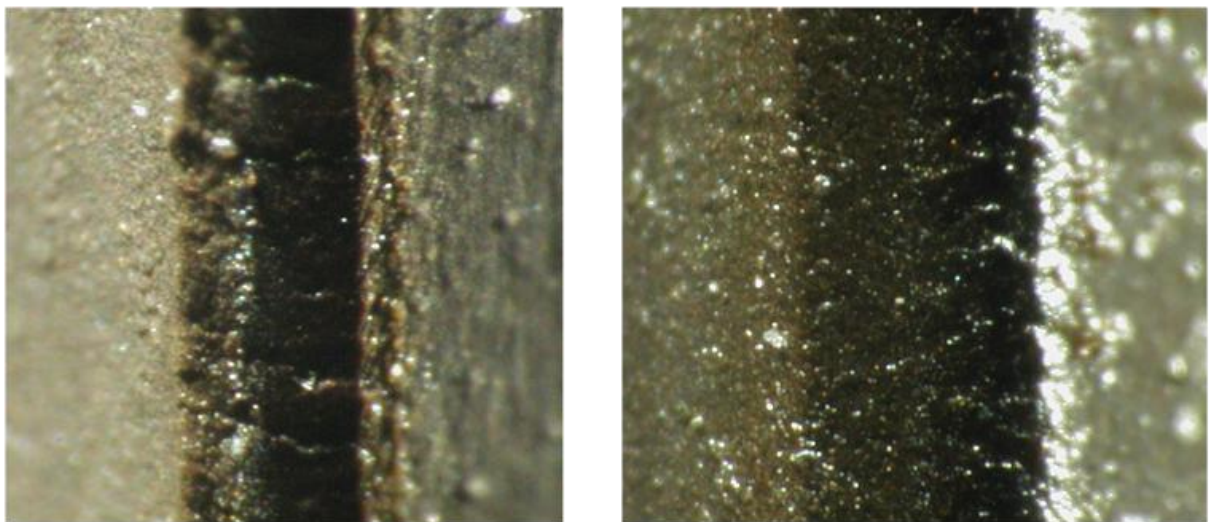


Abb. 3.12: Ölkohle- und Rissbildung durch thermische Überlastung im Dichtkontakt

Verunreinigungen

Sowohl von Außen (z. B. Staub, Schmutz) als auch von Innen (z. B. Metallspäne aus Fertigung oder Verschleiß) können harte Partikel in den Dichtkontakt gelangen. Wenn sich die Partikel der Dichtkante anlagern, führen sie aufgrund ihrer abrasiven Wirkung zu einem stark erhöhten und unzulässigen Wellenverschleiß. Zudem kann auf diese Weise die

Dichtlippe beschädigt werden, so dass der hydrodynamische Dichtmechanismus weiter gestört und Leckage unvermeidbar wird.

3.1.4 Auslegung von RWDR

Dichtringe werden meist basierend auf Erfahrungswerten von Anwendern und messtechnisch ermittelten Werte ausgelegt, da keine zuverlässigen Auslegungsverfahren zur Verfügung stehen. Einen stark vereinfachten Ansatz schlägt *Müller* [32] vor. Er bestimmt die Reibleistung P wie folgt:

$$P = f \cdot p \cdot v \cdot \pi \cdot d \cdot b \quad (3-1)$$

Hierbei ist f der Reibwert, p die Pressung, v die Umfangsgeschwindigkeit, d der Wellendurchmesser und b die Berührbreite der Dichtlippe. Bei der Berechnung wird von einem über alle Drehzahl- und Temperaturbereiche konstanten Reibwert ausgegangen. Unter realistischen Bedingungen ändert sich der Reibwert signifikant in Abhängigkeit der Drehzahl und der Temperatur, so dass mit der Gleichung 3-1 nur eine grobe Abschätzung möglich ist.

3.2 Tribologie berührender Dichtsysteme

Die dynamische Dichtung bildet mit der bewegten Gegenfläche ein System, in dem Reibung, Verschleiß und weitere Wechselwirkungen auftreten. Bereits seit langer Zeit beschäftigen sich Wissenschaftler, schon *Leonardo da Vinci* im 15. Jahrhundert, mit der Problematik der Reibung in Abhängigkeit verschiedener Parameter wie Pressung und Schmierung.

Genau dies sind auch die Inhalte des Fachgebietes der Tribologie. Der Begriff Tribologie wurde im Jahre 1966 von *Peter Jost* (England) eingeführt und leitet sich aus dem Griechischen ab. Die *Gesellschaft für Tribologie* (GfT) definiert den Begriff der Tribologie (entsprechend der zurückgezogenen Norm DIN 50323) wie folgt:

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander wirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten, konsistenten Stoffen oder Gasen ein.

Wie bereits in der Richtlinie und auch von *Czichos* und *Habig* beschrieben [9] wird das tribologische System nicht nur aus den Einzelkomponenten (Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium) sondern auch durch die Wechselwirkungen der Komponenten untereinander gebildet. Hinzu kommen die äußeren Beanspruchungen wie Anpresskraft, Relativgeschwindigkeit, Temperatur, Dauer und Bewegungsart. Hierdurch werden im Kontakt Reibungsvorgänge hervorgerufen, die wiederum zu Materialveränderungen, Verschleiß und Wärmebildung führen können. Dies sind auch die messtechnisch erfassbaren Größen.

3.2.1 Reibung

Reibung führt bei den meisten Maschinenelementen, Maschinen und Getrieben zu einer Verringerung des Wirkungsgrades und ist daher häufig nicht erwünscht. Reibung kann jedoch auch gezielt eingesetzt werden, um bestimmte Funktionen zu erfüllen (z. B. Bremsen, Synchronisierungen, Querkräfte an Autoreifen). Da die Reibung eine allgegenwärtige Größe ist, wurden schon früh Untersuchungen und Betrachtungen angestellt. *Leonardo da Vinci* definierte als erster den Reibwert als Quotient aus Reib- und Normalkraft unabhängig von der Kontaktfläche. *Coulomb* untersuchte später insbesondere den Einfluss unterschiedlicher Materialpaarungen auf den Reibwert.

Reibung kann zunächst eingeteilt werden in innere (Bewegung zwischen Atomen und Molekülen) und äußere Reibung (Bewegung zwischen Grund- und Gegenkörper). Weiterhin lässt sich die äußere Reibung je nach Kinematik der Kontaktpartner in Gleit-, Roll- und Bohrrreibung unterteilen. Zusätzlich können die Reibungszustände wie folgt unterteilt werden:

- Festkörperreibung (und Grenzreibung)
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung

Die Festkörperreibung wirkt zwischen zwei Festkörpern, wenn diese in direktem Kontakt stehen und die Kraft übertragen. Der Kontakt besteht üblicherweise jedoch nicht flächig, sondern nur an den Rauheitsspitzen der jeweiligen Oberflächen.

Haben sich z. B. aufgrund von chemischen Reaktionen Grenzschichten an den Oberflächen der Festkörper gebildet, so wirkt Grenzschichtreibung. Bei sehr dünnen Schichten (wenige Moleküle), die den Spalt zwischen den Körpern nicht ausfüllen können, wird von Grenzreibung gesprochen.

Steigende Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern führt, wenn ein Medium vorhanden ist, zu einem Schmierfilmaufbau im Kontakt. Wird der Schmierfilm so hoch, dass er größer ist als die Oberflächenrauheit beider Körper, so liegt hydrodynamische Schmierung vor. Bei dieser Flüssigkeitsreibung handelt es sich um eine innere Reibung im Schmierfilm zwischen den beiden Kontaktpartnern.

Wirken hohe Pressungen auf die Kontaktpartner, die zu elastischen Verformungen der Körper und Einschnürungen im Schmierpalt führen, so spricht man von elasto-hydrodynamischer Schmierung und es ist zusätzlich zum Viskositäts-Temperatur-Verhalten auch das Viskositäts-Druck-Verhalten der Schmierstoffe zu berücksichtigen. Dieser Effekt kann auch an mikroskopisch kleinen Rauheitsspitzen auftreten.

Liegt sowohl Festkörper, als auch Flüssigkeitsreibung vor, so spricht man von Mischreibung.

Die Darstellung des Reibwertes in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit bei gleichbleibender Viskosität und Pressung, die *Stribeck-Kurve*, spiegelt den Übergang von Festkörper- über Mischreibung bis hin zur Flüssigkeitsreibung wider (vgl. Abb. 3.13).

Weiterführende Betrachtungen zur Reibung können [9][23][42] entnommen werden.

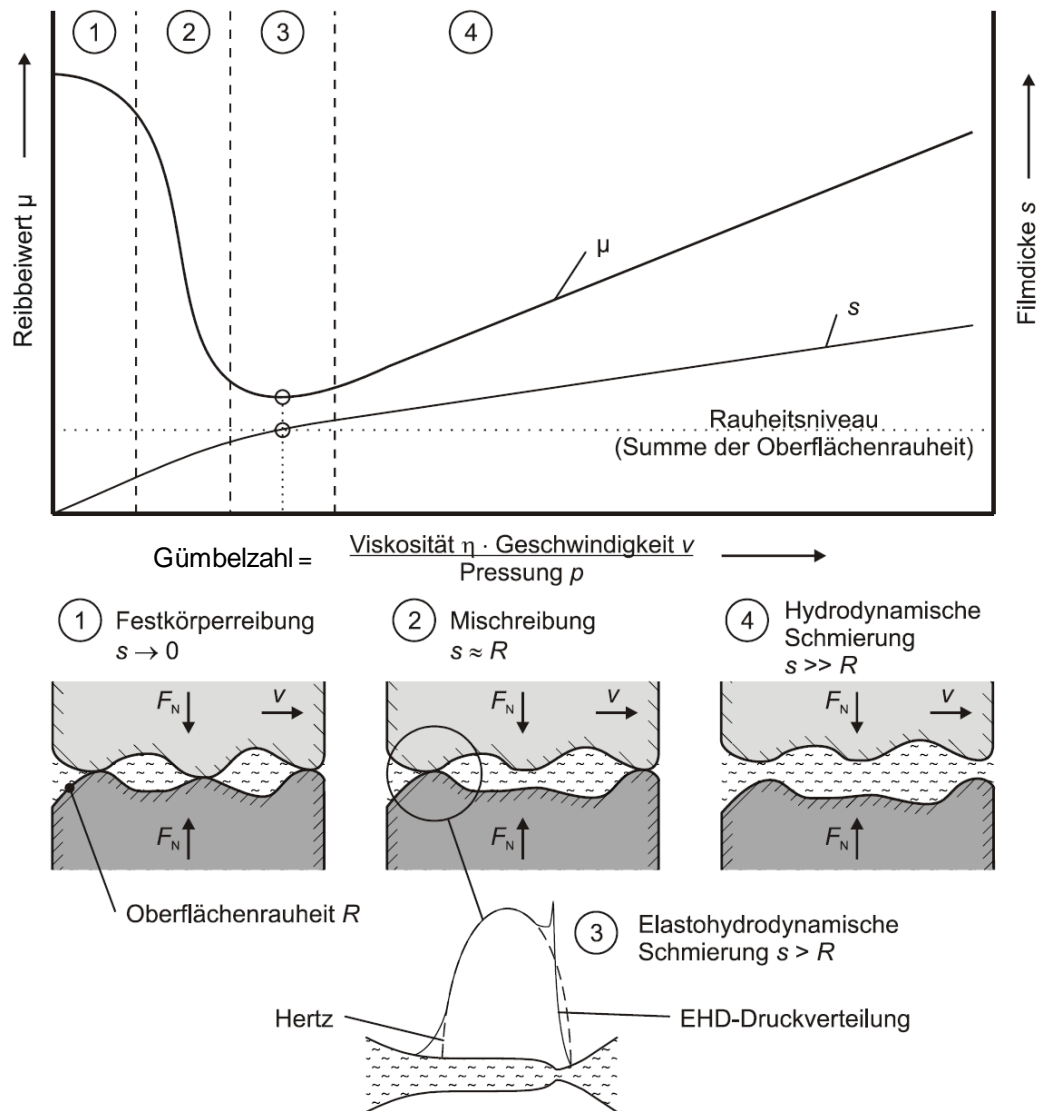


Abb. 3.13: Stribeck-Kurve und Reibungszustände im geschmierten Kontakt [23]

3.2.2 Reibung an Dichtringen mit niedriger Umfangsgeschwindigkeit

Wennehorst und Poll haben intensiv das Reibverhalten und den Schmierfilmaufbau im Dichtkontakt von RWDR bei niedrigen Drehzahlen untersucht [52]. Die Prüfdichtung läuft auf einer Saphir-Hohlwelle, so dass eine Betrachtung des Dichtkontaktes im Betrieb möglich ist. Durch Anwendung der laserinduzierten Fluoreszenz Methode (LIF) kann die Schmierfilmhöhe im Dichtkontakt ermittelt werden. Durch die Verwendung der Totalreflexion an Grenzschichten kann eine Auflösung erreicht werden, die so hoch ist, dass auch die Oberflächenstrukturen der Dichtkante und der Saphir-Hohlwelle abgebildet werden können. Eine hochpräzise Drehmomentmesswelle erfasst parallel zu den optischen Untersuchungen das Reibmoment. Anhand von Zusatzuntersuchungen wird die Vergleichbarkeit der Reibmomentmessungen auf der Saphir-Hohlwelle mit Messungen auf geschliffenen Stahlwellen überprüft und bestätigt.

Basierend auf den Ergebnissen wird ein halbempirischer Ansatz zur Kopplung der Schmierfilmhöhenmessungen mit der Reibmomentmessung mittels eines

Berechnungsansatzes formuliert. Bei einem Vergleich des berechneten viskosen Anteils des Reibmomentes mit dem gemessenen Gesamtreibmoment zeigt sich deutlich der parallele Verlauf der beiden Messkurven, der lediglich um einen Offset verschoben ist (vgl. Abb. 3.14). Die Autoren folgern, dass es sich bei dem Offset um den Grenzreibungsanteil der Mischreibung handeln muss, da beim langsamen Herunterfahren der Drehzahl bis zum Stillstand der Offset auch bestehen bleibt.

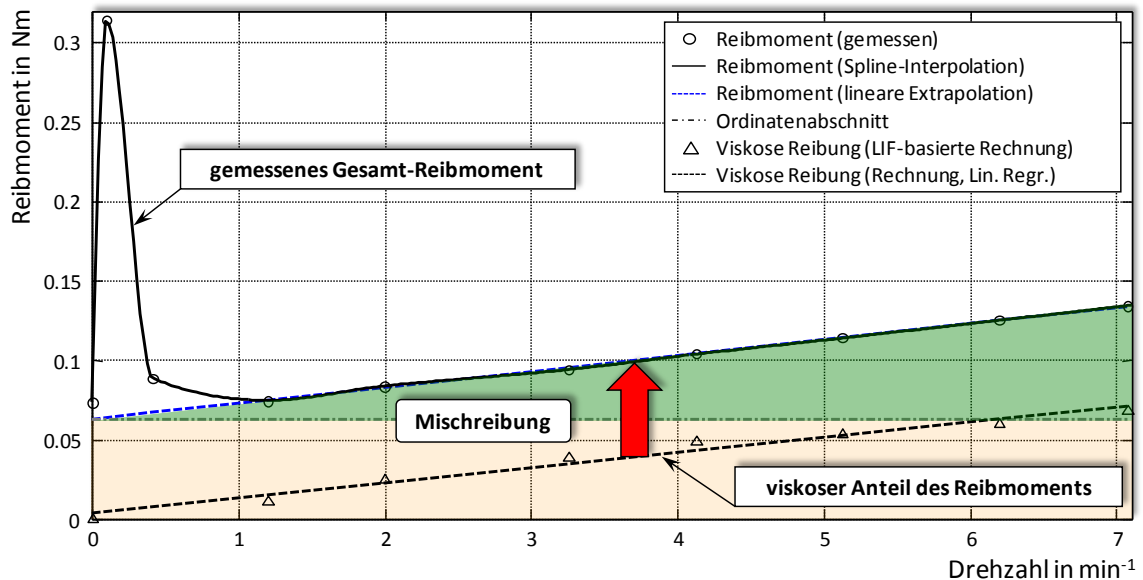


Abb. 3.14: Vergleich des gemessenen Gesamt-Reibmoments (neue Dichtung) mit dem berechneten viskosen Reibmomentanteil [52]

Weiterhin weisen die Autoren darauf hin, dass für höhere Drehzahlen der Temperatureinfluss berücksichtigt werden muss.

3.2.3 Verschleiß

Sobald keine vollständige Trennung von Grund- und Gegenkörper durch einen Schmierstoff gewährleistet ist, tritt Verschleiß, d. h. ein Materialverlust an einem oder an beiden Körpern, auf, der sich durch Geometrieänderung, das Auftreten von Verschleißpartikeln oder Materialübertrag bemerkbar macht.

Der Verschleiß wird durch verschiedene Mechanismen verursacht, die einzeln aber auch überlagert auftreten können.

- **Oberflächenzerrüttung**
Rissbildung, Risswachstum und die Abtrennung von Verschleißpartikeln, die durch wechselnde Beanspruchungen in der Oberfläche der Körper hervorgerufen werden, sind deutlich erkennbar.
- **Abrasion:**
Wiederholtes Ritzen und Mikrozerspannung des Grundkörpers hervorgerufen durch Verschleißpartikel bzw. durch harte Rauheitsspitzen des Gegenkörpers erzeugen den Verschleiß.

- **Adhäsion:**
Die verformten Rauheitsspitzen (Mikrokontakte) der beiden Körper können je nach Belastung verschweißen (atomare Bindungen). Werden die Körper weiter bewegt, so brechen die Verbindungen nicht an der Kontaktstelle, sondern weiter im Material wieder auf, so dass ein Materialübertrag von einem auf den anderen Körper stattfindet. Dieser Übertrag kann abgerieben werden oder auf dem Körper verbleiben.
- **Tribochemische Reaktion:**
Chemische Reaktionen von Elementen der Reibpartner untereinander, mit dem Schmierstoff oder dem Umgebungsmedium können zu einer Anlagerung von Material an den Oberflächen der Körper führen. Dieser Effekt wird durch die Pressung bzw. die Temperatur im Kontakt unterstützt. Die Anlagerungen können Ausbrechen aber auch reibungs- und verschleißmindernde Auswirkungen haben [9][42].

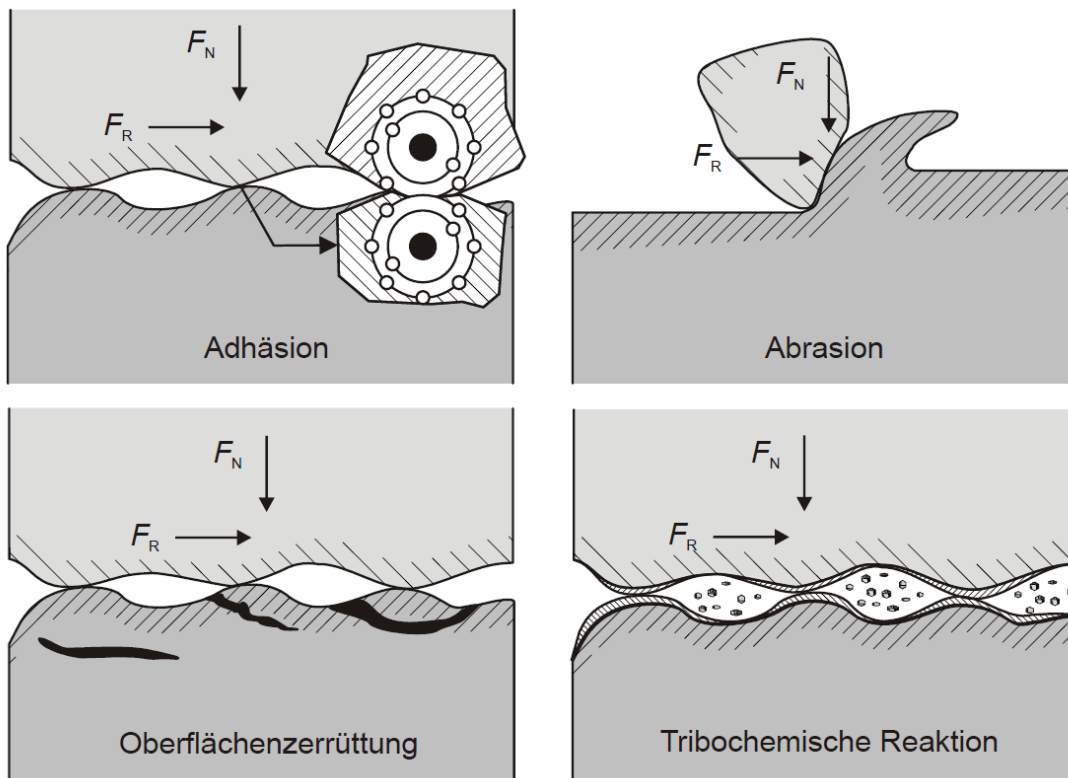


Abb. 3.15: Schematische Darstellung der Verschleißvorgänge [23]

3.3 RWDR-Werkstoffe: Grundlagen der Elastomere

Elastomere sind Werkstoffe, die speziell für ihren Einsatzzweck unter Berücksichtigung bestimmter Randbedingungen hergestellt werden. Die Werkstoffeigenschaften werden maßgeblich durch die Hauptkomponenten bestimmt. Diese Bestandteile sind das Polymer (Kautschuk), Füllstoffe und Zusätze wie Weichmacher, Alterungsschutzmittel und diverse Verarbeitungshilfsmittel. Die für Elastomere typische Elastizität über große Temperaturbereiche wird durch die Vulkanisation des Kautschuks bzw. der Kautschukmischung erreicht. Zusätzlich zeichnen sich Elastomere durch eine hohe Querkontraktionszahl aus und gelten daher als nahezu inkompressibel. Die Vulkanisation

eines Kautschuks erfolgt unter Verwendung von Vernetzungschemikalien wie z. B. Schwefel, Beschleunigern oder Peroxiden und anderen reaktiven Komponenten, welche die Polymerketten chemisch vernetzen [35]. Maßgeblich für die Elastizität bzw. Dämpfung sind die Vernetzungsart und -dichte sowie die Kettenbeweglichkeit der Moleküle. Durch die Beimengung von Füllstoffen wie Ruß, Silikat oder Kieselsäure (physikalische Wechselwirkungen mit den Polymerketten) sowie durch die Verwendung von Weichmachern und Additiven (chemische Wechselwirkungen) können die physikalischen Eigenschaften wie Festigkeit, Abriebverhalten und Bruchdehnung beeinflusst werden [2].

3.3.1 Basispolymere für Wellendichtungen

Basiselastomere bestehen aus gefalteten, ineinander verdrehten Basispolymerketten (siehe Abb. 3.16), die an verschiedenen Stellen durch Querverbindungen zusammengehalten werden. Diese Vernetzungen werden bei der Vulkanisation erzeugt und können durch chemische Reaktionen erreicht werden. Als Beispiel sei hier die Schwefelvernetzung bei NBR-Werkstoffen genannt. Innerhalb dieser so entstehenden Knäuel von Elastomerketten können dann Füll- und Zusatzstoffe eingelagert werden (vgl. 3.3.2).

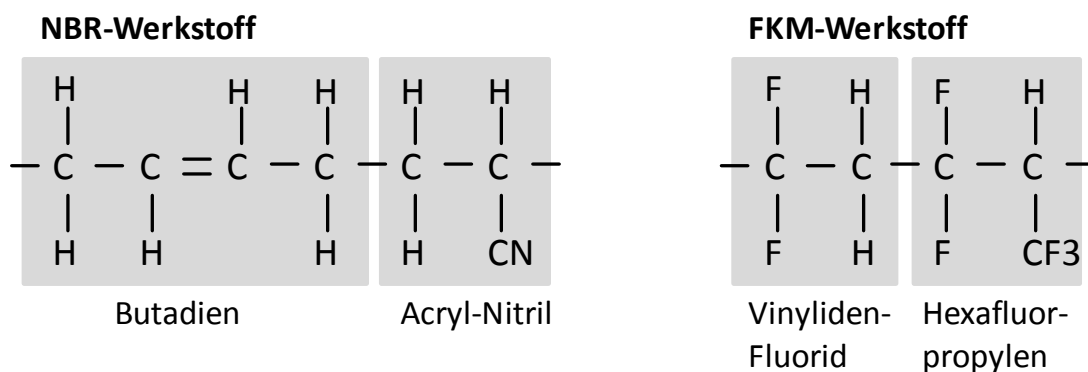


Abb. 3.16: Basispolymere typischer NBR- und FKM-Werkstoffe

Als Basiselastomere werden bei der Serienfertigung von Wellendichtungen vorwiegend Nitril-Butadien-Elastomer (NBR), Hydriertes Acrylnitril-Butadien-Elastomer (HNBR) und Polyethylacrylat-Elastomer (ACM) eingesetzt. Fluorkarbon-Elastomer (FKM) ist kostenintensiver als die bereits erwähnten, zeigt jedoch hinsichtlich chemischer und thermischer Beständigkeit signifikante Vorteile. Nachteilig sind die geringere Wasserverträglichkeit und die eingeschränkten elastischen Eigenschaften bei niedrigen Temperaturen durch eine hohe Glasübergangstemperatur. Die positiven Eigenschaften der genannten Basispolymere resultieren einerseits aus einer moderaten chemischen Polarität, welche eine Mineralölbeständigkeit günstig beeinflusst, und andererseits aus weitgehend hochgesättigten Polymerketten, d. h. dem Fehlen von reaktiven Doppelbindungen (NBR bildet hier eine Ausnahme), die vor allem eine Verbesserung der thermischen und chemischen Beständigkeit bewirken. Dieser Effekt ist besonders in Verbindung mit einer stabilen Vernetzung (z. B. C-C-Verknüpfungen) ausgeprägt, wie er u. a. durch peroxidische Vernetzung erreicht wird [2] [9] [22] [33] [35].

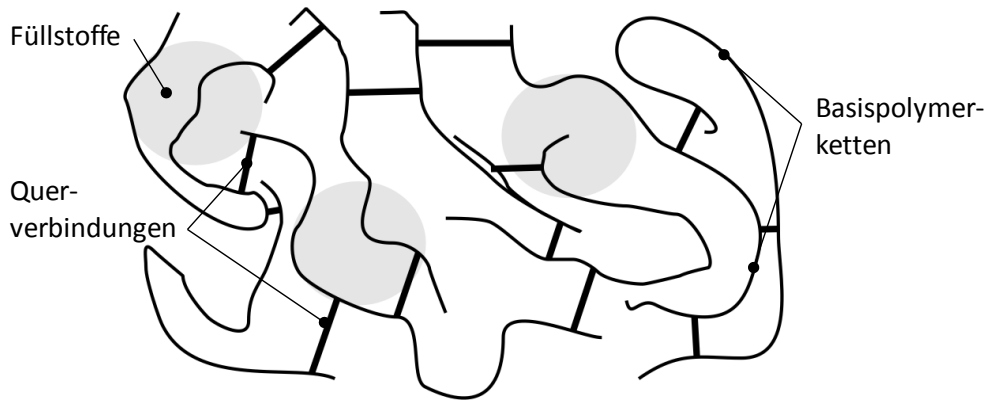


Abb. 3.17: Schematische Darstellung der Molekülketten von Elastomeren

3.3.2 Additive für dichtungstechnische Elastomerwerkstoffe

Neben den Basispolymeren enthalten technische Elastomere eine Reihe von Additiven, die im Herstellungsprozess benötigt werden (Vulkanisiermittel), gegen Verschleiß (Füllstoffe) oder als Alterungsschutz (Antioxidantien) dienen sowie Weichmacher.

| Additiv | Eigenschaften |
|--|---|
| Antioxidantien <i>Antioxidants</i> | Verringerung der Oxidation der Elastormoleküle. Erhöhung der Gebrauchsdauer des Elastomers. |
| Antistatika <i>Static Inhibitors</i> | Verhinderung der elektrischen Aufladung durch Bildung einer leitenden Oberflächenschicht. |
| Benetzungsmittel <i>Wetting capability agent</i> | Verbesserung der Haftung zwischen Elastomer und Füllstoff durch chemische Bindung des Benetzungsmittels mit dem Füllstoff. |
| Beschleuniger <i>Accelerators</i> | Beschleunigung der Polymerisation durch verstärkte Aktivierung der Initiatoren. |
| Emulgatoren <i>Emulsifiers</i> | Bildung eines feinen homogenen Polymerpulvers ohne Anhäufungen. |
| Farbstoffe <i>Dyes</i> | Färbung des Elastomers zur verbesserten Unterscheidung verschiedener Elastomersorten. |
| Füllstoffe <i>Fillers</i> | Veränderung der physikalischen und mechanischen Eigenschaften durch Einbringen von Partikeln (nm bis mm) oder Fasern. |
| Initiatoren <i>Initiators</i> | Katalytische Auslösung der Polymerisation (z. B. durch Peroxide oder Schwefel) |
| Stabilisatoren <i>Stabilizers</i> | Überbegriff für mehrere Schutzadditive wie Antioxidantien, Licht- und Wärmeschutzmittel |
| Treibmittel <i>Expanding agents</i> | Durch Veränderung der Schmiereigenschaften wird die Reibung zwischen sich bewegenden Teilen reduziert. Weniger Verschleiß. |
| Weichmacher <i>Softening agents</i> | Verringerung der Oxidation von Metallen in Maschinen. Weniger Verschleiß und Partikelbildung führen zu erhöhter Gebrauchsdauer. |

Abb. 3.18: Übersicht typischer Elastomeradditive und deren Eigenschaften [40]

3.3.3 Einsatzgrenzen und Wechselwirkungen

Elastomerwerkstoffe zeichnen sich durch charakteristische physikalische Eigenschaften aus. Durch den kleinen Elastizitätsmodul bei gleichzeitig hoher Bruchdehnung ist gewährleistet, dass auch bei Toleranzabweichungen der Bauteile selbst oder der Umbauteile eine gute Anpassung bei geringer Kontaktpressung vorliegt. Die große Querkontraktionszahl des

Elastomers bedeutet, dass sich das Material nahezu inkompressibel verhält, und somit hydrostatischen Druck gleichmäßig weiterleitet. In Kombination mit dem geringen Schubmodul ergibt sich demzufolge eine optimale Anpassung von Elastomerdichtungen an ihre Umgebung.

| | | | |
|-------------------------------|---|---------------------------------------|-------------------------------|
| positive Eigenschaften | Kleiner Elastizitätsmodul bei großer Bruchdehnung | Quellung | negative Eigenschaften |
| | Große Querkontraktionszahl | Nachvernetzung | |
| | kleiner Schubmodul | Glasübergangstemperatur | |
| | Inkompressibilität | thermische bedingter Vernetzungsabbau | |

Abb. 3.19: Positive und negative Eigenschaften von Elastomeren

Nachteilig kann sich der Effekt auswirken, dass sich das elastische Verhalten der Elastomere bei der sogenannten Glasübergangstemperatur T_g in ein glasartiges Verhalten verschiebt. Dadurch entfallen die positiven Effekte der Elastomere und das Anpassungsvermögen der Elastomere wird deutlich herabgesetzt, so dass im Falle von Dichtungen bei niedrigen Temperaturen ein zuvor funktionierendes System Leckage aufweisen kann.

Da in der Anwendung die Elastomere unterschiedlichsten Fluiden und Beanspruchungen ausgesetzt sind, können die Eigenschaften des Elastomers negativ beeinflusst werden - z. B. Abbau der Vernetzungsstruktur, Quellen des Elastomers durch Eindringen abdichtender Medien und temperaturabhängige Veränderung der Elastizität. Die Temperatureinflüsse sind besonders ausgeprägt. So kann durch die Temperatur eine Nachvernetzung initiiert werden, die das Material härter werden lässt. Zudem laufen bei erhöhten Temperaturen alle chemischen Prozesse mit erhöhter Geschwindigkeit ab (vgl. Arrhenius-Gleichung), so dass z. B. die Lebensdauer eines Elastomerdichtungsringes bei hoher Öltemperatur signifikant verkürzt wird. Daher ist bei der Auswahl des Basispolymers für Wellendichtungsringe unbedingt auf das abdichtende Medium, die Einsatztemperatur, die geforderte Lebensdauer und die Relativgeschwindigkeit zu achten.

Die Einsatztemperatur von dichtungstechnischen Elastomeren hat auch einen Einfluss auf die physikalischen Eigenschaften. Mit steigender Temperatur sinken der Elastizitätsmodul leicht und die Zugfestigkeit deutlich. Aufgrund des im Vergleich zu Stahl etwa 10 bis 15fach größeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten, dehnt sich das Elastomer deutlich stärker aus als die umgebenden Bauteile. Dies bedeutet für Radialwellendichtungsringe, dass der Dichtkörper an sich dicker wird, der Umfang jedoch zunimmt. In der Regel führt daher eine steigende Temperatur zur Abnahme des Radialkraftanteils des Elastomers; der Radialkraftanteil der Feder nimmt hingegen leicht zu [2] [6] [7] [11] [17] [20] [21] [44] [50].

| | E-Modul | Zugfestigkeit | Dichte | Ausdehnungs- koeffizient | Wärmeleit- fähigkeit |
|-------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------------------|-------------------------|
| | N/mm ² | N/mm ² | kg/m ³ | 1/K | W/m·K |
| FKM | 4-20 | 12,80 | 2060,00 | $16 \cdot 10^{-5}$ | 0,20 |
| NBR | 4-20 | 13,80 | 1440,00 | $23 \cdot 10^{-5}$ | 0,20 |
| Stahl | ~2000000 | 200-1000 | 7900,00 | $1,5 \cdot 10^{-5}$ | 40-50 |
| Öl | - | - | ~900 | $70 \cdot 10^{-5}$ | 0,15 |

Abb. 3.20: Typische technische Daten von Elastomeren, Öl und Stahl

3.4 Grundlagen der Schmierstoffe

Zur Schmierung von Aggregaten, Maschinen und Getrieben werden gasförmige, flüssige, konsistente und feste Schmierstoffe verwendet. Während gasförmige Schmierstoffe für Sonderanwendungen eingesetzt werden, finden die anderen Stoffe ein breites Anwendungsfeld. Festschmierstoffe (z. B. Graphit, PTFE) werden entweder einer Trägersubstanz beigemischt oder direkt auf einen Reibpartner aufgebracht (z. B. bei bestimmten Gleitlagerbauformen). Zu den konsistenten Schmierstoffen zählen vor allem die Fette. Bei den Fetten handelt es sich um mit Seifen eingedickte Schmieröle, die im Laufe der Gebrauchsdauer das Grundöl wieder abgeben und somit für eine ausreichende Schmierung sorgen. Das Öl ist der bekannteste flüssige Schmierstoff und wird nach Anwendungsfall und nach Grundölzusammensetzung unterschieden. Hier sind vor allem die Mineralöle und die synthetischen Öle zu nennen.

Auf jeden Schmierstoff wirken unterschiedliche Randbedingungen und es werden zahlreiche Anforderungen (Umweltverträglichkeit, Viskositäts-Druck-, Viskositäts-Temperaturverhalten, etc.) gestellt. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, gibt es eine große Anzahl von Additiven, die den Schmierstoffen beigefügt werden, um z. B. Reibwert, Viskosität oder Oxidationsbeständigkeit zu beeinflussen. Insbesondere bei Elastomerdichtungen steht die physikalisch-chemische Verträglichkeit von Schmierstoff und Dichtringwerkstoff im Fokus, die maßgeblich durch Grundöl und Additive im Schmierstoff beeinflusst wird.

Im Folgenden werden die flüssigen Schmierstoffe genauer betrachtet, da die in dieser Arbeit untersuchten Dichtungen primär zum Abdichten selbiger verwendet werden.

3.4.1 Flüssige Schmierstoffe

Prinzipiell sind Schmierstoffe auf Mineralölbasis von synthetischen Ölen bestehend aus Polyethern (Glykolen) und Estern zu unterscheiden.

Mineralöle werden durch Raffination aus natürlichen Rohölen erzeugt und bestehen im Wesentlichen aus Kohlenwasserstoffen sowie Sauerstoff-, Schwefel- und Stickstoffverbindungen. Durch eine Variation des Herstellverfahrens können die

physikalischen und chemischen Eigenschaften des Schmierstoffes beeinflusst werden. So können gesättigte (Alkane, Paraffine) und ungesättigte (Alkene, Olefine) kettenförmige sowie gesättigte (Cycloalkane, Naphthene) und ungesättigte (Cycloalkene, Aromaten) ringförmige Kohlenwasserstoffmoleküle in einem Mineralöl gemischt vorkommen. Die ungesättigten Kohlenwasserstoffe sind aufgrund ihrer hohen chemischen Reaktivität jedoch als Schmierstoff nicht zu gebrauchen. Die drei Hauptgruppen der Mineralöle sind paraffinbasierte, naphthenbasierte und aromatische Öle. Je nach Mischungsverhältnis der Gruppen zeigen die Mineralöle unterschiedliche Eigenschaften. So weisen naphthenbasierte Öle eine höhere Temperaturbeständigkeit, eine bessere Benetzungsfähigkeit und ein besseres Additivlösungsvermögen im Vergleich zu paraffinbasierten und aromatischen Mineralölen auf. Generell sind Mineralöle jedoch nur bedingt temperaturbeständig (Einsatztemperaturen bis max. 120 °C) und neigen zur Oxidation, wodurch die Gebrauchseigenschaften nachteilig verändert werden und es zu einer Bildung schlammartiger Ablagerungen kommen kann. Zum Schutz vor diesen Effekten werden dem Öl verschiedene Additive bzw. Alterungsschutzmittel (z. B. Antioxidantien) beigegeben.

Synthetische Öle werden durch eine chemische Synthese definierter Bausteine hergestellt und lassen sich in zwei Gruppen einteilen: synthetische Kohlenwasserstoffe, die nur Kohlen- und Wasserstoff enthalten, und synthetische Flüssigkeiten. Zu den synthetischen Kohlenwasserstoffen zählen z. B. Polyalphaolefin (PAO) und Dialkylbenzole (DAB) während Polyglykole (PG), Carbonsäureester und Silikonöle synthetische Flüssigkeiten sind. Im Vergleich mit Mineralölen weisen die synthetischen Öle verschiedene Vor- und Nachteile auf. Hier sind insbesondere die deutlich bessere thermische und oxidative Alterungsbeständigkeit (Maximaltemperaturen von über 150 °C) sowie das günstigere Viskositäts-Temperaturverhalten zu nennen. Die Öle zeigen ein besseres Fließverhalten bei niedrigen Temperaturen und sind über einen weiten Temperaturbereich einsetzbar. Durch spezielle Ölformulierungen und Additivierung lässt sich auch das Reibverhalten individuell anpassen. So kann die Reibung z. B. in Wälzlagern signifikant verringert werden, zur Übertragung von Drehmomenten aber auch gewollt erhöht werden (Traktionsfluide). Die synthetischen Öle sind jedoch meist nicht so universell einsetzbar wie Mineralöle. Als Negativeigenschaften sind Hydroskopie, schlechte Mischbarkeit mit Mineralölen, schlechtere Additivlöslichkeit und eine schlechtere Verträglichkeit mit anderen Werkstoffen (z. B. Elastomeren) zu nennen. Durch chemische Wechselwirkungen, die durch die hohen Einsatztemperaturen der synthetischen Öle noch beschleunigt werden, können bei unbedachtem Einsatz kostenintensive Folgeschäden durch Dichtungsversagen auftreten.

Insbesondere in der Forst- und Landwirtschaft, aber auch im Wasserbau werden biokompatible Öle eingesetzt. Diese Öle zeichnen sich dadurch aus, dass sie zum einen niedrig additiviert sind und zum anderen das Grundöl innerhalb einer festgelegten Zeit abgebaut werden kann - damit sind sie weniger umweltschädlich. Hierfür werden natürliche Öle (Rapsöl), aber auch teil- und vollsynthetische Ester und Polyglykole eingesetzt, wobei die synthetischen Öle deutlich höhere Temperatureinsatzgrenzen aufweisen. Auch diese Öle können durch ihre chemische Reaktivität zu einer zusätzlichen Belastung von Elastomerdichtungen führen [6] [9] [30] [33] [46] [47] [50].

3.4.2 Additive

Um die Eigenschaften von Mineralölen und synthetischen Ölen zu modifizieren, werden verschiedene Zusatzstoffe (Additive) zugefügt. Auf diese Weise können bestimmte Merkmale verstärkt oder abgeschwächt werden, aber auch die Charakteristik eines Öl signifikant verändert werden. Je nach Anwendungsfall werden dem Grundöl bis zu 30 % Additive zugegeben.

| Additiv | Eigenschaften |
|--|---|
| Antioxidantien <i>Antioxidants</i> | Verringerung der Oxidation der Ölmoleküle. Erhöhung der Gebrauchsdauer von Ölen. |
| Viskositätsveränderer <i>Viscosity Modifiers</i> | Anhebung der Viskosität bei höheren Temperaturen. Der Einsatztemperaturbereich wird erweitert. |
| Pourpoint-Erniedriger <i>Pourpoint Depressants (PPD)</i> | Erhöhung der Fließigenschaften bei niedrigen Temperaturen. Der Einsatztemperaturbereich wird erweitert. |
| Reinigungs und Dispergiermittel <i>Detergents and Dispersants</i> | Neutralisierung von Verunreinigungen im Öl, die zu Schlamm- und Festschlamm-Bildung führen. Erhöhung der Gebrauchsdauer. |
| Antischaummittel <i>Antifoam Agents</i> | Unterdrückung von Blasen- und Schaumbildung im Öl. Schutz vor Korrosion und Pittingbildung. |
| Demulgatoren und Emulgatoren <i>Demulsifiers and Emulsifiers</i> | Einbindung oder Trennung von nichtmischbaren Fluiden. Durch Abscheiden von Wasser wird Korrosion verringert. |
| Farbstoffe <i>Dyes</i> | Färbung des Öles zur verbesserten Detektion bei Leckage. Unterscheidung verschiedener Ölsorten. |
| Verschleißschutz und Hochdruck Additive <i>Antiwear (AW) and Extreme Pressure (EP)</i> | Ausbildung eines trennenden Schmierfilms an Metallen. Weniger Verschleiß und Partikelbildung führen zu erhöhter Gebrauchsdauer. |
| Reibungsmodifikator <i>Friction Modifiers</i> | Durch Veränderung der Schmiereigenschaften wird die Reibung zwischen sich bewegenden Teilen reduziert. Weniger Verschleiß. |
| Korrosionsschutzmittel <i>Corrosion Inhibitors</i> | Verringerung der Oxidation von Metallen in Maschinen. Weniger Verschleiß und Partikelbildung führen zu erhöhter Gebrauchsdauer. |

Abb. 3.21: Übersicht typischer Schmierstoffadditive und deren Eigenschaften [30]

Durch Additive kann z. B. die Schmierwirkung verbessert, die Oxidationsbeständigkeit erhöht, Korrosion vermieden, Schaumbildung verringert und die Viskosität eingestellt werden. Gängige Zusatzstoffe in Motor- und Getriebeölen sind Naphthenate, Sulfonate, Phenolate, Salicylate, Phosphate, Thiophosphate bzw. -phosphonate, Carbamate, Thiocarbamate, Polyisobutylbernsteinsäurederivate und Methacrylat-Copolymere. Üblicherweise werden die Stoffe in Form von Additivpaketen zugesetzt, die sich je nach Ölhersteller leicht unterscheiden. Anhand einer FT-IR-Spektroskopie (Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer) können einzelne Zusatzstoffe im Öl identifiziert werden [17]. Auf Abb. 3.22 sind verschiedene Maxima bzw. Banden zu erkennen: z. B. Fettsäuren ($C=O$ bei 1707 cm^{-1}), ein Alkyldithiophosphat (1011 bzw. 690 cm^{-1}), Amide ($C=O$ bei 1659 cm^{-1}) und Amine (NH_2 bei 3340 cm^{-1}).

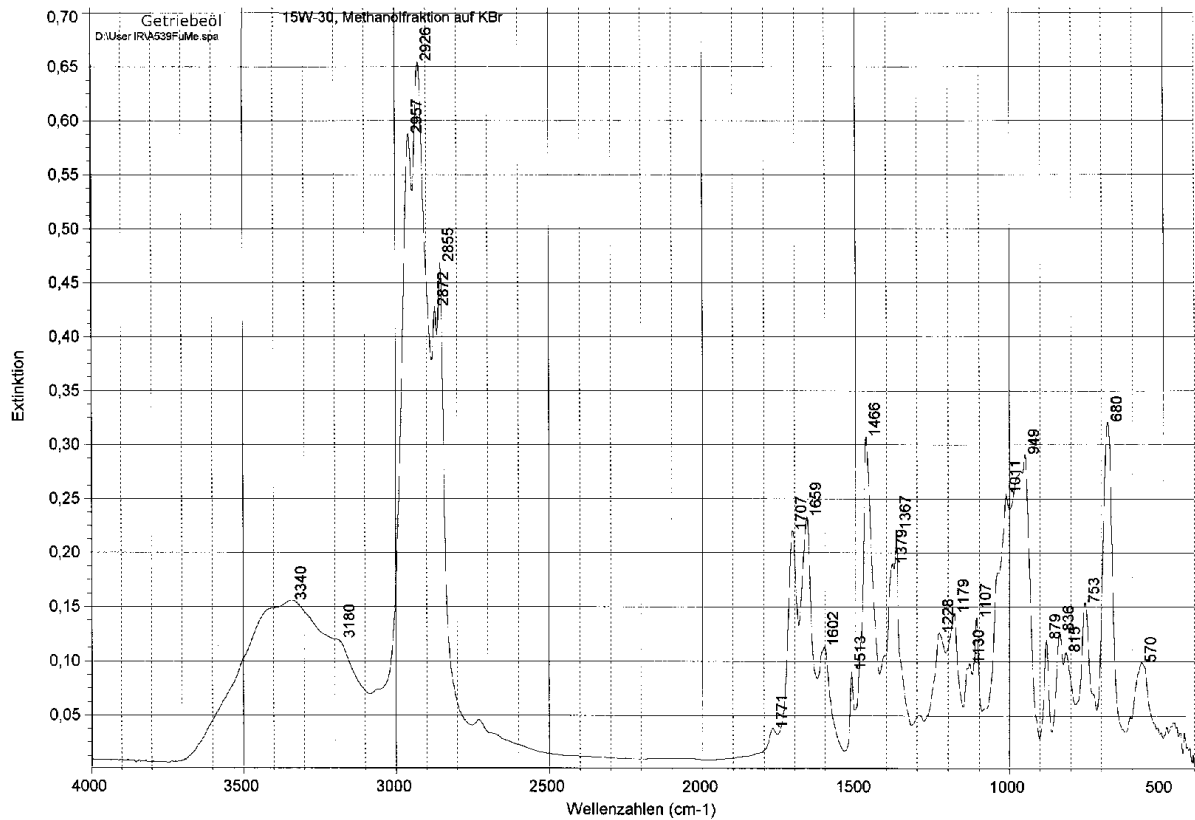


Abb. 3.22: FT-IR-Spektrum eines Standard-Getriebeöls [17]

Bei der Verwendung von Additiven ist jedoch zu beachten, dass sich die einzelnen Zusatzstoffe gegenseitig beeinflussen bzw. aufheben können und somit gewollte positive Veränderungen ins Negative übergehen.

Je nach Belastung bauen sich die Additive im Schmierstoff über der Zeit ab. Bei der Unterschreitung einer bestimmten Konzentration im Schmierstoff ist das Öl auszutauschen, da eine zuverlässige Funktion mit den beschriebenen Eigenschaften nicht mehr gewährleistet werden kann.

Alternativ können die Additive mit der Methode der Gaschromatographie-Massenspektroskopie im Schmierstoff identifiziert werden. Beispielhaft zeigt Abb. 3.23 den Abbau verschiedener Additive (z. B. Bisphenol A, ODPA und Diamin).

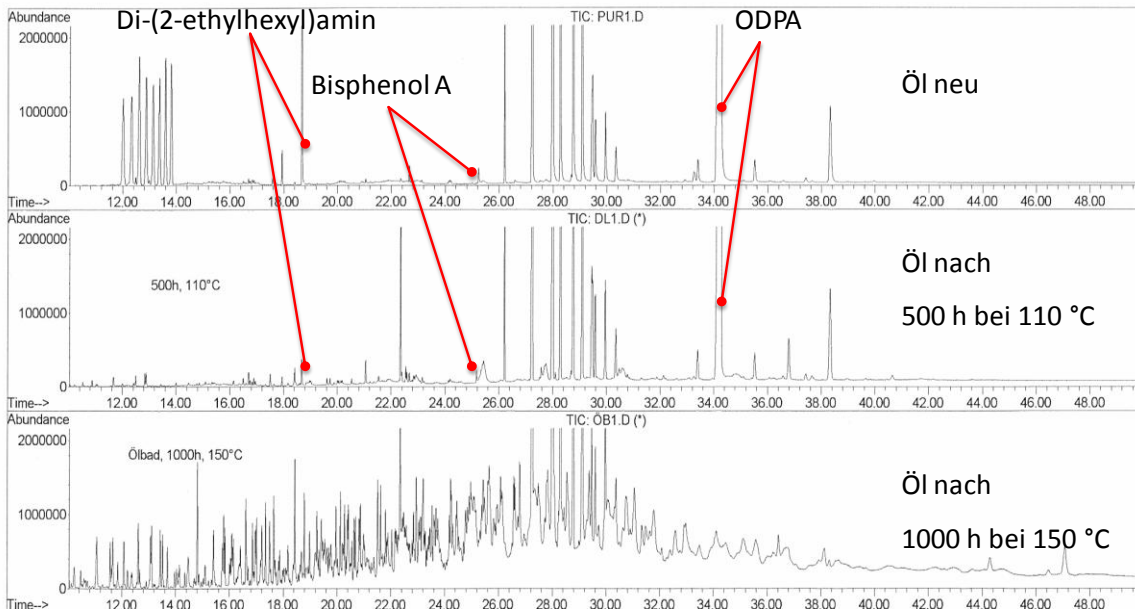
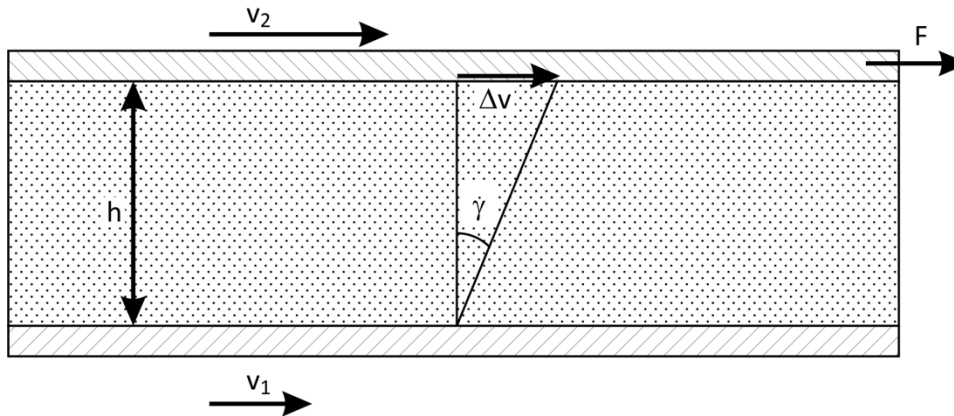


Abb. 3.23: Abbau der Additive im Öl bedingt durch Zeit, Sauerstoff und Temperatur

3.4.3 Rheologie flüssiger Schmierstoffe

Anhand genormter Prüfverfahren werden die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Schmieröle bestimmt und die Öle danach klassifiziert. Eine bedeutende Eigenschaft ist hierbei, insbesondere im Bezug auf hydrodynamische und elasto-hydrodynamische Schmierzustände, die Viskosität, die ein Maß für die innere Reibung eines Schmierstoffes ist. Die (dynamische) Viskosität ist definiert als Quotient aus Kraft pro Fläche (F/A) und Relativgeschwindigkeit zu mediengefülltem Plattenabstand ($\Delta v/h$).



3.24: Schergefälle eines Newtonschen Fluids

Die Scherspannung τ ist definiert als Scherkraft F_{Scher} pro Reibfläche A_R und das Schergefälle $\dot{\gamma}$ als Geschwindigkeitsdifferenz über der Höhe.

$$\eta = \frac{F/A}{\Delta v/h} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \tag{3-2}$$

Diese Formel gilt jedoch nur für Newtonsche Flüssigkeiten, d. h. es besteht keine Abhängigkeit von Viskosität und Schergefälle (linearer Verlauf). Ist die Viskosität vom Schergefälle abhängig, so spricht man von Nichtnewtonschen Flüssigkeiten oder strukturviskosen Fluiden. Ist zudem die Viskosität von der Zeit t abhängig, unterscheidet man zwischen Thixotropie (temporäre Abnahme der Viskosität) und Rheopexie (temporäre Zunahme der Viskosität).

Die Viskosität ist stark abhängig von Temperatur und Druck. Daher ist es wichtig, diese Parameter im Betrieb zu kennen, um die sich einstellende Viskosität ermitteln zu können. Zur Berechnung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens (V-T-Verhalten) gibt es verschiedene Ansätze. Ein bekannter und praktisch häufig eingesetzter Ansatz nach *Vogel* [19] lautet:

$$\eta(\vartheta) = A \cdot e^{\left(\frac{B}{C+\vartheta}\right)} \quad (3-3)$$

Dies ist eine Zahlenwertgleichung bei der die dynamische Viskosität η in Pas ermittelt wird. Die schmierstoffspezifischen Größen A , B und C müssen für jeden Schmierstoff ermittelt werden; ϑ ist die Betriebstemperatur in °C.

Ist die Viskosität η_0 eines Fluides bei 1 bar (Umgebungsdruck) sowie der Viskositäts-Druck-Koeffizient α bei einer bestimmten Temperatur bekannt, so kann unter Berücksichtigung folgender Beziehung die druckabhängige Viskosität bestimmt werden (*Barus*-Gleichung [1]).

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{(\alpha(p-p_U))} \quad (3-4)$$

Die Viskosität wird jedoch nur bei großem Druck signifikant beeinflusst. Bei kleinerem Druck, wie er z. B. im Kontaktbereich von RWDR ($< 0,5 \text{ N/mm}^2$) auftritt, sind die Einflüsse auf die Viskosität vernachlässigbar klein.

Neben der dynamischen Viskosität η wird häufig auch die kinematische Viskosität ν angegeben. Dies ist jedoch nur eine rechnerische Größe, die ermittelt wird, indem die kinematische Viskosität auf die Dichte ρ des Fluides bezogen wird.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3-5)$$

Die Einheit der kinematischen Viskosität ist m^2/s oder auch mm^2/s (entspricht Centi-Stokes cSt) und wird häufig bei Schmierstoffherstellern und -anwendern als Kenngröße verwendet [19] [36].

3.4.4 Reibungsverluste durch mitgeschleppte Fluide

Eine häufige Form der Schmierung von Maschinenelementen und Getrieben mit Öl ist die Tauchschmierung. Hierbei taucht ein Zahnrad oder ein Wellenende in den Ölsumpf ein und wirbelt das Öl im Getriebe auf. Derart werden auch Bauteile mit Schmierstoff versorgt, die nicht im direkten Kontakt zum Ölsumpf stehen.

Bei den hier durchgeführten Versuchen wurde der Ölstand in der Prüfkammer derart gewählt, dass die horizontal zum Öl befindliche Prüfwellen zu einem Drittel in das Öl eintaucht.

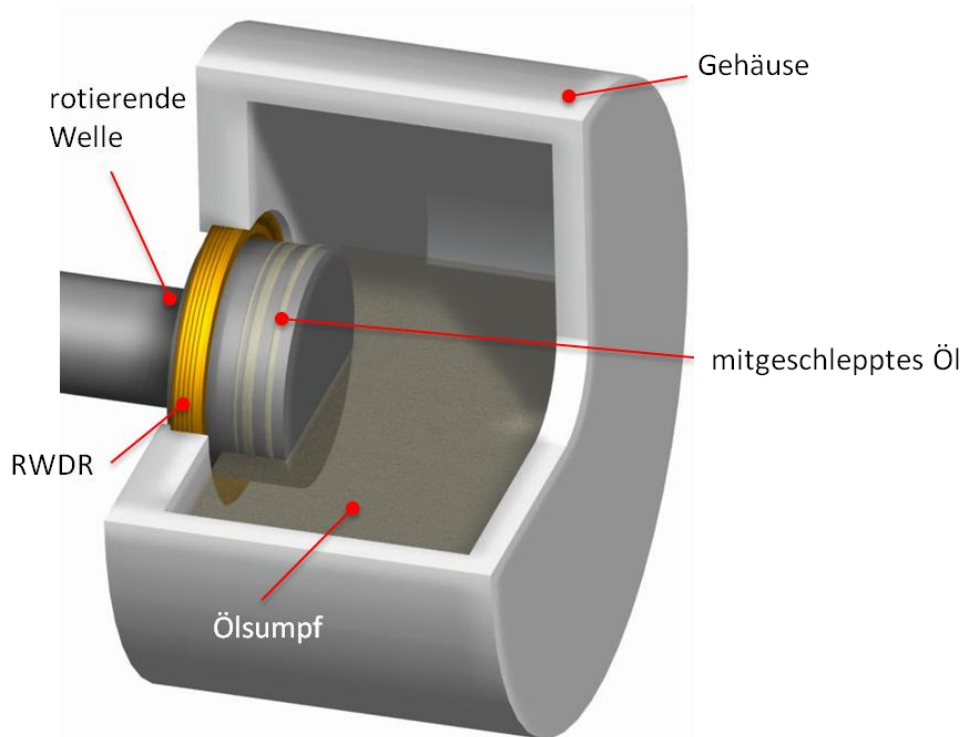


Abb. 3.25: Ölstand an der Temperaturmesseinrichtung (1/3 Tauchtiefe)

Durch das Planschen der Prüfwellen im Öl wird ein Verlustmoment erzeugt, das abhängig ist von der Geometrie der Prüfwellen, Schmierstoffdichte und -viskosität sowie der Drehzahl. Zur Berechnung der Planschverluste eines in den Ölsumpf eintauchenden Zahnrades haben *Walter* und *Langenbeck* [51] basierend auf Messergebnissen eine Formel aufgestellt und diese anhand einer Vielzahl von Versuchen verifiziert.

$$M_{\text{PL}} = c_{\text{PL}} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^4 \cdot b \quad (3-6)$$

Der Planschmomentfaktor lässt sich je nach Reynoldszahl wie folgt berechnen.

Bereich 1 Für $Re < 2250$ (laminare Strömung):

Bei $Re^{-0.6} \cdot Fr^{-0.25} > 8,7 \cdot 10^{-3}$ gilt:

$$c_{\text{PL}} = 4,57 \cdot Re^{-0.6} \cdot Fr^{-0.25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1.5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0.4} \cdot \left(\frac{V_g}{V_0}\right)^{-0.3} \cdot \left(\frac{\sum V_g}{V_0}\right)^{-0.2} \quad (3-7)$$

Bei $Re^{-0.6} \cdot Fr^{-0.25} \leq 8,7 \cdot 10^{-3}$ gilt:

$$c_{\text{PL}} = 2,63 \cdot Re^{-0.6} \cdot Fr^{-0.25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1.5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0.17} \cdot \left(\frac{V_g}{V_0}\right)^{-0.53} \cdot \left(\frac{\sum V_g}{V_0}\right)^{-0.2} \quad (3-8)$$

Bereich 1 Für $Re > 2250$ (turbulente Strömung):

$$c_{\text{PL}} = 0,367 \cdot \text{Re}^{-0,3} \cdot \text{Fr}^{-0,25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0,124} \cdot \left(\frac{V_g}{V_0}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{\sum V_g}{V_0}\right)^{-0,2} \quad (3-9)$$

Die berechneten Werte erlauben eine gute Abschätzung der auftretenden Planschverluste an der Welle. Bei der Berechnung wird jedoch von einer Verzahnung ausgegangen, die zu erhöhten Planschverlusten führt. Somit ist das Planschmoment am freien Ende der Prüfwelle als noch geringer zu bewerten.

Eine weitere Methode zur Abschätzung der Verluste durch das mitgeschleppte Fluid wird von *Nakabayashi* beschrieben [34]. In Abhängigkeit der Reynoldszahl und des Reibwertes CM lässt sich das Reibmoment im gescherten Fluid wie folgt berechnen:

$$M_{\text{PL}} = CM \cdot (\pi \cdot \rho \cdot l \cdot \omega^2 \cdot r_1^2 \cdot r_2^2) \quad (3-10)$$

$$CM = \frac{4 \cdot \eta}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot \omega \cdot \rho} \quad (3-11)$$

Nakabayashi betrachtet insbesondere turbulente Strömungen zwischen zwei sich relativ zueinander bewegenden Zylinderflächen.

3.5 Temperaturmessungen an RWDR

Die Erfassung der Dichtkantentemperatur ist nicht trivial und mit viel Aufwand und Erfahrung verbunden. Durch die geringe Berührbreite der Dichtung, die hohen Temperaturen, die hohen Gleitgeschwindigkeiten und die Exposition gegenüber Öl sind die Anforderungen an einen Temperaturlaufnehmer sehr hoch. Zudem dürfen durch den Sensor bzw. die Messeinrichtung sowohl der Dichtmechanismus als auch der Wärmehaushalt nicht signifikant beeinträchtigt werden.

Wollesen [55] hat für die Temperaturmessung ein in die Prüfwelle integriertes Nickelchrom/Nickel Thermoelement verwendet, welches sich durch kleine Abmessungen auszeichnet. Das Thermoelement wird mit der Welle überschliffen, um eine gleichmäßige Gegenfläche zu erreichen. Da die Platzierung des Thermoelements exakt unter der Dichtkante schwierig ist, wird die Prüfwelle axial beweglich ausgeführt.

Bock, Skuhr und *Weiß* [3] haben für die Messung an PTFE-Manschettendichtungen Thermoelemente direkt in die Dichtlippe eingebracht. Bedingt durch das Materialverhalten des PTFE-Werkstoffes ist eine Beeinflussung des Dichtmechanismus sehr gering. Jedoch besteht kein direkter Kontakt zwischen Fluid im Schmierspalt und Thermoelement, so dass die erfasste Temperatur etwas zu gering ist. Eine Anwendung an Elastomerdichtungen wurde von *Upper* [48] durchgeführt. Jedoch wurde dabei der Dichtmechanismus durch eine deutliche lokale Pressungsänderung beeinflusst.

Kunstfeld [28] hat bei seinen Untersuchungen zum Dichtungsumfeld eine berührungsfreie Methode gewählt. Der Messfleck eines Pyrometers wird auf den Ölmeniskus am Dichtring fokussiert. Allerdings handelt es sich hierbei um eine dichtkantennahe Messung. Der relativ

große Messfleck erschwert zudem eine exakte Erfassung der auftretenden Maximaltemperatur. Vorteil dieser Messmethode ist, dass sie an jedem Prüfstand bei dem der Dichtring von außen zugänglich ist, angewendet werden kann.

Daubner, Winter und *Haas* [8] haben mit einer Thermografiekamera, mit der von außen die Dichtung betrachtet wird, gute Ergebnisse erzielt. Anhand von Referenzmessungen zeigten sich gute Übereinstimmungen zu der Methode nach *Wollesen*. Nachteilig sind der große Platzbedarf, die aufwendige Kalibrierung der Kamera sowie die für die Messung notwendige leichte Schrägstellung der Kamera zur Prüfwellenachse. Parallel zu den Messungen wurde ein komplexes CHT-Simulationsmodell (Conjugated Heat Transfer) aufgebaut, welches anhand der Messungen verifiziert werden soll. Es stellt eine Kopplung aus strukturell-thermischer mit strömungstechnischer Analyse da. Abb. 3.26 zeigt als Simulationsergebnis die Temperaturverteilung und die Wirbelbildung.

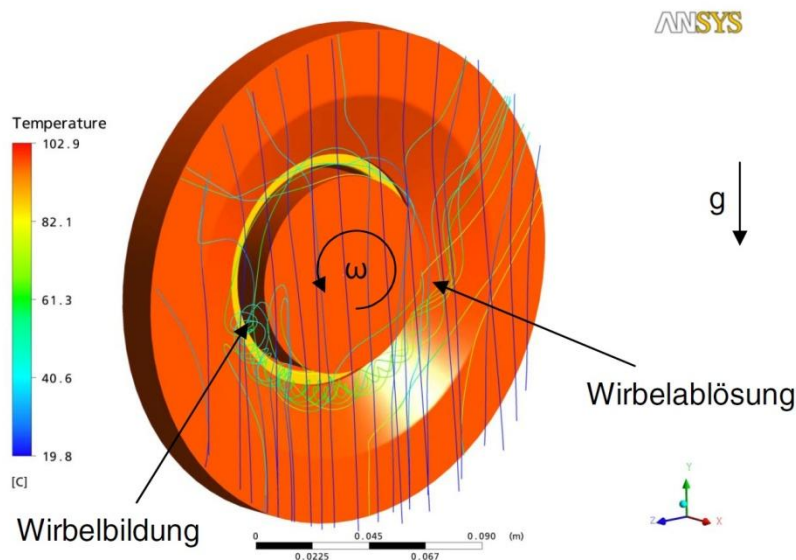


Abb. 3.26: Simulation der Wirbelbildung und Temperaturverteilung nach *Daubner*

Anhand der Ergebnisse wird die Methode nach *Wollesen* mit einem in die Welle integrierten Thermoelement als am besten geeignet eingestuft und somit auch in dieser Arbeit verwendet, auch wenn sich der Aufbau der Prüfeinheit leicht unterscheidet (vgl. Kapitel 4.2.3).

3.6 Prüfmethode zur Verträglichkeitsuntersuchung von Elastomerdichtungen und Schmierstoffen

Wie bereits in den Kapiteln 3.1.3 und 3.3.3 angesprochen, hat die Temperatur einen signifikanten Einfluss auf die Beständigkeit von Elastomeren gegenüber Schmierstoffen. Um den Einfluss der Temperatur auf die Verträglichkeit untersuchen zu können, werden bisher sowohl einfache Labortests an Elastomerproben als auch umfangreiche und kostenintensive Bauteilprüfungen an Dauerlaufprüfständen durchgeführt.

Die Labortests umfassen üblicherweise die Einlagerung von Elastomerproben im zu prüfenden Schmierstoff bei gegebener Temperatur und weiteren Randbedingungen (Einlagerungsdauer, Luftbeimengung, Umwälzung, etc.). Nach der Einlagerung werden die

Proben hinsichtlich Materialquellung oder –schrumpfung, Reiß- bzw. Zugfestigkeit oder auch bezüglich chemischer Materialveränderungen untersucht. Für die chemische Analyse stehen verschiedene standardisierte Verfahren zur Verfügung (z. B. Gaschromatographie-Massenspektroskopie (GC-MS), Differentialleistungskalorimetrie (DSC), Thermogravimetrische Analyse (TGA), etc.). Abb. 3.27 zeigt den Aufbau einer einfachen Ölbadalterung, wie sie von verschiedenen Firmen und Forschungsinstituten für die Verträglichkeitsuntersuchung verwendet wird.

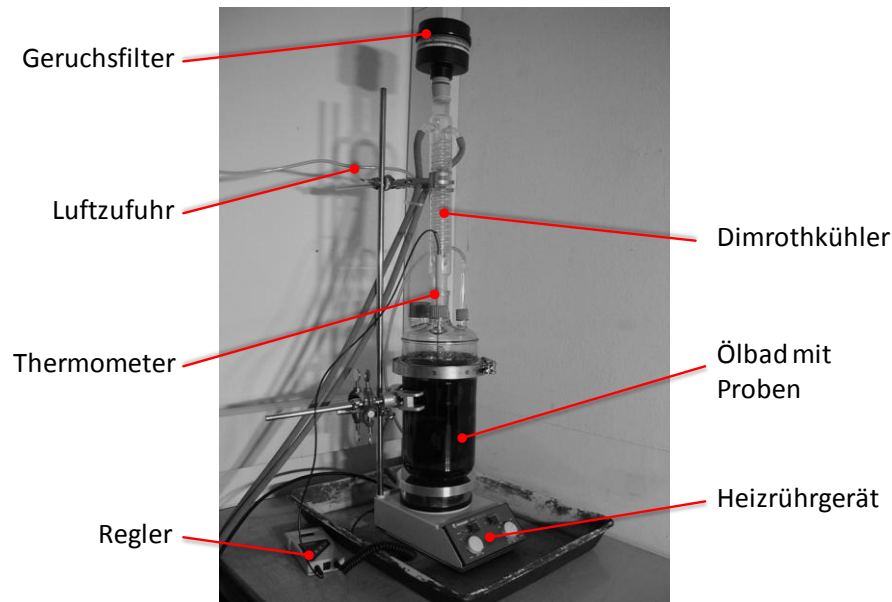


Abb. 3.27: Aufbau einer einfachen Ölbadalterung [16]

Problematisch bei solch einer Untersuchung ist, dass es keine normierten Vorgaben für die Randbedingungen gibt. Es bestehen lediglich firmeninterne Prüfvorschriften, die jedoch teilweise deutliche Unterschiede aufweisen. Ein weiteres Problem bei der klassischen Einlagerung ist, dass die Proben nur nach Ablauf der Prüfzeit untersucht werden können. Somit ist eine kontinuierliche Überwachung von Eigenschaftsänderungen nicht möglich.

Im Rahmen eines Vorhabens der *Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.* wurde ein neues Prüfverfahren entwickelt und getestet, welches es ermöglicht, ohne Entnahme der Proben eine Veränderung der physikalisch-mechanischen Eigenschaften zu überprüfen [17]. Abb. 3.28 zeigt die Versuchseinrichtung mit den Proben, die sich über die gesamte Prüfzeit im Schmierstoff befinden. In bestimmten Intervallen wird an den Proben gezogen und über einen Sensor, der an der Probe befestigt ist, wird die erforderliche Kraft ermittelt. Daraus lässt sich auf das elastische Verhalten des Elastomers schließen. Auch bei dieser Methode gibt es bisher noch keine genormten Vorgaben, die einzuhalten sind.

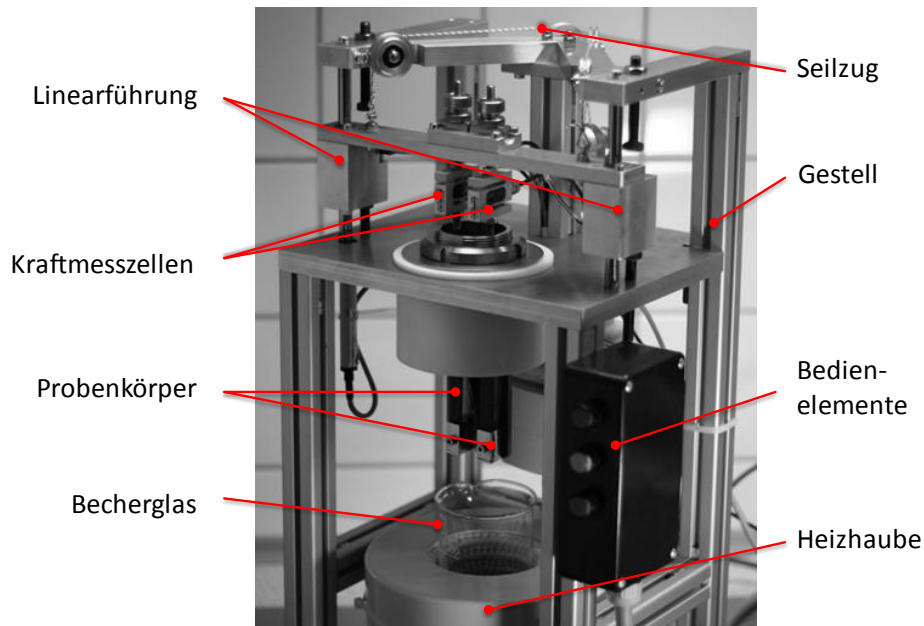


Abb. 3.28: Verbesserter Probestest zur kontinuierlichen Messung mechanischer Eigenschaften [17]

Um die kostenintensiven Dauerlaufversuche an Bauteilen zu verkürzen, wird ebenfalls in einem öffentlich geförderten Vorhaben [16] [17] ein neues Verfahren entwickelt und verifiziert, welches eine statische Alterung von Dichtringen in einem Ölbad (vgl. Abb. 3.27) mit einem dynamischen Dauerlauf kombiniert.

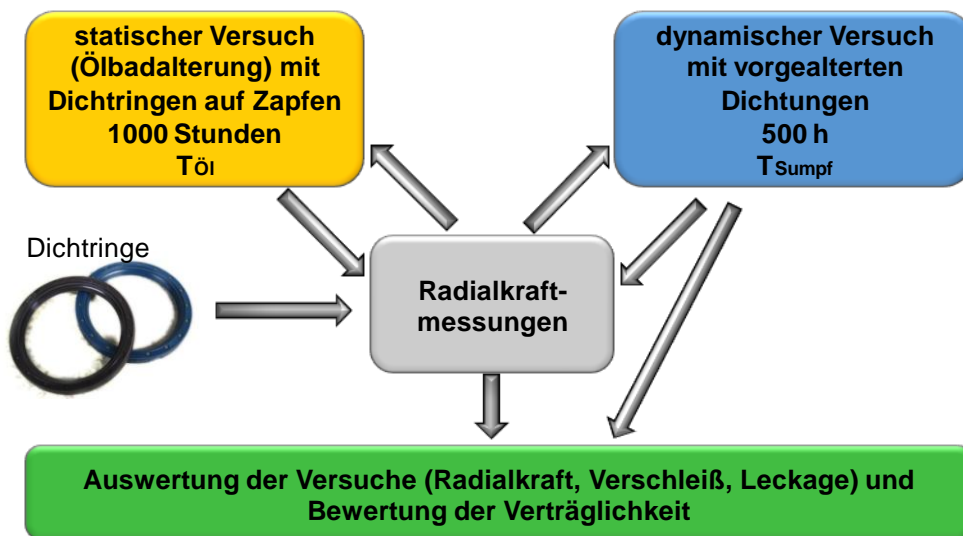


Abb. 3.29: Schematische Darstellung des verbesserten Prüfverfahrens [16] [17]

Ziel weiterer Forschungsarbeiten ist es, die Verträglichkeit und den Temperatureinfluss mit einfachen, schnellen und kostengünstigen Methoden zuverlässig ermitteln zu können. Wichtig sind hierbei eine Absprache verschiedener Firmen und das Anstreben einer Normung für Untersuchungen von Dichtringwerkstoffen [6], [7].

4 Durchführung experimenteller Untersuchungen

4.1 Versuchsobjekte

Für die Untersuchungen wurden Dichtringe von zwei unterschiedlichen Herstellern verwendet. Dichtringe aus den Materialien FKM-A (Abb. 4.2), FKM-B und NBR wurden vom ersten Hersteller bereitgestellt und entstammen, unabhängig des verwendeten Materials, derselben Spritzform, so dass eine minimale Geometrie- und damit verbunden eine geringe Radialkraftabweichung der Prüfdichtungen gewährleistet ist. Bei den verwendeten Elastomerwerkstoffen wurden zwei ähnliche FKM-Werkstoffe verwendet, wobei FKM-B eine Weiterentwicklung des Werkstoffes FKM-A darstellt. Die mittleren Radialkraftwerte sind in der folgenden Tabelle angegeben (vgl. Abb. 4.1).

| Messungen bei Nenndurchmesser 60 mm | FKM-A | FKM-B | FKM-X | FKM-X | NBR |
|--|---------|---------|---------|---------|-------|
| | neu/oSL | neu/oSL | neu/oSL | neu/mSL | neu |
| mittlere bezogene Radialkraft mit Feder in N/m | 118,3 | 75,0 | 103,5 | 124,7 | 145,9 |
| mittlere bezogene Radialkraft ohne Feder in N/m | 57,3 | 50,4 | 56,8 | 76,9 | 74,9 |

Abb. 4.1: Mittlere Bezogene Radialkraft bei Nenndurchmesser der verwendeten Dichtringe

Die Dichtringe vom Typ FKM-X sind Seriidichtringe des zweiten Herstellers, die für vergleichende Stichprobenuntersuchungen eingesetzt worden sind. Alle Dichtungen haben das Abmaß 60 x 75 x 8 mm, keine aktiven Förderstrukturen an der Dichtkante und die Schutzlippe wurde entfernt. Einzelne Vergleichsversuche wurden auch mit Schutzlippe durchgeführt.



Abb. 4.2: Schliffbild eines RWDR vom Typ FKM-A

Bei den Ölen handelt es sich um Nichtserien-Modellformulierungen aus der ISO-VG 220; zwei Polyalphaolefine (PAO) und drei Polyglykole (PG). PAO 5 steht hierbei für ein Öl, welches mit 5 % Esterbestandteilen formuliert wurde, PAO 0 enthält hingegen kein Ester. Die Polyglykole unterscheiden sich primär in ihrer Additivierung. Abb. 4.3 zeigt die in den Funktionsversuchen verwendeten Kombinationen von Dichtring und Schmierstoff.

| | kin. Viskosität | FKM-A | FKM-B | FKM-X | NBR |
|---------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| | mm ² /s (40 °C) | v _{Gleit} = 2,5-10 m/s | v _{Gleit} = 2,5-10 m/s | v _{Gleit} = 2,5-10 m/s | v _{Gleit} = 2,5-10 m/s |
| PAO 5 | ISO VG 220 | X | X | | X |
| PAO 0 | ISO VG 220 | X | X | | X |
| PGR | ISO VG 220 | X | X | X | X |
| PG 0.1 | ISO VG 220 | X | X | | X |
| PG 1.1 (neu) | ISO VG 110 | X | X | | X |

Abb. 4.3: Übersicht der Funktionsversuche

Üblicherweise werden von den Ölherstellern nur die kinematische Viskosität und die Dichte bei 15 °C angegeben. Unter Verwendung der DIN 51757 lässt sich jedoch die für die Berechnungen notwendige dynamische Viskosität bestimmen.

$$\rho(t) = \rho(15 \text{ °C}) \cdot e^{(-\alpha_T \cdot \Delta t \cdot (1 + \alpha_T \cdot 0,8 \cdot \Delta t))} \quad (3-12)$$

$$\alpha_T = \frac{K_0}{(\rho(15 \text{ °C}))^2} \cdot \frac{K_1}{\rho(15 \text{ °C})} \quad (3-13)$$

Nach DIN 51757 sind für Schmieröle die produktspezifischen Konstanten $K_0=0$ und $K_1=0,6278$, so dass die Dichte und somit auch die dynamische Viskosität für gewünschte Temperaturen berechnet werden kann. Abb. 4.4 zeigt die dynamische Viskosität η in Abhängigkeit der Temperatur für die bei den Untersuchungen verwendeten Öle. Nahezu alle Versuchsöle entsprechen der ISO VG 220, d. h. bei einer Temperatur von 40 °C weisen sie eine kinematische Viskosität von 220 mm²/s auf. Das Öl PG 1.1 (mod) bildet hier eine Ausnahme. Es wurde aus Polyglykolen verschiedener ISO VG-Klassen derart formuliert, dass die Viskosität in einem Temperaturbereich von etwa 120 bis 160 °C den PAO-Ölen, vom Additivpaket und der Dichte jedoch dem normalen PG 1.1 entspricht. Dadurch soll überprüft werden, ob Grundöl und Additivierung einen signifikanten Einfluss auf das Reibmoment und die Dichtkontakttemperatur haben oder ob der Einfluss der Viskosität dominant ist. Als Vergleich zeigt Abb. 4.4 zusätzlich zu den Versuchsölen auch die Kennlinie eines Mineralöles mit Antioxidantien. Der Vorteil der Synthetiköle gegenüber dem Mineralöl ist hier deutlich zu erkennen, da ein besseres Viskositäts-Temperatur-Verhalten erreicht wird.

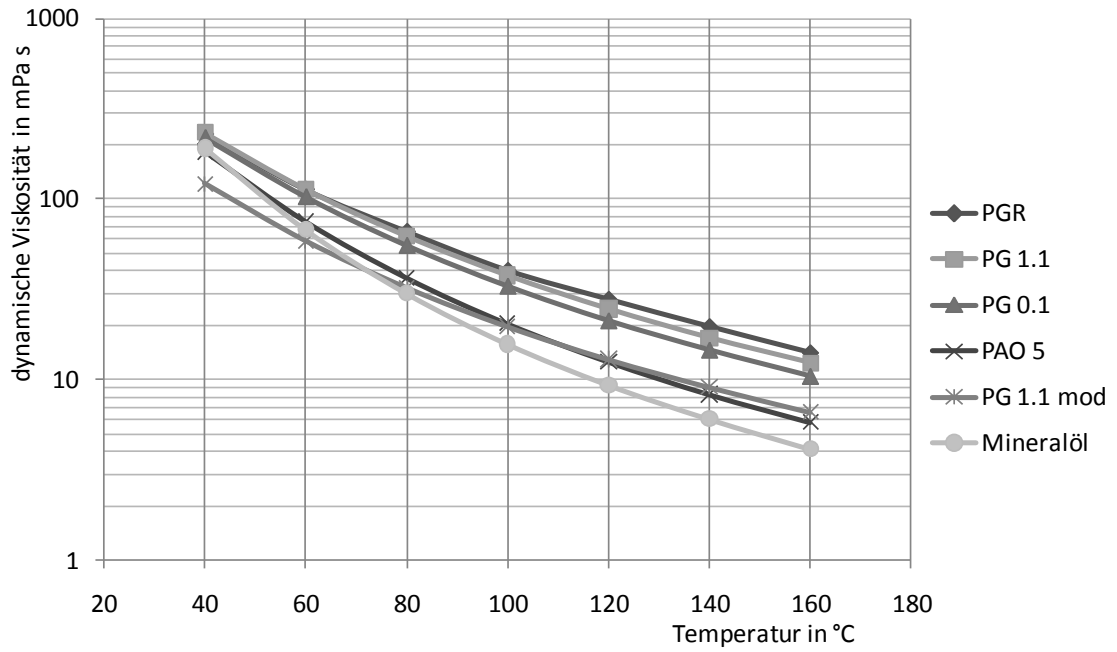


Abb. 4.4: Dynamische Viskosität der Versuchsöle in Abhängigkeit der Temperatur

4.2 Versuchseinrichtungen

4.2.1 Radialkraftmessgerät

Das für die Untersuchungen eingesetzte Radialkraftmessgerät (RKM) ist mit einem Prüfdorn und einem Ringhalter für 60 mm-Ringe ausgestattet. Bei der Messung werden die Ringe auf den geteilten Prüfdorn geschoben, der mehrere Durchmesserstufen besitzt (von 58,5 mm bis 61,5 mm in Schritten von 0,5 mm). Das Messergebnis ist die gesamte Radialkraft auf dem Umfang des Dichtrings.

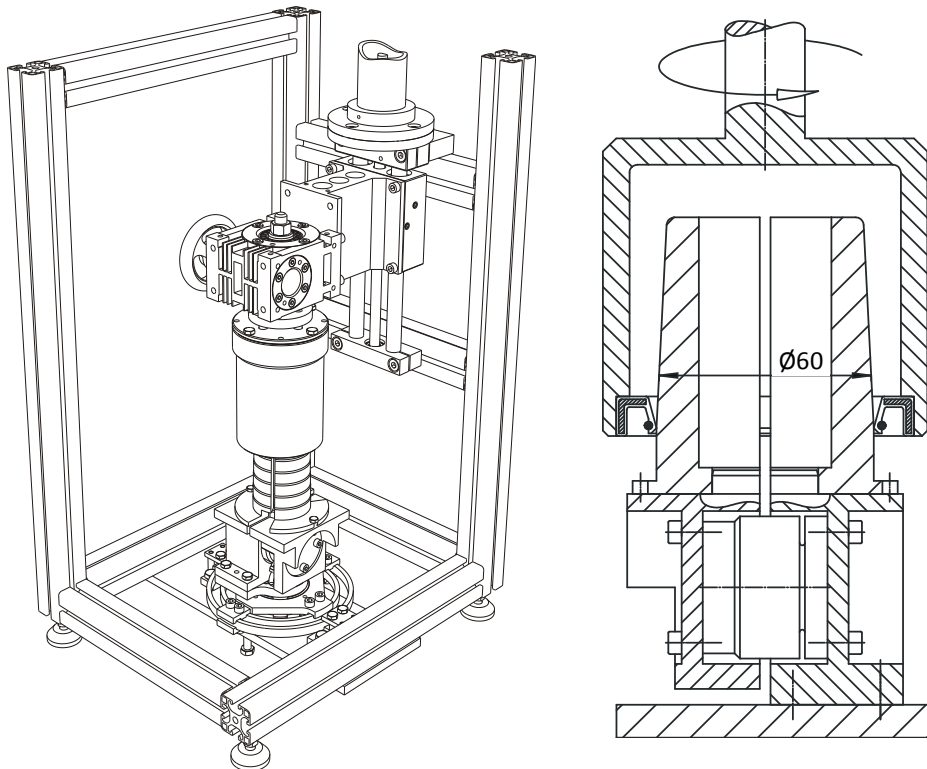
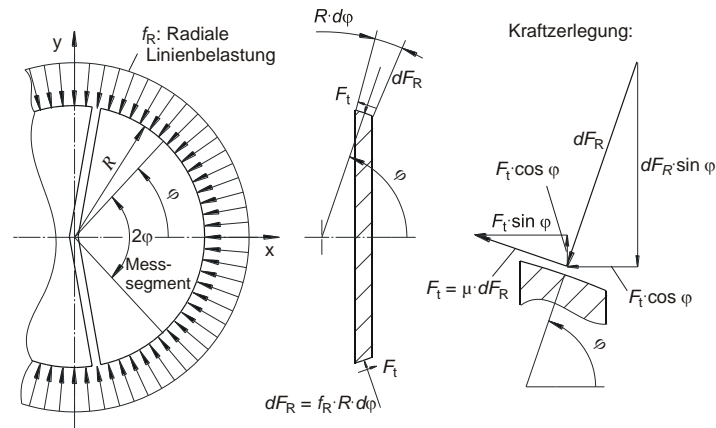


Abb. 4.5: Radialkraftmessgerät mit gestuftem (li.) und mit konischem Dorn (re.) [11]

Vom kleinsten zum größten Durchmesser schiebt ein automatisierter Stellantrieb stufenweise den Dichtring über den Messdorn und zieht ihn anschließend wieder zurück. Auf jeder Stufe wird für 80 Sekunden verweilt und abschließend die Radialkraft gemessen. Während der ersten 10 Sekunden nimmt die Radialkraft durch das Relaxationsverhalten des Elastomers noch deutlich ab bzw. steigt beim Entlasten an. Nach 60 Sekunden hat sich der Wert stabilisiert. Als Radialkraft-Messwert einer Stufe wird der Mittelwert der Messwerte der letzten 10 Sekunden beim Aufschieben und Herunterziehen auf dieser Stufe bestimmt.

Der gestufte Messdorn ist derart geteilt, dass ein Segment von 120° über einen Kraftsensor mit dem feststehenden Teil des Dornes verbunden ist. Bei der Messung wird somit die Kraft erfasst, die auf das Segment wirkt. Betrachtet man einen kleinen Ausschnitt des Messdornes, so lässt sich aus der erfassten Sensorkraft die Radialkraft bestimmen. Bei der Radialkraft handelt es sich um eine rechnerische Größe, die die radiale Linienbelastung, die von der Dichtkante erzeugt wird, darstellt.



Sensorkraft:

$$F_s = \int_{-\varphi_{\max}}^{\varphi_{\max}} f_R \cdot \cos \varphi \cdot R d\varphi = \int_{-\varphi_{\max}}^{\varphi_{\max}} \frac{F_R}{2\pi R} \cos \varphi \cdot R d\varphi$$

$$\text{mit } \varphi = 120 : F_R = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} F_s = 3,628 \cdot F_s$$

Abb. 4.6: Berechnung der Radialkraft aus der wirkenden Sensorkraft [11]

Zur Messung der Radialkraft bei Standard-RWDR wird zunächst der Dichtring inklusive der Schnurfeder vermessen. Anschließend wird die Feder entfernt und die nur durch den Werkstoff hervorgerufene Anpresskraft erfasst. So können leichter Materialveränderungen erkannt und bewertet werden. Abb. 4.7 zeigt einen typischen, während der Messung aufgezeichneten Schrieb. Die obere Kurve stellt das Ergebnis der Messung mit, die untere Kurve ohne die Feder dar. Zusätzlich werden für jede Kurve die Mittelwerte grafisch und als Zahlenwerte dargestellt. Aus der unteren Kurve wird ebenfalls die Steigung ermittelt, um auftretende Materialveränderung schneller qualitativ erfassen zu können.

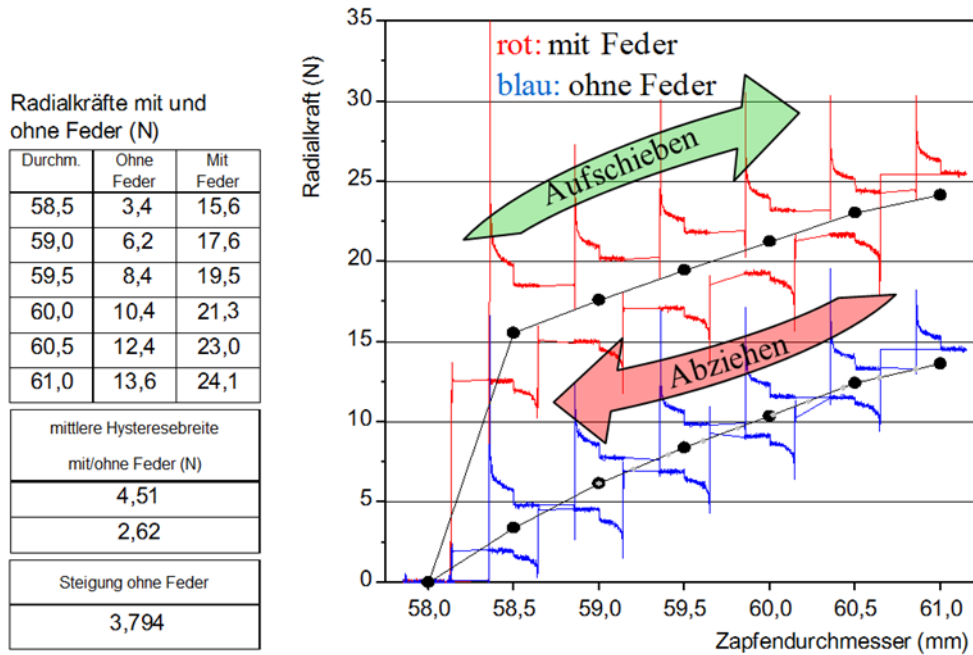


Abb. 4.7: Typischer Messschrieb einer Radialkraftmessung [16]

Zusätzlich zu den Standarduntersuchungen bei Raumtemperatur kann das Radialkraftmessgerät in einer Klimakammer betrieben werden, so dass zusätzlich der Einfluss der Temperatur auf die Radialkraft erfasst werden kann.

4.2.2 12fach Prüfstand für RWDR

Zur Durchführung von Langzeitversuchen steht ein 12fach-Prüfstand zur Verfügung. An dem 12fach-Prüfstand werden sechs Spindeln eingesetzt, die mittig durch einen Flachriemen angetrieben werden und an beiden Enden mit einem Konus versehen sind. An den Wellenenden sind einfache Prüfzapfen befestigt, auf denen die Dichtringe laufen.



Abb. 4.8: Zwölfachprüfstand mit Mess-PC

Die verwendeten Prüfzapfen sind massive Scheiben aus 16 MnCr5, die an der Außenfläche einsatzgehärtet und drallfrei geschliffen sind. Sie wurden mit einem Schlag von 0,1 mm gefertigt, um zum Einen den Fertigungstoleranzen gerecht zu werden und zum Anderen eine Vergleichbarkeit mit Lebensdauerprüfungen verschiedener Dichtringhersteller zu gewährleisten. Des Weiteren ermöglicht eine Exzentrizität an der Prüfwellen ein schnelleres Detektieren von Leckagen, die auf einem mangelnden Folgevermögen des Dichtringes aufgrund von Materialverhärtungen oder Radialkraftabbau beruhen. Der Zapfen mit der Dichtung befindet sich in einem Prüfkopf, der so mit Öl befüllt wird, dass der Zapfen zu einem Drittel überspült ist. Die Sumpftemperatur wird über eine am Prüfkopf angebrachte Heizung und einen im Öl befindlichen Temperatursensor für jeden Topf separat geregelt. Für die FKM-Dichtringe werden Sumpftemperaturen von 110 °C und bei NBR-Dichtringen von 80 °C verwendet. Die Drehzahl wird so eingestellt, dass die NBR-Dichtringen mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/s und die FKM-Ringe mit 10 m/s beansprucht werden.

Das Standardprüfverfahren sieht eine Laufzeit von 168 bis 1500 h für je sechs Dichtringe vor, so dass für die Untersuchungen und Freigabeversuche lange und kostenintensive Prüfstandläufe erforderlich sind. Um die Laufzeiten auf den Komponentenprüfständen zu reduzieren, werden die Dichtringe vor dem eigentlich Test für 1000 h in einem Ölbad chemisch gealtert und anschließend für maximal 500 h im Bauteilprüfstand hinsichtlich Leckage und Verschleiß untersucht. Hierbei werden die Ausfallzeit, die Erst- sowie die Gesamtleckage aufgezeichnet und ausgewertet.

4.2.3 Universalunktionsprüfstand (UFP)

Zur Untersuchung der Dichtspalttemperatur und des Reibmoments von Dichtringen wurde eine Variante des modularen Prüfkopfes für einen Universalunktionsprüfstand konstruiert und aufgebaut. Dieser Universalprüfstand zeichnet sich durch eine Modulbauweise aus, so dass mit geringem konstruktivem Aufwand unterschiedlichste Arten von Dichtringen untersucht werden können. Der Antrieb erfolgt an der Vorgelegespindel mit einem verstellbaren Riementrieb, der eine maximale Drehzahl von 15.000 U/min an der Prüfwellen ermöglicht (vgl. Abb. 4.9). Zwischen Vorgelege- und Hauptspindel, die reibungsarm gelagert ist, befinden sich eine Drehmomentmesswelle (2 und 3) und die Rotorantenne (5) der Telemetrie. Die Messwelle ist über zwei biegeeweiche Kupplungen (1) angeschlossen und dient gleichzeitig der Drehzahlerfassung. An die auf der rechten Seite herausgeführte Prüfwellen können verschiedene Prüfadapter montiert und zwei Thermoelemente des Typs K (NiCr/Ni) adaptiert werden. Die Leitungen sind durch die hohl gebohrte Prüfwellen (10) geführt und enden an der Rotorantenne. Je nach zu untersuchender Dichtungsbauforn können verschiedene Prüfköpfe mit adaptiert werden, so dass auch das Dichtungsumfeld variiert werden kann.

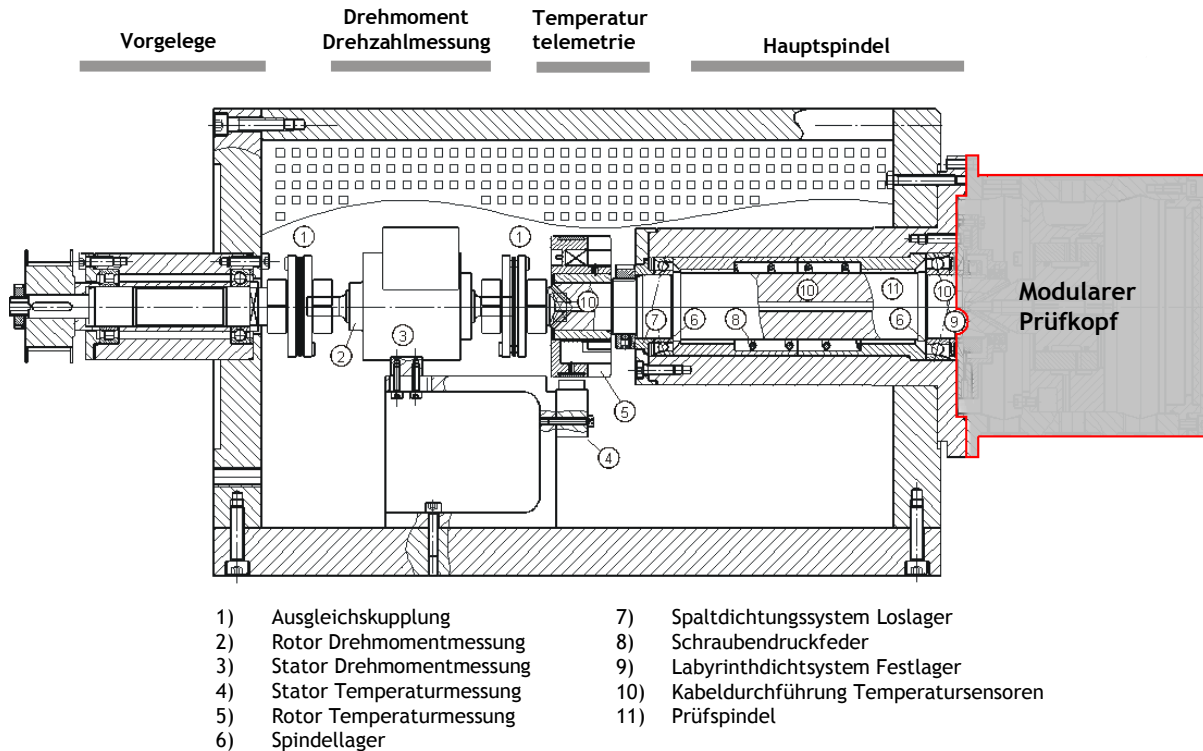


Abb. 4.9: Übersicht Universalfunktionsprüfstand

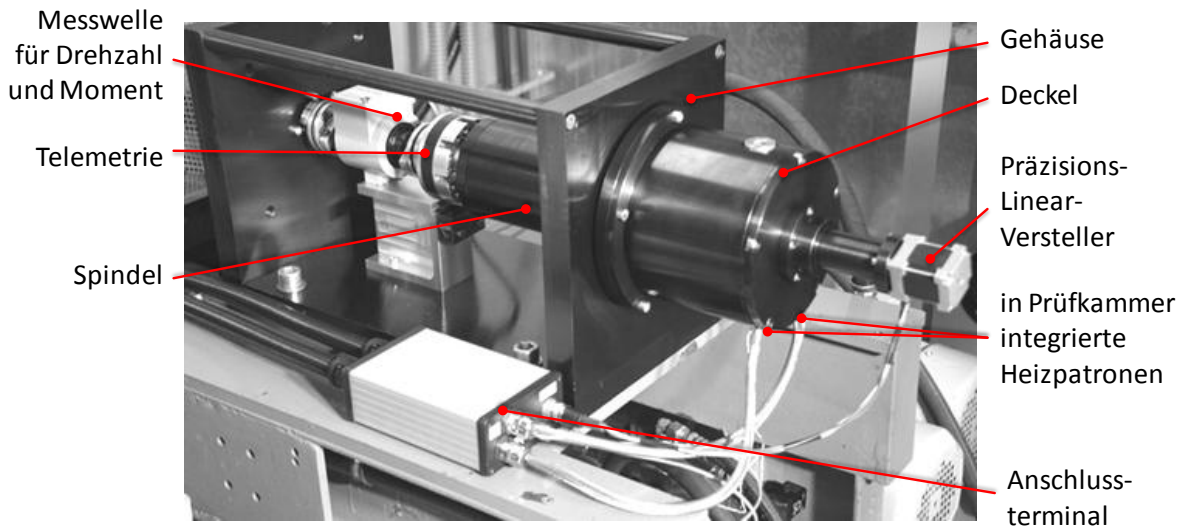


Abb. 4.10: Universalfunktionsprüfstand mit dem Modul zur Reibmoment- und Temperaturmessung

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird der in Abb. 4.11 dargestellte Prüfaufbau verwendet. Der Dichtring befindet sich in einer Gleitführung die durch einen Stift gegen ein Mitdrehen gesichert ist. Der Dichtring kann axial durch einen Präzisions-Linearaktuator automatisiert über die in die Messwelle integrierten und überschliffenen Typ K Thermoelemente geschoben werden. Dabei erfassen die Sensoren die maximale Temperatur und übertragen das Messsignal über eine Telemetrieinheit von der rotierenden Welle auf den Stator. Es werden jeweils zwei Thermoelemente um 180° versetzt auf einem Zapfen angebracht. Ebenso wie beim 12fach Prüfstand werden die Prüfwellen mit einer gewollten

Exzentrizität von 0,1 mm gefertigt. Das erste Thermoelement wird so platziert, dass es sich an der Stelle der maximalen Exzentrizität befindet, das andere um 180° am Umfang versetzt. In axialer Richtung sind die beiden Elemente um 0,4 mm versetzt, so dass beim Verschieben der Dichtlippe über den Zapfen zuerst das Eine und dann das Zweite in die Zone hoher Temperatur unter der Dichtlippe einfährt. Durch die Anbringung an den Extremstellen der Exzentrizität kann zudem die Abhängigkeit der Pressung auf die Temperatur erfasst werden.

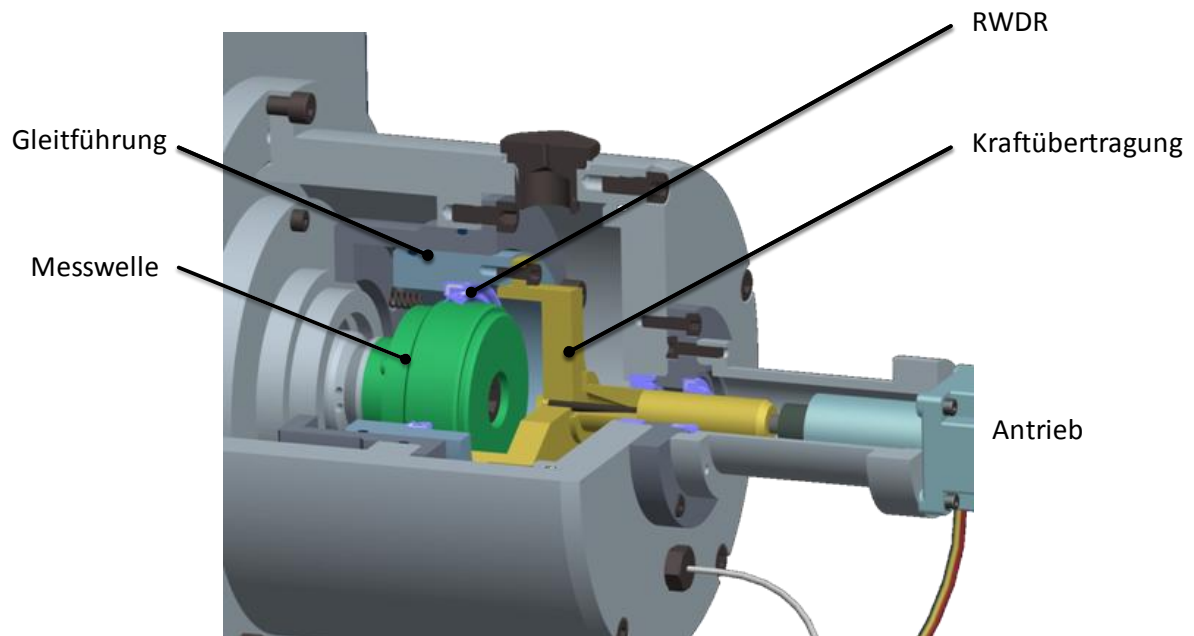


Abb. 4.11: Aufbau der Temperaturmesseinrichtung

Der Prüfkopf samt modularer Messwelle ermöglicht es, einfach und schnell Thermoelemente zu applizieren. Die Thermoelemente haben einen Durchmesser von ca. 0,3 mm und werden nach dem Einkleben mit der restlichen Dichtringgegenfläche überschliffen, um eine einheitliche Oberflächentopographie zu erreichen.

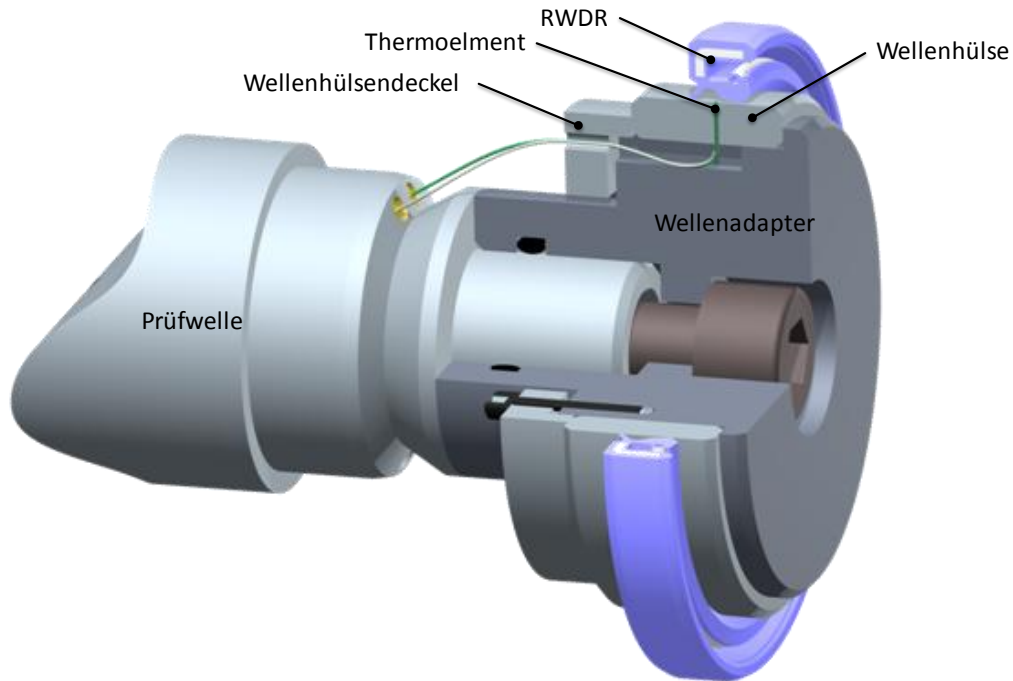


Abb. 4.12: Wellenadapter mit RWDR und Thermoelment

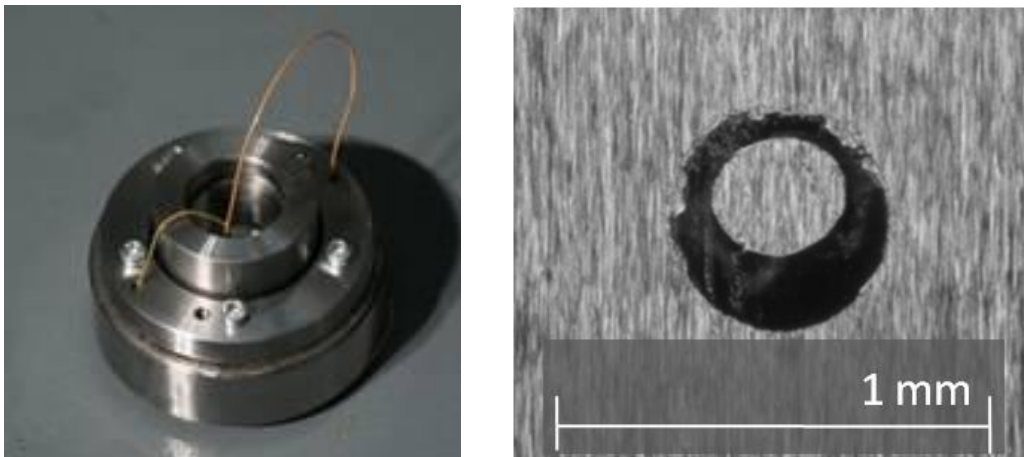


Abb. 4.13: Prüfwelle und überschleifene Messstelle, Sensordurchmesser ca. 0,3 mm

Der Dichtring wird automatisch mittels eines Präzisionsverstellers über die Thermoelmente geschoben und ermöglicht so für alle Messungen einen reproduzierbaren Messvorgang. Die Messungen der Temperaturen und des Reibmomentes erfolgen bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten. Aus den Messwerten lässt sich die Übertemperatur berechnen, die als Differenz zwischen der gemessenen Maximaltemperatur im Dichtkontakt und der geregelten Ölsumpftemperatur definiert ist.

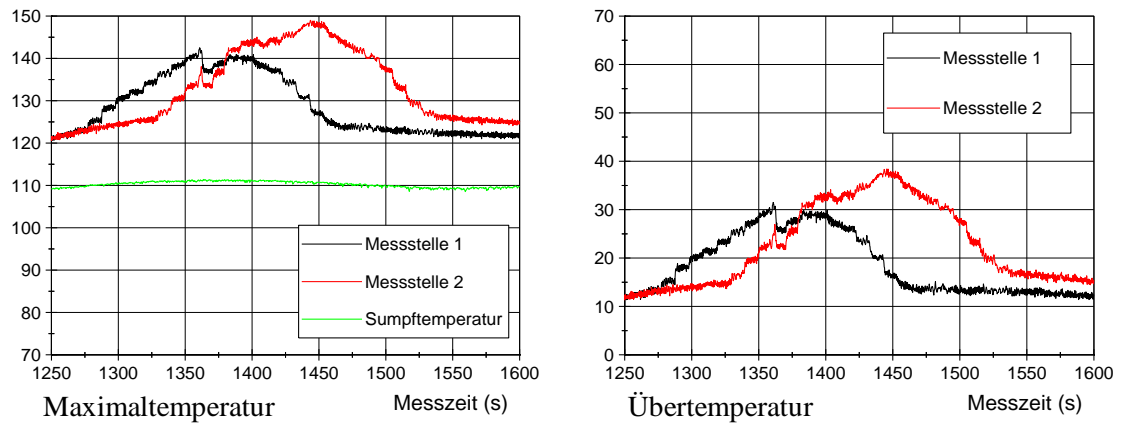


Abb. 4.14: Typische Messschriebe bei der Temperaturmessung im Dichtkontakt
(links: Maximaltemperatur; rechts: Übertemperatur)

Prinzip bedingt wird bei dem hier vorgestellten Versuchsaufbau zusätzlich zum Reibmoment der Dichtringe gleichzeitig auch das Reibmoment der Prüfwellenlagerung mit erfasst. Das Lagerreibmoment liegt jedoch um den Faktor 10 niedriger (Spindellagerung: ca. 0,03 Nm, RWDR ca. 0,3-0,4 Nm). Da bei dem Versuchsaufbau eine Temperierung der Prüfkammer auch ohne Dichtring und Fluid möglich ist, wurde trotz des geringen Einflusses des Lagerreibmomentes in regelmäßigen Abständen für verschiedene Temperaturen in Abhängigkeit der Drehzahl das Lagerreibmoment ermittelt und von den gemessenen Werten abgezogen.

Wie bereits in 3.4.4 beschrieben, treten neben Dichtungs- und Lagerreibung auch Planschverluste der Welle im Öl auf, welche die Messungen beeinflussen können. Vor der Auswertung der Messergebnisse ist eine Abschätzung der Verluste durchzuführen, ob sie einen signifikanten Einfluss auf das Gesamtmoment haben.

4.3 Untersuchungsmethoden von Dichtringen und Gegenflächen

Nach den Versuchen werden die Dichtringe und Wellen hinsichtlich Verschleißbreite, Rissbildung und Ölkohlebildung vermessen und begutachtet. Hierfür wird ein digitales Mikroskop verwendet. Der mit dem Mikroskop verbundene Mess-PC ermöglicht eine direkte Vermessung der Versuchsteile. Um die Dichtringe zerstörungsfrei untersuchen zu können, wird eine Spiegeleinheit verwendet, die an dem Mikroskop befestigt werden kann. Mit dieser Einrichtung kann das Objektiv des Mikroskops in das Innere des Dichtrings eingeführt werden. Die Spiegel sind von hoher Güte und zeigen keine optischen Verzerrungen, so dass eine Messung auch trotz der Umlenkung gut möglich ist.

Zur Beurteilung des Wellenverschleißes wird ein Oberflächen-Tastschnittgerät vom Typ Mahr Perthometer Concept eingesetzt. Abb. 4.17 zeigt die taktile Vermessung einer Welle. Anhand der erfassten Oberflächentopographie kann die Verschleißbreite und -tiefe an der Welle, respektive die Laufspur, ermittelt werden.



Abb. 4.15: Digitalmikroskop mit PC zur Auswertung

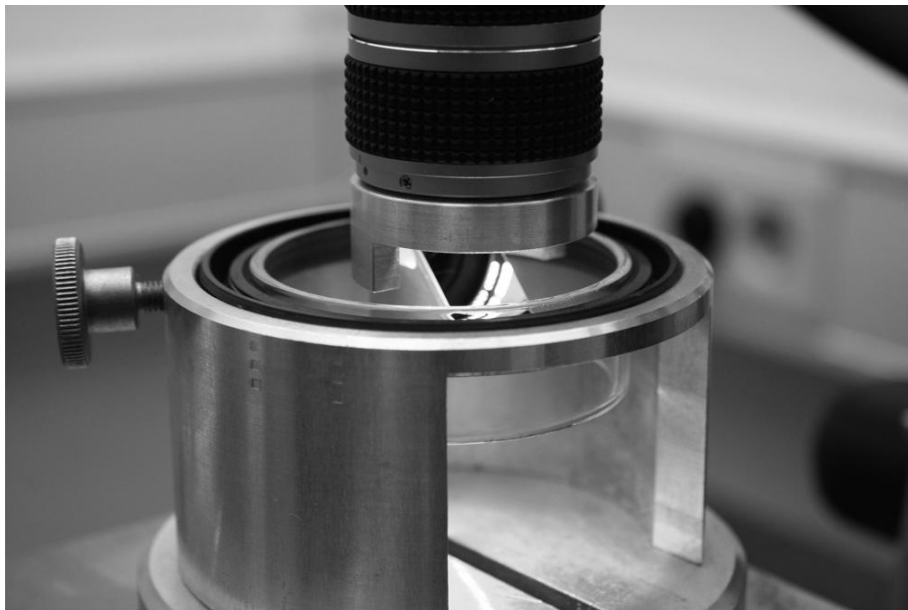


Abb. 4.16: Halterung für die Betrachtung und Vermessung des Dichtringverschleißes

Ebenso kann die Dichtkante des Ringes vermessen werden. Bei der Messung quer zur Dichtkante, wird die Verschleißbreite am Dichtring ermittelt und mit der optischen Messung verglichen. Bei der Messung entlang der Dichtkante, die eine Zerstörung des Dichtringes erfordert, wird die sich einstellende Rauheit an der Dichtkante erfasst. Kontaktbreite und Oberflächenrauheit im Dichtkontakt sind signifikante Einflussgrößen für das Reibverhalten im Dichtkontakt.

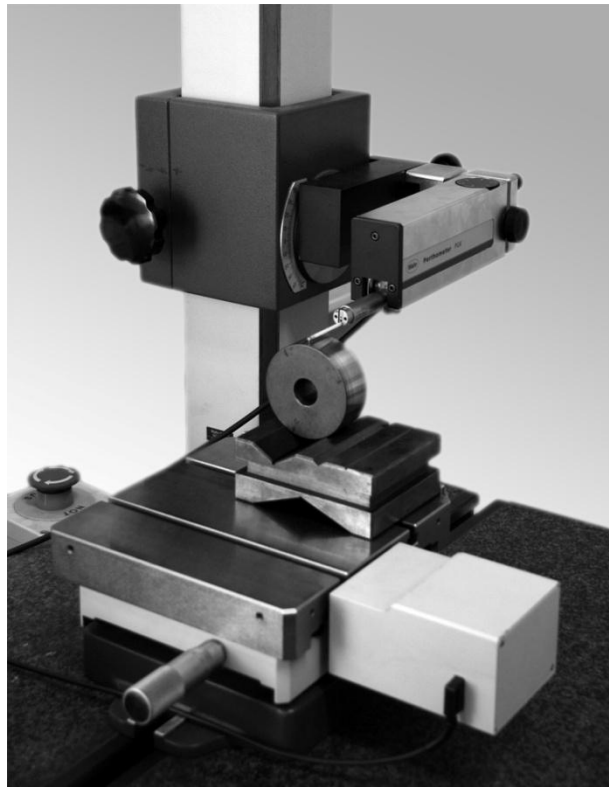


Abb. 4.17: Oberflächen-Messgerät MAHR Perthometer Concept mit automatischem Kreuztisch mit Prüfzelle und Halteprisma

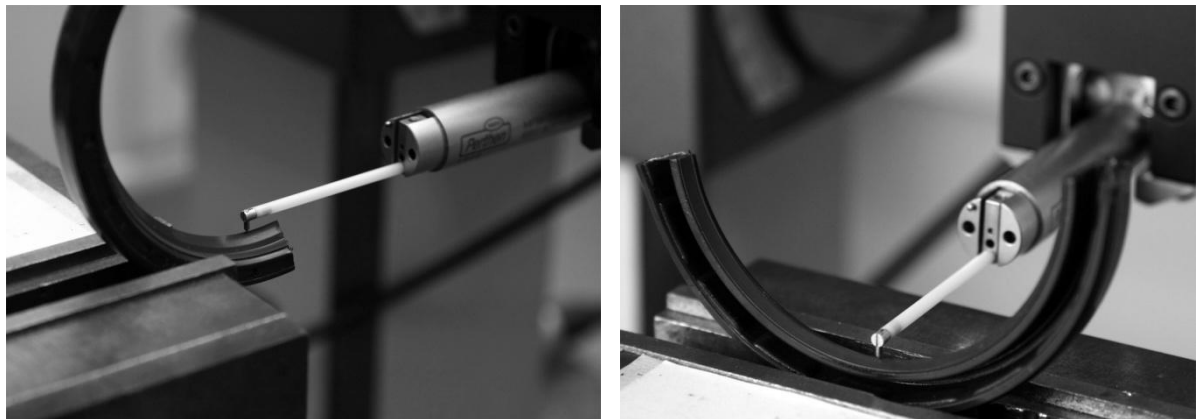


Abb. 4.18: Vermessung des Dichtringes in Umfangsrichtung und quer zur Dichtkante

Bei den taktilen Oberflächenmessungen ist zu berücksichtigen, dass eine kleine Anpresskraft der Messspitze an den Dichtring erforderlich ist. Dadurch kann das weiche Elastomermaterial minimal eingedrückt werden. Die Messung der Oberflächenstrukturen mit einer optischen Methode kann somit leicht abweichende Messwerte hervorbringen. Da aber auch bei den optischen Methoden Probleme und Ungenauigkeiten durch Lichtstreuung an unterschiedlichen Füllstoffen auftreten können, wird in dieser Arbeit, auch um praxisrelevant zu bleiben, auf das taktile Verfahren zurückgegriffen.

Dies ist beim Betrachten der folgenden Kapitel insbesondere bei der Berechnung von Reibmoment und Temperatur zu beachten.

5 Experimentelle Ergebnisse

5.1 Radialkraft in Abhängigkeit der Temperatur und der Laufzeit

Wie bereits in Kapitel 3.3.3 beschrieben, verändern sich die Eigenschaften technischer Elastomere in Abhängigkeit der Temperatur zum Teil sehr deutlich und so führt der abfallende E-Modul und der deutlich größere thermische Ausdehnungsfaktor des Elastomers gegenüber metallischen Umbauteilen zu einer Verringerung der Radialkraft. Da häufig nur unzureichende Daten zur Berechnung des thermischen Einflusses vorliegen, wurde zusätzlich zu den Standardmessungen bei Raumtemperatur die Radialkraft für ausgewählte Dichtungen bei erhöhter Umgebungstemperatur erfasst. Abb. 5.1 zeigt deutlich den Einfluss der Temperatur auf die Radialkraft bei nominellem Prüfdurchmesser (60 mm). Es ist zu erkennen, dass insbesondere bei eingelaufenen Dichtungen ein Absinken der Radialkraft um bis zu 20 % beim Vergleich von Raum- (21 °C) und Prüftemperatur (115 °C) möglich ist (vgl. Abb. 5.2).

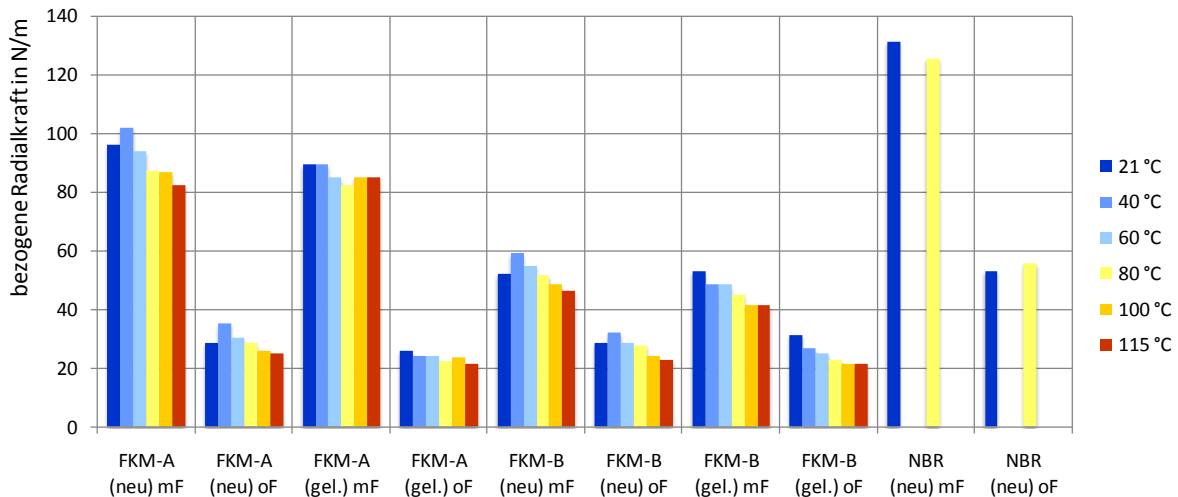


Abb. 5.1: Bezogene Radialkraft verschiedener Dichtringe bei nominellem Durchmesser in Abhängigkeit der Temperatur

Der Einfluss der Temperatur auf die Vorspannung durch die Feder ist minimal, auf die Materialeigenschaften jedoch dominant. Je nach Anwendungsfall ist somit von einer reduzierten Radialkraft auszugehen, die die Flächenpressung und somit auch das Reibmoment reduziert. Jedoch wird so auch das Folgevermögen der Dichtung bezüglich möglicher statischer bzw. dynamischer Exzentrizität herabgesetzt, so dass das Funktionsverhalten hinsichtlich der Leckage nachteilig beeinflusst werden kann.

Bei Berechnungen zur Vorhersage von Reibmomenten und Dichtkontakttemperatur ist dieser Effekt zu berücksichtigen.

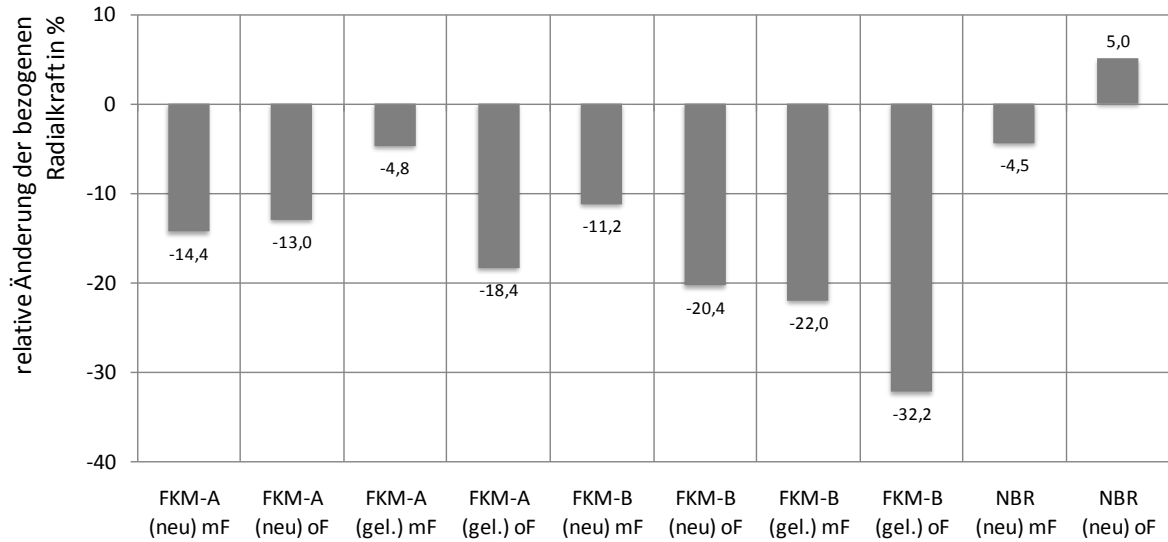


Abb. 5.2: Relative Änderung der Radialkraft zwischen Raumtemperatur und Prüftemperatur (NBR: 80 °C, FKM: 120 °C) von neuen und gelaufenen Dichtringen

5.2 Oberflächenmessungen und Kontaktbreiten

Wie bereits im Kapitel 4.3 beschrieben, wurden nach den Versuchen die Oberflächentopographien erfasst und daraus die wichtigen Parameter (vgl. Abb. 5.5) berechnet. Die folgenden Diagramme zeigen beispielhaft die Ergebnisse der Messungen an einer Prüfswelle (Abb. 5.3) und an einem aufgeschnittenen Dichtring (Abb. 5.4).

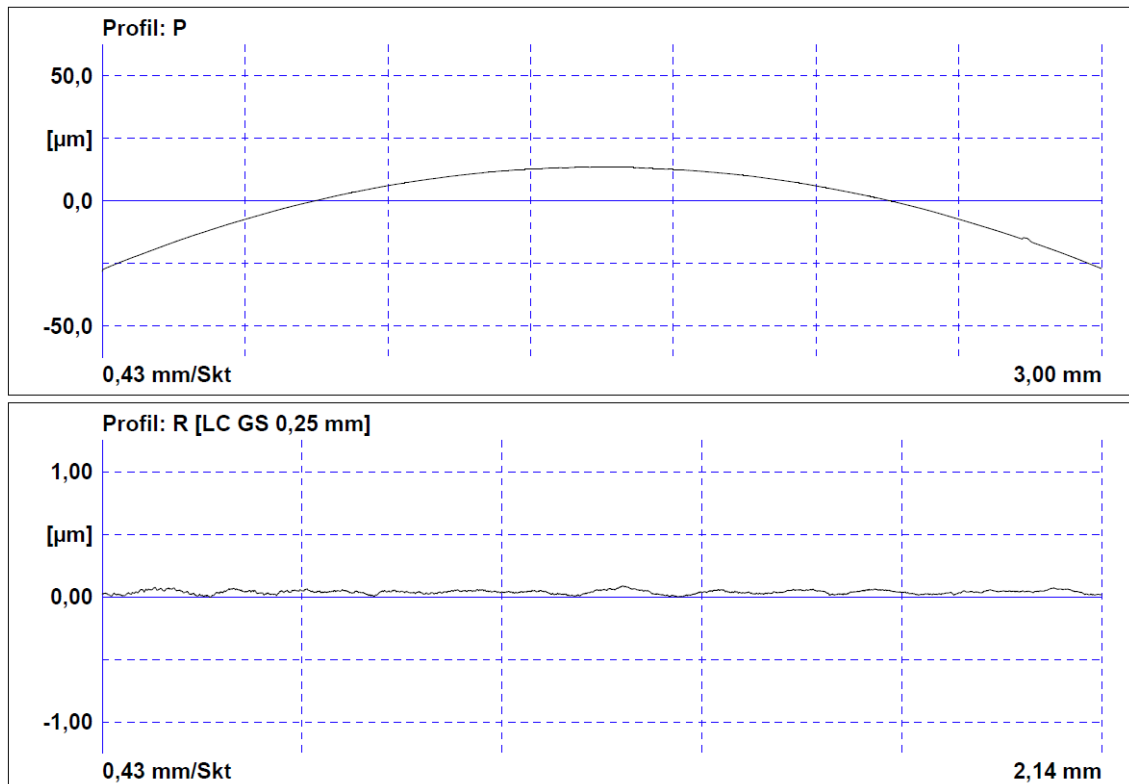


Abb. 5.3: Oberflächenprofilmessung (P- und R-Profil) an der Laufspur einer Prüfswelle (in Umfangsrichtung)

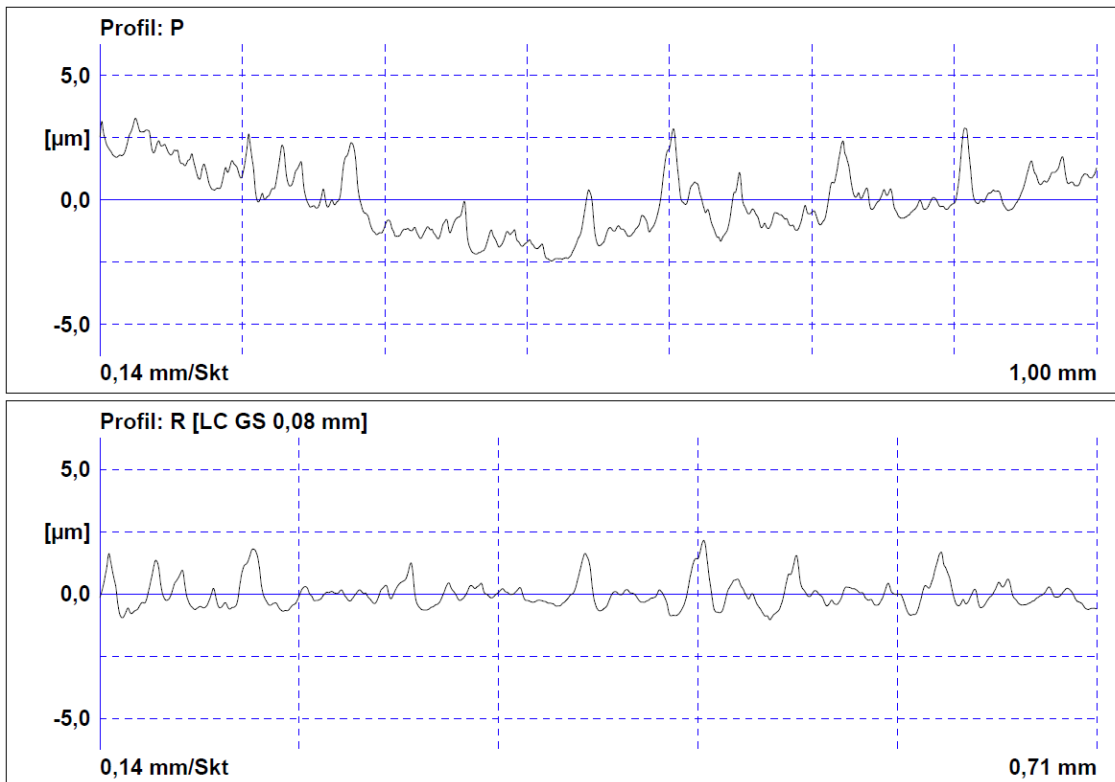


Abb. 5.4: Oberflächenprofilmessung an der Dichtkante eines FKM-A Dichtringes
(in Umfangsrichtung gemessen)

Deutlich tritt der Unterschied zwischen der sehr glatten Welle und der relativ dazu sehr rauen Dichtkante hervor. Die Tabelle (Abb. 5.5) zeigt die mittleren Werte einer Vielzahl von Messungen. Da es bei der vorliegenden Arbeit um eine allgemeine Betrachtung und Abschätzung des Funktionsverhaltens geht, wurde im Folgenden mit den mittleren Werten gerechnet und nicht mit individuellen Werten für jeden einzelnen Dichtring. Die Datenbasis reichte jedoch nicht aus, um den Einfluss des Öles auf die Oberflächenkenngrößen zu untersuchen. Durch unterschiedliche Quellung, Auswaschung von Füllstoffen oder andere physikalisch-chemische Wechselwirkungen zwischen Öl und Elastomer ist ein Einfluss jedoch möglich.

| Messgröße | mittlere Messwerte in μm (in Umfangsrichtung gemessen) | | | |
|------------------|--|--------------------|--------------------|------------------|
| | Prüfwelle | Dichtring FKM-A | Dichtring FKM-B | Dichtring NBR |
| R_a | 0,04 | 0,44 | 0,38 | 0,33 |
| R_{max} | 0,09 | 3,52 | 3,46 | 3,33 |
| R_z | 0,07 | 2,67 | 2,41 | 2,30 |
| R_q | 0,04 | 0,59 | 0,51 | 0,46 |
| R_p | 0,07 | 1,73 | 1,66 | 1,34 |
| R_t | 0,09 | 3,58 | 3,53 | 3,10 |

Abb. 5.5: Übersicht mittlerer Oberflächenkenngrößen für gelaufene Prüfwellen und Dichtringkanten

Neben der Rauheit im Dichtkontakt ist die Kontaktbreite der Dichtung ein entscheidender Faktor bei der Bestimmung des Betriebsverhaltens, welche optisch vermessen worden ist.

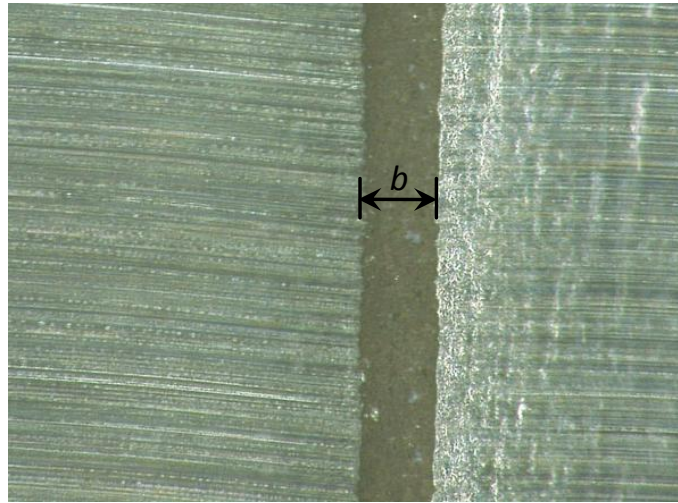


Abb. 5.6: Kontaktbreite eines FKM-A RWDR auf einer Glaswelle

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte sind analog zu den Oberflächenwerten aus einer Vielzahl von Messungen ermittelt worden. Bei der Kontaktbreite ist ein Einfluss des Materials, der Radialkraft und der Versuchsöl deutlich zu erkennen.

| Versuchsöl | mittlere Kontaktbreite in μm | | |
|------------|---|-----------------|---------------|
| | Dichtring FKM-A | Dichtring FKM-B | Dichtring NBR |
| PAO 5 | 190 | 180 | 170 |
| PAO 0 | 200 | 180 | 175 |
| PGR | 220 | 215 | 220 |
| PG 0.1 | 230 | 200 | 200 |
| PG 1.1 | 220 | 205 | - |
| PG 1.1 mod | 200 | - | - |

Abb. 5.7: Mittlere Kontaktbreite gelaufener Dichtungen in Abhängigkeit von Dichtringwerkstoff, Radialkraft und Versuchsöl

| Versuchsöl | Breiten-Oberflächen-Verhältnis b/R_p | | |
|------------|--|-----------------|---------------|
| | Dichtring FKM-A | Dichtring FKM-B | Dichtring NBR |
| PAO 5 | 106 | 104 | 121 |
| PAO 0 | 111 | 104 | 124 |
| PGR | 123 | 124 | 156 |
| PG 0.1 | 128 | 116 | 142 |
| PG 1.1 | 123 | 118 | - |
| PG 1.1 mod | 111 | - | - |
| Mittelwert | 117 | 113 | 136 |

Abb. 5.8: Breiten Oberflächen-Verhältnis in Abhängigkeit von Dichtringwerkstoff, Radialkraft und Versuchsöl

5.3 Planschverluste an der Prüfwellen

Die Planschverluste am freien Prüfwellenende können mit dem Ansatz von *Walter* (siehe Kapitel 3.4.4) berechnet werden. Die Ölviskosität wurde den Datenblättern entnommen, Eintauchtiefe der Welle und die Ölvolumina ergeben sich aus der Prüfkammergeometrie und dem vorgegebenen Ölstand. In Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit können die Froude- und die Reynoldszahl bestimmt werden, so dass anhand der bekannten Größen das Planschmoment berechnet werden kann.

Abb. 5.9 zeigt die berechneten Planschverluste des Öles PGR bei verschiedenen Temperaturen aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit. Der temperaturbedingte Einfluss der Viskosität wird hier deutlich. Ebenso fällt auf, dass das Planschmoment bei höherer Gleitgeschwindigkeit ansteigt. Insbesondere für niedrige Geschwindigkeiten, aber auch bei höheren, bewegt sich das Planschmoment auf einem sehr niedrigen Niveau ($< 22 \text{ Nmm}$). Den Einfluss des verwendeten Schmieröles auf das Planschmoment bei einer konstanten Temperatur von $110 \text{ }^\circ\text{C}$ zeigt Abb. 5.10. Der Einfluss der Viskosität auf das Planschmoment ist ebenfalls ausgeprägt. Die Öle mit der geringsten Viskosität bei $110 \text{ }^\circ\text{C}$ weisen auch das geringste Planschmoment auf.

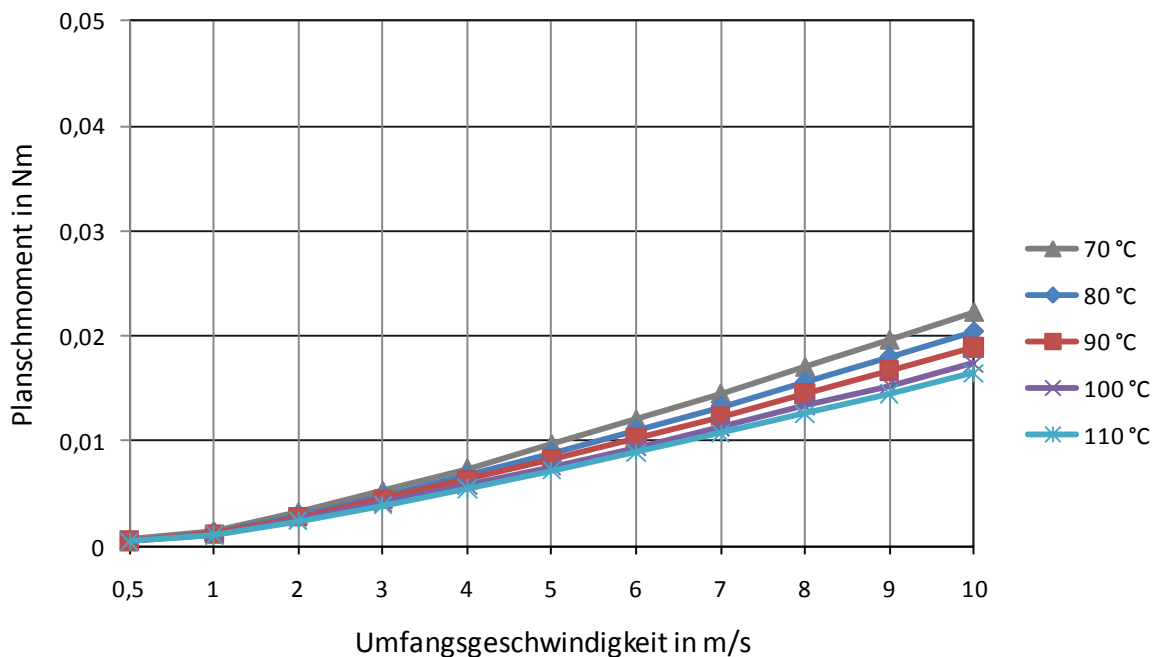


Abb. 5.9: Berechnetes Planschmoment am Wellenende für das Öl PGR in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Temperaturen (nach *Walter* [51])

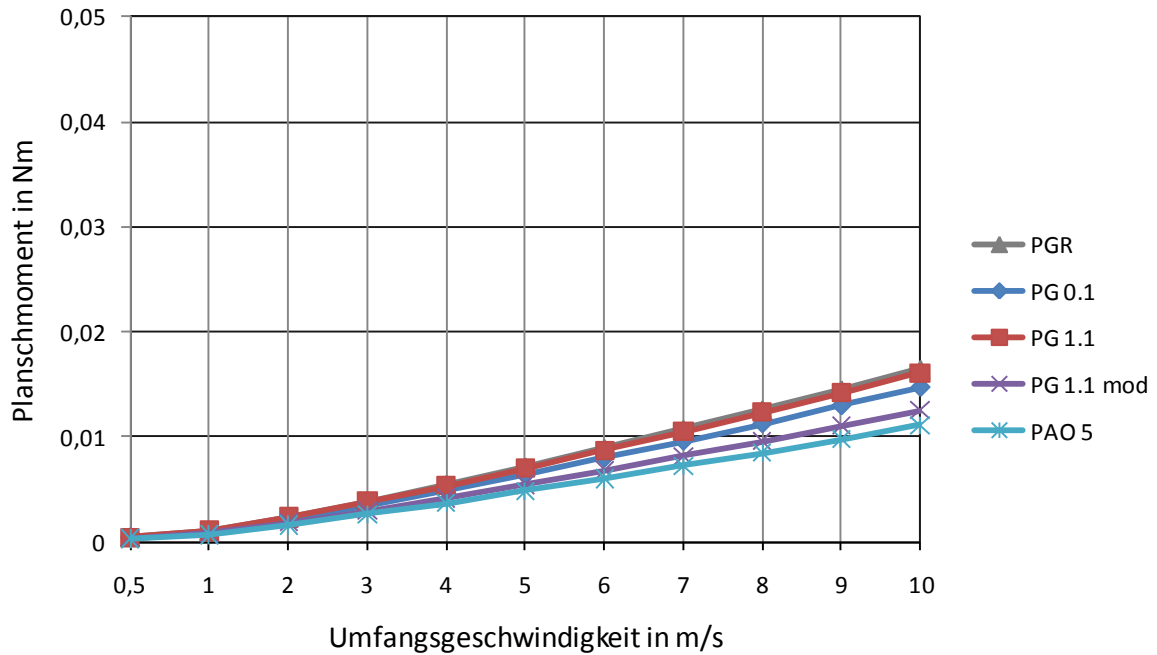


Abb. 5.10: Berechnetes Planschmoment am Wellenende für die Versuchsöse in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei einer Sumpftemperatur von 110 °C (nach Walter [51])

Den direkten Einfluss der Planschverluste auf die folgenden Messungen zeigt Abb. 5.11. Es ist das Ergebnis der Reibmomentmessung in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Ölständen dargestellt. Das Diagramm veranschaulicht, dass das Reibmoment bei 1/3 Füllstand ab einer Geschwindigkeit von 8 m/s über den Wert bei kompletter Flutung der Prüfkammer steigt. Subtrahiert man die Planschverluste vom gemessenen Reibwert, so ergeben sich die gestrichelt gezeichneten Kurven. Die berechneten Momente gelten allerdings nur für eintauchende Wellen, so dass die Anwendung bei der komplett gefluteten Messung eigentlich nicht zulässig ist.

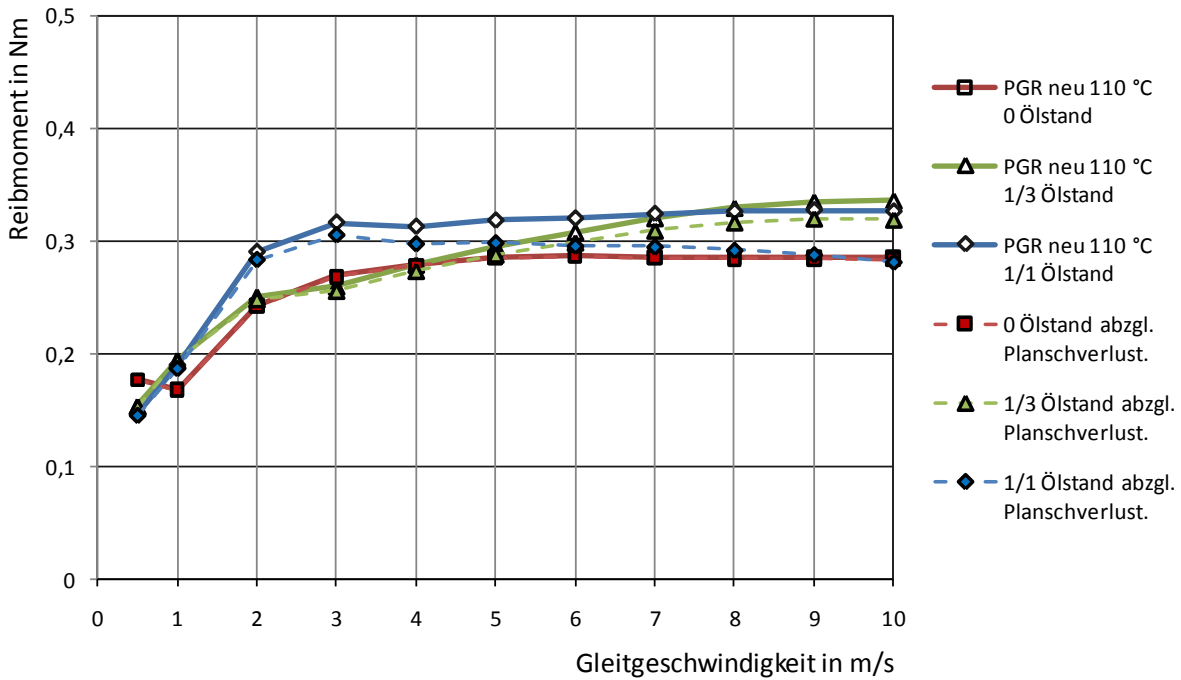


Abb. 5.11: Reibmoment aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Ölständen mit FKM-A RWDR (Strichlinie: abzüglich der Planschverluste)

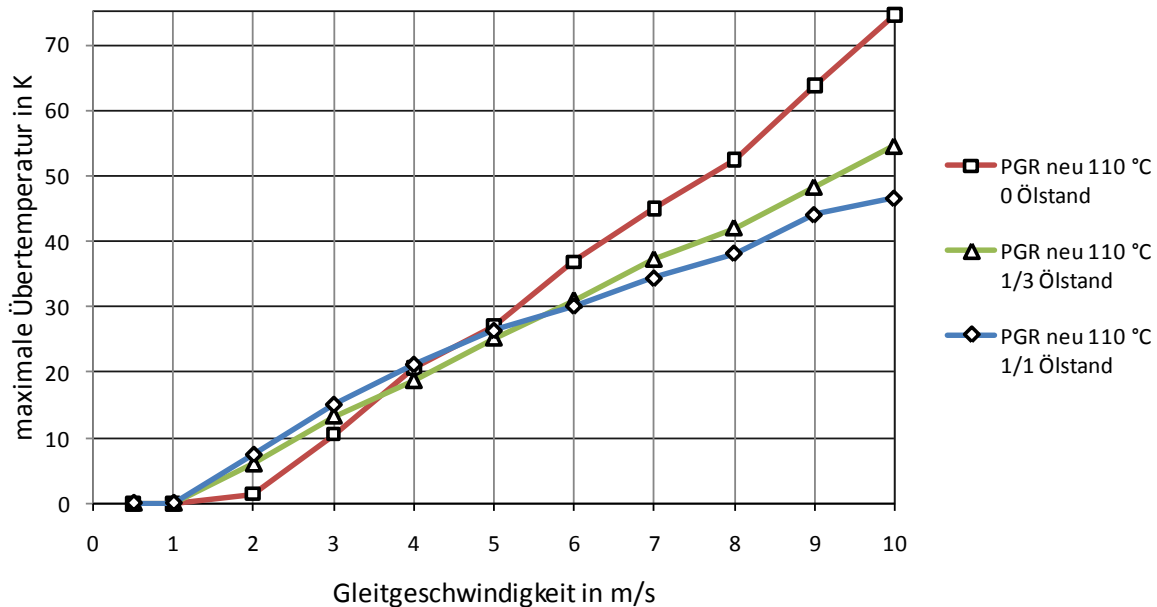


Abb. 5.12: Maximale Übertemperatur aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Ölständen mit FKM-A RWDR

Deutlich ist jedoch zu erkennen, dass das Dichtungsreibmoment bzw. der Reibwert bei einer höheren Gleitgeschwindigkeit niedriger ist, als der gemessene Wert. Die Planschverluste sind also unbedingt zu beachten und sind daher bei den Betrachtungen in den folgenden Kapiteln von den gemessenen Gesamtreibmomenten abgezogen worden.

Obwohl das Reibmoment bei dem geringsten Ölstand am niedrigsten liegt, sind die gemessenen maximalen Übertemperaturen im Dichtkontakt am größten. Dies ist auf eine

verschlechterte Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt bzw. aus der Welle zurückzuführen. Die Wärmeleitfähigkeit der Luft ist signifikant schlechter als die des Öles. Analog dazu weist die Messung mit der komplett gefluteten Welle die niedrigsten Temperaturen auf.

5.4 Temperatur- und Reibverhalten der Dichtringe

Wie in 4.1 beschrieben, wurden für jede Kombination bei konstanter Sumpftemperatur und bei gleichem Ölstand die Temperatur unter der Dichtlippe und das Reibmoment in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit gemessen. Je Kombination wurde die Messung dreimal wiederholt, um Messfehler zu minimieren. Aus Reibmoment und Gleitgeschwindigkeit wird die Reibleistung berechnet. Für jede Einzelmessung ergibt sich ein Diagramm, wie es beispielhaft Abb. 5.13 zeigt.

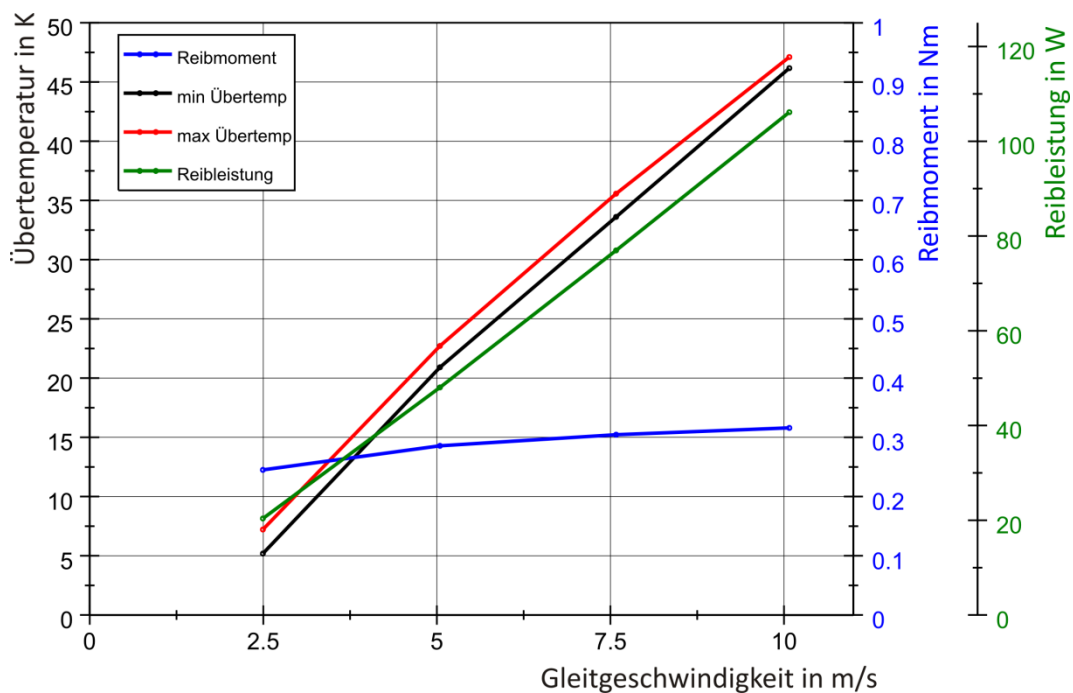


Abb. 5.13: Übertemperatur, Reibmoment und Reibleistung in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit eines NBR-Ringes in PG 0.1 bei 80 °C Sumpftemperatur

Die gemittelten Messwerte für FKM-A, FKM-B und NBR bei 5 m/s und 10 m/s Gleitgeschwindigkeit sind in den folgenden Tabellen zusammengefasst dargestellt.

| | FKM-A | | | FKM-B | | | NBR | | |
|---------------------|----------|----------|--------|----------|----------|--------|-----------|-----------|---------|
| | Tmax (K) | Tmin (K) | M (Nm) | Tmax (K) | Tmin (K) | M (Nm) | Tmax* (K) | Tmin* (K) | M* (Nm) |
| PG 0.1 | 19,5 | 15,3 | 0,24 | 9,6 | 7,8 | 0,15 | 23,3 | 21,1 | 0,32 |
| PG 1.1 | 13,9 | 9,8 | 0,26 | 10,1 | 10,1 | 0,17 | 23,5 | 20,5 | 0,35 |
| PG 1.1 (mod) | 12,4 | 11,4 | 0,21 | 5,1 | 2,6 | 0,13 | 18,2 | 15,4 | 0,28 |
| PGR | 20,5 | 16,2 | 0,26 | 13,3 | 8,4 | 0,17 | 25,4 | 21,7 | 0,35 |
| PAO 0 | 12,9 | 11,2 | 0,19 | 8,2 | 6,7 | 0,12 | 19,0 | 16,8 | 0,28 |
| PAO 5 | 13,4 | 11,4 | 0,20 | 7,6 | 6,4 | 0,12 | 18,7 | 16,9 | 0,27 |

Tmin/Tmax = max./min. Übertemperatur bei 80 °C - 5 m/s

M = Reibmoment bei 80 °C - 5 m/s

Abb. 5.14: Maximal- und Minimaltemperaturen sowie Reibmoment bei 5 m/s Gleitgeschwindigkeit

| | FKM-A | | | FKM-B | | | NBR | | |
|---------------------|----------|----------|--------|----------|----------|--------|----------|----------|--------|
| | Tmax (K) | Tmin (K) | M (Nm) | Tmax (K) | Tmin (K) | M (Nm) | Tmax (K) | Tmin (K) | M (Nm) |
| PG 0.1 | 40,7 | 36,0 | 0,27 | 24,8 | 19,8 | 0,18 | 46,9 | 45,0 | 0,32 |
| PG 1.1 | 37,9 | 32,6 | 0,29 | 23,8 | 21,3 | 0,21 | 48,7 | 44,7 | 0,35 |
| PG 1.1 (mod) | 28,3 | 26,1 | 0,25 | 17,2 | 15,0 | 0,16 | 35,6 | 32,6 | 0,28 |
| PGR | 40,8 | 34,6 | 0,30 | 27,6 | 21,3 | 0,21 | 49,4 | 44,3 | 0,35 |
| PAO 0 | 27,4 | 24,7 | 0,23 | 18,8 | 15,6 | 0,15 | 37,6 | 35,4 | 0,28 |
| PAO 5 | 29,4 | 27,4 | 0,22 | 20,0 | 17,6 | 0,16 | 38,3 | 35,6 | 0,27 |

Tmax/Tmin = max./min. Übertemperatur bei 110 °C - 10 m/s

M = Reibmoment bei 110 °C - 10 m/s

Abb. 5.15: Maximal- und Minimaltemperaturen sowie Reibmoment bei 10 m/s Gleitgeschwindigkeit

Beim Vergleich der Übertemperaturen bei 10 m/s fällt zunächst auf, dass die NBR-Dichtringe die höchsten Temperaturen aufweisen, gefolgt von FKM-A und FKM-B. Dies ist auf die unterschiedliche Radialkraft der Dichtringe zurückzuführen. NBR weist mit einer mittleren Radialkraft von 145 N/m den höchsten Wert auf. FKM-A (112,5 N/m) und FKM-B (74,5 N/m) haben deutlich geringere Radialkräfte bei Nenndurchmesser und somit auch eine reduzierte Anpressung. Durch die niedrigere Radialkraft wird allerdings auch das Folgevermögen der Dichtung bei auftretender Exzentrizität eingeschränkt. Für die Messungen wurde eine dynamische Exzentrizität der Welle von 0,1 mm festgelegt. Hierbei konnte jedoch kein Einfluss der Exzentrizität auf das Dichtverhalten der FKM-B Dichtringe im Vergleich zu den FKM-A Ringen mit höherer Anpressung festgestellt werden.

Ein ähnliches Verhalten wie bei den Temperaturen tritt auch beim Reibmoment auf. Hier liegen die Werte für den NBR über denen des FKM-A und des FKM-B.

Vergleicht man die Temperatur und das Reibmoment in Abhängigkeit der Öle innerhalb einer Elastomergruppe miteinander, so ist zu erkennen, dass die Öle auf Polyglykolykolbasis (blau, rot und grün) deutlich höhere Temperaturen und Reibmomente erzeugen, als jene auf Polyalphaolefinbasis (violett und hellblau). Zunächst entsteht der Eindruck, dass dieser Effekt auf eine unterschiedliche Additivierung der Öle zurückzuführen ist. Zur Überprüfung dieser These wurde anhand eines Modellfluids mit angepasster Viskosität eine Referenzmessung durchgeführt (PG 1.1 mod). Wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben, basiert das Modellfluid auf dem PG 1.1-Öl, hat jedoch eine andere Viskositätsklasse, die in einem Temperaturbereich von 120 bis 160 °C etwa die gleiche Viskosität aufweist wie die PAO-Öle. Betrachtet man das Ergebnis im Balkendiagramm, so ist zu erkennen, dass mit dem angepassten Öl ein ähnliches Temperatur- und Reibmomentniveau erreicht wird, wie mit den PAO-Ölen vergleichbarer Viskosität. Die Grundölzusammensetzung und die Additivierung haben nur einen geringen, die Viskosität des eingesetzten Fluides hingegen einen signifikanten Einfluss auf Temperatur und Reibmoment im Dichtkontakt.

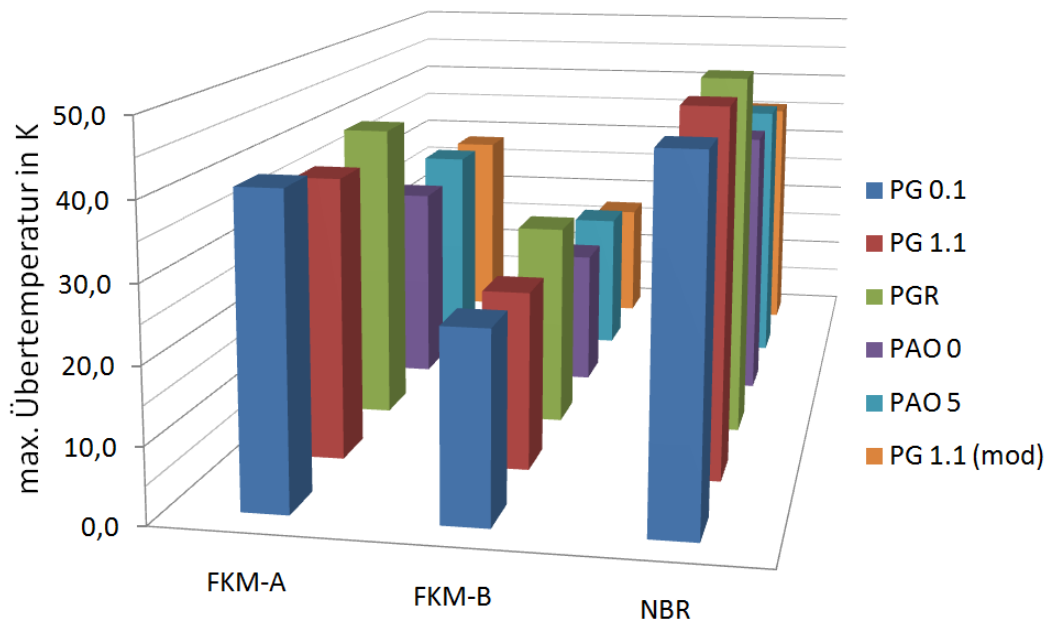


Abb. 5.16: Maximale Übertemperatur im Dichtkontakt in Abhängigkeit des Elastomerwerkstoffes und des Öles bei 10 m/s Gleitgeschwindigkeit

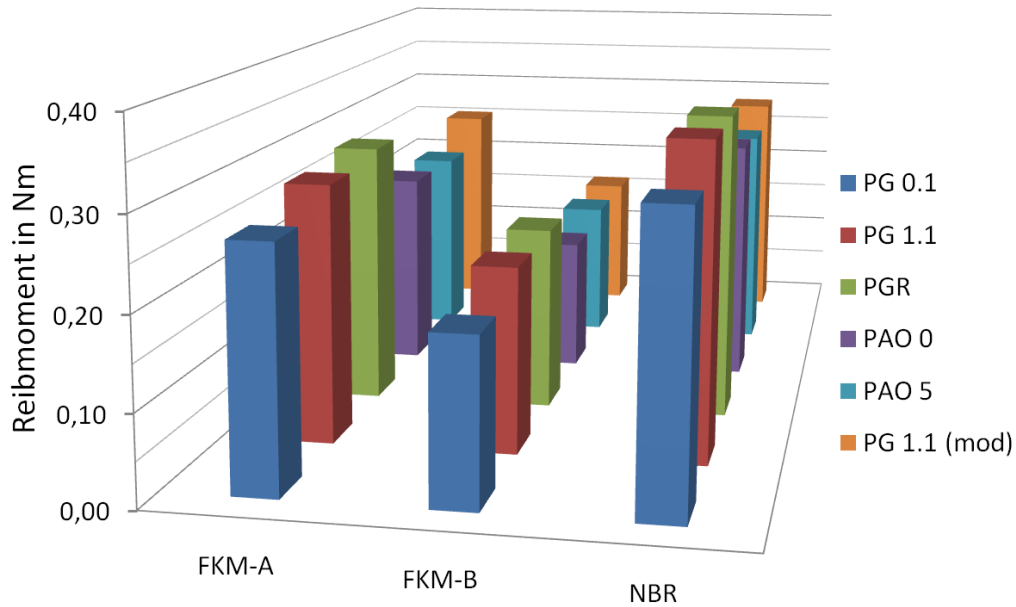


Abb. 5.17: Reibmoment an Dichtringen in Abhängigkeit des Elastomerwerkstoffes und des Öles bei 10 m/s Gleitgeschwindigkeit

Dies gilt auch bei reduzierten Bedingungen von 5 m/s Gleitgeschwindigkeit. Der prinzipielle Verlauf ist ähnlich zu den Messungen bei 10 m/s, befindet sich jedoch auch einem insgesamt niedrigeren Niveau (vgl. Abb. 5.18 und Abb. 5.19).

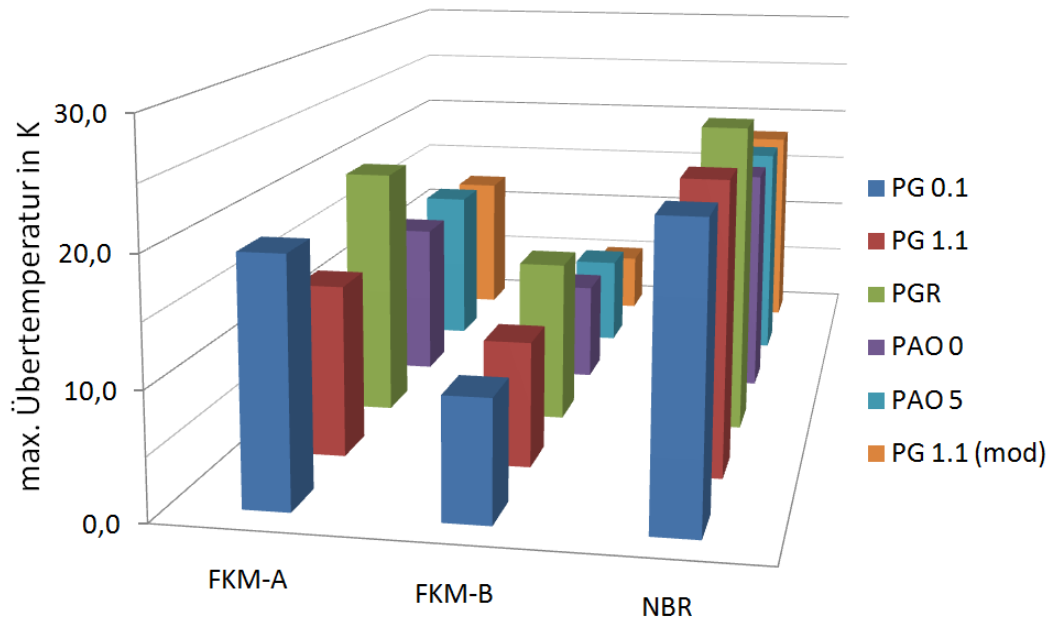


Abb. 5.18: Maximale Übertemperatur im Dichtkontakt in Abhängigkeit des Elastomerwerkstoffes und des Öles bei 5 m/s Gleitgeschwindigkeit

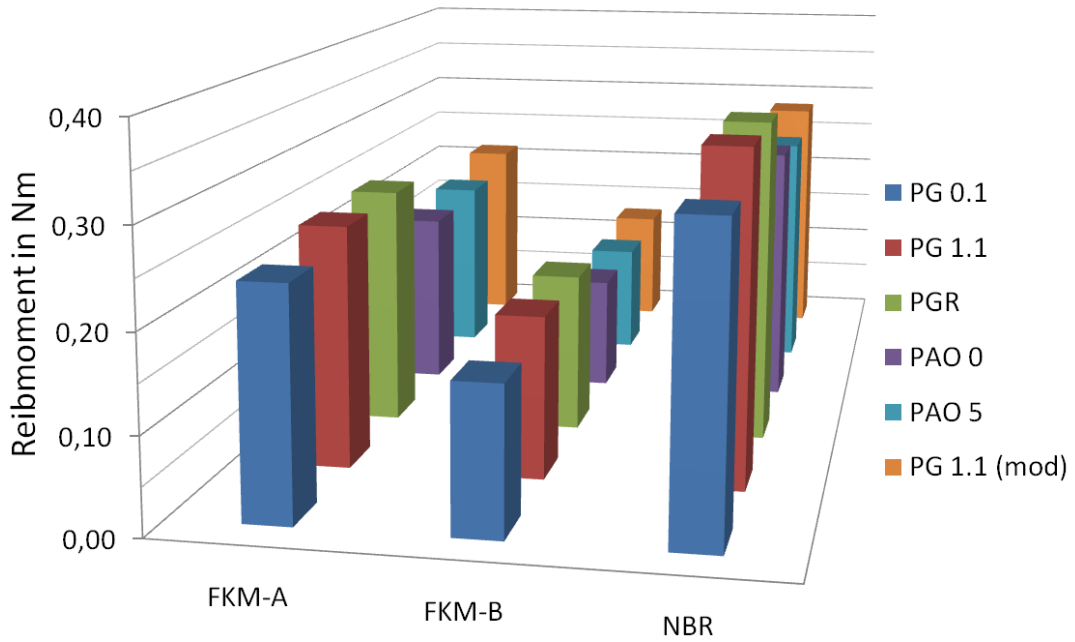


Abb. 5.19: Reibmoment an Dichtringen in Abhängigkeit des Elastomerwerkstoffes und des Öles bei 5 m/s Gleitgeschwindigkeit

Eine bessere Vergleichbarkeit der Diagramme wird erreicht, indem das gemessene Reibmoment auf das Produkt aus Radialkraft und Radius normiert wird und man so den dimensionslosen Reibwert μ erhält:

$$\mu = \frac{(M_{ges} - M_{Pl})}{r \cdot F_{rad}} \quad (5-1)$$

Im Folgenden sind für die drei verwendeten Elastomergruppen die Reibwerte über der Gleitgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Versuchssole dargestellt.

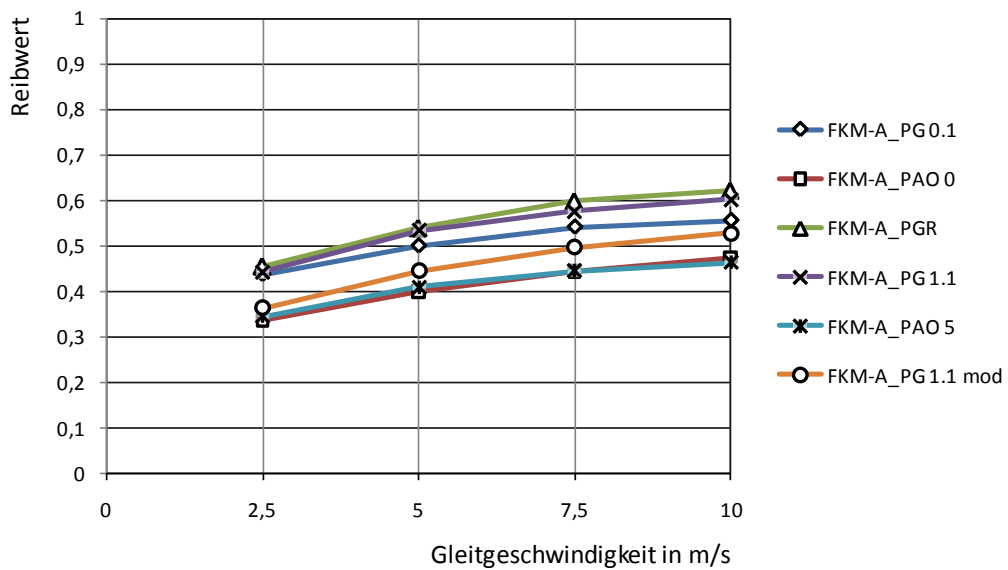


Abb. 5.20: Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit bei sechs unterschiedlichen Ölen mit FKM-A RWDR

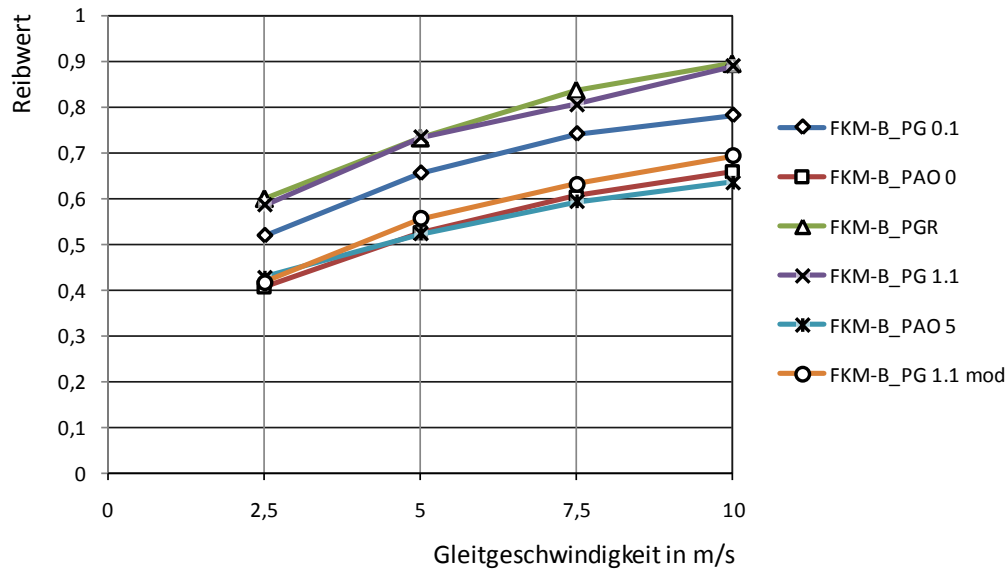


Abb. 5.21: Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit bei sechs unterschiedlichen Ölen mit FKM-B RWDR

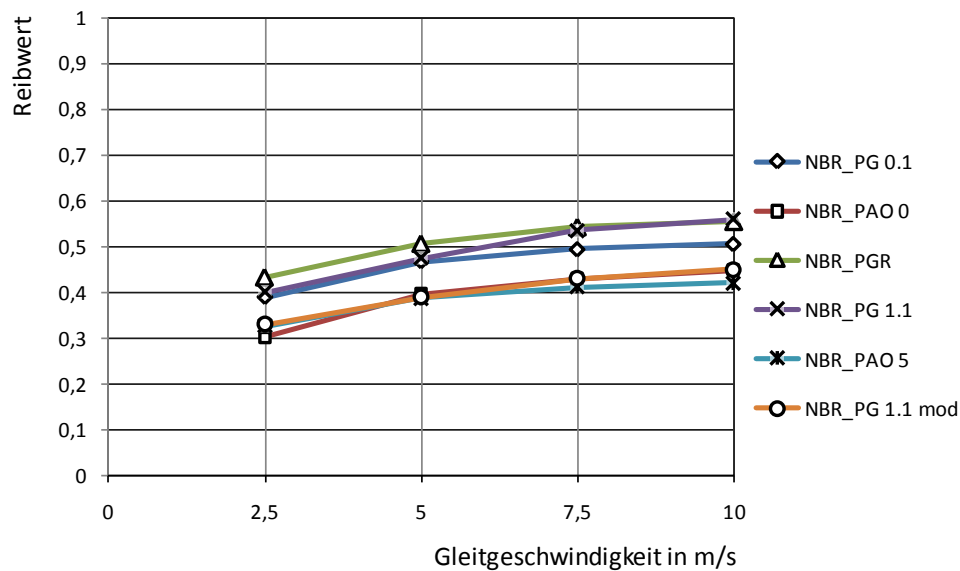


Abb. 5.22: Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit bei sechs unterschiedlichen Ölen mit NBR RWDR

5.4.1 Einfluss des Einlaufvorganges

Neue Dichtungen weisen eine deutlich geringere Kontaktbreite und ein höheres Pressungsmaximum auf, als bereits gelaufene Dichtungen. Für die Ausbildung der eigentlichen Kontaktgeometrie und zur Gewährleistung der erforderlichen Pumpwirkung der Dichtung ist ein Anfangverschleiß erforderlich. Dieser Initialverschleiß tritt jedoch bereits nach kurzer Zeit und geringer Belastung auf. Anschließend verändert sich der Dichtkontakt sehr langsam, sofern die Dichtung nicht überlastet wird.

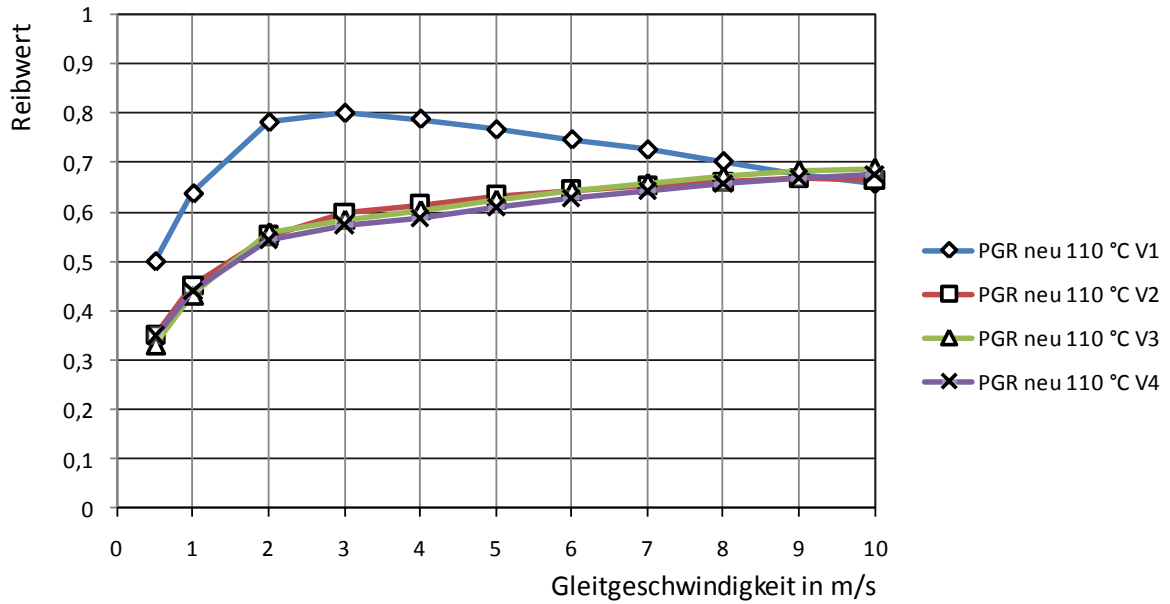


Abb. 5.23: Reibwert aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit für vier nacheinander durchgeführte Messungen (V1 bis V4) mit FKM-A RWDR

Die Auswirkungen dieses bekannten Effektes findet man auch bei den auftretenden Reibmomenten und den maximalen Temperaturen im Dichtkontakt wieder (vgl. Abb. 5.23 und Abb. 5.24). Für die Messungen wurde bei konstanter Sumpftemperatur von 110 °C mit dem gleichen Dichtring und der gleichen Prüfwellen der Versuch viermal wiederholt und anschließend die Messwerte miteinander verglichen.

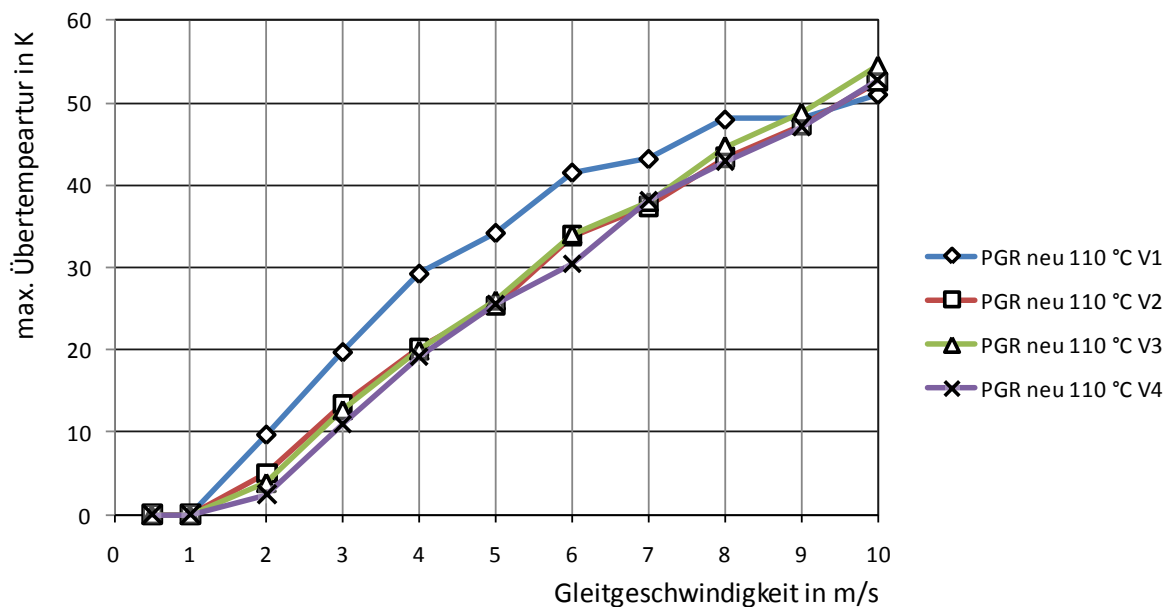


Abb. 5.24: Maximale Übertemperatur im Dichtkontakt aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit für vier nacheinander durchgeführte Messungen (V1 bis V4) mit FKM-A RWDR

Am deutlichsten ist der Einlaufeffekt anhand des Reibmomentes respektive des Reibwertes zu erkennen. Zunächst liegt der Unterschied zwischen dem ersten und den folgenden Versuchen

bei ca. 40 %. Mit steigender Gleitgeschwindigkeit und somit auch mit steigender Versuchszeit und Belastung nähert sich der Reibwert den Folgeversuchen an. Die Versuche V3 bis V4 liefern nahezu deckungsgleiche Ergebnisse. Auch bei der maximalen Übertemperatur ist dieser Effekt erkennbar. Aufgrund der höheren lokalen Pressung im Dichtkontakt und dem daraus resultierenden geringeren Schmierfilm ist die maximale Übertemperatur zunächst bei dem Versuch V1 höher als bei den Folgeversuchen. Mit steigender Versuchsdauer und Gleitgeschwindigkeit nähern sich die Ergebniskurven einander an. Die Kurven der Folgeversuche sind anschließend nahezu deckungsgleich.

Die Ergebnisse zeigen, dass als Vorkonditionierung zur Erreichung des Initialverschleißes der Dichtung ein Prüfdurchlauf ausreichend ist. Dies wurde bei allen Messungen dementsprechend berücksichtigt.

5.4.2 Einfluss der Sumpftemperatur

Die Sumpftemperatur des Öles hat einen Einfluss auf Reibmoment und Dichtkontakttemperatur. Wie zu erwarten, wird bei einer Sumpftemperatur von 70 °C auch die niedrigste Maximaltemperatur im Dichtkontakt gemessen (vgl. Abb. 5.25). Dies ist auf die bessere Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt zurückzuführen. Das Öl dient nicht nur als Schmier- sondern auch als Kühlmedium im Dichtkontakt. Mit steigender Sumpftemperatur steigt dann die Maximaltemperatur im Dichtkontakt jedoch ebenfalls an.

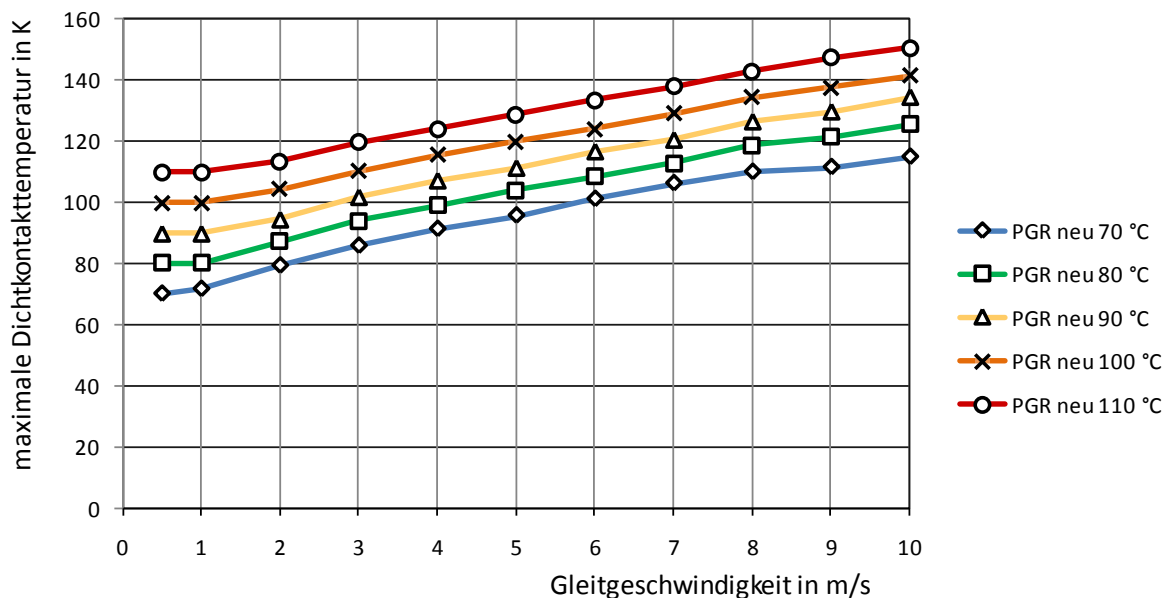


Abb. 5.25: Maximale Dichtkontakttemperatur aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Sumpftemperaturen mit FKM-A RWDR

Betrachtet man jedoch nicht allein die Maximaltemperatur sondern die auf die Sumpftemperatur bezogene Übertemperatur, so ist ein umgekehrter Effekt zu erkennen – mit steigender Sumpftemperatur sinkt die Übertemperatur im gesamten Drehzahlbereich.

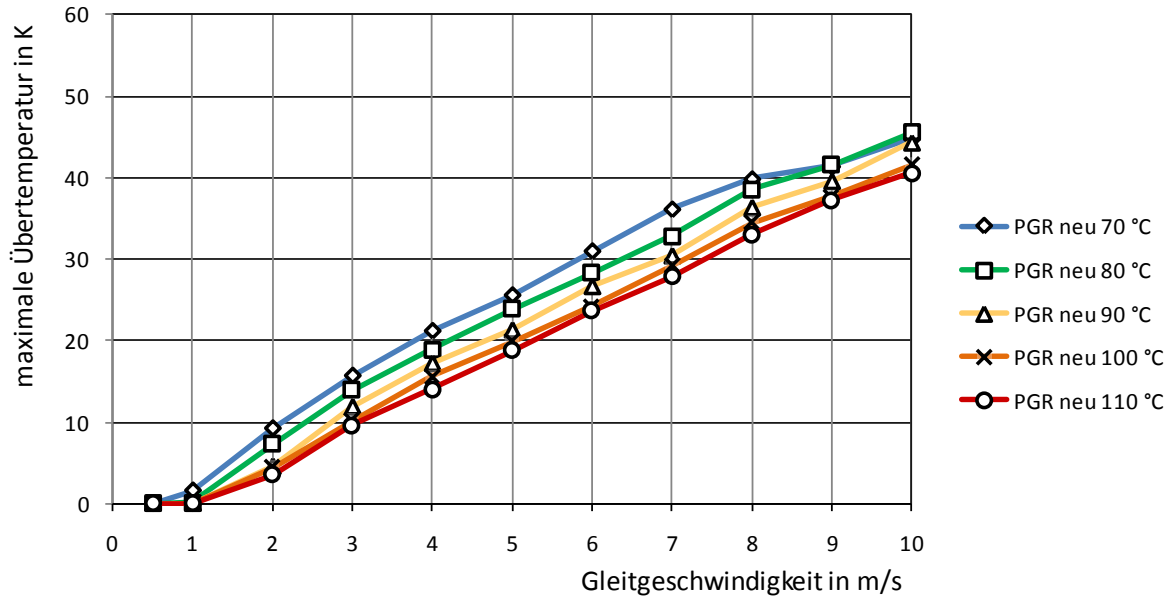


Abb. 5.26: Maximale Übertemperatur aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Sumpftemperaturen mit FKM-A RWDR

Dieser Effekt zeigt sich auch deutlich im gleichzeitig erfassten Reibmoment bzw. im proportionalen Reibwert (Abb. 5.27). Je höher die Sumpftemperatur ist, desto geringer wird das Reibmoment. Zusätzlich zu dem Einfluss der Temperatur ist die Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit zu erkennen. Bei niedriger Gleitgeschwindigkeit ist der Einfluss der Sumpftemperatur noch ausgeprägt. Im Bereich von 8 m/s nähern sich die Reibmomentkurven jedoch deutlich an und haben ab 9 m/s in etwa den gleichen Wert.

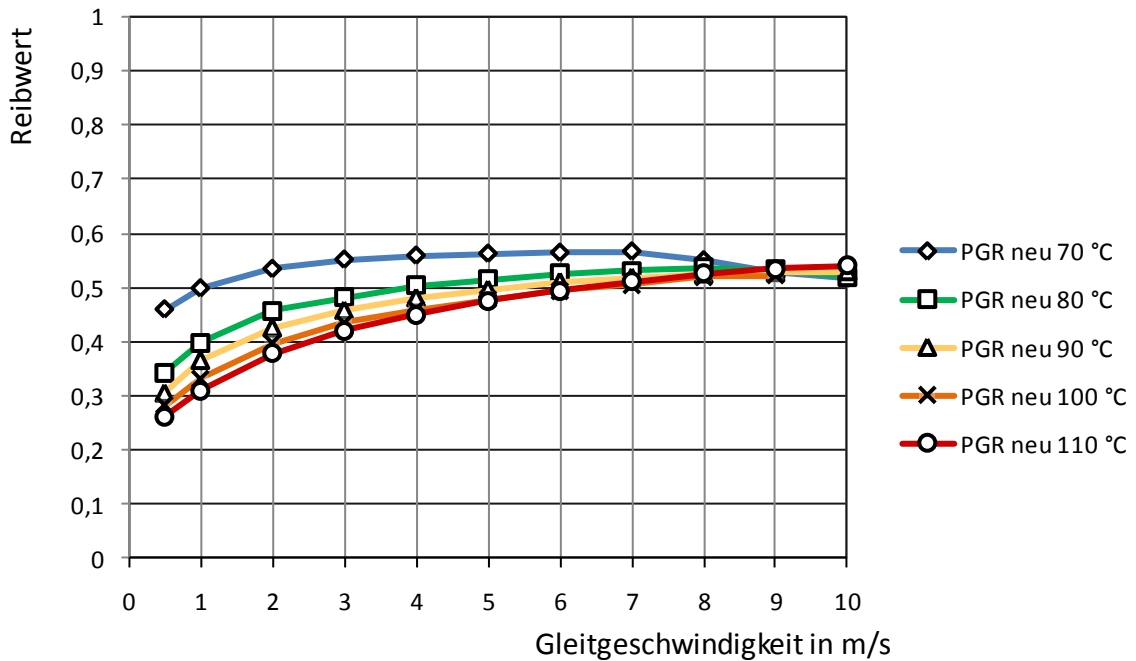


Abb. 5.27: Reibwert aufgetragen über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Sumpftemperaturen mit FKM-A RWDR abzüglich der Planschverluste

Bei geringerer Sumpftemperatur weisen die Öle eine deutlich höhere Viskosität auf, die bereits bei geringerer Gleitgeschwindigkeit einen vollständig tragenden Schmierfilm aufbauen kann. Bei der niedrigen Temperatur von 70 °C ist die Viskosität anfangs noch höher und führt somit zu einem höheren Reibwert, sinkt jedoch deutlich mit steigender Gleitgeschwindigkeit. Dies ist auch darauf zurückzuführen, dass die prozentualen Unterschiede der Viskosität zwischen zwei höheren Temperaturen (zwischen 140 °C und 120°C sind es bei PGR ca. 28 %) geringer sind als bei niedrigeren Temperaturen (zwischen 140 °C und 120°C sind es bei PGR ca. 40 %).

5.4.3 Einfluss der Schutzlippe

Häufig werden in der Praxis Dichtringe mit zusätzlichen Staubschutzlippen eingesetzt. Um eine Abschätzung des zu erwartenden Reibmomentes mit Schutzlippe zu ermöglichen, werden im Folgenden die vergleichenden Ergebnisse von Messungen an Dichtringen mit und ohne Schutzlippe vorgestellt.

Da nur die Seriendichtringe vom Typ FKM-X mit einer Schutzlippe vorlagen, konnten auch nur an diesen Dichtringen Untersuchungen bezüglich des Einflusses auf die Temperatur und das Reibmoment betrachtet werden. Die Dichtringe weisen ohne Dichtlippe, diese wurde mit einem scharfen Skalpell manuell vor den Versuchen entfernt, eine leicht niedrigere Radialkraft auf, als die FKM-A Dichtringe, woraus sich das niedrigere Reibmoment ohne Schutzlippe im Vergleich zu den Messungen aus Kapitel 5.4.1 ergibt.

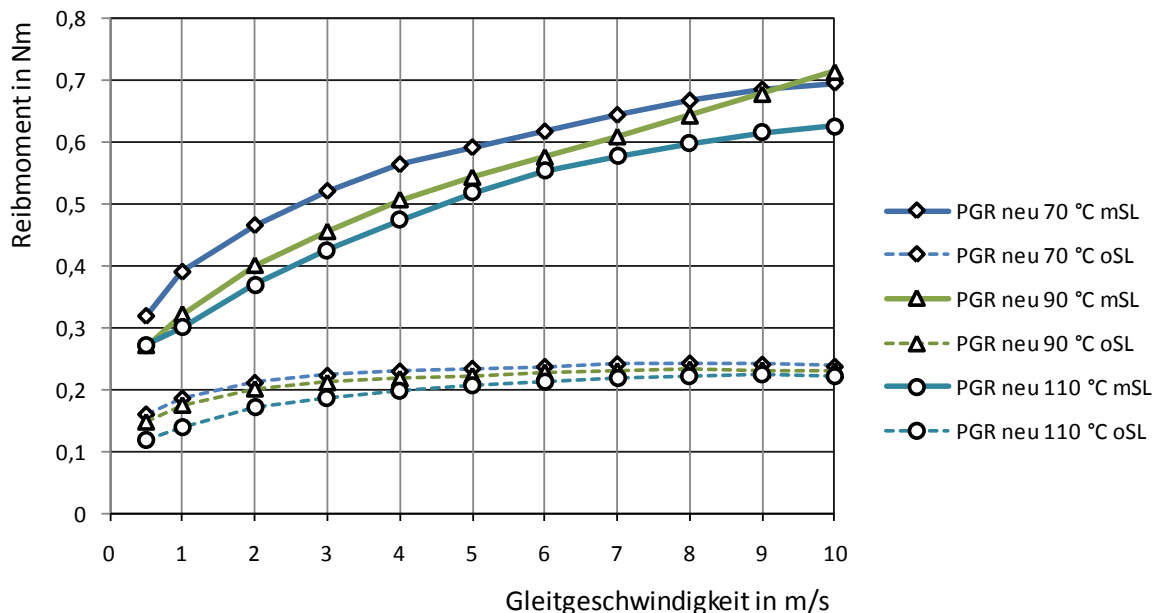


Abb. 5.28: Reibmoment über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Sumpftemperaturen mit FKM-X RWDR mit (mSL) und ohne Schutzlippe (oSL)

Abb. 5.28 zeigt das gemessene Reibmoment bei drei verschiedenen Sumpftemperaturen an der Dichtung vom Typ FKM-X sowohl mit Schutzlippe (Volllinie) als auch ohne Schutzlippe (gestrichelte Linie). Mit Schutzlippe steigt das gemessene Reibmoment um den Faktor 3 an.

Hier sei jedoch erwähnt, dass die Dichtungen mit der Schutzlippe nicht mit einer Fettpackung im Zwischenraum von Schutz- und Dichtlippe montiert worden ist, wie es vom Hersteller empfohlen wird, so dass davon auszugehen ist, dass die Schutzlippe trocken mitläuft. Um auf eine Vermischung der Versuchsöle mit einem solchen Fett zu vermeiden, wurde auf diese Maßnahme verzichtet.

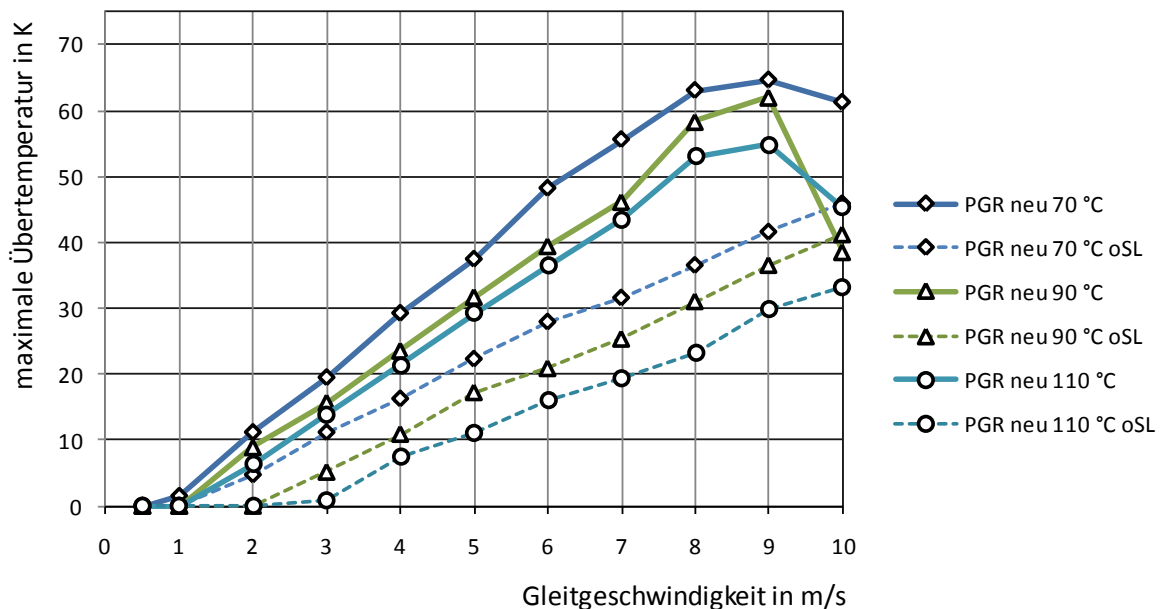


Abb. 5.29: Maximale Übertemperatur über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Sumpftemperaturen mit FKM-X RWDR mit und ohne Schutzlippe

Ähnlich wie das Reibmoment, ist die Übertemperatur im Dichtkontakt ebenso bei dem Dichtring mit Schutzlippe signifikant höher. Auffällig ist hier jedoch ein Absinken der Temperatur bei einer Gleitgeschwindigkeit größer 9 m/s, was auf eine sichtbare Leckage zurückzuführen ist, die den Dichtkontakt gekühlt hat. Zusätzlich ist denkbar, dass die Schutzlippe bei hoher Gleitgeschwindigkeit aufgrund der gewollten Exzentrizität der Messwelle leicht abhebt und so eine weitere Abkühlung erzeugt.

5.5 Bewertung der Ergebnisse

Die zahlreichen Messungen an den RWDR zeigen verschiedene Punkte deutlich und sind daher im folgenden Kapitel zu berücksichtigen:

- Die Radialkraft der Dichtungen hat einen signifikanten Einfluss auf das Funktionsverhalten. Sie ist abhängig von der Laufzeit der Dichtringe; in stärkerem Maß jedoch von der Umgebungstemperatur.
- Die Messergebnisse werden von Planschverlusten der Prüfwellen im Öl beeinflusst. Diese lassen sich jedoch gut mit der Methode nach Walther bestimmen und von den Messergebnissen subtrahieren.
- Für alle Versuche ist eine Einlaufzeit (pre-conditioning) der RWDR erforderlich. Daher wurde vor den Messungen jeweils ein Einlaufzyklus durchgeführt.

- Der Ölstand hat einen starken Einfluss auf das Funktionsverhalten der RWDR, das die Wärmeabfuhr aus dem Dichtkontakt und die zusätzlichen Verluste durch Planschmomente verändert werden.
- Die Sumpftemperatur hat Auswirkungen auf die Verhältnisse im Dichtkontakt, da hierdurch maßgeblich die Viskosität des Öles und somit auch das Reibmoment beeinflusst wird.
- Schutzlippen an den Dichtungen führen zu einer Erhöhung des Dichtungsreibmomentes und sind, wenn es das Dichtungsumfeld zulässt, zu vermeiden.
- Der Haupteinfluss auf das Dichtungsreibmoment ist die Viskosität des Öles, wenn Dichtungen gleichen Materials und gleicher Radialkraft verwendet werden. Trotz Verwendung unterschiedlicher Grundöle und Additivpakete weisen Versuchsöle gleicher Viskosität sehr ähnliche Reibmomente auf. Ein weiterer entscheidender Faktor ist die Radialkraft bzw. die Anpressung der Dichtkante an die Welle.

6 Reibmodell

Basierend auf den in Kapitel 5 vorgestellten Ergebnissen, wird im Folgenden ein Berechnungsmodell hergeleitet, welches es ermöglicht, Reibmoment und Dichtkontakttemperatur zu bestimmen, wenn einfache Dichtungs- und Schmierstoffparameter bekannt sind.

6.1 Berechnungsmodell zur Vorhersage der Reibverluste

Der Ansatz zur Berechnung der Reibungsverluste wird entsprechend der Ergebnisse aus Kapitel 5 und in Anlehnung an die Ausführungen von *Wennehorst* [52] aufgestellt. Da auch bei sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten das Reibmoment nicht auf null abfällt, ist von einem nicht-viskosen Grenzreibmoment auszugehen. Das Gesamtreibmoment M_{ges} setzt sich somit aus einem Anfangsreibmoment M_0 und einem viskositäts- und geschwindigkeitsabhängigen Anteil M_{η} zusammen.

$$M_{\text{ges}} = M_0 + M_{\eta} \quad (6-1)$$

M_0 wird definiert als Produkt aus Grenzreibwert μ_0 , der Radialkraft F_{rad} und dem Prüfwellendurchmesser r_a .

$$M_0 = \mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a \quad (6-2)$$

Unter der Annahme, dass zudem Grenzreibmoment ein rein viskoser Anteil hinzukommt, kann M_{η} bestimmt werden zu:

$$M_{\eta} = \frac{F_{\text{reib}}}{F_{\text{rad}}} \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a = \tau \cdot A \cdot r_a = \frac{\eta(\theta) \cdot b \cdot r_a \cdot 2 \cdot \pi}{h} \cdot r_a \cdot \Delta v \quad (6-3)$$

Anhand der gemessenen Maximaltemperatur (Summe aus Über- und Sumpftemperatur) kann für jede Gleitgeschwindigkeit aus der vom Schmierstoffhersteller angegebenen kinematischen Viskosität ν die dynamische Viskosität η berechnet werden mit:

$$\rho(\vartheta) = \rho(15 \text{ °C}) \cdot e^{(-\alpha_T \cdot \Delta\vartheta + (1 + \alpha_T \cdot 0,8 \cdot \Delta\vartheta))} \quad (6-4)$$

$$\theta = \theta_{\text{Sumpf}} + \theta_{\dot{U}} \quad \text{mit} \quad \theta_{\dot{U}} = f\left(\frac{P_R}{A}\right) \quad (6-5)$$

$$\eta = \nu \cdot \rho(\vartheta) \quad (6-6)$$

Die Breite b wird mit dem Digitalmikroskop nach den Versuchen bestimmt und mit Ergebnissen aus Langzeit-Verschleißuntersuchungen verglichen. Der Radius r_a ist bekannt aus der gegebenen Geometrie der Prüfwellen.

Die Spalthöhe h wird als Summe der Rauheitskenngröße R_p der Dichtkante und der eingelaufenen Welle berechnet. Nach *Wennehorst* [52] bildet sich ein zusätzlicher hydrodynamischer Schmierfilm in der Größenordnung von weniger als $0,5 \mu\text{m}$ aus. Diese Erhöhung dient gerade dazu, um die durch die Radialkraft angespressten Rauheitsspitzen teilweise wieder zu entlasten. Die im ausgebauten Zustand gemessenen Rauheitswerte dienen somit als erste Näherung für die Schmierpalthe im Dichtkontakt.

$$h \sim R_{p,Welle} + R_{p,RWDR} \sim \sum R_p \quad (6-7)$$

Somit gilt für das Gesamtreibmoment:

$$M_{\text{ges}} = M_0 + M_\eta = \mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a + \frac{\eta(\theta) \cdot b \cdot r_a^2 \cdot 2 \cdot \pi}{h} \cdot \Delta v \quad (6-8)$$

Mit der Geschwindigkeitsdifferenz Δv , die der Relativgeschwindigkeit zwischen Prüfzelle und Dichtring bzw. der Gleitgeschwindigkeit entspricht,

$$\Delta v = v_{\text{Gleit}} = v_{\text{Welle}} - v_{\text{RWDR}} \quad (6-9)$$

und durch die Umstellung auf die Drehzahl der Prüfzelle

$$v = \omega \cdot r_a = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot r_a = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot r_a \quad (6-10)$$

ergibt sich das Gesamtreibmoment zu:

$$\begin{aligned} M_{\text{ges}} &= \mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a + \eta(\theta) \cdot \frac{b}{h} \cdot r_a^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n \\ &= \mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a + \eta(\theta) \cdot \frac{b}{\sum R_p} \cdot r_a^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n \end{aligned} \quad (6-11)$$

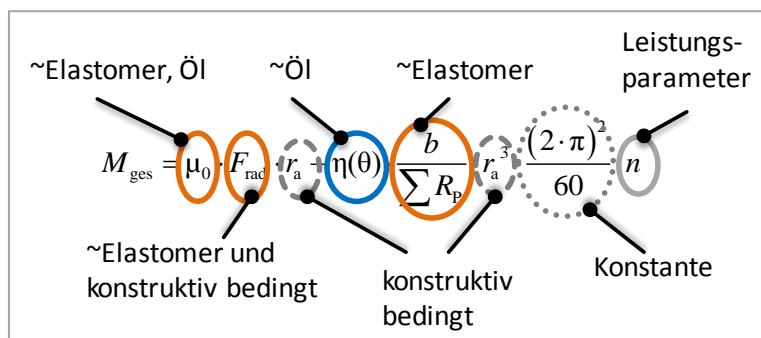


Abb. 6.1: Erklärung der einzelnen Einflussfaktoren

Der Grenzreibwert ist voraussichtlich abhängig vom verwendeten Elastomer und dem Schmierstoff. Dies wird im folgenden Abschnitt 6.2 genauer betrachtet. Die Radialkraft ist eine vom Elastomer und von der Auslegung des RWDR abhängige Größe. Der Radius ergibt sich aus dem Dichtungsumfeld und den Belastungen an den abzudichtenden Bauteilen.

Schmierstoff und Temperatur sind für die Viskosität maßgebende Einflussfaktoren. Der verwendete Dichtringwerkstoff führt zu dem Verhältnis von Kontaktbreite zur Spitzenhöhe. So wird deutlich, welche Variablen das Gesamtreibmoment signifikant beeinflussen.

6.2 Empirische Ermittlung des Grenzreibwertes μ_0

Im vorigen Abschnitt wurde bereits diskutiert, dass es erforderlich ist, den Grenzreibwert μ_0 zu ermitteln, da dieser noch unbekannt ist. Da sich die beiden Werkstoffe FKM-A und FKM-B nur geringfügig voneinander unterscheiden, durch die gewählte Schnurfeder jedoch einen deutlichen Radialkraftunterschied aufweisen, wurden die beiden Werkstoffe für die folgenden Untersuchungen als gleichwertig angenommen.

Bisher wurde in dieser Arbeit das Reibmoment immer in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit analysiert und bewertet. Durch Betrachtung des Reibmomentes in Abhängigkeit der wirkenden Radialkraft (FKM-A: 16 N, FKM-B: 7,8 N) für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten in Kombination mit dem Öl PGR fällt auf, dass die Kurven nahezu die gleiche Steigung besitzen und damit parallel verlaufen (vgl. Abb. 6.2). Eine lineare Extrapolation hilft das Reibmoment bei einer theoretischen Radialkraft von 0 N zu ermitteln. Unter Berücksichtigung der in Kapitel 6.1 getroffenen Annahme, dass sich das Gesamtreibmoment aus einem Grenzanteil und einem viskosen Anteil zusammensetzt, erhält man bei $F_{\text{rad}}=0$ N für die verschiedenen Geschwindigkeiten den rein viskosen Anteil.

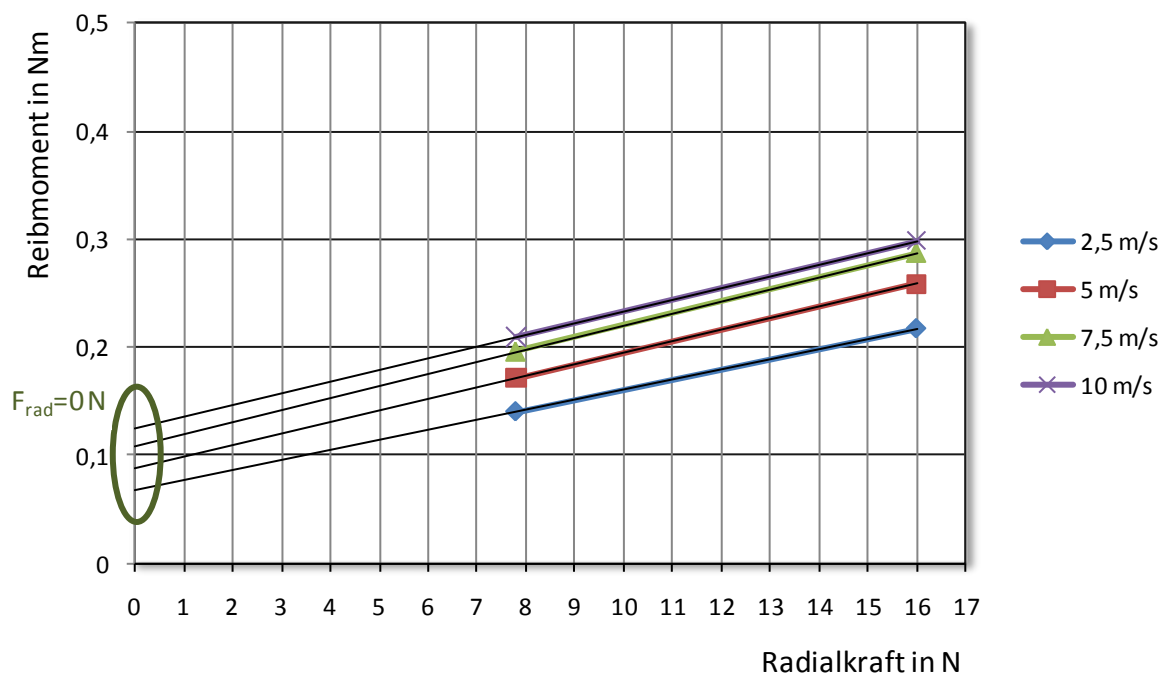


Abb. 6.2: Reibmoment in Abhängigkeit der Radialkraft mit linearer Extrapolation für den Werkstoff FKM mit dem Versuchsöl PGR

Durch Auftragen der so erhaltenen Werte für den viskosen Anteil des Reibmomentes über der Gleitgeschwindigkeit ergeben sich die Werte für $F_{\text{rad}}=0$ N (mit einem Kreis markiert). Zusätzlich eingezeichnet sind die Werte für das Summenreibmoment (Quadrat bei $F_{\text{rad}}=7,8$ N und Kreis bei $F_{\text{rad}}=16$ N). Die Messwerte der Radialkraft von 0 N ergeben angenähert eine

Gerade, die den rein viskosen Anteil repräsentieren und basierend auf physikalischen Grundlagen durch den Nullpunkt verlaufen müsste. Die Dichtung wird nicht angepresst und es gibt keine Relativbewegung zwischen Welle und Dichtring und somit auch kein Verlustreibung. Da die Kurve basierend auf den vorliegenden Messwerten jedoch nicht den Nullpunkt schneidet, scheinen hier noch andere Effekte aufzutreten. Denkbar sind hier nicht-viskose Flüssigkeitsreibungsanteile, die z. B. durch einen adhäsiven Effekt Bewegungswiderstände hervorrufen.

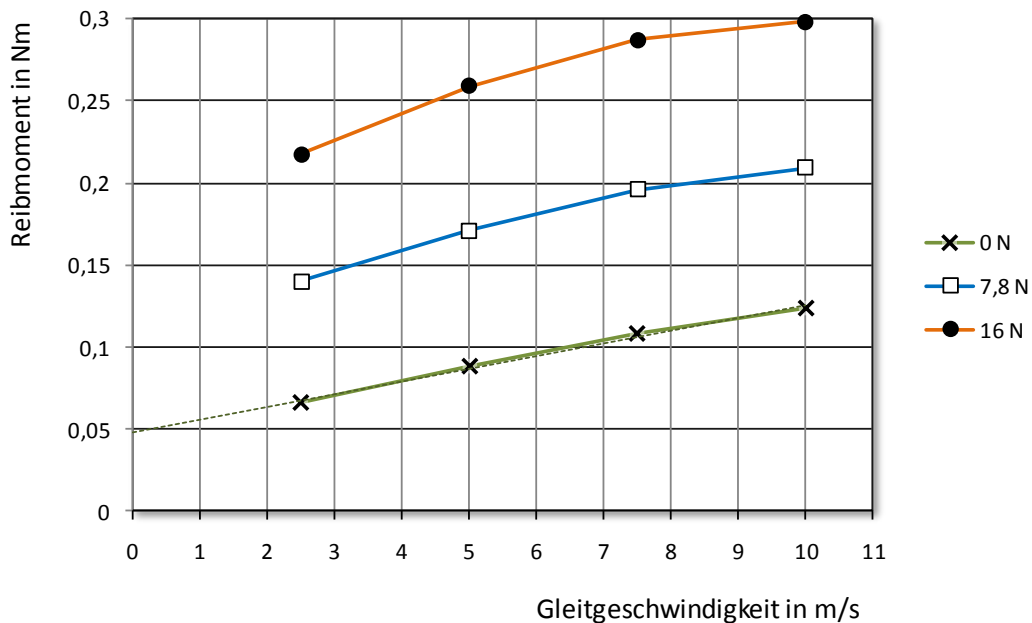


Abb. 6.3: Reibmoment bei $F_{\text{rad}} = 0 \text{ N}$; $7,8 \text{ N}$ und 16 N aufgetragen über der Geschwindigkeit für den Werkstoff FKM mit dem Versuchsöl PGR

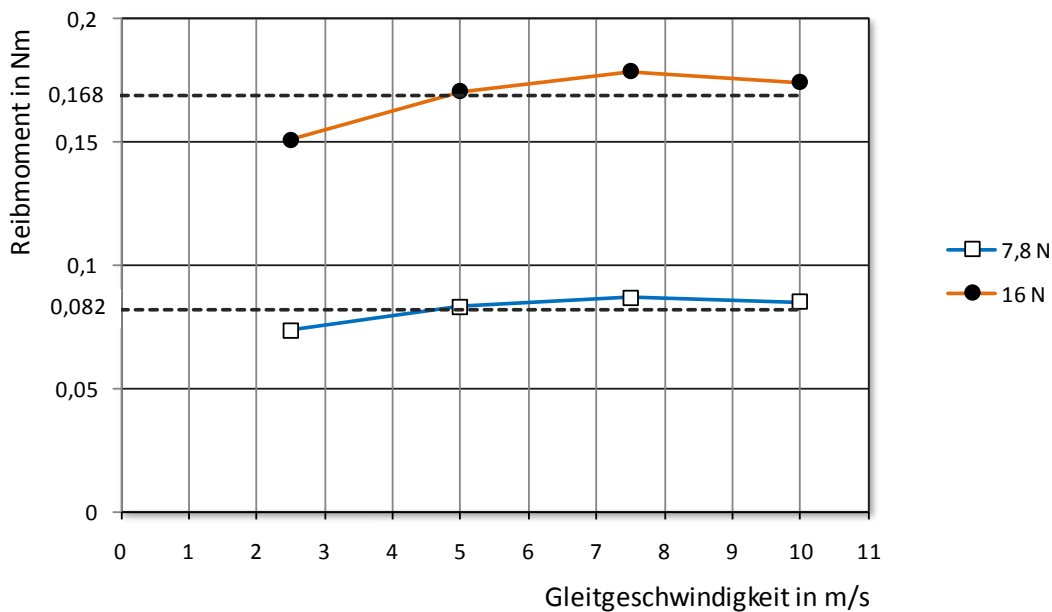


Abb. 6.4: Differenzreibmoment zwischen $F_{\text{rad}} = 16 \text{ N}$ und 0 N sowie $F_{\text{rad}} = 7,8 \text{ N}$ und 0 N für den Werkstoff FKM mit dem Versuchsöl PGR

Davon ausgehend, dass es sich um den viskosen Anteil handelt, kann die Differenz der Reibmomente bei den unterschiedlichen Radialkräften gebildet werden. Als Ergebnis bleibt gemittelt das Grenzreibmoment, d. h. der nicht viskose Anteil des Gesamtreibmomentes in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit.

Abb. 6.4 zeigt die Differenzmomente und die aus den 4 Messpunkten gemittelten Werte für das Grenzreibmoment. Deutlich ist zu erkennen, dass die Radialkraft einen signifikanten Einfluss auf den Wert hat, die Gleitgeschwindigkeit hingegen jedoch nicht. Um den Einfluss zu eliminieren wird das Moment auf die Radialkraft normiert und es ergibt sich der Grenzreibwert μ_0 (vgl. Abb. 6.5). Die Werte für die beiden Messungen sind nahezu deckungsgleich und es ergibt sich ein mittlerer Grenzreibwert von etwa 0,35.

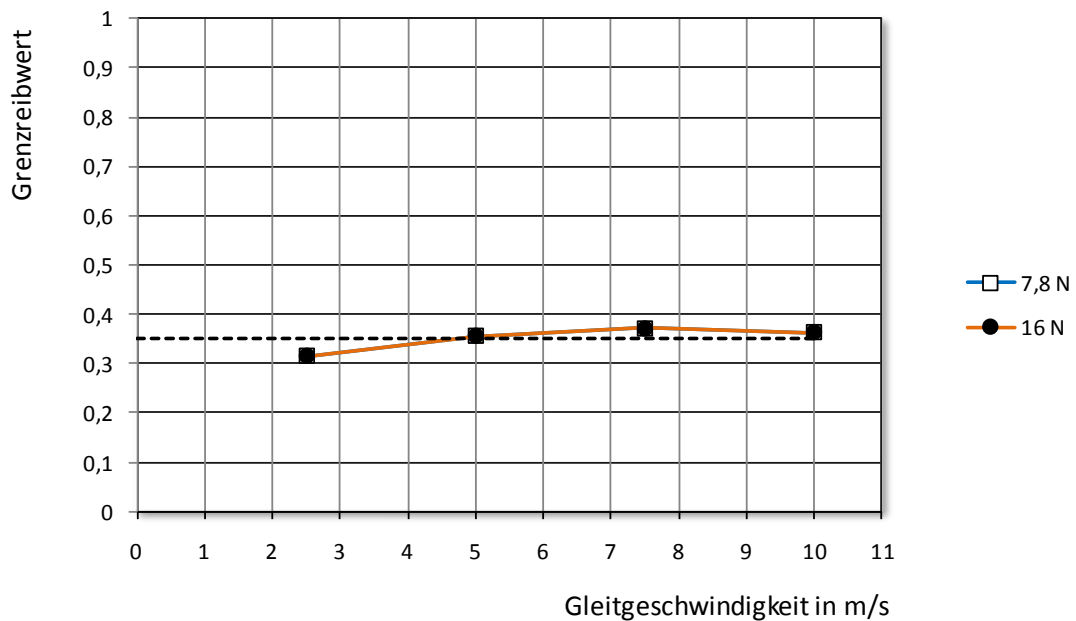


Abb. 6.5: Grenzreibwert in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Radialkräften für den Werkstoff FKM mit dem Versuchsöl PGR

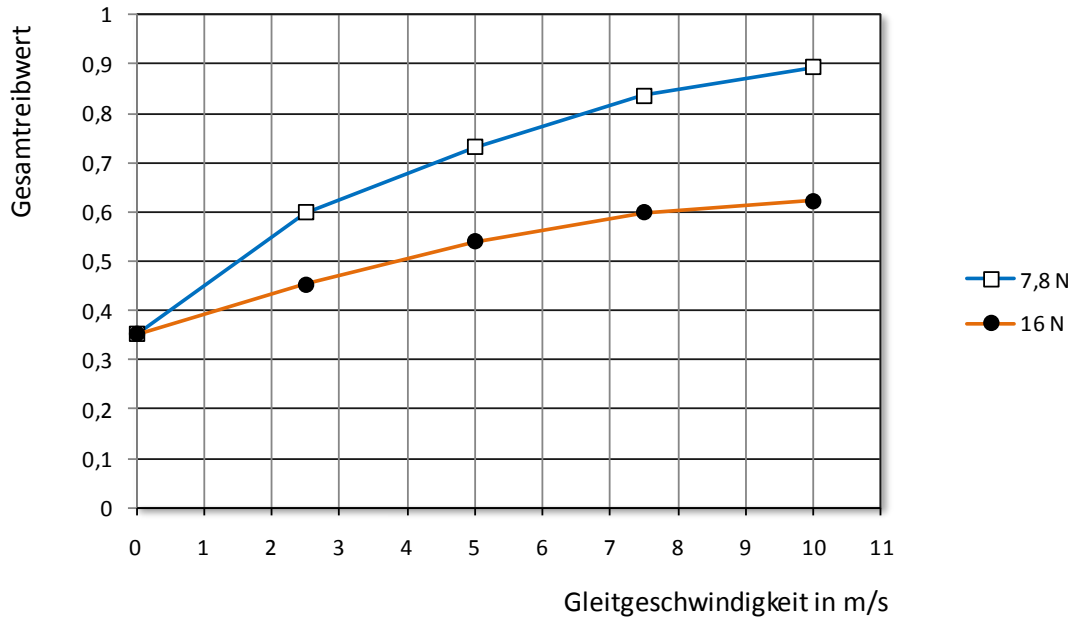


Abb. 6.6: Gesamtreibwert in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Radialkräften für den Werkstoff FKM mit dem Versuchsöl PGR

Den Verlauf des Gesamtreibwertes bei verschiedenen Radialkräften zeigt Abb. 6.6. Deutlich ist der nahezu identische Wert bei $v=0$ m/s zu erkennen, der sich aus der oben beschriebenen Normierung ergibt.

Die Messungen und Betrachtungen wurden für die Kombination von vier verschiedenen Prüfölen mit dem Werkstoff FKM durchgeführt, da hier die größte Datenbasis vorlag.

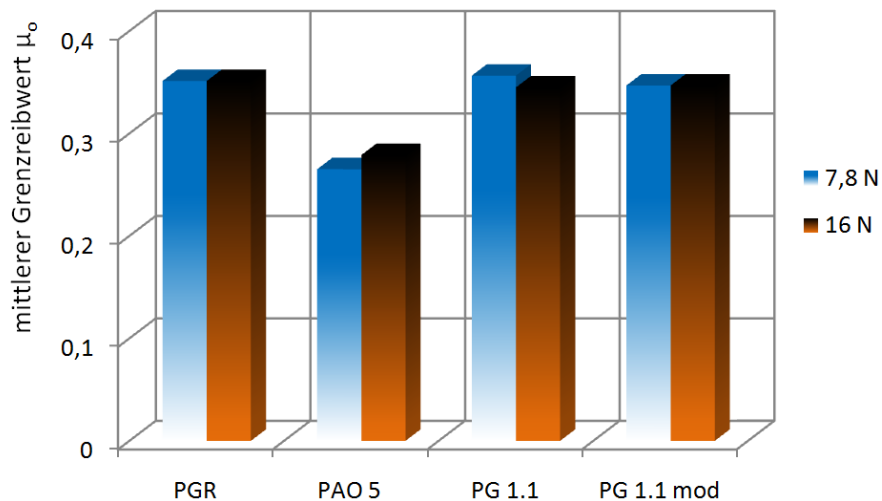


Abb. 6.7: Grenzreibwert μ_0 für verschiedene Radialkräfte in Abhängigkeit der Prüföle für den Werkstoff FKM

Der Vergleich der Grenzreibwerte μ_0 zeigt (vgl. Abb. 6.7), dass die Radialkraft nur einen sehr geringen Einfluss hat. Der Schmierstoff, bzw. seine physikalisch-chemischen Eigenschaften, haben jedoch einen deutlich ausgeprägten Einfluss. Die Viskosität spielt an dieser Stelle eher eine untergeordnete Rolle, da das Prüföl "PG 1.1 mod", wie bereits in Kapitel 4.1

beschrieben, eine dem PAO 5 sehr ähnliche Viskosität in dem betrachteten Temperaturbereich aufweist, hier jedoch ein deutlich höheres μ_0 zeigt.

6.3 Iterationsrechnung zur Bestimmung von Reibleistung und Dichtkontakttemperatur

Zur Berechnung der Betriebsparameter Reibung und Dichtkontakttemperatur wird aus den Messergebnissen (vgl. Kapitel 5) ein Übersichtsdiagramm erstellt. Abb. 6.8 zeigt die maximal gemessenen Übertemperaturen im Dichtkontakt über der wirkenden Reibleistung für eine Vielzahl von Elastomer-Schmierstoff-Kombinationen. Grau hinterlegt ist der Streubereich der Messungen zu sehen und mit einer schwarzen Punktlinie ist die mittlere lineare Regression aller Messkurven dargestellt.

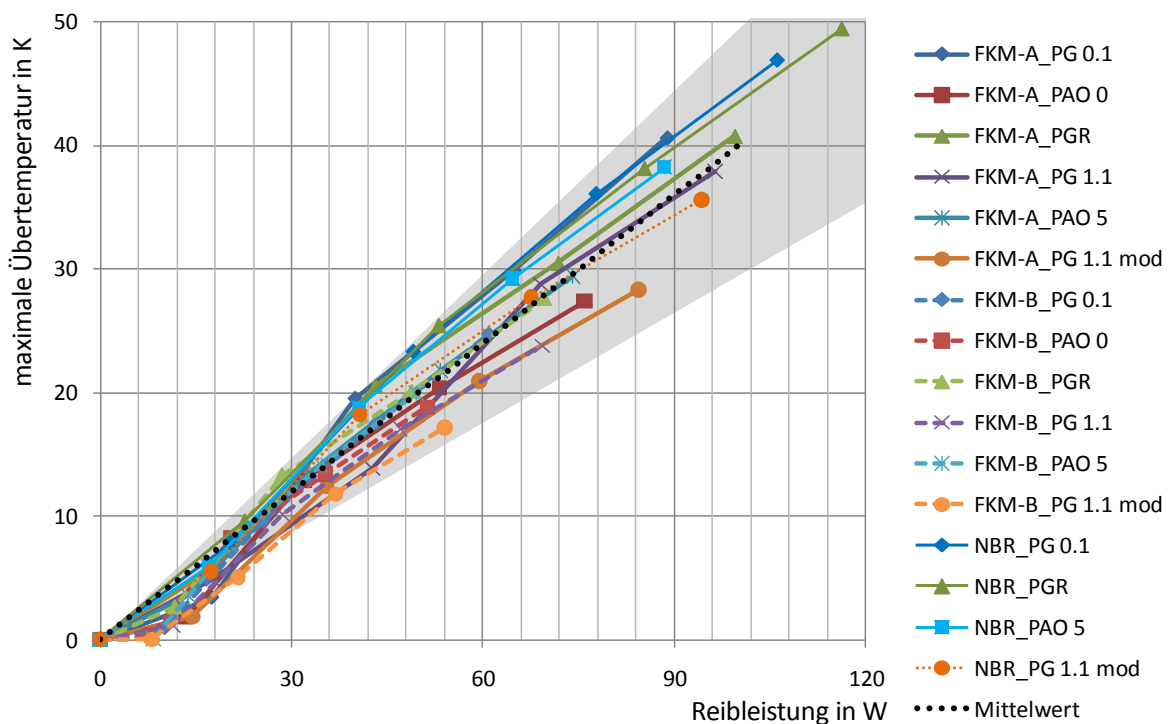


Abb. 6.8: Maximale Übertemperatur aufgetragen über der Reibleistung für verschiedene Dichtringmaterialien, Radialkräfte und Versuchsöle

Um die bisherigen Ergebnisse auch mit Dichtringen anderer Baugröße vergleichen zu können, wird die Reibleistung auf die Dichtfläche normiert, so dass sich das Diagramm in Abb. 6.9 ergibt. Auch hier ist der Mittelwert der linearen Regression der einzelnen Kurven als schwarze Punktlinie eingezeichnet. Diese Gerade dient im weiteren Verlauf dazu, die aus dem berechneten Moment resultierende Reibleistung in eine Übertemperatur bzw. Dichtkontakttemperatur umzurechnen. Aus den Messungen resultiert somit, dass bei einer Reibleistung pro Fläche von 1 W/mm^2 die Dichtkontakttemperatur um ca. $16,5 \text{ K}$ im Vergleich zur Sumpftemperatur ansteigt.

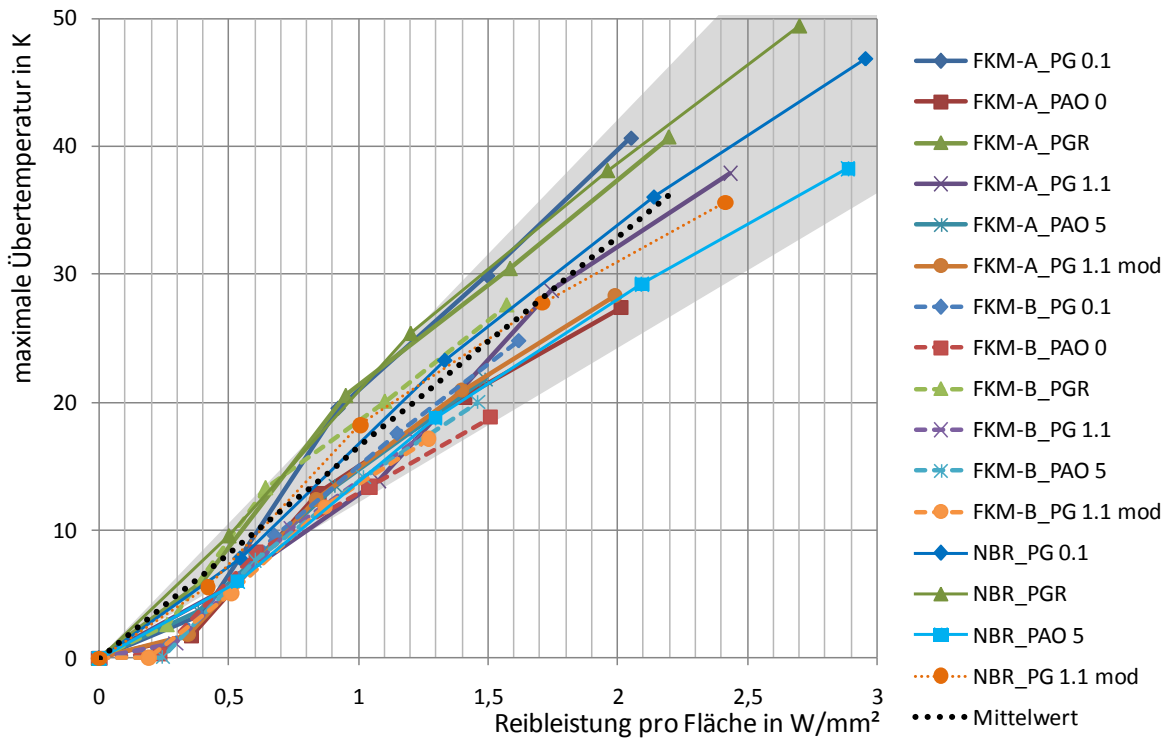


Abb. 6.9: Maximale Übertemperatur aufgetragen über der Reibleistung pro Fläche für verschiedene Dichtingmaterialien, Radialkräfte und Versuchsöle

Das Flussdiagramm (vgl. Abb. 6.10) zeigt den Ablauf der iterativen Berechnung der Dichtkontakttemperatur. Basierend auf einer Starttemperatur, dies kann z. B. die gewählte Ölsumpftemperatur sein, und verschiedenen Dichting- und Betriebsparametern (Grenzreibwert, Radialkraft, Dichtkontaktbreite, Wellendurchmesser, Drehzahl und der Profilspitzenhöhe an Welle und Dichting) wird zunächst die dynamische Viskosität bestimmt. Hierfür sind Angaben der Schmierstoffhersteller zu den Fluiden notwendig. Bei Bedarf sind Berechnungen der Viskosität entsprechend Kapitel 4.1 erforderlich. Basierend auf dem Berechnungsansatz aus Kapitel 6.1 kann nun das Reibmoment bestimmt werden. Durch einen Vergleich des berechneten Reibmomentes mit dem Moment aus dem vorigen Rechenschritt wird ein Abbruchkriterium für die Iteration definiert. Das hier festgelegte Kriterium liegt bei einem Unterschied von einem Promille. Mit dem berechneten Reibmoment und der Wellendrehzahl lassen sich die Reibleistung und, unter Verwendung des Mittelwertes der Messergebnisse (Abb. 6.9), auch die Dichtkontakttemperatur bestimmen. Die derart ermittelte Temperatur dient folglich als Startwert für den zweiten Iterationsschritt. Nach Unterschreitung des Abbruchkriteriums werden das berechnete Reibmoment, die Reibleistung und die Temperatur für den entsprechenden Betriebspunkt und die Elastomer-Öl-Kombination ausgegeben.

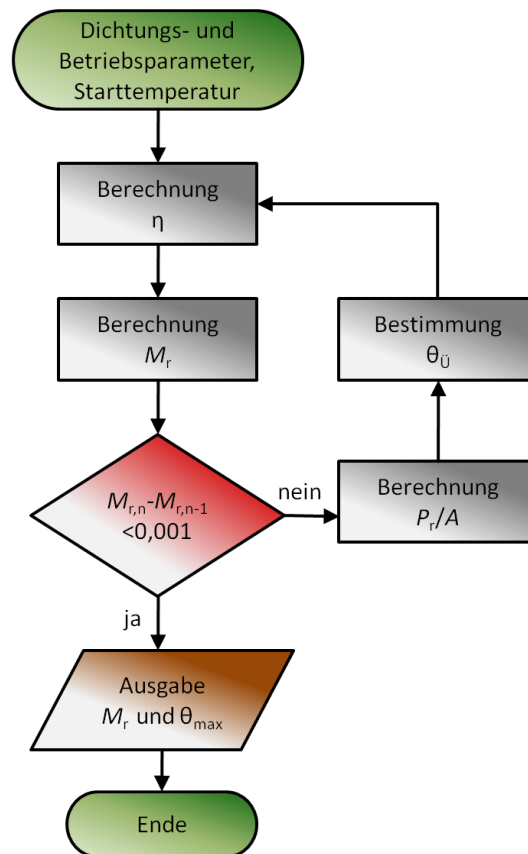


Abb. 6.10: Ablaufplan der rekursiven Reibmoment- und Maximaltemperaturberechnung

Die Berechnung kann mit einer einfachen Software erfolgen, deren Ergebnis z. B. in einer Tabelle wie in Abb. 6.11 ausgegeben wird. Alternativ besteht die Möglichkeit die Berechnung mit den Parametern auch mit anderer Berechnungssoftware zu programmieren oder auch in komplexere Gesamtberechnungssysteme zu implementieren.

| Öl: | Basis-Reibbeiwert | | Radialkraft | | Dichtkontaktbreite | | Radius Welle | | Summe Rp | | Drehzahl | | Sumpftemperatur | | Gleitgeschwindigkeit | | Basis | |
|-----|-------------------|----|-------------|--|--------------------|---|--------------|---|-----------|---|----------|-------|------------------|----|----------------------|-----|-------|----|
| | μ_0 | | F_{rad} | | b | | r | | R_p | | n | | θ_{sumpf} | | v_{gleit} | | M_0 | |
| PGR | 0,35 | 16 | N | | 0,00022 | m | 0,03 | m | 0,0000018 | m | 3183,1 | 1/min | 110 | °C | 10,00 | m/s | 0,17 | Nm |
| 1 | 110,00 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 162,26 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 145,90 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 149,18 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 148,43 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 148,60 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 148,56 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | 148,57 | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| Starttemperatur θ_s °C | Über-temperatur $\theta_{\dot{u}}$ K | dyn. Viskosität η N*s/m ² | Reibmoment M_r Nm | Reibleistung P W | Reibleistung /Fläche P/A W/mm ² | Delta Reibmoment ΔM_r |
|-------------------------------|--------------------------------------|---|---------------------|--------------------|--|-------------------------------|
| 110,00 | 0,00 | 0,03287783 | 0,395 | 131,745 | 3,177 | |
| 162,26 | 52,26 | 0,01496882 | 0,271 | 90,486 | 2,182 | 0,12377823 |
| 145,90 | 35,90 | 0,01856323 | 0,296 | 98,767 | 2,382 | 0,02484278 |
| 149,18 | 39,18 | 0,01774518 | 0,291 | 96,882 | 2,336 | 0,00565394 |
| 148,43 | 38,43 | 0,01792656 | 0,292 | 97,300 | 2,346 | 0,00125358 |
| 148,60 | 38,60 | 0,01788611 | 0,292 | 97,207 | 2,344 | 0,00027959 |
| 148,56 | 38,56 | 0,01789512 | 0,292 | 97,227 | 2,345 | 6,2276E-05 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789311 | 0,292 | 97,223 | 2,344 | 1,3875E-05 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789356 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 3,0913E-06 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789346 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 6,8872E-07 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789348 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 1,5344E-07 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789348 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 3,4186E-08 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789348 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 7,6163E-09 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789348 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 1,6969E-09 |
| 148,57 | 38,57 | 0,01789348 | 0,292 | 97,224 | 2,344 | 3,7805E-10 |

Abb. 6.11 Iterationsrechnung zur Bestimmung von Übertemperatur und Reibleistung bei gegebenen Parametern (rot) für einen Dichtring vom Typ FKM-A und das Versuchsöl PGR bei 10 m/s

6.4 Vergleich Berechnungen mit Messergebnissen

Mithilfe des entwickelten Berechnungsansatzes und einem einfachen Programm lassen sich nun bei gegebenen Randbedingungen die Dichtkontakttemperatur und das Reibmoment für verschiedene Elastomer-Schmierstoffkombinationen berechnen. Die Ergebnisse der Berechnung sind in der folgenden Tabelle (Abb. 6.12) für ausgewählte Kombinationen zusammengefasst.

| 5 m/s Rechnung | FKM-A | | | FKM-B | | |
|---------------------|---------|-------|--------|---------|-------|--------|
| | μ_0 | T (K) | M (Nm) | μ_0 | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 0,32 | 15,3 | 0,23 | 0,31 | 10,9 | 0,16 |
| PG 1.1 (mod) | 0,34 | 14,6 | 0,20 | 0,34 | 8,9 | 0,12 |
| PGR | 0,35 | 16,7 | 0,25 | 0,35 | 11,8 | 0,18 |
| PAO 5 | 0,28 | 13,0 | 0,17 | 0,27 | 8,2 | 0,10 |

| 10 m/s Rechnung | FKM-A | | | FKM-B | | |
|---------------------|---------|-------|--------|---------|-------|--------|
| | μ_0 | T (K) | M (Nm) | μ_0 | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 0,32 | 35,2 | 0,27 | 0,31 | 27,6 | 0,20 |
| PG 1.1 (mod) | 0,34 | 32,0 | 0,22 | 0,34 | 21,7 | 0,15 |
| PGR | 0,35 | 38,5 | 0,30 | 0,35 | 30,2 | 0,22 |
| PAO 5 | 0,28 | 28,6 | 0,19 | 0,27 | 20,0 | 0,13 |

Abb. 6.12: Übersicht der berechneten Grenzreibwerte, Temperaturen und Reibmomente für verschiedene Elastomere, Schmierstoffe und Gleitgeschwindigkeiten

Als Vergleich zeigt die nachstehende Tabelle noch einmal für die oben betrachteten Kombinationen die messtechnisch erfassten Werte.

| 5 m/s Messung | FKM-A | | FKM-B | |
|---------------------|-------|--------|-------|--------|
| | T (K) | M (Nm) | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 11,9 | 0,25 | 10,1 | 0,17 |
| PG 1.1 (mod) | 11,9 | 0,22 | 3,9 | 0,15 |
| PGR | 18,4 | 0,27 | 10,9 | 0,18 |
| PAO 5 | 12,4 | 0,17 | 7,0 | 0,11 |

| 10 m/s Messung | FKM-A | | FKM-B | |
|---------------------|-------|--------|-------|--------|
| | T (K) | M (Nm) | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 35,3 | 0,28 | 22,6 | 0,21 |
| PG 1.1 (mod) | 27,2 | 0,25 | 16,1 | 0,20 |
| PGR | 37,7 | 0,31 | 24,5 | 0,23 |
| PAO 5 | 28,4 | 0,19 | 18,8 | 0,13 |

Abb. 6.13: Übersicht der gemessenen Temperaturen und Reibmomente für verschiedene Elastomere, Schmierstoffe und Gleitgeschwindigkeiten

Um einen Überblick der Qualität des Berechnungsmodells zu erhalten, werden in den folgenden Diagrammen die gemessenen Übertemperaturen und Reibmomente den

berechneten gegenübergestellt. Hell, auf der linken Seite der Blockdiagramme, sind jeweils die gemessenen Werte, und dunkel, auf der rechten Seite, die mit dem Modell berechneten Werte aufgetragen.

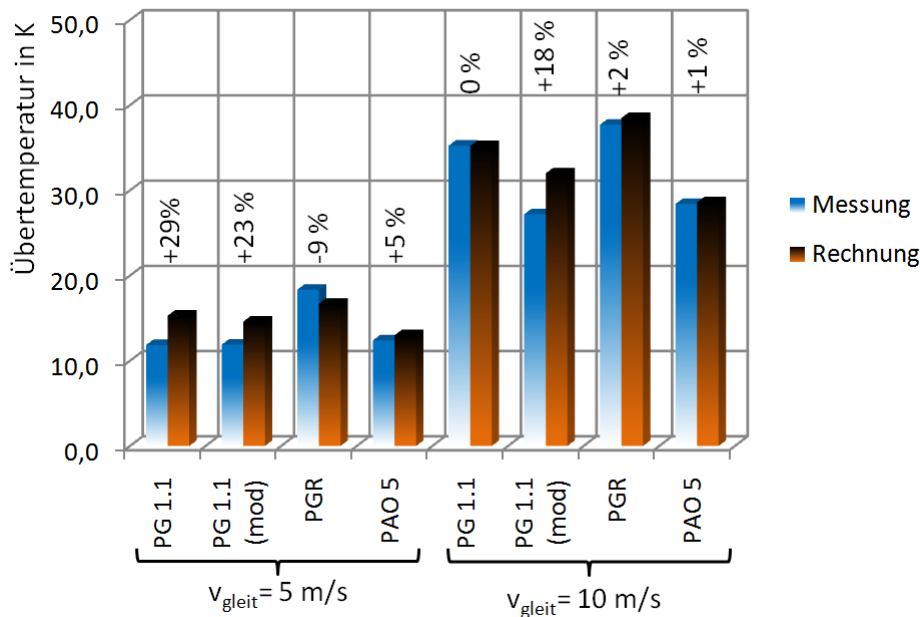


Abb. 6.14: Gemessene (blau) und berechnete (orange) Übertemperaturen für Dichtringe des Werkstoffs FKM-A mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

Bei beiden hier betrachteten Gleitgeschwindigkeiten sind bei den Dichtringen aus dem Werkstoff FKM-A die berechneten Temperaturen recht dicht an den messtechnisch erfassten Werten. Lediglich bei dem PG 1.1 (mod) Öl kommt es zu einer größeren Abweichung (18 und 23 %) und bei PG 1.1 bei der niedrigeren Geschwindigkeit (+29 %).

Betrachtet man jedoch das Reibmoment (vgl. Abb. 6.15), so ist deutlich die sehr gute Übereinstimmung von Berechnung und Messung zu erkennen. Bei den hier dargestellten Werten handelt es sich um das reine Dichtungsreibmoment ohne die zusätzlichen Planschverluste durch das mitgeschleppte Fluid an der Welle. Die Werte unterscheiden sich nur geringfügig in einem Bereich von 0 bis -12 %.

Gleiches gilt auch für den Vergleich von Rechnung und Messung beim Werkstoff FKM-B. Das Reibmoment lässt sich bis auf die Ausnahme PG 1.1 (mod) mit einer hohen Genauigkeit bestimmen (Abb. 6.17) wohingegen bei der Übertemperatur (Abb. 6.16) zum Teil größere Abweichungen zu erkennen sind, die ebenfalls wieder beim PG 1.1 (mod) am deutlichsten sind.

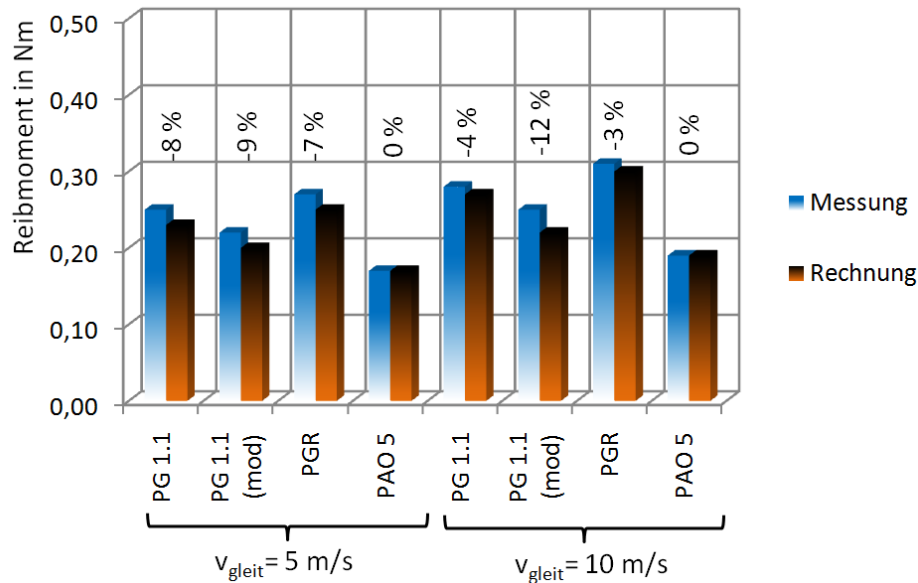


Abb. 6.15: Gemessene (blau) und berechnete (orange) Reibmomente für Dichtringe des Werkstoffs FKM-A mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

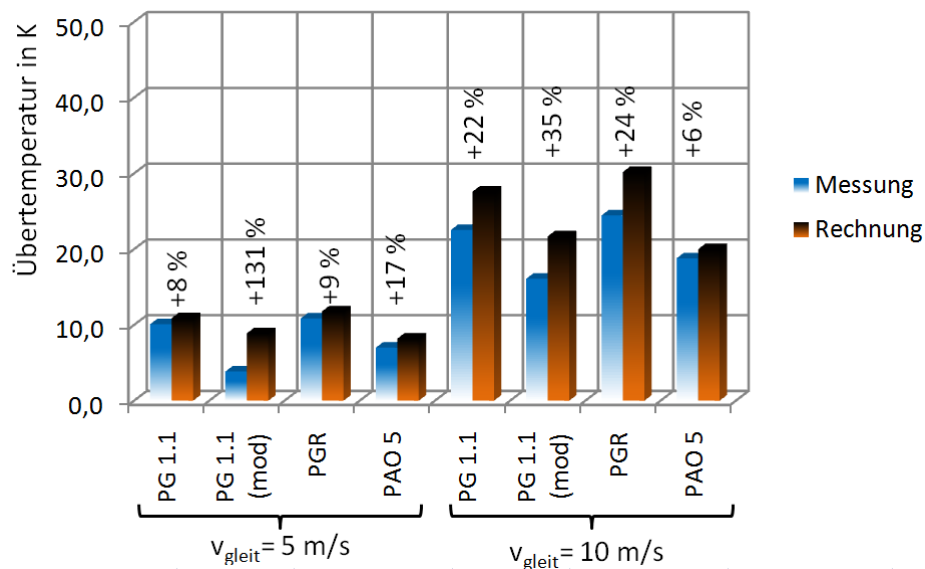


Abb. 6.16: Gemessene (blau) und berechnete (orange) Übertemperaturen für Dichtringe des Werkstoffs FKM-B mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

Die Abweichungen bei den Temperaturen sind auf die Streuung der Messwerte zurückzuführen, die als Basis für die Bestimmung der mittleren Übertemperatur-Reibleistung-Abhängigkeit dienen. Insbesondere bei steigender Gleitgeschwindigkeit sind größere Abweichungen zu erwarten. Der Anspruch des entwickelten Berechnungsmodells ist es jedoch auch nicht, für eine Dichtring-Schmierstoff-Kombination eine exakte Aussage zu treffen, sondern für eine Vielzahl von Kombinationen eine möglichst genaue Abschätzung geben zu können. Basierend auf den hier gezeigten Vergleichen zwischen Messung und Berechnung ist dies mit dem entwickelten Berechnungsmodell gut möglich.

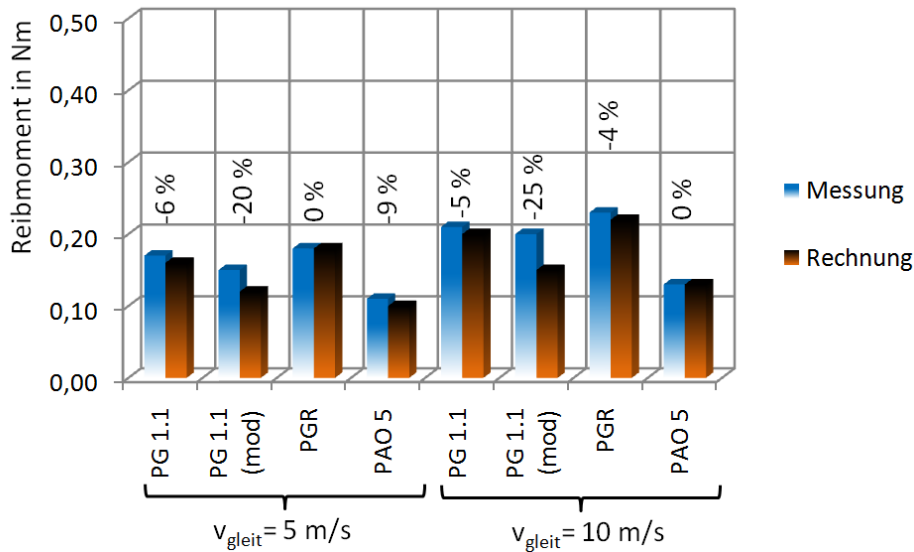


Abb. 6.17: Gemessene (blau) und berechnete (orange) Reibmomente für Dichtringe des Werkstoffs FKM-B mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

Abschließend ist festzustellen, dass die Ergebnisse der Berechnung und der Messung gut bis sehr gut korrelieren. Mit dem gewählten Berechnungsansatz lassen sich somit bei Kenntnis verschiedener Betriebsparameter das zu erwartende Dichtungsreibmoment und die Temperatur im Dichtkontakt hinreichend genau bestimmen, so dass es dem Anwender möglich ist, eine schnelle und einfache Auslegung seiner Abdichtungslösung zu erstellen. Die für die Berechnung relevanten Größen sind in Abb. 6.18 zusammengefasst.

| Parameter | Eigenschaften |
|---|---|
| Radialkraft | Standard-Messverfahren (Aufschieben auf Messgerät, Relaxieren bei Raumtemperatur): Messung nach 24 Stunden Relaxationszeit. IMKT Verfahren mit Stufendorn: 80 s Relaxationszeit, Mittelwertbildung aus Messungen mit zunehmendem und abnehmendem Durchmesser. Dabei den temperaturbedingten Radialkraftabbau berücksichtigen (ca. 10-20 % bei 110 °C). |
| Dichtkontaktbreite | Die Dichtkontaktbreite kann taktil oder optisch an gelaufenen Dichtungen erfasst werden. |
| Grenzreibwert | Basierend auf Reibungsmessungen an einem Dichtring mit und ohne Feder kann durch Extrapolation der viskose Anteil ermittelt und von der Gesamtreibung abgezogen werden, so dass man die Grenzreibung erhält. Alternativ kann auch das Reibmoment bei extrem niedrigen Geschwindigkeiten oder nach Ablassen und Abtropfen des Öls annähernd als Grenzreibmoment betrachtet werden. |
| Wellendurchmesser | Vorgegeben durch die Konstruktion. |
| Glättungstiefe von Wellen- und Dichtringoberfläche | Messung mit taktilen Rauheitsmessgerät in Umfangsrichtung auf der gelaufenen Dichtkante und auf der Laufs pur der Welle. |
| Drehzahl | Vorgegebener Betriebsparameter |
| Ölumpftemperatur | Vorgegebener Betriebsparameter |
| Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung | Aus den in dieser Arbeit ermittelten Werten lässt sich eine Temperaturerhöhung von ca. 16,5 K je 1 W/mm ² bestimmen |

Abb. 6.18: Übersicht über die für die Berechnung erforderlichen Parameter

6.5 Näherungsrechnung mit Durchschnittswerten

Da es für eine schnelle Auslegung nicht effizient oder aufgrund einer nicht vorhandenen Messausrüstung nicht möglich ist, werden basierend auf den Messwerten dieser Arbeit einige Parameter als Empfehlung für die Berechnung angegeben (vgl. Abb. 6.19).

| Parameter | empfohlene Werte für die Berechnung |
|--|---|
| Dichtkontaktbreite | $b = 0,2 \text{ mm}$ |
| Grenzreiwert | $\mu_0 = 0,3$ |
| Breiten Oberflächen-Verhältnis | $b/R_p = 122$ |
| Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung | ca. $16,5 \text{ K je } 1 \text{ W/mm}^2$ bestimmen |

Abb. 6.19: empfohlene Werte für aufwendig zu bestimmende Parameter

Um die Gültigkeit dieser Verallgemeinerung zu prüfen, werden mit den empfohlenen mittleren Werten die Berechnungen noch einmal durchgeführt und bewertet. Die folgende Tabelle zeigt eine Übersicht der so erhaltenen Werte.

| 5 m/s Rechnung | FKM-A | | | FKM-B | | |
|---------------------|---------|-------|--------|---------|-------|--------|
| | μ_0 | T (K) | M (Nm) | μ_0 | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 0,30 | 16,0 | 0,22 | 0,30 | 11,1 | 0,15 |
| PG 1.1 (mod) | 0,30 | 13,5 | 0,19 | 0,30 | 8,5 | 0,12 |
| PGR | 0,30 | 16,7 | 0,23 | 0,30 | 11,8 | 0,16 |
| PAO 5 | 0,30 | 13,4 | 0,19 | 0,30 | 8,4 | 0,12 |

| 10 m/s Rechnung | FKM-A | | | FKM-B | | |
|---------------------|---------|-------|--------|---------|-------|--------|
| | μ_0 | T (K) | M (Nm) | μ_0 | T (K) | M (Nm) |
| PG 1.1 | 0,30 | 37,0 | 0,25 | 0,30 | 28,4 | 0,20 |
| PG 1.1 (mod) | 0,30 | 30,3 | 0,21 | 0,30 | 21,1 | 0,15 |
| PGR | 0,30 | 38,9 | 0,27 | 0,30 | 30,4 | 0,21 |
| PAO 5 | 0,30 | 29,6 | 0,20 | 0,30 | 20,5 | 0,14 |

Abb. 6.20: Übersicht der berechneten Temperaturen und Reibmomente für verschiedene Elastomere, Schmierstoffe und Gleitgeschwindigkeiten bei mittlerer Schmierfilmhöhe, Kontaktbreite und Reiwert

Beim Vergleich der Messung für die Übertemperatur mit Rechnung 1 (möglichst genaue Werte) und mit Rechnung 2 (mittlere empfohlene Werte), fällt eine relativ gute Übereinstimmung am Beispiel des FKM-A auf. Auch das berechnete Reibmoment zeigt eine gute Näherung an die Messwerte.

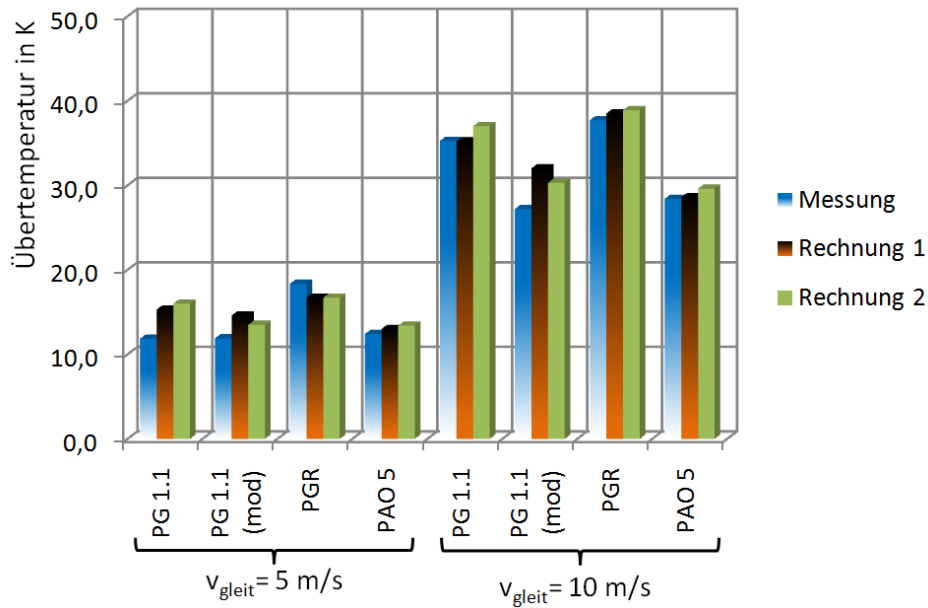


Abb. 6.21: Gemessene (blau), berechnete (orange) und mit gemittelten Werten berechnete Übertemperaturen für Dichtringe des Werkstoffs FKM-A mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

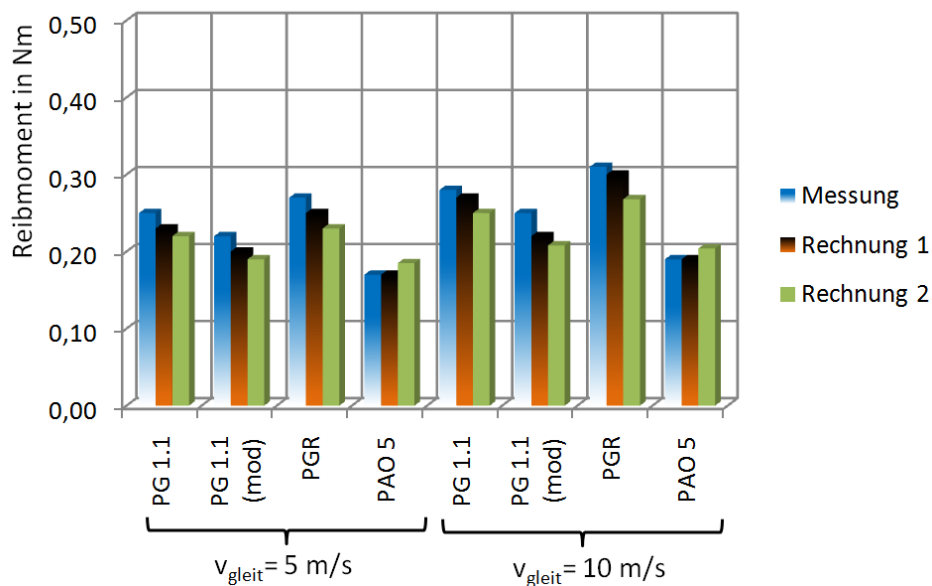


Abb. 6.22: : Gemessene (blau), berechnete (orange) und mit gemittelten Werten berechnete Reibmomente für Dichtringe des Werkstoffs FKM-A mit verschiedenen Prüfölen bei $v_{\text{gleit}} = 5$ und 10 m/s

Um die Unterschiede zwischen Rechnung 2 und Messung zu verdeutlichen, sind in den folgenden beiden Diagrammen die prozentualen Abweichungen für die beiden Werkstoffe FKM-A und FKM-B mit den bereits im vorigen Kapitel betrachteten Versuchsölen dargestellt. Die berechneten Temperaturen liegen im Schnitt ein wenig bis deutlich (beim PG 1.1 (mod)) zu hoch, ermöglichen aber dennoch eine vernünftige Abschätzung.

Das Reibmoment hingegen wird durch die Rechnung 2 etwas zu niedrig kalkuliert. Die Abweichungen liegen im Schnitt jedoch bei 10 % und geben somit gut die Messwerte wieder.

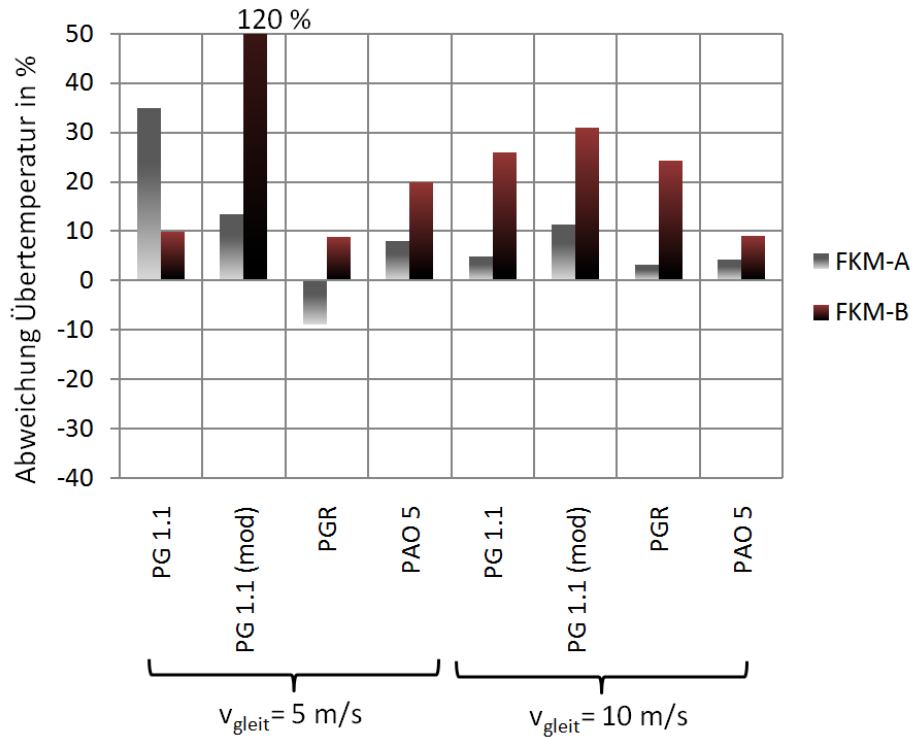


Abb. 6.23: Prozentuale Abweichung der mittleren berechneten Übertemperaturen von den Messwerten

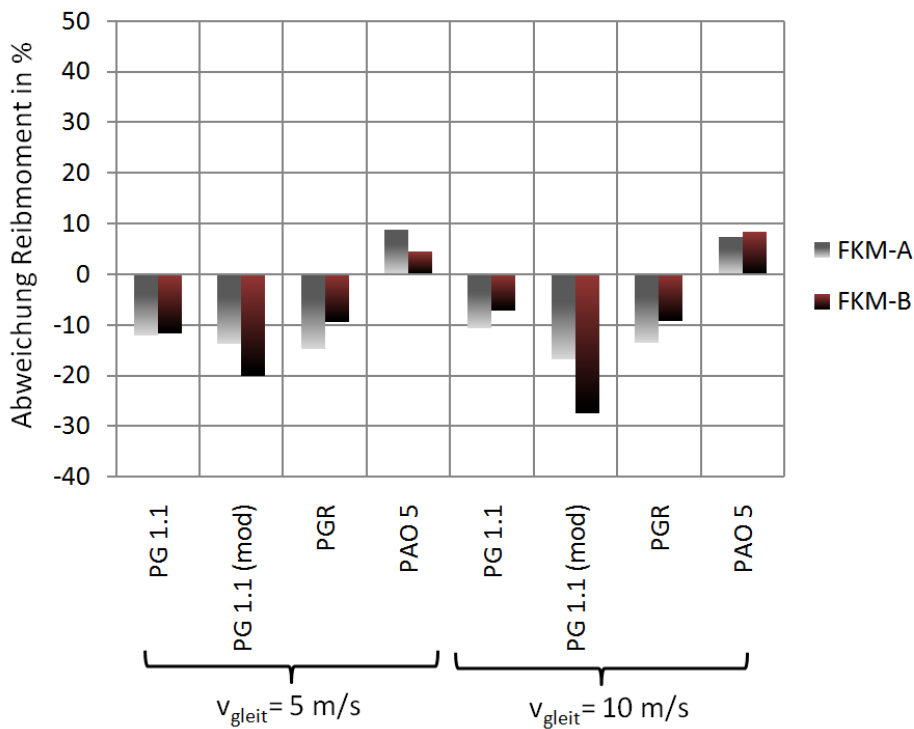


Abb. 6.24: Prozentuale Abweichung der mittleren berechneten Reibmomente von den Messwerten

Somit kann anhand des in dieser Arbeit entwickelten Berechnungsmodells und unter Verwendung einiger mittlerer allgemeiner Angaben, die auf einer breiten Messdatenbasis beruhen, eine vernünftige Abschätzung des zu erwartenden Reibmomentes und der Übertemperatur im Dichtkontakt von Radialwellendichtringen erstellt werden.

7 Zusammenfassung

Dichtungen kommen in einer Vielzahl von Anwendungen und Applikationen vor, fallen jedoch üblicherweise erst beim Versagen auf. Insbesondere im Hinblick auf Energieeffizienz sind die Dichtungen in den letzten Jahren in den Fokus gerückt, da an berührenden Dichtungen je nach Anwendungsfall mehrere hundert Watt Verlustleistung entstehen können, die den Wirkungsgrad einer Maschine verschlechtern. Schon während der Konstruktionsphase einer Maschine ist es daher wünschenswert, die zu erwartenden Verluste bzw. die thermischen Bedingungen im Dichtungsumfeld abschätzen und das Dichtungsumfeld dimensionieren zu können. Die bisher angewandten Berechnungsverfahren sind meist sehr ungenau oder nur mit aufwendigen Finite-Element-Methoden zu realisieren. Eine einfache, jedoch möglichst genaue Vorhersage ist bisher nicht möglich.

Basierend auf einer Vielzahl von Untersuchungen werden in dieser Arbeit die wesentlichen Einflussfaktoren auf das Dichtungsreibmoment erarbeitet. Einen signifikanten Einfluss auf das Reibmoment hat die Viskosität des Schmierstoffs, die stark von der Temperatur im Dichtkontakt abhängig ist. Als weitere Faktoren werden die Radialkraft, die Dichtkontaktbreite, die Oberflächenrauheit und die Grenzreibungszahl ermittelt. Es zeigt sich, dass auch die den Dichtring an die Welle pressende Radialkraft temperaturabhängig ist; sie sinkt bei steigender Temperatur, was bei der Auslegung zu berücksichtigen ist.

Die breite Datenbasis erlaubt es, mittlere Werte der wichtigen Einflussfaktoren für verschiedene Elastomer-Schmierstoff-Kombinationen und somit eine allgemeine Übersicht zu erhalten. Des Weiteren stellt das mitgeschleppte Fluid an der Welle einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag zum gemessenen Dichtungsreibmoment dar, der mit der Drehzahl der Welle ansteigt und ebenfalls zu berücksichtigen ist.

Eine weitere Erkenntnis dieser Arbeit ist, dass die Übertemperatur im Dichtkontakt mit der Reibleistung bzw. der Reibleistung bezogen auf die Dichtkontaktfläche verbunden ist. Es wird ein mittlerer Wert von etwa 16,5 K Temperaturerhöhung pro W/mm^2 Reibleistung aus den Messdaten abgeleitet, der für die Auslegung eines Dichtsystems verwendet werden kann.

Das entwickelte Berechnungsmodell basiert auf dem Ansatz, dass sich das gesamte Dichtungsreibmoment aus einem Grenzreibungsanteil der Mischreibung und einem viskosen Anteil zusammensetzt. Der Grenzreibungsanteil lässt sich aus den Messungen ermitteln und für verschiedene Kombinationen angeben. Durch eine Iteration lassen sich basierend auf einfachen Parametern und einem Startwert für die Temperatur das Reibmoment und die Dichtkontakttemperatur kalkulieren. Das Berechnungsmodell ist einfach und somit schnell; infolgedessen ist die Integration des Modells in andere Modellansätze unproblematisch.

Beim abschließenden Vergleich der Messwerte mit den berechneten Werten zeigt sich insbesondere beim Reibmoment eine sehr gute Übereinstimmung. Bei den Übertemperaturen gibt es hingegen Abweichungen, die anhand der Streuung der zugrundeliegenden Messdaten erklärt werden können. Die gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung kann auch umgekehrt betrachtet werden und als Bestätigung der gemessenen Reibmomente und

Temperaturen an der Dichtung gesehen werden. Häufig werden hohe gemessene Temperaturen im Dichtkontakt angezweifelt und als Schadensursache ausgeschlossen. Es zeigt sich also, dass die thermische Belastung der Dichtung, der umgebenden Bauteilen sowie des Öles tatsächlich sehr hoch sein kann.

Anhand der Ergebnisse der Messungen lassen sich Empfehlungen für allgemeine mittlere Berechnungsparameter (Grenzreibwert, Breiten-Oberflächen-Verhältnis) geben, die es ermöglichen, eine, wenn auch etwas gröbere, Abschätzung des zu erwartenden Reibmomentes zu erhalten, ohne zusätzliche aufwendige Messungen durchführen zu müssen.

Bei den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Daten bisher lediglich für einen Dichtungsdurchmesser erfasst worden sind. Die Gültigkeit für andere Durchmesser ist noch zu prüfen aber wahrscheinlich. Ebenso hat, wie nachgewiesen wird, der Ölstand und die Dichtringgeometrie (z. B. zusätzliche Schutzlippe) einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das Reibmoment und ist bei der Auslegung eines Dichtsystems entsprechend zu berücksichtigen.

8 Literatur

- [1] Barus, C.: Isothermals, Isopestics and Isometric Relative to Viscosity. American Journal of Science, Vol. 45, 1983
- [2] Batzer, H.: Polymere Werkstoffe. Bd. III, Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1984
- [3] Binnington, P.: The Measurement of Rotary Shaft Seal Film Thickness. Dissertation, University of Durham: School of Engineering and Applied Science, 1991
- [4] Bock, E.; Sckuhr, M.; Weiß, R.: Temperaturmessung und –berechnung am Dichtspalt von PTFE-Radialwellendichtringen. 11th International Sealing Conference, Dresden, 1999
- [5] Bock, E.: Reibungsoptimierte PTFE-Simmerringe. 16th International Sealing Conference, Stuttgart, 2010
- [6] Braun, J.: Unkonventionelle Grundöle und Elastomerverträglichkeit. Tribologie und Schmierstoffe. 2007
- [7] Braun, J.: Elastomerverträglichkeitsuntersuchungen von Schmierstoffen. Tribologie und Schmierstoffe, 2009
- [8] Buhl, S.; Haas, W.: Einfluss der Fluidviskosität auf das Dichtsystem der Radialwellendichtung. Antriebstechnik, Heft 4, 2006
- [9] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch: Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003
- [10] Daubner, A.; Winter, M.; Haas, W.: Erweiterte Methode zur Simulation der Temperatur im Reibkontakt mittels CHT. GfT Infotagung, Göttingen, 2009
- [11] Debler, C.: Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes zur Auslegung von Dichtungen. Dissertation, Hannover, 2005
- [12] Dewitz, I.; Engelke, T.: Entwicklung eines FE-Modells zur Analyse der aus der Reibungswärme an Dichtringen entstehenden Temperaturfelder mit der Software ABAQUS. Projektarbeit, Hannover, 2010
- [13] DIN 3760: Radial-Wellendichtringe. Dt. Institut für Normung, Berlin
- [14] DIN 3761: Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge. Teil I bis Teil 15, Dt. Institut für Normung, Berlin
- [15] Dürnegger, W.; Haas, W.: Fette mittels Radial-Wellendichtungen zuverlässig abdichten, FKM-Forschungsbericht. Stuttgart, 2008

-
- [16] Engelke, T.; Poll, G.; Giese, U.; Rosca, C.: Dichtungsverträglichkeit von Synthetikölen auch unter Berücksichtigung umweltverträglicher Esterschmierstoffe. FVA-Forschungsheft 768, Hannover, 2006
- [17] Engelke, T.; Poll, G.; Giese, U.; Yang, X.: Dichtungsalterung in synthetische Getriebeölen. FVA-Forschungsheft 919, Hannover, 2009
- [18] GfT Arbeitsblatt 7: Tribologie - Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie e. V., 2002
- [19] Gerthsen, C.; Kneser, H.; Vogel, H.: Physik. 17. Auflage, Springer, 1993
- [20] Giese, U.: Einfluss der Schmierstoffexposition auf elastomere Dichtungswerkstoffe. IV. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2002
- [21] Giese, U.: Chemische Schadensanalyse an Elastomerdichtungen. VI. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2006
- [22] Gooch, J. W.: Encyclopedic Dictionary of Polymers, 1st Edition, Atlanta, 2007
- [23] Gronitzki, M.: Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen. Dissertation, Hannover, 2006
- [24] Hadinata, P. C.; Stephens, L. S.: Soft Elastohydrodynamic Analysis of Radial Lip Seals With Deterministic Microasperities on the Shaft. Journal of Tribology, Volume 129, 2007
- [25] Jung, S.; Daubner, A.; Haas, W.: Measurement and Simulation of Two-Phase Flow in Sealing Application. 16th International Sealing Conference, Stuttgart, 2010
- [26] Koffel, G.; Ville, F.; Chagnenet, C.; Vexex, P.: Investigations on the power losses and thermal effects in gear transmissions. Engineering Tribology, Volume 223, 2009
- [27] Kröger, M.; Gäbel, G.: Statistische Eigenschaften elastomerer Reibprozesse. GfT Infotagung, Göttingen, 2009
- [28] Kunstfeld, T.: Dichtungsumfeld. FKM Forschungsheft 236, Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Stuttgart, 1999
- [29] Leichner, T.; Sauer, B.: Untersuchung des tribologischen Verhaltens an Radialwellendichtringen und nichtgehärteten Wellen unter dem Einfluss von Schmutzbeaufschlagung, Tribologie und Schmierungstechnik, 1/2009
- [30] Mang, T.; Dresel, W.: Lubricants and Lubrication - 2nd Edition, WILEY-VCH Verlag, 2007
- [31] Mofidi, M.; Kassfeldt, E.; Prakash, B.: Tribological behaviour of an elastomer aged in different oils. Tribology International 41, 2008

- [32] Müller, H. K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion – Gestaltung – Berechnung – Anwendung. Waiblingen : Medienverlag U. Müller, 1990
- [33] Müller, H. K.; Nau, B. S.: www.fachwissen-dichtungstechnik.de, Online-Publikation, Stand Mai 2010.
- [34] Nakabayashi, K.; Yamada, Y.; Kischimoto, T.: Viscous frictional torque in the flow between two concentric rotating rough cylinders. *Journal of fluid mechanics*, 1982
- [35] Nagdi, K.: Gummiwerkstoffe . Ein Ratgeber für Anwender. Vogel-Verlag, 1981
- [36] de Oliveira, S. J. R.; Scieszko, J. L.: Der Fördermechanismus bei RWDR und die Rheologie des Schmierfluids. V. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2004
- [37] Ott, W.: Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen. Dissertation, Stuttgart, 1983
- [38] Poll, G.: A Contribution to the Discussion on Radial Lip Seal Working Principles. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2000
- [39] Reithmeier, E.; Poll, G.; Leis, A.; von Hollen, J.: Auswirkung stochastischer Strukturen von Gegenläuflächen auf die Funktion von Radialwellendichtringen. Abschlussbericht zum FKM-Vorhaben Nr 15168, 2009
- [40] Roos, E.; Maile, K.: Werkstoffkunde für Ingenieure - Grundlagen, Anwendung, Prüfung. 3. Auflage, Stuttgart, Springer, 2008
- [41] Salant, R.; Shi, F.; Harp, S.: Pumping Mechanisms in Rotary Lip Seals, Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2000
- [42] Schramm, E. J.; Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von Pkw-Reifen. Dissertation, Regensburg, 2002
- [43] Schüller, M; Engelke, T.: Änderungskonstruktion einer Versuchseinrichtung zur Temperaturen im Dichtkontakt von Radialwellendichtringen, Projektarbeit, Hannover, 2008
- [44] Sellschopp, K.: Längere Lebensdauer des Radialwellendichtrings. *Antriebstechnik*, Heft 4, 2009
- [45] Silvestri, M.; Prati, E.; Tasora, A.: Frictional behavior of radial lip seals under dynamic operating conditions for different elastomer rings. BHR Conference for Fluid Sealing 19, 2007
- [46] Steinhilper; Sauer: Konstruktionselemente des Maschinebaus 2, 6. Auflage, Kaiserslautern, Springer, 2008
- [47] Tietze, W.: Handbuch Dichtungspraxis. Vulkan Verlag, 3. Auflage, 2003
- [48] Upper, G.: Dichtlippentemperatur von Radialwellendichtringen – theoretische und experimentelle Untersuchungen. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1967

-
- [49] Vogt, R.; Prem, E.: Ausfallursachen, Schadensbilder, Handling & Montage von Simmerringen. Handbuch der Firma Simrit, Weinheim, 2007
- [50] Wallner, U.; Braun, J.: Neue Öle – Neue Werkstoffe Wechselwirkungen zwischen Gruppe III Ölen und Elastomeren. 16th International Sealing Conference, Stuttgart, 2010
- [51] Walter, P.; Langenbeck, K.: Grenzen der Tauchschmierung, Ölplanschverluste bei Tauchschmierung und Öleinspritzten in den Zahneingriff. Literaturrecherche zum Forschungsvorhaben 44, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Stuttgart, 1978
- [52] Wennehorst, B, Poll, G.: Untersuchungen zur Tribologie von RWDR - Ergebnisse von Schmierfilmhöhen- und Reibungsmessungen. VII. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, Hamburg, 2009
- [53] Wiehler, K.: Tribologie und Fluidverhalten in der Dichtzone von Radialwellendichtringen unter Berücksichtigung makromolekularer Bestandteile der Schmierfluide. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2002
- [54] Wilke, M.; Wollesen, V.; von Estorff, O.: RWDR-Versuche und RWDR-Tribometerversuche im Vergleich, 16th International Sealing Conference, Stuttgart, 2010
- [55] Wollesen, V.: Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellendichtringen als Randbedingung für die Modellierung des Dichtvorgangs, Dissertation, Hamburg, 1993

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Tobias Engelke
Geburtsdatum, -ort: 08.02.1977 in Hildesheim

Studium

10/1997 - 04/2004 Maschinenbau an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover Vertiefungsmodule: Mechanik und Konstruktion sowie Bewegungstechnik und Robotik, Abschluss: Diplom (April 2004)
09/1999 - 08/2003 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover

Berufstätigkeit

05/2004 – 11/2009 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
Forschungsschwerpunkt: Dichtungstechnik und Tribologie
04/2010 – heute Firma Weier Antriebe und Energietechnik, Entwicklung und Konstruktion, Eutin