

Tim Schollmayer

Prüfung und Simulation von Radialwellendichtringen bei tiefen Temperaturen

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Band 51 | 2025

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch

Tim Schollmayer

Prüfung und Simulation von Radialwellendichtringen bei tiefen Temperaturen

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Band 51 | 2025

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Wissenschaftliche Schriftenreihe des
Lehrstuhls für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

Herausgeber: Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch
Postfach 3049
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
67653 Kaiserslautern

Verlag: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau

Druck: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Dezernat 5 Technik
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie, 2025
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Erwin-Schrödinger-Straße
67663 Kaiserslautern

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISBN 978-3-95974-241-2
ISSN 1860-8035

Prüfung und Simulation von Radialwellendichtringen bei tiefen Temperaturen

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor - Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

von

Herrn Dipl.-Ing. Tim Schollmayer

aus Mainz

Tag der Einreichung: 15.09.2024

Tag der mündlichen Prüfung: 10.01.2025

Dekan: Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber

Vorsitzender: Jun. Prof. Dr.-Ing. Patrick Ruediger-Flore

Berichterstatter: Jun. Prof. Dr.-Ing. Stefan Thielen

Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch

Prof. Dr.-Ing. Matthias Kröger

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie (MEGT) der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau, unter Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch. Teile dieser Arbeit sind in dem Projekt FVA 895 „Tieftemperaturverhalten von Radialwellendichtringen“ entstanden.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Doktorvater Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing Stefan Thielen für die exzellente Betreuung, Zusammenarbeit und das mir geschenkte Vertrauen in den Jahren der Promotion und des davor liegenden Studiums. Die vielen interessanten fachlichen und strategischen Diskussionen über die Jahre haben mich sehr geprägt und maßgeblich zu meiner persönlichen Entwicklung, dem Gelingen dieser Arbeit sowie meiner Entscheidung eine Promotion zu verfolgen, beigetragen. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch für die Übernahme des Koreferats, den Austausch und die Freiheiten, welche mir in meiner Zeit am Lehrstuhl gewährt wurden. Herrn Prof. Dr.-Ing Matthias Kröger danke ich ebenfalls für die Übernahme des Koreferats. Ebenso danke ich Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing. Patrick Ruediger-Flore für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer danke ich für die interessanten Gespräche sowie für die Möglichkeit meine Promotion am Lehrstuhl verfolgen zu dürfen.

Herzlicher Dank gilt meinen Kollegen für die Jahre der Zusammenarbeit und des Austauschs. Durch das energetische Miteinander am Lehrstuhl und im Besonderen in der Dichtungstechnik-Gruppe wurde ich täglich motiviert. So konnten wir gemeinsam bei einem Kaffee manche Nuss knacken. Großer Dank gebührt Christoph Burkhart, der mich bereits als Student auf die Aufgabe als Doktorand vorbereitet und als Kollege in allen Forschungs- und Seitenprojekten unterstützt hat. Zudem möchte ich besonders Yvo Stiemcke, Olaf Grutza, Lenine Silva, Dominik Meffert und Martin Leibrecht für ihre große Unterstützung und den häufigen Austausch hervorheben. Auch danke ich den Mitarbeitern der Zentralen Metall- und Elektrowerkstätten für ihre zügige und saubere Arbeit sowie ihre Anregungen während der Konstruktionsphase.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinen zahlreichen HiWis und Studenten, die diese Ausarbeitung durch ihre Arbeit, ihr Engagement und ihre Kreativität bereichert und mich in den letzten Jahre tatkräftig unterstützt haben. Ich freue mich außerordentlich, dass einige von Euch zu Kollegen wurden. In besonderem Maße haben Victoria Schröder, Kornelius Knöringer und Christof Härtel zu dieser Arbeit beigetragen.

Auch meiner Familie möchte ich für die Unterstützung, das Verständnis und die angeregten Diskussionen in den letzten Jahren danken.

Größter Dank gilt meiner Frau. Ohne ihr Zutun, ihre stetige Unterstützung und Motivation wäre diese Arbeit nicht in ihrer heutigen Form entstanden. Danke für die erfüllte gemeinsame Zeit, die wir bereits hatten und noch haben werden.

Mannheim, im Januar 2025

Kurzfassung

Radialwellendichtringe (RWDR) werden zum Abdichten von rotierenden Wellen verwendet. Ihre Aufgabe besteht zumeist in der Verhinderung des Austritts von Schmierstoff bei gleichzeitiger Unterbindung von Schmutz- und Fremdpartikeleintrag. In modernen Antriebssträngen unterliegen diese weit verbreiteten Dichtungen einem breiten Temperatureinsatzbereich, kleinen wie großen Drehzahlen und Wellenvibrationen, wobei die generelle Erwartungshaltung besteht, dass die RWDR die komplette Lebensdauer der Maschine überstehen. Bei tiefen Temperaturen verlieren Elastomerwerkstoffe, aus denen die Dichtkanten von RWDR ausgeführt sind, ihre für die Dichtfunktion wichtigen Materialeigenschaften. Das komplexe Zusammenspiel aus reibungsbedingter Eigenerwärmung der Dichtung, Versteifung und zunehmender Dämpfung der Elastomere sowie arbeitspunktabhängigen Störgrößen wie Rundlauf toleranzen sind bisher bei tiefen Temperaturen (z.B. Fluorkautschuk $\lesssim -6^\circ\text{C}$, Nitrilkautschuk $\lesssim -22^\circ\text{C}$) nur unzureichend erforscht. Diese Arbeit widmet sich diesem Themenkomplex, indem Bauteilversuche bei tiefen Temperaturen sowohl mit als auch ohne Rotation durchgeführt werden, um die Überlagerung der einzelnen Wirkmechanismen auszuschließen und Einblicke in das Verhalten der Dichtung zum Startzeitpunkt geben zu können. Darüber hinaus werden Simulationsmodelle bezüglich des Verhaltens der Dichtung bei Wellenvibrationen präsentiert und auf ihre Eignung hin geprüft. Zusätzlich werden weitere Simulationen und Berechnungsansätze vorgestellt, um das Verhalten von RWDR bei tiefen Temperaturen analysieren zu können.

Abstract

Radial shaft seals (RSS) are used to seal rotating shafts. Their task is usually to prevent lubricant from escaping while at the same time inhibiting the ingress of dirt and foreign particles. In modern drive trains, these widely used seals are subject to a wide range of temperatures, low and high speeds as well as shaft vibrations, with the general expectation that the RSS will last the entire service life of the machine. At low temperatures, elastomer materials from which the sealing edges of RSS are made lose their material properties, which are important for the sealing function. The complex interconnection of friction-induced self-heating of the seal, stiffening and increased damping of the elastomers, as well as operating point-dependent disturbance variables such as concentricity tolerances have not yet been sufficiently researched at low temperatures (e.g. fluoro-rubber $\lesssim -6^\circ\text{C}$, nitrile rubber $\lesssim -22^\circ\text{C}$). This thesis is dedicated to this complex of topics by carrying out component tests at low temperatures, both with and without rotation, in order to exclude the superposition of the individual mechanisms and to be able to provide insights into the behavior of the seal at the starting time. Furthermore, simulation models regarding the behavior of the seal under shaft vibrations are presented and examined for their suitability. In addition, further simulations and calculation approaches are presented in order to be able to analyze the behavior of RSS at low temperatures.

Inhalt

Nomenklatur	V
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Der RWDR als dynamisches Dichtsystem	3
2.1.1 Einordnung	3
2.1.2 Bauform und Umfeld	4
2.1.3 Reibung	9
2.1.4 Förder-/Dichthypothesen	12
2.2 Eigenschaften von Elastomerwerkstoffen	15
2.2.1 Vom Kautschuk zum Elastomer	16
2.2.2 Beschreibung des Materialverhaltens	17
2.2.3 Tieftemperaturverhalten von Elastomeren	22
2.3 Einsatzgrenzen von RWDR	24
2.4 Simulation von RWDR	26
3 Ziel und Vorgehensweise	29
4 Experimentelle Untersuchungen	31
4.1 Prüfmittel	32
4.1.1 RWDR	32
4.1.2 Elastomere	37
4.1.3 Schmierstoffe	38
4.1.4 Gegenauflflächen	39
4.2 Folgefähigkeit	40
4.2.1 Anpassungen des Grenzleistungsprüfstands	41
4.2.2 Automatische Folgefähigkeitsdetektion	44
4.2.3 Charakterisierung der Folgefähigkeitsgrenzen	47
4.3 Förderwert	54
4.3.1 Anpassungen des Förderwert-Prüfstands	55
4.3.2 Charakterisierung des Förderwerts	56
4.4 Reibmoment	59
4.4.1 Anpassungen des Reibmoment-Prüfstands	59
4.4.2 Charakterisierung des Reibmoments	60
4.5 Anfahrverhalten	62
4.5.1 Integration einer Wärmebildkamera	63

4.5.2	Charakterisierung der Kontakttemperatur	63
5	Simulative Analyse von Funktionsgrenzen bei tiefen Temperaturen	66
5.1	Aufbau Simulation Folgefähigkeit	67
5.1.1	Axialsymmetrischer Aufbau	67
5.1.2	Dreidimensionaler Aufbau	71
5.1.3	Vergleich	72
5.2	Aufbau einer Verzerrungssimulation mit Förderwertansatz	79
5.2.1	Modellaufbau	79
5.2.2	Einflüsse der Modellbildung	82
5.2.3	Verzerrungssimulation bei tiefen Temperaturen	84
5.2.4	Förderwertberechnung	85
6	Zusammenfassung und Ausblick	91
7	Anhang A	95
7.1	Konzeptentwurf: Verzerrungsabschätzung in axialsymmetrischer Simulation . . .	95
8	Anhang B	103
8.1	Messdaten	103
9	Literaturverzeichnis	108

Nomenklatur

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a_p	K/(W/mm ²)	Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung
a_{fit}	µm	Faktor für Fit
b	mm	Dichtkontaktbreite
b_{axial}	mm	Länge der Kontaktzone im Analogiemodell
b_{element}	mm	Elementbreite im Analogiemodell
b_{fit}	°C	Faktor für Fit
$b/\sum R_p$	-	Breiten-Oberflächen-Verhältnis
c_1	-	Empirischer Faktor der WLF-Gleichung
c_2	°C	Empirischer Faktor der WLF-Gleichung
c_{fit}	-	Faktor für Fit
d_{ru}	mm	Rundlaufabweichung
d_{welle}	m	Wellendurchmesser
e	-	Eulersche Zahl
f	µm	Gangtiefe
f_{welle}	Hz	Auslenkungsfrequenz der Welle
g_i	-	Prony-Koeffizient
h_{element}	mm	Elementhöhe im Analogiemodell
h_{min}	µm	Minimale Schmierfilmhöhe
j	µm	Dammbreite
k	µm	Gangbreite
k_{press}	-	Pressungskoeffizient
l	µm	Breite der Flanke im Kontakt
l_1	µm	Luftseitige Berührbreite
l_o	µm	Ölseitige Berührbreite
l_{rohr}	mm	Länge des Rohres
l_{verzerr}	µm	Makroskopische Verzerrungslänge
α_t	-	Verschiebungsfaktor der WLF-Gleichung
n	min ⁻¹	Drehzahl
n_{ottink}	s ⁻¹	Drehzahl (in Modell nach OTTINK)
p	MPa	mittlere Kontaktpressung einer Flanke

Zeichen	Einheit	Bedeutung
p_{auslenk}	N/mm	Lokale Linienpressung bei Wellenauslenkung
r_a	m	Wirkradius
r_{eff}	mm	Effektivradius des Rohres
$r_{\text{eff,kontakt}}$	mm	Effektivradius an der Kontaktzone
r_{welle}	m	Wellenradius
s_{element}	mm	Elementverzerrung im Analogiemodell
sp	μm	Spalthöhe
t	s	Zeit
t_{br}	$^{\circ}\text{C}$	Brittleness-Temperatur
t_{kontakt}	mm	Mittlere Elastomerdicke an der Kontaktzone
t_{radial}	mm	Wanddicke des Rohres
t_{sl}	$^{\circ}\text{C}$	Leckage-Temperaturgrenze
$\tan(\delta)$	-	Verlustfaktor
x	mm	Axiale Koordinate des RWDR
x_{rohr}	mm	Längenkoordinate des Rohres
y	mm	Radiale Koordinate des RWDR
<hr/>		
A	Pas	Parameter der Vogel-Gleichung
A_{welle}	μm	Grenzamplitude bei Folgefähigkeitsverlust
B	K	Parameter der Vogel-Gleichung
C	K	Parameter der Vogel-Gleichung
E	MPa	Elastizitätsmodul
E_{∞}	MPa	Elastizitätsmodul für t gegen unendlich
E_i	MPa	E-Modul einer Feder
E_0	MPa	Ursprungsmodul
E^*	(1+i)MPa	Komplexer Elastizitätsmodul
E'	MPa	Speicher-Elastizitätsmodul
E''	MPa	Verlust-Elastizitätsmodul
F_{rad}	N	Radialkraft
F_{reib}	N	Elementbezogene Reibkraft im Analogiemodell
G	MPa	Schubmodul
G^*	(1+i)MPa	Komplexer Schubmodul
G'	MPa	Speichermodul
G''	MPa	Verlustmodul
$I_{t,\text{rohr}}$	mm^4	Flächenträgheitsmoment des Rohres
M_{ges}	Nm	Gesamttriebmoment
M_t	Nm	Torsionsmoment am Rohrende
P_{ges}	W	Gesamttriebleistung
$R_{a,m}$	μm	Gemittelte Oberflächenrauheit von RWDR und Welle
S_k	μm	Kernhöhe

Zeichen	Einheit	Bedeutung
S_{mrk1}	%	Materialanteil der Hügel
S_{mrk1}	%	Materialanteil der Täler
S_p	μm	Maximale Spitzenhöhe
S_{qk}	μm	Reduzierte Spitzenhöhe
S_q	μm	Quadratischer Mittelwert der Höhe
S_{vk}	μm	Reduzierte Talsohlentiefe
S_z	μm	Maximale Höhe
T	K	Temperatur
T_b	$^{\circ}\text{C}$	Bauteiltemperatur
T_g	$^{\circ}\text{C}$	Glasübergangstemperatur
T_{ref}	$^{\circ}\text{C}$	Referenztemperatur
T_{rt}	$^{\circ}\text{C}$	Raumtemperatur
T_s	$^{\circ}\text{C}$	Sumpftemperatur
$\dot{V}_{f\ddot{o}rder,ottink}$	m^3/U	Einzel-Fördervolumenstrom
$\dot{V}_{ge,l}$	m^3/U	Einzel-Fördervolumenstrom der Luftseite
$\dot{V}_{ge,o}$	m^3/U	Einzel-Fördervolumenstrom der Ölseite
γ	$^{\circ}$	Verzerrungswinkel
$\gamma_{kontakt}$	$^{\circ}$	Verkippwinkel an der Kontaktzone
γ_l	$^{\circ}$	Luftseitiger Verzerrungswinkel
$\gamma_{l,analogue}$	$^{\circ}$	Luftseitiger Verzerrungswinkel in Konzeptentwurf
γ_o	$^{\circ}$	Ölseitiger Verzerrungswinkel
$\gamma_{o,analogue}$	$^{\circ}$	Ölseitiger Verzerrungswinkel in Konzeptentwurf
$\gamma(x_{rohr})$	$^{\circ}$	Verkippwinkel an Längenkoordinate des Rohres
δ	$^{\circ}$	Phasenverschiebung
$\delta_{verzerr}$	$^{\circ}$	Äquivalenter Drehwinkel (zu $l_{verzerr}$)
δ_{rohr}	$^{\circ}$	Verdrehwinkel an Rohrende
$\delta_{kontakt}$	$^{\circ}$	Verdrehwinkel über die Kontaktzone
$\delta(x_{rohr})$	$^{\circ}$	Verdrehwinkel an Längenkoordinate des Rohres
$\epsilon_{verzerr}$	$^{\circ}$	Nick-Verzerrungswinkel eines Elements im Analogiemodell
ϵ_{dehn}	-	Dehnung
$\dot{\epsilon}_{dehn}$	s^{-1}	Dehnungsrate
η	Ns/m^2	Dämpfungskonstante
η_i	Ns/m^2	Dämpfungskonstante eines Dämpfers
$\eta(\Theta)$	Pas	Dynamische Viskosität im Dichtkontakt
λ	-	Spezifische Schmierfilmdicke
μ_0	-	Grenzzreibungswert
σ	N/m^2	Spannung
τ	s	Zugehörige Zeit eines Prony-Koeffizienten
τ_{xy}	N/m^2	Elementbezogene Reibspannung im Analogiemodell

Zeichen	Einheit	Bedeutung
φ	°	Umfangskoordinate des RWDR
Θ	°C	Temperatur im Dichtkontakt
$\sum R_p$	μm	Summe der mittleren Glättungstiefen

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ACM	Acrylat-Kautschuk
DMA	Dynamisch-Mechanische-Analyse
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FE	Finite-Elemente
FKM	Fluorkautschuk
FPM	Fluorkautschuk
HNBR	hydrierter NBR
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
phr	parts per hundred rubber
RPTU	Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
RWDR	Radialwellendichtring
TEHD	Thermo-Elasto-Hydrodynamik
WLF	WILLIAMS-LANDEL-FERRY

1 Einleitung

Der Radialwellendichtring (RWDR) ist ein weit verbreitetes, genormtes und wirtschaftliches Maschinenelement zur Trennung zweier Fluidräume bei Durchführung einer rotierenden Welle. Typisches Einsatzgebiet ist die Abdichtung von Wellendurchführungen aus Gehäusen von ölgeschmierten Getrieben ohne oder mit geringem Überdruck. Der RWDR steht als berührende Dichtung aus Elastomer in direktem Kontakt mit Schmierstoff und Wellenoberfläche. Aufgrund nichtlinearer Materialeigenschaften des Elastomers, hohen Gleitgeschwindigkeiten im Kontakt mit resultierender Reibleistung und Hydrodynamik, unterschiedlichen Ölsumpf- und Lufttemperaturen sowie paarungsabhängiger Verträglichkeit von Schmierstoff und Elastomer entsteht ein komplexes Spannungsfeld der Zielgrößen „Dichtheit“, Reibungsoptimierung und Wirtschaftlichkeit mit starker wechselseitiger Beeinflussung der genannten Umgebungs- und Systemgrößen.

Es existieren mehrere als Stand der Technik anerkannte Hypothesen für das Dichtvermögen eines RWDR, wobei der Dichtmechanismus noch nicht abschließend erforscht ist. Die Hypothesen basieren auf der Verzerrung des Elastomers im Kontakt, hydrodynamischen Gegebenheiten des engen Spalts zwischen Welle und RWDR sowie stochastischen Fehlstellungen der Dichtung in Relation zur Welle. Für einen sicheren Betrieb sollten die Voraussetzungen der Dichthypothesen erfüllt sein.

Das Umfeld und die Betriebsbedingungen eines RWDR unterliegen zum Teil großen Temperaturspannen und -änderungen, Koaxialitäts- und Rundlaufabweichungen der Welle und Schmutzeintrag in das System. Von einem modernen RWDR wird erwartet, dass dieser auch bei solchen nicht idealen Bedingungen zuverlässig abdichtet. Das Verhalten eines RWDR bei der Änderung mehrerer Umgebungsvariablen muss je nach Arbeitspunkt gesondert geprüft werden, da sich aufgrund von Wechselbeeinflussung unterschiedliche Leistungsgrenzen des Dichtsystems zeigen können. Bei tiefen Temperaturen verändert Elastomer seine mechanischen Eigenschaften drastisch, dabei steigen die Steifigkeit und Dämpfung des Materials in einem kleinen Temperaturbereich stark an. Eine Abschätzung der Resilienz des Dichtsystems gegen Rundlauf toleranzen der Wellen gestaltet sich aufgrund der Arbeitspunktabhängigkeit schwierig. Da die Verzerrung im Kontakt eine wichtige Voraussetzung für gängige Dichthypothesen ist, stellt sich zudem die grundlegende Frage, ob die Verzerrung bei tiefen Temperaturen ausreicht, um das Dichtvermögen aufrecht zu erhalten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden RWDR bei Temperaturen bis -35°C in Prüfständen untersucht und mehrere Simulationsmodelle zur Abbildung der Prüfungen aufgebaut. Die Prüfstände werden für die Prüfung bei tiefen Temperaturen modifiziert und erweitert, um bauformspezifische Rundlauf toleranzgrenzen, Förderwert-, Reibmoment- und Anfahruntersuchungen durchzuführen und das Verhalten des Dichtsystems bei tiefen Temperaturen quantifizieren zu können. Es wer-

den Simulationsmodelle zur Abschätzung einzelner Systemgrößen sowie der maximal ertragbaren Rundlauf toleranz der Welle aufgebaut. Simulationsansätze unterschiedlicher Modellabstraktion, Detailtreue und Geschwindigkeit werden miteinander verglichen und auf ihre Eignung hin untersucht.

2 Stand der Technik

Radialwellendichtringe (RWDR) finden zur Abdichtung dynamischer Dichtstellen breite Anwendung. Ihre grundlegenden Einsatzgrenzen wie Drehzahlgrenzen, maximale Überdrücke sowie Anforderungen an Wellen und Gehäusebohrungen, sind bei typischen Sumpftemperaturen größer Raumtemperatur genormt [DIN3760; DIN3761-2] und dokumentiert. Ihre Anwendung, auch unter nicht idealen Bedingungen, bei Koaxialitätsabweichungen, Rundlaufabweichungen, Partikeleinwirkung entspricht dem Stand der Technik. [Fre07; SKF19; Tre23; Ang22] Die Auswirkungen von tiefen Temperaturen auf die Dichtmechanismen sowie die tieftemperaturbedingte Herabsetzung der Einsatzgrenzen sind nicht abschließend erforscht.

2.1 Der RWDR als dynamisches Dichtsystem

Der RWDR ist ein vergleichsweise günstiges, genormtes und weit verbreitetes Maschinenelement. Trotz seiner hohen Zuverlässigkeit und einfachen Integration birgt er ein hohes Schadenspotential für das Gesamtsystem. Ein Wechsel, ob bei Wartung oder im Schadensfall, kann den Preis der Dichtung um mehrere Größenordnungen übersteigen, da dieser lange Stillstandszeiten und ein Schadensfall etwaige Gefährdungen für Mensch und Umwelt sowie Folgeschäden an anderen Maschinenelementen durch Schmierstoffverlust oder Schmutzeintritt nach sich zieht [MN24].

2.1.1 Einordnung

Die Abdichtung mehrerer Fluidräume gegeneinander stellt eine wichtige Aufgabe im Maschinen- und im Speziellen im Getriebebau dar. Zum Einen muss der Austritt (Leckage) von teils hochadditivierten Schmierstoffen in die Umwelt oder in angrenzende Systeme verhindert werden. Darüber hinaus muss der Eintrag von Umgebungsmedien wie beispielsweise Schmutzpartikeln, Feuchtigkeit und Luft vermieden werden (siehe Abbildung 2.1). [Mül90]

Nach der Relativbewegung zweier aneinander grenzender, abzudichtender Bauteile werden Dichtungen in statisch und dynamisch unterteilt. Statische Dichtungen kommen zum Einsatz, wenn keine tangentialer Bewegung der Bauteile zueinander vorliegt. Beispiele sind O-Ringe sowie Flachdichtungen. Je nach Auslegung können statische Dichtungen eine dynamische Belastung sowie eine kleine Bewegung in normale Richtung der angrenzenden Bauteile ertragen. Dynamische Dichtungen kommen zum Einsatz, wenn zwei gegeneinander abzudichtende Flächen in tangentialer Relativbewegung zueinander stehen. Innerhalb der dynamischen Dichtungen wird nach dem Druck im abzudichtenden Raum in drucklose dynamische sowie dynamische Dichtungen

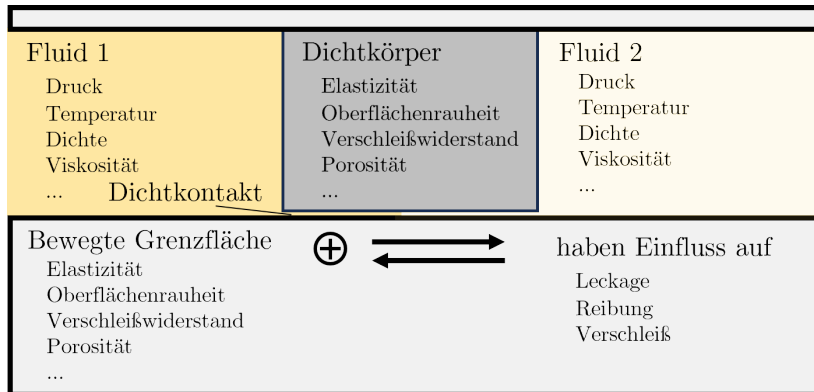


Abb. 2.1: Allgemeine Dichtungsproblemstellung, Trennung der Fluide zweier aneinander grenzender Räume mit Umgebungseinflüssen nach [MN98]

mit Überdruck unterschieden. Zudem werden dynamische Dichtungen nach der Richtung der Relativbewegung sowie der Absolutbewegung der Dichtung innerhalb des Bezugssystems unterteilt. [MN98]

Zusätzlich zu Richtung und Betrag der Relativbewegung sowie der abzudichtenden Druckunterschiede werden Dichtungen entsprechend ihres Kontaktes in berührende und berührungslose Dichtungen differenziert. Der RWDR zählt zu den drucklosen, rotatorischen, dynamischen, berührenden Dichtungen, kann allerdings je nach Bauform geringe Überdrücke [Fre07] ertragen. Die Einsatzgrenzen des RWDR werden in Kapitel 2.3 näher beleuchtet. Der RWDR kommt primär zur Abdichtung von Gehäusebohrungen mit rotierenden Wellen zum Einsatz. Der RWDR selbst wird dabei in der nicht-rotierenden Gehäusebohrung montiert und steht als berührende Dichtung mit der rotierenden Wellenoberfläche im Kontakt. [Pol18]

2.1.2 Bauform und Umfeld

Der Aufbau von RWDR ist in [DIN3760] und [DIN3761-2] genormt (siehe Abbildung 2.2). Ein RWDR besteht aus einem Versteifungsblech, an welches eine Elastomerlippe anvulkanisiert wird. Die Elastomerlippe selbst unterteilt sich in eine Membran sowie die Dichtkante mit einer eingebrachten Nut, um eine Zugfeder aufzunehmen. [DIN3760]

Der RWDR weist zwei Dichtstellen auf: eine statische Nebenabdichtung zwischen dem ruhenden Gehäuse und dem Versteifungsblech sowie einen dynamischen, rotatorischen Dichtkontakt zwischen Dichtkante und rotierender Welle [MN98]. Das Versteifungsblech wird entweder direkt in die Gehäusebohrung eingepresst und der metallische Kontakt fungiert damit als Nebenabdichtung oder das Versteifungsblech wird mit einer dünnen Elastomerschicht ummantelt, welche die Aufgabe der Nebenabdichtung zwischen Versteifungsblech und Gehäusebohrung erfüllt. Die Dichtkante ist als mit der Welle in Kontakt stehender Keil ausgeführt, der charakteristische Flankenwinkel sowie ein asymmetrisches Pressungsprofil im montierten Zustand aufweist. Diese für die Dichtfunktion entscheidenden Flankenwinkel liegen in der Praxis im montierten Zustand zwischen 40° und 60° auf der Ölseite und 20° bis 35° auf der Luftseite [Joh99; MN98]. Die

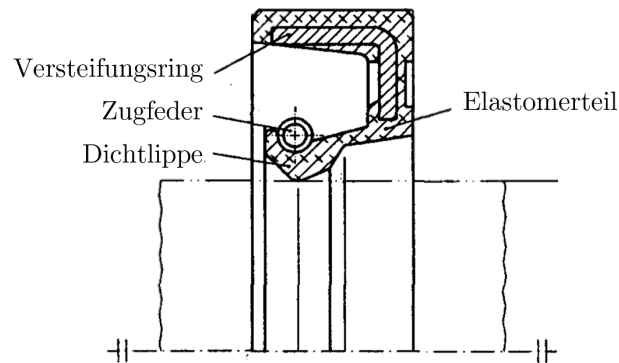


Abb. 2.2: RWDR ohne Schutzlippe nach [DIN3760]

Flankenwinkel variieren zusammen mit der Dicke der Dichtlippe sowie der Dicke und Länge der Membran je nach Hersteller und Einsatzgebiet des RWDR (siehe Abbildung 2.3). [Fli14]

Die Position der Spiralzugfeder-Nut ist vom Kontakt aus in axialer Richtung zur Luftseite hin versetzt, was eine zusätzliche Asymmetrie im Pressungsprofil des Kontakts bewirkt. Aufgabe der Feder ist es, auch bei nachlassender Radialkraft des RWDR aufgrund von viskoelastischem sowie temperaturabhängigem Verhalten und Alterung, die für die Dichtfunktion notwendige Pressung im Dichtkontakt aufrecht zu erhalten. Aufgrund des elastischen Materialverhaltens des Federstahls kann die notwendige Radialkraft über die gesamte Lebensdauer des RWDR sichergestellt werden. Die Zugfeder bringt dabei über die Hälfte der Gesamtradialkraft der Dichtkante ein [Rie17]. [Fli14]

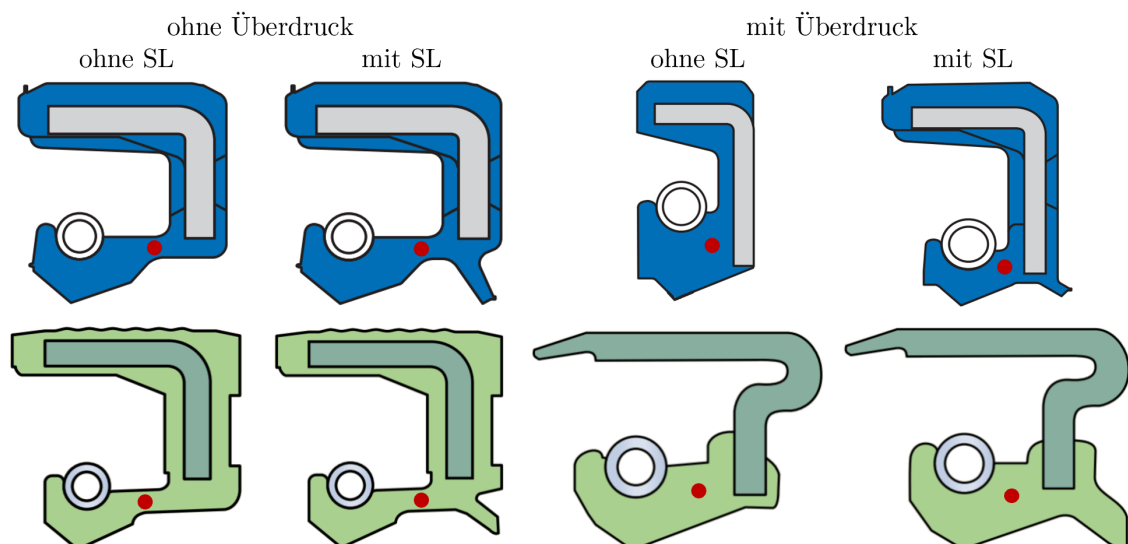


Abb. 2.3: Darstellung unterschiedlicher RWDR Bauformen mit unterschiedlichen Membran-Ausführungen (rot) ohne und mit Schutzlippe (SL) für Umgebungen ohne und mit Überdruck mehrerer Hersteller nach [Fre07; SKF19]

Für kontaminierte Umgebungen sowie solche mit gesonderten Anforderungen an Reinigung oder Lebensmitteligung können RWDR mit einer Schutzlippe ausgeführt werden. Diese sitzt auf der

Luftseite des RWDR und ist sowohl berührend als auch nicht berührend verfügbar. Berührende Schutzlippen können bei kontaminationsbedingt starkem Verschleiß auch ihre Überdeckung verlieren, was größeren Verschleiß an der Hauptdichtlippe nach sich ziehen kann [STS22]. Die Schutzlippe ist im Gegensatz zur Hauptdichtlippe nicht federbelastet und weist auch bei berührender Ausführung eine kleinere Radialkraft auf [FVA23]. Typischerweise wird die Schutzlippe durch eine Befettung des Zwischenraumes zwischen beiden Dichtkanten geschmiert [DIN3761-2]. Das Fett ist zudem auch Bestandteil des Schutzsystems, da es Partikel und Feuchtigkeit aufnehmen kann und somit von der Hauptdichtkante trennt [FVA23].

Aufgrund der aufdehnungsbedingten Radialkraft des Elastomers sowie der zusätzlichen Radialkraft der Feder verformt sich die Dichtkante im Kontakt. Es stellt sich nach Montage eine charakteristische Berührbreite in axiale Richtung ein. Diese liegt für neue RWDR zwischen $60\ \mu\text{m}$ und $150\ \mu\text{m}$ [FVA20; MN24]. Bei stark verschlissenen RWDR sind Verschleißbreiten, die axialen Längen der verschlissenen Flächen an Dichtkanten, größer als $2,5\ \text{mm}$ bekannt [Bau21]. [MN24] Aufgrund der Radialkraft, der Berührbreite, dem wirksamen Hebelarm der Spiralfeder sowie den montagebedingten Flankenwinkeln stellt sich ein charakteristisches Pressungsprofil im Dichtkontakt ein. Diese zur Ölseite schiefe Pressungsverteilung ist essentiell für die im Folgenden beschriebenen Dichtthesen (siehe Kapitel 2.1.4). Ersichtlich ist zudem, dass sich das Pressungsprofil mit zunehmender Berührbreite oder variierenden Drücken im Öl- oder Zwischenraum verändern kann (siehe Abbildung 2.4). [MN24; STS24]

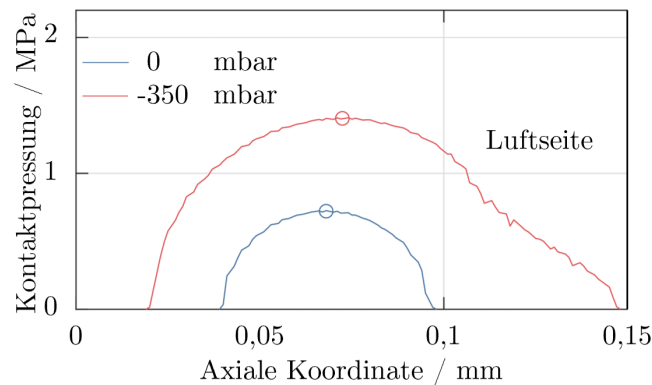


Abb. 2.4: Pressungsverlauf im RWDR-Hauptdichtkontakt bei unterschiedlichen Zwischenraum-Differenzdrücken zur Umgebung mit unterschiedlichen Kontaktbreiten und gekennzeichneten Pressungsmaxima nach [STS24]

Nach dem Einlauf zeigen RWDR eine typische, materialabhängige [KAH80] Rauheitsstruktur im Dichtkontakt. Auch nach längerer Laufzeit und damit fortschreitendem Verschleiß bleibt diese Rauheitsstruktur bestehen und erscheint essentiell für das Dichtvermögen des Systems (siehe Abbildung 2.5). Bei RWDR, welche diese Topographie nicht ausbilden, wird im Betrieb teilweise Leckage beobachtet. [MN24] Das Verschleißverhalten an der Dichtkante eines RWDR unterliegt komplexen Wechselwirkungen, unter anderem der Bauform des RWDR, der Zusammensetzung der Elastormischung, des Schmierstoffs und dessen Verträglichkeit mit dem Elastomer sowie der Morphologie der Wellenoberfläche [Bur22; TAA24]. Solche Reibungs- und Verschleißmechanismen des RWDR können an einem Ersatzsystem untersucht werden [BWT21; BSv21].

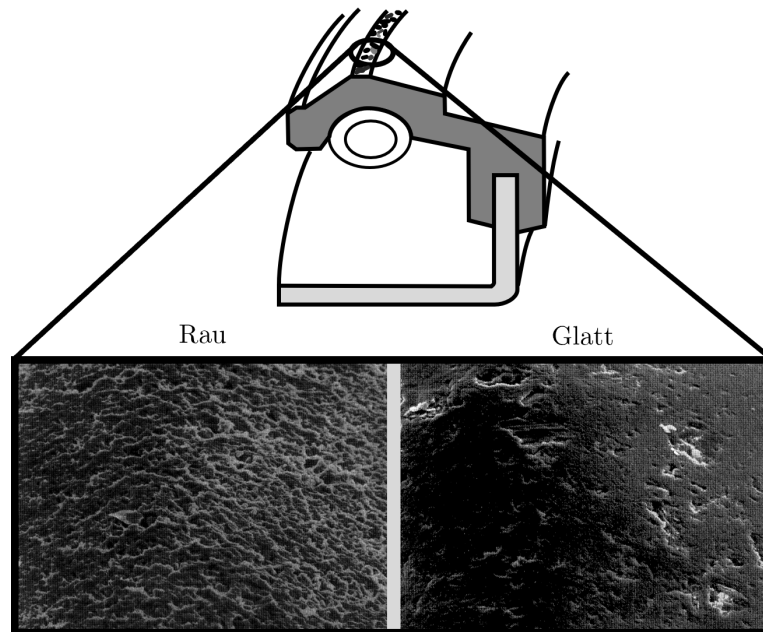


Abb. 2.5: Rauheitsstrukturen (300x) im Kontakt nach 17 Stunden für zwei unterschiedliche Materialien. Dichter RWDR mit rauher Oberfläche (links), undichter RWDR mit glatter Rauheitsstruktur (rechts) nach [MN24; Hor91]

Die Dichtkante steht im Betrieb zusammen mit dem verwendeten Schmierstoff in direktem Kontakt zur Gegenlauffläche, der Oberfläche der abzudichtenden Welle. Anforderungen an die Gegenlauffläche sind sowohl in [DIN3760] als auch in Firmenschriften wie [Fre15a], [SKF19], [Tre23] und [Ang22] gegeben. Eine typische Referenzoberfläche nach [DIN3761-2] ist eine auf über 55 HRC gehärtete, drallfreie Wellenoberfläche mit nach [DIN4768] $0,2 \mu\text{m} < R_a < 0,8 \mu\text{m}$, $1 \mu\text{m} < R_z < 5 \mu\text{m}$ und $R_{\text{max}} < 6,3 \mu\text{m}$. Bei schräg zur Laufrichtung des RWDR gerichteten Strukturen auf der Gegenlauffläche, Drall, kann es zu einem Fördereffekt und je nach Richtung einem Trockenlauf der Dichtung kommen [Bau17]. Zudem haben Kratzer auf der Welle sowie deren Tiefe, Orientierung und Anzahl einen starken Einfluss auf das Dichtverhalten [Mat23]. Der Durchmesser ist mit h11 und einem durchmesserabhängigen Rundlauf toleriert [DIN3760]. Darüber hinaus wurden auch kugelgestrahlte [TBH21], hartgedrehte [Fre15a], rollierte [FVA19; SSS24] und gewalzte [Fre15a] Oberflächen untersucht. Je nach Eingangsparametern im Herstellungsprozess ergeben sich unterschiedliche Traganteilskurven und damit unterschiedliche schmierwirkende Eigenschaften [CH10]. Unterschiedliche Materialanteilskurven können dennoch ähnliche Rauheitskennwerte aufweisen (siehe Abbildung 2.6) [Det23]. Diese Rauheitskennwerte sind daher unzureichend um die Eignung einer Oberfläche als RWDR-Gegenlauffläche zu charakterisieren [Buh06].

Es stellen sich bei unterschiedlichen Morphologien der Gegenlauffläche verschiedene Reibungs- und Verschleißverhalten an RWDR und Gegenlauffläche ein [TBH21]. Gemeinsam ist den Anforderungen an alle Gegenlaufflächen eine Sicherstellung der Drallfreiheit der Oberfläche zu erreichen [DIN3761-2; SKF19; Fre07]. Beispielhaft wird in [DIN3761-2] die Herstellung durch Schleifen im Einstichverfahren ohne ganzzahlige Verhältnisse der Drehzahl von Schleifscheibe und Werkstück genannt. Relevanter Drall ist dabei als solcher definiert, der durch Förderwirkung

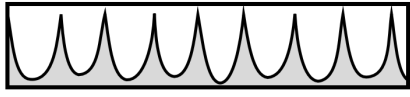
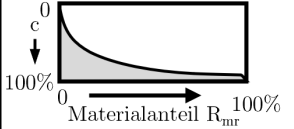
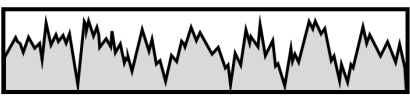
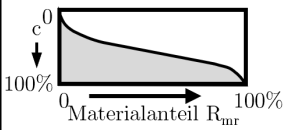
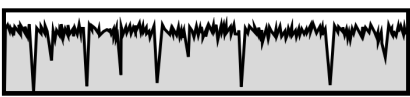
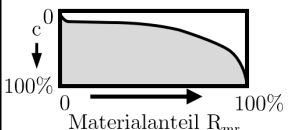
Oberflächenprofil	Materialanteilkurve	Oberflächenkennwerte		
		R_t	R_z	R_a
		5	5	1
		5	4,5	1
		5	4,7	1

Abb. 2.6: Gegenüberstellung unterschiedlicher Oberflächenprofile mit stark abweichender Materialanteilkurve und ähnlichen Gesamthöhen des Profils R_t , größten Höhen des Profils R_z und arithmetischen Mittelwerten der Profildordinaten R_a nach [Det23; DINISO4287]

drehrichtungsabhängig Undichtigkeiten ergibt [DIN3761-2]. In einigen Applikationen kommen dünne, aufgespreste Wellenhülsen als Gegenlauffläche für kommerziell erhältliche RWDR zum Einsatz [SKF19].

Sowohl die Gegenlauffläche als auch der RWDR stehen in direktem Kontakt zu dem Schmierstoff, zu dessen Abdichtung der RWDR verbaut ist. Der Schmierstoff erfüllt mehrere Aufgaben im RWDR Dichtsystem. Er ist Grundvoraussetzung für die Hydrodynamik im Dichtkontakt zwischen Welle und Dichtung. Darüber hinaus leitet er Wärme aus dem Dichtkontakt ab [Wol93]. Eine der häufigsten Ursachen von frühzeitigem Dichtversagen ist unzureichende Schmierung des RWDR, weswegen auf ausreichende Schmierung für den Arbeitspunkt geachtet werden muss [SKF19]. [Pol18] Typisch ist auch die Nutzung mit einem Fettmeniskus auf der Ölseite in Applikationen, die keinen Ölumpf aufweisen wie zum Beispiel vor fettgeschmierten Wälzlagern [SKF19]. Sowohl bei der Nutzung von Fett als auch von Öl ist auf eine gute Verträglichkeit zwischen Schmierstoff und Elastomer des RWDR zu achten [DINISO1817; FVA13c]. Grundlegend ist dabei die dynamische Elastomer-Schmierstoff-Verträglichkeit [PVH17]. Moderne Schmierstoffe müssen einem Anforderungsprofil aus unter anderem Viskosität, Alterungsverhalten, Tieftemperaturverhalten und Korrosionsschutz entsprechen [Klü24]. Eine Verträglichkeit des RWDR mit der jeweiligen Schmierstoffformulierung aus Grundöl und notwendigen Additiven wird daher typischerweise gesondert geprüft [DINISO1817; FVA13c; Klü24]. Schmierstoffe werden nach Einsatzgebiet, Grundöl, Viskosität, etwaiger Additivierung sowie ihrem Temperatureinsatzbereich unterschieden [Det18]. Die Angabe der Viskosität von Schmierölen ist in der Norm [DINISO3448] vorgegeben. Sie unterscheidet in unterschiedliche Viskositätsklassen, deren Namen der Angabe der kinematischen Viskosität des Schmierstoffs bei 40°C mit vorrangestelltem „ISO VG“ entsprechen. Eine Aussage über das Viskositäts-Temperaturverhaltens kann der ISO VG Klasse nicht entnommen werden. [DINISO3448] Die Viskosität bei Betriebstemperatur

kann daher bei unterschiedlichen Schmierstoffen gleicher Viskositätsklasse variieren (siehe Abbildung 2.7). Eine Einteilung der Schmierstoffe entsprechend ihrer Temperaturabhängigkeit der Viskosität kann mit dem Viskositätsindex erfolgen [Ger08]. Temperatur-Viskositätsdiagramme sind ebenfalls üblich [DINISO3448].

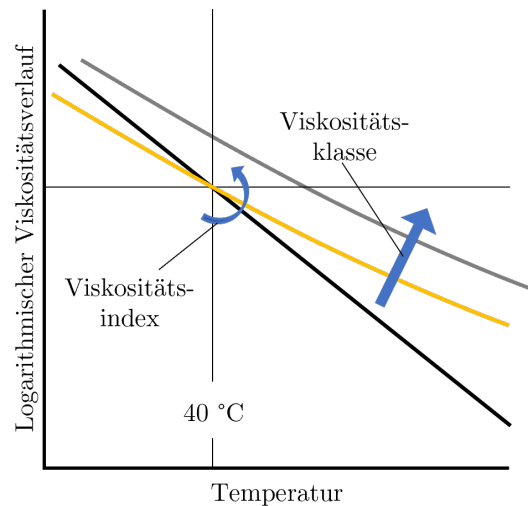


Abb. 2.7: Änderung (blau) des Temperatur-Viskositätsverlaufs (schwarz) bei größerem Viskositätsindex (gelb) und größerer Viskositätsklasse (grau) nach [Klü24; DINISO3448; SB13]

2.1.3 Reibung

RWDR, Welle, Schmierstoff sowie der umgebende Luftraum bilden gemeinsam ein tribologisches System. Der tribologische Kontakt beschränkt sich auf den Kontaktbereich der Dichtkante und Gegenauflfläche sowie das umgebende Fluid (siehe Abbildung 2.8).

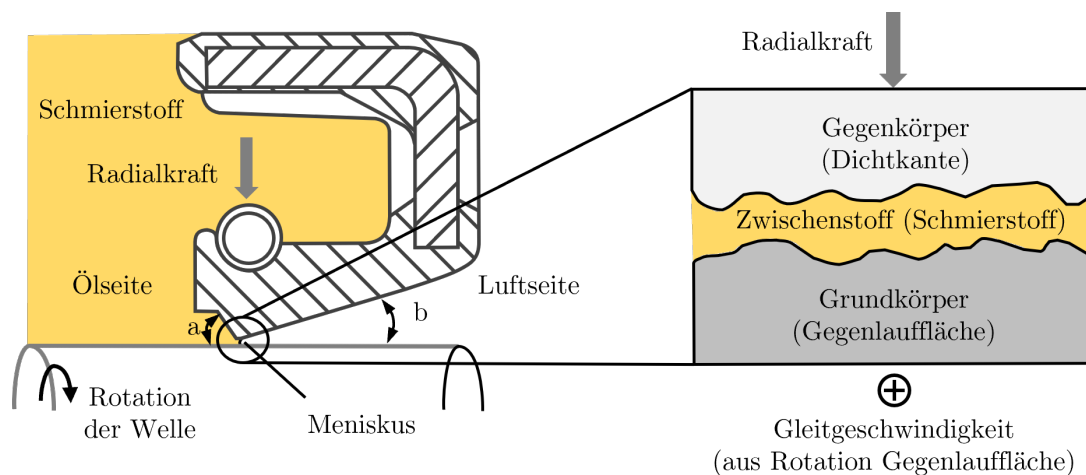


Abb. 2.8: Tribologisches System im Dichtkontakt nach [Det18; Pol18]

Im Stillstand ist das Elastomer mit dem Stahl der Wellenoberfläche im Kontakt. Mit Beginn der Wellenrotation und damit mit steigender Relativgeschwindigkeit der beiden Oberflächen

schwimmt die Dichtkante auf einem hydrodynamischen Schmierfilm auf. Die Festkörperreibung des Anfahrzustandes geht dabei mit zunehmendem Flüssigkeitsreibanteil in Mischreibung über. Die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} wird für die Spezifische Schmierfilmdicke λ mit den gemittelten Oberflächenrauheiten von RWDR und Welle $R_{a,m}$ in das Verhältnis gesetzt (siehe Formel 2.1) und ermöglicht eine Bewertung der Schmierverhältnisse unter Berücksichtigung der Rauheiten im Kontakt [WJS19b]. Auch bei hohen Drehzahlen existiert noch ein Festkörpertraganteil, woraus ersichtlich ist, dass RWDR in Mischreibung betrieben werden. [Thi19]

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{R_{a,m}} \quad (2.1)$$

Die Schmierspalthöhe kann durch die Summe der mittleren Glättungstiefen R_p der Welle und der Dichtkante abgeschätzt werden [Eng11]. Mittlere gemessene und simulierte Schmierspalthöhen liegen im Bereich sehr kleiner (2 min^{-1}) bis großer (4.500 min^{-1}) Drehzahlen in der Größenordnung von $0,2 \text{ }\mu\text{m}$ - $1 \text{ }\mu\text{m}$ [Wen16; Thi19].

Der Reibungsverlauf über der Gleitgeschwindigkeit kann durch die Stribeck-Kurve dargestellt werden (siehe Abbildung 2.9). Diese startet mit einer charakteristischen Haltekraft im Stillstand, einer zunehmend sinkenden Reibkraft bei höherer Gleitgeschwindigkeit sowie einer im Bereich der Flüssigkeitsreibanteile wieder steigenden Reibkomponente durch die Scherung des Schmierstoffes. [CH03; CH10]

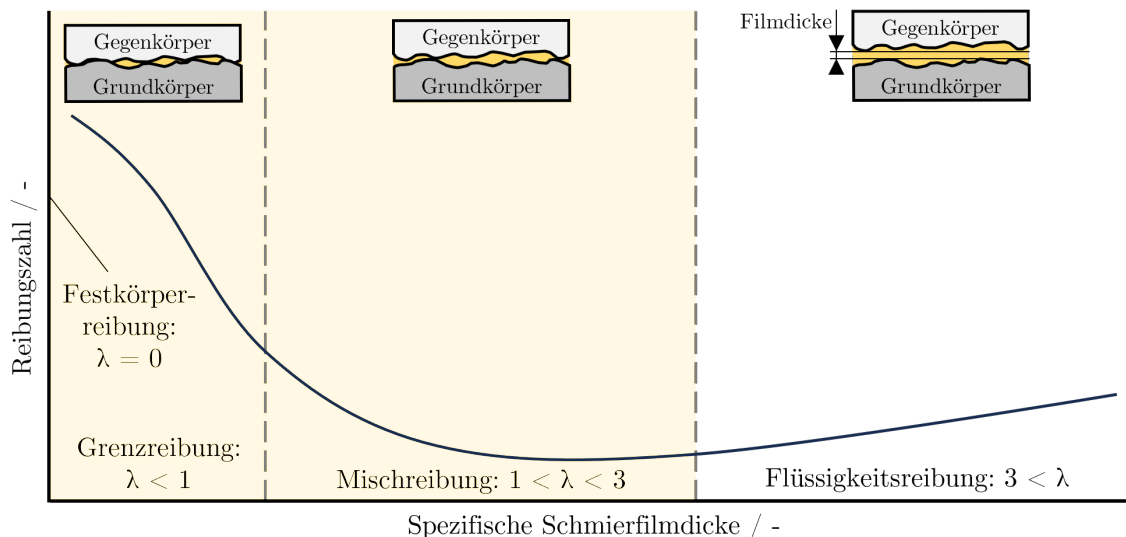


Abb. 2.9: Reibungszustände gekennzeichnet durch die Stribeck-Kurve mit relevantem Bereich [Thi19] für RWDR (Elastomer: 75FKM585, Bauform: BAUM 5X7, Schmierstoff: PAO-Basis) in orange mit Bereichen (gültig bei gaußverteilten Rauheiten) der Spezifischen Schmierfilmdicke nach [CH10; WJS19b]

Eine Abfuhr des reibungsbedingten Wärmeeintrags aus der Kontaktzone erfolgt primär durch einen Wärmeeintrag in Welle, Schmierstoff und RWDR [BBF17]. Der Ölstand hat, da der Schmierstoff auch Wärme aus der Welle abführt, einen starken Einfluss auf die Wärmeabfuhr

und die Planschverluste am RWDR [Eng11]. Auch wenn die Reibungswärme teilweise durch Schmierstoff und Welle abgeführt wird, zeigen RWDR eine deutliche Kontakttemperaturüberhöhung im Vergleich mit dem Ölsumpf, die abhängig von dem Dichtsystem und dem Arbeitspunkt ist [Wol93]. Die Temperatur kann experimentell erhoben, oder unter anderem mit einem thermischen Netzwerk, dem Näherungsansatz nach ENGELKE oder dafür entwickelten Werkzeugen (z.B. IMA-INSECT) abgeschätzt werden [BBF17; Eng11; Ins24; Sta88; Wol93].

Mit dem Reibansatz nach ENGELKE kann zusätzlich zur Temperatur im Dichtkontakt auch das Reibmoment für ein Dichtungssystem mit einer vorgegebenen RWDR-Schmierstoff-Kombination kalkuliert werden (siehe Formel 2.2). In der Berechnung des Reibmomentes wird der theoretische Festkörperreibanteil von der Flüssigreibung getrennt bilanziert. In beiden Berechnungsanteilen sind Größen enthalten, die empirisch für das genutzte System bestimmt werden müssen. Die Festkörperreibung wird mit dem Grenzzreibungswert μ_0 , der dem idealisierten Reibungskoeffizienten ohne Flüssigkeitsreibung entspricht, sowie der Radialkraft F_{rad} und dem Wirkradius r_a veranschlagt. Die Flüssigkeitsreibung wird durch die temperaturabhängige Viskosität $\eta(\Theta)$, die abgeschätzte Spalthöhe und -breite sowie die Drehzahl n und den Wirkradius r_a abgeschätzt. Dabei wird die Breitenausdehnung des Dichtkontaktes durch die Berührbreite b und die Höhenausdehnung des Dichtspaltes durch die Summe der mittleren Glättungstiefe $\sum R_p$ von Welle und RWDR bilanziert. Es wurde gezeigt, dass die Rauheiten von Elastomeroberflächen durch Dehnung maßgeblich beeinflusst werden und damit die Rauheitskennwerte im Kontakt nicht jenen im relaxierten Zustand vermessenen entsprechen [KMA22]. Der Rauheitskennwert R_p von Welle und RWDR wird zur Reibmomentberechnung laut ENGELKE im nichtmontierten Zustand bestimmt.

$$M_{\text{ges}} = \mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a + \eta(\Theta) \cdot \frac{b}{\sum R_p} \cdot r_a^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n \quad (2.2)$$

Die Reibleistung P_{ges} kann aus dem berechneten Reibmoment M_{ges} und der gegebenen Drehzahl n kalkuliert werden. Nach ENGELKE kann die Temperaturüberhöhung im Dichtkontakt $T_{\Delta\text{kontakt}}$ durch einen Anstiegsfaktor a_p , der Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung, sowie der berechneten Reibleistung bestimmt werden (siehe Formel 2.3)).

$$T_{\Delta\text{kontakt}} = a_p \cdot \frac{P_{\text{ges}}}{2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot b} \quad (2.3)$$

Mit:

$$P_{\text{ges}} = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \cdot M_{\text{ges}}$$

Da das berechnete Reibmoment selbst von der temperaturabhängigen Viskosität abhängig ist, wird die Berechnung von Reibmoment M_{ges} und Kontakttemperaturüberhöhung $T_{\Delta\text{kontakt}}$ iterativ durchgeführt. Wenn die Eingangswerte nicht gesondert bestimmt werden, können nach ENGELKE die Eingangswerte aus Tabelle 2.1 Verwendung finden. [Eng11]

Parameter	Formelzeichen	empfohlene Werte
Dichtkontaktbreite / mm	b	0,2
Grenzreibwert / -	μ_0	0,3
Breiten-Oberflächen-Verhältnis / -	$b/\sum R_p$	122
Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung / $K/(W/mm^2)$	a_p	16,5

Tab. 2.1: Eingangsdaten in den Reibungsberechnungsansatz von ENGELKE für die Näherungsrechnung ohne Erhebung gesonderter Eingangsdaten (erhoben mit 60 mm Wellendurchmesser, Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung a_p unterliegt einer Schmierstoffabhängigkeit) [Eng11]

2.1.4 Förder-/Dichthypothesen

Die Dichtwirkung eines RWDR basiert auf dessen Fähigkeit, Schmierstoff von der Luft- auf die Ölseite zu fördern. Fluid wird so am Austritt gehindert. Dieser Fördermechanismus steht einer etwaigen kleinen Leckage, einem Fluidstrom von Öl- zu Luftseite, entgegen. [PV09] Auch wenn das Fördervermögen der Dichtung im Versuch gezeigt werden konnte [Jag57] und dieses direkt mit der Dichtheit des Systems in Verbindung steht, ist der Fördermechanismus nicht abschließend erforscht. Bislang konnten sich vier Dichthypothesen als Stand der Technik durchsetzen, bei denen davon ausgegangen wird, dass sie einander überlagern. Zusätzlich hat die Gegenlauffläche der Welle einen Förderbeitrag, der durch pumpenähnliche Förderstrukturen, Drall, auf dieser zum Tragen kommt. Steht dieser Förderbeitrag dem in Richtung Ölseite gerichteten Förderstrom des RWDR entgegen, muss die Summe beider einen Förderbeitrag in den Ölsumpf ergeben, damit das System dicht bleibt. Sind die Förderströme beide in Richtung der Ölseite gerichtet, tritt vorerst keine Leckage, im Extremfall aber Mangelschmierung gefolgt von Übertemperatur, Verschleiß und nach einer gewissen Zeit Leckage auf. Das Wissen über den Förderwert des RWDR ist damit essentiell zur Kenntnis seiner Dichtheitsreserve gegen den Fördereinfluss der Welle. [Bau17]

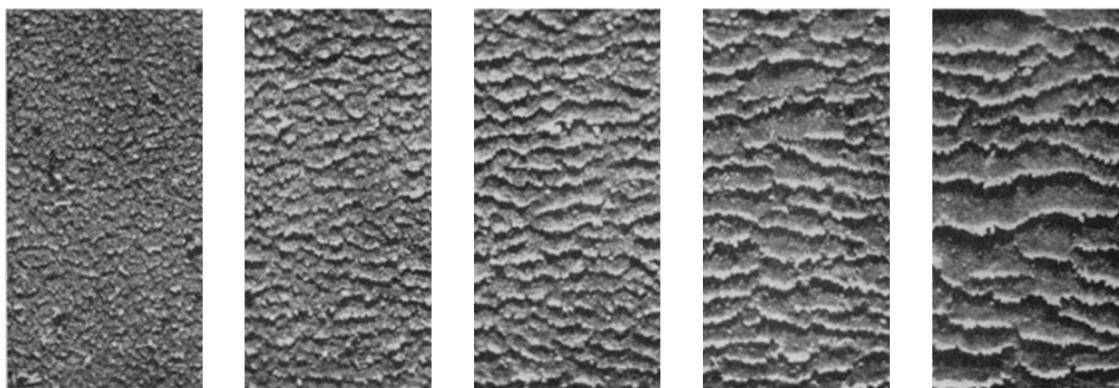


Abb. 2.10: Entstehung der Verschleißstrukturen von ungefülltem vulkanisiertem Naturkautschuk für unterschiedliche Gleitwege (120 cm, 180 cm, 240 cm, 420 cm, 720 cm) [Sch58]

Die Verzerrungshypothese wurde von KAMMÜLLER geprägt, nachdem dieser in Umfangsrichtung verzerrte Rauheitsstrukturen an einem RWDR beobachtete [Kam86]. Während dem Einlauf bilden RWDR typischerweise eine wellenförmige Rauheitsstruktur [Mül90], die auch als SCHALLAMACH-Verschleißstrukturen [Sch58] bezeichnet werden (siehe Abbildung 2.10).

Durch die Reibspannungen im Kontakt zwischen RWDR und Welle wird die Dichtkante pressungsabhängig verzerrt. Die Verzerrung ist im Pressungsmaximum am größten. Aufgrund der asymmetrischen Flankenwinkel der Dichtkante ist das Pressungsmaximum axial in Richtung des spitzeren Winkels, dem ölseitigen Winkel, versetzt. Die Kanäle zwischen den verzerrten Rauheitsspitzen bilden damit ein asymmetrisches V-Profil mit längeren Kanälen auf der Luftseite (siehe Abbildung 2.11). [Kam86]

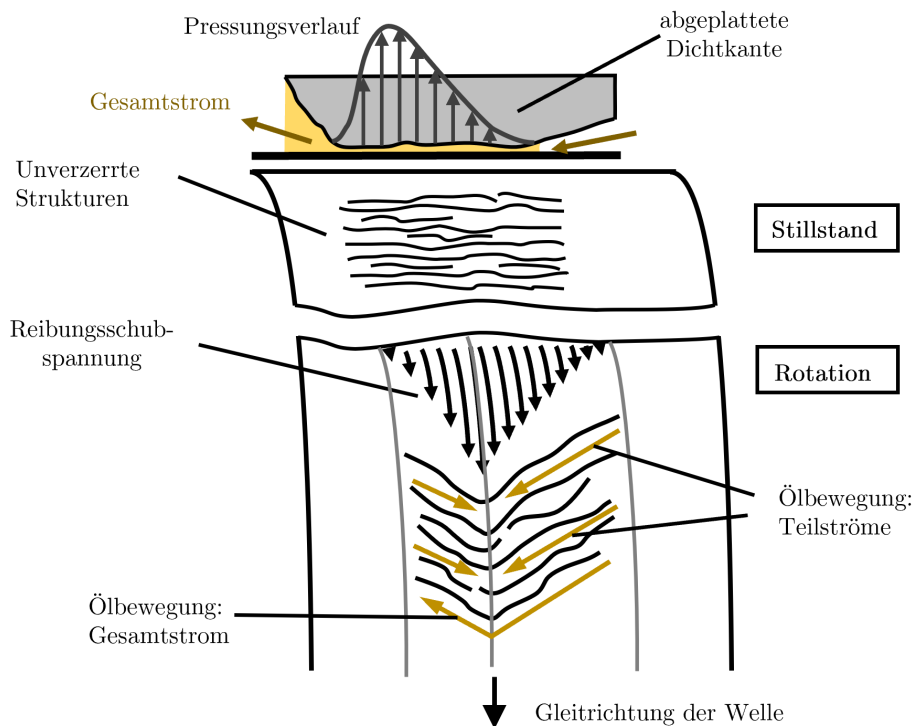


Abb. 2.11: Verzerrungshypothese nach KAMMÜLLER mit durch die Wellenrotation verzerrten SCHALLAMACH-Verschleißstrukturen [Kam86; Rie17]

Diese Charakteristik ist unabhängig von der Rotationsrichtung der Welle. Auch bei Rotation in die entgegengesetzte Richtung verzerrt sich das Dichtkantenprofil mit einer maximalen tangentialen Verzerrung am Pressungsmaximum. Ungeachtet der drehrichtungsabhängigen tangentialen Verzerrung bilden sich die gleichen axialen Verzerrungsverhältnisse aus. Jeder Rauheitskanal wirkt pumpenähnlich, indem er bei Rotation Fluid in Richtung des Pressungsmaximums schleppt. Aufgrund der längeren Rauheitskanäle auf der Luftseite des Pressungsmaximums überwiegt die Pumpwirkung im Vergleich mit den ölseitigen Rauheitskanälen. In Summe stellt sich ein effektiver Förderstrom in Richtung der Ölseite ein. [Kam86]

Die Seitenstromhypothese gilt als Erweiterung der Verzerrungshypothese. Jeder einzelne Rauheitsberg im Kontakt wird durch die Kontaktpressung abgeflacht. Aufgrund der V-förmigen

Verzerrungsstruktur wird jeder Rauheitsberg entsprechend deformiert. Es entsteht eine ellip-tisch abgeflachte Rauheitskuppe, die in Richtung des Pressungsmaximums verzerrt ist. Bei Wellenrotation wirkt jede so ausgeprägte Rauheitsstruktur hydrodynamisch wie eine Mikropumpe und schleppt Schmierstoff in Richtung des Pressungsmaximums. Durch die größere Anzahl der in Richtung der Ölseite fördernden Rauheitskuppen stellt sich eine effektive Förderung von der Luft- zur Ölseite ein (siehe Abbildung 2.12). Aufgrund der Verallgemeinerung der Verzerrungshypothese durch die Betrachtung der einzelnen Rauheitskuppen anstelle der sich ausbildenden Rauheitskanäle behält die Seitenstromhypothese ihre Anwendung auch ohne Ausprägung der charakteristischen SCHALLAMACH-Verschleißstrukturen. Dazu wurde gezeigt, dass RWDR auch mit stochastisch ausgeprägten Rauheitsstrukturen eine Effektivförderrate zeigen können [Hor91]. [Mül90]

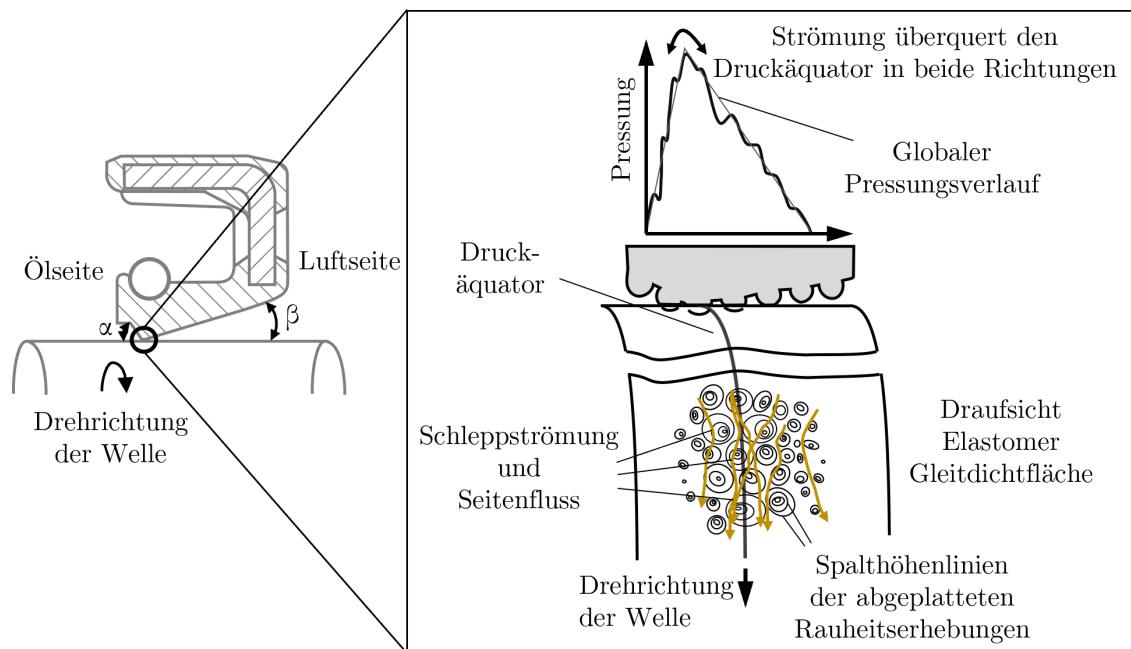


Abb. 2.12: Seitenstromhypothese nach [Mül90]

Durch Fertigungs- und Montagetoleranzen ist eine perfekt koaxiale und rechtwinklige Montage des RWDR in Bezug auf die Wellenoberfläche nicht möglich. Der RWDR wird so unter einem Fehlwinkel zur Welle montiert. Bei jeder Rotation wischt die Dichtkante folglich in axiale Richtung über die Wellenoberfläche. Diese, der Rotation überlagerte, axiale Hubbewegung liegt der Wischkantenhypothese zugrunde (siehe Abbildung 2.13). Bei axialer Bewegung der Dichtkante in Richtung der Ölseite folgt eine Strömung in Abhängigkeit des luftseitigen Pressungsgradienten. Dieser Förderstrom ist betragsmäßig größer als bei Bewegung der Dichtung in luftseitige Richtung bei gleicher Geschwindigkeit. So ergibt sich, bei einer gleichhubigen, axial oszillierenden Bewegung der Dichtkante auf der Welle ein effektiver Förderstrom in Richtung der Ölseite. Die Differenz der Förderkomponenten in Richtung Luft- und Ölseite ist abhängig von der Asymmetrie der Flankenwinkel und der sich dadurch einstellenden Asymmetrie der Pressungsgradienten auf Luft- und Ölseite des Pressungsmaximums. Der Betrag des Förderstroms pro Umdrehung ist zudem abhängig von dem überstrichenen axialen Weg und damit von der toleranz- und monta-

gebedingten Schiefstellung. Eine leichte Schiefstellung der Dichtung in Relation zur Welle wirkt sich somit förderlich auf den Dichtmechanismus aus. Dieser Fördermechanismus wird bewusst eingesetzt bei RWDR mit sinusförmiger Dichtkante [PVH17; MN98]. [Mül90]

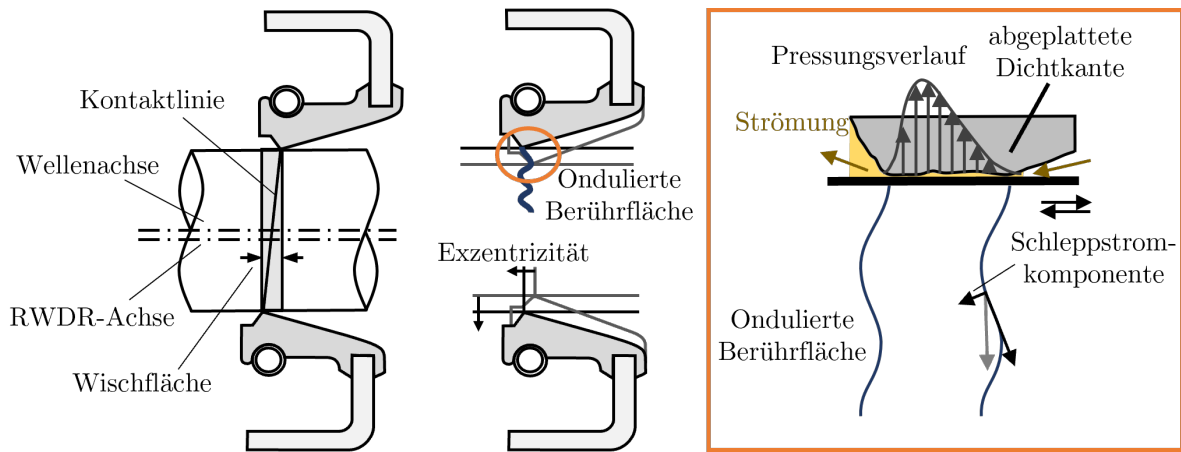


Abb. 2.13: Wischkantenhypothese: Schrägstellung der Kontaktlinie aus Exzentrizität (links), Entstehung der undulierten Berührfläche aus Schrägstellung (mittig), Veranschaulichung der Flüssigkeitsförderung in Folge der Wischbewegung (rechts) nach [Mül90]

Den Verzerrungs-, Seitenstrom- und Wischkantenhypthesen liegen hydrodynamische Phänomene im Dichtkontakt zugrunde [MN98]. Nach OLIVEIRA, WOLLESEN und VÖTTER ist zusätzlich zum hydrodynamischen auch das scherratenabhängige Verhalten des Schmierstoffes zu berücksichtigen. Das starke Schergefälle im Dichtkontakt kann in einem nicht-NEWTON'schen Fluidverhalten resultieren. Dieses ist bei kleinem Spalt, und damit im Kontakt auf der Luftseite, besonders ausgeprägt. Bei nicht-NEWTON'schem Verhalten des Schmierstoffes entstehen im Betrieb elastische Kräfte im Fluid. Dies führt bei Schmierstoffangebot, einem Meniskus, auf der Luftseite zu einer Kräftegleichgewichtsstörung im Fluid des Dichtkontaktes. Aufgrund der größeren Spalthöhen und Winkelverhältnisse auf der Ölseite, und damit einem NEWTON'schen Verhalten, kommt es dort nicht zu elastischen Kräften trotz Schmierstoffangebot. Es folgt, um den Kräftegleichgewichtszustand wieder herzustellen, eine Förderung von Schmierstoff von dem Meniskus auf der Luftseite durch den Dichtkontakt. [OWV96; Oli95]

2.2 Eigenschaften von Elastomerwerkstoffen

Elastomere, welche in der Dichtungstechnik Einsatz finden, sind primär Polymere aus Natur- und Synthetikkauschuken [Goh03; DIN7724]. Der Grundstoff aus dem Elastomere hergestellt werden ist Kautschuk, ein makromolekularer Stoff, der eine vernetzbare Struktur aufweist [BBO13]. Zusätzlich bestehen Elastomere aus Zusatzstoffen wie Vulkanisierungsmitteln, Füllstoffen, Stabilisatoren und Weichmachern, um ihre mechanischen Eigenschaften anzupassen [MN24]. Elastomere weisen kein linear-elastisches Verhalten auf. Ihr Materialverhalten ist stark temperaturabhängig, im Besonderen bei tiefen Temperaturen. Der Übergangsbereich zwischen elastomerartigem und kunststoffähnlichem Materialverhalten ist geprägt von großen Steifigkeitsänderungen bei kleiner Temperaturdifferenz sowie großer Dämpfung [JSW11]. [Str11]

2.2.1 Vom Kautschuk zum Elastomer

Kautschuk weist im unvernetzten Zustand bei Raumtemperatur Molekülketten mit einer unsortierten, nicht kristallinen Knäuelstruktur auf [Rie17; Goh03]. Unter Belastung kann es vorkommen, dass die Molekülketten unter der äußeren Krafteinwirkung, zusätzlich zu ihrer Streckung, beginnen übereinander abzugleiten. Infolge dieses Fließens kommt es sowohl zu einer elastischen als auch einer, auf Ableitvorgänge zurückführbaren, plastischen Verformung. [Goh03] Kautschuke werden entsprechend ihres chemischen Aufbaus in unterschiedliche Kautschukgruppen kategorisiert [DINISO1629]. Durch eine Vernetzung der Molekülketten werden Kautschuke zu Elastomeren, welche in der Dichtungstechnik verwendet werden. Ihre Eigenschaften verändern sich dabei von vorwiegend plastischen hin zu einem primär elastischen Materialverhalten. [Stu97] Die vorwiegend chemischen Verbindungen zwischen den Molekülketten können durch unterschiedliche chemische, aber auch physikalische Verfahren aufgebaut werden [Stu97; DIN7724; BBO13]. Die zur Vernetzung eingesetzten Verfahren werden unter dem Begriff der Vulkanisation zusammengefasst [Stu97]. In Abbildung 2.14 ist die Vulkanisation schematisch dargestellt.

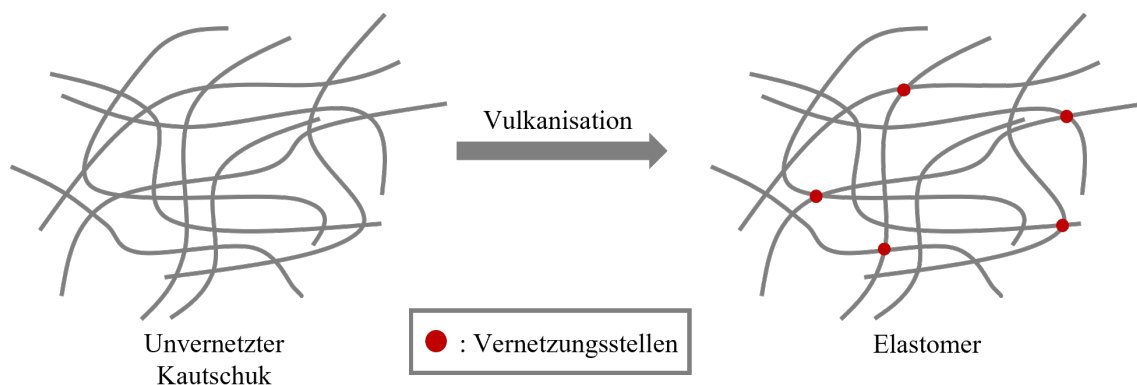


Abb. 2.14: Schematische Vernetzung eines Kautschuks zum Elastomer nach [Str11; Bon14]

Bei der Schwefelvulkanisation, der primär verwendeten Vulkanisation von Dien-Kautschuken [Rin06], werden die Molekülketten durch den Einsatz von Schwefel an den Stellen der Kohlenstoff-Doppelbindungen in das Polymer eingebaut [MM15; Stu97]. Der Vernetzungsgrad, die Anzahl der Verknüpfungen der Molekülketten, bestimmt das spätere Materialverhalten und ist bei der Schwefelvulkanisation abhängig von der zugegebenen Schwefelmenge [Stu97]. Als Hartgummi werden Elastomere mit einem Vernetzungsgrad über 30 - 33 % und einem damit einhergehenden steifen Materialverhalten bezeichnet [Goh03].

Zusätzlich zu Vernetzungsmitteln, werden weitere Stoffe zur Manipulation des Vulkanisationsprozesses oder der Materialeigenschaften des ausvulkanisierten Elastomers verarbeitet [Str11]. Eine Übersicht der Bestandteile von Elastomermischungen ist in Tabelle 2.2 dargestellt.

In der Dichtungstechnik werden unter anderem die Elastomere Fluorkautschuk (FKM), Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR), hydrierter NBR (HNBR), Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM), Acrylat-Kautschuk (ACM) sowie Silikonkautschuke verwendet [Fre07; SKF19]. Im Dichtsyste RWDR sind zur Abdichtung von Öl die Elastomere FKM, NBR und ACM üblich [MN24].

Bestandteilgruppe	Masse / phr	Einfluss auf
Polymer (Kautschuk)	100	Elastisches Verhalten, Alterung, Quellung
Vernetzungschemikalien	<1 - 12	Dynamik, Alterung
Alterungsschutzmittel	1 - 6	Alterung
Füllstoffe	20 - 200	Festigkeit, Härte, (Alterung)
Weichmacher	3 - 100	Härte, Kälteeignung, Quellung
Verarbeitungshilfen	1 - 20	Homogenität, Verarbeitung
Treibmittel	1 - 20	Dichte, Härte
Innere Haftmittel	5 - 15	Bindung zu Metall, Textil

Tab. 2.2: Nicht-Kautschuk Bestandteile in Elastomeren bezogen auf 100 Teile Kautschuk (parts per hundred rubber, phr) [Str11]

2.2.2 Beschreibung des Materialverhaltens

Das mechanische Verhalten von Elastomerwerkstoffen ist hyper-viskoelastisch. Das Verhalten folgt aus den verwobenen Molekülketten des Elastomers, die sich bei Dehnung ausrichten, was eine Verminderung der Entropie zur Folge hat. Die Rückfederung in den Zustand höherer Entropie stellt den verknäulten und damit den unverformten Zustand wieder her. Daher wird das Materialverhalten auch entropie-elastisch genannt. Der Werkstoff zeigt ein zeit- und frequenzabhängiges, aber auch ein dehnraten- und temperaturabhängiges Verhalten. Die Modellierung erfolgt daher durch die Verschaltung mehrerer HOOK'scher Federn und NEWTON'scher Dämpfer. [EEH12] Eine HOOK'sche Feder wird über das lineare HOOK'sche Elastizitätsgesetz beschrieben. Es bringt die Dehnung ϵ_{dehn} des Federelementes über den Elastizitätsmodul E in proportionale und zeitinvarianten Zusammenhang mit der aufgebrachten Spannung σ (siehe Formel 2.4). Die Systemantwort auf eine Längung erfolgt damit instantan. [GHW18]

$$\sigma = E \cdot \epsilon_{\text{dehn}} \quad (2.4)$$

Der Newtonsche Körper stellt eine viskose Dämpferkomponente dar. Die Definition bringt Dehnung ϵ und Spannung σ in einen zeit- und damit dehnratenabhängigen Zusammenhang (siehe Formel 2.5). Die Systemantwort auf eine Längung erfolgt damit phasenverschoben und längungsratenabhängig. [GHW18]

$$\sigma = \eta \cdot \dot{\epsilon}_{\text{dehn}} \quad (2.5)$$

Auch in komplexen Verschaltungen beider Elemente lassen sich zwei Subverschaltungen als eigene viskoelastische Elemente definieren. Der Maxwell-Körper besteht aus einer Feder und einem in Reihe geschalteten Dämpfer. Der Voigt-Kelvin-Körper setzt sich aus einer Feder mit parallel geschaltetem Dämpfer zusammen (siehe Abbildung 2.15). Während die Systemantwort auf eine

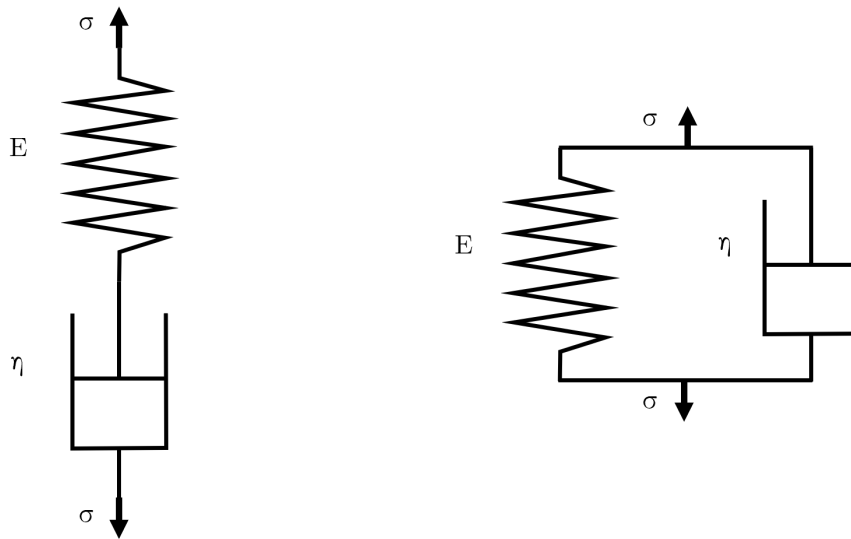


Abb. 2.15: Maxwell- (links) und Voigt-Kelvin-Element (rechts) nach [Tsc89; GHW18]

konstante Kraft im Langzeitverhalten beim Maxwell-Element gegen das Verhalten des Dämpfers strebt, gleicht das Voigt-Kelvin-Element dann dem Verhalten einer Feder. [GHW18]

Keines der beiden viskoelastischen Grundelemente vermag es das Materialverhalten von Elastomeren in guter Näherung für mehrere Arbeitspunkte zu beschreiben [AH03]. Daher wurden unterschiedliche Verkettungen vorgeschlagen. Das Burgers-Modell entspricht einer Reihenschaltung beider Elemente [EEH12]. Das Standard 3-Parameter Maxwell-Modell [Tsc89], auch linearer Standardkörper genannt, besteht aus einem Maxwell-Element mit einer parallel geschalteten Feder mit der Federsteifigkeit E_∞ (siehe Abbildung 2.16).

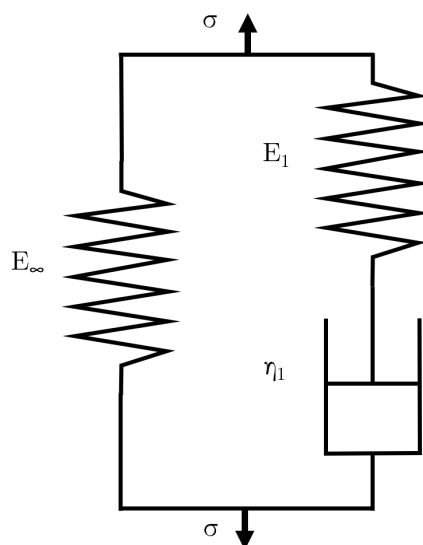


Abb. 2.16: Standard 3-Parameter Maxwell-Modell nach [Tsc89; GHW18]

Die parallel geschaltete Feder wirkt damit als Längungsbegrenzung für das Langzeitverhalten. Das viskose Verhalten und die Relaxation werden durch den Dämpfer beschrieben, während die Federkonstante E_∞ der parallel geschalteten Feder bei einer konstanten Kraft dem Systemverhalten für t gegen unendlich entspricht. [GHW18]. Dieses Modell kann das Verhalten eines Elastomers für eine Relaxationszeit im gummielastischen Zustand beschreiben [Str11].

Das verallgemeinerte Maxwell-Modell entspricht einer Erweiterung des 3-Parameter Maxwell-Modells. In ihm werden mehrere Maxwell-Elemente mit einer Feder parallel geschaltet (siehe Abbildung 2.17). Durch unterschiedliche Dämpfungskonstanten kann das Systemverhalten für mehrere Dehnraten abgestimmt werden [Str11].

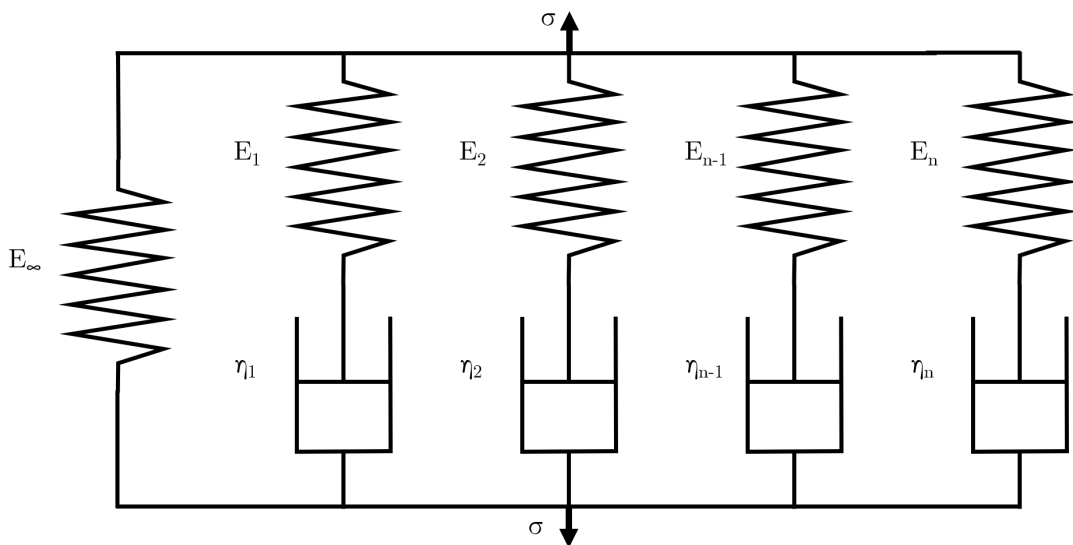


Abb. 2.17: Verallgemeinertes Maxwell-Modell nach [Tsc89; GHW18]

Zur Beschreibung des viskoelastischen Verhaltens wird der komplexe Schubmodul G^* verwendet (siehe Formel 2.6). Dieser besteht aus einem Realteil, dem Speichermodul G' , der dem elastischen Anteil entspricht, sowie dem Imaginärteil, genannt Verlustmodul G'' , welcher das viskose Verhalten und damit das zeitabhängige Verhalten des Bauteils beschreibt.

$$G^* = G' + iG'' \quad (2.6)$$

Der Quotient aus Verlust- und Speichermodul wird Verlustfaktor $\tan(\delta)$ genannt und spiegelt die Dämpfung des Systems wieder (siehe Formel 2.7). [Str11]

$$\tan(\delta) = \frac{|G''|}{|G'|} \quad (2.7)$$

Durch die komplexe Definition des komplexen Schubmoduls lässt sich dieser als Schubmodul mit Phasenverschiebung δ interpretieren. Dies entspricht auch der Messmethodik des Schubmoduls

an Elastomerprüfkörpern in der Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA). Bei dieser wird eine Probe bei unterschiedlichen Temperaturen und Frequenzen ausgelenkt, während die Spannung im Prüfkörper über die Zeit gemessen wird. Aus der Spannung und Dehnung der Probe wird der komplexe Modul berechnet. Der Tangens der Phasenverschiebung δ zwischen Spannungsverlauf und Auslenkungsverlauf entspricht dem Verlustmodul $\tan(\delta)$ (siehe Abbildung 2.18). Die Messung erfolgt dabei je nach Aufbau durch Axial-, Biegungs-, Scherungs- oder Torsionsbelastung der Probe. [Men99]

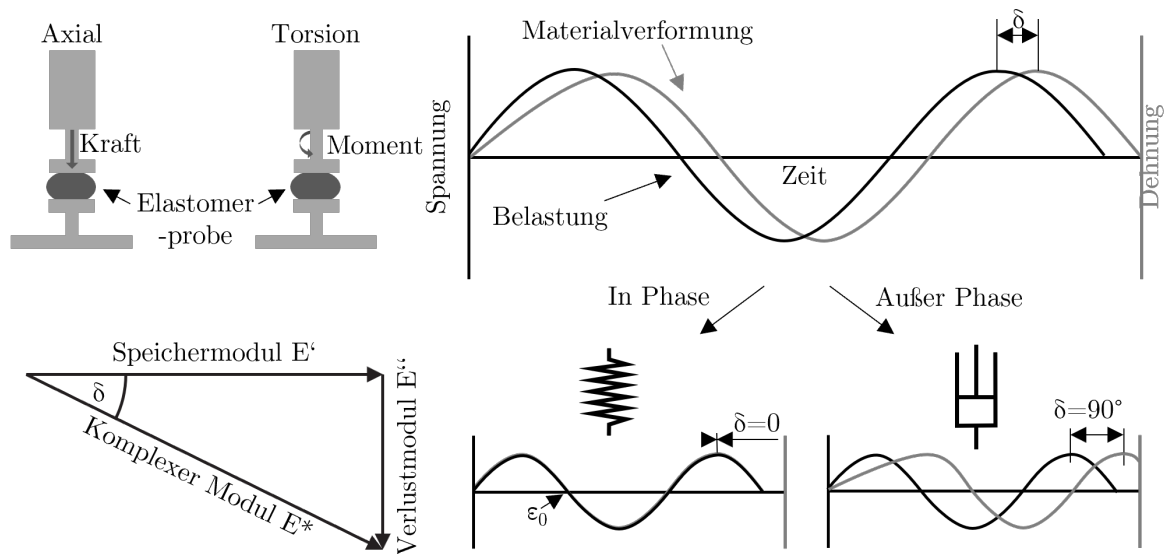


Abb. 2.18: Schematischer Aufbau der Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA) mit axial und torsional belasteter Probe (oben links), Messschrieb der DMA (oben rechts), graphische Darstellung des komplexen Moduls (unten links), elastischer und dämpfender Anteil aus Materialantwort (unten rechts) nach [Men99; Per07; Str11]

Nach dieser Systematik wird der komplexe Schubmodul mit der DMA für mehrere Temperaturen und Frequenzen aufgenommen und kann als Schub- bzw. E-Modul-Kurve für verschiedene Temperaturen aufgezeichnet und der Verlustfaktor berechnet werden (siehe Abbildung 2.19). Aus den komplexen Schubmoduln kann zudem der Glasübergangspunkt T_g berechnet werden. Unterschiedliche Definitionen des Glasübergangspunktes finden dabei Anwendung (siehe Kapitel 2.2.3). [Men99; JSW11]

Die Zeit-Temperatur-Superposition ist eine Eigenschaft von Elastomer sowohl bei größerer Frequenz als auch kleinerer Temperatur zu versteifen. Mit der empirischen WILLIAMS-LANDEL-FERRY-Gleichung (WLF-Gleichung) kann durch diese Superposition der komplexe Modul für Arbeitspunkte, die nicht vermessen wurden, berechnet werden. [WLF55] Die aus gemessenen und berechneten Punkten zusammengesetzte Schub-/E-Modul-Kurve wird Masterkurve genannt. Die WLF-Gleichung besteht aus zwei empirischen Faktoren c_1 und c_2 sowie der Differenz zwischen der zu modellierenden Temperatur T und der Referenztemperatur T_{ref} sowie dem Verschiebungsfaktor $\log \alpha_t$, der zur Konstruktion des neuen Datenpunktes genutzt wird (siehe Formel 2.8). [Eis90]

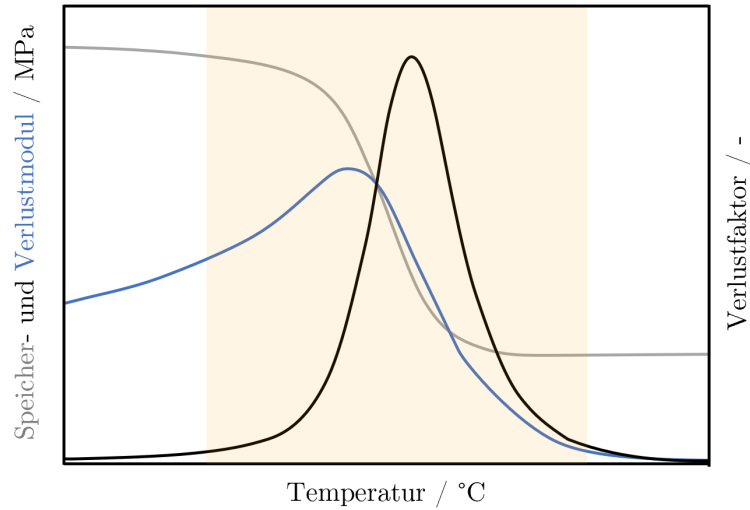


Abb. 2.19: Temperaturverlauf von Speichermodul (grau), Verlustmodul (blau) und Verlustfaktor (schwarz) im Übergangsbereich des Materialverhaltens (orange) nach [TA 23; Str11]

$$\log \alpha_t = -\frac{c_1(T - T_{\text{ref}})}{c_2 + T - T_{\text{ref}}} \quad (2.8)$$

In vielen Materialmodellierungen wird das Zeitverhalten des Elastomers vernachlässigt, die Materialmodellierung repräsentiert dann das Langzeitverhalten von Elastomeren [Str11]. Da Elastomere ein dehnungsabhängiges Elastizitätsverhalten aufweisen, werden hyperelastische Ansätze verwendet. Zu nennen sind hierbei die Modelle nach MARLOW [LLG23], MOONEY-RIVLIN [Moo40; Riv48] und YEOH [Yeo93]. Die hyperelastischen Materialmodellierungsansätze basieren auf Funktionen für die Formänderungsenergiegedichte aus der, durch ihre Potentialeigenschaften, durch geeignete Differentiation die Komponenten des Spannungstensors gewonnen werden können [Str11; Riv48]. Die Modellierung des Elastomers mit einem hyperelastischen Ansatz entspricht der Beschreibung des Langzeitverhaltens (oder Hochtemperaturverhaltens) des Elastomers beziehungsweise der Modellierung von E_∞ mit dehnungsabhängiger Federsteifigkeit ohne weitere Dämpfer und Federn [Str11]. Mit der WLF-Gleichung kann die temperaturbedingte Änderung der hyperelastischen Materialmodelle berücksichtigt werden [Str11].

Um das viskoelastische und damit zeitabhängige Verhalten von Elastomeren zu beschreiben, wird zusätzlich zu der elastischen Materialmodellierung die Modellierung der Dämpfer im verallgemeinerten Maxwell-Modell über eine Prony-Reihe realisiert. In dieser werden die einzelnen Dämpfer über eine e-Funktion ab bestimmten Relaxationszeiten τ_i abgebildet und die zugehörige Federsteifigkeit E_i somit wirksam. Jedes Maxwell-Element ist damit Teil der Modellierung einer gewissen Relaxationszeit τ_i (siehe Formel 2.9). Die Systemantwort auf eine schlagartige Belastung ist damit, da alle Summanden der Prony-Reihe null werden, der Ursprungsmodul E_0 . Der Ursprungsmodul E_0 entspricht der Parallelschaltung sämtlicher Federn im verallgemeinerten Maxwell-Modell. Das Langzeitverhalten entspricht einzig der dämpferlosen, parallelge-

geschalteten Feder mit der Steifigkeit E_∞ im verallgemeinerten Maxwell-Modell und damit dem Ursprungsmodul E_0 ohne alle Federmoduli E_i der Prony-Reihe. Die Formalisierung nutzt die Prony-Koeffizienten g_i , welche die Moduli E_i der einzelnen Maxwell-Elemente in das Verhältnis zum Ursprungsmodul E_0 setzen. [SSK18]

$$E(t) = E_0 \left(1 - \sum_{i=1}^N g_i \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right) \right) \quad (2.9)$$

Mit:

$$g_i = \frac{E_i}{E_0}$$

Die Kombination aus hyperelastischer Materialmodellierung, der Prony-Reihe zur Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens sowie die Nutzung der WLF-Gleichung ermöglichen eine Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens über einen breiten Temperaturbereich bis hin zu großen Dehnungen und bildet damit das verallgemeinerte Maxwell-Modell für unterschiedliche Temperaturen ab. [Str11]

2.2.3 Tieftemperaturverhalten von Elastomeren

Das mechanische Verhalten von Elastomerwerkstoffen verändert sich bei tiefen Temperaturen stark. Dieser Übergang vom Gummi in den glasartigen Bereich und damit vom gummielastischen in den energieelastischen Zustand wird durch den Glasübergangspunkt T_g definiert und typischerweise als untere Einsatzgrenze für O-Ring-Dichtungen angegeben. [Spe06] Einflüsse auf die tatsächliche Einsatzgrenze von elastomeren Dichtungen wurden primär für statische O-Ringe beschrieben. Die Prüfung von O-Ringen aus Elastomer zur Abdichtung von Überdruck bei tiefen Temperaturen ist in [ISO5119] genormt. Die tatsächliche Einsatzgrenze hängt von der Reihenfolge der Kühlung und des Druckzyklus, dem Oberflächenfinish, dem Kompressionsverhältnis sowie dem Rußanteil ab. [AEP18; Tay91; War08] Werden die O-Ringe bereits vor der Kühlung mit Druck beaufschlagt, kann dies in einer größeren Tieftemperatureignung resultieren. [War08] Auch die Rauheit der Oberflächenpaarung in Kontakt mit dem O-Ring sowie die Kompression des O-Rings beeinflussen die Tieftemperatureignung bei O-Ringen aus HNBR. [AEP18] Bei tiefen Temperaturen können bereits kleine Änderungen des Umfelds wie Oberflächenrauheiten und die Anisotropie des Elastomers das Dichtvermögen beeinflussen [Rep21]. Für die Elastomere EPDM, FKM und HNBR zeigte sich, dass eine Erhöhung des Rußgehaltes mit einer Vergrößerung der Glasübergangstemperatur einhergeht. [AEP18; Jau12] Bei O-Ringen konnte gezeigt werden, dass diese erst bei Temperaturen von 10-35°C unter dem Glasübergangspunkt T_g versagten und dieser damit keine abschließende Aussage über die Grenztemperatur der Dichtfähigkeit des Bauteils darstellen kann. [AEP18] Die unter dem Glasübergangspunkt liegende Brittleness-Temperatur (siehe Formel 2.10), kann eine bessere Beziehung zur Minimaltemperatur für statische Elastomer O-Ringe aufweisen als die Glasübergangstemperatur, wenn sie in einer DMA gemessen wird. [War08] Der Glasübergangspunkt zeigt eine starke Abhängigkeit der

Belastungsgeschwindigkeit und -frequenz. [Spe90; Pét04] Für FKM und NBR wurde eine Spanne an Glasübergangstemperaturen für Belastungsfrequenzen zwischen 1 Hz und 100 Hz von 18°C und 14,9°C gemessen. [Pét04] Zusätzlich zu der Frequenzabhängigkeit des Glasübergangspunktes besteht eine weitere Herausforderung in den unterschiedlichen Methoden und Definitionen zur Bestimmung von T_g , die ungleiche Werte liefern können. [AEP18; Spe06; JEW11; JSW11] Aufgrund dessen kann der Glasübergangspunkt, definitionsabhängig, in einem Temperaturbereich von 10-20°C variieren. [Spe06]

Der Glasübergangspunkt kann aus einer DMA Messung auf unterschiedliche Weise sowohl aus der Speichermodulkurve und der Verlustmodulkurve als auch der Verlustfaktorkurve bestimmt werden (siehe Abbildung 2.20) [JSW11]. Der Glasübergangspunkt aus der Speichermodulkurve ist durch den extrapolierten Anstiegspunkt gegeben. Dieser wird durch den Schnittpunkt der Tangenten am verglasten Bereich und dem Wendepunkt der Speichermodulkurve definiert. Die Glasübergangspunkte aus Verlustmodul und Verlustfaktor sind über ihre jeweiligen Temperaturen am Maximum definiert. Dabei wird die größte Glasübergangstemperatur im Maximum der Verlustfaktorkurve gefunden. [TA 23]

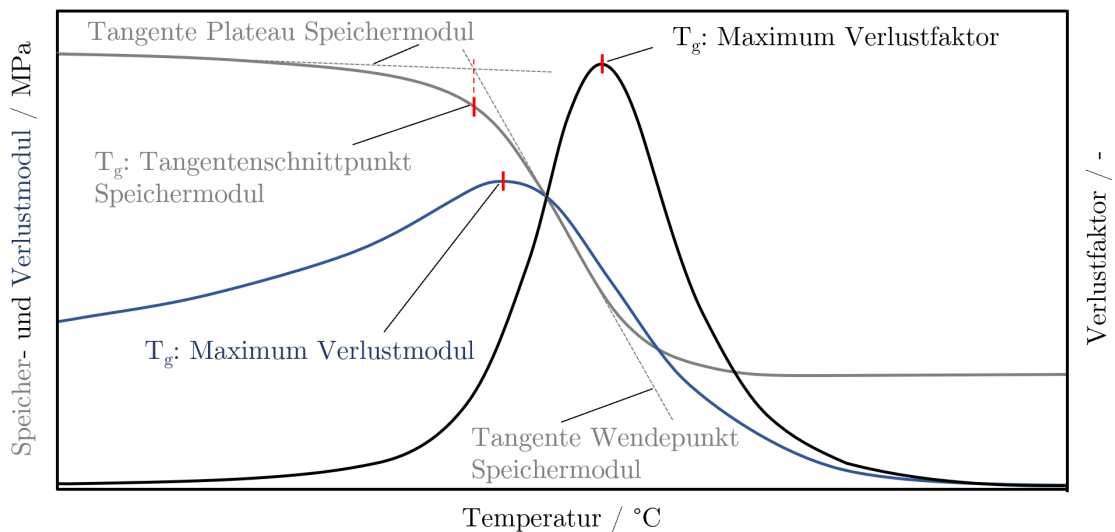


Abb. 2.20: Bestimmung des Glasübergangspunktes T_g (rot) aus Speichermodul (grau), Verlustmodul (blau) und Verlustfaktor (schwarz) nach [TA 23; Men99; Per13; DIN53545]

Für einen FKM Werkstoff zeigt sich die Definition des Glasübergangspunktes durch die Speichermodulkurve als niedrigster Wert und die Definition durch den Hochpunkt der Verlustfaktorkurve als größte Glasübergangstemperatur. [JSW11] In dieser Arbeit wird die Definition durch das Maximum der Verlustfaktorkurve und damit mit der höchsten Glasübergangstemperatur T_g verwendet.

2.3 Einsatzgrenzen von RWDR

Die Einsatzgrenzen von RWDR ergeben sich aus der umgebungsbeeinflussten Kombination der Elastomer-, Wellenoberflächen-, Schmierstoff- und Bauformeigenschaften. Die Drehzahlgrenze ergibt sich dabei vor allem aus der hohen flächenbezogenen Reibleistung, die eine Übertemperatur im Dichtkontakt zur Folge hat. [Fre07; SKF19] Dies, sowie mangelnde Schmierung, kann thermische Schädigung des Elastomers im Dichtkontakt hervorrufen und zu einem frühzeitigen Ausfall der Dichtung führen [SKF19]. Maximale Gleitgeschwindigkeiten schwanken je nach Material und Hersteller und sind in [DIN3761-2] mit 12 m/s für NBR und 38 m/s für FKM bei Wellendurchmessern von 200 mm angegeben [Fre15a; DIN3761-2; SKF19]. Bei kleineren Wellendurchmessern ist die Wärmeabfuhr verringert, was kleinere zulässige Gleitgeschwindigkeiten zur Folge hat [Fre15a; DIN3761-2]. Die Angaben unterliegen dem Vorbehalt von druckloser Umgebung und guter Schmierung [DIN3761-2]. Der RWDR ist im Stande auch unter nicht idealen Bedingungen wie Rundlauf Fehlern der Wellenoberfläche und Koaxialitätsversatz von RWDR und Welle zu funktionieren [Joh99]. Für den zuverlässigen Betrieb ist auf ausreichende Tolerierung von Rundlauf und Koaxialität zu achten (siehe Abbildung 2.21). Für gute Performance sollten die Koaxialitäts- und Rundlauf Fehler unter 0,25 mm liegen [Hor96]. In [DIN3761-2] sind Rundlauf- und Koaxialitätstoleranzen in Abhängigkeit der Drehzahl noch restriktiver angegeben mit 0,1 mm bei 6.000 min^{-1} [DIN3761-2; DIN3760].

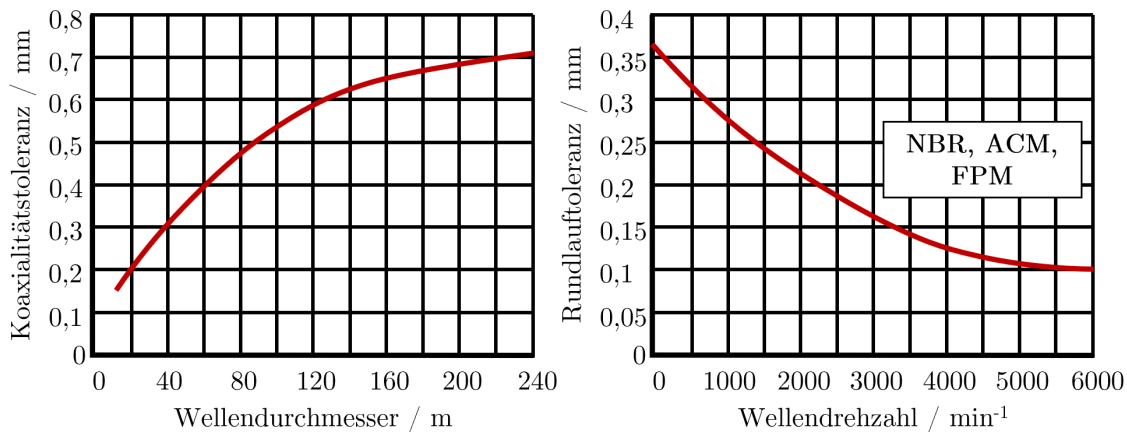


Abb. 2.21: Ertragbare Koaxialitäts- und Rundlauftoleranzen der Welle nach [DIN3761-2]

Wiederholte Heiz- und Kühlzyklen können die tatsächlich ertragbaren Rundlauftoleranzen verändern, während vorhandene Koaxialitätsabweichungen die ertragbaren Rundlauftoleranzen weiter herabsetzen können [ACP00]. Bei zu großen Rundlauf Fehlern und hoher Drehzahl kann die Dichtkante der Wellenoberfläche nicht mehr folgen und es kann zu Leckage kommen [ACP00; DIN3761-2; Jen16; FVA15]. Aufgrund des äquivalenten Verhaltens von Elastomer bei großen Anregungsfrequenzen, wie durch hohe Drehzahlen, und tiefen Temperaturen [WLF55], kann eine Herabsetzung des Folgefähigkeitsverhaltens der Dichtkante vermutet werden. In [DIN3761-2] ist eine Funktionsgrenze für FKM bei -30°C und für NBR bei -40°C angegeben. Zusätzlich ist der Punkt des lederartigen Verhaltens genannt. Eine temperaturabhängige Vorgabe der Rundlauf- und Koaxialitätstoleranzen ist nicht beschrieben.

Die Tieftemperaturgrenze von dynamischen, berührenden Elastomerdichtungen kann je nach Umfeld und Gestaltung deutlich von der Tieftemperaturgrenze statischer Dichtungen wie O-Ringen abweichen. Durch das Zusammenspiel aus Reibungswärme und einhergehender Veränderung der mechanischen Eigenschaften kann die Eignung auf tiefere Temperaturen herabgesetzt werden [WA14]. Durch dynamische Störgrößen wie Rundlauf- und Koaxialitätsfehler kann die untere Temperatureinsatzgrenze auch auf höhere Temperaturen verschoben sein. [SM89; Vål94] Tieftemperaturprüfungen zeigten eine stark reduzierte Dichtlippenflexibilität für NBR- und ACM-Dichtungen bei Temperaturen zwischen -18°C (0°F) und -1°C (30°F) [Bro70a]. Bei diesen Temperaturen unter 0°C kann es zu teilweise schnellem Versagen der RWDR kommen. Die Versprödung des Materials ist dabei das größte Problem, aber auch andere Eigenschaften wie die Ölverträglichkeit können herabgesetzt werden. [Vål94] Dichtungen aus ACM können bei -29°C (-20°F) so spröde werden, dass ein kompletter Bruch an der Dichtlippe vorkommen kann, was in Dichtversagen resultiert. Zudem kann es auch zu vollständigem Ausbruch, Lippenabrieb und Partikelabtrag kommen. NBR und ACM neigen eher zu vollständigem Ausbruch und Lippenabrieb als Silikonelastomer wegen einer Erhöhung des Moduls bei -34°C (-30°F). [Bro70a] Der Verschleiß von Elastomeren steigt bei starker Verringerung der Temperatur und einhergehender Versteifung, trotz kleinerem Reibungskoeffizienten, ebenso wie bei schnellerer Anregung an. [PT00] Mit der reduzierten Dichtlippenflexibilität bei tiefen Temperaturen geht ein eingeschränkter Toleranzlevel für Rundlauf der im Kontakt stehenden Welle einher. [SM89; Vål94] Die Leckagegrenze wurde bei 1.200 min^{-1} , $47,6\text{ mm}$ ($1,875\text{ in}$) Wellendurchmesser und einer Sumpftemperatur von -34°C (-30°F) für ACM bei $0,25\text{ mm}$ ($0,01\text{ in}$), bei FKM bei $0,38\text{ mm}$ ($0,015\text{ in}$) und bei NBR bei $0,25\text{ mm}$ ($0,01\text{ in}$) beobachtet. [Bro70a] Zudem wurde die Leckage-Temperaturgrenze t_{sl} in Zusammenhang mit der Rundlaufabweichung d_{ru} in Kombination mit der Brittleness-Temperatur t_{br} nach [ASTMD2137-11], der Temperatur beginnender Versprödung des Elastomers, gebracht. Formel 2.10 zeigte gute Übereinstimmung mit den gemessenen Temperaturen, bei denen Leckage beobachtet wurde. Ein Einfluss der Wellendrehzahl ist in der Gleichung nicht zu finden. [Din01]

$$t_{\text{sl}} = -25 + t_{\text{br}} + 12,6 \cdot d_{\text{ru}} \quad (2.10)$$

Mit:

t_{sl} : Leckage – Temperaturgrenze	/ $^{\circ}\text{C}$
d_{ru} : Rundlaufabweichung	/ mm
t_{br} : Brittleness – Temperatur	/ $^{\circ}\text{C}$

Der Punkt des tieftemperaturbedingten Leckagebeginns ist zudem abhängig von der Überdeckung, der nominellen Durchmesserdiffenz von Welle und Dichtkante, im relaxierten Zustand. Eine Verringerung der Überdeckung führt zu einer Vergrößerung der drehzahl- und rundlaufabhängigen Leckageneigung der Dichtung. [LSG23] Das Anfahrtdrehmoment erhöht sich bei tiefen Temperaturen, wobei die Ausprägung dieses Haftungsphänomens bei unter 0°C von der Wassermenge in der Atmosphäre und dem Öl beeinflusst wird. [Vål94] Im Vergleich des Anfahrtdreh-

moments bei -40°C und 0°C konnte eine Erhöhung dessen bei tieferen Temperaturen für die Materialien NBR, ACM, FKM und Silikonelastomer beobachtet werden. Das Anfahrtdrehmoment von RWDR aus FKM und NBR stieg um einen Faktor größer vier an. [Bro75] Bei Kaltstarts kann es zu einer hohen Verschleißrate mit schneller Zerstörung der Dichtlippe kommen. [Väl94] Bei beginnender Leckage bei Rotationsstart konnte teilweise ein Stoppen der Leckage nach 20 bis 40 Sekunden beobachtet werden, da die Dichtlippe sich reibungsbedingt erwärmte. [SM89] Bei Förderwertuntersuchungen von FKM und NBR zeigte sich bei Temperaturen zwischen -20°C und 10°C und 1552 min^{-1} eine ähnliche Förderrate wie bei 40°C Sumpftemperatur. Gedeutet wurde die geringe Förderwertänderung durch eine relativ kleinere Abweichung der Dichtkontakttemperaturen im Vergleich zu den Sumpftemperaturen. Diese wurde mit 40°C bei -20°C Sumpftemperatur und 65°C bei 40°C vermessen (siehe Abbildung 2.22). [BFB22]

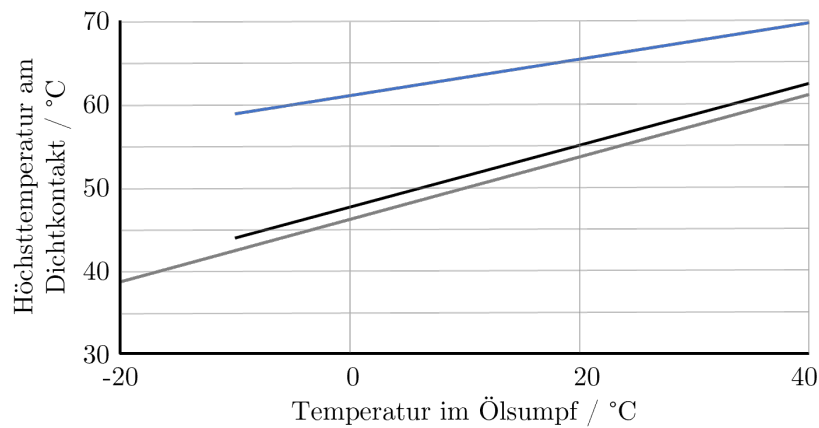


Abb. 2.22: Dichtkontakttemperatur über Sumpftemperatur bei 1.552 min^{-1} ($6,5\text{ m/s}$) für die Schmierstoffe FVA PG 1 (blau), FVA PAO 1 (grau) und FVA 2 (schwarz), bei welchen eine stärkere Temperaturüberhöhung bei tieferen Sumpftemperaturen erkannt werden kann nach [BFB22]

2.4 Simulation von RWDR

Die Simulation von RWDR gliedert sich mit unterschiedlichen Skalen der Modellierung in die makroskopische Simulation und mikroskopische Simulation [Frö16]. Bei der makroskopischen Simulation werden Funktionsgrößen des RWDR berechnet, die den RWDR in seiner Gesamtheit beschreiben, den Dichtkontakt aber vereinfachen. Gängige Methoden sind die Finite-Elemente-Simulation und thermische Netzwerke. Die mikroskopische Simulation von RWDR-Dichtkontakten widmet sich den Mechanismen und Gegebenheiten unter der Dichtkante eines RWDR. In Abgrenzung zur Struktursimulation im Makroskopischen, steht die Fluidodynamik gekoppelt mit den Verformungen der Oberflächen des tribologischen Systems im Vordergrund (siehe Abbildung 2.23).

Die Simulation der makroskopischen Verformung eines RWDR erfolgt mit der Finite-Elemente-Methode (FE). Die Schnitt-Geometrie des RWDR Systems wird dabei nach Materialien unter-

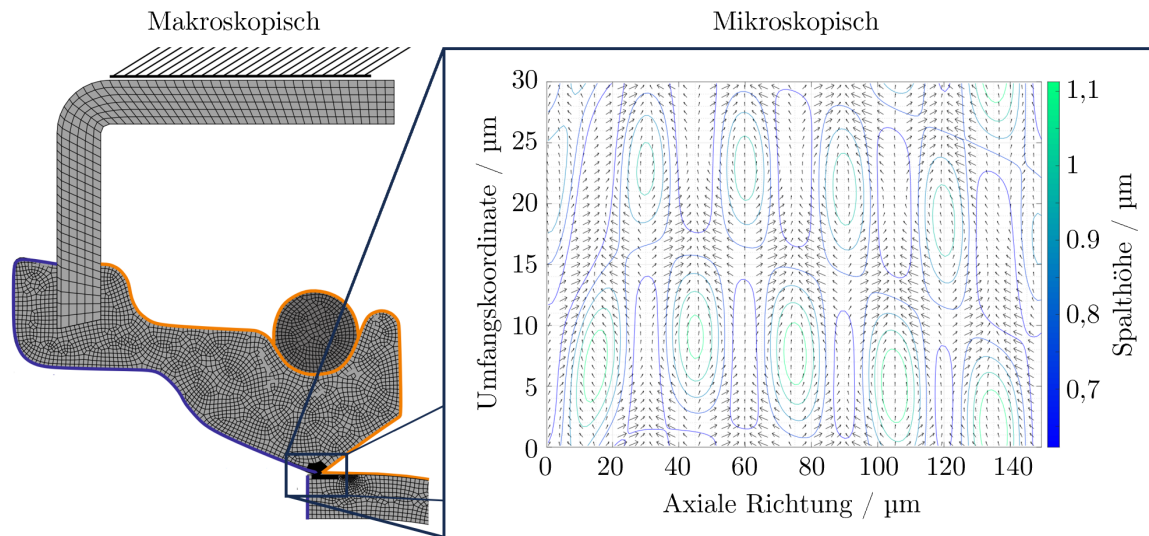


Abb. 2.23: Schematische Darstellung der makroskopischen FE-Simulation (links) und einem Ergebnis der mikroskaligen TEHD-Simulation (rechts), der Umlenkung des Schmierstoffs durch die Rauheitskuppen auf der Dichtkante bei 4.500 min^{-1} mit Illustration der Spaltgeometrie durch Höhenlinien nach [Bur22; Thi19]

teilt, in einem geeigneten FE-System aufgebaut und vernetzt. Die simulative Analyse der Montage führt unter anderem zu den Funktionsgrößen Radialkraft und Kontaktpressung sowie, je nach Materialmodellierung (siehe Kapitel 2.2.2), zum Relaxationsverhalten des RWDR. [Bur22; Frö16; Jen16; SV18] Weitere Analysen des RWDR-Verhaltens sind durch zusätzliche Simulationsschritte sowie eine iterative Simulation möglich. Das FE-Modell wird dabei auch um weitere Berechnungsroutinen erweitert. So wurde das Verhalten bei Wellenschwingungen [Lei12; Jen16; FVA15; FVA20] sowie der Verschleiß an der Dichtkante [Frö16; BTS20; Deb05] und Welle [Bur22] simulativ untersucht. Zudem existieren analytische Abschätzmodelle zur Voraussage der Dichtlippenfolgefähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur und Drehzahl [vOS16]. Ein Überblick der Literaturstellen zu makroskaligen Simulationsansätzen für RWDR ist in [Frö16] gegeben.

Die Temperaturverteilung im RWDR kann innerhalb des FE-Systems oder mittels eines thermischen Netzwerks analysiert werden. Voraussetzung ist die Kenntnis der Wärmequellen und -senken sowie Temperaturrandbedingungen, Dichten, Wärmeleitwerte und -kapazitäten [Frö16; BBF17; Sta88; Wol93; SV18]. Typische Randbedingungen sind die Wärmeübergangszahlen an luft- und ölseitigem Elastomer nach UPPER [Upp68] sowie die Kontakttemperaturberechnung nach ENGELKE [Eng11] (siehe Kapitel 2.1.3) [Frö16; Bur22].

In der mikroskopischen Beschreibung und Simulation des Dichtkontakts werden die hydrodynamischen Vorgänge beschrieben. Im Ergebnis können die Art der Reibung (siehe Kapitel 2.1.3), hydrodynamische Fördereffekte, der Einfluss von Oberflächenstrukturen und Verschleiß auf die Schmierstalthöhe, das Reibmoment und den Förderwert untersucht werden. [Thi19; Ber19; GJL14; Wen16] Die Simulationen fußen auf einer diskretisierten Lösung der REYNOLDS-

Gleichung unter Berücksichtigung der Masse-, Impuls- und Energieerhaltung [Thi19]. Teilweise Einflüsse der Temperaturverteilung, Verformung und Strukturierung der einzelnen Kontaktpartner werden je nach Modellierung berücksichtigt. Ein Überblick über einschlägige mikroskalige Simulationsansätze für RWDR ist in [Thi19] gegeben.

Zwischenfazit

Der Radialwellendichtring ist als viel genutztes und genormtes Maschinenelement Gegenstand vergangener wie auch aktueller Forschung. Die Prognose seines Betriebsverhaltens obliegt der Kenntnis seiner Umgebung sowie der tatsächlichen Geometrie und Materialkomposition. Zu nennen sind das Verhalten des Elastomers bezüglich Temperatur, Verträglichkeit und Materialverhalten in Kombination mit der komplexen Interaktion zwischen RWDR, Schmierstoff, Umgebung und Welle, die zu einem Förderwert und damit zu einem funktionsfähigen Dichtsystem führen. Hinzu kommen unter anderem arbeitspunktabhängige Umgebungsbedingungen, wie Koaxialitäts-Abweichungen, dynamische Rundlauf-Abweichungen und ein breites Temperaturfeld.

Die vorhandene Literatur bezüglich des Verhaltens von Radialwellendichtringen bei tiefen Temperaturen ist rar und stammt größtenteils aus den Jahren vor 2000. Vorhandene Veröffentlichungen beschäftigen sich primär mit der experimentellen Beschreibung von Leckage- und Versagensgrenzen einzelner Bauformen und Materialien und weniger mit der strukturierten Prüfung und Simulation von Funktionsgrößen in Vorbereitung eines Übertrags auf andere Bauformen und Umgebungsbedingungen.

3 Ziel und Vorgehensweise

Ziel

Aus dem vorangegangenen Stand der Technik (siehe Kapitel 2) ist ersichtlich, dass das System RWDR trotz breiter Erforschung von Wirkmechanismen, Simulationswerkzeugen und Prüfungen für die zuverlässige Nutzung und Abschätzung bei tiefen Temperaturen noch nicht weit genug erforscht ist. Die meisten Publikationen bezüglich der Nutzung bei tiefen Temperaturen sind vor dem Jahr 2000 entstanden. Eine Erweiterung der seitdem stark vorangeschrittenen Simulationsmodelle existiert genauso wenig wie eine Einordnung des Funktionsvermögens mittels gängiger Prüftechnik. Das Folgefähigkeits- und Verzerrungsverhalten von RWDR ist grundlegend für die Funktionsfähigkeit des Dichtmechanismus. Diese können bei tiefen Temperaturen (z.B. FKM: $T_g \approx -6^\circ\text{C}$, NBR: $T_g \approx -22^\circ\text{C}$) eingeschränkt sein und den funktionssicheren Betrieb in der Praxis so gefährden. Ziel ist es daher, eine Methodik zu empfehlen, wie das Folgefähigkeits- und Förderverhalten von RWDR bei tiefen Temperaturen ($\approx T_g$) simuliert und geprüft werden kann, um einen sicheren Betrieb in der Praxis gewährleisten zu können.

Aus dieser Zielsetzung leiten sich folgende Kernfragen ab:

- Wo liegen die Folgefähigkeitsgrenzen und wie können diese geprüft werden?
- Wie können die Folgefähigkeitsgrenzen simuliert und interpretiert werden?
- Wie ändert sich das Förderverhalten von RWDR bei tiefen Temperaturen und wie kann dieses geprüft werden?
- Wie kann das Verzerrungsverhalten simuliert und der Förderwert berechnet werden?

Vorgehensweise

Zur Beantwortung der gestellten Kernfragen, müssen weitere Begleitfragen beantwortet und Untersuchungen durchgeführt werden.

Die Prüfstände zur Untersuchung des Folgefähigkeits-, Förderwert-, Reibungs- und Aufwärmverhaltens werden zuerst für tiefe Temperaturen angepasst. Nach erfolgter Anpassung der Prüfstände und Messtechnik werden Bauteiluntersuchungen durchgeführt. Dabei werden die Grenzen der Folgefähigkeit sowie die Veränderung des Förderverhaltens bei tiefen Temperaturen quantifiziert. Reibungs- und Kontakttemperaturmessungen werden zur Prüfung der Übertragbarkeit eines bestehenden Reibansatzes auf tiefe Temperaturen genutzt. Um Betriebsgrenzen abschätzen zu können, werden mehrere Simulationsmodelle für die Untersuchung von Folgefähigkeitsverhalten und Verzerrung aufgebaut. Der Aufbau der Folgefähigkeitsmodelle wird für mehrere

Modellabstraktions- und Detailgrade durchgeführt und die Ergebnisse untereinander sowie mit den vorangegangenen Prüfstands- und Materialuntersuchungen verglichen. Zudem erfolgt ein simulativer Vergleich unterschiedlicher Rundlauffehler einer Welle und deren Einfluss auf das Folgefähigkeitsverhalten eines RWDR, um die Modellierung der Simulationen, aber auch das Funktionsprinzip des Prüfstands zur Quantifizierung der Folgefähigkeit zu überprüfen.

Für die Simulation des Verzerrungszustands wird ein separates Simulationsmodell aufgebaut. Die Ergebnisse werden in einem bestehenden Förderwertansatz genutzt, um die Möglichkeit zu überprüfen das Dichtvermögen bei tiefen Temperaturen einordnen zu können.

Die Kernfragen (rot eingerahmt) sowie deren Vernetzung mit Untersuchungen, Simulationen und Begleitfragen (grau) sind in Abbildung 3.1 dargestellt.

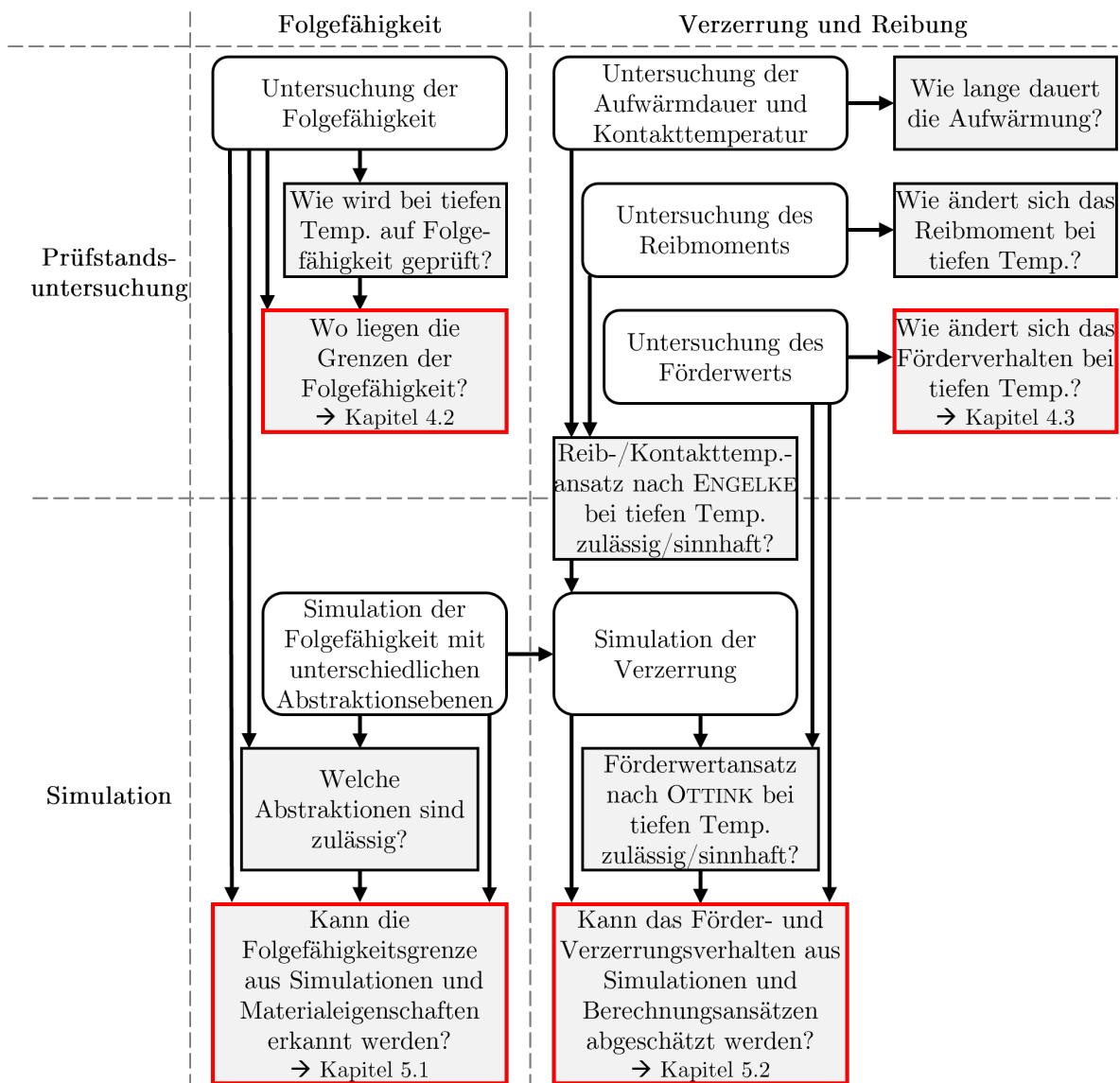


Abb. 3.1: Methodisches Vorgehen und Vernetzung der Prüfstandsuntersuchungen (oben) und Simulationen (unten) unterteilt nach Folgefähigkeit (links) sowie Verzerrung und Reibung (rechts) zur Beantwortung der gestellten Kernfragen (rot eingerahmt) und Begleitfragen (grau)

4 Experimentelle Untersuchungen

Die Bauteilfunktion von RWDR wird bei tiefen Temperaturen mit mehreren Prüfständen untersucht. Auf dem für tiefe Temperaturen adaptierten Grenzleistungsprüfstand (siehe Kapitel 4.2.1) wird die Folgefähigkeit der Dichtkante bei radialer Wellenoszillation bei unterschiedlichen Amplituden, Frequenzen und Temperaturen bewertet. Die Arbeitspunkte des erstmaligen Folgefähigkeitsverlustes werden für die Kombination zweier Elastomere (FKM, NBR) sowie Schmierstoffe zweier Viskositäten (ISO VG 46, ISO VG 220) verglichen. Mit dem für tiefe Temperaturen adaptierten Zweikammer-Förderwertprüftopf (siehe Kapitel 4.3.1) wird das Förderverhalten von RWDR im Bereich des Glasübergangspunktes sowie bei einer Referenztemperatur von 70°C gemessen. Die Reibmomente und Grenzreibwerte (siehe Kapitel 4.4.2) werden zudem exemplarisch bei tiefen Temperaturen vermessen und mit dem Reibverhalten bei 70°C Sumpftemperatur verglichen. Zusätzlich werden die verwendeten Prüfmittel (siehe Kapitel 4.1) quantifiziert und Eingangsdaten für die Simulation (siehe Kapitel 5) erhoben.

Die Prüfstandstechnik am Lehrstuhl MEGT ist für industrieübliche Sumpftemperaturen über Raumtemperatur entwickelt und optimiert. Im Zuge der Untersuchung bei Sumpftemperaturen unter Raumtemperatur und im Bereich der Glasübergangstemperatur der verwendeten Elastomere ist eine Anpassung, Neukonstruktion und Optimierung der vorhandenen Prüftechnik erforderlich. Zusätzlich gehen vorhandene Messmethoden von einem stationären Arbeitspunkt aus, während das Anfahrverhalten und der Betrieb bei tiefen Temperaturen eine große Zeit- und Temperaturabhängigkeit der Bauteilfunktion von RWDR birgt. Daher gilt es, auch die Messmethoden für tiefe Temperaturen anzupassen und zu beschleunigen, um den Einfluss von Temperaturveränderungen durch eine kürzere Messzeit zu minimieren. Zur Temperierung von Prüfzellen kommen bei üblichen Sumpftemperaturen (70°C) zumeist temperaturgeregelter Heizpatronen im Gehäuse sowie eine manuell zuschaltbare Luftkonvektionskühlung zum Einsatz. Durch Konvektion an der Gehäusewand und Reibleistung im Dichtsystem erwärmt sich das Öl. Die Heizleistung der Heizpatronen wird in Abhängigkeit der im Ölsumpf gemessenen Temperatur geregelt. Diese Temperierstrategie birgt bei tiefen Temperaturen mehrere Hürden. Durch die stark verringerte Konvektion des Ölsumpfes aufgrund der tieftemperaturbedingten, stark erhöhten Viskosität des Schmierstoffes sinkt der Wärmeübergang an der Gehäusewand. Auch bei starker Kühlung des Prüfgehäuses stellt sich so ein großer Temperaturgradient bis zum Dichtsystem ein. Darüber hinaus ist die gemessene Temperatur im Ölsumpf je nach Position nicht repräsentativ für die Temperatur des Schmierstoffes in unmittelbarer Nähe zum Dichtsystem. Im Betrieb verstärken sich diese Effekte durch eine reibungsbedingte, lokale Aufwärmung des Schmierstoffes in direkter Umgebung des Dichtsystems. Da Temperaturvorgaben durch diese Effekte im Prüfablauf nicht lange gehalten werden können und die Eigenschaften der Dichtung bei tiefen Temperaturen darüber hinaus auch temperaturabhängigen Veränderungen unterlie-

gen, muss die Dauer einer Messung bei tiefen Temperaturen verkürzt werden. Dies ist im Besonderen der Fall bei dichtkontaktnahen Referenzpositionen. Zusätzlich zu dieser Anforderung müssen die Messmethoden für tiefe Temperaturen optimiert (Vermeidung von Vereisung) und die Prüfabläufe dahingehend angepasst werden (Temperierung vor Rotationsbeginn). Zur experimentellen Charakterisierung der RWDR bei tiefen Temperaturen wurden die vorhandenen Prüfstände modifiziert. Hierzu wurden neue Prüfzellen entwickelt und die thermische Isolation der Prüfstände verändert. Im Folgenden werden die drei verwendeten und angepassten Prüfstände zur Charakterisierung der Folgefähigkeitsgrenzen, des Reibmomentes, des Förderwertes sowie des Anfahrverhaltens vorgestellt (siehe Tabelle 4.1). Zudem werden die experimentellen Untersuchungen bei tiefen Temperaturen beschrieben.

	Folgefähigkeit	Förderwert	Reibmoment	Anfahrverhalten
Prüfstand	Grenzleistungs- prüfstand	Dauerlauf- prüfstand	Mehrwellen- prüfstand	Grenzleistungs- prüfstand
Anpassung	4.2.1	4.3.1	4.4.1	4.5.1
Automatisierung	4.2.2	-	-	-
Messung	4.2.3	4.3.2	4.4.2	4.5.2

Tab. 4.1: Übersicht der Prüfstände, notwendigen Prüfstandanpassungen, Automatisierung und Messungen der erhobenen Messgrößen Folgefähigkeit, Förderwert, Reibmoment und Anfahrverhalten mit Referenzen zu den korrespondierenden Kapiteln

4.1 Prüfmittel

Das untersuchte Dichtsystem besteht aus den Komponenten Dichtung, Schmierstoff und Gegenlauffläche. In den Versuchen wurde sich auf eine dem Stand der Technik entsprechende Bauform ohne Schutzlippe fokussiert. Es wurden RWDR aus den in Industriegetrieben häufig eingesetzten und wirtschaftlich nutzbaren Elastomeren NBR und FKM gewählt. Diese wurden in Kombination mit für Industriegetriebe bewährten und zugelassenen PG-Schmierstoffen in den Viskositäten ISO VG 46 und ISO VG 220 untersucht. Dabei wurde bei der Auswahl der Industrie-Getriebeschmierstoffe darauf geachtet, dass diese sehr niedrige Pourpoints und Temperatureinsatzgrenzen aufweisen (ISO VG 46: $\leq -40^\circ\text{C}$, ISO VG 220: $\leq -35^\circ\text{C}$). In Anlehnung an einschlägige Forschungsarbeiten wurden als Gegenlaufflächen gehärtete Prüfwellen aus 16MnCr5 genutzt. Diese wurden entsprechend DIN 3761 drallfrei geschliffen [DIN3761-2].

4.1.1 RWDR

Die zum Einsatz kommenden RWDR vom Typ A nach DIN 3760 sind aus den Werkstoffen FKM und NBR [DIN3760]. Aufgrund des großen Volumens an notwendigen Versuchen wird sich auf einen Wellendurchmesser beschränkt. Die verwendeten RWDR entsprechen der Bauform BAUM5X7 und weisen einen Wellennendurchmesser von 80 mm und einen Außendurchmesser

von 100 mm auf. Die ölseitige Dichtkante ist im Fertigungsprozess abgestochen, während die luftseitige Flanke noch die Spritzhaut aus dem Herstellungsprozess aufweist.

Die gemessenen Radialkräfte bei -41°C in [FVA24] erscheinen mit der bis zu dreifach höheren Radialkraft als bei Raumtemperatur sehr hoch. Vermutet werden kann ein Einfluss des genutzten Messprinzips durch Querempfindlichkeit bei tiefen Temperaturen bezüglich der Wärmeausdehnung von Elastomer. Im Folgenden wird ein überarbeiteter Messablauf beschrieben, der die Querempfindlichkeit der Radialkraftmessung auf Wärmeausdehnungen verringert.

Die Bestimmung der Radialkraft eines RWDR ist in DIN3761 genormt und wird mit einem geteilten Prüfdorn vermessen [DIN3761-9]. Der Prüfdorn des am MEGT verwendeten Radialkraftmessgeräts ist eine auf den Nenndurchmesser gefertigte und im Anschluss halbierte Welle aus Aluminium. Die eine Hälfte ist direkt mit der Grundplatte verschraubt, die andere Hälfte ist über einen Biegebalken mit der Grundplatte verbunden. Die Durchbiegung des Biegebalkens wird über eine Messuhr erfasst (siehe Abbildung 4.1).

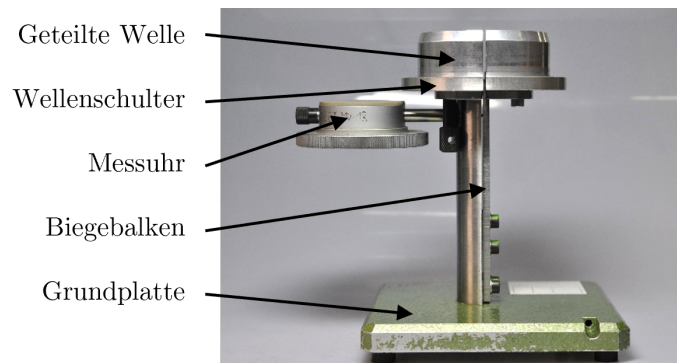


Abb. 4.1: Radialkraftmessgerät mit geteilten Messbacken

Auch das in [FVA24] genutzte Messgerät funktioniert nach gleichem Prinzip. Dabei wurde das gesamte Messgerät in einer Klimakammer temperiert und Radialkraftmessungen bei Temperaturen bis -40°C durchgeführt. Die Temperierung erfolgte dabei allerdings, per Prüfablauf, entgegen der Praxis auf einer radial nachgiebigen Welle. Bei Abkühlung können Wärmedehnungen zu einer temporären Erhöhung der Radialkraft und damit, in Abhängigkeit der radialen Steifigkeit, zu einer signifikanten Durchmesserreduktion führen. Diese Durchmesserreduzierung kann dann im verglasten RWDR erhalten bleiben und zu einer überhöht vermessenen Radialkraft nach Relaxation führen. Zur Minimierung dieses Einflusses wird in den im Folgenden vorgestellten Messungen die Temperierung auf radial steifen Konditionierwellen durchgeführt. Erst im temperierten und relaxierten Zustand wird die Radialkraft des RWDR auf dem Messgerät quantifiziert (siehe Abbildung 4.2).

Die RWDR werden vor der Vermessung für 24 h bei Raumtemperatur auf Wellen des gleichen Nenndurchmessers konditioniert. Um die RWDR anschließend auf Temperaturen bis -40°C zu temperieren, steht ein Umwälz-Badthermostat zur Verfügung. Die bei Temperaturen zwischen -40°C und 70°C gemessenen Radialkräfte sind in Abbildung 4.3 dargestellt.

Die RWDR werden auf den Konditionierwellen montiert und im Öl des Badthermostats für jeweils 2 h auf die Zieltemperatur gekühlt. Nach jeder Temperaturstufe wird die Radialkraft

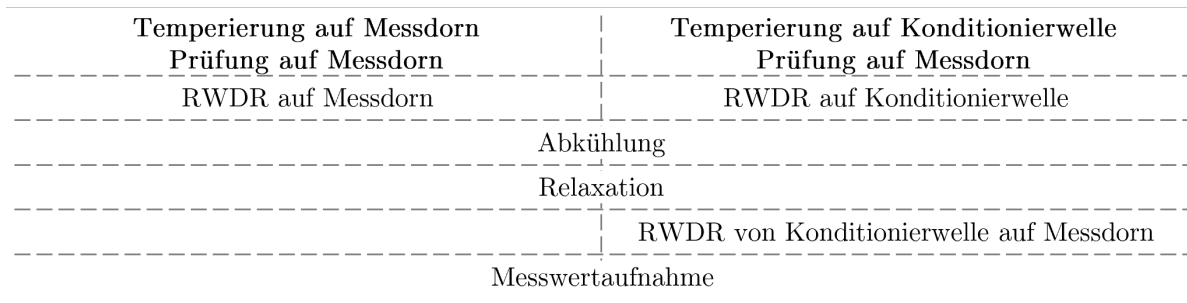


Abb. 4.2: Gegenüberstellung der Messabläufe zur Radialkraftmessung bei tiefen Temperaturen aus [FVA24] (links) und dieser Arbeit (rechts)

in vier um je 90° gedrehten Positionen gemessen. Zur Überprüfung der Temperierzeit von 2 h wurden zusätzliche Untersuchungen bei -10°C durchgeführt. Dabei führte eine Temperierzeit von 18 h im Badthermostat zu geringeren Radialkräften aufgrund weiterer Relaxation. Die Verringerung der Radialkräfte ($< 5\%$) lag im Bereich der Streuung der Messwerte mehrerer RWDR. Die Messung mit 2 h Temperierzeit erscheint dadurch zulässig.

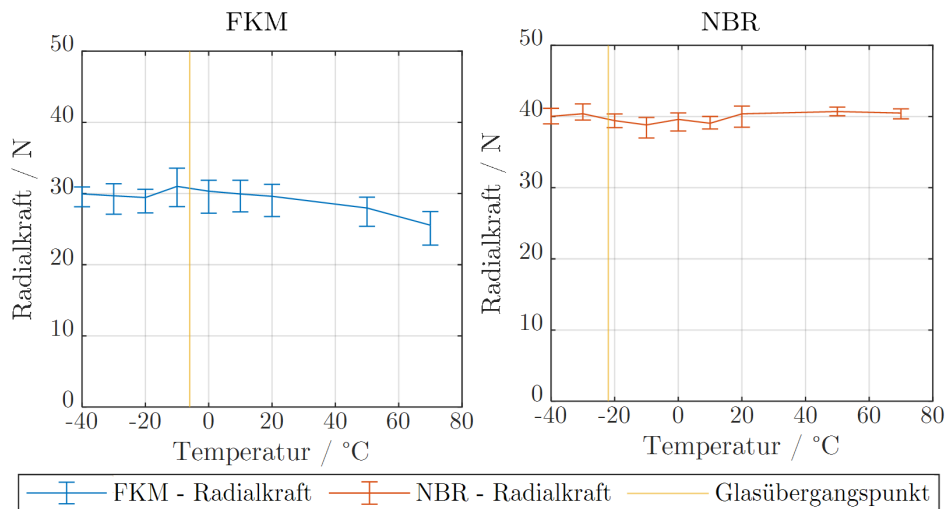


Abb. 4.3: Gemittelte vermessene Radialkräfte für jeweils RWDR aus FKM (links) und NBR (rechts), Glasübergangspunkte bei 1 Hz (gelb)

Bei den Messungen zeigt sich kein Anstieg der Radialkraft bei tiefen Temperaturen wie bei der Messung mit einem Radialkraftmessgerät in einer Klimakammer [FVA24]. Dies kann, neben dem Temperatureinfluss auf das Messgerät selbst, darin begründet sein, dass der RWDR bei der Temperierung auf einem Messgerät (radial prinzipbedingt weich) während der Abkühlung schrumpfen kann, was zu einem hohen Messwert der Radialkraft führen kann. Bei der, wie hier durchgeführten, Temperierung auf einer Konditionierwelle (radial steif), bleibt die abkühlungsbedingte Längenänderung aus.

Die Überdeckung der Hauptdichtlippe, die Differenz aus Nenn- und Dichtkantendurchmesser in relaxiertem Zustand, stellt eine wichtige Eingangsgröße in die Simulation dar. Sie wird

mit dem Wear-Tester, einem Messgerät zur Vermessung rotationssymmetrischer Bauteile, bestimmt [SBK21]. Der schematische Aufbau des Wear-Testers ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

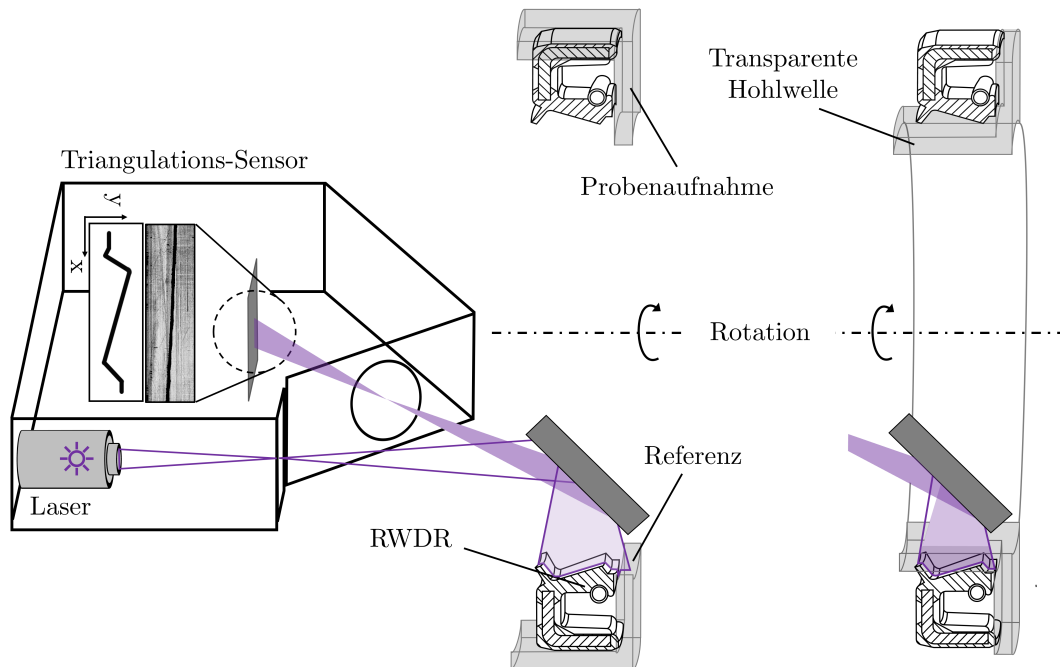


Abb. 4.4: Schematische Darstellung des Messprinzips des Wear-Testers in der Konfiguration zur Messung der Überdeckung der Hauptdichtlippe (links) und der Berührbreite (rechts) eines RWDR

Bei der Messung werden 5.000 Profile des RWDR, inklusive einer Referenzfläche mit bekanntem Durchmesser, über den Umfang aufgezeichnet. Durch Verrechnung der Dichtkantenhöhe im Profil und dem bekannten Referenzdurchmesser kann der Verlauf des Dichtkantendurchmessers über den Umfang bestimmt werden (siehe Abbildung 4.5). Durch die Messung der Dichtkante durch eine transparente Hohlwelle (PMMA) kann auch die axiale Ausdehnung der Kontaktzone, die Berührbreite, bestimmt werden. Die mittlere Überdeckung aller verwendeten Dichtungen im relaxierten Neuzustand aus FKM wurde mit 2,06 mm und für jene aus NBR mit 2,01 mm vermessen. Die Berührbreite der RWDR beträgt, trotz guter Koaxialitätsausrichtung der Dichtung auf der PMMA-Welle, im Mittel für FKM 79,2 μm und für NBR 79,7 μm .

Als Eingangsgrößen in das im Anhang in Kapitel 7.1 vorgestellte Modell zur Abschätzung der Dichtkantenverzerrung sind mehrere zusätzliche geometrische Größen des RWDR von Nöten. Diese werden an einem Schnittbild eines in Harz eingegossenen relaxierten RWDR bestimmt. Der RWDR wird dazu in einer Hülse montiert und mit Harz von der Luft- und Ölseite eingegossen. Nachdem das Harz ausgehärtet ist, wird der Verbund aus Hülse, RWDR und Harz halbiert und die Schnittfläche geschliffen. Der unter dem Mikroskop aufgenommene Schnitt der Membran eines RWDR ist in Abbildung 4.6 zu sehen.

Die erfassten Größen wurden vereinfacht erfasst, als würde die Feder im montierten Zustand genau über der Dichtkante positioniert sein. Diese Größen, die Elastomerdicke an der Dichtkante,

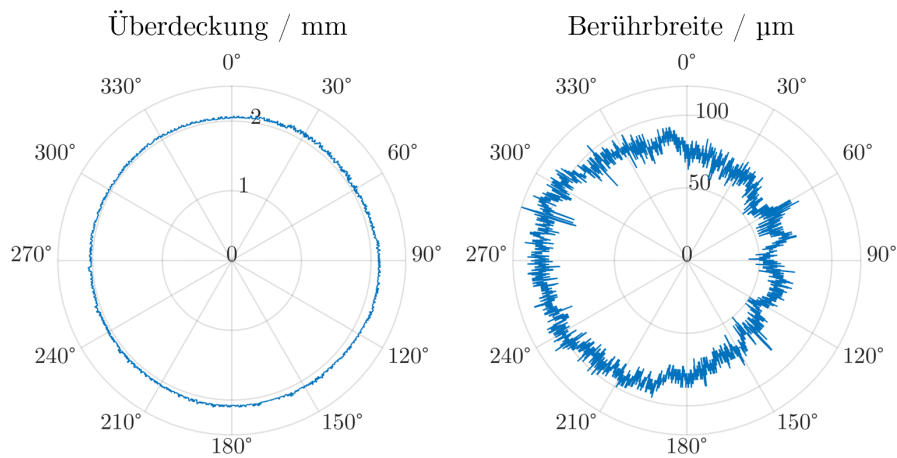


Abb. 4.5: Beispielhafte Messung der Überdeckung (links) und Berührbreite (rechts) eines RWDR aus FKM im Neuzustand, die Berührbreite zeigt typische Schwankung über den Umfang trotz guter Koaxialitätsausrichtung der Dichtung auf der PMMA-Welle

die durchschnittliche Elastomerdicke sowie der Abstand zwischen Dichtkante und Versteifungsblech, können aufgrund der Telezentrie des verwendeten Mikroskops und dem eingebrennten Maßstab vermessen werden. Die Vermessungen werden an dem Schliffbild eines repräsentativen RWDR durchgeführt. Die durchschnittliche Elastomerdicke zwischen Versteifungsblechansatz und Dichtkante wurde am Lichtmikroskop in einem Schliffbild des eingegossenen RWDR mit 1,11 mm vermessen. Die Elastomerdicke zwischen Dichtkante und Federnut wurde mit 1,22 mm vermessen. Ebenso wurde der axiale Abstand zwischen Blechansatz und Beginn der Kontaktzone mit 2,53 mm bestimmt.

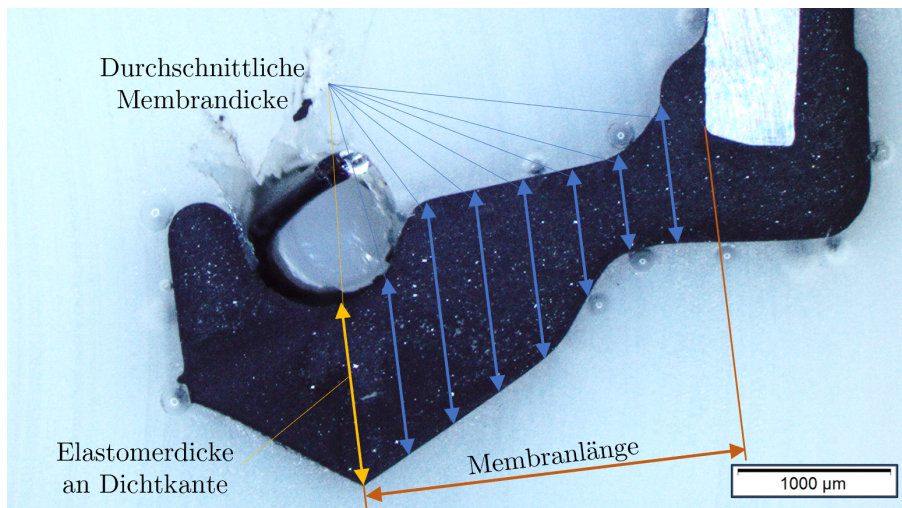


Abb. 4.6: Schnittbild der Membran und Dichtkante des in Harz eingegossenen unmontierten RWDR mit Feder, die Membranlänge (orange, 2,53 mm), die Elastomerdicke an der Dichtkante (gelb, 1,22 mm), sowie die durchschnittliche Membrandicke (blau, gelb, 1,11 mm) sind gekennzeichnet

4.1.2 Elastomere

In den Versuchen kommen RWDR aus den Elastomeren 75FKM585 und 72NBR902 zum Einsatz. Für beide Materialien wurden durch das Deutsche Institut für Kautschuktechnologie e.V. Charakterisierungen des Materialverhaltens durchgeführt. Die Ergebnisse der DMA geben Aufschluss über das viskoelastische Verhalten im Zeit- und Frequenzbereich für unterschiedliche Temperaturen. Durch die Messung beider Komponenten des komplexen Schubmoduls können sowohl die elastischen Eigenschaften als auch die Dämpfung des Materials quantifiziert werden. Der Glasübergangspunkt kann durch den Punkt maximaler Dämpfung definiert werden (siehe Kapitel 2.2.3). Die Messungen wurden mit den Frequenzen 0,1 Hz (blau), 1 Hz (rot) und 10 Hz (gelb) durchgeführt. Die Verlagerung des frequenzabhängigen Glasübergangspunktes, am Maximum der Verlustfaktorkurve, ist in Abbildung 4.7 (rechts) erkennbar.

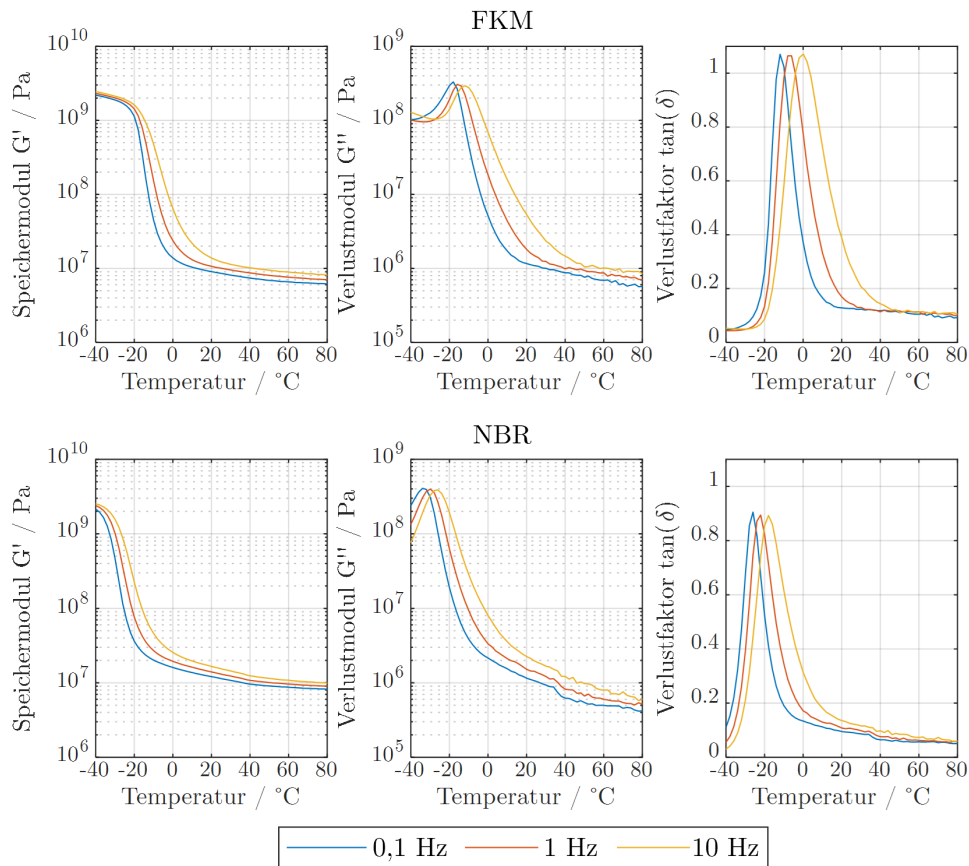


Abb. 4.7: In der DMA gemessener komplexer Schubmodul der Elastomere FKM (oben) und NBR (unten), Speichermodul G' (links), Verlustmodul G'' (mittig), Verlustfaktor $\tan(\delta)$ (rechts)

Für FKM zeigt sich ein frequenzabhängiger Glasübergangspunkt zwischen -12°C bei 0,1 Hz (blau) und 0°C bei 10 Hz (gelb). Erkennbar ist zudem, dass sich die Dämpfungseigenschaften des Materials bei 10 Hz (gelb) bereits bei Temperaturen von 20°C über dem Glasübergangspunkt signifikant zu verändern beginnen. In den Versuchen mit NBR erscheinen die Glasübergangstemperaturen mit -26°C bei 0,1 Hz bis -18°C bei 10 Hz niedriger als bei FKM. Auch dieser

Werkstoff präsentiert starke Veränderungen der Dämpfungseigenschaften bereits 20°C über dem Glasübergangspunkt. Eine Übersicht der frequenzabhängigen Glasübergangspunkte ist in Tabelle 4.2 zu finden.

		FKM	NBR
Glasübergangspunkt bei 0,1 Hz	/ °C	-12	-26
Glasübergangspunkt bei 1 Hz	/ °C	-6	-22
Glasübergangspunkt bei 10 Hz	/ °C	0	-18

Tab. 4.2: Frequenzabhängige Glasübergangspunkte der Materialproben aus FKM und NBR, definiert durch das Maximum der Verlustfaktorkurve (siehe Abbildung 4.7, rechts)

4.1.3 Schmierstoffe

Als Schmierstoffe kommen zwei additivierte Industrie-Getriebeöle der gleichen Produktfamilie und mit gleichem Additivpaket zum Einsatz. Die synthetischen PG-Getriebeöle der ISO Klassen VG 46 und VG 220 weisen eine gute Verträglichkeit mit FKM und NBR bis 80°C auf. Sie sind mit einer unteren Gebrauchstemperatur von -40°C und -35°C sowie einem Pourpoint von <=-40°C und <=-35°C spezifiziert (siehe Tabelle 4.3).

Produktkenndaten		Schmierstoff 1	Schmierstoff 2
Kennzeichnung, DIN 51502		CLP PG 46	CLP PG 220
Untere Gebrauchstemperatur	/ °C	-40	-35
Obere Gebrauchstemperatur	/ °C	160	160
Dichte bei 15°C	/ kg/m ³	1035	1060
Kinematische Viskosität bei 20°C	/ mm ² /s	113	630
Kinematische Viskosität bei 40°C	/ mm ² /s	46	220
Kinematische Viskosität bei 100°C	/ mm ² /s	9	40
Viskositätsindex		>= 190	>= 220
Flammpunkt	/ °C	>= 180	>= 250
Pourpoint	/ °C	<= -40	<= -35

Tab. 4.3: Schmierstoffdaten aus dem Herstellerdatenblatt, zwei PG-Schmierstoffe der Viskositätsklassen ISO VG 46 und ISO VG 220

Die temperaturabhängigen Viskositäten aus dem Datenblatt wurden durch Auftragsvermessungen um den Bereich bis -40°C erweitert. Die Viskositäten bei unterschiedlichen Temperaturen sind in Abbildung 4.8 dargestellt. Mit den Viskositätsangaben wurde die Temperaturabhängigkeit der Schmierstoffe über die Vogel-Gleichung (siehe Formel 4.1) beschrieben [SB13].

$$\eta(T) = A \cdot \exp\left(\frac{B}{T-C}\right) \quad (4.1)$$

Die daraus approximierte Kurve ist zusammen mit den Viskositäten aus dem Datenblatt sowie der Vermessung bei -40°C in Abbildung 4.8 dargestellt.

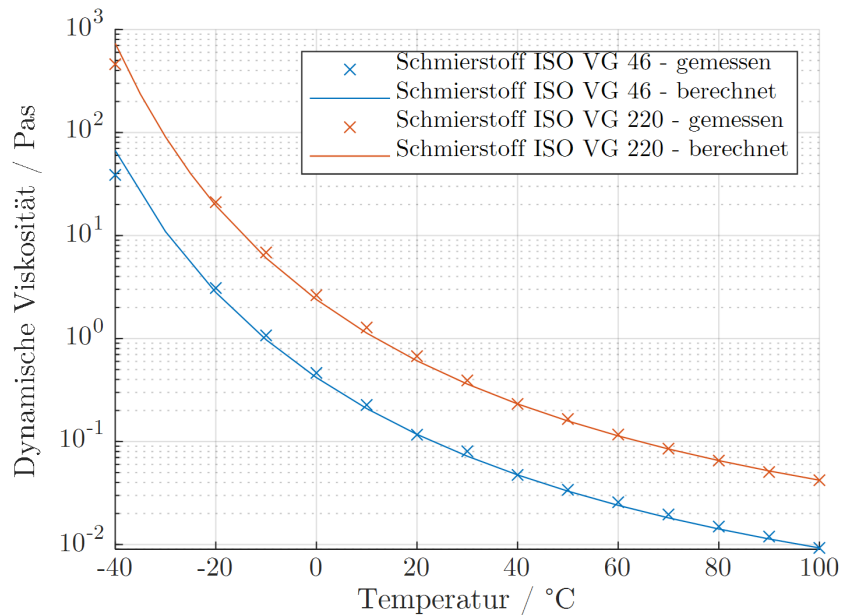


Abb. 4.8: Viskositäten der verwendeten Schmierstoffe mit erweitertem Temperaturbereich bis -40°C . Zusätzlich berechnete Viskositätskurven nach der Vogel-Gleichung für ISO VG 46 ($A = 2,06\text{e-}04$ Pas, $B = 761,3$ K, $C = 173,2$ K) und ISO VG 220 ($A = 9,1\text{e-}04$ Pas, $B = 748$ K, $C = 178,2$ K)

4.1.4 Gegenlaufflächen

Die in dieser Arbeit verwendeten Gegenlaufflächen für RWDR wurden in der Zentralen Metallwerkstatt der Universität hergestellt. Die Gegenlaufflächen bestehen aus 16MnCr5 (1.7131), sind auf 60 HRC gehärtet und im Einstich nach den Vorgaben von DIN 3761 geschliffen [DIN3761-2]. Im Herstellungsprozess werden die Wellenrohlinge zuerst auf Übermaß gedreht und die spätere Lauffläche auf 60 HRC einsatzgehärtet. Im Anschluss wird die Lauffläche im Einstich auf Maß geschliffen.

Zusätzlich zu diesen Gegenlaufflächen kommen bei den Förderwertmessungen (siehe Kapitel 4.3.2) sowie bei den Reibmomentmessungen (siehe Kapitel 4.4.2) auch Nadellager-Innenringe des Typs IR 70x80x25-EGS zum Einsatz. Diese einstichgeschliffenen Innenringe mit einem Außen-Nenn Durchmesser von 80 mm sind mit einer Fase für die Montage einer Dichtlippe ausgeführt. Die Wellenoberflächen beider Prüfwellen-Typen wurden flächig mit einem konfokalen Mikroskop (μ -surf explorer, NANOFOCUS) vermessen (siehe Abbildung 4.9). Die Oberflächen von beiden Prüfwellen-Typen weisen vergleichbare Oberflächenkenngrößen auf (siehe Tabelle 4.4). Aufgrund der ähnlichen Traganteilkurven (S_k , S_{pk} , S_{vk} , S_{mrk1} , S_{mrk2}) kann von ähnlichen hydrodynamischen Verhältnissen und damit von analogen Schmierzuständen im Kontakt ausgegangen werden.

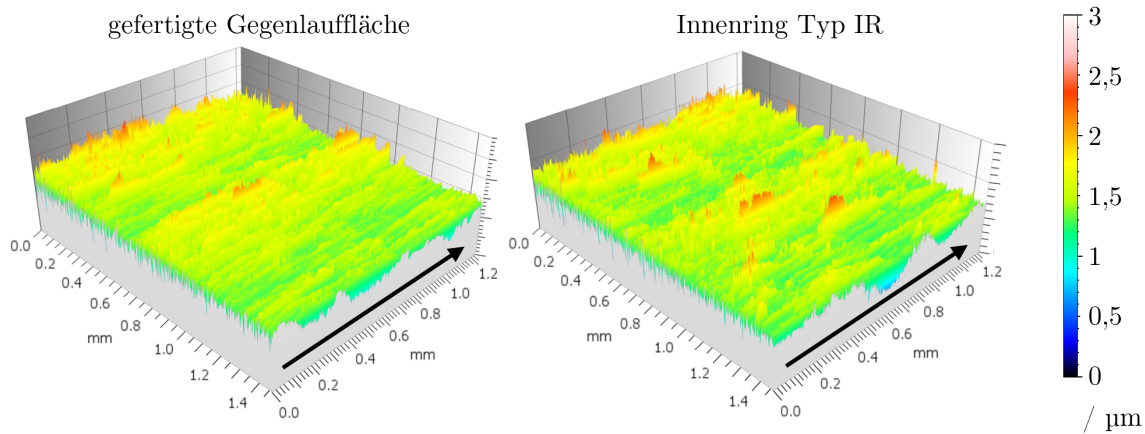


Abb. 4.9: Vermessung einer gefertigten Gegenauflfläche (links) und eines zugekauften Innenrings (rechts) mit dem μ -surf explorer NANOFOCUS mit 20 facher Vergrößerung (Apertur: 0,6), Auswertung in MOUNTAINSMAPS mit Tiefpass (S-Filter), Kompensation der Nennform (F-Operator) und Hochpass (L-Filter), schwarze Pfeile entsprechen der Umfangsrichtung

	gefertigte Gegenauflfläche	Innenring Typ IR	Differenz
Quadratischer Mittelwert der Höhe S_q / μm	0,34	0,31	0,02
Maximale Spitzenhöhe S_p / μm	1,48	1,41	0,07
Maximale Höhe S_z / μm	3,25	3,06	0,19
Kernhöhe S_k / μm	0,86	0,72	0,14
Reduzierte Spitzenhöhe S_{pk} / μm	0,31	0,29	0,02
Reduzierte Talsohlentiefe S_{vk} / μm	0,35	0,40	0,05
Materialanteil der Hügel S_{mrk1} / %	9,9	9,4	0,5
Materialanteil der Täler S_{mrk2} / %	89,8	87,6	2,2

Tab. 4.4: Rauheitskennwerte nach [DINENISO25178-2] aus den Vermessungen einer gefertigten Gegenauflfläche und eines zugekauften Innenrings mit dem μ -surf explorer NANOFOCUS mit 20 facher Vergrößerung (Apertur: 0,6), Auswertung in MOUNTAINSMAPS mit Tiefpass (S-Filter), Kompensation der Nennform (F-Operator), Hochpass (L-Filter) und Berechnung der flächenhaften Rauheits-Parameter

4.2 Folgefähigkeit

Die Charakterisierung der Folgefähigkeitsgrenzen eines RWDR gibt Aufschluss über das anspruchsvollste Kollektiv aus Drehzahl, Temperatur und Wellenauslenkung, das ohne Abheben der Dichtlippe von der Wellenoberfläche ertragen werden kann. Eine Pressung und damit Kontakt zwischen Dichtkante und Wellenoberfläche ist Grundvoraussetzung für die Förder- und Dichthythesen und damit essentiell für die ordnungsgemäße Funktion der Dichtung. Da bei Wellenrotation die Temperatur in Kontakt und Membran unter Anderem stark von dem Schmier-

stoff, dessen temperaturabhängiger Viskosität sowie der Gleitgeschwindigkeit abhängt, können in unterschiedlichen Anwendungen mit gleicher Sumpftemperatur unterschiedliche Grenzamplituden und -frequenzen zum Folgefähigkeitsverlust führen.

Der kritischste Zustand für das Folgefähigkeitsverhalten ist bei tiefen Temperaturen der Anfahrzeitpunkt. An diesem ist die Dichtung, mangels vergangener Eigenerwärmung, am kältesten. Da eine Leckage in der Praxis auch im Anfahrzustand vermieden werden muss, wird dieser kritische Zustand in den folgenden Untersuchungen nachgestellt. Dazu werden die Versuche ohne Wellenrotation, und dadurch im anspruchsvollsten Belastungskollektiv eines RWDR vor dessen Rotationsstart, bei tiefen Temperaturen untersucht.

4.2.1 Anpassungen des Grenzleistungsprüfstands

Die Folgefähigkeitsgrenzen des RWDR werden am Grenzleistungsprüfstand (GLP) quantifiziert. Der Grenzleistungsprüfstand besteht aus einer Antriebswelle, die definiert in axiale und radiale Schwingung versetzt werden kann. Die Aufprägung der axialen und radialen Oszillation erfolgt mit hydraulischen Aktoren [Thu08]. Beide Auslenkungen werden basierend auf Wirbelstromsensoren in der Nähe der montierten Gegenauflfläche des RWDR geregelt. Zusätzlich zu den Schwingungen können ein radialer und ein axialer Versatz sowie eine vertikale Schrägstellung des RWDR vorgegeben werden. Die Folgefähigkeitsgrenze kann durch gravimetrische Vermessung der Leckagerate erfasst werden. Die zusätzliche Möglichkeit der optischen Erfassung der Folgefähigkeitsgrenzen wurde im Rahmen dieser Arbeit erweitert und automatisiert (siehe Kapitel 4.2.2). Die schematische Darstellung des Prüfstandes ist in Abbildung 4.10 zu sehen.

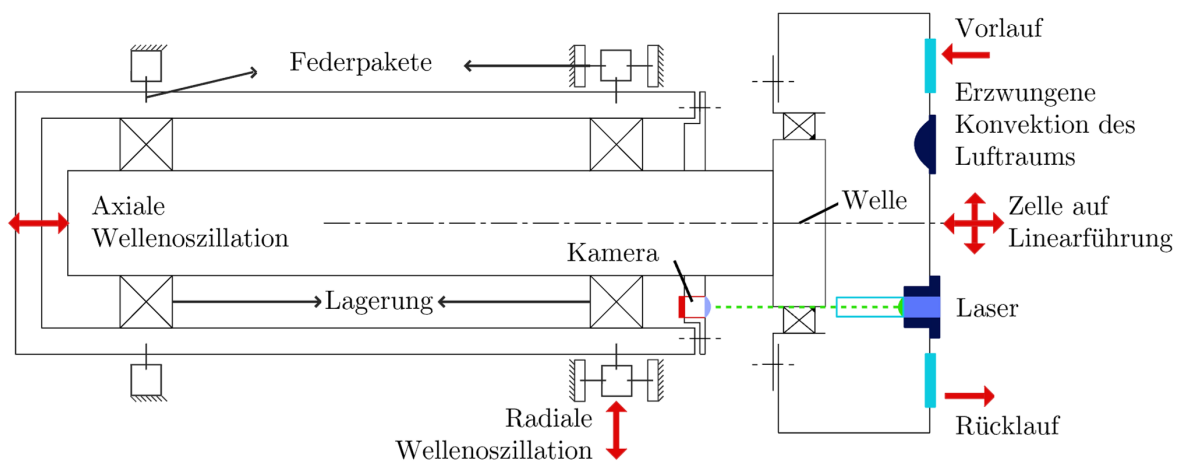


Abb. 4.10: Schematische Darstellung des Grenzleistungsprüfstandes mit angepasster Tieftemperatur-Prüfzelle

In Zuge dessen wurde eine Hochgeschwindigkeitskamera in den Prüfstand integriert, mit der ein Abheben der Dichtlippe von der Gegenauflfläche automatisiert erkannt werden kann. Darüber hinaus wurde der Prüfstand auch um eine Wärmebildkamera zur Vermessung der Kontakttemperatur und des Aufwärmverhaltens ergänzt (siehe Kapitel 4.5.1).

Damit das System RWDR auf Temperaturen bis -35°C abgekühlt werden kann, wurde eine komplett neue Prüfzelle konstruiert. Um tiefe Temperaturen am RWDR und möglichst geringe Vereisung und Tauwasserbildung am Prüfstand zu ermöglichen, wurde das System RWDR inklusive Prüfzelle thermisch vollständig vom restlichen Prüfstand entkoppelt. Aufgrund der anhaltenden Dimensions- und Formstabilität sowie der geringen Wärmeleitung wurde die Prüfzelle mit einer faserverstärkten Kunststoffplatte (XGD[®] 60 Brandenburger Isoliertechnik, $0,3 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ [Bra20]) vom Fundament isoliert (siehe Abbildung 4.11, grün). Zusätzlich wurde die Prüfzelle radial durch eine 20 mm dicke Schicht aus PU-Schaum ($0,035 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$) thermisch von der Umgebung getrennt. Die Prüfzelle wurde durch einen Flansch aus Hartpapier ($0,2 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$) von der Antriebswelle entkoppelt (siehe Abbildung 4.11, gold).

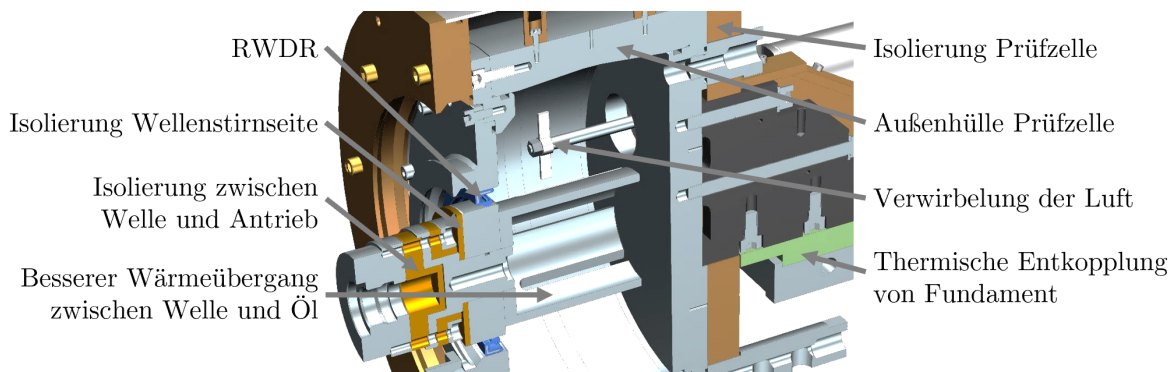


Abb. 4.11: CAD-Schnittbild der Tieftemperatur-Prüfzelle mit Versuchswelle, RWDR (blau)

Der luftseitige Raum des RWDR wurde vollständig mit einer EPDM-Membran (Verdunklung, Vereisungsschutz) umhüllt, um einer erhöhten Konvektion mit feuchter Luft und damit einer Vereisung der Prüfzelle und Luftseite des RWDR entgegen zu wirken (siehe Abbildung 4.12).

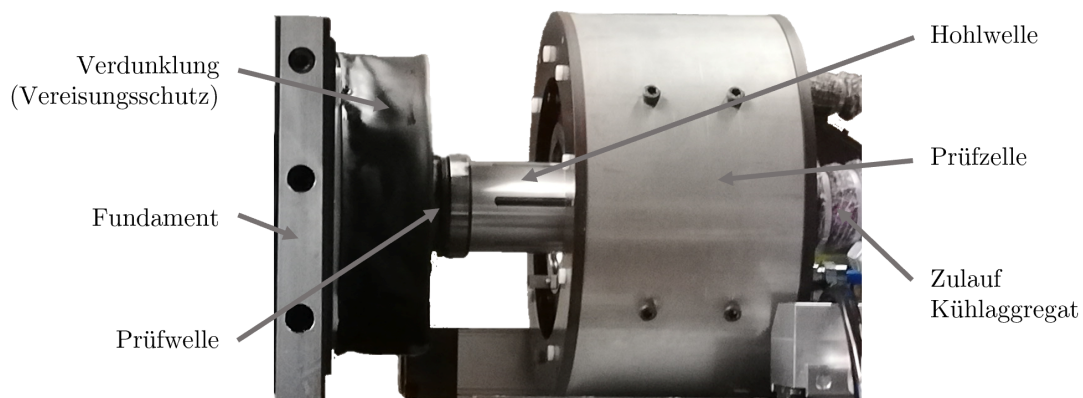


Abb. 4.12: Tieftemperatur-Prüfzelle des Grenzleistungsprüfstands mit EPDM-Membran zur Verdunklung und Minderung von Reif und Vereisung auf der Luftseite des RWDR

In die Prüfzelle sind über den Umfang verteilte, miteinander verbundene, axiale Bohrungen und stirnseitige Kanäle eingebracht (siehe Abbildung 4.13). Diese werden mit einem per Prozessthermostat gekühlten Thermoöl durchspült. RWDR und Ölsumpf können so über die Prüfzellenwandung gekühlt bzw. geheizt werden.

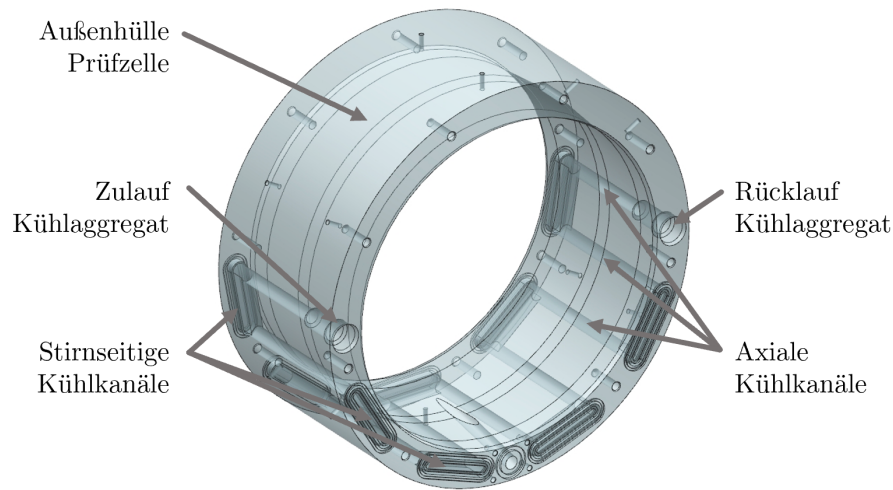


Abb. 4.13: CAD-Schnittbild der Prüfzellenwandung mit axial verlaufenden Kühlbohrungen, die mit Thermoöl durchspült werden

Zusätzlich wird der Wärmeübergang innerhalb des Ölsumpfes durch eine an der Prüfwelle montierte, geschlitzte Aluminiumhohlwelle erhöht (siehe Abbildungen 4.11, 4.12). Aufgrund der hohen Viskosität des Ölsumpfes bei tiefen Temperaturen wirkt das Öl, ohne eine auf diese Weise erzwungene Konvektion, als Isolator zwischen temperierter Gehäusewand und RWDR.

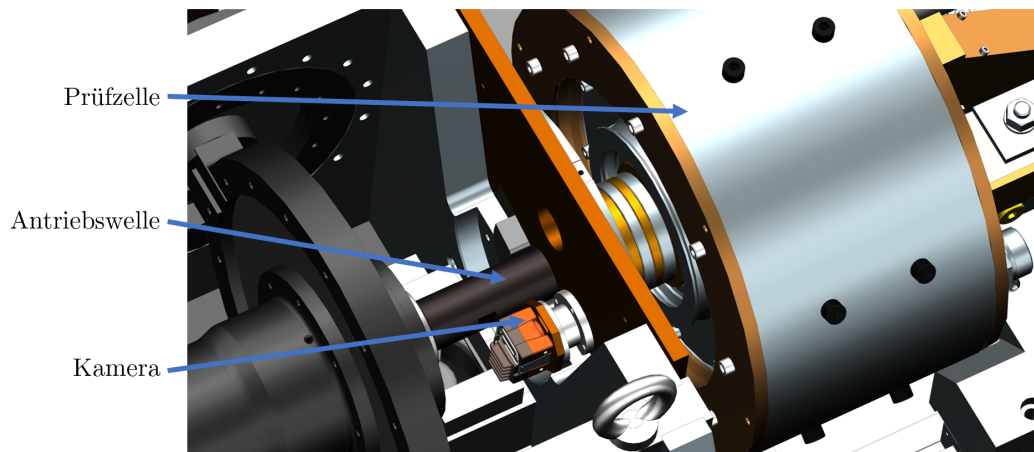


Abb. 4.14: Abbildung der Montagesituation der Hochgeschwindigkeitskamera zur Aufnahme der Folgefähigkeitsmessung. Die Kamera ist 40 mm versetzt zur Antriebswellen-Achse montiert und filmt damit direkt die Luftseite der Dichtung. Der Verdunklungsschirm (siehe Abbildung 4.12) wurde in der Abbildung ausgeblendet

Das Abheben der Dichtkante von der Prüfzelle wird durch die Erfassung des von der Ölseite auf die Dichtkante gerichteten Lasers im Lichtbild von der Luftseite erfasst (siehe Kapitel 4.2.2). Um trotz Kapselung des Luftraums (siehe Abbildung 4.12) eine Bildaufnahme der Luftseite des RWDR zu ermöglichen, wurde eine Miniatur-Hochgeschwindigkeitskamera in den Prüfstand integriert (siehe Abbildung 4.14). Als Kamera kommt die Industriekamera ALVIUM 1800 U-

050C zum Einsatz. Sie bietet die Möglichkeit Bildrate und Aufnahmebereich (ROI) zu variieren und kann direkt in die Entwicklungsumgebung von MATLAB eingebunden werden.

4.2.2 Automatische Folgefähigkeitsdetektion

Bei Wellenauslenkung in radialer Richtung soll die Fähigkeit der Dichtkante der Welle zu folgen, die Folgefähigkeit, bewertet werden. Die optische Detektion der Folgefähigkeit wird bisher durch den von LEICHNER beschriebenen Aufbau realisiert [Lei12]. Hierbei wird ein grüner Laser auf die ölseitige Kontaktzone des RWDR gerichtet. Gleichzeitig wird die luftseitige Kontaktzone mit einer Hochgeschwindigkeitskamera gefilmt. Bei einem Abheben der Dichtkante von der Prüfwelle wird dies durch die Sichtbarkeit des Laserlichtes im Kamerabild erkannt. Das Messprinzip unterliegt mehreren Herausforderungen, die bei tiefen Temperaturen unter Anderem durch Kondensation zu größeren Unsicherheiten führen.

Das grüne Laserlicht ist im Bild der bisher verwendeten monochromatischen Hochgeschwindigkeitskamera für das menschliche Auge nur schwer wiederholgenau zu erkennen. Einzelne Arbeitspunkte müssen daher für einige Minuten gehalten werden, bis eine manuelle Kategorisierung des Videos sicher erfolgen kann. Durch Schmierstoffverwirblungen im Ölraum sowie reduzierte Transparenz des Schmierstoffs bei tiefen Temperaturen kann die Intensität des Lasers in der Kontaktzone stark verringert sein und eine Bewertung des Videos erschweren. Dem entgegen neigen einige RWDR zu einem Durchscheinen des Lasers durch den Dichtkontakt ohne Abheben der Dichtkante. Dieses Durchscheinen kann durch Reflexionen des Laserlichts im noch vorhandenen Schmierfilm im rauen Kontakt von Elastomer und Stahlwelle erklärt werden. Die kurze axiale Berührbreite im Bereich von 100 μm , die aufgrund der geschliffenen Wellenoberfläche große Reflektivität sowie der stumpfe Winkel des Lasers in Relation zur Welle können dies begünstigen (siehe Abbildung 4.15).

Da das Kamerabild über einen Spiegel aufgenommen wird, werden Vibrationen im Kamerabild verstärkt. Zusätzlich neigt der Spiegel bei tiefen Temperaturen zu Kondensierung und Reif, was die Messung zusätzlich erschwert. Aufgrund der manuellen Durchsicht und Auswertung des Messvideos unterliegt die Messung einem Bedienereinfluss und bedarf längerer Abschnitte im gleichen Arbeitspunkt um ein Durchscheinen sicher erkennen zu können. Diesen Herausforderungen wird sowohl konstruktiv als auch algorithmisch begegnet.

Um auf einen Spiegel mit Kondensatproblematik verzichten zu können und eine hohe Wiederhol- sowie Vergleichbarkeit zwischen Versuchen zu gewährleisten, wurde eine Industriekamera (ALVIUM 1800 U-050C) in den Prüfstand integriert. Die Kamera filmt die luftseitige Flanke des RWDR in axialer Richtung und kann, abhängig von dem gewählten Bereich von Interesse mit unterschiedlichen Bildraten zwischen 100 fps bei voller SVGA-Auflösung (800 x 600 Pixel) und 1080 fps bei QQVGA-Auflösung (160 x 120 Pixel) betrieben werden. Um den grünen Laser im Kamerabild klarer zu erkennen, wurde eine Farbkamera gewählt und die Beleuchtung des RWDR von der Luftseite mit roten LEDs realisiert. Der Einfluss der Öltransparenz und Verwirblung im Ölraum auf die Laserintensität an der Kontaktzone wurde durch einen PMMA-Stab, der als Lichtwellenleiter fungiert, bis kurz vor die Kontaktzone minimiert (siehe Abbildung 4.15).

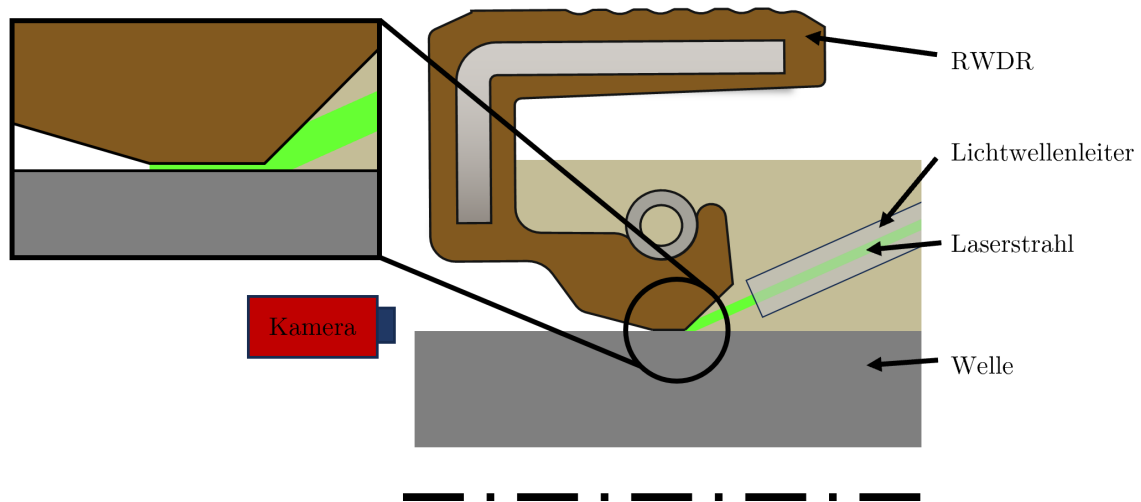


Abb. 4.15: Schematische Darstellung des montierten RWDR im Ölsumpf mit Kamera, Lichtwellenleiter und Laserstrahl, Detail der Dichtkante im Kontakt mit der Welle und durchscheinendem Laserlicht durch den Dichtspalt

Damit der Bedienerinfluss auf die Folgefähigkeitsdetektion sowie die Prüfdauer eines Arbeitspunktes verringert werden kann, wurde die Bewertung des Folgefähigkeitsverhaltens anhand des aufgenommenen Videos vollständig automatisiert. Jeder Arbeitspunkt muss so nur für 15 Sekunden gehalten werden. Gerade bei Temperaturen in der Nähe des Glasübergangspunktes wird eine Veränderung/Aufwärmung des Dichtsystems dadurch minimiert. Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem muss die Abtastrate eines Phänomens mindestens doppelt so hoch wie das auftretende Phänomen gewählt werden [Sha49] [Nyq28]. Zur Detektion des durchscheinenden Lasers im Kamerabild wurde eine konservativere, mindestens 10-fach höhere Bildrate als die Auslenkungsfrequenz der Welle gewählt.

Jeder 15 Sekunden Abschnitt des Videos, was einem Arbeitspunkt entspricht, wird unter Einbeziehung der Prüffrequenz, in jedem Einzelbild auf ein Durchscheinen des Lasers analysiert. Der Algorithmus besteht aus drei Stufen: der Identifizierung relevanter Einzelbilder, der Detailbewertung der einzelnen relevanten Bilder und der abschließenden Bewertung der Folgefähigkeit des gesamten Arbeitspunktes.

Da der RWDR von vorne mit einer roten LED und von der Ölseite mit einem grünen Laser beleuchtet wird, sollen alle Bilder gefunden werden auf denen grüne Anteile zu finden sind. Da auch rotes Licht teilweise im Grünspektrum einer Farbkamera zu finden ist, werden Rot- und Grünspektrum verglichen. Dazu wird für jedes Einzelbild das rote Spektrum vom grünen Spektrum subtrahiert. Aus jedem Differenzbild wird der Maximalwert gespeichert. Dieser zeigt wie viel grüner das Bild an der grünsten Stelle ist und lässt damit einen Vergleich zwischen den Einzelbildern an Hand eines Einzelwertes zu. Die sequentielle Abfolge dieser Maximalwerte wird auf Extrema, größer zwei Prozent des Messbereiches, geprüft (siehe Abbildung 4.16).

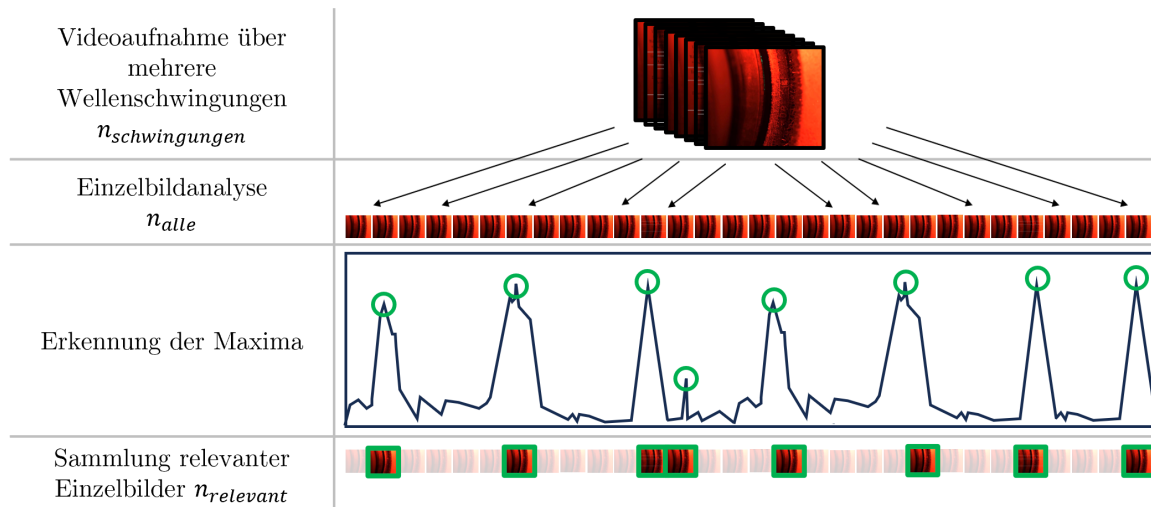


Abb. 4.16: Ablauf der ersten Stufe der Folgefähigkeitsdetektion: 1) Videoaufnahme, 2) Einzelanalyse der grünen Maximalwerte in jedem Einzelbild, 3) Erkennung der lokalen Maxima (Bild mit größtem Grünwert) im Vergleich der Bilderserie, 4) Sammlung aller Bilder mit korrespondierendem lokalem Maximum (Bilder mit größten Grünwerten)

Dadurch werden die Bilder mit wesentlich grüneren Anteilen extrahiert. Die korrespondierenden Bilder zu den Extrema werden als relevante Einzelbilder genauer analysiert.

Im nächsten Schritt wird jedes relevante Bild auf ein Laserdurchscheiden analysiert. Hierzu wird erneut das grün-rot-Differenzbild berechnet und binarisiert (Schwellwertverfahren nach OTSU [Ots79]). Das entstandene, boolesche Differenzbild zeigt die Stellen, an denen der Laser durch den Dichtkontakt durchscheint. Um Fehldetektionen vorzubeugen, wird die Höhe und Breite der Form im Differenzbild berechnet. Ein durchscheinender Dichtspalt ist sichelförmig und damit höher als er breit ist. Relevante Bilder, die dieser Sichelprüfung entsprechen, zählen als momentaner Folgefähigkeitsverlust (siehe Abbildung 4.17).

Die Differenzbilder aller relevanten Bilder mit erkannter Sichel werden als Kontrollbild zur manuellen Prüfung gemittelt und abgespeichert. Ein Folgefähigkeitsverlust gilt als detektiert, wenn ein relevantes Bild mit durchscheinender Sichel bei mehr als jeder dritten Wellenschwingung erkannt wurde (Abschneidekriterium). Ein Abschneidekriterium mit mehrmaligem Durchscheiden des Lasers ist für eine robuste Nutzung des Algorithmus notwendig. Das Kriterium wurde nach einem umfangreichen Blindvergleich mit menschlichen Entscheidungen bezüglich des Folgefähigkeitsverlustes auf gleicher Datenbasis gewählt.

Mit den Anpassungen am Versuchsaufbau sowie der Automatisierung der Bildauswertung wird der Bedienerinfluss auf die Messung stark minimiert. Die Messung kann durch die fest verbaute Kamera auch mit einer eingehausten Prüfwelle sowie bei Temperaturen unterhalb des Taupunkts durchgeführt werden. Zusätzlich wurde die benötigte Messzeit für einen Arbeitspunkt auf 15 s reduziert, was die Messung bei tiefen Temperaturen sowie die Vermessung großer Kennfelder ermöglicht.

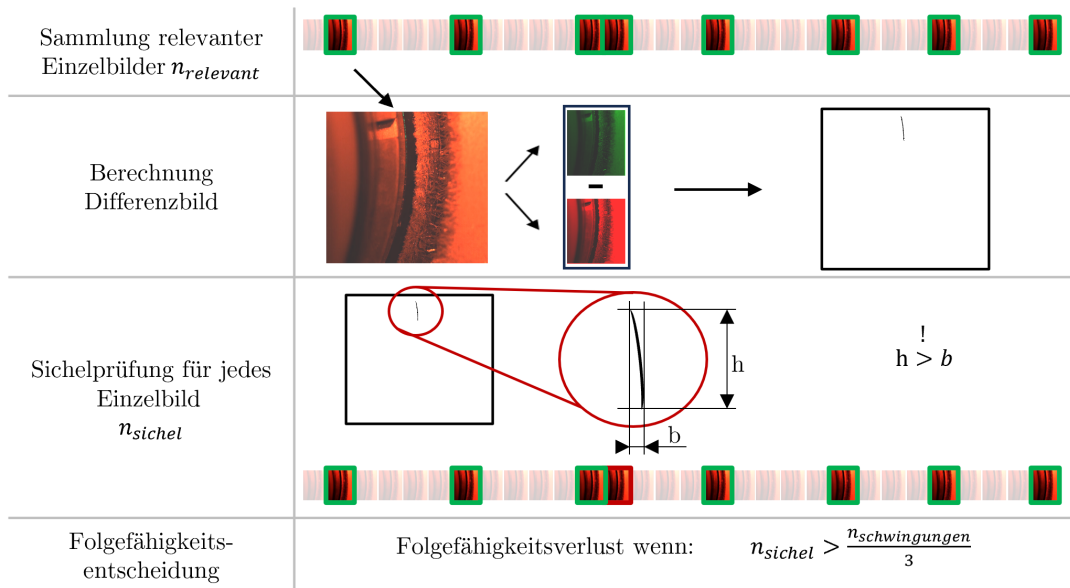


Abb. 4.17: Ablauf der zweiten Stufe der Folgefähigkeitsdetektion mit Entscheidung über Folgefähigkeitsverlust: 1) Sammlung der relevanten Einzelbilder, 2) Berechnung des Grün-Rot-Differenzbilds, 3) Sichelprüfung jedes einzelnen Differenzbilds, 4) Folgefähigkeitsentscheidung

4.2.3 Charakterisierung der Folgefähigkeitsgrenzen

Die Charakterisierung der Folgefähigkeitsgrenzen erfolgt im kritischsten Zustand, dem Anfahrzeitpunkt, da Leckage in der Praxis auch in diesem vermieden werden muss. Zu diesem Zeitpunkt ist die Dichtung, mangels vergangener Eigenerwärmung, am kältesten. Dieses statische Folgefähigkeitsverhalten wird am für tiefe Temperaturen angepassten Grenzleistungsprüfstand (siehe Kapitel 4.2.1) untersucht. Dabei wird das Verhalten des Dichtsystems bei radialer Wellenauslenkung ohne Rotation untersucht. Die Folgefähigkeit selbst wird durch das in Kapitel 4.2.2 vorgestellte automatische Erkennungsverfahren quantifiziert. In den Versuchen wird ein Dichtsystem auf eine Zieltemperatur gekühlt und im Anschluss ein Versuchskollektiv mit unterschiedlichen Kombinationen aus Frequenz und Amplitude aufgebracht. Die Versuchswelle wird dabei radial ausgelenkt (siehe Abbildung 4.18).

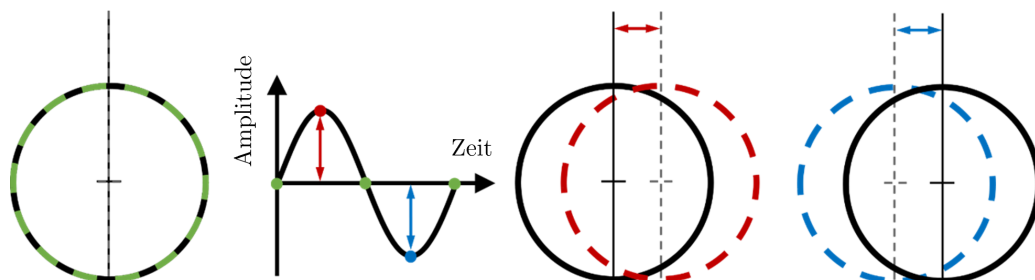


Abb. 4.18: Schematische Auslenkung der Welle, Ruhelage (grün), maximale Amplitude (rot, blau)

Aufgrund der Definition der Amplitude, entspricht die Auslenkung der Welle einer Rundlauf- toleranz nach [DIN7184-1] der doppelten Amplitude. Durch große Temperaturgradienten im nicht durchrührten Ölsumpf kann die Temperatur im Dichtsystem nicht durch die Sumpftempera- tur definiert werden. Die Temperatur des Dichtsystems wurde daher an der Feder des RWDR aufgezeichnet (siehe Abbildung 4.19).

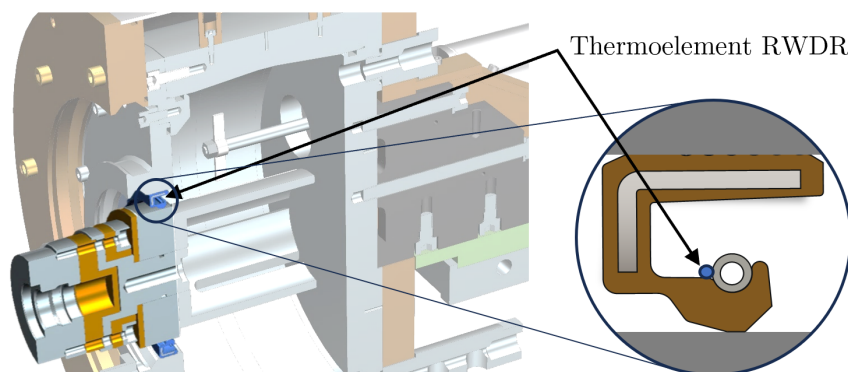


Abb. 4.19: Thermoelement-Messposition im Grenzleistungsprüfstand zur Quantifizierung der RWDR-Prüftemperatur

Damit kann die Temperatur des Dichtsystems in unmittelbarer Nähe der Membran wie auch der Dichtkante aufgenommen werden. Im rotationsfreien Zustand zeigen sich zudem nur kleine Abweichungen zwischen Prüfwellen- und Federtemperatur, was für eine gleichmäßige Temperatur im Elastomer der Dichtkante spricht. Untersucht werden RWDR aus FKM und NBR jeweils in Kombination mit zwei PG-Versuchsölen der Viskositätsklassen ISO VG 46 und ISO VG 220 (siehe Kapitel 4.1).

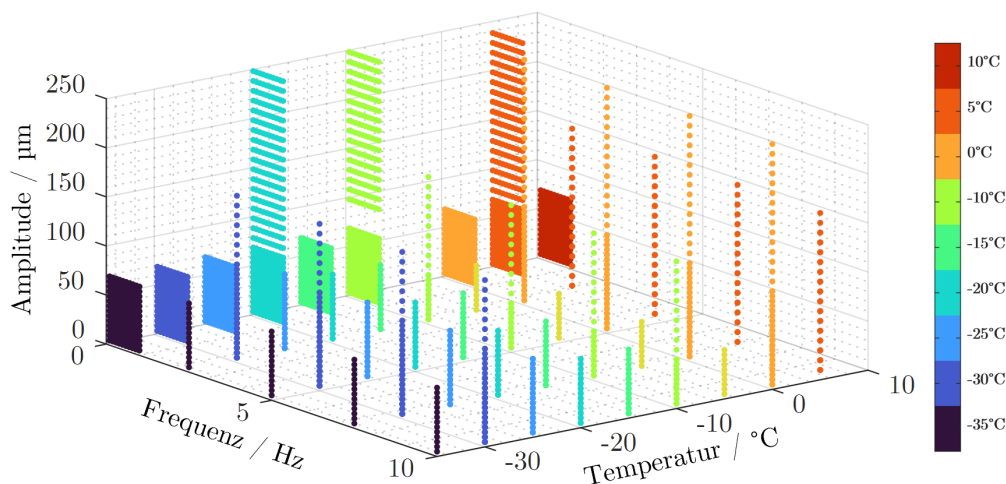


Abb. 4.20: Darstellung des Versuchsraumes in Form der untersuchten Arbeitspunkte, bei vorliegendem Folgefähigkeitsverlust in mehreren Arbeitspunkten mit kleinerer Amplitude wurden nur stichprobenartige Kontrollversuche mit höheren Amplituden durchgeführt

Alle vier Kombinationen aus Elastomerwerkstoff und Schmierstoff wurden bei Temperaturen bis -35°C , Amplituden bis $250\ \mu\text{m}$ und Frequenzen bis zu $10\ \text{Hz}$ untersucht. Die Temperaturen wurden dabei in 5°C Schritten, die Amplituden in $5\ \mu\text{m}$ bis $10\ \mu\text{m}$ Schritten und die Frequenzen in $0,1\ \text{Hz}$ bis $2,5\ \text{Hz}$ Schritten gestaffelt (siehe Abbildung 4.20).

Um die Ergebnisse aller Versuche übersichtlich darstellen zu können, werden alle Ergebnisse einer Materialpaarung und Temperatur in einer Grenzlinie zusammengefasst. Diese Grenzlinie stellt die frequenz- und temperaturabhängige Amplitude dar, ab der das Dichtsystem zu Folgefähigkeitsverlust neigt. Wie in Abbildung 4.21 dargestellt, kann nach Prüfung des Folgefähigkeitsverlustes für jeden Arbeitspunkt eine Folgefähigkeitsgrenze für jede Amplitude gefunden werden. Wenn das Dichtsystem für die geprüfte Temperatur und Frequenz auch bei maximaler Amplitude keinen Folgefähigkeitsverlust aufweist, existiert folglich keine Grenzlinie an diesem Arbeitspunkt.

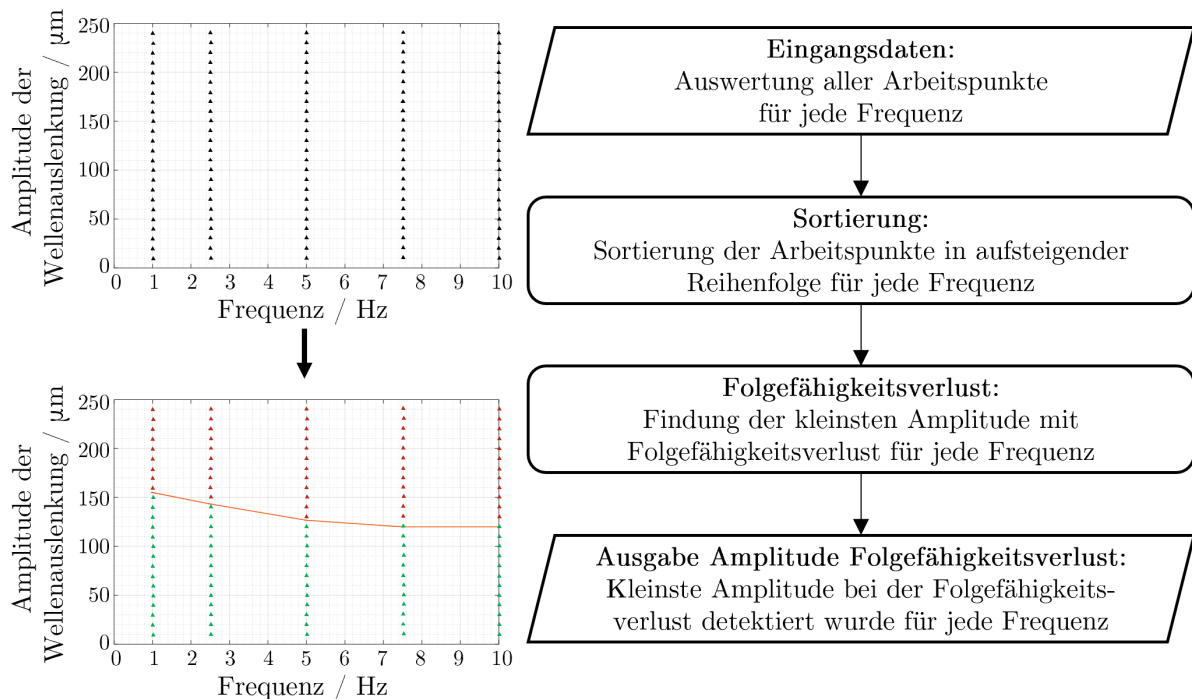


Abb. 4.21: Schematischer Ablauf der Grenzlinienfindung der Folgefähigkeitsuntersuchungen für alle Arbeitspunkte (schwarz), Kategorisierung in bestehende Folgefähigkeit (grün) und Folgefähigkeitsverlust (rot), Folgefähigkeitsgrenze an Übergang (orange)

Folgefähigkeitsuntersuchung mit RWDR aus FKM

Die aufgetragenen Grenzlinien des Folgefähigkeitsvermögen bei einer definierten Temperatur und Frequenz können in drei Zustände klassifiziert werden. Erstens der Verlust der Folgefähigkeit bei Amplituden unter $60\ \mu\text{m}$. Hier können Schwankungen aufgrund der Auflösungsgrenze des Detektionssystems (siehe Kapitel 4.2.2) auftreten, je nachdem wie viel Licht durch den sich erstmalig öffnenden Spalt dringt. Zweitens gibt es Arbeitspunkte, bei denen der RWDR auf dem Prüf-

stand nicht zu einem Folgefähigkeitsverlust gebracht werden konnte, da er selbst bei Amplituden bis 250 μm unauffällig blieb. Im dritten Bereich, dem Übergang zwischen den beiden im Vorherigen beschriebenen, ist das Folgefähigkeitsverhalten besonders sensitiv auf Veränderungen des Arbeitspunkts. Aufgrund der starken Nichtlinearität des Materialverhaltens bei Veränderung der Anregungsfrequenz und Temperatur, können selbst kleine Arbeitspunktänderungen, beispielsweise durch Hysteresereibung, zu einer Verlagerung der Amplitude bei Folgefähigkeitsverlust führen. Eine Interpretation, über das Vorliegen des Übergangsbereichs hinaus ist daher nur bedingt zulässig.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Folgefähigkeitsuntersuchungen zuerst mit unterschiedlichen Schmierstoffen verglichen. Dies erfolgt im Frequenzbereich von 0,1 Hz bis 1 Hz, da das Materialverhalten hier bereits ähnlich starke frequenz- und temperaturabhängige Steifigkeits- und Dämpfungsänderungen zeigt wie im Frequenzbereich 1 Hz bis 10 Hz (siehe Kapitel 4.1.2). Für die RWDR aus FKM zeigt sich ein Übergang im Bauteilverhalten für Temperaturen kleiner 10°C bei beiden Getriebeölen (siehe Abbildung 4.22).

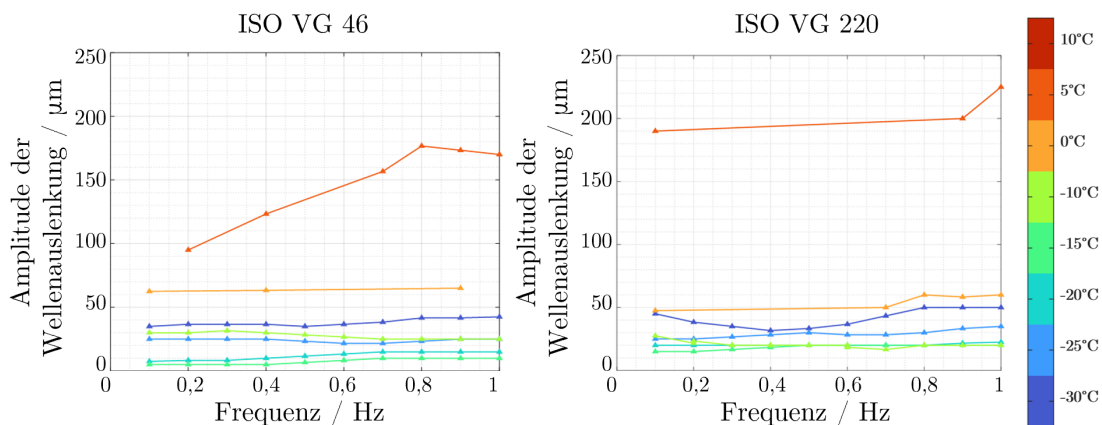


Abb. 4.22: Folgefähigkeitskennfeld für RWDR aus FKM mit ISO VG 46 (links) und ISO VG 220 (rechts) Getriebeöl bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 1 Hz, kein Folgefähigkeitsverlust bei Temperaturen größer 5°C

Bei allen vermessenen Temperaturen kleiner 5°C verliert das Dichtsystem die Folgefähigkeit konsistent bei Amplituden kleiner 60 μm . In den Versuchen zeigt sich, dass bei keinen untersuchten Temperaturen kleiner 5°C eine Folgefähigkeit bei Amplituden über 60 μm besteht. Bei 5°C zeigt sich der Übergangsbereich mit Folgefähigkeitsverlusten bei einer Amplitude von circa 200 μm , wenn auch nicht bei allen vermessenen Frequenzen unter 1 Hz. Die ertragbare Amplitude scheint hier mit der Frequenz zu steigen, was auch durch vorliegende Hysteresereibung sowie die generell hohe Sensitivität des Gesamtsystems im Übergangsbereich erklärt werden kann. Bei 10°C konnte das Dichtsystem im Bereich unter 1 Hz nicht zum Folgefähigkeitsverlust gebracht werden.

Auffällig ist, dass der Folgefähigkeitsverlust bei 5°C bereits über dem Glasübergangspunkt des Materials bei 1 Hz von -6°C eintritt (siehe Kapitel 4.1.2). Das Folgefähigkeitsverhalten scheint damit, unabhängig des Schmierstoff-Viskositätseinflusses, bereits durch den temperaturbedingt größeren Verlustmodul vor dem Glasübergangspunkt beeinflusst.

Folgefähigkeitsuntersuchung mit RWDR aus NBR

Im Temperaturbereich zwischen -35°C und -15°C kann mit beiden Schmierstoffen ein Folgefähigkeitsverlust im Mittel bereits bei Amplituden kleiner $60\ \mu\text{m}$ beobachtet werden. Folgefähigkeitsverluste für die RWDR aus NBR in Kombination mit den Getriebeölen der Viskositäten ISO VG 46 und ISO VG 220 konnten erst bei Temperaturen von -10°C ermittelt werden (siehe Abbildung 4.23). Dabei zeigt sich bei dem Schmierstoff der Viskosität ISO VG 220 der Übergangsbereich bei -10°C im Bereich großer Amplituden von über $150\ \mu\text{m}$. Der Verlauf der Folgefähigkeitsgrenze im Übergangsbereich, kann durch die große Sensitivität auf Temperaturänderungen auch von Überlagerungen aus Hysteresereibung und Temperaturgradienten im Elastomer beeinflusst sein.

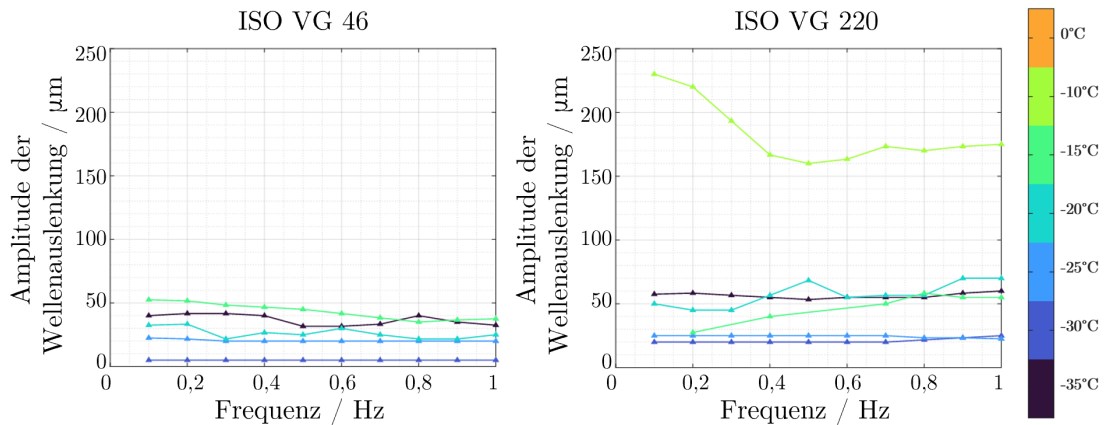


Abb. 4.23: Folgefähigkeitskennfeld für RWDR aus NBR mit ISO VG 46 (links) und ISO VG 220 (rechts) Getriebeöl bei Wellenauslenkung bis zu $250\ \mu\text{m}$ mit $0,1\ \text{Hz}$ bis $1\ \text{Hz}$, kein Folgefähigkeitsverlust bei Temperaturen größer -10°C

Damit zeigen RWDR aus NBR, genauso wie die RWDR aus FKM, bereits bei Temperaturen über dem frequenzabhängigen Glasübergangspunkt (-22°C bei $1\ \text{Hz}$) Folgefähigkeitsverlust.

Vergleich der Folgefähigkeitsgrenzen von RWDR aus FKM und NBR

Sowohl in den Versuchen mit RWDR aus FKM als auch aus NBR zeigt sich kein klarer Einfluss der Schmierstoffviskosität auf die Ergebnisse der statischen Folgefähigkeitsversuche. Im Folgenden wird daher der Fokus auf den Schmierstoff mit der Klasse ISO VG 46 gelegt, da dieser einen tieferen Pourpoint von -40°C aufweist. Auch bei Frequenzen über $1\ \text{Hz}$ zeigen sich klare Änderungen im Folgefähigkeitsverhalten mit der Temperatur (siehe Abbildung 4.24).

In den Versuchen ist mit beiden Materialien temperaturabhängiger Übergang im Materialverhalten, mit früherem Folgefähigkeitsverlust bei tieferen Temperaturen, zu beobachten. Bei -10°C (NBR) bzw. 5°C (FKM) erscheinen die Folgefähigkeitsgrenzen mit der Frequenz zu sinken. Obgleich dies dem Modellgedanken einer stärkeren Dämpfung bei höheren Frequenzen entspricht,

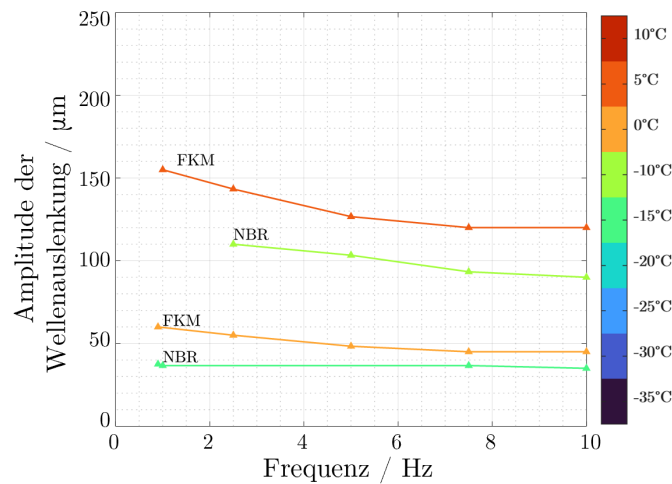


Abb. 4.24: Folgefähigkeitsdaten für RWDR aus FKM und NBR mit Getriebeöl ISO VG 46 bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -15°C und 5°C , NBR und FKM zeigen ein ähnliches Frequenzverhalten mit einer Temperaturdifferenz von 15°C (5°C bei FKM, -10°C bei NBR)

ist hier durch die im Vorherigen beschriebene hohe Sensitivität des Bauteilverhaltens im Übergangsbereich eine Interpretation nicht empfehlenswert. In Abbildung 4.24 ist aber zu erkennen, dass RWDR aus NBR bei Temperaturen größer -10°C , -10°C und -15°C ein ähnliches Folgefähigkeitsverhalten wie RWDR aus FKM bei über 5°C , 5°C und 0°C aufweisen. Bei Temperaturen über -10°C (NBR) bzw. über 5°C (FKM) kann der RWDR auch bei großen Amplituden nicht mehr zum Folgefähigkeitsverlust gebracht werden. Bei Temperaturen von -10°C (NBR) bzw. 5°C (FKM) befinden sich RWDR aus beiden Materialien im Übergangsbereich und bei Temperaturen darunter zeigen RWDR aus beiden Materialien Folgefähigkeitsverlust bereits bei Amplituden kleiner gleich $60 \mu\text{m}$.

Auffällig ist, dass diese Temperaturdifferenzen im Folgefähigkeitsverhalten von 15°C auch näherungsweise dem Abstand der Glasübergangstemperaturen zwischen beiden Materialien entspricht (bei 1 Hz: -22°C (NBR), -6°C (FKM), siehe Kapitel 4.1.2).

In DIN 3761-2 sind die zulässigen Rundlauf- und Koaxialitätstoleranzen von Wellenoberflächen in RWDR-Systemen genormt. Diese sind in Abhängigkeit von Elastomer und Drehzahl vorgegeben. Eine Abhängigkeit der Temperatur ist nicht berücksichtigt. Als Temperaturgrenzen sind ein Funktionsfähigkeits-Grenzwert (-40°C (NBR), -30°C (FKM)) sowie ein Kälteversteifungspunkt (-20°C (NBR), -10°C (FKM)) gegeben. Gerade bei kleinen Drehzahlen bis 600 min^{-1} sind Rundlauf-toleranzen bis $300 \mu\text{m}$ (Amplituden bis $150 \mu\text{m}$) laut Norm für RWDR aus NBR und FKM ertragbar (siehe Abbildung 4.25) [DIN3761-2].

Eine Betriebsdrehzahl von 600 min^{-1} entspricht dabei in erster Ordnung einer radialen Wellenschwingung bei einer Frequenz von 10 Hz. Bei dieser Frequenz ist in den Prüfstandsversuchen für FKM bei 5°C und NBR bei -10°C bereits ein Folgefähigkeitsverlust bei Amplituden kleiner $200 \mu\text{m}$ erkennbar. Bei Temperaturen von 0°C (FKM) bzw. -15°C (NBR) reichen bereits Ampli-

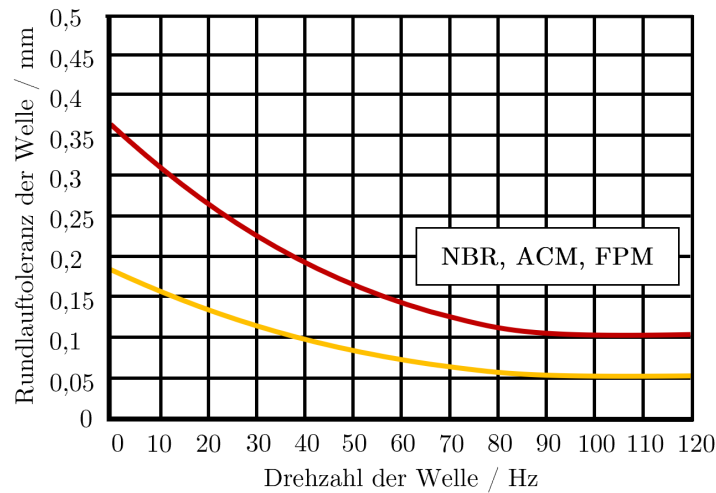


Abb. 4.25: Zulässige Rundlauf-toleranz (rot) nach [DIN3761-2; DIN7184-1] und äquivalente maximale Amplitude (gelb) mit der Drehzahl als harmonische Anregungsfrequenz erster Ordnung

tuden über 60 μm aus, um einen Folgefähigkeitsverlust herbeizuführen. Zu beachten ist, dass die Prüfstandsversuche ohne Wellenrotation und damit ohne reibungsinduzierte Eigenerwärmung des Dichtsystems durchgeführt wurden. Die angegebenen Temperaturen beziehen sich damit auf die Systemtemperatur an Feder, Dichtkante und Membran, nicht auf die Ölsumpftemperatur. Die Versuche beziehen sich dadurch auf den kritischsten Zeitpunkt, den Anfahrzeitpunkt, bei dem das Dichtsystem durch Eigenerwärmung noch keine etwaigen Selbstheilungseffekte zeigen kann. Besteht in der Praxis die Forderung auch bei komplettem Kaltstart Leckage zu verhindern, kann dies nur durch Kenntnis der Systemgrenzen zum Anfahrzeitpunkt gelingen. Die Dauer der Eigenerwärmung wird zusätzlich in Kapitel 4.5.2 exemplarisch überprüft.

Die Kennfelder der statischen Folgefähigkeitsuntersuchungen für NBR und FKM können in Abhängigkeit von Temperatur, Frequenz und Amplitude gesammelt für beide Schmierstoffe dargestellt werden. Die Grenzfläche einspricht dem detektierten Folgefähigkeitsverlust bei der kleinsten Amplitude im jeweiligen Arbeitspunkt. Aufgrund der beschriebenen Sensitivitäten des Messsystems werden die Daten hier zusammenfassend in einer angeglichenen Fläche dargestellt (siehe Abbildung 4.26). Die Rohdaten sind im Anhang in Tabelle 8.1 zu finden. Ein Frequenzeinfluss ist wie auch schon in der Einzelbetrachtung kaum erkennbar. An dem Fit-Temperaturfaktor b_{fit} (FKM: $-0,9^\circ\text{C}$, NBR: $14,9^\circ\text{C}$) kann der Unterschied in der Materialeinsatzgrenze zwischen FKM und NBR von ca. 15°C gut erkannt werden ($15,8^\circ\text{C}$).

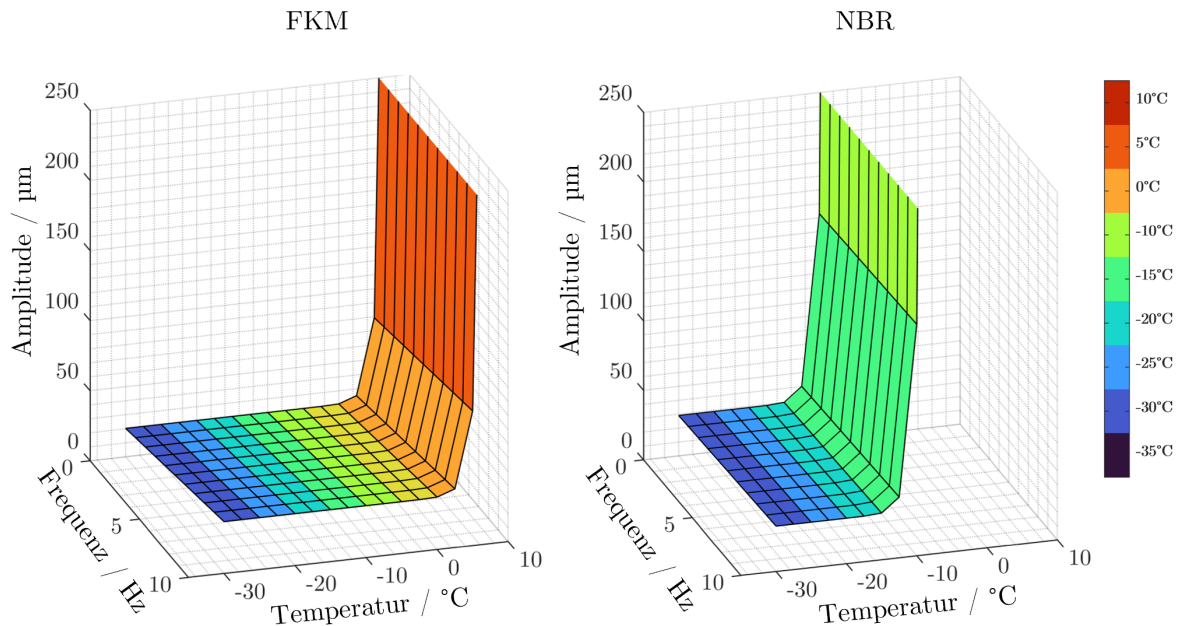


Abb. 4.26: Fit des Folgefähigkeitskennfelds für RWDR aus FKM und NBR bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -30°C und 10°C , Fit-Funktion für Grenzamplitude A_{welle} in Abhängigkeit von T_b (Bauteiltemperatur) und f_{welle} (Auslenkungsfrequenz): $A_{\text{welle}} = a_{\text{fit}} + e^{T_b + b_{\text{fit}}} + c_{\text{fit}} \cdot f_{\text{welle}}$; für FKM: $a_{\text{fit}} = 20,3 \mu\text{m}$, $b_{\text{fit}} = -0,9^\circ\text{C}$, $c_{\text{fit}} = 1,7$; für NBR: $a_{\text{fit}} = 29,1 \mu\text{m}$, $b_{\text{fit}} = 14,9^\circ\text{C}$, $c_{\text{fit}} = 0,4$; die Rohdaten sind im Anhang in Tabelle 8.1 zu finden

Zwischenfazit

Bei den Folgefähigkeitsuntersuchungen im kritischsten Zustand, ohne Rotation, zeigte sich ein stark ausgeprägter Bauteil-Verhaltensübergang der RWDR bei tiefen Temperaturen. Sowohl RWDR aus FKM als auch aus NBR zeigten unter einer Grenztemperatur von 5°C und -10°C konsistent Folgefähigkeitsverlust bereits bei Amplituden $\leq 60 \mu\text{m}$. Auffällig ist dabei, dass diese Grenztemperatur bei beiden Materialien bereits bei ca. 10°C über deren Glasübergangstemperatur (siehe Kapitel 4.1.2) liegt und der Abstand der Grenztemperaturen beider Materialien dem Abstand ihrer Glasübergangstemperaturen entspricht ($\approx 15^\circ\text{C}$).

Der Glasübergangspunkt zeigt sich damit als Auslegungskriterium bei tiefen Temperaturen im kritischsten Zustand als nicht ausreichend. In der Praxis scheint die Differenz der Glasübergangstemperaturen bei gleicher Bauform zumindest einen relativen Vergleich der Folgefähigkeitsgrenzen zwischen unterschiedlichen Materialien zuzulassen.

4.3 Förderwert

Die Charakterisierung des Förderwerts von RWDR gibt Aufschluss über die Dichtheitsreserve des Dichtsystems. Der in Richtung des Ölraums gerichtete Förderstrom des RWDR steht einer

etwaigen Leckage entgegen und ist grundlegend für die Dichtfunktion des Dichtsystems. Der Förderwert eines RWDR gibt damit Aufschluss über das Dichtvermögen in einem bestimmten Arbeitspunkt. Bei zu geringem Förderwert kann es zu Leckage kommen während ein zu großer Förderwert Schmierstoff aus dem Dichtspalt in den Ölsumpf fördert und damit zu Mangelschmierung im Dichtkontakt führen kann.

4.3.1 Anpassungen des Förderwert-Prüfstands

Der Förderwert der RWDR wird am Dauerlaufprüfstand vermessen. Der Prüfstand selbst besteht aus zwei baugleichen Antriebssträngen, bei denen jeweils drei Wellen von einer Asynchron-Maschine angetrieben werden. An jeder Seite der insgesamt sechs Wellen kann ein RWDR im Dauerlauf geprüft werden. Die für tiefe Temperaturen entwickelte Prü fzelle (siehe Abbildung 4.27) funktioniert nach dem Steigrohrprinzip [BTS20].

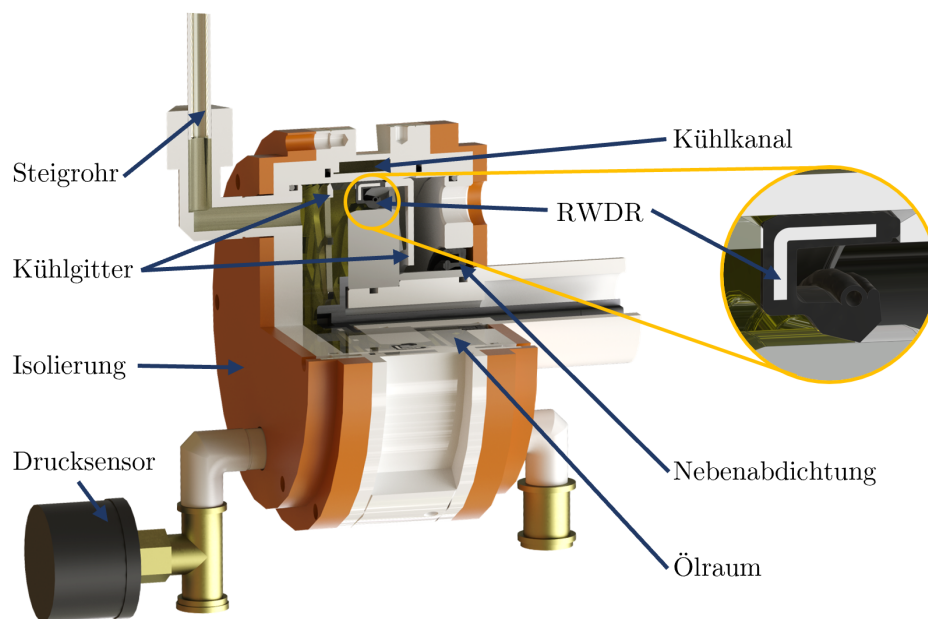


Abb. 4.27: CAD-Schnitt der für tiefe Temperaturen angepassten Förderwertprüfzelle für den 12-Zellen Dauerlaufprüfstand, Kühlfluid durchströmter Kühlkanal im Gehäuse, Kühlgitter im Ölsumpf für besseren Wärmeübertrag aus dem Ölsumpf, die Isolierung aus PU-Schaum wurde zur besseren Übersicht nicht dargestellt

Um den Förderwert zu messen, wird dabei der luftseitige Raum des RWDR mit einem zusätzlich montierten Steigrohr mit Öl geflutet. Die Ölseite wird bis zur Wellenmitte mit Öl gefüllt und durch einen Überlauf auf diesem Niveau gehalten. Durch die Messung des hydrostatischen Drucks auf der mit Öl gefüllten Luftseite kann auf den Füllstand des Öls im Steigrohr geschlossen werden. Mit der zeitlichen Veränderung des Drucksignals und der damit einhergehenden volumetrischen Änderung der im Steigrohr befindlichen Ölmenge kann das von der Luft- zur Öl-

seite geförderte Ölvolumen berechnet werden. Der Förderwert in der Einheit $\mu\text{l}/\text{m}$ kann durch eine Normierung dieses Volumens auf den Gleitweg ermittelt werden.

Die Prü fzelle wurde von Grund auf neu für tiefe Temperaturen konzipiert. Die Außenhülle der Prü fzelle wird komplett mit dem gekühlten Thermoöl eines Umwälzthermostats durchspült. Die Prü fzelle besteht aus einer öl- sowie einer luftseitigen Ölkammer. Beide Kammern sind axial sehr schmal ausgeführt, um im Stillstand eine möglichst dünne Schicht an Schmierstoff zwischen temperierter Wandung und RWDR zu ermöglichen. Zusätzlich erhöhen die kleinen Kammern sowie die in die Kammern eingebrachten Aluminiumbleche den Wärmeübertrag von dem Schmierstoff auf die Gehäusewand (siehe Abbildung 4.27). Das Prü fgehäuse ist um den gekühlten Außenmantel herum mit PU-Schaum isoliert. Die Gehäusewände in axiale Richtung sind mit PU-Schaum und Hartpapier isoliert.

4.3.2 Charakterisierung des Förderwerts

Die Charakterisierung des Förderwerts erfolgt mit zwei unterschiedlichen Prü fzellen, RWDR aus dem Werkstoff FKM und Schmierstoff der Viskositätsklasse ISO VG 46. Der RWDR-Werkstoff und die Schmierstoffviskosität wurden auf Basis der tiefsten erreichbaren Temperatur bei dynamischem Betrieb (-11°C bei 900 min^{-1}) gewählt, da FKM bei dieser Temperatur unter seiner Glasübergangstemperatur betrieben werden kann. Die bestehende Zweikammerprü fzelle (Referenz) wird für Temperaturen über der Raumtemperatur verwendet. Die in Kapitel 4.3.1 vorgestellte, adaptierte Prü fzelle mit gleichem Messprinzip wird für Untersuchungen bei tiefen Temperaturen genutzt. Um tiefere Temperaturen im dynamischen Betrieb zu ermöglichen kamen bei den Förderwertuntersuchungen mit der Tieftemperaturprü fzelle Nadellager-Innenringe des Typs IR als Gegenauflä che zum Einsatz. Dies erlaubte eine stärkere thermische Isolierung der Antriebswelle von der Prü fwelle und in Folge einen kleineren Wärmeeintrag im Betrieb in das Dichtsystem. In den Versuchen mit der Referenzprü fzelle wurden Prü fwellen aus eigener Herstellung genutzt. Aufgrund der ähnlichen Rauheiten beider Wellenarten, kann von ähnlichen hydrodynamischen Verhältnissen im Kontakt ausgegangen werden (siehe Kapitel 4.1.4). Die mittlere Abweichung der gemessenen Förderwerte über drei Versuche beider Prü fzellen mit unterschiedlichen RWDR und Gegenauflä chen bei 900 min^{-1} und 70°C Sumpftemperatur lag bei 2,3 % und ist damit auch absolut kleiner als die Streubreite der Einzelversuche.

Alle RWDR wurden bei 2.260 min^{-1} und einer Temperatur von 70°C für 3 h eingelaufen. Im Anschluss wurde das Dichtsystem statisch auf eine Vorkühltemperatur temperiert. Die Vorkühltemperatur wurde so gewählt, dass sich die Zieltemperatur im Arbeitspunkt bei Rotation stationär einstellt. Sie ist dadurch abhängig von der Zieltemperatur und der Drehzahl im Arbeitspunkt. Nach erfolgter Vorkühlung wurde die Rotation gestartet und ein Aufwärmen des Dichtsystems auf die RWDR-Zieltemperatur abgewartet. Nach Erreichen der stationären RWDR-Zieltemperatur wurde der Zustand gehalten bis sich für 5 Minuten ein gleichmäßiger Förderwert einstellt, um im Anschluss eine einstündige Messstrecke zu starten. Jeder Arbeitspunkt wurde in drei Versuchen untersucht und ist in Abbildung 4.28 dargestellt.

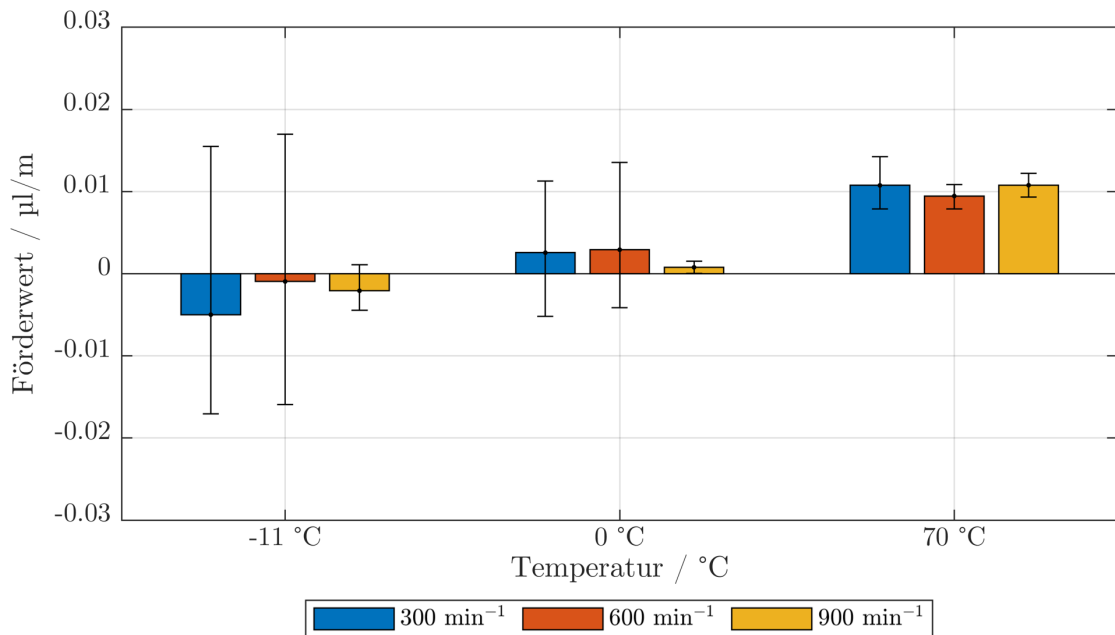


Abb. 4.28: Gemessene mittlere Förderwerte mit je drei Versuchen pro Arbeitspunkt bei -11°C (links), 0°C (mittig) und 70°C (rechts) bei 300 min^{-1} (blau), 600 min^{-1} (rot) und 900 min^{-1} (gelb) für RWDR aus FKM mit Getriebeöl ISO VG 46, ein positiver Förderwert entspricht einer Förderung in Richtung der Ölseite, Fehlerbalken entsprechen maximalem und minimalem Förderwert, die Versuche bei 70°C wurden mit der Referenz-Förderwertzelle durchgeführt, die dargestellten Förderwerte sind auch im Anhang in Tabelle 8.2 zu finden

Es zeigt sich ein stärkerer Einfluss auf den Förderwert durch Variation der Temperatur im Gegensatz zur Drehzahl. Zudem erscheint der Förderwert stärkerer Streuung bei tieferen Temperaturen zu unterliegen. Diese verstärkte Streuung und negativen gemessenen Förderwerte bei -11°C könnten aus unterschiedlichen stochastischen Verzerrungszuständen der Dichtung im stehenden Zustand und deren Einfluss auf den Förderwert resultieren. Durch eine Verglasung des RWDR montiert auf einer Welle, kann ein bereits bei der Montage tangential verzerrter RWDR in diesem Verzerrungszustand „einfrieren“. Bei nur lokaler Aufwärmung um die Kontaktzone könnte durch eine Überlagerung dieses bereits bei der Montage vorherrschenden und verglasten Verzerrungszustands mit der lokalen Verzerrung aufgrund von Reibung bei Rotation kein ausreichender Verzerrungszustand entstehen. Dieser unzureichende und damit nicht von Luft- auf Ölseite fördernde Verzerrungszustand, könnte einen negativen Förderwert zur Folge haben. Der Einfluss der initialen stochastischen Verzerrung der Dichtung bei Montage auf den überlagerten effektiven Verzerrungszustand im Betrieb, würde auch die größere Streuung bei tiefen Temperaturen erklären, da unterschiedliche Verzerrungszustände bei Montage zu unterschiedlichen Förderwerten im Betrieb führen, unter der Prämisse, dass Teile des RWDR auch im Betrieb Temperaturen unterhalb von der Glasübergangstemperatur aufweisen. Ein Haltemoment während des Kühlvorgangs kann konstruktionsbedingt nicht ausgeschlossen werden. Auch das hier genutzte Messprinzip selbst kann durch die Umströmung mit Schmierstoff auf Luft- und Ölsei-

te zu einer veränderten Temperaturverteilungen im RWDR führen, die eine Förderwertumkehr begünstigen könnte.

Die Untersuchungen bei tiefen Temperaturen zeigen kleinere Förderwerte als in [BFB22; FVA24] veröffentlicht. Dies könnte in den verwendeten Messverfahren begründet sein. In beiden Veröffentlichungen wurde, im Kontrast zu den hier vorgestellten Untersuchungen, der abtropfende Schmierstoff bei invertiertem Einbau der Dichtung als Förderwert vermessen. Einfluss von Tauwasser auf die Messung kann dadurch nicht ausgeschlossen werden. Zudem wurden die Messtemperaturen an unterschiedlichen Stellen erhoben. Durch die Erhebung im Ölsumpf, wie in [BFB22; FVA24], kann sich gerade bei kleinen Drehzahlen und besonders bei tiefen Temperaturen eine signifikante Temperaturdifferenz zur unmittelbaren Umgebung der Dichtkante einstellen. Dies ist in einer unzureichenden Durchmischung des Ölsumpfs bei tiefen Temperaturen begründet. Im Extremfall kann dies zu einem kleinen durchmischten Schmierstoff-Reservoir in unmittelbarer Umgebung um das Dichtsystem führen, das durch den umliegenden restlichen Ölsumpf, der hochviskos, nahe dem Stockpunkt und schlecht durchmischt, als thermische Isolation des Dichtsystems zum restlichen Prüfstand fungiert. Je nach Arbeitspunkt bei tiefen Temperaturen konnten in Screeningversuchen Temperaturdifferenzen zwischen Ölsumpf und Temperatur im direkten Dichtungsumfeld von 10°C beobachtet werden. Das Dichtsystem erscheint damit bei Messung der Temperatur im Ölsumpf kälter als es tatsächlich ist.

Zwischenfazit

Der Förderwert zeigt sich bei tiefen Temperaturen in Umgebung des Glasübergangspunkts mit starker Streuung und teilweise negativ. Ein Einfluss des hier verwendeten Messprinzips kann wegen der Umströmung mit Schmierstoff auf Luft- und Ölseite nicht ausgeschlossen werden. Ein Messprinzip, das die Förderung eines RWDR in beide Richtungen zeitdiskret quantifizieren kann ohne auf einen Ölsumpf auf der Luftseite des RWDR angewiesen zu sein ist derzeit nicht bekannt. Die beschriebene starke Streuung und teilweise negativen Förderwerte könnten auch durch die Überlagerung von verglasten Verzerrungszuständen nach Montage im Stillstand mit den Verzerrungen bei Rotation unter nur lokaler Erwärmung über den Glasübergangspunkt begründet liegen. Eine Quantifizierung der Systemtemperatur in unmittelbarer Nähe des RWDR bzw. direkt an der Membran zeigte sich bei den Versuchen als zweckmäßig, da bei tiefen Sumpftemperaturen, mit einhergehend hochviskosem Schmierstoff, eine unzureichende Durchmischung und in Folge ein stark ausgeprägter Temperaturgradient im Ölsumpf vorherrschen kann. Da bei tiefen Systemtemperaturen (unter T_g) negative Förderwerte auftreten (sinken im Mittelwert) und damit Leakage vorkommen kann, ist eine genauere Auslegung notwendig.

Hierzu empfiehlt es sich in der Praxis die Systemtemperatur nicht, wie üblich, durch die Sumpftemperatur sondern durch die Temperatur direkt an der Dichtung zu quantifizieren. In Förderwertversuchen könnte das Förder-, und damit das Dichtverhalten in Modellversuchen so bei gleicher Systemtemperatur und gleichem Beanspruchungskollektiv geprüft werden.

4.4 Reibmoment

Das Reibmoment stellt eine wichtige Größe bei der Charakterisierung von RWDR dar. Die drehzahl- und sumpftemperaturabhängige Kenntnis erlaubt die Berechnung der Verlustleistung und kann damit Aufschluss über das Aufwärmverhalten sowie die Temperaturüberhöhung im Dichtkontakt geben. Aufgrund großer Planschmomente, bedingt durch hohe Schmierstoffviskositäten, gestaltet sich die Messung des reinen Dichtungsreibmomentes bei tiefen Temperaturen aufwendig, da das Planschmoment einen verhältnismäßig großen Anteil des Gesamtreaktionsmomentes zwischen Welle und Prüfzelle ausmacht. Durch die um das Planschmoment bereinigte Messung der Dichtungsreibung mit und ohne Feder kann die Grenzreibzahl im Dichtkontakt ermittelt werden, deren systemabhängige Kenntnis zur Abschätzung der Kontakttemperatur beiträgt [Eng11].

4.4.1 Anpassungen des Reibmoment-Prüfstands

Das Reibmoment der RWDR wurde am Mehrwellenprüfstand (MWP) charakterisiert. An diesem können RWDR im Dauerlauf bei gleichzeitiger Vermessung des Reibmoments betrieben werden. Jede der Prüfzellen ist statisch durch vier Biegebleche, auf denen Dehnungsmessstreifen appliziert sind, gelagert. Durch den proportionalen Zusammenhang aus dem auf die Zelle wirkenden Drehmoment und der elastischen Verformung der Biegebleche kann das Reibmoment im Dichtkontakt als Reaktionsmoment gemessen werden.

Die für tiefe Temperaturen optimierte Förderwertmesszelle findet adaptiert auch bei der Reibmomentmessung Anwendung. Durch die Entfernung der Steigrohre und der Sekundärdichtung sowie einem gespiegelten Einbau des RWDR ergibt sich eine Prüfzelle mit einem Ölraum auf der Ölseite sowie einem beruhigten Luftraum auf der Luftseite des RWDR (siehe Abbildung 4.29).

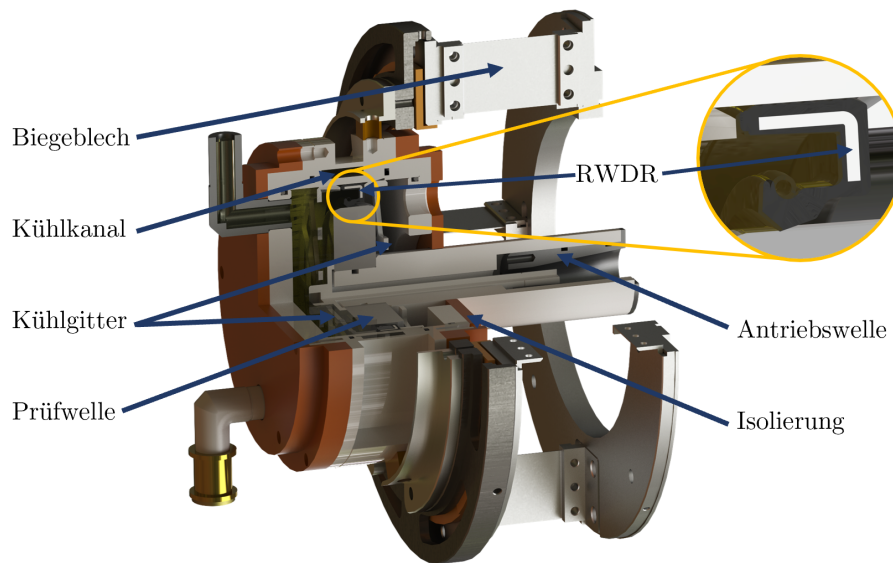


Abb. 4.29: CAD-Schnitt der für tiefe Temperaturen angepassten und in dem Drehmoment-Messflansch montierten Reibmomentprüfzelle, kühlfluiddurchströmter Kühlkanal im Gehäuse, Kühlgitter im Ölsumpf für besseren Wärmeübertrag aus dem Ölsumpf, Kühlgitter im Luftraum zur Kühlung und Entfeuchtung der Luft

4.4.2 Charakterisierung des Reibmoments

Das Reibmoment wurde bei jeder Drehzahl an zwei RWDR im parallelen Betrieb gemessen. Ein RWDR wurde in der Prüfzelle für tiefe Temperaturen (siehe Kapitel 4.4.1) und der zweite RWDR in einer unmodifizierten Reibmomentprüfzelle (beschrieben in [Bur22]) vermessen. So konnte in jedem Betriebspunkt ein direkter Vergleich zwischen dem Reibverhalten bei 70°C und tieferen Temperaturen erfolgen. In Validierungsversuchen zeigten die beiden Prüfzellen mit unterschiedlichen RWDR, mit vergleichbaren Radialkräften, im gleichen Arbeitspunkt eine mittlere Abweichung von unter 3 %. In den Versuchen mit der unmodifizierten Reibmomentprüfzelle wurden intern gefertigte Prüfwellen verwendet, während in der für tiefe Temperaturen optimierten Prüfzelle Innenringe als Gegenaufläen genutzt wurden. Die Innenringe ermöglichen tiefere Temperaturen im dynamischen Betrieb, da sie eine stärkere thermische Isolierung der Antriebswelle von der Prüfzelle erlauben und in Folge einen kleineren Wärmeeintrag in das Dichtsystem zur Folge haben. Aufgrund der ähnlichen Rauheiten beider Wellenarten, kann von ähnlichen hydrodynamischen Verhältnissen im Kontakt ausgegangen werden (siehe Kapitel 4.1.4). In Vergleichsuntersuchungen zeigten sich maximale Abweichungen der gemessenen Reibmomente zwischen beiden Prüfwellentypen von 9 % in der unmodifizierten und optimierten Prüfzelle. Die RWDR wurden bei 2.260 min^{-1} und einer Sumpftemperatur von 70°C für jeweils 3 h eingelaufen. Jede Vermessung bei einer Drehzahl-Temperatur-Kombination stellt einen einzelnen Versuch dar, für den die RWDR statisch temperiert werden, bevor mit der Rotation begonnen wird. Bei jedem Versuch wurden sie nach Erreichen der dynamischen Ziel-Sumpftemperatur für 2 h auf dieser gehalten und für je 1 h in beide Richtungen betrieben. In den letzten 4 min wurde der

Ölsumpf aus den Prüfzellen entfernt und das Reibmoment für je 2 min in jede Richtung ohne Planschmoment aufgezeichnet (siehe Abbildung 4.30).

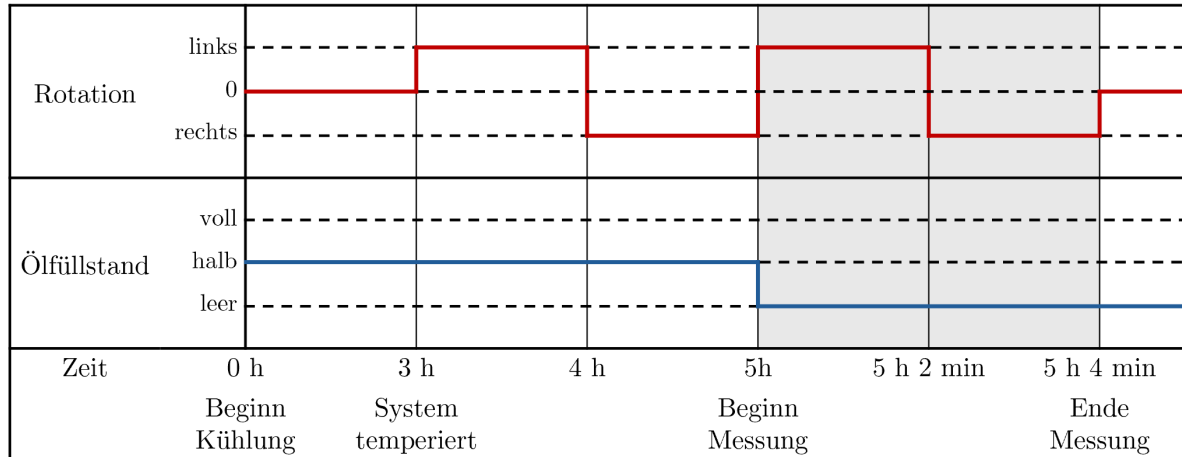


Abb. 4.30: Ablauf eines einzelnen Versuchs zur Ermittlung des planschmomentbereinigten Reibmoments eines RWDR bei tiefen Temperaturen, Rotation (rot) und Ölfüllstand (blau) und Messstrecke (grau) im Verlauf eines Versuchs

Die Beträge der aufgezeichneten Reibmomente (je 2 min) in beide Richtungen wurden gemittelt um Drehrichtungseinflüsse auszumitteln. Die Versuche wurden sowohl mit als auch ohne Spiralzugfeder durchgeführt (siehe Abbildung 4.31).

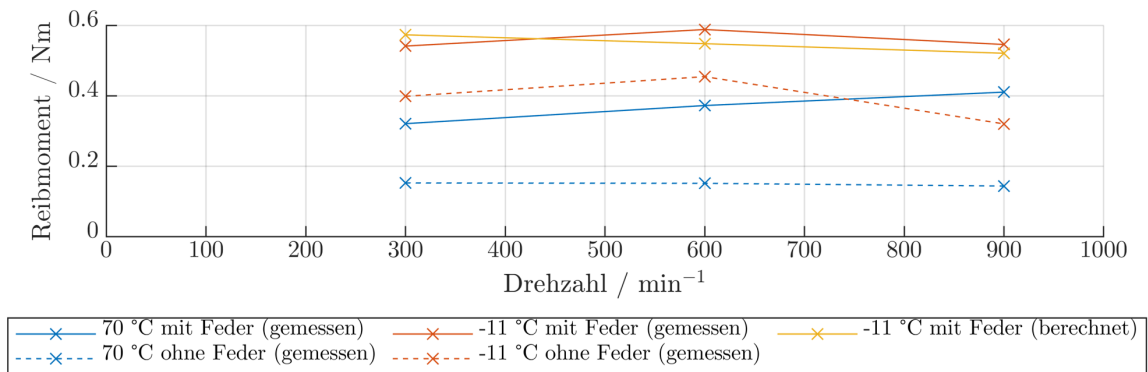


Abb. 4.31: Gemessene Kontaktreibmomente bei 70°C (blau) und -11°C (rot) jeweils mit und ohne Spiralzugfeder bei den Drehzahlen 300 min⁻¹, 600 min⁻¹ und 900 min⁻¹ für RWDR aus FKM mit Getriebeöl ISO VG 46, berechnetes Kontaktreibmoment mit Feder (Grenzreibwert erhoben bei 70°C) für -11°C (gelb) für RWDR aus FKM mit Getriebeöl ISO VG 46, die dargestellten gemessenen Reibmomente sind auch im Anhang in Tabelle 8.3 zu finden

Aus den erhobenen Kontaktreibmomenten mit und ohne Spiralzugfeder kann, wie von ENGELKE beschrieben, der Grenzreibwert für die Temperaturen 70°C und -11°C berechnet werden [Eng11]. Mit 0,323 bei 70°C und 0,259 bei -11°C zeigen sich die Grenzreibwerte unterschiedlich. Da kleine Drehzahländerungen bei kleinen Drehzahlen und tiefen Temperaturen relativ größere Änderungen der Viskosität im Schmierpalt nach sich ziehen als bei höheren Temperaturen ist

ein Einfluss durch diese Nichtlinearität möglich. Dies zeigt sich auch darin, dass die mit dem Reibansatz nach ENGELKE (siehe Kapitel 2.1.3, Formeln 2.2 und 2.3) und dem Grenzzwert 0,259 bei -11°C abgeschätzten Reibmomente bei -11°C , eine größere mittlere Abweichung von 11,7 % zeigen als die mit dem Grenzzwert 0,323 bei 70°C abgeschätzten Reibmomente bei -11°C (mittlere Abweichung 1,8 %). Die größere Abweichung im Grenzzwert kann auch durch die größere Systemabweichung in den Messungen mit und ohne Feder begründet sein. Durch die kleine Radialkraft ohne Feder ist die Eigenerwärmung kleiner, die Viskosität größer und damit das Reibverhalten unterschiedlich in beiden Konfigurationen. Dieser Effekt ist aufgrund der starken Materialveränderung des Elastomers sowie der größeren Temperaturabhängigkeit der Viskosität bei tiefen Temperaturen, bei diesen stärker ausgeprägt. Da bei der Grenzzwertbestimmung nach ENGELKE die Reibmomente mit und ohne Feder voneinander subtrahiert werden, wirken sich Unterschiede in den Reibungsbedingungen beider Messungen auf das Ergebnis aus. Durch die gute Übereinstimmung der berechneten Reibmomente für -11°C bei Nutzung des Grenzzwerts welcher bei 70°C bestimmt wurde, scheint der Grenzzwert für diesen Vergleich keine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit aufzuweisen, was unter anderem in den im Dichtkontakt vorliegenden Temperaturen deutlich oberhalb des Glasübergangspunktes T_g begründet sein könnte. Eine Ermittlung der Grenzzwerte bei üblichen Sumpftemperaturen erscheint damit zulässig, wenn die Temperatur im Dichtkontakt über der Glasübergangstemperatur T_g liegt. Das größere Kontaktreibmoment bei tiefen Temperaturen, wahrscheinlich aufgrund größerer viskoser Reibung, wirkt hier positiv, da die einhergehende größere Eigenerwärmung des Dichtkontaktes die Kontakttemperaturüberhöhung vergrößert.

Zwischenfazit

Die Berechnung von Reibmomenten bei -11°C (unterhalb T_g) zeigt mit dem Berechnungsansatz von ENGELKE unter Nutzung von Grenzzwerten, die bei 70°C (oberhalb T_g) bestimmt wurden, gute Übereinstimmung mit den bei -11°C gemessenen Reibmomenten (siehe Abbildung 4.31). Die Ermittlung des Grenzzwerts bei üblichen Sumpftemperaturen (oberhalb T_g) erscheint aufgrund der guten Übereinstimmung der damit berechneten Reibmomente bei tiefen Temperaturen sowie den vorgestellten Hürden bei der Messung und Approximierung des Grenzzwerts bei tiefen Temperaturen zweckmäßig.

Dies erlaubt in der Praxis den Übertrag und die Nutzung bestehender Eingangsdaten und Reibmodelle (nach ENGELKE) für die Berechnung des Reibmoments bei tiefen Temperaturen.

4.5 Anfahrverhalten

Die Kontakttemperatur im Dichtspalt eines RWDR liegt während des Betriebes, reibungsbedingt, signifikant über der Sumpftemperatur. Bei Temperaturen im Bereich des Glasübergangspunktes ist die Kenntnis der Kontakttemperatur entscheidend, um zu bewerten, ob das Materialverhalten in unmittelbarer Umgebung des Dichtkontaktes viskoelastisch ist. Zusätzlich zur absoluten Dichtkontakttemperatur im stationären Betriebszustand ist das Temperaturanstiegs-

verhalten nach Rotationsbeginn ausschlaggebend, um die Betriebsdauer der Dichtung bei Temperaturen im Bereich des Glasübergangspunktes abzuschätzen.

4.5.1 Integration einer Wärmebildkamera

Um das Temperaturverhalten des RWDR-Systems quantifizieren zu können, wurde zusätzlich zu den in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Anpassungen eine Wärmebildkamera in den Prüfstand integriert (siehe Abbildung 4.32). Die Wärmebildkamera filmt die luftseitige Dichtkante in horizontaler Ebene, sie erfasst damit eine um 180° versetzte Stelle über den Umfang des RWDR als die Hochgeschwindigkeitskamera. Aufgrund des beschränkten Bauraums wurde die Wärmebildkamera 90° versetzt in die den Luftraum umhüllende EPDM-Membran verbaut. Über einen in den Luftraum eingelassenen Spiegel für Wärmestrahlung (keine optische Politur) aus geschliffenem Aluminium kann die Temperatur in unmittelbarer Nähe des Dichtkontakts vermessen werden.

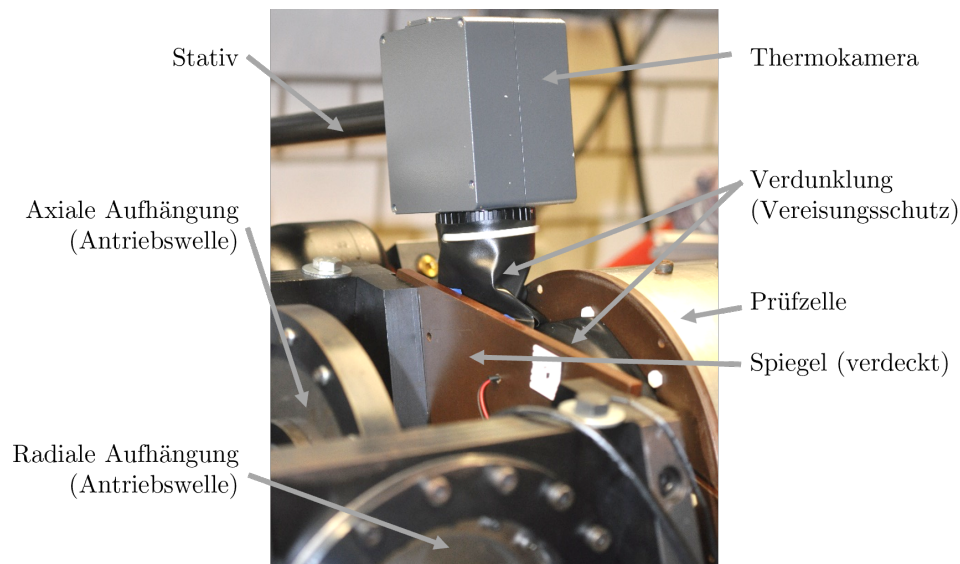


Abb. 4.32: In den Verdunklungsschirm des Grenzleistungsprüfstands eingelassene Wärmebildkamera

4.5.2 Charakterisierung der Kontakttemperatur

Das Anfahrverhalten in Bezug auf die Temperatur in unmittelbarer Nähe des Kontaktes wird für ein RWDR aus FKM mit ISO VG 46 Schmierstoff bei -10°C quantifiziert. Das Dichtsystem ist damit das Gleiche wie in den Untersuchungen des Förderverhaltens (siehe Kapitel 4.3.2) und des Reibmoments (siehe Kapitel 4.4.2). Dadurch kann die Anwendbarkeit des Reibansatzes nach ENGELKE exemplarisch überprüft werden.

Das Temperaturverhalten des Dichtsystems wird mit einer Wärmebildkamera im Anfahrzustand vermessen. Die Wärmebildkamera wird dabei, wie in Kapitel 4.5.1 vorgestellt, in den Prüfstand integriert und erfasst das Wärmebild in axialer Richtung mit Blick auf die luftseitige Flanke

des RWDR bei Rotationsstart. Dabei wird nach KRÖGER das globale Aufwärmverhalten der Dichtung untersucht, da die Erwärmung in unmittelbarer Nähe des Dichtkontakts auch durch die thermisch träge Welle und den Ölsumpf beeinflusst wird [KBR14].

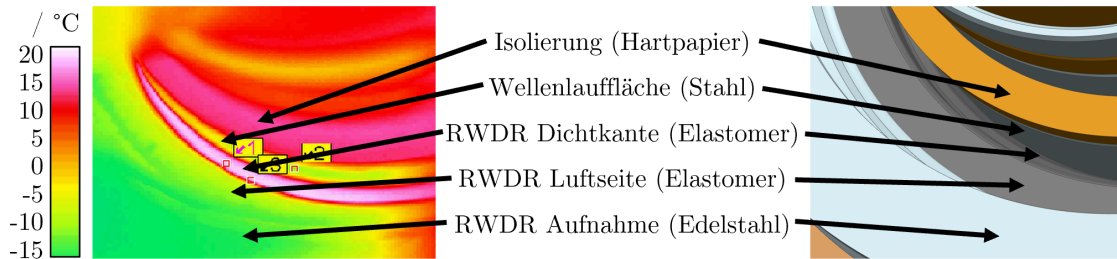


Abb. 4.33: Infrarotbild der Prüfdichtung nach 15 min Rotation bei 600 min^{-1} (links), CAD-Darstellung des Prüflings in der Prüfzelle des Grenzleistungsprüfstandes (siehe Kapitel 4.2.1, Abbildung 4.11) aus der gleichen Perspektive (rechts)

In Abbildung 4.33 ist das Wärmebild nach 15 min im stationären Betrieb bei 600 min^{-1} dargestellt. Aufgrund der unterschiedlichen Emissionskoeffizienten von Elastomer, Eis, Stahl und Edelstahl kann der große Temperaturunterschied der einzelnen Komponenten des Dichtsystems nicht interpretiert werden. Durch die Kalibrierung auf den Emissionskoeffizienten von Elastomer kann die Temperatur an der luftseitigen Flanke in unmittelbarer Nähe des Dichtkontaktes aufgezeichnet werden. Bei einer Starttemperatur des Systems von -10°C zeigt sich im Mittel über drei Versuche eine Temperatur im stationären Betrieb (nach 20 min) in unmittelbarer Nähe des Dichtkontaktes von 16°C , was einem Temperaturanstieg von 26°C entspricht. Auffällig ist, dass ein Großteil des Temperaturanstieges (16°C) bereits in den ersten zwei Minuten nach Rotationsstart stattfindet. In Abbildung 4.34 ist die Temperatur in der Nähe des Dichtkontaktes für drei Versuche über die Anfahrzeit aufgetragen.

Die Kontakttemperatur kann mit der Kontaktreibleistung, der Kontaktfläche sowie der Temperaturerhöhung bei Anstieg der flächenbezogenen Reibleistung abgeschätzt werden, wobei ENGELKE für Näherungsrechnungen eine gute Eignung eines Temperaturüberhöhungsfaktors von $16,5 \text{ W/mm}^2$, an RWDR mit 60 mm Nenndurchmesser, zeigen konnte [Eng11]. Nutzt man die in Kapitel 4.1.1 vorgestellte mittlere Berührbreite und Radialkraft, den vorgeschlagenen Überhöhungsfaktor, sowie den in Kapitel 4.4.2 berechneten Grenzreibwert 0,323 für 70°C ergibt sich nach ENGELKE (siehe Kapitel 2.1.3, Formeln 2.2 und 2.3) eine Kontakttemperatur von $18,3^\circ\text{C}$. Der abgeschätzte Wert liegt am oberen Rand der Streubreite der Kontakttemperaturmessungen. Dies impliziert eine Eignung der Kontakttemperaturabschätzung mit den beschriebenen Eingangsgrößen durch den Ansatz nach ENGELKE bei tiefen Temperaturen.

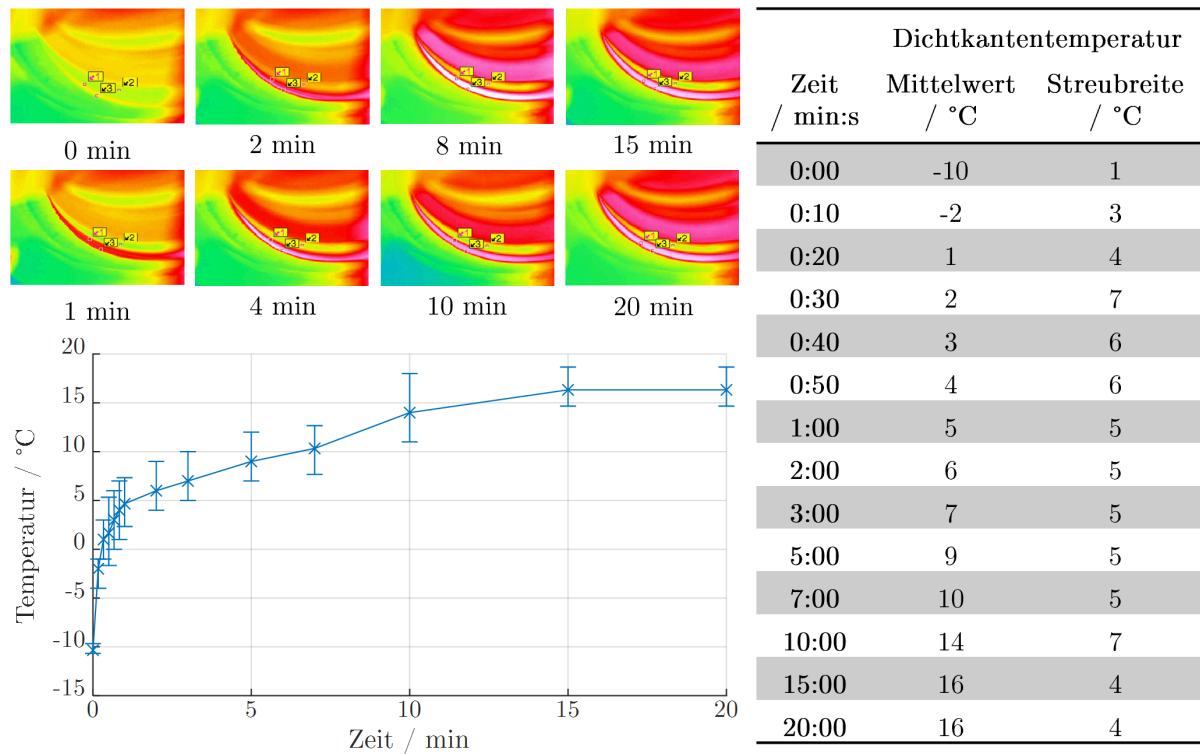


Abb. 4.34: Verlauf des Thermografiebildes (oben links), mittlerer Verlauf und Streuung der Dichtkantentemperatur in den ersten 20 min Rotation bei einer anfänglichen Systemtemperatur von -10°C und einer Drehzahl von 600 min^{-1} für RWDR aus FKM mit Getriebeöl ISO VG 46 über drei Versuche als Diagramm (unten links) und als Tabelle (rechts)

Zwischenfazit

In den Anfahrversuchen von -10°C Dichtsystemtemperatur zeigte sich, dass ein Großteil (16°C) der Gesamterwärmung (26°C) an der Dichtkante bereits in den ersten 2 min stattfindet. Darüber hinaus konnte eine gute Übereinstimmung der gemessenen Temperatur im Dichtkantenumfeld mit den Ergebnissen des Reibansatzes von ENGELKE (siehe Kapitel 2.1.3, Formeln 2.2 und 2.3) beobachtet werden. Die genutzten Eingangswerte, der ursprünglich für RWDR mit 60 mm Innendurchmesser vorgeschlagene Anstiegsfaktor nach ENGELKE von $16,5\text{ W/mm}^2$ in Kombination mit dem bei 70°C bestimmten Grenzzreibwert (siehe Kapitel 4.4.2) von 0,323 sind darüber hinaus beide bei üblichen Sumpftemperaturen bestimmt und scheinen auf tiefere Anfahrtemperaturen gut übertragbar.

Dies impliziert für die Praxis, dass ein Übertrag und die Nutzung bestehender Eingangsdaten in das Reibmodell nach ENGELKE für die Berechnung der Kontakttemperatur bei tiefen Temperaturen zulässig ist.

5 Simulative Analyse von Funktionsgrenzen bei tiefen Temperaturen

Die simulative Betrachtung des Dichtsystems bei tiefen Temperaturen erfolgt in ABAQUS (Version 2022). Die Simulationen basieren auf den Arbeiten und Berechnungsroutinen von FRÖLICH, JENNEWEIN und BURKHART [Frö16; Jen16; Bur22]. Diese wurden kombiniert, zu einer für tiefe Temperaturen angepassten Berechnungsroutine zusammengefasst und um weitere Funktionen erweitert. Dabei wurden unterschiedliche Dimensionalitäten, axialsymmetrisch sowie teildreidimensional und dreidimensional implementiert, die auf Basis gleicher Querschnittsgeometrien und Eingangsbedingungen genutzt werden können (siehe Abbildung 5.1). Das axialsymmetrische Modell entspricht einem 2,5 D Modell, in dem die Schnittgeometrie abgebildet wird und über die Rotationskoordinate Symmetrie besteht. Das teildreidimensionale Modell entspricht einem 3 D Modell über einen Ausschnitt des Umfangs, dessen Schnittebenen am Rand (siehe Abbildung 5.1, mittig, graue Ebenen) sich nur innerhalb dieser Ebenen bewegen können. Das dreidimensionale Modell entspricht einer vollständigen 3 D Simulation der Dichtung ohne Vereinfachungen über die Umfangskoordinate.

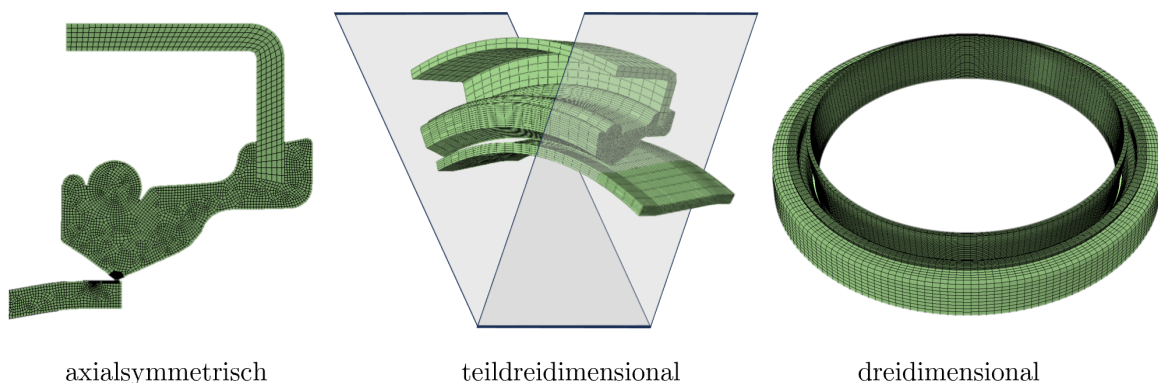


Abb. 5.1: Unterschiedliche Dimensionalitäten der gleichen Schnittgeometrie in vernetzter Simulation: Axialsymmetrisch (links), teildreidimensional (mittig), dreidimensional (rechts)

Im Fokus steht die Simulation des Folgefähigkeitsverhaltens der Dichtkante unter Berücksichtigung unterschiedlicher Modellierungsansätze. Zudem wird eine Tangentialverzerrungssimulation aufgebaut um die Änderung des Verzerrungszustands im Dichtkontakt durch tiefe Temperaturen quantifizieren zu können. Da der Verzerrungszustand Grundlage der Dicht- und Förderhypothese ist, gilt es eine Änderung dessen genauer zu untersuchen. Die Verzerrungssimulation wird dazu um eine Förderwertberechnung mit der Tangentialverzerrung als Eingangsgröße erwei-

tert um Änderungen der Verzerrung bei tiefen Temperaturen besser interpretieren zu können. Darüber hinaus werden die Einflüsse der einzelnen Eingangsgrößen auf das Ergebnis der Förderwertberechnung untersucht.

Die Simulationen gliedern sich nach ihrer Dimensionalität. In der axialsymmetrischen Simulation können Montage, Temperaturverteilung und vereinfacht auch das Verhalten bei Wellenschlag untersucht werden. Darüber hinaus können in der voll dreidimensionalen Simulation der Wellenschlag mit und ohne Vereinfachungen abgebildet werden. Ein Konzept für ein Analogiemodell zur Abschätzung der tangentialen Verzerrung im axialsymmetrischen Simulationsmodell wird im Anhang in Kapitel 7.1 vorgestellt (siehe Tabelle 5.1). In der teildreidimensionalen Simulation, bei der das Dichtsystem über einen Teilwinkel aufgespannt wird, können Montage, Temperaturverteilung sowie die Verzerrung bei Wellenrotation simuliert und damit ein Förderwert berechnet werden. Weitere Simulationsansätze sowie der Einfluss einschlägiger Eingangsdaten auf die Simulation werden in Kapitel 5.2.2 diskutiert.

	Axialsymmetrisch	Teildreidimensional	Dreidimensional
Montage	5.1.1	5.2.1	5.1.2
Relaxation	5.1.1	5.2.1	5.1.2
Temperierung	5.1.1	5.2.1	5.1.2
Wellenschlag	5.1.1	-	5.1.2
Wellenrotation	7.1 (Konzept)	5.2.1	-

Tab. 5.1: Übersicht der Dimensionalitäten der Simulationen und ihrer Anwendung mit Referenzen zu den korrespondierenden Kapiteln

5.1 Aufbau Simulation Folgefähigkeit

Um das Folgefähigkeitsvermögen eines RWDR bei tiefen Temperaturen prognostizieren zu können, wurden zwei Simulationsmodelle, ein axialsymmetrisches und ein dreidimensionales, aufgebaut (siehe Abbildung 5.1 links, rechts). Da das Folgefähigkeitsverhalten stark temperaturabhängig ist und die Eigenerwärmung der Dichtung damit eine große Rolle spielt, sind beide Simulationen ohne Eigenerwärmung und damit modellhaft ohne Rotation mit einer radial oszillierenden Bewegung der Welle ausgeführt. So wird der kritischste Zustand im Anfahrzeitpunkt simulativ untersucht. Zudem kann die Simulation im Vergleich mit den Versuchen aus Kapitel 4.2.3 validiert werden. Des Weiteren wird die Abstraktion des Wellenschlags durch radiale Oszillation mit einem zusätzlichen dreidimensionalen Modell mit umlaufender Exzentrizität der Welle verglichen (siehe Kapitel 5.1.3).

5.1.1 Axialsymmetrischer Aufbau

Das Simulationsmodell wird über die Python-Schnittstelle von ABAQUS parametrisch aufgebaut. Innerhalb des Python-Skriptes werden sämtliche Eingangsdaten der Simulation vorgegeben. Die

Geometrie der simulierten Körper, die Vernetzung und Materialeigenschaften sowie die Simulationsschritte und die Auswertung der Simulation werden sequentiell in ABAQUS aufgebaut und einzelne Berechnungsschritte gestartet. Die Nutzung des ABAQUS Skripting Interfaces bietet hier die Möglichkeit Simulationen automatisiert mit unterschiedlichen Eingangsdaten für Parameterstudien aufzubauen und auszuführen. Darüber hinaus können auch iterative Berechnungen, bei denen das Ergebnis der ersten Simulation die Eingangsdaten der zweiten Simulation beeinflusst, durchgeführt werden.

Die Geometrie von RWDR und Welle wird von BURKHART übernommen [Bur22]. Dabei wird die RWDR-Geometrie ohne zusätzliches Elastomer als statische Dichtfläche um das Versteifungsblech modelliert. Der Elastomerteil des RWDR wird in ein grob vernetztes Teil bestehend aus der Membran sowie einem feiner vernetzten Teil im Bereich der Kontaktzone (Dichtkante) diskretisiert (siehe Abbildung 5.2). Die Welle wird als Hohlwelle ebenfalls mit einem fein vernetzten Bereich in der Nähe der Kontaktzone modelliert.

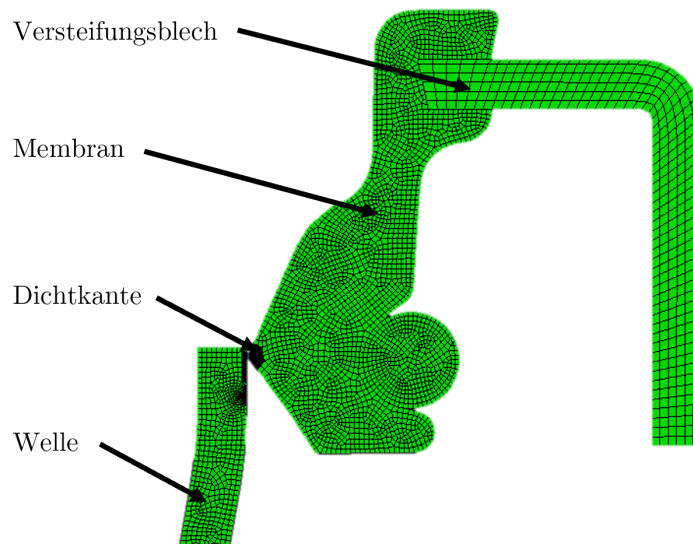


Abb. 5.2: Vernetzter RWDR mit Welle im axialsymmetrischen Simulationsmodell

Als Materialmodell wird das hyperelastische Werkstoffmodell nach YEOH genutzt. Das viskoelastische Materialverhalten wird durch eine PRONY-Reihe beschrieben. Für den Werkstoff FKM werden die von BURKHART validierten Eingangsdaten genutzt. Das Materialmodell für den Werkstoff NBR wurde mit Unterstützung von Herrn BÁLINT FAZEKAS, PHD von der Budapest University of Technology and Economics auf Basis der in Kapitel 4.1.2 vorgestellten DMA und Zugversuchen für ABAQUS parametrisiert.

Um RWDR bei Temperaturen im Bereich des Glasübergangspunktes simulativ analysieren zu können, muss die Abfolge der Simulationsschritte angepasst werden. Nach der geometrischen Definition von Dichtung und Welle, der Vernetzung, der Vorgabe von Materialeigenschaften und Kontaktbedingungen wird in Anlehnung an die Versuche bei Raumtemperatur montiert. Dazu wird zuerst die gleichmäßige Raumtemperatur auf sämtliche Komponenten aufgeprägt. Im Anschluss erfolgt die axiale Montage des RWDR auf die Welle. Der Kontakt zwischen Dichtkante und Welle wird dabei reibungsfrei beschrieben. Der Ablauf der Simulation ist für die axialsym-

metrische, teildreidimensionale und dreidimensionale gleich wobei einzelne Simulationsschritte nicht in allen drei Simulationsarten möglich sind. Eine Tangentialverzerrung ist beispielsweise definitionsgemäß nicht in einer axialsymmetrischen Simulation möglich. Der Simulationsablauf ist in Abbildung 5.3 erkennbar.

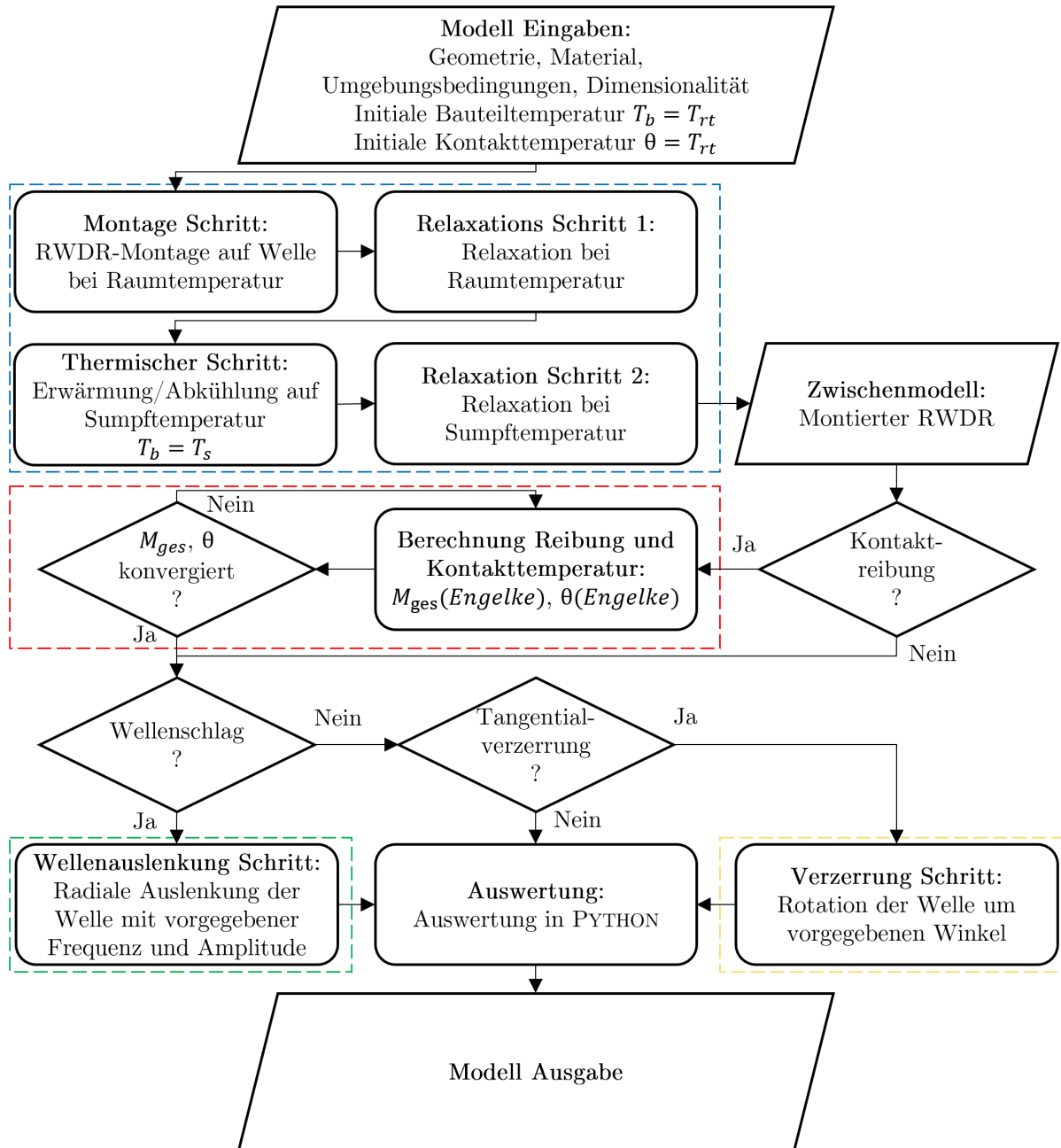


Abb. 5.3: Ablaufdiagramm: Simulation der Montage (blau), Reibung und Kontakttemperatur (rot), Wellenauslenkung (grün) und Tangentialverzerrung (gelb)

Da die Montage von RWDR in den Versuchen bei Raumtemperatur durchgeführt wird, wird diese Abfolge auch in der Simulation modelliert. Eine, bei höheren Temperaturen übliche, Vereinfachung des Modells durch die simulative Montage bei der Sumpftemperatur ist bei tiefen Temperaturen nicht zulässig, da der Relaxationszustand im RWDR maßgeblich von der größten

Temperatur (bei tieferer Sumpftemperatur als Montagetemperatur) abhängig ist (siehe Abbildung 5.4).

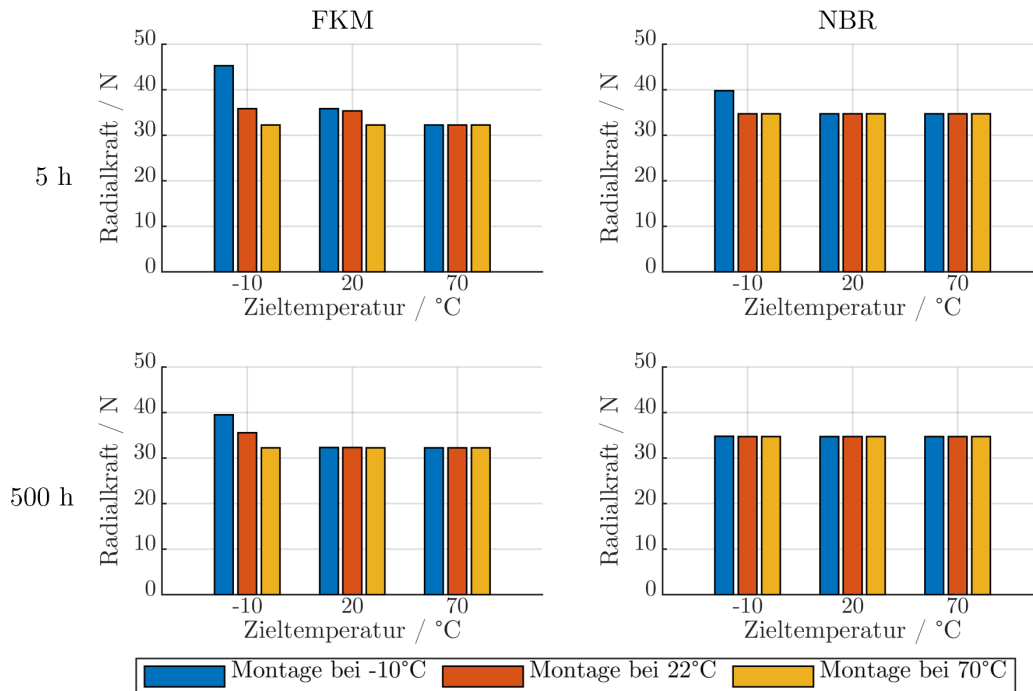


Abb. 5.4: Vergleich der simulierten Radialkräfte nach Montage, Relaxation, Temperierung auf Zieltemperatur und erneuter Relaxation (5 h oben, 500 h unten) für unterschiedliche Montage- und Zieltemperaturen für FKM (links) und NBR (rechts)

Dies kann durch die wesentlich langsamere Relaxation bei tieferer Temperatur begründet werden. Ersichtlich ist auch, dass die Montagetemperatur bei höheren Sumpftemperaturen (Zieltemperaturen) kaum Einfluss auf die Radialkraft im Endzustand zeigt. Bei sonst üblichen Sumpftemperaturen ($\gg T_g$) ist der Fehler vernachlässigbar, da der Relaxationsprozess hier innerhalb weniger Stunden ein Plateau erreicht. Erkennbar ist zudem eine stärkere Ausprägung des Montagetemperatur-Einflusses bei FKM im Vergleich zu NBR, was mit der größeren Differenz der untersuchten Montagetemperaturen zur jeweiligen Glasübergangstemperatur sowie dem unterschiedlichen Relaxationsverhalten begründet werden kann.

Nach erfolgter Montage und Temperierung wird der Wellenschlag im axialsymmetrischen Modell durch eine zyklisch vorgegebene Aufdehnung und Schrumpfung der Welle modelliert. Dieser so modellierte Wellenschlag kann in Amplitude und Frequenz variiert werden. Das Verhalten des RWDR kann analysiert und die Folgefähigkeit der Dichtkante überprüft werden. Als einfaches Maß zur Charakterisierung der Kontaktpressung zwischen Dichtkante und Welle an der betrachteten Umfangsstelle wird die lokale Linienpressung im Betrachtungspunkt eingeführt. Diese entspricht der berechneten Linienpressung des RWDR, wenn dieser über den kompletten Umfang die gleiche Pressung wie an der betrachteten Umfangskoordinate aufweist. Die lokale Linienpressung wird immer an der gleichen Umfangskoordinate des simulierten RWDR über die Kontaktknoten im Dichtkontakt berechnet. An dieser Größe kann eine Veränderung der Pressung

im Vergleich zum normalen Betriebszustand einfach erkannt werden. Eine verstärkte Reduktion der lokalen Linienpressung während einer Wellenschwingung kann als Phasenverschiebung zwischen Dichtkante und Welle, damit als Nachteile der Dichtkante und beginnendem Folgefähigkeitsverlust interpretiert werden. Die lokale Linienpressung ist damit ein Maß dafür, inwieweit die Pressung im Dichtkontakt durch die Kombination aus Materialeigenschaften im Arbeitspunkt und Parametern des Wellenschlags beeinflusst wird (siehe Abbildung 5.5). Zudem ist die temperaturbedingte Veränderung der viskoelastischen Eigenschaften an den unterschiedlichen Phasenverschiebungen der lokalen Linienpressung zur Wellenauslenkung sowie an der größeren lokalen Linienpressung nach einer vollendeten Wellenschwingung zu erkennen.

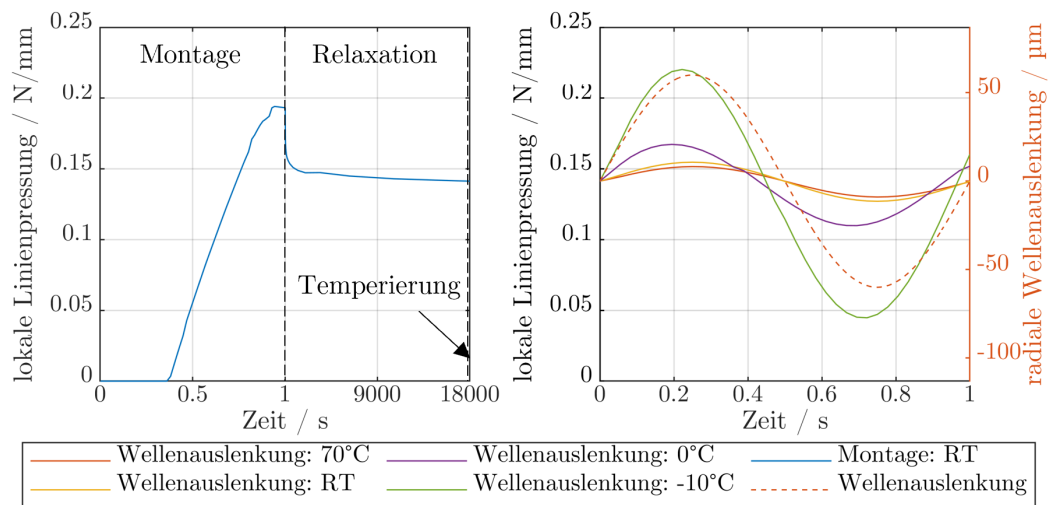


Abb. 5.5: Lokaler Linienpressungsverlauf während Montage, Relaxation und Temperierung bei Raumtemperatur (links) und lokaler Linienpressungsverlauf bei Wellenauslenkungen p_{auslenk} von 60 µm und 1 Hz für unterschiedliche Temperaturen (rechts) am Beispiel für RWDR aus FKM

5.1.2 Dreidimensionaler Aufbau

Die Simulation des Folgefähigkeitsverhaltens wird auch im dreidimensionalen Simulationsmodell ohne vereinfachte Modellierung des Wellenschlages durchgeführt. Da der Wellenschlag im axialsymmetrischen Modell mit einem zyklischen, axialsymmetrischen Schrumpfen und Aufdehnen der Welle beschrieben wird, können in diesem keine in tangentialer Richtung asymmetrischen Phänomene beobachtet werden. Durch die komplette Simulation des RWDR in drei Raumrichtungen können auch asymmetrische Verformungen wie ein radiales Verkippen der Membran erkannt werden. In Abbildung 5.6 ist die asymmetrische Spannungsverteilung in der dreidimensionalen Simulation im Vergleich mit der axialsymmetrischen Simulation erkennbar.

Die Geometriedefinition, das Meshing in der Schnittebene sowie die Step-Definitionen des Simulationsablaufs werden in der dreidimensionalen Simulation aus der axialsymmetrischen Simulation übernommen. Der Unterschied liegt in der Elementauswahl sowie der Dimensionalität des Modells. Im axialsymmetrischen Modell kommen Elemente des Typs CAX4HT zum Einsatz

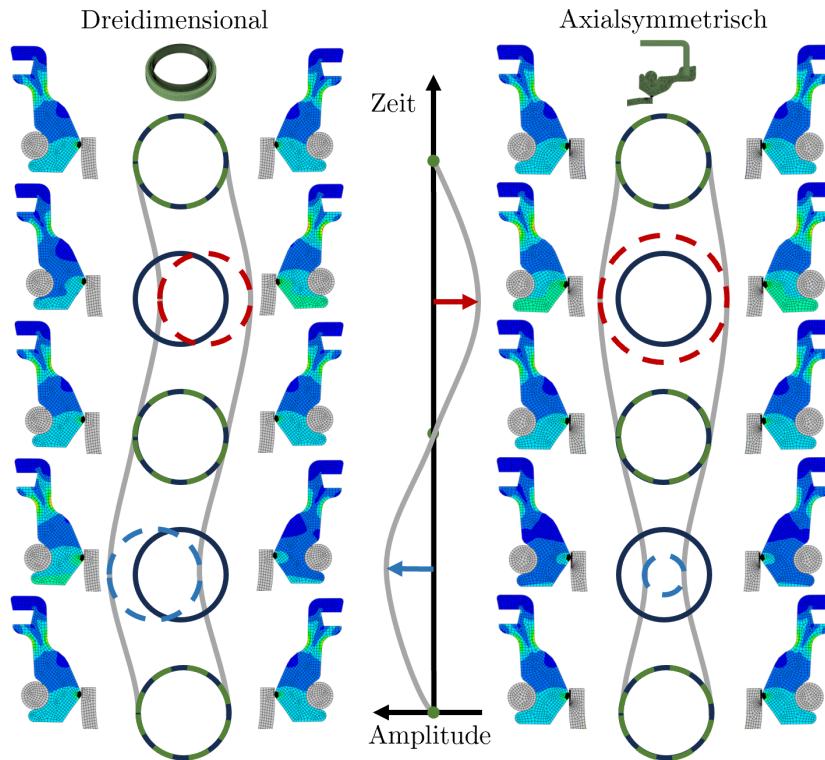


Abb. 5.6: Schematische Wellenverlagerung in der dreidimensionalen (links) und axialsymmetrischen Simulation (rechts), die Spannungsverteilung in der horizontalen Schnittebene für beide Seiten in exemplarischen Schwingungslagen abgebildet

während die dreidimensionale Simulation mit Elementen des Typs C3D8HT vernetzt wird. Beide Elemente unterscheiden sich primär in ihrer Dimension, sind hybrid mit konstantem Druck und können Verformung wie auch Temperatur abbilden. Die Vernetzung aller Teile der dreidimensionalen Simulation erfolgt in Umfangsrichtung mit einer Elementkantenlänge von 2° . Die Simulation weist damit 180 mal mehr Elemente mit zwei mal so vielen Stützstellen auf als die axialsymmetrische Simulation, was zu einem 360 mal größeren Gleichungssystem und entsprechend längeren Simulationszeiten führt (siehe Kapitel 5.1.3, Tabelle 5.2).

5.1.3 Vergleich

Um einen Eindruck des Pressungsverlaufs über eine Wellenschwingung zu bekommen, kann wie in Kapitel 5.1.1 vorgestellt, die lokale Linienpressung über eine Wellenschwingung $p_{\text{auslenk}}(t)$ dargestellt werden. Es ergeben sich zwei charakteristische lokale Linienpressungen, das Maximum und das Minimum. Der Quotient beider Werte kann als Maß für den Einfluss des Arbeitspunktes auf die Pressung des RWDR über eine Wellenschwingung genutzt werden (siehe Formel 5.1). Ein Wert nahe eins entspricht dabei einem viskoelastischen Verhalten des RWDR mit kleiner Steifigkeit und kleiner Dämpfung, während ein Wert gegen null auf eine größere Steifigkeit bzw. auf einen größeren Verlustmodul hinweist. Dieser Pressungsquotient k_{press} kann für diverse Temperaturen bei gleicher Frequenz und Amplitude simuliert und das Temperaturverhalten

dargestellt werden. Darüber hinaus können mit ihm, aufgrund der Normierung, auch RWDR mit unterschiedlichen Radialkräften verglichen werden z.B. RWDR der gleichen Bauform mit unterschiedlichen Materialien.

$$k_{\text{press}} = \frac{\min(p_{\text{auslenk}}(t))}{\max(p_{\text{auslenk}}(t))} \quad (5.1)$$

Es zeigt sich, dass die Ergebnisse der axialsymmetrischen und dreidimensionalen Simulationen für beide Materialien über den kompletten betrachteten Temperaturbereich nur in geringem Maße voneinander abweichen. In Abbildung 5.7 ist erkennbar, dass die Pressungsquotienten von axialsymmetrischer und dreidimensionaler Simulation in keinem untersuchten Arbeitspunkt mehr als 9 % voneinander abweichen. Die absolute Abweichung sinkt zudem mit höheren Temperaturen. Erkennbar ist, dass bei Temperaturen ab dem Glasübergangspunkt (bei 10 Hz, FKM: 0°C, NBR: -18°C) die Abweichung mit größerer Frequenz zunimmt, darunter zeigt sich vermehrt ein umgekehrter Trend (Ausnahme: NBR, -30°C). Die frequenzabhängige Abweichung im Verhalten impliziert, dass die Dämpfungseigenschaften bezogen auf das Gesamtsystem RWDR, wie erwartet, in beiden Simulationen leicht unterschiedlich abgebildet werden. Am Glasübergangspunkt wechselt der Trend, da der Glasübergangspunkt selbst frequenzabhängig ist und die Dämpfung damit bei kleinen Temperaturänderungen stark unterschiedlich auf verschiedene Frequenzen reagiert (siehe Kapitel 4.1.2).

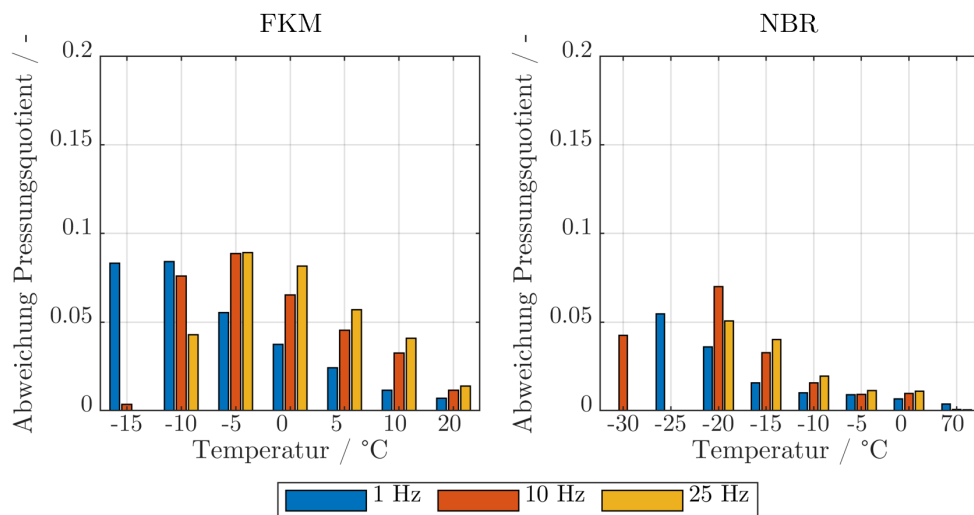


Abb. 5.7: Abweichung der berechneten Pressungskoeffizienten zwischen axialsymmetrischer und dreidimensionaler Folgefähigkeitssimulation für RWDR aus FKM (links) und NBR (rechts) bei einer Wellenoszillation mit einer Amplitude von 60 μm , fehlende Balken entsprechen keiner Abweichung

Das axialsymmetrische Modell kann damit zur Simulation eines breiten Kennfeldes benutzt werden. Darüber hinaus kann es verwendet werden, um Lücken zwischen Arbeitspunkten der rechenaufwendigeren dreidimensionalen Simulation zu schließen.

Wie in Abbildung 5.8 erkennbar ist, sinkt der Pressungsquotient im Bereich des ersten detektierten Folgefähigkeitsverlustes stark ab. Dabei weist die dreidimensionale Simulation eine konsistent schnellere Verringerung des Pressungsquotienten bei tieferen Temperaturen auf. Bei einer Anregung von 1 Hz ist für FKM erkennbar, dass der erste im Versuch festgestellte Folgefähigkeitsverlust bei einem axialsymmetrisch simulierten Pressungsquotienten von 0,76 liegt. In der dreidimensionalen Simulation zeigt sich hier ein Pressungsquotient von 0,74.

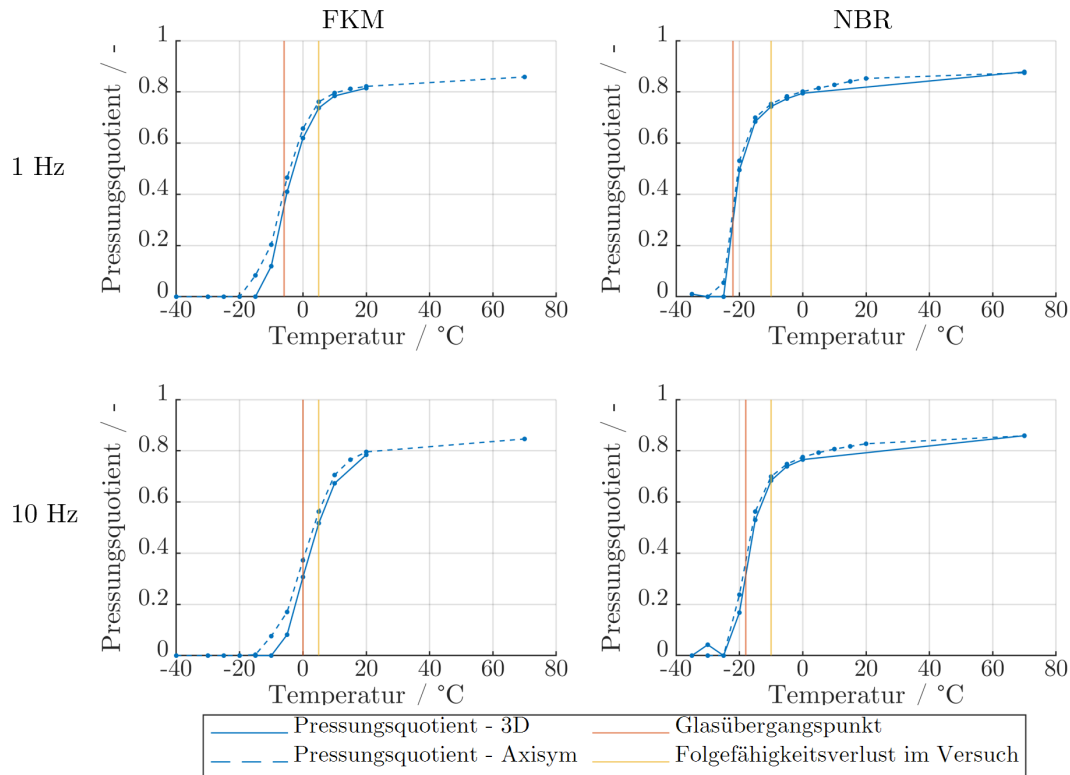


Abb. 5.8: Vergleich der axialsymmetrisch (Axisym) und dreidimensional (3D) simulierten Pressungsquotienten für FKM (links) und NBR (rechts) bei einer Wellenoszillation mit einer Amplitude von 60 μm bei den Frequenzen 1 Hz (oben) und 10 Hz (unten), Glasübergangspunkte (rot) und im Versuch beobachtete Bereiche der ersten Folgefähigkeitsverluste (gelb)

Am Glasübergangspunkt weisen beide Simulationen einen Pressungsquotienten von 0,4 und 0,35 auf. Auch für RWDR aus dem Werkstoff NBR zeigt sich bei einer Anregung von 1 Hz nur eine kleine Abweichung in den Pressungsquotienten mit 0,75 in der axialsymmetrischen und 0,74 in der dreidimensionalen Simulation bei der Temperatur des erstmalig beobachteten Folgefähigkeitsverlustes. Der Pressungsquotient am Glasübergangspunkt stellt sich mit 0,3 in beiden Simulationen deckungsgleich dar.

Auch bei Arbeitspunkten mit einer Wellenauslenkung mit 10 Hz zeigen sich für beide Materialien nur kleine Abweichungen in den Pressungsquotienten. Sowohl die Verringerung des Pressungsquotienten als auch der detektierte Folgefähigkeitsverlust zeigen sich bereits bei Temperaturen

über dem Glasübergangspunkt. Die Materialeigenschaften des Elastomers ändern sich, wie bereits in Kapitel 4.1.2 dargestellt, erheblich vor dem Glasübergangspunkt.

Auffällig ist hier, dass die Temperatur mit einem Pressungsquotient von $\approx 0,75$ für beide Materialien bei Anregung mit 1 Hz sowie bei NBR mit 10 Hz dem ersten Folgefähigkeitsverlust im Versuch entspricht. Einzig bei FKM mit einer Anregung von 10 Hz liegt der Pressungsquotient bei 0,56 (axialsymmetrisch) was einen Pressungsquotienten mit 0,75 an diesem Arbeitspunkt als konservatives Versagenkriterium erscheinen lässt.

Der Pressungsquotient fasst die Reaktion des Dichtsystems bei Auslenkung der Welle in einem Betriebspunkt in einer Zahl zusammen. Abhängig von den Dämpfungseigenschaften des Materials, der Temperatur im System und der Bauteilgeometrie verändert sich der Pressungskoeffizient entsprechend der Pressungsveränderung über eine Wellenschwingung. In Abbildung 5.9 ist der Pressungsquotient dem Verlustfaktor $\tan(\delta)$, als Dämpfungsmaß der Materialprobe, gegenübergestellt. Da der Verlustfaktor beider Materialien bei maximaler Dämpfung ca. eins entspricht, ist dieser zur besseren Vergleichbarkeit mit dem Pressungsquotienten als Differenz von eins aufgetragen. Ein Wert nahe Null entspricht damit einer großen Dämpfung.

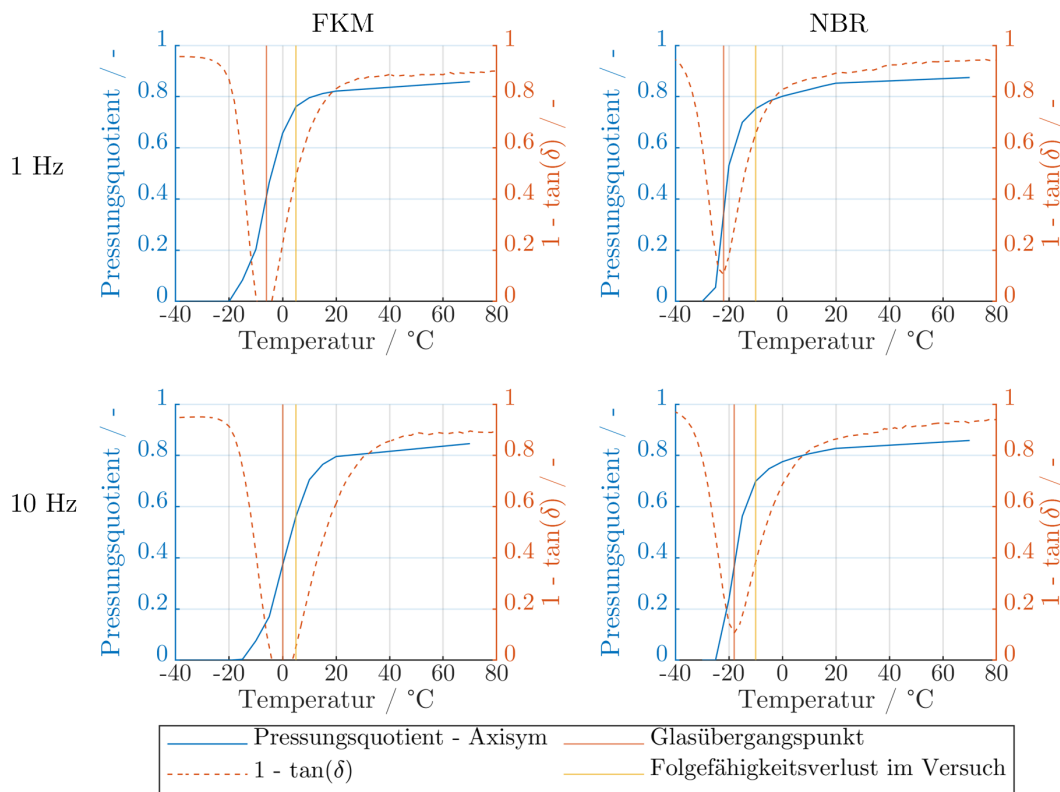


Abb. 5.9: Gegenüberstellung der simulierten Pressungsquotienten im axialsymmetrischen Modell zu den in Kapitel 4.1.2 vorgestellten Verlustfaktoren $\tan(\delta)$ für die Materialien FKM (links) und NBR (rechts) bei einer Wellenauslenkung/Anregung mit 1 Hz (oben) und 10 Hz (unten), Glasübergangstemperaturen (rot) und Bereiche der im Versuch beobachteten ersten Folgefähigkeitsverluste (gelb)

Der Verlustfaktor $\tan(\delta)$ zeigt bereits bei Temperaturen 20°C über seinem Maximum, dem Glasübergangspunkt, eine Veränderung der Dämpfungseigenschaften des Materials. Ein erstmalig im Versuch beobachteter Folgefähigkeitsverlust tritt allerdings erst ab einer Vervielfachung des Verlustfaktors um das fünf- bis zehnfache auf. Eine Auslegung anhand des Verlaufs des Verlustmoduls erscheint damit nicht möglich. Auch im Materialvergleich weist der Verlauf des Verlustmoduls keinen höheren Informationsgehalt auf als seine Maximalstelle, der definitionsgemäßen Glasübergangstemperatur.

Bei einer Abschätzung der Folgefähigkeit eines Dichtsystems zeigt sich die dreidimensionale Simulation wesentlich rechenaufwendiger als die axialsymmetrische Simulation. Darüber hinaus benötigt sie potentere Hardware, um lauffähig zu sein. Durch die Trennung von Montage- und Wellenauslenkungssimulation muss die Montage bei jeder Temperaturstufe nur einmal simuliert werden. Für jede Wellenauslenkungssimulation kann dasselbe Zwischenmodell des montierten RWDR genutzt werden (siehe Abbildung 5.3). Auch wenn die genauen Rechenzeiten mit der gewählten Vernetzung und Hardware variieren, zeigen die in Tabelle 5.2 dargestellten Werte einen Faktor von circa 140 in der Berechnungszeit für zehn Arbeitspunkte zwischen beiden Simulationen.

Die Berechnungen wurden auf dem Hochleistungsrechner ELWETRITSCH der RPTU durchgeführt. Verwendet wurden vier Kerne eines INTEL XEON SP 6126 Prozessors der SKYLAKE Generation mit 128 GB Arbeitsspeicher.

Simulationsschritt	axialsymmetrisches Modell	dreidimensionales Modell	Faktor
Montage inkl. Temperierung	3 min	27 h	540 x
Wellenauslenkung	3 min	5 h	100 x
Gesamt (10 Arbeitspunkte)	33 min	77 h	140 x

Tab. 5.2: Übersicht der Simulationszeiten des axialsymmetrischen und dreidimensionalen Modells für eine beispielhafte Vernetzung, eine Gesamtsimulation besteht beispielhaft aus einer Montagesimulation inkl. Temperierung und 10 Wellenauslenkungen unterschiedlicher Amplitude und Frequenz

Vergleich unterschiedlicher Arten der Wellenoszillation

Die Oszillation der Antriebswelle und damit der Gegenauflfläche des RWDR wird in den in Kapitel 5.1.1 und 5.1.2 vorgestellten Simulationen als horizontale Schwingung bzw. als zyklisches Aufdehnen der Welle modelliert (siehe Abbildung 5.10, oben).

Die horizontale Schwingung entspricht dabei genau dem am Grenzleistungsprüfstand (siehe Kapitel 4.2.1) abgebildeten Kollektiv. Die Abstraktion einer Welle mit Rundlauf toleranzen als horizontal oszillierende Welle stellt allerdings, im Prüfstand wie in der Simulation, nur eine Vereinfachung dar. In realen Applikationen ist der Rundlauffehler umlaufend im Dichtkontakt. Zudem kann der Rundlauffehler dynamisch oder statisch auftreten bzw. sich überlagern. Bei statischen Rundlauffehlern erfolgt die Rotation um eine Achse, die außermittig der Symmetrieachse

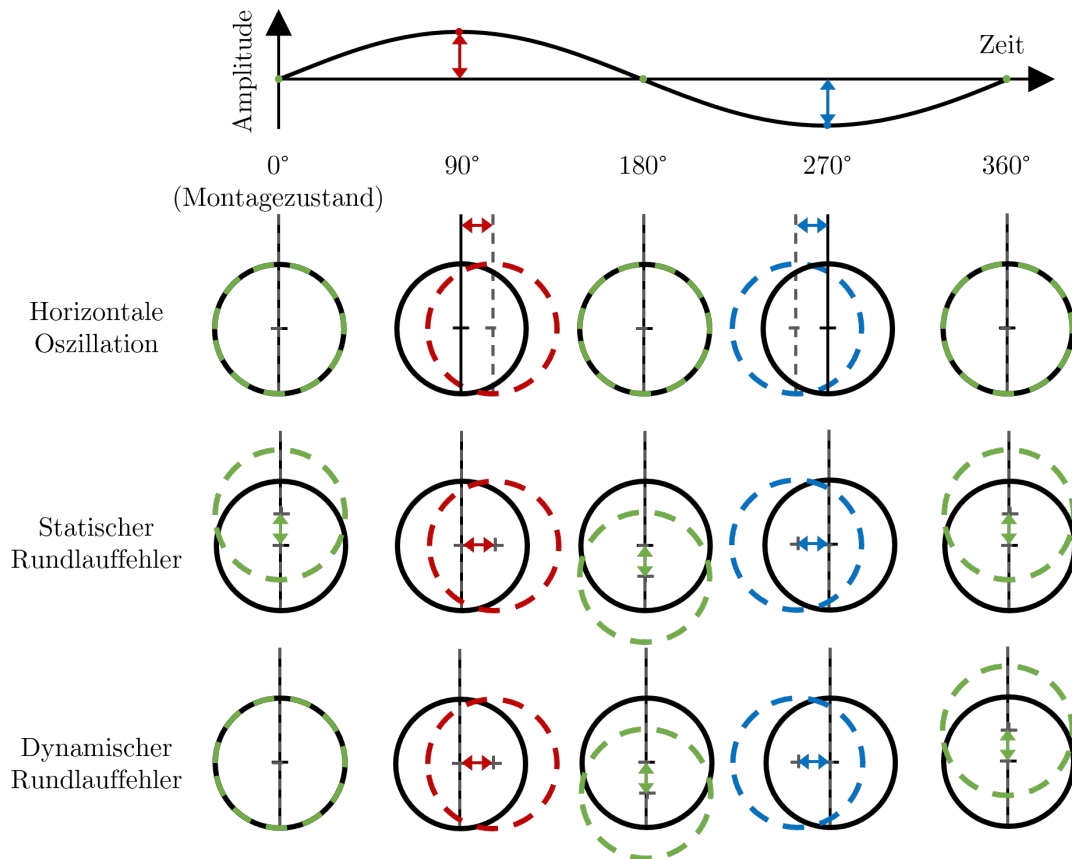


Abb. 5.10: Idealisierte Arten der rundlauftoleranzbedingten radialen Abweichung zwischen Welle und RWDR, horizontale Oszillation (links), umlaufender statischer Rundlauffehler (mittig), umlaufender dynamischer Umlauffehler (rechts)

der Welle liegt. Bei dynamischen Rundlauftoleranzen resultiert die umlaufende Fehlstellung der Welle aus dem Zusammenspiel von Belastungen, Lagerspielen und Massenträgheiten. Beide Phänomene können sich zudem überlagern. In Abbildung 5.10 sind die horizontale Oszillation, der umlaufende statische Rundlauffehler und der umlaufende dynamische Umlauffehler idealisiert dargestellt.

Alle drei idealisierten Arten der Wellenoszillation zeigen Übereinstimmung in den maximalen horizontalen Auslenkungen bei 90° und 270° (siehe Abbildung 5.10). Zudem ist die horizontale Ausrichtung der Welle an allen betrachteten Winkelpositionen die Gleiche. Der Unterschied zwischen statischer und dynamischer Rundlauftoleranz besteht primär in der Position bei Montage (0°). Der Einfluss der Abstraktion der Rundlauffehler auf eine horizontale Oszillation kann mit dem dreidimensionalen Simulationsmodell überprüft werden. Der statische Rundlauffehler wird durch eine Montage der Welle mit Koaxialitätsfehler und anschließender (reibungsfreier) Rotation der Welle um die Mittelachse des RWDR modelliert. Die Simulation des dynamischen Rundlauffehlers wird durch eine konzentrische Montage mit radialer Auslenkung bis 90° und anschließender Rotation um die Mittelachse des RWDR durchgeführt. In Abbildung 5.11 sind die Pressungsquotienten aus Simulationen der unterschiedlichen Modellierungsansätze gegenübergestellt.

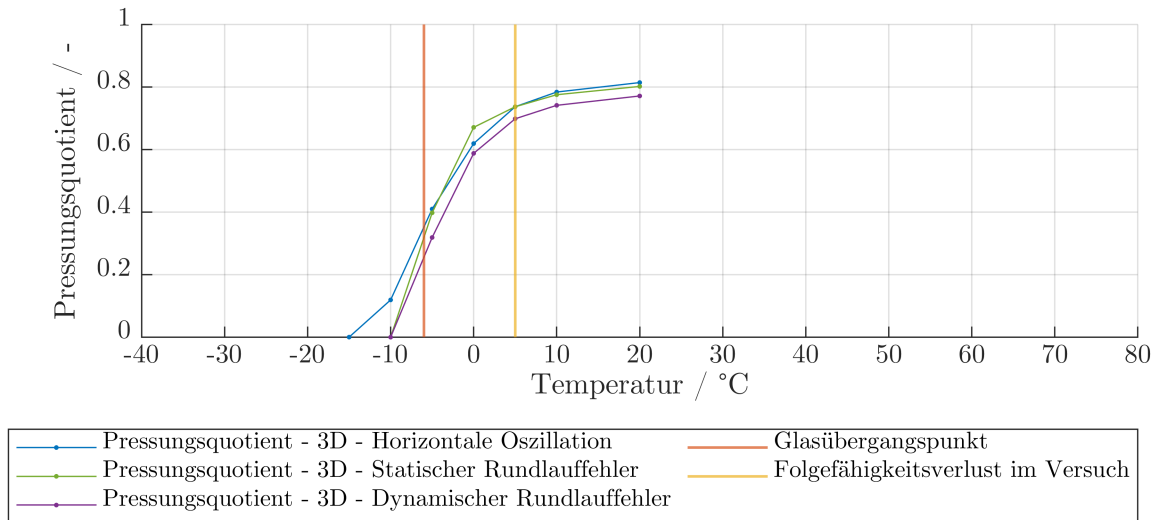


Abb. 5.11: Gegenüberstellung des Pressungsquotienten aus Simulationen mit den drei Modellierungsansätzen horizontale Oszillation (blau), umlaufender statischer Rundlauffehler (rot) und umlaufender dynamischer Rundlauffehler (gelb) für Temperaturen zwischen -15°C und 70°C bei einer Frequenz von 1 Hz und einer Amplitude von $60\ \mu\text{m}$ für RWDR aus FKM

Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Abstraktionen des Wellenschlags in den Simulationen. Der Pressungsquotient bei dynamischem Rundlauffehler liegt konsistent leicht unter denen der anderen Simulationen, wobei der Rückgang des Pressungsquotienten bei tiefen Temperaturen in allen Simulationen gleichmäßig verläuft. Die Abstraktion des Wellenschlags als horizontale Oszillation erscheint damit zulässig und in Anbetracht der je nach Temperatur um den Faktor vier kürzeren Simulationszeiten empfehlenswert.

Zwischenfazit

Die vereinfachte und schnelle axialsymmetrische Simulation zeigt gute Deckung der Ergebnisse mit der dreidimensionalen Modellierung für die untersuchte Baugröße. Mit dem lokalen Pressungsquotienten wurde ein Maß gefunden, mit dem der Folgefähigkeitszustand der Dichtung für einen Arbeitspunkt in einer Zahl beschrieben werden kann. Dieser zeigt für die untersuchte Bauform für beide Materialien sowohl bei symmetrischer Anregung mit 1 Hz als auch mit 10 Hz mindestens eine Verringerung auf $\approx 0,75$ beim erstmalig beobachteten Folgefähigkeitsverlust im Versuch (siehe Kapitel 4.2.3). Die in der Simulation und dem Versuch getroffene Vereinfachung des Wellenschlags auf eine horizontale Schwingung wurde in vollparametrischen dreidimensionalen Simulationen umlaufenden Rundlauffehlern gegenübergestellt. Dabei zeigte sich eine gute Übereinstimmung und damit die Zulässigkeit dieser Abstraktion in Versuch (siehe Kapitel 4.2) und Simulation.

In der Praxis kann damit die schnelle axialsymmetrische Simulation zur Bestimmung des lokalen Pressungsquotienten genutzt und für weitere Bauformen und noch nicht überprüfte Umgebungsbedingungen mit der umfänglichen dreidimensionalen Simulation validiert werden. Dies kann

zukünftig in Kombination mit dem Kriterium Pressungsquotient $k_{\text{press}} \geq 0,75$ eine schnelle Einordnung des Folgefähigkeitsverhaltens im kritischsten Zeitpunkt des Dichtsystems ermöglichen.

5.2 Aufbau einer Verzerrungssimulation mit Förderwertansatz

Die Berechnung des Förderwertes nach OTTINK bedarf der Kenntnis des Pressungs- und Verzerrungszustandes der Dichtkante in radiale und tangential Richtung [Ott14]. Im Folgenden wird eine dreidimensionale Simulation zur Berechnung der Verzerrung der Dichtkante in der Kontaktzone aufgebaut. Dabei wird die RWDR-Geometrie über einen Teil des Umfangs aufgespannt um den Verzerrungszustand berechnen zu können (siehe Abbildung 5.12).

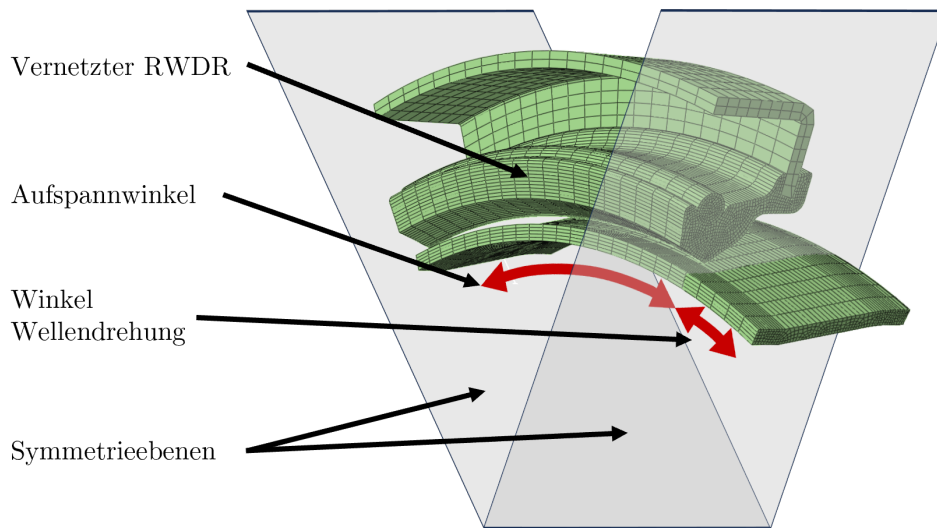


Abb. 5.12: Vernetzter RWDR in teildreidimensionaler Simulation mit Symmetrieebenen und verlängertem Aufspannwinkel der Welle

5.2.1 Modellaufbau

Die Förderwertsimulation besteht aus einer Verzerrungssimulation mit einem Förderwertberechnungsansatz nach OTTINK. Da die Kenntnis über den tangentialen Verzerrungszustand des RWDR für die Berechnung des Förderwertes ausschlaggebend ist, kann die Simulation dessen nicht ohne gesonderte Berechnung oder Abschätzung des Verzerrungszustandes erfolgen. Ein Konzept zur Abschätzung des Verzerrungszustandes mit aus dem axialsymmetrischen Modell erhebbaren Eingangsdaten wird in Kapitel 7.1 vorgeschlagen. Die Simulation des Verzerrungszustandes im dreidimensionalen Modell ist möglich, aber sehr rechen- und zeitaufwendig (siehe Kapitel 5.1.3). Zur Reduktion der Berechnungszeit der Förderwertsimulation wird das dreidimensionale Modell vereinfacht. Bei dieser teildreidimensionalen Simulation werden alle Bauteile modellhaft über einen bestimmten Umfangswinkel kleiner 360° aufgespannt. Die Schnittebenen dieses Ausschnittes werden in Zwangsebenen festgehalten (siehe Abbildung 5.12).

Durch diese Vereinfachung können nicht rotationssymmetrische, radiale Verzerrungen, wie ein Wellenschlag, nicht mehr abgebildet werden. Tangentiale Verzerrungen können allerdings mit hinreichendem Abstand zu den Zwangsebenen analysiert werden. Der Einfluss des Aufspannwinkels ist in Kapitel 5.2.2 beschrieben. Um eine Drehung der Welle zu modellieren, muss sichergestellt sein, dass über die komplette Rotation Kontakt zwischen RWDR und Welle besteht. Hierfür wird die Welle in Umfangsrichtung über den Aufspannwinkel des RWDR sowie zusätzlich um den angestrebten Drehwinkel der Welle aufgespannt (siehe Abbildung 5.12). Im Gegensatz zur Folgefähigkeitsimulation erfolgt eine initiale Montagesimulation, um die Betriebstemperatur im Dichtkontakt in Abhängigkeit von Pressung und Berührbreite nach ENGELKE zu berechnen [Eng11] (siehe Flowchart, Abbildung 5.3). Als Eingangsgrößen werden neben simulierten Größen auch im Versuch ermittelte bzw. überprüfte Werte genutzt. Der Grenzzwert wird zu 0,323 und der Anstiegsfaktor zu $16,5 \text{ W/mm}^2$ gesetzt (siehe Kapitel 4.4.2 und 4.5.2). In der Verzerrungssimulation wird die damit berechnete Dichtkantentemperatur (siehe Abbildung 5.13) aufgeprägt und das restliche Temperaturfeld im Dichtsystem simuliert. Im Anschluss wird die Welle verdreht und der sich durch den berechneten Reibwert (siehe Abbildung 5.13) einstellende Verzerrungszustand ausgewertet (siehe Abbildung 5.14).

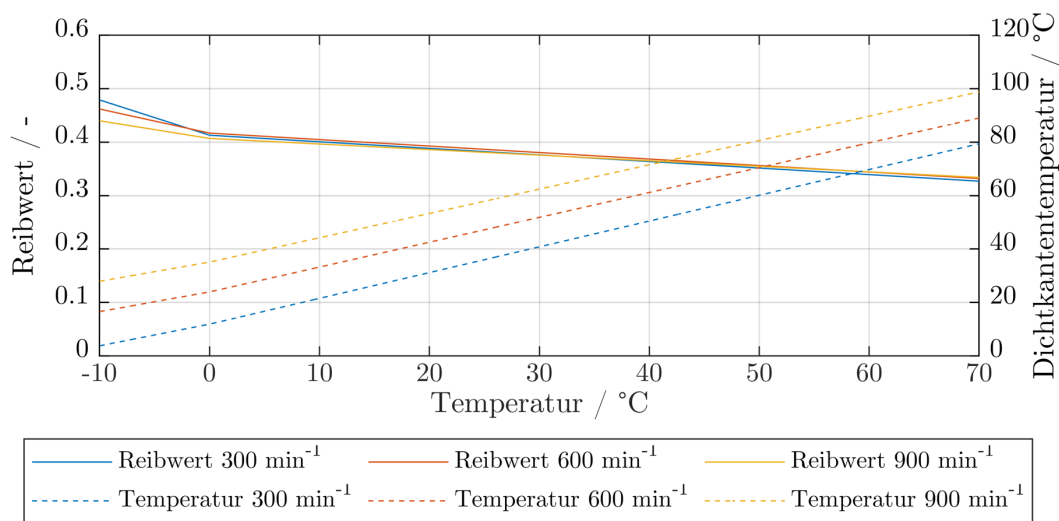


Abb. 5.13: Simulierte Reibwerte und Dichtkontakttemperaturen für FKM bei Sumpftemperaturen von -10°C , 0°C und 70°C mit den Drehzahlen 300 min^{-1} , 600 min^{-1} und 900 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46, Grenzzwert 0,323 und Anstiegsfaktor $16,5 \text{ W/mm}^2$

Hier kann in zwei unterschiedliche Skalen der Verzerrung unterschieden werden, die makroskopische tangentielle Verzerrung der Dichtkante aufgrund der tangentialen Bewegung der Dichtkante im Ganzen sowie die mikroskopische Verzerrung des Kontaktbereichs in sich, welche der Verzerrung in den Förderhypothesen entspricht (siehe Abbildung 5.14). Die makroskopische tangentielle Verzerrung der gesamten Dichtkante kann als makroskopische Verzerrungslänge in tangentielle Richtung l_{verzerr} oder als äquivalenter Drehwinkel δ_{verzerr} im Koordinatensystem der Antriebswelle angegeben werden (siehe Abbildung 5.14).

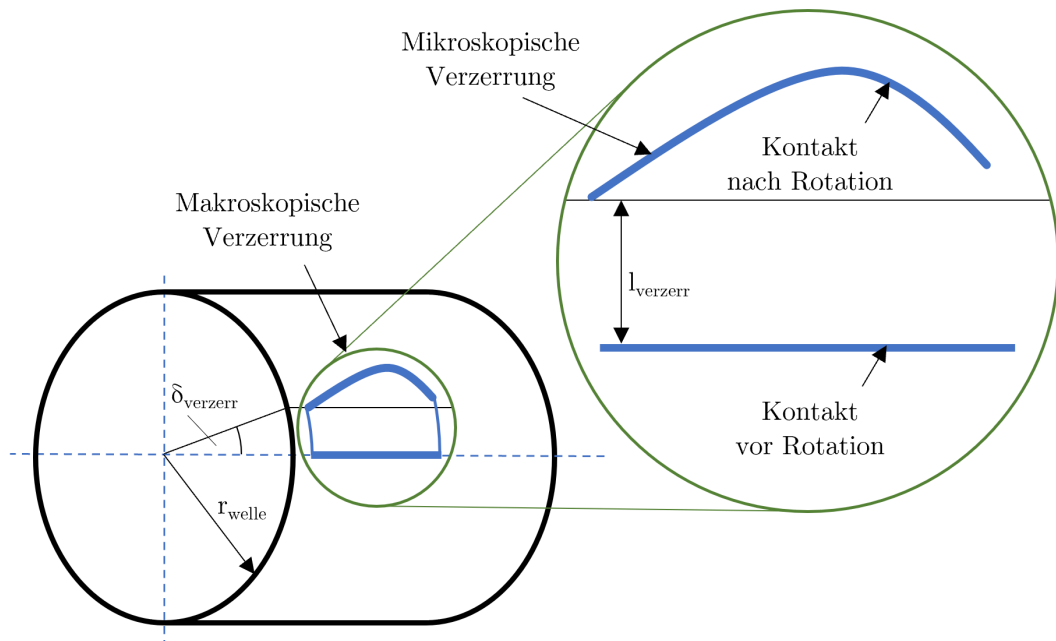


Abb. 5.14: Schematische Abbildung der Dichtkantenverzerrung mit Unterteilung in makroskopische und mikroskopische Verzerrung und Darstellung des Wellenradius r_{welle} , der makroskopischen Verzerrungslänge l_{verzerr} und des makroskopischen Verzerrungswinkels δ_{verzerr}

Die öl- und luftseitigen Verzerrungswinkel werden über zwei berechnete Geraden an der Verzerrungskurve ermittelt. Diese Geraden können unterschiedlichen Definitionen unterliegen und damit unterschiedliche Verzerrungswinkel aufweisen. Eine Möglichkeit beide Verzerrungsgeraden zu berechnen, besteht darin eine Gerade mit Schnittpunkt jeweils in dem äußersten Kontaktknoten und im Knoten maximaler Verzerrung zu definieren (siehe Abbildung 5.15 a.). Alternativ kann der Verzerrungswinkel auch als Winkel der Tangente an den äußeren Kontaktknoten (2. und 3. Kontaktknoten) interpretiert werden (siehe Abbildung 5.15 b.). Darüber hinaus kann eine Verzerrungsgerade auch per linearer Regression durch die Verzerrungsknoten-Punktewolke ermittelt werden (siehe Abbildung 5.15 c.). Um den Verzerrungszustand im Sinne einer Gewindeanalogie mit geraden Flanken zu beschreiben, wird im Folgenden die Berechnung mittels einer Geraden mit Schnittpunkt in dem äußersten Kontaktknoten und im Knoten maximaler Verzerrung (siehe Abbildung 5.15 a.) durchgeführt. Der mikroskopische Verzerrungszustand kann damit durch drei Punkte beschrieben werden.

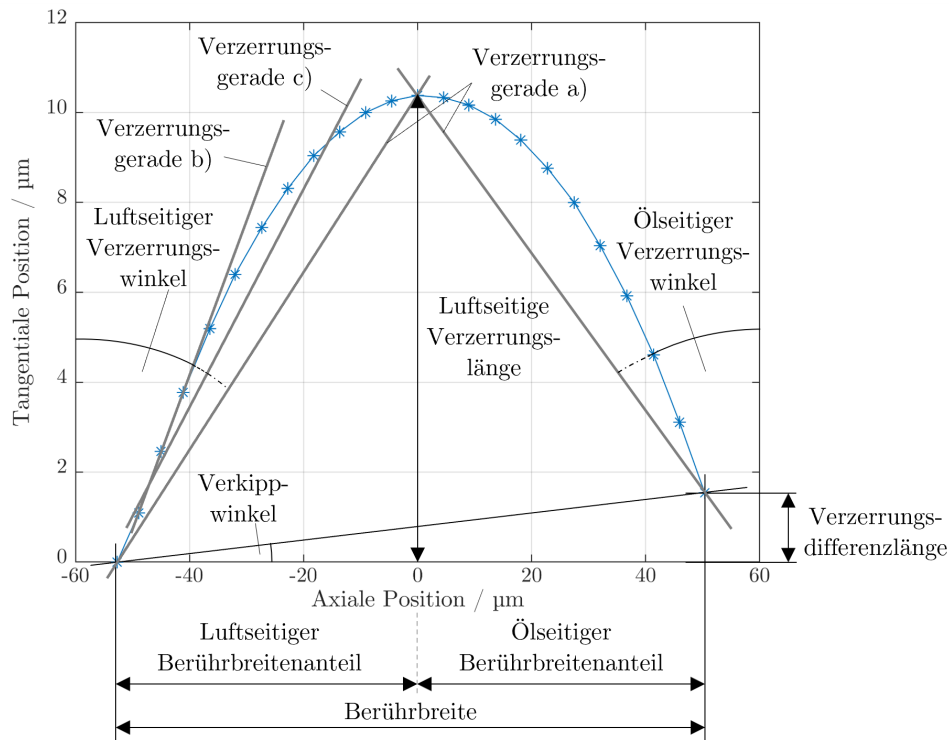


Abb. 5.15: Simulierte tangentielle Verzerrung (Darstellung des mikroskopischen Verzerrungszustands) über die Berührbreite mit berechneten luftseitigen Verzerrungswinkeln und Verzerrungsgeraden (Bestimmung über: äußerste Kontaktknoten (a), 2. und 3. Kontaktknoten (b), alle Kontaktknoten (c)), die Achsen sind zur besseren Übersicht nicht gleich skaliert

5.2.2 Einflüsse der Modellbildung

Der tangentielle Verzerrungszustand eines RWDR entspricht einer dreidimensionalen Fragestellung. Der Verzerrungszustand kann damit nicht in einer axialsymmetrischen Simulation modelliert werden. Auch wenn der Verzerrungszustand keiner Rotationssymmetrie unterliegt, entspricht er im idealisierten Fall einer zyklischen Randbedingung, da der Verzerrungszustand in tangentialer Richtung in jedem Betrachtungswinkel über den Umfang identisch ist. Eine Modellierung mit zyklischer Symmetriebedingung (ABAQUS CYCLIC SYMMETRY) ist damit generell möglich, die zur Simulation von RWDR bei tiefen Temperaturen notwendige Temperierung und Relaxation (siehe Kapitel 5.1.1) ist allerdings aufgrund von Limitationen des zyklisch symmetrischen Modellierungsansatzes (noch) nicht darstellbar. Der dafür notwendige COUPLED TEMP-DISPLACEMENT STEP ist der axialsymmetrischen und dreidimensionalen Modellierung vorbehalten. Für Temperaturen, bei denen bereits mit vollständig berechnetem Temperaturfeld montiert werden kann (Betriebstemperatur » Glasübergangstemperatur), kann der Verzerrungszustand hingegen mit zyklischer Symmetriebedingung modelliert werden. Aufgrund der langen Simulationszeiten für dreidimensionale RWDR Simulationen mit 360° Aufspannwinkel wird eine vereinfachte Modellierung mit Aufspannwinkeln $< 360^\circ$ aufgebaut. Die Schnittebenen werden dafür mit einer Zwangsbedingung in ihrer Ruhelageebene arretiert und die Montage auf die Welle

durchgeführt. Der Verzerrungszustand wird an der Winkelkoordinate mittig zwischen beiden Schnittebenen ausgewertet. Diese Modellierung setzt einen ausreichend großen Aufspanwinkel voraus, bei dem der Verzerrungszustand in der Betrachtungsebene gegen seinen maximalen Verzerrungszustand strebt und sich bei einem größeren Aufspanwinkel nicht weiter verändert.

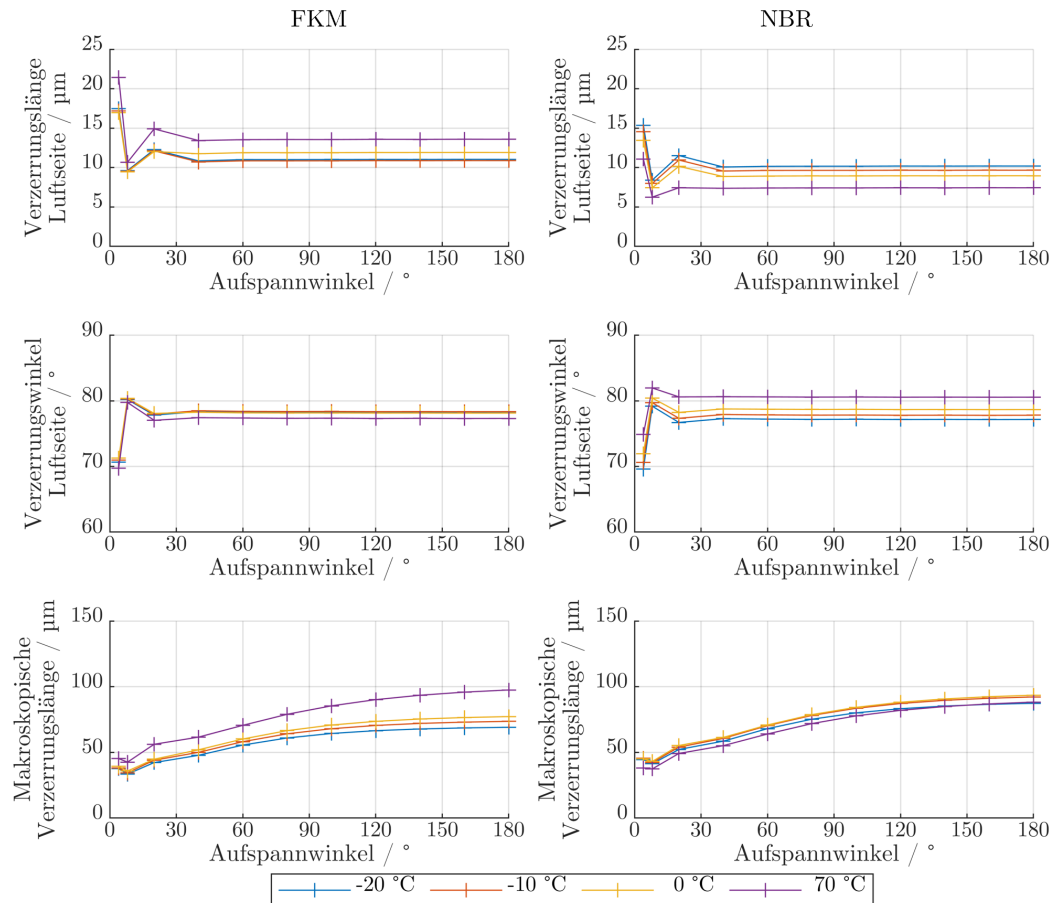


Abb. 5.16: Simulierte luftseitige Verzerrungslängen (oben), luftseitige Verzerrungswinkel (mittig) und makroskopische Verzerrungslängen (unten) bei unterschiedlichen Aufspanwinkeln der teildreidimensionalen Simulationen für FKM (links) und NBR (rechts) bei 600 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46 bei Sumpftemperaturen zwischen -20°C und 70°C

In Abbildung 5.16 ist ersichtlich, dass die ausgewerteten luftseitigen Verzerrungslängen und Verzerrungswinkel für unterschiedliche Temperaturen sich ab einem Aufspanwinkel von 40° nicht weiter verändern. Ab der Erreichung des Plateaus hat der Aufspanwinkel keinen Einfluss mehr auf den mikroskopischen Verzerrungszustand. Damit entspricht der Aufspanwinkel bei Erreichung des Plateaus für alle untersuchten Temperaturen und Materialien dem mindestens notwendigen Aufspanwinkel zur Simulation des mikroskopischen Verzerrungszustands. Die makroskopische Verzerrungslänge l_{verzer} (siehe Abbildung 5.14), als Maß für den makroskopischen Verzerrungszustand, nimmt auch bei Aufspanwinkeln bis 180° weiter zu. Diese Verzerrung entspricht einem Verrücken der gesamten Dichtkante tangential um die Umfangskoordinate. Von Relevanz für die Förderhypothesen ist meist die mikroskopische Verzerrung, weswegen für die

Verzerrungssimulationen ein Aufspannwinkel von 60° festgesetzt wird. Die Berechnungen wurden auf dem Hochleistungsrechner ELWETRITSCH durchgeführt. Verwendet wurden vier Kerne eines INTEL XEON SP 6126 Prozessors der SKYLAKE Generation mit 128 GB Arbeitsspeicher.

5.2.3 Verzerrungssimulation bei tiefen Temperaturen

Die Verzerrungssimulation wird in Anlehnung an die Versuche in Kapitel 4.3.2 und 4.4.2 mit unterschiedlichen sich einstellenden Temperaturen durchgeführt. Die Verzerrungswinkel auf Öl- und Luftseite werden für Temperaturen von -10°C , 0°C und 70°C mit den Drehzahlen 300 min^{-1} , 600 min^{-1} und 900 min^{-1} simuliert und die mikroskopischen Verzerrungsgrößen ausgewertet (siehe Abbildung 5.19).

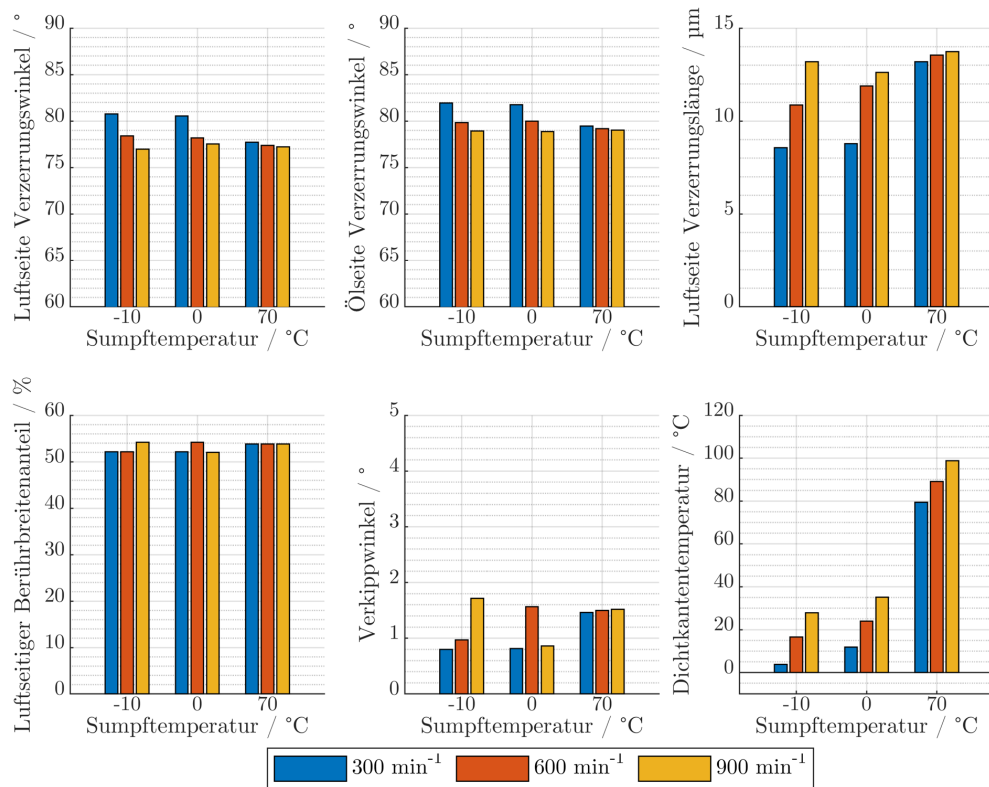


Abb. 5.17: Simulierte luft- und ölseitige Verzerrungsgrößen (nach Abbildung 5.15) in der teildimensionalen Modellierung mit einem Aufspannwinkel von 60° für FKM bei 300 min^{-1} , 600 min^{-1} und 900 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46 bei den Sumpftemperaturen -10°C , 0°C und 70°C , luftseitiger Verzerrungswinkel (oben links), ölseitiger Verzerrungswinkel (oben mittig), luftseitige Verzerrungslänge (oben rechts), Verhältnis der luft- und ölseitigen Berührbreitenanteile (unten links), Verkippwinkel (unten mittig), Dichtkantentemperatur (unten rechts)

Die luft- und ölseitigen Verzerrungswinkel sind für jeden Arbeitspunkt in gleicher Größenordnung, wobei auffällig ist, dass sich der Verzerrungswinkel auf der Luftseite, entgegen der Modellvorstellung, kleiner als auf der Ölseite zeigt. Ein Grund hierfür könnte die in dieser Simulation sehr gleich ausgeprägten Anteile der luft- und ölseitigen Berührbreitenanteile in Kombination

mit der Verkippung sein (siehe Abbildung 5.15). Der Verkippungswinkel zeigt sich bei -10°C mit der Drehzahl steigend, dann bei 0°C erst steigend, dann fallend und bei 70°C leicht steigend. Dieses Verhalten kann durch das Migrieren eines Kontaktknotens in und aus dem Kontakt bei unterschiedlichen Belastungskollektiven erklärt werden. Wenn bei unterschiedlichen Simulationen ein Kontaktknoten auf einer Seite nicht mehr im Kontakt ist, reagiert der Verkippwinkel im Vergleich sprunghaft. Dies kann auch an der Veränderung des luftseitigen Berührbreitenanteils erkannt werden. Die luftseitige Verzerrungslänge und damit die Ausprägung der mikroskopischen Verzerrung, korreliert erwartungsgemäß mit der Dichtkontakttemperatur. Dabei zeigt sich ein starker Temperatureinfluss auf die Verzerrungsausprägung im Temperaturbereich unter ca. 30°C , der mit steigender Temperatur überproportional abnimmt. Dies erscheint analog zu dem Verhalten des Speichermoduls sowie des Verlustfaktors, die bei Temperaturen unter 25°C beginnen stärker anzusteigen (siehe Kapitel 4.1.2, Abbildung 4.7).

5.2.4 Förderwertberechnung

Die Förderwertberechnung nach OTTINK basiert auf dem von KAMMÜLLER entwickelten Analogiemodell einer Gewindedichtung [Kam86]. Verwendung findet die Förderwertberechnung eines Gewindes mit engem Spalt von BOHN und TAL [BT59]. Durch Analogien zwischen Gewinde und Dichtkontakt wird die Förderwertberechnung für eine Elastomerdichtung genutzt. Die Kontaktzone der Dichtung wird dabei, wie bereits von KAMMÜLLER beschrieben, durch ein öl- und ein luftseitiges Fördergewinde abstrahiert (siehe Abbildung 5.18).

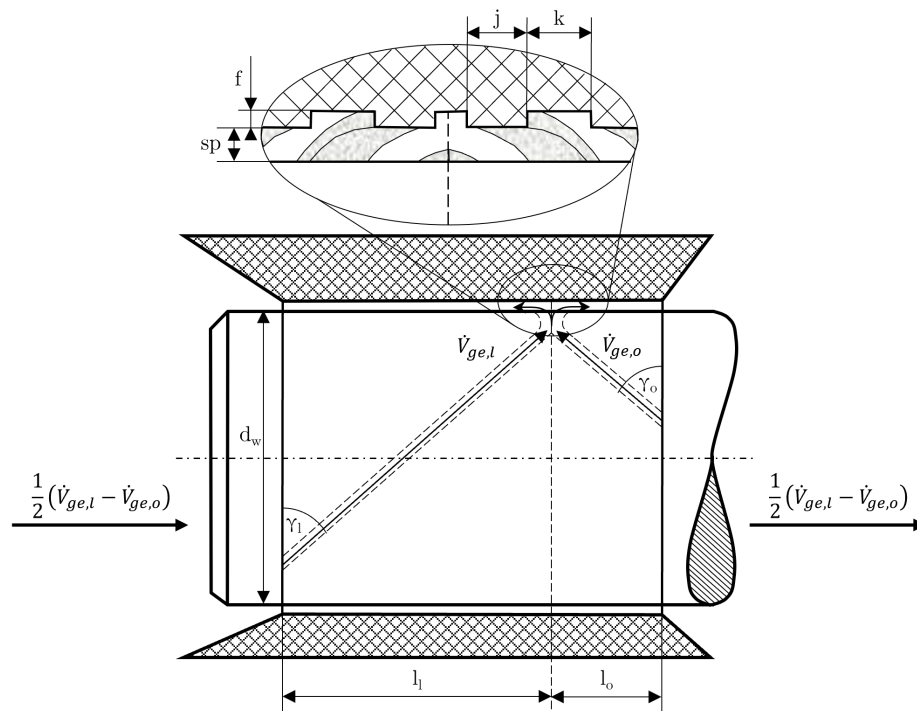


Abb. 5.18: Schematische Darstellung nach der Fördergewinde-Analogie für RWDR [Kam86] mit den Fördervolumenanteilen in luft- und ölseitige Richtung [Ott14]

Der effektive Volumenstrom ergibt sich durch Überlagerung beider Einzelförderströme und berechnet sich durch Summierung beider entgegengesetzter Förderströme mit der Hilfsvorstellung, dass das nach innen geförderte Fluid zu gleichen Teilen auf beiden Seiten wieder austritt. Das Fördervolumen pro Umdrehung ergibt sich für einen Einzelförderstrom zu:

$$\dot{V}_{\text{förder,ottink}} = -\frac{5 \cdot \pi \cdot d_{\text{welle}} \cdot p \cdot sp^3 \cdot K}{n_{\text{ottink}} \cdot \eta \cdot l} + \frac{(\pi \cdot d_{\text{welle}})^2 \cdot sp \cdot L}{2} \quad (5.2)$$

Mit:

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

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

$$v_1 = \frac{(sp + f)}{sp} \quad u_1 = \frac{k}{j + k} \quad t_g = \tan(\gamma)$$

Die Gestalt der Fördergewinde im Analogiemodell richtet sich nach den geometrischen Gegebenheiten sowie den Pressungs- und Verzerrungszuständen des Dichtsystems. Die einschlägigen Analogien von Dichtsystem und Fördermodell mit sämtlichen Eingangsdaten in Formel 5.2 sind in Tabelle 5.3 dargestellt.

Eingangsgröße	Formelzeichen	Bezugsgröße RWDR-System	Gewählte Eingangswerte
Fördergewinde			
Dynamische Viskosität	$\eta(\Theta)$	Schmierstoffviskosität im Dichtspalt	berechnet nach Kapitel 4.1.3 und [Eng11]
Drehzahl	n_{ottink}	Drehzahl	200 min ⁻¹
Durchmesser	d_{welle}	Nenndurchmesser	80 mm
Gangtiefe	f	Tiefe der Rauheitstäler	0,5 µm, abgeschätzt nach [Thi19; Kam86]
Gangbreite	k	Breite der Rauheitstäler	5,92 µm [Ott14]
Dammbreite	j	Breite der Rauheitsberge	5,92 µm [Ott14]
Länge	l	Breite der Flanke im Kontakt	aus Verzerrungssimulation (≈ 60 µm)
Spalthöhe	sp	Dichtspalthöhe	0,5 µm [Thi19] für $n \approx 200$ min ⁻¹
Steigungswinkel	γ	tangentialer Flankenverzerrungswinkel	aus Verzerrungssimulation (≈ 78°)
Pressung	p	mittlere Kontaktpressung einer Flanke	aus Verzerrungssimulation (≈ 1 MPa)

Tab. 5.3: Eingangsdaten in das Fördergewinde-Analogiemodell nach OTTINK mit der zugehörigen Bezugsgröße im RWDR-System und Eingangswert

Mit den in Tabelle 5.3 gewählten Eingangsdaten kann die in Kapitel 5.2.3 vorgestellte Verzerrungssimulation um den Förderwertansatz nach OTTINK erweitert werden. Die Viskosität im Dichtkontakt kann mit der VOGEL-Gleichung (siehe Kapitel 4.1.3) sowie der Kontakttemperatur nach dem, schon in der Simulation integrierten, Ansatz nach ENGELKE (siehe Formel 2.3) berechnet werden. Pressungen, anteilige Berührbreiten und Verzerrungswinkel aus der Simulation fließen in die Berechnung nach OTTINK ein. Die Ergebnisse der integrierten Förderwertberechnung sind in Abbildung 5.19 dargestellt.

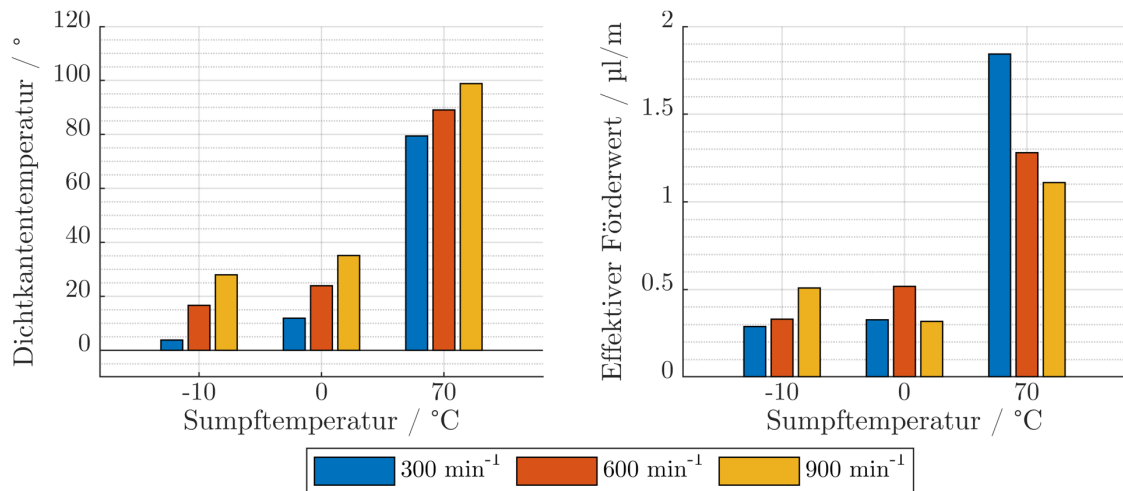


Abb. 5.19: Simulierte Dichtkantentemperatur (links) und Förderwert (rechts) aus der teildreidimensionalen Modellierung mit einem Aufspannwinkel von 60° für FKM bei 300 min^{-1} , 600 min^{-1} und 900 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46 bei den Sumpftemperaturen -10°C , 0°C und 70°C

Die nach OTTINK berechneten Förderwerte übersteigen die gemessenen Förderwerte (siehe Kapitel 4.3.2, Abbildung 4.28) um zwei Größenordnungen. Eine Umkehr des Förderwertes bei tiefen Temperaturen kann in der Simulation nicht beobachtet werden, wobei sich die in Kapitel 4.3.2 gemessenen Förderwerte bei tiefen Temperaturen nicht nur durch vereinzelt negative Förderwerte, sondern im Besonderen durch große Streuungen auffällig zeigen.

Aufgrund der zahlreichen Eingangsdaten in die Förderwertberechnung stellt sich die Frage des Einflusses der einzelnen Eingangsdaten auf den Gesamtförderwert einer Gewindeseite. Ebenso von Interesse ist die temperaturbedingte Änderung dieser Sensitivität des berechneten Förderwertes auf die Eingangsdaten. Die Kenntnis der Sensitivität erlaubt sowohl die Einordnung von berechneten Förderwerten bei unterschiedlichen Temperaturen und Umgebungsbedingungen, als auch die Interpretation von Auffälligkeiten im Versuch durch Rückführung auf einzelne Umgebungsbedingungen.

Der Einfluss der Einzelwerte lässt sich aufgrund der Nichtlinearität von Formel 5.2 nur für einzelne Arbeitspunkte bestimmen. Zudem hat die Änderung eines Eingangswertes Auswirkungen auf den Einfluss anderer Eingangswerte. Aufgrund dieser Kreuz-Beeinflussung bei den Eingangsdaten in die Förderwertberechnung wird eine Variationsanalyse durchgeführt. Hierzu werden alle abgeschätzten Eingangswerte um $\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$ bei Winkeln) und $\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$

bei Winkeln) variiert und sämtliche Kombinationen auf ihre Auswirkung auf den Förderwert hin analysiert. Diese Berechnungen werden für den Arbeitspunkt $0\pm 5^\circ\text{C}$ und $120\pm 5^\circ\text{C}$ durchgeführt (siehe Tabelle 5.5). Die $120\pm 5^\circ\text{C}$ entsprechen hier einer beispielhaften Kontakttemperatur für ein System bei üblichen Sumpftemperaturen von 70°C .

Zuerst wird eine Variationsrechnung durchgeführt, in der der Einfluss der Veränderung einzelner Eingangswerte im gewählten Arbeitspunkt überprüft wird. Die Sensitivität des Förderwertes auf den Einzelwert wird dadurch ersichtlich, eine Wechselwirkung der Änderung mehrerer Eingangswerte auf die Sensitivität kann dabei nicht aufgedeckt werden.

Eingangsgröße Fördergewinde	Formelzeichen	Auswirkung auf Förderwert			
		$\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$ bei Winkeln)		$\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$ bei Winkeln)	
bei Temperatur	Θ	$0\pm 5^\circ\text{C}$	$120\pm 5^\circ\text{C}$	$0\pm 5^\circ\text{C}$	$120\pm 5^\circ\text{C}$
Viskosität (Θ)	$\eta(\Theta)$	-57%	+17%	-58%	+17%
Drehzahl	n_{ottink}	-35%	-33%	-58%	-56%
Durchmesser	d_{welle}	-2%	< -1%	-5%	< -1%
Gangtiefe	f	+30%	+30%	+70%	+70%
Gangbreite	k	+8%	+8%	+17%	+17%
Dammbreite	j	-8%	-8%	-15%	-15%
Länge	l	-20%	-18%	-37%	-33%
Spalthöhe	sp	+47%	+40%	+120%	+99%
Steigungswinkel	γ	+15%	+5%	+32%	+9%
Pressung	p	+25%	+22%	+58%	+50%

Tab. 5.4: Maximale Sensitivität des Förderwertes einer Gewindeseite auf Veränderungen einzelner Eingangswerte (siehe Tabelle 5.3) um $\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$) und $\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$) bei $0\pm 5^\circ\text{C}$ und $120\pm 5^\circ\text{C}$ Schmierstofftemperatur im Dichtspalt

Wie in Tabelle 5.4 zu erkennen ist, zeigen alle Eingangsgrößen bei 120°C einen kleineren Einfluss auf den berechneten Förderwert als bei 0°C . Am größten zeigt sich der Einfluss der Spalthöhe auf den Förderwert mit $+120\%$ bei einer Veränderung von $\pm 20\%$ bei 0°C . Eine Veränderung des Einflusses bei unterschiedlicher Temperatur ist bei der Viskosität mit einem Einfluss von -58% bei 0°C und $+17\%$ bei 120°C mit $\pm 20\%$ Variation zu erkennen. Die hier gezeigten Einflüsse beschreiben einzig die Sensitivität des Förderwertes auf Variation eines Einzelwertes. Um die Wechselwirkungen bzw. die Sensitivität des Gesamtsystems auf Unsicherheiten mehrerer Eingangswerte zu untersuchen, wird im Folgenden die Sensitivität des Förderwertes auf gleichzeitige Variation aller Eingangswerte untersucht. Die Variationsrechnung wird durchgeführt, indem für jede Kombination der Eingangswerte über drei geometrisch verteilte Punkte diskretisiert und der Einfluss jedes Einzelwertes auf den Förderwert bestimmt wird (bei 3 Punkten vollvariiert mit 10 Eingangsgrößen: $3^{10} = 59.049$ Variationen). In Tabelle 5.5 ist für jeden Einzelwert die maximale Änderung des Förderwertes bei Variation um $\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$ bei Winkeln) und $\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$ bei Winkeln), unter Beeinflussung aller anderen, ebenfalls mit der gleichen

Unsicherheit variierten Eingangswerte dargestellt. Für jede Eingangsgröße wird zuerst eine Liste aller möglichen Kombinationen der restlichen Eingangsgrößen aufgestellt. Im Anschluss wird die Auswirkung der Eingangsgrößenunsicherheit an allen Arbeitspunkten auf den Förderwert berechnet. Die dargestellte Auswirkung (in %, siehe Abbildung 5.5) entspricht dem maximalen Einfluss einer Eingangsgröße aus allen untersuchten Arbeitspunkten.

Eingangsgröße Fördergewinde	Formelzeichen	Auswirkung auf Förderwert			
		$\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$ bei Winkeln)		$\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$ bei Winkeln)	
		$0 \pm 5^\circ\text{C}$	$120 \pm 5^\circ\text{C}$	$0 \pm 5^\circ\text{C}$	$120 \pm 5^\circ\text{C}$
bei Temperatur	Θ				
Viskosität (Θ)	$\eta(\Theta)$	-65,2 %	-14,6 %	-94 %	-15 %
Drehzahl	n_{ottink}	-40 %	-33 %	-91 %	-56 %
Durchmesser	d_{welle}	-10 %	< -1 %	-80 %	< -1 %
Gangtiefe	f	+34 %	+34 %	+207 %	+88 %
Gangbreite	k	+9 %	+9 %	+41 %	+21 %
Dammbreite	j	-8 %	-8 %	-29 %	-18 %
Länge	l	-27 %	-18 %	-87 %	-34 %
Spalthöhe	sp	+77 %	+45 %	+1.773 %	+126 %
Steigungswinkel	γ	+44 %	+6 %	+1231 %	+13 %
Pressung	p	+36 %	+22 %	+666 %	+51 %

Tab. 5.5: Maximale Sensitivität des Förderwertes einer Gewindeseite auf kombinierte Veränderungen aller Eingangswerte (siehe Tabelle 5.3) um $\pm 10\%$ (oder $\pm 5^\circ$) und $\pm 20\%$ (oder $\pm 10^\circ$) bei $0 \pm 5^\circ\text{C}$ und $120 \pm 5^\circ\text{C}$ Schmierstofftemperatur im Dichtspalt

Es ist erkennbar, dass der Einfluss einer Eingangswertänderung sich durch eine Temperatur-, und damit einer Viskositätsänderung, teils stark verändert. Darüber hinaus zeigt sich eine sehr starke Nichtlinearität im Besonderen bei tiefen Temperaturen ($0 \pm 5^\circ\text{C}$) mit maximalen Änderungen des berechneten Förderwertes um bis zu 1.773 % bei Änderungen der Spalthöhe um 20 % bei gleicher Unsicherheit der restlichen Eingangswerte. Auch bei Reduktion der Temperaturunsicherheit auf $0 \pm 1^\circ\text{C}$ liegt die maximale Änderung des berechneten Förderwertes bei bis zu 393 % bei Änderungen der Spalthöhe um 20 % bei gleicher Unsicherheit der restlichen Eingangswerte. Zusätzliche Varianz entsteht durch die voneinander subtrahierten Förderströme beider Gewindeabschnitte von Luft- und Ölseite, die beide den Unsicherheiten aus Tabelle 5.5 unterliegen. Selbst kleine Unterschiede der Spalthöhe oder Verformung der Rauheitskuppen zwischen Luft- und Ölseite können dadurch zu einer Änderung des Gesamtförderwertes um mehrere Größenordnungen oder einem Vorzeichenwechsel und damit einer Förderrichtungsumkehr führen. Da die Sensitivität des berechneten Förderwertes auf die einzelnen Eingangswerte stark von dem Zusammenspiel aller Eingangswerte abhängt, sind Arbeitspunkte mit wesentlich kleinerer und größerer Sensitivität möglich.

Aufgrund des starken Einflusses von arbeitspunktabhängigen Eingangsdaten, die nicht in der FE-Simulation bestimmt werden, wie Spalthöhe und Analogie-Gewindemaße, kann eine zu-

verlässige Abschätzung des Förderwertes aus der Verzerrungssimulation in Kombination mit dem Förderwertmodell nach OTTINK nicht erfolgen. Erst durch Kopplung mit einer Thermo-Elasto-Hydrodynamischen (TEHD) Kontaktsimulation, in der die Spalt- und Gewindegeometrien (Elastomerdeformationen) berechenbar sind, kann eine temperaturabhängige Aussage über den Förderwert getroffen werden. Auch in der TEHD-Simulation müssen Annahmen über die Rauheitserhebungen getroffen werden. Eine Abbildung der Materialeigenschaften auf mikroskopischer Ebene und damit eine heterogene Materialmodellierung erscheint empfehlenswert. Eine Kopplung von FE- und TEHD-Simulation kann darüber hinaus auch der Gewindeanalogie entbehren, da der hydrodynamische Fördereffekt und in Konsequenz der Förderwert in der TEHD direkt berechenbar wird.

Zwischenfazit

Es wurde ein teildreidimensionales Simulationsmodell entwickelt um den Verzerrungszustand bei Wellenrotation bestimmen zu können. Eine Analyse des umfänglichen Aufspannwinkels zeigt, dass ein minimaler Aufspannwinkel von 60° für die Simulation des mikroskopischen Verzerrungszustands ausreichend ist. Durch die Berechnung des mikroskopischen Verzerrungszustands konnte der Förderwertansatz nach OTTINK in das post-processing der Verzerrungssimulation implementiert werden. Zudem wurde in einer Sensitivitätsanalyse ersichtlich, dass der Förderwertansatz im Besonderen bei tiefen Temperaturen eine starke Sensitivität (Förderwertänderung um eine Größenordnung) auf Änderungen einzelner Eingangsgrößen aufweist. Diese starke Temperaturabhängigkeit des Einflusses einzelner Eingangsgrößen ist konsistent mit den bei tiefen Temperaturen gemessenen großen Streubreiten des Förderwerts (siehe Kapitel 4.3.2), verhindert aber eine zielgerichtete simulative Berechnung des Förderwerts.

Für die Praxis bedeutet dies, dass bezüglich des Förderverhaltens der Dichtung eine versuchs-technische Validierung der Dichtfunktion zu empfehlen ist. Bei Prüfstandsversuchen ist es bei tiefen Temperaturen essentiell, die gleiche Temperatur (nicht nur im Ölsumpf) direkt an der Prüfichtung wie an der Dichtung der Applikation zu realisieren (siehe Kapitel 4.3.2).

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Radialwellendichtringe (RWDR) kommen als dynamische Berührungsdichtungen in vielen Applikationen im Maschinenbau zum Einsatz. Die Einsatzgrenzen moderner RWDR erstrecken sich dabei über einen weiten Temperaturbereich. Gerade bei tiefen Temperaturen zeigt der Elastomerwerkstoff, aus dem RWDR größtenteils gefertigt sind, eine erhebliche Änderung in seinem Materialverhalten mit starker Versteifung und großer Dämpfung. Beide Eigenschaftsänderungen des Basismaterials können im Maschinenelement RWDR kritisch sein. Daher wurden in der vorliegenden Arbeit Methoden entwickelt, um das Verhalten des RWDR bei tiefen Temperaturen zu prüfen sowie simulativ abzuleiten und so einen funktionsfähigen Betrieb gewährleisten zu können. Dazu wurde im Rahmen der abgeleiteten Kernfragen untersucht, wo die Folgefähigkeitsgrenzen eines RWDR liegen und wie diese geprüft, simuliert und interpretiert werden können. Zudem wurde ebenfalls evaluiert wie sich das Förderverhalten bei tiefen Temperaturen ändert und wie dieses geprüft, sowie aus Verzerrungssimulationen berechnet werden kann.

Zur Prüfung von RWDR bei tiefen Temperaturen wurden Prüfstände zur Reibmoment-, Förderwert- und statischen Folgefähigkeitsanalyse für Temperaturen bis zu -35°C umgerüstet. Dabei zeigte sich ein starker Einfluss der Temperaturmessposition im Ölsumpf bei tiefen Temperaturen. Während des statischen Abkühlens ist die Wärmeleitung im Ölsumpf aufgrund fehlender Konvektion sehr gering. Auch bei dynamischer Prüfung stellt sich ein Temperaturgefälle in der Prüfzelle von der aktiv gekühlten Wandung zum RWDR ein. Dies kann durch anhaftenden Schmierstoff unterhalb seines Pourpointes an der Prüfzellenwand begründet werden. Es bildet sich so je nach Kühl-, Reibleistung und erzwungener Konvektion durch die Rotation ein unterschiedlich großer, bewegter und erwärmter Ölsumpf in einem nicht bewegten, stark gekühlten Ölsumpf aus.

Daher ist es bei Prüfungen zur Systemvalidierung zu empfehlen, die Quantifizierung der Dichtsystemtemperatur nicht wie bei hohen Temperaturen üblich durch die Sumpftemperatur, sondern durch die Temperatur in unmittelbarer Nähe zur RWDR-Membran vorzunehmen.

Das Folgefähigkeitsverhalten wurde im kritischsten Zeitpunkt, dem Anfahrzustand und damit ohne Rotation und Eigenerwärmung untersucht. In den experimentellen Untersuchungen zeigte sich dabei, dass RWDR über einen weiten Temperaturbereich, selbst bei niedrigen Frequenzen von ca. 1 Hz, sowie Amplituden unterhalb der nach [DIN3761-1] ertragbaren, bereits ca. 10°C über ihrem Glasübergangspunkt einen Folgefähigkeitsverlust zeigen. Dabei kann die Dichtkante der Welle radial nicht mehr folgen, wodurch ein Spalt klafft und die Dichtfunktion gestört wird. Für beide untersuchten Materialien, FKM und NBR, zeigte sich ein gleicher Abstand zwischen

Glasübergangstemperatur und Grenztemperatur der Folgefähigkeit im Versuch, was die Möglichkeit des Übertrages auf weitere Materialien impliziert.

Für die Praxis bedeutet dies, dass es bereits bei RWDR-Systemtemperaturen oberhalb des Glasübergangspunkts zu Leckage am Dichtsystem wegen Folgefähigkeitsverlust kommen kann. Die Glasübergangstemperatur reicht damit nicht als untere Auslegungsgrenze zur Leckagevermeidung aus.

Für RWDR aus FKM zeigten sich bei Prüfstandsuntersuchungen bei RWDR-Temperaturen um den Glasübergangspunkt im Betrieb Störungen im Förderverhalten, wobei in Anfahrversuchen gezeigt wurde, dass der RWDR in der Nähe des Dichtkontaktes einen Großteil seiner Aufwärmung bereits in den ersten Minuten des Betriebs durchläuft. Durch die starke Eigenerwärmung wird der Ölsumpf um den RWDR sowie die Dichtkante des RWDR schnell erwärmt, was einen selbstheilenden Effekt zur Folge hat. Der Betrag wie auch die Geschwindigkeit der Eigenerwärmung ist dabei aufgrund der hohen Viskositäten im Dichtkontakt größer, je tiefer die Temperaturen sind. Darüber hinaus zeigte sich eine gute Anwendbarkeit des Reibansatzes von ENGELKE, auch bei Bestimmung des Grenzreibwertes bei hohen Sumpftemperaturen, was einen Übertrag bestehender Berechnungsmodelle und Eingangsdaten auf Simulationen bei tiefen Temperaturen möglich erscheinen lässt. Aufgrund der großen möglichen Unterschiede zwischen Sumpf- und RWDR-Temperatur sowie den Störungen im Förder-/Dichtverhalten in der Nähe des Glasübergangspunkts ist eine Überprüfung des RWDR-Betriebsverhaltens mit gleicher RWDR-Temperatur wie in der Applikation zu empfehlen, um einen sicheren Betrieb gewährleisten zu können.

Gleichzeitig bedeutet dies für die Praxis, dass RWDR je nach Arbeitspunkt auch bei Sumpftemperaturen unterhalb des Glasübergangspunkts sicher betrieben werden können, solange die RWDR-Temperatur selbst ausreichend hoch ist.

In den Folgefähigkeitssimulationen zeigte sich eine Veränderung des Bauteilverhaltens mit stärkerer Dämpfung bei tieferen Temperaturen. Mit dem eingeführten lokalen Pressungsquotienten aus minimaler und maximaler Pressung einer Wellenschwingung, konnte das Folgefähigkeitsvermögen des RWDR als Kennzahl beschrieben werden. Eine Verringerung dieses Pressungsquotienten korrespondierte dabei für beide Materialien mit den beobachteten Folgefähigkeitsverlusten in den experimentellen Untersuchungen. Dabei konnte ein Pressungsquotient von $k_{\text{press}} \approx 0,75$ für beide Materialien und unterschiedliche Arbeitspunkte als Versagensgrenze bei symmetrischer sinusförmiger Wellenschwingung identifiziert werden. In der Praxis kann dies als Kriterium dienen, um RWDR konservativer als mit der Glasübergangstemperatur auslegen zu können. Eine Abstraktion der Folgefähigkeitssimulation durch eine axialsymmetrische Modellierung zeigte für die untersuchte Bauform gute Übereinstimmung mit einer dreidimensionalen Simulation, bei einer um den Faktor 140 kürzeren Rechenzeit. Darüber hinaus konnte die Zulässigkeit der Abstraktion des Wellenschlags als horizontale Oszillation im Vergleich mit einem simulativ vollparametrisch abgebildeten, umlaufenden Wellenschlag gezeigt werden. Dies sowie die Nutzung des axialsymmetrischen Modells ermöglicht es, zukünftig größere Kennfelder und Bauformanalysen in der axialsymmetrischen Simulation durchzuführen und nur an einzelnen Punkten des Versuchsraums mit der dreidimensionalen Simulation zu validieren.

Zudem erlaubt dies dem Anwender, zusammen mit dem Pressungsquotienten als mögli-

ches Funktionskriterium ($k_{\text{press}} \geq 0,75$), innerhalb weniger Minuten simulativ die RWDR-Systemempfindlichkeit auf Wellenrundlauffehler konservativ zu ermitteln.

Um den Verzerrungszustand der Dichtkante im Kontakt zu analysieren, wurde eine gesonderte Simulation aufgebaut. Das darin implementierte Förderwertmodell zeigte eine hohe Sensitivität der Eingangsdaten auf den Förderwert, die mit tieferen Temperaturen zunimmt. Eine Prognose des Förder- bzw. Dichtverhaltens war dadurch nicht möglich.

In der Praxis wird daher, zumindest für das Förder- und Dichtverhalten, eine versuchstechnische Überprüfung des zuverlässigen Betriebs der Dichtung, unter Berücksichtigung der bisher beschriebenen Randbedingungen wie Messung der Temperatur direkt an der Dichtung und Prüfung der tatsächlichen Dichtungs-, nicht Sumpftemperatur, aus der Applikation empfohlen.

Ausblick

In Zukunft gilt es die vorgestellte Methodik bezüglich der Aufdeckung der Folgefähigkeitsgrenzen auf andere Bauformen und Betriebszustände zu übertragen und die Verzerrungssimulation so zu erweitern, dass Schlüsse bezüglich der Förderfähigkeit im Betrieb zulässig sind. Am kritischsten ist hierbei Ersteres, da dies zu einem in kurzer Zeit erreichbaren Mehrwert in der Auslegung und Validierung von Dichtsystemen führt. Zudem ist Zweiteres nur bei so kühlen Umgebungen relevant, in denen der RWDR selbst trotz Eigenerwärmung im Umfeld seiner Glasübergangstemperatur verharret.

Zu Ersterem empfiehlt es sich, die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Simulationsmodelle bezüglich des Folgefähigkeitsverhaltens für Systemumgebungen im stationären Betrieb, größeren Frequenzen und weiteren Bauformen zu validieren. Obgleich der Übertrag auf solche Beanspruchungskollektive bereits vorbereitet ist, muss die Übertragbarkeit im Vergleich mit Prüfstandsversuchen gezeigt werden. Gleiches gilt für die gute Übereinstimmung des vorgestellten vereinfachten Simulationsansatzes (axialsymmetrisch) mit den detaillierteren dreidimensionalen Simulationen des Rundlauffehlers. Die genannten Validierungen können zukünftig eine strukturierte und schnelle simulative Überprüfung der Leistungsfähigkeit des Dichtsystems bei tiefen Temperaturen in unterschiedlichen Betriebsphasen (Anfahrt, stationärer Betrieb) ermöglichen. Dies würde Anwender zukünftig in die Lage versetzen, entsprechend ihrer Dichtheitsansprüche (Leckage bei Anfahrt tolerierbar oder nicht) genaue temperaturabhängige Rundlauftoleranzen für ihr verwendetes Dichtsystem zu fordern bzw. bei gegebenen Toleranzen geeignete Bauformen und Materialien zu wählen, um einen sicheren Betrieb der RWDR zu ermöglichen.

Um Wirkmechanismen bezüglich der Verzerrung und dem Förderverhalten simulativ untersuchen zu können, ist eine Validierung der aufgebauten Verzerrungssimulation durch Messung der Verzerrungswinkel an RWDR in der Kontaktzone anzustreben. Nach Validierung dieser würde eine Kopplung der Simulation mit einer Thermo-Elasto-Hydrodynamischen (TEHD) Kontaktsimulation die Berechnung des Förderwertes ohne gesonderten Förderwertansatz ermöglichen. Dies könnte in Konsequenz zu einer Gesamtsystemsimulation führen, mit der das Förder- bzw. Dichtverhalten eines RWDR temperatur- und arbeitspunktabhängig analysiert werden kann. Die Temperaturabhängigkeit der Dichtfunktionsgrenzen könnte dann simulativ vorhergesagt und

müsste nicht mehr im Versuch ermittelt werden. Dies würde in der Praxis dazu führen, dass bei Kenntnis der Beanspruchung und der Temperatur am RWDR in der Applikation eine klare Aussage über die Dichtreserven des RWDR getroffen werden könnte und somit eine konsequente Auslegung des RWDR-Materials und der Bauform für die Applikation möglich wäre.

7 Anhang A

7.1 Konzeptentwurf: Verzerrungsabschätzung in axialsymmetrischer Simulation

Im Folgenden wird ein Konzept für ein Analogiemodell vorgestellt in dem der RWDR durch einfach zu berechnende Grundkörper abstrahiert wird. Es wird ein erster Vergleich zwischen abgeschätzten Verzerrungsgrößen aus dem Analogiemodell und jenen aus der Simulation gezogen, bei dem ersichtlich ist, dass zum jetzigen Zeitpunkt nur qualitative Analysen mit dem Konzeptentwurf möglich sind. Diese Abstraktion könnte in Zukunft eine Grundlage für vereinfachte semi-empirische Modelle zur Abschätzung der Verzerrung bieten und darüber hinaus mit einigen Anpassungen auch auf Folgefähigkeits-Abschätzungen übertragbar sein.

Wie in Kapitel 5.2.1 vorgestellt, kann der tangentialer Verzerrungszustand eines RWDR in einen makroskopischen und einen mikroskopischen Anteil unterteilt werden. Diese sollen hier einzeln vorgestellt werden. Um die makroskopische Verzerrungslänge l_{verzerr} (siehe Abbildung 5.14) der RWDR Schnittebene analytisch abschätzen zu können, wird der RWDR bis zur Kontaktebene als torsionsbelastetes, dünnwandiges Rohr abstrahiert (siehe Abbildung 7.1).

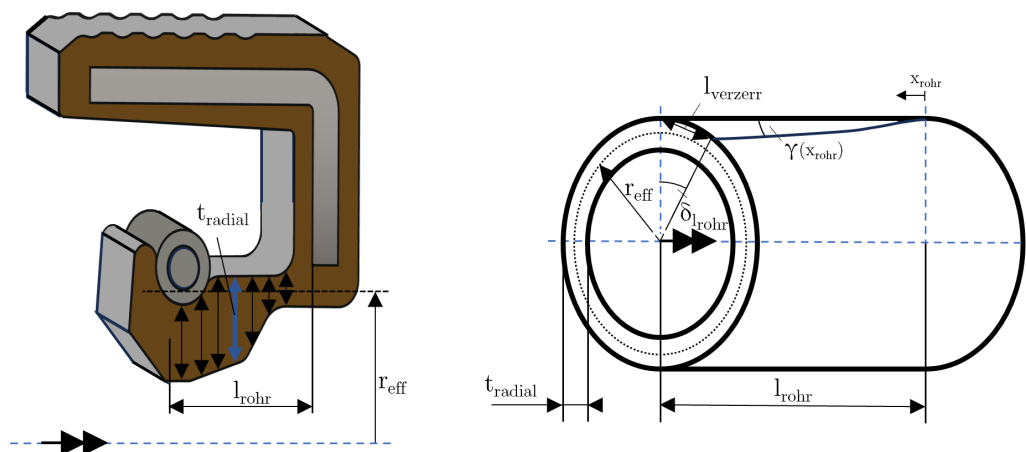


Abb. 7.1: Schematische Gegenüberstellung: RWDR (links), Analogie Rohrmodell RWDR-Membran (rechts)

Die Wandstärke des Rohres entspricht der mittleren Elastomerdicke in radialer Richtung zwischen Versteifungsblech und Kontaktzone (siehe Kapitel 4.1.1). Für die Länge des Rohres wird der axiale Abstand zwischen Versteifungsblech und Kontaktende angenommen. Die makroskopi-

sche Verzerrungslänge l_{verzerr} berechnet sich für kleine Verdrehwinkel aus dem torsionsbedingten Verdrehwinkel $\delta_{l_{\text{rohr}}}$ am Ende des dünnwandigen Rohres:

$$l_{\text{verzerr}} = \tan(\delta_{l_{\text{rohr}}}) \cdot r_{\text{eff}} \quad (7.1)$$

Der Verdrehwinkel am Rohrende selbst kann für dünnwandige Rohre aus der Rohrlänge l_{rohr} , dem Schubmodul G , dem Torsionsmoment M_t sowie dem Flächenträgheitsmoment berechnet werden. Das Flächenträgheitsmoment $I_{t,\text{rohr}}$ selbst ist einzig von geometrischen Größen, dem Effektivradius des Rohres r_{eff} sowie der Wandstärke t_{radial} , abhängig.

$$\delta_{l_{\text{rohr}}} = \frac{M_t}{G \cdot I_{t,\text{rohr}}} \cdot l_{\text{rohr}} \quad (7.2)$$

Mit:

$$I_{t,\text{rohr}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{eff}}^3 \cdot t_{\text{radial}}$$

Alle Eingangsdaten, außer der Schubmodul G , zur Berechnung der makroskopischen Verzerrungslänge sind bekannte geometrische Größen des Rohrmodells. Der Schubmodul wird durch den für viskoelastische Materialien bei Langzeitbelastungen überwiegenden Speichermodul bei der kleinsten in der DMA gemessenen Frequenz (siehe Abbildung 4.7) approximiert. Die Temperatur in der Mitte der dünnsten Stelle der Elastomermembran wird als Temperatur für die Schubmodulabschätzung herangezogen.

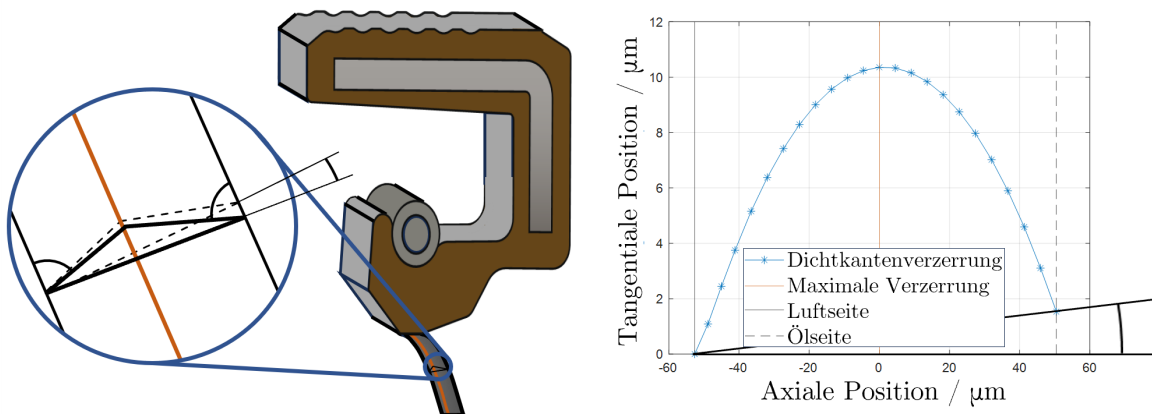


Abb. 7.2: Schematische Schnittenebene des RWDR in Kontakt mit Verkipfung (links), simulierte Verzerrung im Kontakt mit Verkipfungswinkel des Verzerrungsprofils (rechts)

Modellhaft wird angenommen, dass die Verkipfung des Verzerrungsprofils der Verkipfung der Dichtkante bei Bewegung in die tangentielle Richtung der Wellenrotation entspricht. Wie in Abbildung 7.2 erkennbar, entspricht die Verkipfung des Verzerrungsprofils im Kontakt damit geometrisch dem reibungsbedingten Verkipfungswinkel der Schnittenebene.

Während der kumulierte Verdrehwinkel $\delta(x_{\text{rohr}})$ abhängig von der Rohrlänge, -dicke und Torsionsbelastung ist, kann der verzerrungsbedingte Verkippungswinkel $\gamma(x_{\text{rohr}})$ in jedem Punkt des Rohrmantels abhängig von der Dicke des Rohres an der jeweiligen Stelle sowie der Torsionsbelastung berechnet werden. Der Bereich der Dichtkante kann dadurch ebenfalls als ein dünnwandiges Rohr mit der Länge der Kontaktzone b_{axial} sowie der homogenen Wandstärke der mittleren Elastomerdicke im Bereich der Kontaktzone t_{kontakt} abstrahiert werden (siehe Abbildung 7.3).

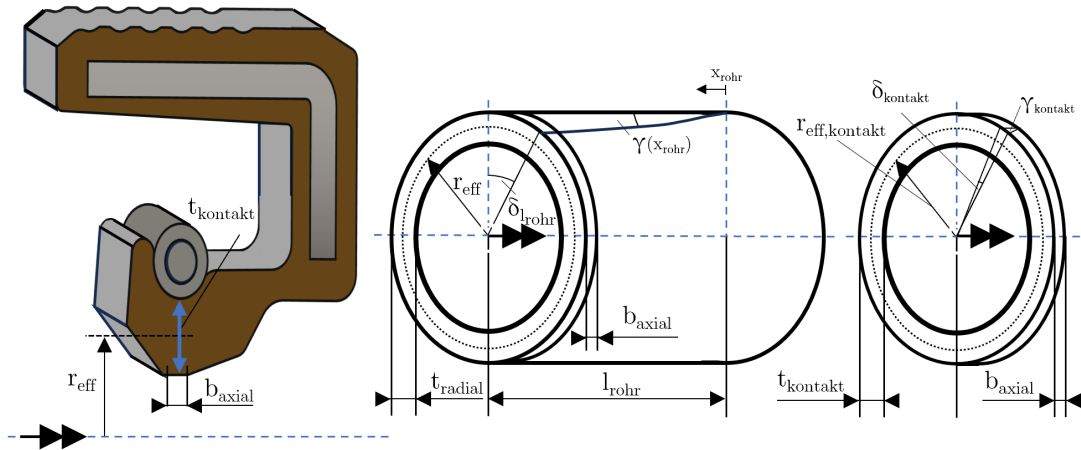


Abb. 7.3: Schematische Gegenüberstellung: RWDR (links), Analogie Rohrmodell RWDR-Membran (mittig) und Analogie Rohrmodell Kontaktzone (rechts) mit relevanten Maßen

Der Verkippungswinkel an der Kontaktzone γ_{kontakt} kann aus dem Torsionswinkel δ_{kontakt} mit der folgenden kinematischen Zwangsbedingung berechnet werden:

$$\gamma_{\text{kontakt}} = \text{atan} \left(\frac{\tan(\delta_{\text{kontakt}}) \cdot r_{\text{eff,kontakt}}}{b_{\text{axial}}} \right) \quad (7.3)$$

Der Torsionswinkel am Rohrende kann durch die Vereinfachung auf ein dünnwandiges Rohr aus dem Schubmodul G , der Wanddicke t_{radial} , dem effektiven Rohrradius $r_{\text{eff,kontakt}}$ sowie der Rohrlänge b_{axial} wie folgt errechnet werden:

$$\delta_{\text{kontakt}} = \frac{M_t}{G \cdot I_{t,\text{kontakt}}} \cdot b_{\text{axial}} \quad (7.4)$$

Mit:

$$I_{t,\text{kontakt}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{eff,kontakt}}^3 \cdot t_{\text{kontakt}}$$

Durch Einsetzen der Gleichung 7.4 in Formel 7.3 ergibt sich für kleine Winkel der Verkippungswinkel γ_{kontakt} zu:

$$\gamma_{\text{kontakt}} = \frac{M_t}{G \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{eff,kontakt}}^2 \cdot t_{\text{kontakt}}} \quad (7.5)$$

Wie auch bei der Abschätzung der makroskopischen Verzerrungslänge sind alle Eingangsdaten, außer dem Schubmodul G , zur Berechnung des Verkippungswinkels bekannt. Der Schubmodul wird für die mit dem Ansatz nach ENGELKE berechnete Kontakttemperatur aus dem für viskoelastische Materialien bei Langzeitbelastungen überwiegenden Speichermodul bei der kleinsten in der DMA gemessenen Frequenz (siehe Abbildung 4.7) approximiert. Der Verkippungswinkel und die makroskopische Verzerrungslänge können damit aus bauformbedingten Abmessungen des RWDR und Ergebnissen der DMA-Messung an Elastomerprüfplatten (siehe Kapitel 4.1.2) analytisch abgeschätzt werden. Wie in Abbildung 7.4 zu erkennen ist, reagiert das analytische Modell um eine Größenordnung steifer als die umfangreiche Verzerrungssimulation. Zukünftig ist ein experimenteller Abgleich der Verzerrungsgrößen anzustreben um die Materialmodellierung bzw. eine Angleichung des analytischen Modells an die tatsächliche Verzerrung zu ermöglichen.

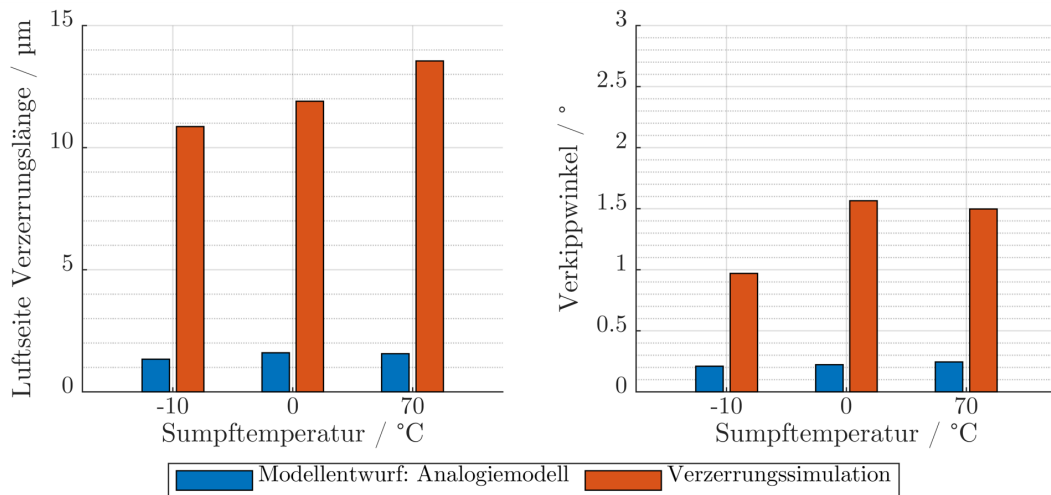


Abb. 7.4: Vergleich der simulierten makroskopischen Verzerrungsgrößen (siehe Kapitel 5.2.3) mit dem vorgestellten Konzeptentwurf eines Analogiemodells für FKM bei 600 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46 bei den Sumpftemperaturen von -10°C , 0°C und 70°C , luftseitige Verzerrungslänge (links), Verkippwinkel (rechts)

Um den luft- und ölseitigen Verzerrungswinkel ohne Verkippung der Schnittebene abschätzen zu können, wird der Verzerrungszustand durch folgendes Modell angenähert. Es wird unterstellt, dass der sich im Kontakt einstellende Verzerrungszustand ähnlich dem Verzerrungszustand der relaxierten Dichtkante mit aufgeprägtem Reibspannungsverlauf ist (siehe Abbildung 7.5).

Aufgrund der kleinen, radialen Abmessungen des betrachteten, relaxierten Dichtkantenstückes im Vergleich zum Durchmesser wird die Verzerrung vereinfacht als Abwicklung betrachtet. Das Modell besteht so aus einem Körper mit Dreiecks-Querschnitt und der Länge des Dichtkantenumfangs. Das Dreieck ist definiert durch die Berührbreite des RWDR im berechneten Kontakt sowie die luft- und ölseitigen Flankenwinkel der Dichtkante im montierten Zustand. Der Reibspannungsverlauf wird als Schubspannungsverlauf an der Oberfläche des Körpers aufgebracht.

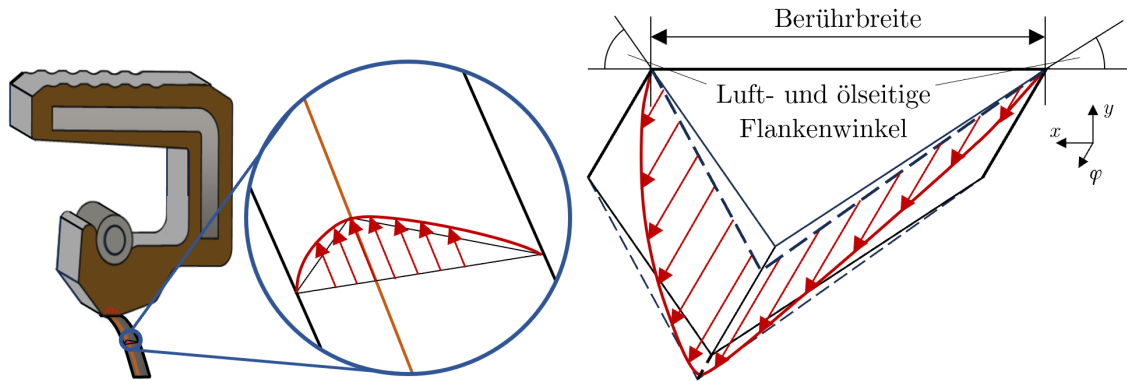


Abb. 7.5: Schematische Gegenüberstellung: RWDR Kontakt (rechts) mit eingezeichnetem tangentialen Reibspannungsverlauf (rot) im Kontakt, Prisma als Abstraktion der deformierten Dichtkante mit aufgeprägtem Reibspannungsverlauf (rot)

Die Grundfläche des Körpers ist eingespannt. Zur Berechnung der Verzerrung in Abwicklungsrichtung wird der Körper in mehrere Teile entlang der Berührbreite unterteilt (siehe Abbildung 7.6). Bei der Breite dieser Teilungen kann sich an der Elementbreite der Vernetzung im axialsymmetrischen Dichtkontakt orientiert werden. Die Verzerrung jedes Einzelteils kann dann für jedes korrespondierende Element im Dichtkontakt berechnet werden.

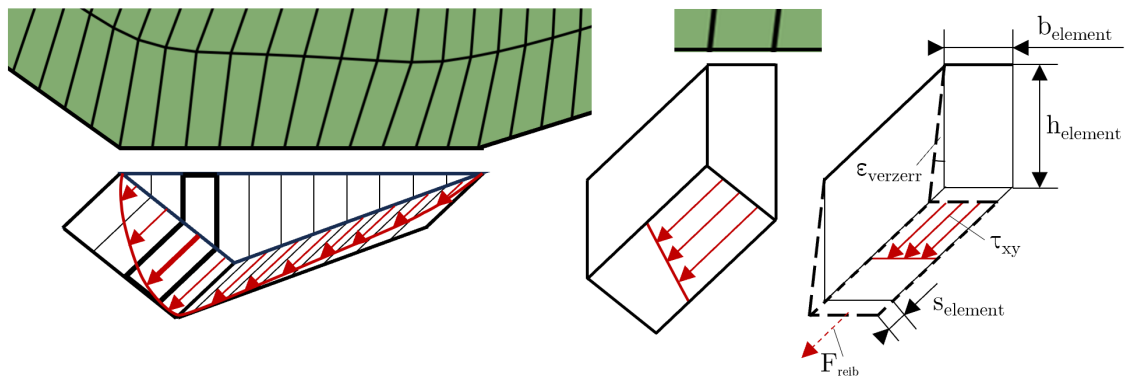


Abb. 7.6: Teilung des Trapez (links unten) entsprechend der Elementbreite der Vernetzung des RWDR (links oben) im Dichtkontakt, Trapezteil mit Reibspannungsverlauf (mittig), vereinfachtes Trapezteil als schubbelasteter Quader (rechts) mit eingezeichneter äquivalenter elementbezogener Reibkraft F_{reib}

Zu jedem im Kontakt befindlichen Knoten im axialsymmetrischen Modell kann aus Reibungskoeffizient und Pressung eine tangentiale Reibspannung berechnet werden. Der Schubmodul G wird durch den für viskoelastische Materialien bei Langzeitbelastungen überwiegenden komplexen Speichermodul bei der kleinsten in der DMA gemessenen Frequenz (siehe Abbildung 4.7) bei der Kontakttemperatur approximiert. Schubmodul und Reibspannung können zur Verzerrungsberechnung des korrespondierenden Modellteils genutzt werden.

Der Nick-Verzerrungswinkel $\epsilon_{\text{verzerr}}$ (Gleitung) eines Einzelteils berechnet sich unter der Prämisse linearer Elastizität zu:

$$\epsilon_{\text{verzerr}} = \frac{\tau_{\text{xy}}}{G} \quad (7.6)$$

Mit τ_{xy} als Quotient aus anteiliger Reibkraft F_{reib} und Reibfläche:

$$\tau_{\text{xy}} = \frac{F_{\text{reib}}}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{welle}} \cdot b_{\text{element}}} \quad (7.7)$$

Die Verzerrung s_{Element} in Abwicklungs- und damit in Umfangsrichtung kann für jedes Teil durch den Zusammenhang aus Elementhöhe h_{Element} und Nick-Verzerrungswinkel $\epsilon_{\text{verzerr}}$ wie folgt berechnet werden:

$$s_{\text{element}} = \tan(\epsilon_{\text{verzerr}}) \cdot h_{\text{element}} \quad (7.8)$$

Aus den absoluten Verzerrungen der Einzelteile in tangentielle Richtung können analog zu dem dreidimensionalen Modell (siehe Kapitel 5.2.1, Abbildung 5.15) der luftseitige Verzerrungswinkel $\gamma_{\text{l, analogie}}$ und der ölseitige Verzerrungswinkel $\gamma_{\text{o, analogie}}$ berechnet werden.

Das verkippte Verzerrungsprofil (siehe Abbildung 7.2) kann durch Rotation der öl- und luftseitigen Verzerrungswinkel um den Verkippwinkel γ_{kontakt} bestimmt werden. Dies erfolgt durch Addition des im Rohr-Analogiemodell (siehe Abbildung 7.3) berechneten Verkippwinkel γ_{kontakt} auf den ölseitigen $\gamma_{\text{o, analogie}}$ und Subtraktion von dem luftseitigen Verzerrungswinkel $\gamma_{\text{l, analogie}}$:

$$\gamma_{\text{o}} = \gamma_{\text{o, analogie}} + \gamma_{\text{kontakt}} \quad (7.9)$$

$$\gamma_{\text{l}} = \gamma_{\text{l, analogie}} - \gamma_{\text{kontakt}} \quad (7.10)$$

Die durch Kombination der beiden Modelle abgeschätzten ölseitigen Verzerrungswinkel γ_{o} und luftseitigen Verzerrungswinkel γ_{l} können als Eingangsdaten für die Förderwertberechnung genutzt werden. Die vorgestellten Abschätzungsmodelle für makroskopische Verzerrung, Verkippwinkel und luft- wie ölseitigen Verzerrungswinkel werden als post-processing in die axialsymmetrische Montagesimulation implementiert. Im Folgenden werden die Ergebnisse der teildreidimensionalen Verzerrungssimulation (siehe Kapitel 5.2.3) den Ergebnissen der vereinfachten Verzerrungsabschätzung im axialsymmetrischen Modell gegenübergestellt (siehe Abbildung 7.7). Sämtliche Eingangsgrößen, ebenso wie die Geometrie, sind in beiden Simulationen, wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben, deckungsgleich.

Aus Abbildung 7.7 ist ersichtlich, dass der Konzeptentwurf des Analogiemodells ca. eine Größenordnung steifer auf Verzerrung reagiert als die Verzerrungssimulation. Dies zeigt sich bilanziell

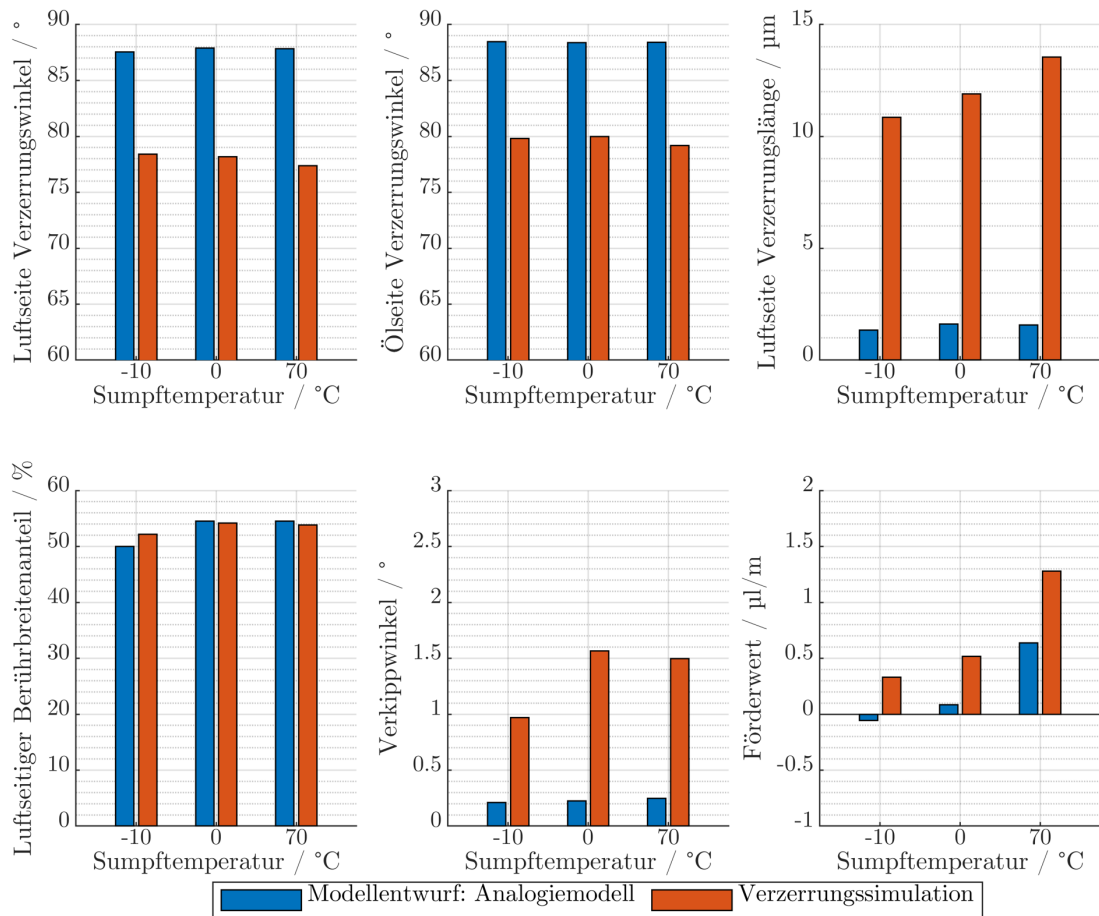


Abb. 7.7: Vergleich der simulierten Verzerrungsgrößen (siehe Kapitel 5.2.3) mit dem vorgestellten Konzeptentwurf eines Analogiemodells für FKM bei 600 min^{-1} mit PG-Getriebeöl der Viskosität ISO VG 46 bei den Sumpftemperaturen von -10°C , 0°C und 70°C , luftseitiger Verzerrungswinkel (oben links), ölseitiger Verzerrungswinkel (oben mittig), luftseitige Verzerrungslänge (oben rechts), Verhältnis der luft- und ölseitigen Berührbreitenanteile (unten links), Verkippwinkel (unten mittig), Förderwert nach Kapitel 5.2.4 (unten rechts)

am einfachsten an der luftseitigen Verzerrungslänge (oben rechts) als Zeiger der mikroskopischen Verzerrungsausprägung. Der Förderwert (siehe Kapitel 5.2.4) erscheint im Analogiemodell kleiner und damit näher an den erhobenen Messwerten (siehe Kapitel 4.3.2), was aufgrund der gezeigten starken Sensitivität des Fördermodells auf einzelne Eingangswerte schwer interpretierbar bleibt. Die Veränderung des Förderwertes zeigt allerdings einen robusten Trend auch bei unterschiedlichen Eingangswinkeln mit sinkenden Förderwerten bei Verringerung der Temperatur.

Gründe für das steifere Verhalten des Analogiemodells können in der ausschließlichen Modellierung mit dem Schubmodul und damit mit den Scherungseigenschaften des Materials, sowie in der fehlenden Kopplung der einzelnen Modellteile im Kontakt begründet liegen. Gerade die Verformung durch Montage und Verzerrung an der Dichtkante beinhalten Druckkomponenten und

sind darüber hinaus biaxiale Spannungszustände. Hier kann zukünftig eine verbesserte Materialmodellierung oder eine Anpassung der Vereinfachungen bzw. der Abstraktionen vorgenommen werden. Weiterhin wäre ein Fit des Analogiemodells bzw. des Schubmoduls auf eine durchgeführte Verzerrungssimulation möglich, um in einem zweiten Schritt weitere Arbeitspunkte mittels des angeglichenen Modells zu approximieren. Ebenso ist ein Übertrag der Modellvorstellung auf ein radial belastetes Rohr mit Schubmodul-Modellierung durch den Verlustmodul denkbar, um Abschätzformeln für die Folgefähigkeit herzuleiten.

Zwischenfazit

Es wurde ein Konzept für ein Analogiemodell vorgestellt, um RWDR mit einfachen Grundkörpern analytisch zu abstrahieren. Obgleich das Analogiemodell den Verzerrungszustand um eine Größenordnung zu steif approximiert, könnte das Materialmodell bzw. das Analogiemodell zukünftig an die Simulation angeglichen werden. Es bietet die Möglichkeit den Modellgedanken auf weitere Funktionsgrößen wie die Folgefähigkeit zu übertragen sowie das Potential analytisch begründete Abschätzformeln abzuleiten.

Diese Abschätzformeln würden in der Praxis die Möglichkeit geben, komplexe Zusammenhänge wie Folge- bzw. Verzerrungs- und Dichtfähigkeit mit schnell anwendbaren Näherungsformeln, ohne die Notwendigkeit einer FE-Simulation, abzuschätzen.

8 Anhang B

8.1 Messdaten

Tab. 8.1: Rohdaten des Folgefähigkeitskennfelds für RWDR aus FKM und NBR bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -35°C und 5°C zu Abbildung 4.26

Temperatur / $^\circ\text{C}$	Frequenz / Hz	Grenzamplitude FKM / μm	Grenzamplitude NBR / μm
-35	0,1	-	25
-35	0,2	-	25
-35	0,3	-	25
-35	0,4	-	40
-35	0,5	-	25
-35	0,6	-	20
-35	0,7	-	25
-35	0,8	-	25
-35	0,9	-	25
-35	1	-	25
-35	2,50	-	30
-35	5	-	35
-35	7,50	-	35
-35	10	-	40
-30	0,1	25	5
-30	0,2	30	5
-30	0,3	25	5
-30	0,4	35	5
-30	0,5	30	5
-30	0,6	30	5
-30	0,7	40	5
-30	0,8	40	5
-30	0,9	45	5
-30	1	40	5
-30	2,50	65	5
-30	5	70	5
-30	7,50	75	5
-30	10	80	5

Tab. 8.1: Rohdaten des Folgefähigkeitskennfelds für RWDR aus FKM und NBR bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -35°C und 5°C zu Abbildung 4.26

Temperatur / $^\circ\text{C}$	Frequenz / Hz	Grenzamplitude FKM / μm	Grenzamplitude NBR / μm
-25	0,1	5	10
-25	0,2	10	20
-25	0,3	10	20
-25	0,4	10	20
-25	0,5	5	20
-25	0,6	5	20
-25	0,7	5	20
-25	0,8	5	20
-25	0,9	5	20
-25	1	5	20
-25	2,50	30	20
-25	5	40	25
-25	7,50	10	30
-25	10	50	30
-20	0,1	10	15
-20	0,2	5	5
-20	0,3	10	25
-20	0,4	10	15
-20	0,5	10	20
-20	0,6	15	10
-20	0,7	15	10
-20	0,8	15	15
-20	0,9	15	10
-20	1	15	15
-20	2,50	15	5
-20	5	20	5
-20	7,50	25	5
-20	10	5	5
-15	0,1	5	55
-15	0,2	5	25
-15	0,3	5	50
-15	0,4	5	30
-15	0,5	5	35
-15	0,6	10	35
-15	0,7	5	35
-15	0,8	10	35
-15	0,9	10	35
-15	1	10	40
-15	2,50	10	30

Tab. 8.1: Rohdaten des Folgefähigkeitskennfelds für RWDR aus FKM und NBR bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -35°C und 5°C zu Abbildung 4.26

Temperatur / $^\circ\text{C}$	Frequenz / Hz	Grenzamplitude FKM / μm	Grenzamplitude NBR / μm
-15	5	20	30
-15	7,50	20	30
-15	10	25	30
-10	0,1	20	240
-10	0,2	10	220
-10	0,3	20	2
-10	0,4	10	160
-10	0,5	20	140
-10	0,6	10	180
-10	0,7	20	170
-10	0,8	10	170
-10	0,9	20	170
-10	1	10	180
-10	2,50	20	120
-10	5	25	1
-10	7,50	25	90
-10	10	30	90
-5	0,1	25	-
-5	0,2	30	-
-5	0,3	12,5	-
-5	0,4	37,5	-
-5	0,5	45	-
-5	0,6	40	-
-5	0,7	42,5	-
-5	0,8	20	-
-5	0,9	25	-
-5	1	35	-
-5	2,50	10	-
-5	5	5	-
-5	7,50	30	-
-5	10	40	-
0	0,1	30	-
0	0,2	50	-
0	0,3	5	-
0	0,4	65	-
0	0,5	70	-
0	0,6	70	-
0	0,7	65	-
0	0,8	30	-

Tab. 8.1: Rohdaten des Folgefähigkeitskennfelds für RWDR aus FKM und NBR bei Wellenauslenkung bis zu 250 μm mit 0,1 Hz bis 10 Hz bei Temperaturen zwischen -35°C und 5°C zu Abbildung 4.26

Temperatur / $^\circ\text{C}$	Frequenz / Hz	Grenzamplitude FKM / μm	Grenzamplitude NBR / μm
0	0,9	30	-
0	1	60	-
0	2,50	30	-
0	5	30	-
0	7,50	10	-
0	10	5	-
5	0,1	45	-
5	0,2	45	-
5	0,3	50	-
5	0,4	45	-
5	0,5	160	-
5	0,6	45	-
5	0,7	50	-
5	0,8	180	-
5	0,9	50	-
5	1	50	-
5	2,50	130	-
5	5	1	-
5	7,50	90	-
5	10	120	-

Tab. 8.2: Daten der Förderwertmessungen für RWDR aus FKM bei Temperaturen direkt am RWDR von -11°C bis 70°C und Drehzahlen von 300 min^{-1} bis 900 min^{-1} zu Abbildung 4.28

Förderwert-Prüfzelle	Drehzahl / min^{-1}	Temperatur / $^\circ\text{C}$	Mittelwert / $\mu\text{l/m}$	Minimum / $\mu\text{l/m}$	Maximum / $\mu\text{l/m}$
Tieftemperatur	300	-11	-0,0049	-0,0170	0,01551
Tieftemperatur	600	-11	-0,0009	-0,0159	0,0169
Tieftemperatur	900	-11	-0,0020	-0,0044	0,0010
Tieftemperatur	300	0	0,0025	-0,0051	0,0112
Tieftemperatur	600	0	0,0029	-0,0041	0,0135
Tieftemperatur	900	0	0,0007	0	0,0015
Referenz	300	70	0,0107	0,0079	0,0142
Referenz	600	70	0,0094	0,0079	0,0108
Referenz	900	70	0,0107	0,0093	0,0122

Tab. 8.3: Daten der Reibmomentmessungen für RWDR aus FKM bei Temperaturen direkt am RWDR bei -11°C und 70°C und Drehzahlen von 300 min^{-1} bis 900 min^{-1} zu Abbildung 4.31

Feder verbaut	Drehzahl / min^{-1}	Temperatur / $^{\circ}\text{C}$	Reibmoment / Nm
Ja	300	-11	0,54
Nein	300	-11	0,39
Ja	300	70	0,32
Nein	300	70	0,15
Ja	600	-11	0,58
Nein	600	-11	0,45
Ja	600	70	0,37
Nein	600	70	0,15
Ja	900	-11	0,54
Nein	900	-11	0,32
Ja	900	70	0,41
Nein	900	70	0,14

9 Literaturverzeichnis

Normen und Standards

- [ASTMD2137-11] ASTM D2137-11: *ASTM D2137 - 11 (Reapproved 2018) Test Methods for Rubber Property.*
- [DIN3760] DIN 3760: *DIN 3760:1996-09, Radial-Wellendichtringe.*
- [DIN3761-1] DIN 3761-1: *DIN 3761-1:1984, Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge.*
- [DIN3761-2] DIN 3761-2: *DIN 3761-2:1984, Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge.*
- [DIN3761-9] DIN 3761-9: *DIN 3761-9:1984, Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge.*
- [DIN4768] DIN 4768: *DIN 4768:1990, Ermittlung der Rauheitskenngrößen Ra, Rz, Rmax mit elektrischen Tastschnittgeräten.* 1990.
- [DIN53545] DIN 53545: *DIN 53545:2016-12 Prüfung von Kautschuk und Elastomeren.*
- [DIN7184-1] DIN 7184-1: *DIN 7184-1:1973 Form- und Lagetoleranzen.*
- [DIN7724] DIN 7724: *DIN 7724 Polymere Werkstoffe.* 1993.
- [DINENISO25178-2] DIN EN ISO 25178-2: *DIN EN ISO 25178-2:2023-09, Geometrische Produktspezifikation (GPS).* 2012.
- [DINISO1629] DIN ISO 1629: *DIN ISO 1629:2013 Kautschuk und Latices.*
- [DINISO1817] DIN ISO 1817: *DIN ISO 1817:2016-11, Elastomere oder thermoplastische Elastomere.* 2016.
- [DINISO3448] DIN ISO 3448: *DIN ISO 3448 Flüssige Industrie-Schmierstoffe.* 2010.
- [DINISO4287] DIN ISO 4287: *DIN EN ISO 4287:2009, Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit.* 2009.
- [ISO5119] ISO 5119: *Low temperature sealing capability of elastomeric seals — Test methods.* 2023.

Literatur

- [ACP00] AMABILI, M.; COLOMBO, G.; PRATI, E.: *Leakage of radial lip seals at large dynamic eccentricities*. 16th International Conference on Fluid Sealing: Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Parma, Italy, 2000.
- [AEP18] AKULICHEV, A. G.; ECHTERMAYER, A. T.; PERSSON, B.: „Interfacial leakage of elastomer seals at low temperatures“. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 160 (2018), S. 14–23. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0308016117303162>.
- [AH03] ACHENBACH, M.; HERDY, M.: „Ermittlung viskoelastischer Materialparameter aus thermorheologischen Messwerten mittels Evolutionsstrategie“. in: *KGK-Kautschuk Gummi Kunststoffe*. Bd. 2003. 2003, S. 24–31.
- [Ang22] ANGST+PFISTER, Hrsg.: *Rotating Seals. Technical Catalogue*. 2022.
- [Bau17] BAUMANN, M.: *Abdichtung drallbehafteter Dichtungsgegenläufigflächen - Messung, Analyse, Bewertung und Grenzen*. 2017.
- [Bau21] BAUER, F.: *Federvorgespannte-Elastomer-Radial-Wellendichtungen. Grundlagen der Tribologie & Dichtungstechnik, Funktion und Schadensanalyse*. ger. Bauer, Frank (Verfasser). Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg, 2021. 278 S.
- [BBF17] BACTAVATCHALOU, R.; BOCK, E.; FRÖLICH, D.; HEIMES, J.; KAISER, F.; LANGNER, T.; MORGENSTERN, S.; MAGYAR, B.; SAUER, B.: „Parametrisches thermisches Netzwerk zur Simulation der Temperaturverteilung eines RWDR-Prüfstandes“. in: *Reibung, Schmierung und Verschleiß. Forschung und praktische Anwendungen ; 58. Tribologie-Fachtagung, 25. - 27. September 2017 in Göttingen*. Aachen: GfT Gesellschaft für Tribologie e.V, 2017, S. 67/1–67/10.
- [BBO13] BAUR, E.; BRINKMANN, S.; OSSWALD, T. A.; RUDOLPH, N.; SCHMACHTENBERG, E.; SAECHTLING, H.: *Saechtling Kunststoff Taschenbuch*. ger. 31. Ausgabe, [komplett überarb., aktualisiert und zum ersten Mal in Farbe]. München: Hanser, 2013. 859 S.
- [Ber19] BERNDT, C.: *Tribologie von Radial-Wellendichtungen*. Dissertation. 2019.
- [BFB22] BEKGULYAN, S.; FELDMETH, S.; BAUER, F.: „Influence of Low Temperature on the Pumping Rate of Radial Lip Seals“. in: *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering*. hrsg. von RACKOV, M.; MITROVIĆ, R.; ČAVIĆ, M. Bd. 109. Mechanisms and Machine Science. Cham: Springer International Publishing, 2022, S. 151–159.
- [Bon14] BONNET, M.: *Kunststofftechnik. Grundlagen, Verarbeitung, Werkstoffauswahl und Fallbeispiele*. ger. 2., überarb. und erw. Aufl. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. 282 S.

- [Bra20] BRANDENBURGER ISOLIERTECHNIK GMBH & CO. KG: *Technisches Datenblatt XGD 60*. hrsg. von BRANDENBURGER ISOLIERTECHNIK GMBH & CO. KG. 2020.
- [Bro70a] BROWN, J. M.: „Radial lip seals - Low temperature testing.“ *Lubrication engineering* Nr. Lubrication Engineering 6 (1970), S. 192–197.
- [Bro75] BROWN, J. M.: „The effect of low temperature (0 to -40 C) on the break-away friction of lubricant films and radial lip oil seals“. *Journal of the American Society of Lubrication Engineers* 31, Nr. 9 (1975), S. 445–450.
- [BT59] BOON, E. F.; TAL, S. E.: „Hydrodynamische Dichtung für rotierende Wellen“. *Chemie Ingenieur Technik - CIT* 31, Nr. 3 (1959), S. 202–213.
- [BTS20] BURKHART, C.; THIELEN, S.; SAUER, B.: „Online determination of reverse pumping values of radial shaft seals and their tribologically equivalent system“. *Tribologie und Schmierungstechnik* 67, Nr. 5-6 (2020), S. 22–34. URL: <https://elibrary.narr.digital/article/10.30419/TuS-2020-0025>.
- [Buh06] BUHL, S.: *Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid*. Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2006. ger. Bd. 117. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente. Stuttgart: IMA, 2006. 137 S.
- [Bur22] BURKHART, C.: *Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring*. Als Manuskript gedruckt. Bd. Band 42 (2022). Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Burkhart, Christoph (Verfasser). Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern, 2022. 222 S.
- [CH03] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch. Reibung und Verschleiß*. ger. 2., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2003. 666 S.
- [CH10] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010.
- [Deb05] DEBLER, C.: *Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes für die Auslegung von Dichtungen*. ger. 2005.
- [Det18] DETERS, L.: „Reibung, Verschleiß und Schmierung“. in: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. hrsg. von SAUER, B. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 1–68.
- [Det23] DETERS, L.: „Technische Oberflächen“. in: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. hrsg. von SAUER, B. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2023, S. 53–74.
- [Din01] DINZBURG, B.: „The Selection of Elastomer Compounds through Correlation of Rubber Properties to Seal Life“. *SAE Technical Paper Series*. SAE 2001 World Congress. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001.

- [EEH12] ELSNER, P.; EYERER, P.; HIRTH, T.; DOMININGHAUS, H., Hrsg.: *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen : mit 892 Abbildungen und 275 Tabellen*. 8., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. VDI-Buch. Heidelberg: Springer, 2012.
- [Eis90] EISELE, U.: *Introduction to Polymer Physics*. eng. Eisele, Ulrich (author.) Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1990.
- [Eng11] ENGELKE, T.: *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtungen*. ger. Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2011.
- [Fli14] FLITNEY, R.: *Seals and sealing handbook*. eng. Sixth edition. Flitney, Robert (Verfasser). Waltham, Massachusetts und Oxford, England: Butterworth-Heinemann, 2014. 1648 S. URL: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=1711471>.
- [Fre07] FREUDENBERG SIMRIT GMBH & CO. KG: *Simrit Technisches Handbuch 2007: Simmerringe und Rotationsdichtungen*. 2007.
- [Fre15a] FREUDENBERG SEALING TECHNOLOGIES GMBH: *Technisches Handbuch, Kapitel 01: Simmerringe und Rotationsdichtungen*. 2015.
- [Frö16] FRÖLICH, D.: *Strategien und Modelle zur Simulation des Betriebsverhaltens von Radial-Wellendichtungen*. Als Manuskript gedruckt. Bd. Band 21 (2016). Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Frölich, Daniel (Verfasser). Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern, 2016. 131 S.
- [FVA13c] FVA 683 I: *Elastomerverträglichkeit I: Verträglichkeit von Schmierstoffen und Elastomeren*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2013.
- [FVA15] FVA 574 II: *RWDR-Dynamik II: Wechselwirkungsverhalten der Systemparameter im RWDR-System*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2015.
- [FVA19] FVA 784 I: *Instationäre Wellendrehzahl - Reibverhalten und Dichtfunktion von Radialwellendichtungen bei instationärer Wellendrehzahl*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2019.
- [FVA20] FVA 574 III: *RWDR-Dynamik: Simulationswerkzeug zur Abschätzung des Betriebsverhaltens von Radialwellendichtungen*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2020.
- [FVA23] FVA 551 III: *Schmutzklassen III - Wirkmechanismen in schmutzbeaufschlagten Dichtsystemen*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2023.
- [FVA24] FVA 895 I: *Tieftemperaturen I - Tieftemperaturverhalten von RWDR*. hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK E.V. 2024.
- [Ger08] GERTHSEN, T.: *Chemie für den Maschinenbau. Bd. 2: Organische Chemie für Kraft- und Schmierstoffe, Polymerchemie für Polymerwerkstoffe*. KIT Scientific Publishing, 2008.

- [GHW18] GROSS, D.; HAUGER, W.; WRIGGERS, P.: *Technische Mechanik 4*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018.
- [GJL14] GUO, F.; JIA, X.; LONGKE, W.; SALANT, R. F.; WANG, Y.: „The Effect of Wear on the Performance of a Rotary Lip Seal“. eng. *Journal of Tribology* 136, Nr. 4 (2014). Journal Article.
- [Goh03] GOHL, W.: *Elastomere - Dicht- und Konstruktionswerkstoffe. Gummitechnik, Richtlinien und Anwendungsbeispiele für Konstruktion und Praxis*. ger. 5., völlig neu bearb. Aufl. Bd. 5. Kontakt & Studium. Renningen-Malmsheim: expert-Verl., 2003. 313 S.
- [Hor91] HORVE, L.: „The Correlation of Rotary Shaft Radial Lip Seal Service Reliability and Pumping Ability to Wear Track Roughness and Microasperity Formation“. *SAE Technical Paper Series*. International Congress & Exposition. SAE Technical Paper Series. SAE International, 1991.
- [Hor96] HORVE, L.: *Shaft seals for dynamic applications*. eng. Bd. 107. Mechanical engineering. New York, NY: Dekker, 1996. 485 S. URL: <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0647/96015465-d.html>.
- [Ins24] INSTITUT FÜR MASCHINENELEMENTE: *InsECT. Instrument for Estimating the Contact Temperature at Radial Lip Seals*. hrsg. von UNIVERSITÄT STUTTGART. 2024. URL: <https://insect.ima.uni-stuttgart.de/>.
- [Jag57] JAGGER, E. T.: „Rotary Shaft Seals: The Sealing Mechanism of Synthetic Rubber Seals Running at Atmospheric Pressure“. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 171, Nr. 18 (1957), S. 597–616.
- [Jau12] JAUNICH, M.: *Tieftemperaturverhalten von Elastomeren im Dichtungseinsatz*. Bd. 79. BAM-Dissertationsreihe. Berlin: Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), 2012.
- [Jen16] JENNEWEIN, B.: *Integrierter Berechnungsansatz zur Prognose des dynamischen Betriebsverhaltens von Radialwellendichtringen*. Als Manuskript gedruckt. Bd. Band 19 (2016). Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Jennewein, Barbara (Verfasserin). Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern, 2016. 122 S.
- [JEW11] JAUNICH, M.; EHE, K. VON DER; WOLFF, D.; VOELZKE, H.; STARK, W.: „Understanding low temperature properties of elastomer seals“. *Packaging, Transport, Storage & Security of Radioactive Material* 22, Nr. 2 (2011), S. 83–88.
- [Joh99] JOHNSTON, D. E.: „Design aspects of modern rotary shaft seals“. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 213, Nr. 3 (1999), S. 203–213.
- [JSW11] JAUNICH, M.; STARK, W.; WOLFF, D.: „Low Temperature Properties of Rubber Seals“. (2011). URL: https://www.kgk-rubberpoint.de/wp-content/uploads/migrated/paid_content/artikel/1067.pdf (besucht am 2023-05-24).

- [KAH80] KAWAHARA, Y.; ABE, M.; HIRABAYASHI, H.: „An Analysis of Sealing Characteristics of Oil Seals“. *A S L E Transactions* 23, Nr. 1 (1980), S. 93–102.
- [Kam86] KAMMÜLLER, M.: *Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen*. Zugl.: @Stuttgart, Univ., Diss., 1986. ger. Bd. Nr. 20. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Gestaltungslehre. Stuttgart: Inst. für Maschinenelemente u. Gestaltungslehre, 1986. 90 S.
- [KBR14] KRÖGER, M.; BERNDT, C.; RICHTER, A.: „Untersuchung von Drehzahlsprüngen an Radialwellendichtringen“. in: *55. Tribologie Fachtagung*. hrsg. von GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V. 2014.
- [Klü24] KLÜBER LUBRICATION: *Zahn um Zahn die richtige Schmierung. Wissenswertes zur Ölschmierung von Zahnradgetrieben*. hrsg. von KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN SE & Co. KG. 2024.
- [KMA22] KAISER, F.; MILLER, T.; ADLER, M.: „Interactions between elastomer fillers, strain, surface properties and friction“. *21st International Sealing Conference 2022*. International Sealing Conference. VDMA Fluidtechnik, 2022, S. 583–585.
- [Lei12] LEICHNER, T.: *Prognose der Dichtlippenfolgefähigkeit von RWDR bei dynamisch verlagter Welle*. Als Manuskript gedruckt. Bd. Band 09 (2012). Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Kaiserslautern: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik MEGT, Verlag Technische Universität Kaiserslautern, 2012. 126 S.
- [LLG23] LIN, P.-S.; LE ROUX DE BRETAGNE, O.; GRASSO, M.; BRIGHTON, J.; STLEGER-HARRIS, C.; CARLESS, O.: „Comparative Analysis of Various Hyperelastic Models and Element Types for Finite Element Analysis“. *Designs* 7, Nr. 6 (2023). PII: designs7060135, S. 135.
- [LSG23] LEONOV, O. A.; SHKARUBA, N. Z.; GRINCHENKO, L. A.; PUPKOVA, D. A.; KHASYANOVA, D. U.: „Study of the Influence of Macrogeometry Parameters on the Tightness of Shaft–Seal Joints“. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability* 52, Nr. 6 (2023). PII: 8509, S. 558–564.
- [Mat23] MATUS, M. P.: *Dichtheit von Radial-Wellendichtringen auf Gegenlaufflächen mit mesoskopischen Strukturen*. ger. 2023.
- [Men99] MENARD, K. P.: *Dynamic mechanical analysis. A practical introduction*. eng. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 1999. 208 S. URL: <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0742/98053025-d.html>.
- [MM15] MORTIMER, C. E.; MÜLLER, U.: *Chemie. Das Basiswissen der Chemie*. ger. 12., korrigierte und aktualisierte Auflage. Thieme electronic book Library. Beck, Johannes (Bearb.) Stuttgart: Thieme, 2015. 709 S. URL: <https://eref.thieme.de/ebooks/2108304>.
- [MN24] MÜLLER, H. K.; NAU, B.: *Fachwissen Dichtungstechnik*. 2024. URL: www.fachwissen-dichtungstechnik.de (besucht am 2024-01-03).

- [MN98] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: *Fluid sealing technology. Principles and applications*. eng. Bd. 117. Mechanical engineering. New York, NY: M. Dekker, 1998. 485 S. URL: <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0647/98004223-d.html>.
- [Moo40] MOONEY, M.: „A Theory of Large Elastic Deformation“. *Journal of Applied Physics* 11, Nr. 9 (1940), S. 582–592.
- [Mül90] MÜLLER, H.: *Abdichtung bewegter Maschinenelemente*. Grünstadt: Medienverlag U. Müller, 1990.
- [Nyq28] NYQUIST, H.: „Certain Topics in Telegraph Transmission Theory“. *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 47, Nr. 2 (1928), S. 617–644.
- [Oli95] OLIVEIRA, R. DE: „Das Nicht-Newtonsche Verhalten von Fluiden bei Scherfällen als Erklärung der Schmierungs- und Dichtungvorgänge bei Radialwellendichtringen“. TU Hamburg-Harburg. Dissertation, 1995.
- [Ots79] OTSU, N.: „A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms“. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 9, Nr. 1 (1979), S. 62–66.
- [Ott14] OTTINK, K.: *Betriebsverhalten von Wälzlagerschutzdichtungen : experimentelle Untersuchungen und Berechnungsansätze*. ger. 2014.
- [OWV96] OLIVEIRA, R. DE; WOLLESEN, V.; VÖTTER, M.: „Neue Erklärung des Fördermechanismus von Radialwellendichtringen“. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 5, Nr. 98 (1996), S. 296–300.
- [Per07] PERKINELMER, INC.: *Dynamic Mechanical Analysis. Basics: Part 1 How DMA Works*. hrsg. von PERKINELMER, INC. 2007. URL: https://resources.perkinelmer.com/corporate/cmsresources/images/44-74304app_thermaldynmechanalybasicspart1.pdf.
- [Per13] PERKINELMER, INC.: *Dynamic Mechanical Analysis (DMA)*. hrsg. von PERKINELMER, I. 2013. URL: https://resources.perkinelmer.com/corporate/cmsresources/images/44-74546gde_introductiontodma.pdf.
- [Pét04] PÉTERI, S.: „Untersuchungen von Radialwellendichtringen unter Wellenschwingungen bei unterschiedlichen Temperaturen“. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004.
- [Pol18] POLL, G.: „Dichtungen“. in: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. hrsg. von SAUER, B. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018.
- [PT00] PERSSON, B. N. J.; TOSATTI, E.: „Qualitative theory of rubber friction and wear“. *The Journal of Chemical Physics* 112, Nr. 4 (2000), S. 2021–2029.
- [PV09] PREM, E.; VOGT, R.: *The Simmerring - Basics for preventing damage*. Weinheim, 2009.

- [PVH17] PREM, E.; VOGT, R.; HÜTTINGER, A.; WÖPPERMAN, A. HERMES, J.: „Getriebeabdichtung der nächsten Generation. Höchste Dynamik oder hohe Lebensdauer - warum oder?“ *Antriebstechnik* Nr. 6 (2017), S. 26–29.
- [Rep21] REPPLINGER, C.: „Fatigue life optimization of a high-pressure loaded aluminum valve body and leakage investigation for elastomeric seals at low temperature“. Unilu - University of Luxembourg, Luxembourg und ROTAREX S.A., 2021.
- [Rie17] RIEDL, A., Hrsg.: *Handbuch Dichtungspraxis*. ger. 4. Auflage. Riedl, Alexander (Herausgeber). Essen: Vulkan Verlag, 2017. 590 S.
- [Rin06] RINNBAUER, M.: *Technische Elastomerwerkstoffe. Basis für Hightech-Lösungen in der Dichtungs- und Schwingungstechnik*. ger. Bd. 293. Die Bibliothek der Technik (BT). Landsberg: Verl. Moderne Industrie, 2006. 70 S.
- [Riv48] RIVLIN, R. S.: „Large elastic deformations of isotropic materials IV. further developments of the general theory“. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 241, Nr. 835 (1948), S. 379–397.
- [SB13] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W.: *Engineering tribology*. eng. 4. Aufl. s.l.: Elsevier Reference Monographs, 2013. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/book/9780123970473>.
- [Sch58] SCHALLAMACH, A.: „Friction and abrasion of rubber“. *Wear* 1, Nr. 5 (1958). PII: 0043164858901133, S. 384–417.
- [Sha49] SHANNON, C. E.: „Communication in the Presence of Noise“. *Proceedings of the IRE* 37, Nr. 1 (1949), S. 10–21.
- [SKF19] SKF USA INC.: *CR Seals handbook*. hrsg. von SKF USA INC. 2019. URL: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196807662c1/pdf_preview_medium/0901d196807662c1_pdf_preview_medium.pdf.
- [SM89] SOUDUNSAARI, R.; MIKKONEN, S.: „Hydraulic Seals in Arctic Conditions“. *SAE Technical Paper Series*. SAE International, 1989. feb.
- [Spe06] SPERLING, L. H.: *Introduction to physical polymer science*. eng. 4. ed. Hoboken, NJ: Wiley-Interscience, 2006. 845 S. URL: <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0622/2005021351-d.html>.
- [Spe90] SPETZ, G.: „Review of test methods for determination of low-temperature properties of elastomers“. *Polymer Testing* 9, Nr. 1 (1990), S. 27–37.
- [SSK18] STOMMEL, M.; STOJEK, M.; KORTE, W.: *FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen*. ger. 2., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Hanser eLibrary. Stommel, Markus (Verfasser) Stojek, Marcus (Verfasser) Korte, Wolfgang (Verfasser). München: Hanser, 2018. 494 S. URL: <https://www.hanser-elibrary.com/doi/book/10.3139/9783446452831>.
- [Sta88] STAKENBORG, M. J.: *On the sealing and lubrication mechanism of radial lip seals*. eng. 1988.

- [Str11] STREIT, G. P.: *Elastomere Dichtungssysteme. Werkstoffe, Anwendungen, Konstruktionen, Normen*. Bd. 86. Edition expertsoft. Renningen: Expert, 2011. 460 S.
- [Stu97] STUMPF, H.: *Handbuch der Reifentechnik*. ger. Springer Technik. Wien und New York: Springer, 1997. 211 S.
- [SV18] SZABÓ, G.; VÁRADI, K.: „Thermal-Mechanical Coupled FE Analysis for Rotary Shaft Seals“. *Modern Mechanical Engineering* 08, Nr. 01 (2018), S. 95–110.
- [TA 23] TA INSTRUMENTS: *Measurement of Glass Transition Temperatures by Dynamic Mechanical Analysis and Rheology*. TA Instruments. 2023. URL: <https://www.tainstruments.com/pdf/literature/RH100.pdf> (besucht am 2023-09-04).
- [TAA24] THIELEN, S.; ANTONYUK, S.; AURICH, J. C.; BECK, T.; HASSE, H.; KOPNARSKI, M.; MAGYAR, B.; SAUER, B.; SMAGA, M.: „Manufacturing-Morphology-Property Relationships for Rotating Shaft Sealing Systems“. in: *Component Surfaces*. hrsg. von AURICH, J. C.; HASSE, H. Cham: Springer International Publishing, 2024, S. 349–367.
- [Tay91] TAYLOR, K. W.: „Performance Characteristics of Oilfield Proven Elastomers in Low-Temperature Seal Applications“. *All Days*. Offshore Technology Conference (Houston, Texas). OTC, 1991.
- [Thi19] THIELEN, S.: *Entwicklung eines TEHD-Tribosimulationsmodells für Radialwellendichtringe*. Als Manuskript gedruckt. Bd. Band 34 (2019). Maschinenelemente und getriebetechnik Berichte. Thielen, Stefan (Verfasser). Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern, 2019. 133 S.
- [Thu08] THULLEN, C.: *Entwicklung und Validierung einer Universalprüfeinrichtung zur Untersuchung von dynamisch belasteten Radialwellendichtringen*. Bd. 03. Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Thullen, Carlo (Verfasser). Kaiserslautern: Techn. Univ, 2008. 117 S.
- [Tre23] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS: *Rotary Seals*. hrsg. von TRELLEBORG GROUP. 2023. URL: <https://www.trelleborg.com/de-de/seals/products-and-solutions/oil-seals>.
- [Tsc89] TSCHOEGL, N. W.: *The phenomenological theory of linear viscoelastic behavior. An introduction ; with 25 tables*. eng. Berlin und Heidelberg: Springer, 1989. 769 S.
- [Upp68] UPPER, G.: „Dichtlippentemperatur von Radial-Wellendichtringen. Theoretische und experimentelle Untersuchung“. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1968.
- [Väl94] VÄLTILÄ, J.: „Radial Shaft Seals in Arctic Conditions“. *SAE Technical Paper Series*. 1994 Subzero Engineering Conditions Conference and Exposition. SAE Technical Paper Series. din: SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1994.

- [vOS16] VAN DER VORST, B.; ORGANISCIAK, M.; SCHWEIG, M.: „Fast Analytical Model for Followability Prediction of Rotary Shaft Seals“. 19. *Internationale Dichtungstagung*. 19. Internationale Dichtungstagung (Stuttgart). 2016, S. 342–356.
- [WA14] WALLNER, U.; ACHENBACH, M.: „Influence of a Metal Spring on the Low Temperature Behaviour of Thermoplastic Polyurethane Seals: Verbessert eine Federvorspannung die Tieftemperatureigenschaften von thermoplastischen Polyurethanen?“ 18th *ISC, International Sealing Conference* (2014), S. 57–67.
- [War08] WARREN, P.: „Low temperature sealing capability of elastomer O-rings“. *Sealing Technology* 2008, Nr. 9 (2008), S. 7–10. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350478908704781>.
- [Wen16] WENNEHORST, B.: *On lubrication and friction in soft rough conformal sliding contacts : experimental and theoretical contributions to the discussion on elastomer shaft seal tribology*. eng. 2016.
- [WJS19b] WITTEL, H.; JANNASCH, D.; SPURA, C.: „Tribologie“. in: *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung*. hrsg. von WITTEL, H.; JANNASCH, D.; SPURA, C. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 18–22.
- [WLF55] WILLIAMS, M. L.; LANDEL, R. F.; FERRY, J. D.: „The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids“. *Journal of the American Chemical Society* 77, Nr. 14 (1955), S. 3701–3707.
- [Wol93] WOLLESEN, V. M.: „Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellendichtringen als Randbedingung für die Modellierung des Dichtvorganges“. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1993.
- [Yeo93] YEOH, O. H.: „Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber“. *Rubber Chemistry and Technology* 66, Nr. 5 (1993), S. 754–771.

Eigene Veröffentlichungen mit Bezug zum Thema

- [BSv21] BURKHART, C.; SCHOLLMAYER, T.; VAN DER VORST, B.; SANSALONE, M.; THIELEN, S.; SAUER, B.: „Development of an online-wear-measurement for elastomer materials in a tribologically equivalent system for radial shaft seals“. *Wear* 476 (2021). PII: S0043164821000600, S. 203671.
- [BWT21] BURKHART, C.; WEYRICH, D.; THIELEN, S.; SCHOLLMAYER, T.; SAUER, B.: „Development and Optimization of a Tribometer for Radial Shaft Seals“. *Journal of Tribology* 143, Nr. 4 (2021).
- [SBK21] SCHOLLMAYER, T.; BURKHART, C.; KASSEM, W.; THIELEN, S.; SAUER, B.: „Verschleißanalyse an Radialwellendichtringen und weiteren Maschinenelementen mittels Laserprofilometrie“. *62. Tribologie-Fachtagung* (2021).
- [SSS24] SILVA, L.; STIEMCKE, Y.; SCHOLLMAYER, T.; KOCH, O.; THIELEN, S.: „Performance Analysis of Radial Shaft Seals in Non-Stationary Rotational Movements“. *22nd International Sealing Conference 2024*. International Sealing Conference. VDMA Fluidtechnik, 2024.
- [STS22] SCHOLLMAYER, T.; THIELEN, S.; SAUER, B.; KOCH, O.: „Characterization of radial shaft seal performance in contaminated environments“. *21st International Sealing Conference 2022*. International Sealing Conference. VDMA Fluidtechnik, 2022.
- [STS24] STIEMCKE, Y.; THIELEN, S.; SCHOLLMAYER, T.; KOCH, O.: „Investigation of the effect of underpressure between main and dust lip on the performance of radial shaft seals under instationary shaft movements“. *Journal of Tribology* (2024).
- [TBH21] THIELEN, S.; BREUNINGER, P.; HOTZ, H.; BURKHART, C.; SCHOLLMAYER, T.; SAUER, B.; ANTONYUK, S.; KIRSCH, B.; AURICH, J. C.: „Improving the tribological properties of radial shaft seal countersurfaces using experimental micro peening and classical shot peening processes“. *Tribology International* 155 (2021). PII: S0301679X20305892.

Studentische Arbeiten zur Dissertation

1. O. GRUTZA: Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung der Berührbreite bei Dichtringen mit einem Profillaser. Projektarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2021
2. O. GRUTZA: Aufbau und Validierung eines flexiblen Rahmenwerkes für die Simulation von Radialwellendichtringen in Abaqus. Masterarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2022
3. V. SCHRÖDER: Untersuchung des Folgefähigkeits- und Anfahrverhaltens von Radialwellendichtringen bei Temperaturen bis -40°C . Studienarbeit, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023
4. I. ELLER: Konsolidierung von Simulationsansätzen zur Lebensdauervorhersage an Radialwellendichtringen. Bachelorarbeit, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023
5. K. KNÖRINGER: Quantifizierung der Sumpftemperatur- und Drehzahleinflüsse auf den Förderwert von Radialwellendichtringen. Bachelorarbeit, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023
6. V. SCHRÖDER: Simulation des RWDR-Förderwerts bei Temperaturen zwischen -40°C und 80°C , Studienarbeit, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2024

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Tim Schollmayer
Staatsangehörigkeit	Deutsch

Berufliche Tätigkeiten

2024 - <i>aktuell</i>	Scientist <i>ABB AG, Forschungszentrum Deutschland</i>
2021 - 2024	Stellvertretender Gruppenleiter Dichtungstechnik <i>Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie</i>
2019 - 2024	Wissenschaftlicher Mitarbeiter <i>Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie</i>
2018	Praktikant in Versuch/Entwicklung <i>Schaeffler Technologies AG & Co KG</i>
2014 - 2017	Selbstständiger Softwareentwickler <i>Selbstständige Nebentätigkeit</i>
2012 - 2014	Implementation Specialist <i>AXIT GmbH – a Siemens Company</i>

Ausbildung

2014 - 2019	Studium - Maschinenbau (Dipl.-Ing.) <i>Technische Universität Kaiserslautern</i>
2012 - 2014	Berufsausbildung - Informatikkaufmann (IHK) <i>Berufsbildende Schule Ludwigshafen Wirtschaft II</i>
1999 - 2012	Schulbildung - Allgemeine Hochschulreife <i>zuletzt Gymnasium zu St. Katharinen, Oppenheim</i>

Dissertationen am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe und Tribologie (MEGT) der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

1. Gähje, Heino: Bewertung der Naßbagger und der sich anschließenden Transportkette im Schelfbereich unter Anwendung eines EDV-Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1981
2. Kahle, Ulrich: Das Micro-CAD-System ein Beitrag zur Einführung einer rechnerunterstützten Konstruktionsweise in kleinen und mittleren Unternehmen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
3. Kreutz, Sax: Simulation von Vergleichmässigungsprozessen auf stirnseitig abgebauten Massenschüttgutkreislagerplätzen mit Hilfe eines elektrischen Analogiemodells und eines gleichwertigen digitalen Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
4. Rende, Hikmet: Ein Beitrag zur Untersuchung der elastischen Nachgiebigkeiten der verspannten Teile von Schraubenverbindungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1984
5. Sponagel, Stefan: Gummi-Metall-Bauteile. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1987
6. Spaltowski, Ralf: Ein Beitrag zur Beurteilung der Trageigenschaften und des Reibungsverhaltens von nicht-newtonschen Flüssigkeiten in stationär und dynamisch bewegten Gleitlagerungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
7. Britz, Stefan: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
8. Hennerici, Horst: Ein Beitrag zur Berechnung der Beanspruchungen und der nichtlinearen Rückstellkräfte und -momente von dünnen Kreisringblechen als Wirkglieder von Membrankupplungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
9. Jiang, Fuqing: Ratterschwingungen bei selbsthemmenden Schneckengetrieben. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989
10. Endemann, Ulrich: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentelle Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Spiralrillen-Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989

11. Schlossarczyk, Jörg: Ein Beitrag zur Berechnung, Modellbildung und experimentellen Untersuchung drehelastischer Scheibenkupplungen unter Berücksichtigung des im Betrieb auftretenden Wellenversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
12. Lutz, Thomas: Ein Beitrag zur Berechnung druckbelasteter Elastomerlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
13. Lehnertz, Hermann: Ein Beitrag zur Berechnung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager bei stationärem Betrieb mit Hilfe von Kleinrechnern. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
14. Maier, Martin: Experimentelle Untersuchung und numerische Simulation des Crashverhaltens von Faserverbundwerkstoffen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
15. Steiner, Matthias: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Erfassung der Funktionsmechanismen von axialen Gleitringdichtungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1992
16. Stopp, Ralf: Elastomere Werkstoffe für Formdichtungen. Ein Beitrag zur Dimensionierung von Dichtsystemen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
17. Joo, Kwang-Taek: Beitrag zum Einfluß mechanischer Parameter auf das Spurverhalten von dreirädrigen fahrerlosen Transportfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
18. Fritzsche, Ralf: Ein Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Radialwellendichtringen aus Elastomer- und Polytetrafluoräthylen-Material bei speziellen Betriebsbedingungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
19. Becker, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung der Temperaturentwicklung in einer drehelastischen Scheibenkupplung bei dynamischer Beanspruchung unter besonderer Berücksichtigung des im Betrieb auftretenden Winkelversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
20. Helfrich, Axel: Bestimmung der Kenngrößen von nicht-newtonschen Schmierstoffen für die Dimensionierung hydrodynamisch arbeitender Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
21. Mattheis, Fritz: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Untersuchung von Flachdichtungen am Beispiel von polymerbeschichteten Metallblechen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
22. Koch, Jürgen: Das Gleitlager endlicher Breite eine Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
23. Spieth, Gottfried: Mechanische und werkstofftechnische Untersuchung von Verbindungen mit Schrauben aus thermoplastischem Kunststoff. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
24. Kramm, Georg: Ein Beitrag zur Modellierung von nicht-newtonschen Schmierstoffen und deren Verwendung für hydrodynamisch arbeitende Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
25. Berg, Michael: Untersuchungen zum Schmierstoffdurchsatz und zur Reibungsleistung dynamisch belasteter Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
26. Mán, László: Ein Beitrag zur Vorhersage von Freßschäden an tribologischen Wirkstellen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1997

27. Gast, Stefan: Zielfunktionen zur Optimierung der Laufeigenschaften räumlicher Mechanismen auf der Grundlage ebener Kontaktverlustkriterien. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 331
28. Ruhl, Christian: Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 339
29. Huber, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Schmierölverdünnung mit Rapsölmethylester. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 453
30. Fuerst, Axel: Analytische Simulation von hydrodynamischen Gleitlagern in Wasserkraftanlagen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 343
31. Reif, Andreas: Entwicklung eines integrierten automatisiert schaltenden Getriebes zum Einsatz in Elektrostraßenfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 1, Nr. 477
32. Lorreng, Dirk: Ein Beitrag zur Ermittlung und Beschreibung der Fließeigenschaften biologisch schnell abbaubarer Schmierstoffe. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2001, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 3, Nr. 741
33. Péteri, Szabolcs: Untersuchungen von Radialwellendichtungen unter Wellenschwingungen bei unterschiedlichen Temperaturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 379
34. Hahn, Kersten: Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Skaker Verlag, Reihe Konstruktionstechnik, ISBN 3-83223-760-7
35. Teutsch, Roman: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 01/2005, ISBN 3-93689-073-0
36. Groß, Torsten: Ein Beitrag zur Entwicklung und Analyse serieller und paralleler Strukturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2007, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 02/2007, ISBN 978-3-93943-246-3
37. Thullen, Carlo: Entwicklung und Validierung einer Universalprüfeinrichtung zur Untersuchung von dynamisch belasteten Radialwellendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 03/2008, ISBN 978-3-93943-289-0
38. Nicola, Andreas: Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe und Drehungleichförmigkeiten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 04/2008, ISBN 978-3-93943-290-6
39. Aul, Eduard: Analyse von Relativbewegungen in Wälzlagersitzen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 05/2008, ISBN 978-3-93943-296-8

40. Bach, Peter: Umsturzsicherheit von Doppeldeckeromnibussen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 06/2008, ISBN 978-3-93943-297-5
41. Scheuermann, Miguel: Dynamiksimulation zur virtuellen Produktentwicklung von Rollenschienenführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 07/2010, ISBN 978-3-94143-849-1
42. Wohlgemuth, Martin: Ein Beitrag zur Lebensdauererlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 08/2010, ISBN 978-3-94143-864-4
43. Leichner, Tim: Prognose der Dichtlippenfolgefähigkeit von RWDR bei dynamisch verlagter Welle. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 09/2012, ISBN 978-3-94143-891-0
44. Magyar, Balázs: Tribo dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 10/2012, ISBN 978-3-94399-503-9
45. Babbick, Till: Wandern von Wälzlagerringen unter Punktlast. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 11/2012, ISBN 978-3-94399-505-3
46. Gastauer, Tobias: Reibungs und Verschleißuntersuchungen von Elastomerwerkstoffen für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 12/2013, ISBN 978-3-94399-516-9
47. Gummer, Alexander: Analytische Untersuchung des Geometrieinflusses auf das Verschleißverhalten von Antriebsketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 13/2013, ISBN 978-3-94399-523-7
48. Aul, Viktor: Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 14/2014, ISBN 978-3-94399-555-8
49. Marquart, Matthias: Ein Beitrag zur Nutzung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 15/2014, ISBN 978-3-94399-552-7
50. Buchmiller, Viktor: Wälzgelagerter Kurbeltrieb - Potenzial von Wälzlagern im Verbrennungsmotor. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 16/2015, ISBN 978-3-94399-579-4
51. Kaiser, Fabian: Ein Simulationsmodell zur Analyse des Schmierfilms von Stangendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 17/2015, ISBN 978-3-95974-010-4
52. Bajer, Peter: Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten von Wälzlagern in Generatorgetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 18/2016, ISBN 978-3-95974-016-6
53. Jennewein, Barbara: Integrierter Berechnungsansatz zur Prognose des dynamischen Betriebsverhaltens von Radialwellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kai-

- serslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 19/2016, ISBN 978-3-95974-015-9
54. Radnai, Benjamin: Wirkmechanismen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 20/2016, ISBN 978-3-95974-029-6
 55. Frölich, Daniel: Strategien und Modelle zur Simulation des Betriebsverhaltens von Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 21/2016, ISBN 978-3-95974-030-2
 56. Sappok, Daniel: Experimentelle und simulative Methoden zur Untersuchung der Verschleißvorgänge im Kettengelenk von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 22/2016, ISBN 978-3-95974-033-3
 57. Kiekbusch, Timo: Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 23/2017, ISBN 978-3-95974-043-2
 58. Kaiser, Christian: Entwicklung einer Prüfmethodik für Modelluntersuchungen an schmutzbeaufschlagten Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 24/2017, ISBN 978-3-95974-052-459
 59. Fingerle, Thorsten: Experimentelle und simulative Untersuchung des Schlupfverhaltens von Kegelrollenlagern, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 25/2017, ISBN 978-3-95974-054-8
 60. Eckstein, Christian: Ermittlung repräsentativer Lastkollektive zur Betriebsfestigkeit von Ackerschleppern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 26/2017, ISBN 978-3-95974-064-7
 61. Fruth, Torben: Vom tribologischen Modellversuch zum Maschinenelement: Berücksichtigung des rheologischen Verhaltens von Schmierstoffen in der Wälzlagersimulation. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 27/2018, ISBN 978-3-95974-084-5
 62. Fábíán, Csaba: Verbesserung des Wirkungsgrades von Steuerkettentrieben durch bedarfsgerechte Kettenspannung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 28/2018, ISBN 978-3-95974-091-3
 63. Oehler, Manuel: Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 29/2018, ISBN 978-3-95974-097-5
 64. Jürgen, Liebrecht: Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der hydraulischen Verluste in Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 30/2018, ISBN 978-3-95974-103-3
 65. Krupp, Frederik: Reibleistungsreduzierung in Steuerkettentrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 31/2018, ISBN 978-3-95974-107-1

66. Herweg, Sören: Entwicklung und Validierung einer Methodik für erweiterte Ventiltriebssimulationen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 32/2019, ISBN 978-3-95974-106-4
67. Pörsch, Sascha: Ansätze zur erweiterten Lebensdauerberechnung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 33/2019, ISBN 978-3-95974-113-2
68. Thielen, Stefan: Entwicklung eines TEHD-Tribosimulationsmodells für Radialwellendichtringe. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 34/2019, ISBN 978-3-95974-120-0
69. Weyrich, Dominik: Tribologisches Prüfsystem für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 35/2020, ISBN 978-3-95974-131-6
70. Wiesker, Sebastian: Axialschub an nadelgelagerten Stützrollen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 36/2020, ISBN 978-3-95974-136-1
71. Bechev, Dani: Prüfmethodik zur Charakterisierung der elektrischen Eigenschaften von Wälzlagerschmierstoffen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 37/2020, ISBN 978-3-95974-135-4
72. Zimmermann, Florian: Optimierung der Energieeffizienz von Kettenspannsystemen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 38/2020, ISBN 978-3-95974-138-5
73. Becker, Andre: Entwicklung einer Prüfmethodik für Verschleißuntersuchungen an Kettengelenken von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 39/2020, ISBN 978-3-95974-143-9
74. Dahiwal, Rahul: Contribution to the Influence of Cage Wear on the Bearing Life of Solid Lubricated Rolling Bearings. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 40/2021, ISBN 978-3-95974-151-4
75. Hofmann, Markus: Auslegung von Berechnungsverfahren am Beispiel der Simulation von Mischreibung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 41/2022, ISBN 978-3-95974-174-3
76. Burkhart, Christoph: Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 42/2022, ISBN 978-3-95974-184-2
77. Mármol, Margarita: Development of a new bearing geometry to reduce friction losses. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 43/2022, ISBN 978-3-95974-189-7
78. Sebteini, Seiedardeshir: Kritische Schlupfzustände von Wälzlagern im Mindestlastbereich. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 44/2023, ISSN 1860-8035

79. Meffert, Dominik: Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten von Gelenkketten. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 45/2023, ISBN 978-3-95974-195-8
80. Foko Foko, Flavien: Semi-analytische Kontaktmodellierung in Maschinenelementen. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 46/2023, ISBN 978-3-95974-200-9
81. Graf, Simon: Charakterisierung und Auswirkungen von parasitären Lagerströmen in Mischreibung. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 47/2023, ISBN 978-3-95974-201-6
82. Gonda, Attila: Determination of rolling bearing capacitances with experimental and numerical investigation methods. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 48/2023, ISBN 978-3-95974-216-0
83. Simo Kanga, Lionel: Grundlagenstudie zur Tragfähigkeit von mit PTFE trockengeschmierten Schneckengetrieben. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 49/2023, ISBN 978-3-95974-215-3
84. Rüth, Lukas: Lebensdauer von Zylinderrollenlagern mit unterschiedlichen Oberflächenmorphologien in Mischreibung. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2024, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 50/2024, ISBN 978-3-95974-224-5
85. Schollmayer, Tim: Prüfung und Simulation von Radialwellendichtringen bei tiefen Temperaturen. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2025, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 51/2025, ISBN 978-3-95974-241-2

ISSN 1860-8035
ISBN 978-3-95974-241-2