

**ANALYSE ZUM DICHTVERHALTEN VON ROTIERENDEN
RADIAL-WELLENDICHTRINGEN**

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von
DIPL.-ING. VEITH PELZER

2022

Für meine Familie.

1. Referent:	Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent:	Prof. Dr.-Ing. K. Schmitz
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. S. Kabelac
Tag der Promotion:	4.10.2021

DIPL.-ING. VEITH PELZER

**ANALYSE ZUM DICHTVERHALTEN VON ROTIERENDEN
RADIAL-WELLENDICHTRINGEN**

INHALTSVERZEICHNIS

1	VORWORT	7
2	KURZFASSUNG / ABSTRACT	9
3	EINFÜHRUNG ZIELSETZUNG UND VORGEHEN	11
	3.0.1 Einleitung	11
	3.0.2 Zielsetzung	11
	3.0.3 Vorgehen	11
4	GRUNDLAGEN	13
	4.1 Aufbau und Einsatz von Radial-Wellendichtringen	14
	4.2 Abdichtung mit Radial-Wellendichtringen-Dichthypothesen	18
	4.2.1 Dichtungshypothesen zum Förderverhalten von Radial-Wellendichtringen	23
	4.2.2 Quantifizierung des Förderverhaltens	28
	4.2.3 Der Förderwert als charakteristischer Kennwert von Radial-Wellendichtringen	28
	4.2.4 Methoden der Förderwertbestimmung	34
	4.2.5 Tribologie im Dichtkontakt	38
	4.3 Stand der Wissenschaft und Technik bei rotierenden RWDR	44
5	VERSUCHSTECHNIK, EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN UND BE- RECHNUNGSANSÄTZE	55
	5.1 Versuchskörper und Stoffe	55
	5.2 Statische Radialkraftmessungen	56
	5.3 Förderwertanalysen	59
	5.4 Leckagedrehzahlen	61
	5.5 dynamische Radialkraftmessungen mit Abhebedrehzahlen	64
	5.6 analytischer Berechnungsansatz zur Abschätzung der kritischen Ab- hebedrehzahlen	66
	5.7 Reibungsprüfstand	72
6	DISKUSSION DER ERGEBNISSE UND AUSBLICK	77
	6.1 praktischer Nutzen	77
	6.2 Vorschläge für Anschlussuntersuchungen und experimentelle Me- thoden	78
7	STUDENTISCHE ARBEITEN	79
8	VERÖFFENTLICHUNGEN UND VORTRÄGE	81
	LITERATUR	83
A	LEBENS LAUF	89

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

- Abbildung 4.1 Prinzip einer Dichtung für die Trennung zweier Funktionsräume nach [36] 13
- Abbildung 4.2 Einteilung von Dichtungen entsprechend ihrer Bauformen mit einigen Beispielen nach [53] 14
- Abbildung 4.3 Einbausituation eines Radialwellendichtrings für die Abdichtung einer Getriebewelle 15
- Abbildung 4.4 Prinzip einer Stopfbuchspackung für die Abdichtung eines Stevenrohres 15
- Abbildung 4.5 Abdichtung einer Welle mit einer Ledermanschette 15
- Abbildung 4.6 Früher Simmerring aus dem Jahr 1932 16
- Abbildung 4.7 Prinzip der Schwefelverkettung von Rohgummi 17
- Abbildung 4.8 Grundsätzlicher Aufbau eines modernen Radial-Wellendichtrings nach DIN 3760 18
- Abbildung 4.9 Abbildung eines RWDR mit Drallstruktur als Förderhilfe an der Dichtlippe 18
- Abbildung 4.10 Statische Abdichtung mit RWDR; Elastomerverformungen verschließen potenzielle Leckagekanäle 19
- Abbildung 4.11 Die Gesamtradialkraft eines RWDR als Integral der Linienkontaktkraft 19
- Abbildung 4.12 Zwei verschiedene RWDR-Bauformen; links: Dichtring mit langer Dichtlippe ohne Feder, rechts: Dichtring mit kurzer Dichtlippe mit Feder und Staubschutzlippe 20
- Abbildung 4.13 Prinzip der Überdeckung eines RWDR bei der Montage 20
- Abbildung 4.14 Ursachen für die Entstehung der Radialkraft 20
- Abbildung 4.15 Statisches Pressungsprofil im Kontaktbereich eines RWDR nach der Montage. Simulation von "cpress"(mit ABAQUS) aus [37] 21
- Abbildung 4.16 Axialer Verlauf der Linienpressung im Dichtkontakt bei verschiedenen Radialkräften (simuliert durch die Rotation des Dichtringes bei 250 1/min und 2250 1/min) mit freundlicher Unterstützung von [37] 22
- Abbildung 4.17 Entwicklung des Verlaufs der Linienpressung im Dichtkontakt bei verschiedenen Radialkräften (simuliert durch die Rotation des Dichtringes bei 250 bis 2.500 1/min) mit freundlicher Unterstützung von [37] 22
- Abbildung 4.18 Ölmeniskus auf der Luftseite einer Dichtung 23
- Abbildung 4.19 Qualitativer Reibmomentenverlauf bei der Ölzugabe auf der Luftseite eines RWDR 24
- Abbildung 4.20 Prinzipdarstellung der Wischkantenhypothese mit verkippter Dichtkontaktebene und sich ergebender Berührspur bzw. Wischfläche 25

- Abbildung 4.21 Prinzipdarstellung der Verzerrungshypothese 26
- Abbildung 4.22 Vergleich von Dichtringrauheiten (links) neuer Dichtring, un-
dicht (rechts) raue Dichtungsoberfläche, dicht. aus:[31] 26
- Abbildung 4.23 Ergebnisübersicht aus dem Forschungsprojekt "berechenbare
Dichtgüte (vom IMA Stuttgart)"[40] 33
- Abbildung 4.24 Veranschaulichung der Auswirkung von Förderstrukturen
(hier: Kratzer) im Dichtkontakt (Superpositionsprinzip nach
Matus [34]. 34
- Abbildung 4.25 Aufbauprinzip der 2-Kammer-Methode für die Förderwerter-
mittlung 36
- Abbildung 4.26 Schnitt durch den 2-Kammer-Prüfkopf in Konfiguration mit
rotierendem Dichtring 36
- Abbildung 4.27 Hydrostatischer Druckverlauf und Gewinnung der Förder-
rate bei einem Einzelversuch. 37
- Abbildung 4.28 Hydrostatischer Druckverlauf einer kontinuierlichen Mes-
sung mit 5 aufeinanderfolgenden Förderwertmessungen. 38
- Abbildung 4.29 Kräfte an einem gleitenden Körper 40
- Abbildung 4.30 Stribeck-Kurve und Reibungszustände im geschmierten Gleitlager-
Kontakt 40
- Abbildung 4.31 Zusammenhang zwischen Verlustleistung im Dichtkontakt,
Drehzahl und Wellendurchmesser, [55] 43
- Abbildung 4.32 links: zulässige Temperaturbereiche für Werkstoffe der Firma
Trelleborg [56] in Anlehnung an Abbildung (4.31) rechts:
Richtwerte für Drehzahl-Werkstoff- Kombinationen nach
[55] 44
- Abbildung 4.33 Vorschlag für die konstruktive Umgestaltung einer Wellen-
dichtung auf das Prinzip mit rotierendem Dichtring. 44
- Abbildung 4.34 Mit rotierenden Spezialdichtungen abgedichtete Wälzlage-
reinheit bspw. für Radnaben. 45
- Abbildung 4.35 Leckage durch das Abheben der Dichtlippe von der Gegen-
laufläche bei rotierendem RWDR. 45
- Abbildung 4.36 qualitativer Einfluss der Zentrifugalkraft bei langer und bei
kurzer Dichtlippe 46
- Abbildung 4.37 Abheben der Schraubenfeder aus der Federnut bei schnell
rotierendem Dichtring. 46
- Abbildung 4.38 Fluidsimulation mit Öl in einer rotierenden Kammer: stillste-
hendes Fluid, turbulente Phase, stationärer Fluidring 47
- Abbildung 4.39 Bestimmung der Druckverteilung imstationären Fluidring 48
- Abbildung 4.40 CFD Simulationsrechnungen mit *ABAQUS* für den Fluid-
druckverlauf entlang eines Pfades (rote Linie) im Öling
bei 150 und 250 1/min 49
- Abbildung 4.41 veröffentlichte Einsatzbedingungen für umlaufende RWDR
[10] 50
- Abbildung 4.42 verschiedene ausdichtende Kassettendichtungen, nach
System STEFA, Trelleborg 51
- Abbildung 4.43 reduzierte Kontaktkräfte durch Axialdichtungen [56] 52

Abbildung 4.44	Beispiel für die Anwendung einer V-Ring-Dichtung [56]	52
Abbildung 4.45	Lippendichtung nach Paulsen	52
Abbildung 4.46	Dichtungskonzept für rot. Dichtringe nach Floderus.[13]	53
Abbildung 5.1	Entwicklung der kin. Viskosität nach <i>Ubbelohde-Walther</i> , DIN 51563	56
Abbildung 5.2	Schliffbild einer Prüfdichtung; eingegossen in Kunstharz	57
Abbildung 5.3	Prinzip der statischen Radialkraftmessung und Foto des echten Aufbaus	57
Abbildung 5.4	Radialkraftverläufe einer Messung mit Feder (MF) und ohne Feder (OF).	58
Abbildung 5.5	zeitlicher Ergebnisverlauf der Förderwertmessungen in mg/m von Januar 2018 bis Okt. 2018 bei unterschiedlichen Drehzahlen und Temperaturen; RWDR 80x100x10 mm.	59
Abbildung 5.6	Ergebnisse umfangreicher Förderwertmessungen bei Steigerung der Drehzahl von 300 1/min auf 1800 1/min; rotierender RWDR 120x150x15 mm, bei 100 °C Ölsumpf	60
Abbildung 5.7	Ergebnisse umfangreicher Förderwertmessungen bei Steigerung der Drehzahl von 600 1/min auf 2400 1/min; rotierender RWDR 80x100x10 mm, bei 70 und 80 °C Ölsumpf	61
Abbildung 5.8	Leckageuntersuchung im 2-Kammer Prüfstand mit einem 120 x 150 x 15 mm Dichtring.	62
Abbildung 5.9	Optikaufbau mit schematischer Darstellung der Lichtstrahlen.	62
Abbildung 5.10	Optikaufbau mit abgehobener Dichtlippe im Betrieb.	63
Abbildung 5.11	Optikaufbau mit Lichtschimmer durch den Schmier spalt (keine Leckage).	63
Abbildung 5.12	Foto und 3D Konstruktion des dynamischen Radialkraftmessgerätes mit richtungsgebundenem Messdorn.	64
Abbildung 5.13	gemessener Radialkraftverlauf eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser	65
Abbildung 5.14	Zwei gemessene Radialkraftverläufe eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser bei wechselnder Orientierung der Stirnseite.	66
Abbildung 5.15	Prinzip der Ölsammlung hinter einem Dichtring in einer rotierenden Aufnahme.	66
Abbildung 5.16	Prinzip der Dichtlippenabstraktion mit einem Schliffbild.	67
Abbildung 5.17	Freikörperbild für die Berechnung der kritischen Drehzahlen.	67
Abbildung 5.18	Berechnete Zentrifugalkraftverläufe für das Elastomer und die Feder.	68
Abbildung 5.19	Zusammenfassung der gemessenen und berechneten Kräfte: Dichtung mit 120 mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur.	68
Abbildung 5.20	Darstellung der Kompensationsdrehzahlen einer rotierenden Dichtung mit 120 mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur.	69

- Abbildung 5.21 Darstellung der verbleibenden Radialkraft einer rotierenden Dichtung mit 120 mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur. 70
- Abbildung 5.22 Vergleich der berechneten Kräfte mit den Versuchsdaten eines RWDR mit 120 mm Innendurchmesser 70
- Abbildung 5.23 Vergleich der Berechneten Kräfte mit den Versuchsdaten eines RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser unter Berücksichtigung der Ölkraft. 71
- Abbildung 5.24 Prinzip der Reibmomentmessung mit rotierenden Dichtungen 72
- Abbildung 5.25 Reibmomentverlauf bei verschiedenen Füllgraden der rotierenden Kammer. 73
- Abbildung 5.26 Reibwertberechnung eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser 74

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 5.1	Eigenschaften des verwendeten FVA-Versuchsöls Nr.3 [61]	55
Tabelle 5.2	Messung der Innendurchmesser der fünf Versuchsichtungen aus Tabelle 5.3	56
Tabelle 5.3	Exemplarische Radialkraftmessungen mit fünf RWDR 80 mm Nenndurchmesser 5.2 bei Raumtemperatur und 70 °C	58
Tabelle 5.4	Leckagedrehzahlen im 2-Kammer-Prüfstand.	61

VORWORT

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) an der Leibniz Universität Hannover. Meine Forschungen gründen auf dem Forschungsprojekt 684 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA e. V.). Diesbezüglich möchte ich mich bei dem Arbeitskreis Dichtungstechnik und den Mitgliedern meiner Arbeitsgruppe, insbesondere bei Christian Wilbs und Eberhard Bock von Freudenberg, sowie Herrn Marc Neufelder von DESCH Antriebstechnik für die wegweisende Unterstützung bedanken. Hervorheben möchte ich auch meinen Doktorvater Prof. Poll, auf den ich mich auch in schwierigen Zeiten verlassen konnte und er mich mit Vertrauen in meine Arbeit und die übertragene Verantwortung und Eigenverantwortlichkeit sowie vielen Entfaltungsfreiräumen gefördert hat. Spezieller Dank geht an meine Zweitprüferin Prof. Schmitz vom IFAS aus Aachen und dem Vorsitzenden der Prüfungskommission Prof. Kabelac. Besonderer Dank geht an meinen Freund und Kollegen Dr. Norbert Bader, der stets für Nachfragen und Hilfestellungen erreichbar war. Bedanken möchte ich mich natürlich auch bei allen anderen Mitarbeitern in Forschung, Verwaltung und Technik, ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre. Stellvertretend seien hier Hr. Barkhof, Frau Busch und Frau Bock, sowie meine neuen und alten Bürokollegen Dilek, Mark, Marius, Bengt und Armand genannt. Die Zeit und den wertvollen Umgang werde ich in guter Erinnerung behalten. Besonders großer Dank sei natürlich auch meiner Familie und meiner Ehefrau Julia zugesprochen, die mir durch Ihren Zuspruch und Ansporn meinen bisherigen Weg erst möglich gemacht haben.

Hannover, 2021, Veith Pelzer

Dichtungen gehören zu den wichtigsten und am häufigsten gebrauchten Maschinenelementen in technischen Anlagen. Sie sind essenziell für den zuverlässigen und sicheren Betrieb. Doch obwohl die Dichtungstechnik eine Schlüsseltechnologie mit Lösungen für unzählige Anwendungen und Innovationen ist, bestehen immer noch Wissenslücken in der Vielfalt der Möglichkeiten, die die moderne Dichtungstechnik den Anwendern bietet, um Produkte und Systeme effizienter und zuverlässiger zu betreiben. Eine solche Wissenslücke ist Gegenstand dieser Arbeit. Speziell wird die Anwendung von Standard- RWDR als rotierende Dichtungen untersucht. Rotierende Radialwellendichtringe stellen einerseits eine Herausforderung dar, da die Gefahr der Leckage beim Abheben infolge der Fliehkraftwirkung besteht. Andererseits kann genau dieser Effekt nutzbringend eingesetzt werden, um die Dichtkante bei hohen Drehzahlen gezielt zu entlasten und so eine thermische Überbeanspruchung zu vermeiden. Dabei werden Fragen zu Einsatzgrenzen und Prüfmethode mit der Ausprägung des Fördereffektes verbunden, bevor durch Reibungs- und Radialkraftmessungen zusammen mit einem analytischen Berechnungsansatz die Abschätzung der kritischen Drehzahlen vorgestellt und das Potenzial der Reibungsminderung rotierender Dichtungen bei gleichzeitig bestehender Dichtsicherheit aufgezeigt wird. siehe

Schlagnworte: rotierende Dichtringe, Abhebedrehzahlen, Förderwert, dynamische Radialkraftmessung Dichtungsreibung

Analysis of the sealing effect of rotating elastomeric lip seals: seals are among the most important and most frequently used machine elements in technical systems. They are essential for reliable and safe machine operation. But although sealing technology is a key technology with solutions for countless applications, there are still gaps in knowledge for a variety of options that modern sealing technology offers users to make products and systems operate more efficiently and reliably. Such a knowledge gap is the subject of this work. Specifically, the application of standard rotary shaft seals as rotating seals was investigated. On the one hand rotating radial shaft seals pose a challenge, as there is a risk of leakage when lifting off due to the centrifugal force. On the other hand, this effect can be used in order to relieve the sealing edge at high speeds and thus avoid thermal overload. Questions about application limits and test methods are linked to the pumping effect, an estimation of the critical speeds using friction and radial force measurements together with an analytical calculation method is introduced, and the potential for reducing the friction of rotating seals while maintaining sealing reliability is shown.

Keywords: rotating seals, lift-off speeds, pumping effect, dynamic radial force measurement, seal friction

3.0.1 *Einleitung*

Radial-Wellendichtringe (RWDR) gehören zu den wichtigsten Maschinenelementen im Maschinenbau. Sie werden millionenfach und in unterschiedlichsten Bauformen zum Anwendungsfall passend ausgewählt und in die Konstruktion integriert. Doch obwohl diese Bauteile so wichtig sind, entwickelte sich die Dichtungstechnik nur langsam von einer Randwissenschaft zu einer zentralen Technologie und wird auch heute noch vernachlässigt, wodurch für einige Anwendungsfälle noch keine erprobte Dichtungstechnologie existiert. Dichtungsversagen geht meist mit kostspieligen oder sogar gefährlichen Maschinenausfällen und Stilllegungen einher (ein mahnendes Beispiel ist die Katastrophe der Challenger Raumfähre). Dynamische Dichtungen mit Elastomer-Dichtlippen unterliegen thermischen Beanspruchungen, Alterung und Verschleiß infolge der Beanspruchung durch Gleitreibung und haben daher eine begrenzte Gebrauchsdauer. Dadurch können sie für die Wartungsintervalle oder sogar die Nutzungsdauer des Gesamtsystems entscheidend sein. Außerdem entstehen Verluste, die den Wirkungsgrad, den Energieverbrauch und die verursachten Emissionen des Systems nachteilig beeinflussen. Diese Ausarbeitung befasst sich mit dem Verhalten von Standard-Radialwellendichtringen in besonderen Anwendungen, wo die Dichtung rotiert und sich die Gegenfläche mit einer abweichenden Drehzahl bewegt oder stillsteht. Es wird gezeigt, wie kritische Grenzbereich der Einsatzbedingungen mit Hilfe spezieller Versuchstechniken und rechnerischer Ansätze abgeschätzt werden können. Außerdem wird der Ansatz verfolgt, die auf rotierende Dichtungen einwirkenden Fliehkräfte zum Systemvorteil, insbesondere zur Reibungsreduzierung und zur Verlängerung der wartungsfreien Nutzungsdauer, einzusetzen.

3.0.2 *Zielsetzung*

Zum Verhalten rotierender RWDR gibt es kaum wissenschaftliche Arbeiten. Das Ziel der im Folgenden beschriebenen Arbeit besteht daher in der grundlegenden Analyse des Systemverhaltens und der Validierung neuer Versuchstechniken und Berechnungsansätze von Radialwellendichtringen in entsprechenden Anwendungen.

3.0.3 *Vorgehen*

Eine wesentliche Eigenschaft moderner Radialwellendichtringe ist das Rückförderverhalten. Ihre Dichtheit beruht nämlich auf der Fähigkeit, Leckage durch ein „Zurückpumpen“ durchtretenden Fluids zu verhindern. Infolgedessen ist die experimentelle Förderwertanalyse ein zentrales Verfahren für die Beurteilung der

Funktionssicherheit. Ausgehend von Untersuchungen zum Pumpmechanismus im üblichen Einsatzfall mit stillstehender Dichtung und rotierender Gegenfläche werden für rotierende Dichtungen kritische Betriebszustände ermittelt. Darauf aufbauend werden diese durch Simulationen und analytische Berechnungen abgebildet, um sie bereits bei der Systemauslegung sicher vermeiden zu können oder sogar die Fliehkraftwirkung in vorteilhafter Weise nutzen zu können.

Dieses Kapitel widmet sich der Einführung in das Themengebiet der Abdichtung von Maschinen mit Wellendichtringen. In diesem Zusammenhang wird auch der *Radial-Wellendichtring* (RWDR) vorgestellt, mit dem sich die Arbeit ausführlich beschäftigt. Daraufhin wird der derzeitige Kenntnisstand und die Theorie der Abdichtungsmechanismen von Lippendichtungen aufgearbeitet.

Grundsätzlich hat ein Dichtsystem die Aufgabe zwei Funktionsräume voneinander zu trennen und den Stoffaustausch auf ein vertretbares Maß zu reduzieren. Die Dichtheit des Systems ist dabei relativ und hängt von der jeweiligen Anwendung ab. Der unerwünschte Austritt eines Mediums aus einem Funktionsraum wird als *Leckage* bezeichnet. Es werden statische Dichtungen mit ruhenden Dichtflächen und dynamische mit bewegten Kontaktpartnern unterschieden (siehe Abbildung 4.1).

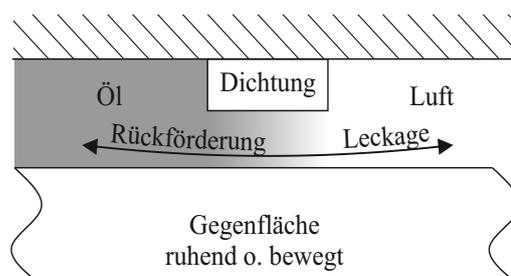


Abbildung 4.1: Prinzip einer Dichtung für die Trennung zweier Funktionsräume nach [36]

Neben zahlreichen anderen Einteilungen gibt es zwei einfache Klassifizierungen, die die Vielfalt der Dichtungen übersichtlich darstellen und in die alle Dichtsysteme eingeordnet werden können [53]. Zum einen erfolgt die Einteilung danach, ob es sich um *berührende* oder *nicht berührende* Dichtungen handelt (siehe Abbildung 4.2).

Zum anderen kann anhand des *passiven* oder *aktiven* Wirkprinzips¹ des Dichtsystems unterschieden werden. Beim passiven Wirkprinzip werden potenzielle Leckagekanäle durch die Drosselwirkung enger bzw. verschlossener Spalte abgedichtet. Weiterhin zählt nach *Poll* auch das Rückführen aufgefangener Leckage zu den passiven Dichtsystemen, weil die Dichtwirkung nicht unmittelbar mit dem Dichtelement zusammen hängt. Aktive Dichtsysteme zeichnen sich durch die Fähigkeit aus, austretende Medien selbstständig zurück in den abzudichtenden Raum zu transportieren und somit die Dichtheit zu gewährleisten. Sie weisen also einen inhärenten Fördermechanismus im dynamischen Betrieb auf. Prominente Beispiele für

¹ Mit *Wirkprinzip* ist hier gemeint, auf welche Art und Weise die Dichtung Leckage verhindert.

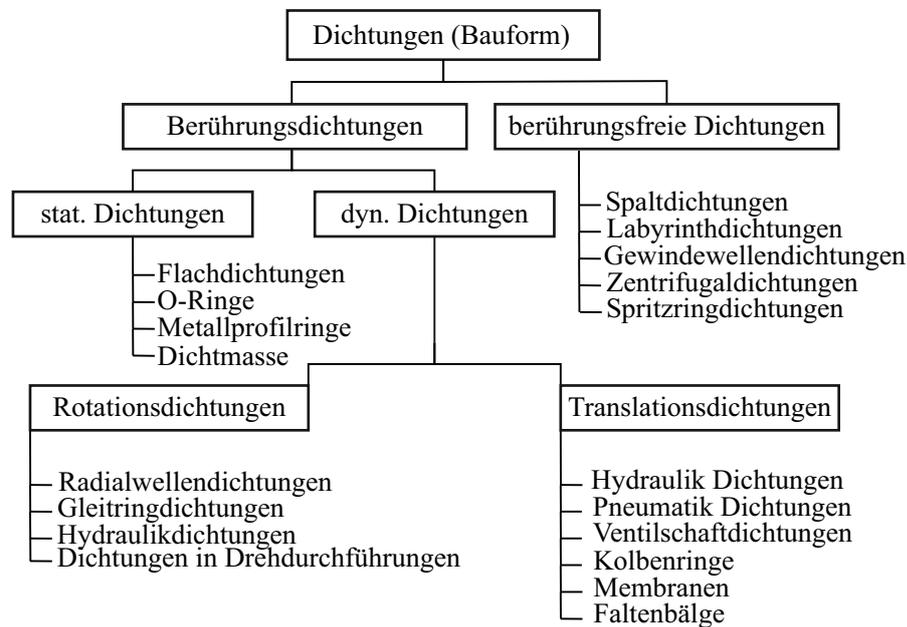


Abbildung 4.2: Einteilung von Dichtungen entsprechend ihrer Bauformen mit einigen Beispielen nach [53]

aktive Dichtsysteme sind berührungsfreie Labyrinthdichtungen mit Förderhilfen, Zentrifugaldichtungen oder der Radial-Wellendichtring. [53]

4.1 AUFBAU UND EINSATZ VON RADIAL-WELLENDICHTRINGEN

Der Radial-Wellendichtring wird den berührenden aktiven Dichtungen zugeordnet und hat den großen Vorteil, dass er im Stillstand und im dynamischen Betrieb sicher abdichten kann. Dies macht ihn zu der verbreitetsten Dichtung im heutigen Maschinenbau. Radial-Wellendichtringe werden hauptsächlich für die Ölabdichtung rotationssymmetrischer Bauteile verwendet.

Die RWDR sind seit 1962 nach DIN 3760 und DIN 3761 genormt.

Bevor aber der heute in unzähligen Formen verfügbare und für verschiedenste Einsatzzwecke optimierte Radial-Wellendichtring Anwendung fand, waren bewegte Maschinenteile lediglich mit Abdeckscheiben vor starker Verschmutzung geschützt und mit Verlustschmierung versehen. Gehäusedurchtrittsstellen wurden nach Möglichkeit oberhalb eines Öl- oder Fluidstandes konstruiert, da die damaligen Dichtungen für bewegte Maschinenelemente im Stillstand keine Dichtheit gewährleisten konnten. Waren höhere Anforderungen an die Dichtheit gestellt,

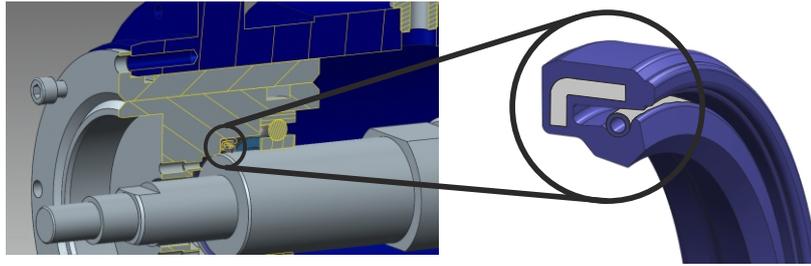


Abbildung 4.3: Einbausituation eines Radialwellendichtrings für die Abdichtung einer Getriebewelle

beispielsweise im Schiffbau, wurden Stopfbuchspackungen (Stopfbüchsen) eingesetzt, die durch axiales Verpressen von Dichtmaterial bis heute eine verlässliche Dichtungsvariante darstellen [55].

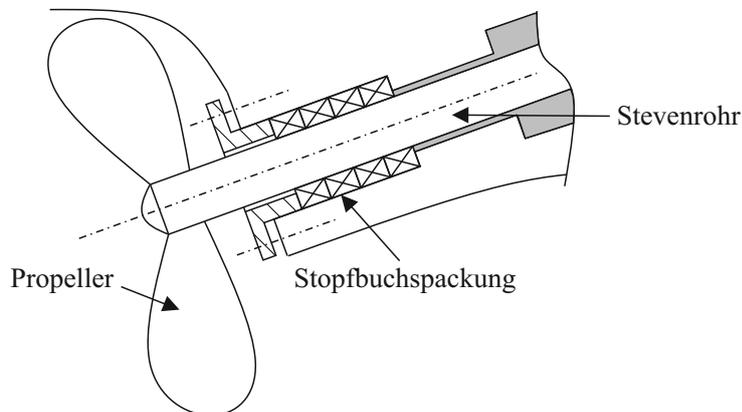


Abbildung 4.4: Prinzip einer Stopfbuchspackung für die Abdichtung eines Stevenrohres

Allerdings haben diese Dichtungen den Nachteil, dass sie große Kontakt- und Zwangskräfte auf die beteiligten Dichtpartner ausüben und somit bei bewegten Maschinenteilen zu großer Verlustleistung führen. Aus diesem Grund gewannen Manschettendichtungen, anfangs beispielsweise aus Leder, zunehmend an Bedeutung. Die Manschettendichtungen zeichneten sich durch eine passable Dichtwirkung bei reduzierter Reibleistung und Temperaturentwicklung aus [57].

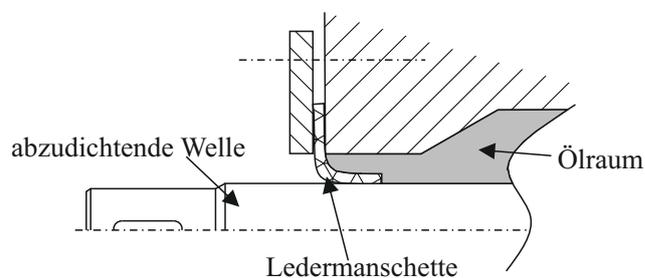


Abbildung 4.5: Abdichtung einer Welle mit einer Ledermanschette

Leder war langfristig jedoch nicht ausreichend belastbar und mechanisch-chemische Alterungsprozesse erforderten besser geeignete Dichtungswerkstoffe. Somit hielten ölverträgliche Elastomere Einzug in die Dichtungstechnik, wodurch sich seit den 30er Jahren des letzten Jahrhunderts die Abdichtung bewegter Maschinenelemente revolutionierte und zuverlässige Dichtlösungen für verschiedenste Anwendungen und bei schwierigen Betriebsbedingungen entwickelt wurden.²



Simmerring® mit Wurmfeder, 1932

Abbildung 4.6: Früher Simmerring aus dem Jahr 1932

Lein kommentierte 1954 auf Basis umfangreicher Untersuchungen und Vergleiche, dass

„Dichtungsmanschetten aus synthetischem Gummi [...] denen aus Leder hinsichtlich der Wärme- und Temperaturbeständigkeit, des Dichthaltens, der Rißbildung, der Formbeständigkeit und der Höhe der Reibungsdrehmomente erheblich überlegen [...] sind“

Erst durch den Einzug dieses Werkstoffs in die Dichtungstechnik konnten bis dahin große Schwierigkeiten konstruktiv zuverlässig und standardisiert gelöst werden [29].

„Gummi“ ist der umgangssprachliche Begriff für die Werkstoffklasse der Elastomere. Elastomere bilden wiederum eine Untergruppe der Polymerwerkstoffe, die nach DIN 7724 gemäß ihres mechanischen Verhaltens im Gebrauchstemperaturbereich in

- Duroplaste
- Elastomere
- Thermoplaste
- thermoplastische Elastomere

untergliedert sind. Diese Werkstoffe bestehen aus langkettigen Makromolekülen, die sich aus kürzeren Monomeren zusammensetzen. Bei der Vulkanisation ändert das Rohgummimaterial (der Rohkautschuk) seine Eigenschaften aus einem Zustand

² Firma Freudenberg brachte den weltweit bekannten Simmerring, (benannt nach dem Freudenberg-Ingenieur Walter Simmer) aus Gummi auf den Markt (siehe Abbildung 4.6)

der Plastizität zu einem widerstandsfähigen und elastischen Material (Gummi). Das Rohgummi verliert bei der Vulkanisation seine zähklebrigen Eigenschaften und kehrt nach mechanischer Belastung in seine Ausgangslage zurück. Verantwortlich für die Eigenschaftsänderungen ist eine dreidimensionale Neuverkettung der im Rohkautschuk vorliegenden Molekularstruktur mittels Vernetzungstoffen, die dem Rohkautschuk zugemischt werden (siehe Abbildung 4.7)

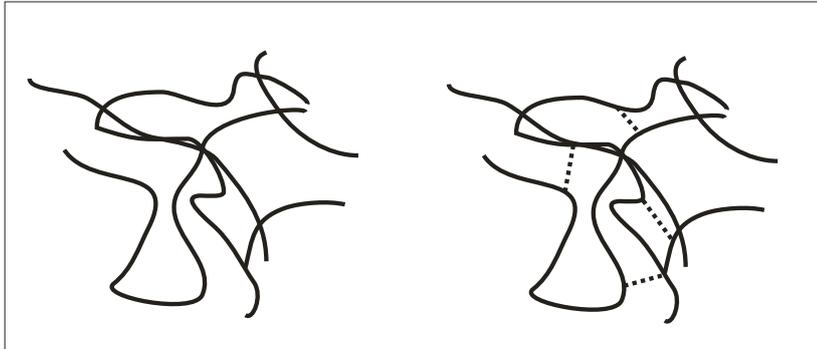


Abbildung 4.7: Prinzip der Schwefelverkettung von Rohgummi

Die klassische Vulkanisation geschieht unter Verwendung von elementarem Schwefel als Vernetzungssystem bei einer Temperatur zwischen 120 °C bis 160 °C und ist auch heute noch die am weitesten verbreitete Methode. Wird einer Kautschukmischung Schwefel in einer Konzentration zwischen 1 und 10 Prozent hinzugefügt, entsteht Weichgummi. Bei einer Konzentration von 30 bis 45 Prozent Hartgummi. Die Elastizität des vulkanisierten Produktes hängt also direkt mit der Menge des zugesetzten Vernetzungssystems und der damit verbundenen Anzahl der Vernetzungsverbindungen zusammen.

Bei der Vulkanisation des Rohgummis unter Einfluss von Druck, Temperatur und Zeit verändern sich die Stoffeigenschaften vom plastisch klebrigen Ausgangsprodukt zu einem gebrauchsfähigen, formbeständigen, elastischen Bauteil. Die Schwefelbrücken verhindern das Abgleiten der Polymerketten voneinander, sodass die Mischung unter Kraftbeaufschlagung sich nicht mehr plastisch, sondern nur noch elastisch verformen kann. Um die Elastomere für spezielle Funktionen anzupassen, können bei der Vulkanisation weitere Füllstoffe hinzugegeben werden, die die physikalischen Eigenschaften verändern. Dazu gehören beispielsweise Alterungsschutzmittel, Weichmacher oder Verarbeitungshilfsmittel. Die komplexen Rezepturen eines Gummiwerkstoffes sind Alleinstellungsmerkmale der Hersteller und auf besondere Anforderungsprofile zugeschnitten, sodass die Hersteller diesbezüglich stark auf Geheimhaltung achten. Eine übersichtliche Zusammenstellung der bedeutendsten Entwicklungen und Persönlichkeiten auf dem Weg zur zuverlässigen Abdichtung mit Gummi-Lippendichtungen stellten *Gorrino* und *Upper* in [11] zusammen.

Abbildung 4.8 zeigt einen modernen Radial-Wellendichtring gemäß DIN 3760.

Grundsätzlich bestehen RWDR aus einer elastomeren Membran mit Dichtlippe, die an ein Versteifungsblech anvulkanisiert ist. Die gummi-elastische Membran verleiht der Dichtlippe die nötige Nachgiebigkeit, um Rundlaufabweichungen und Exzentrizitäten der Gegenauflfläche folgen zu können, siehe hierzu [1, 41, 54]. Die

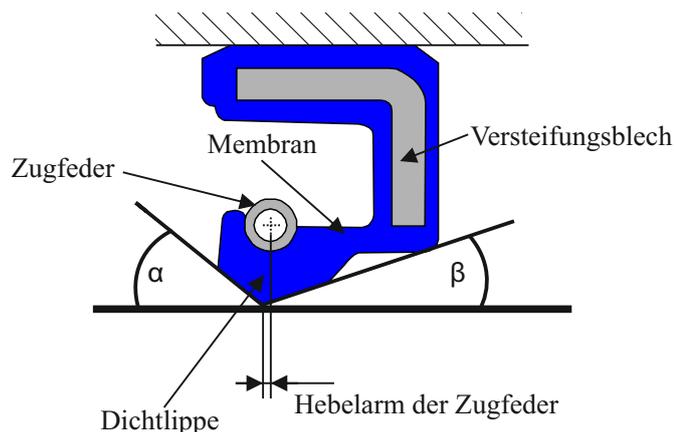


Abbildung 4.8: Grundsätzlicher Aufbau eines modernen Radial-Wellendichtrings nach DIN 3760

Dichtkante definiert den Trennbereich zwischen der Öl- und der Luftseite. Der steilere Kontaktwinkel α mit 40° - 50° ist die *Stirnseite*. Sie ist dem abzudichtenden Schmierstoff zugewandt. Die Dichtlippe selbst bildet sich aus zwei unterschiedlichen Kontaktwinkeln. Der flachere Kontaktwinkel β wird *Bodenseite oder Luftseite* genannt und liegt zwischen 20° - 30° . Zusätzlich kann eine Schraubenzugfeder eingesetzt sein. Sie trägt dazu bei, die Anpresskraft der Dichtkante auf die Gegenauflfläche zu erhöhen und gewährleistet auch über lange Betriebszeiten das zuverlässige Anliegen der Dichtkante auf der Gegenauflfläche. Das Versteifungsblech kann seinerseits ebenfalls mit Elastomer überzogen sein, um eine bessere Nebenabdichtung des statischen Kontaktes zwischen Außen- bzw. Mantelfläche und dem Gehäusesitz zu schaffen.

Darüber hinaus gibt es viele andere Modifikationen der RWDR, wie z. B. zusätzliche Schutzlippen oder Förderhilfen (vgl. Abb. 4.9), um die Betriebseigenschaften auf den jeweiligen Anwendungsfall besser anzupassen.



Abbildung 4.9: Abbildung eines RWDR mit Drallstruktur als Förderhilfe an der Dichtlippe

4.2 ABDICHTUNG MIT RADIAL-WELLENDICHRINGEN-DICHTHYPOTHESEN

Radial-Wellendichtringe bieten besondere Vorteile beim Abdichten bewegter Maschinenteile. Die elastomere Membran erlaubt im Gegensatz zu steifen Dichtelementen, wie beispielsweise berührenden Metallprofilabdichtungen, ein flexibles Anschmie-

gen der Dichtkante an die Gegenlauffläche bei gleichzeitig kleinen Kontaktkräften. Dadurch wird weniger Verlustleistung erzeugt und der Wärmeeintrag, sowie der Verschleiß wird gering gehalten. Außerdem dichten RWDR im Stillstand und im dynamischen Betrieb ab. Im Stillstand werden potenzielle Leckagekanäle durch die elastomere Dichtkante verschlossen (siehe Abbildung 4.10). Im dynamischen Betrieb wird die Dichtheit durch den immanenten aktiven Fördermechanismus sichergestellt.

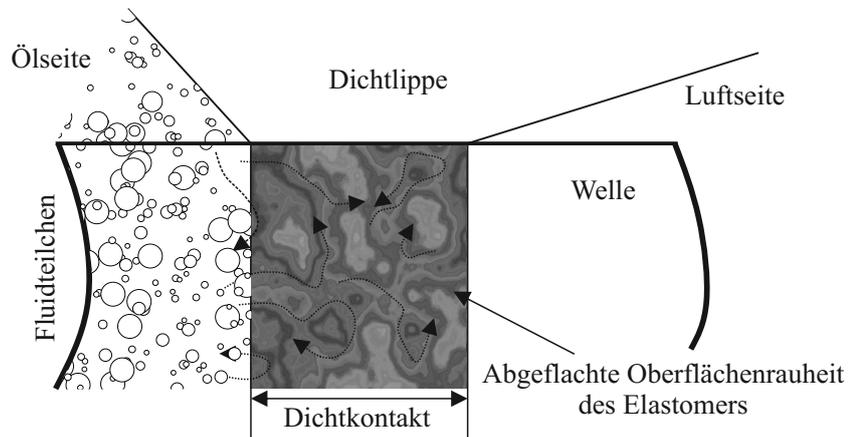


Abbildung 4.10: Statische Abdichtung mit RWDR; Elastomerverformungen verschließen potenzielle Leckagekanäle

Die maßgebliche Größe bei der Abdichtung mit Radial-Wellendichtringen ist die Anpresskraft der Dichtkante auf die Gegenlauffläche, die *Radialkraft*. Die Radialkraft ergibt sich aus der umfänglichen Linienpressung und ist, als Absolutwert angegeben, das Integral über den Umfang (siehe Abbildung 4.11).

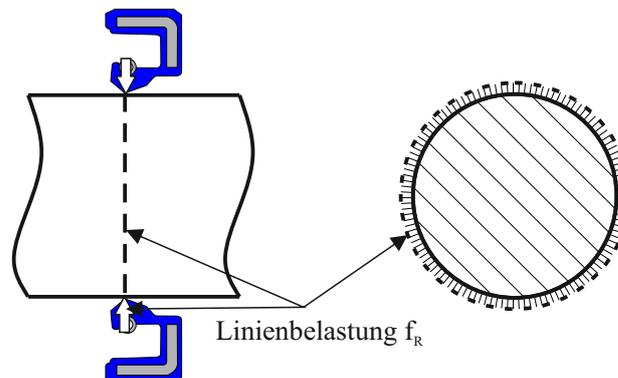


Abbildung 4.11: Die Gesamtradialkraft eines RWDR als Integral der Linienkontaktkraft

Sie wird, abgesehen von der Schraubenzugfeder, wesentlich durch die Dichtlippengeometrie beeinflusst. Lange Dichtlippen mit dünner Membran erzeugen geringere Kräfte als kurze Dichtlippen in gedrungener Bauweise (siehe Abbildung 4.12). Unabhängig vom Hersteller ist eine Differenzierung der Radialkraftanteile zwischen Federkraft und Elastomerkraft von ca. 50 % zu 50 % üblich.

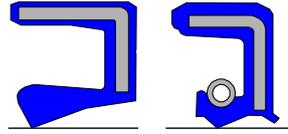


Abbildung 4.12: Zwei verschiedene RWDR-Bauformen; links: Dichttring mit langer Dichtlippe ohne Feder, rechts: Dichttring mit kurzer Dichtlippe mit Feder und Staubschutzlippe

Zwischen der Gegenauflfläche und der Dichtlippe besteht ein Übermaß, das zu einer *Überdeckung* führt (siehe Abbildung 4.13). Der Nenndurchmesser der Dichtlippe ist kleiner als der Durchmesser der Gegenauflfläche, sodass die Dichtlippe bei der Montage aufgedehnt wird.

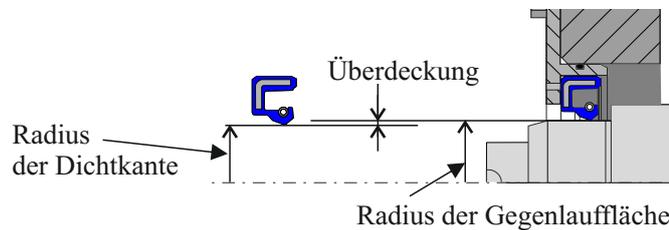


Abbildung 4.13: Prinzip der Überdeckung eines RWDR bei der Montage

Daraus ergeben sich die in Abbildung 4.14 dargestellten drei Komponenten, die zusammen die Radialkraft bilden:

- links) Kraftanteil durch das Dehnen der Schraubenzugfeder
- Mitte) Radiales Aufbiegen der Dichtlippe bzw. der Dichtlippenmembran
- rechts) Tangentiales Weiten der Dichtlippe.



Abbildung 4.14: Ursachen für die Entstehung der Radialkraft

Aufgrund der Asymmetrie der Dichtkantenwinkel entsteht in axialer Richtung im Dichtkontakt eine asymmetrische Pressungsverteilung (siehe Abbildung 4.15). Die Unterschiede im Pressungsgradienten auf der Öl- und Luftseite werden von der Radialkraft und vom Dichtlippendesign bestimmt und haben direkten Einfluss auf den Rückfördermechanismus der Dichtung.

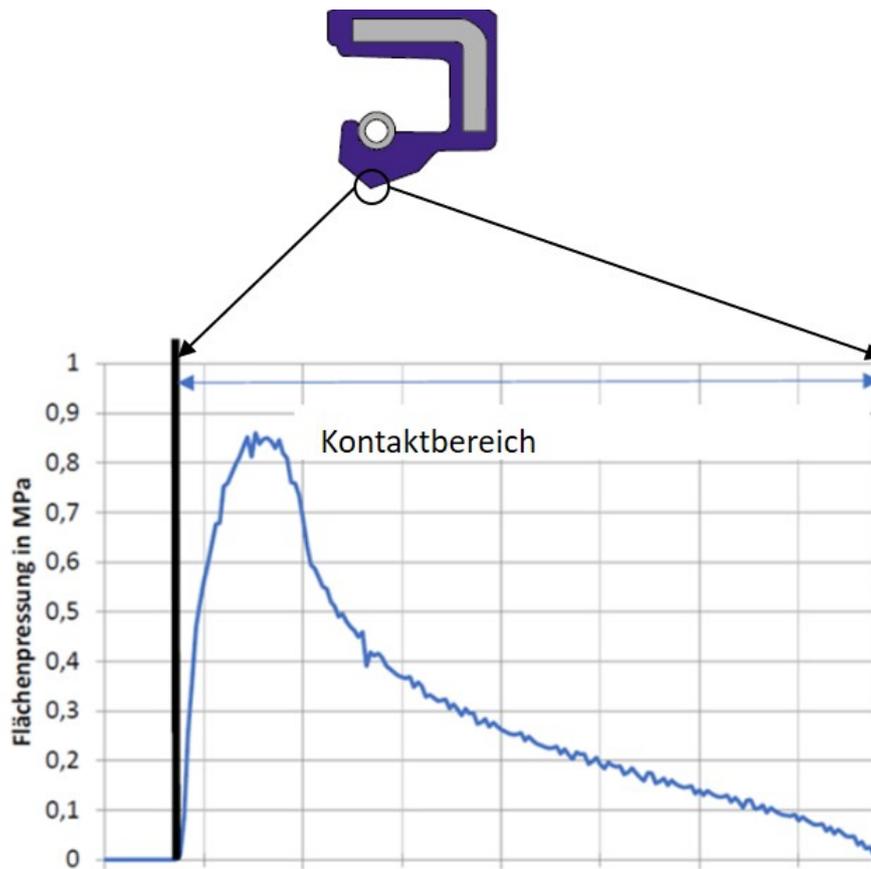


Abbildung 4.15: Statisches Pressungsprofil im Kontaktbereich eines RWDR nach der Montage. Simulation von "cpress"(mit ABAQUS) aus [37]

Das asymmetrische Pressungsprofil wird durch den Einsatz einer Schraubenzugfeder verstärkt, da die Feder nicht zentral über der Dichtkante eingesetzt wird (siehe Abbildung 4.8) Nach heutigem Stand der Forschung ist der asymmetrische Verlauf des Pressungsgradienten hauptverantwortlich für den aktiven Fördermechanismus der RWDR, wodurch die Radialkraft als die den Kontakt definierende Größe zu einem charakteristischen Merkmal für Radial-Wellendichtringe wird.

Untersuchungen von *Ott* und *Kammüller* haben beispielsweise gezeigt, wie sich die Fördermenge und Förderrichtung in Abhängigkeit unterschiedlicher Kontaktwinkel ändern [24, 41].

Ohne das zur Stirnseite verschobene Pressungsmaximum ist die aktive Pumpwirkung der RWDR nicht vorhanden. Bei der Neuentwicklung von RWDR fließt deshalb ein Großteil der Entwicklungsarbeit in die Auslegung der Dichtlippengeometrie, um die Pressungsverteilung und -größe entsprechend der Systemanforderungen zu gestalten. Problematisch sind hierbei nach *Gabelli*, *Poll* und *Ponson* die sich zeitlich ändernde Dichtkontaktbreite, Schwingungen und Maßungenauigkeiten [39]. Trotz der zahlreichen Forschungsarbeiten zum Förderverhalten von RWDR ist aber bis heute nicht abschließend geklärt, welches physikalische Prinzip für die Förderwirkung verantwortlich ist. Es wird davon ausgegangen, dass das Zusammenspiel mehrerer Prozesse im Dichtkontakt zur Förderwirkung führt, worauf im

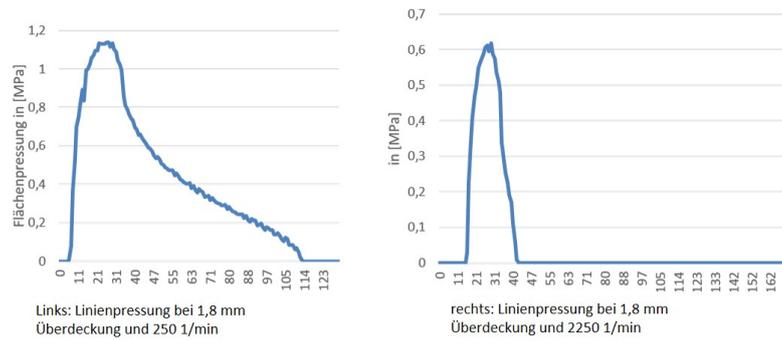


Abbildung 4.16: Axialer Verlauf der Linienpressung im Dichtkontakt bei verschiedenen Radialkräften (simuliert durch die Rotation des Dichtringes bei 250 1/min und 2250 1/min) mit freundlicher Unterstützung von [37]

folgenden Abschnitt 4.2.1 genauer eingegangen wird. Abbildung 4.16 zeigt diesbezüglich zwei FEM simulierte Pressungsverläufe bei verschiedenen Radialkräften. Der linke Verlauf resultiert aus einer höheren Radialkraft, was zu einer deutlicheren Asymmetrie und einer breiteren Kontaktfläche führt. Diese Kontaktsimulation wurde so ausgeführt, dass der betrachtete Dichtring rotiert und somit die Radialkraft durch die Zentrifugalkraft beeinflusst wird, worauf im Folgenden noch verstärkt eingegangen werden soll. Dieses Bild wird weiterhin durch die Entwicklung der Linienpressung bzw. der Pressungsgradienten bei steigender Drehzahl untermauert (siehe Abbildung 4.17). Das asymmetrische Pressungsprofil ist deutlich zu erkennen. Die vorhandene Asymmetrie und die Auswirkungen der Pressungsgradienten im Dichtkontakt werden im folgenden Abschnitt über *Dichtungshypothesen* wieder aufgegriffen und sind im wissenschaftlichen Diskurs über Radial-Wellendichtringe eine wichtige Grundlage.

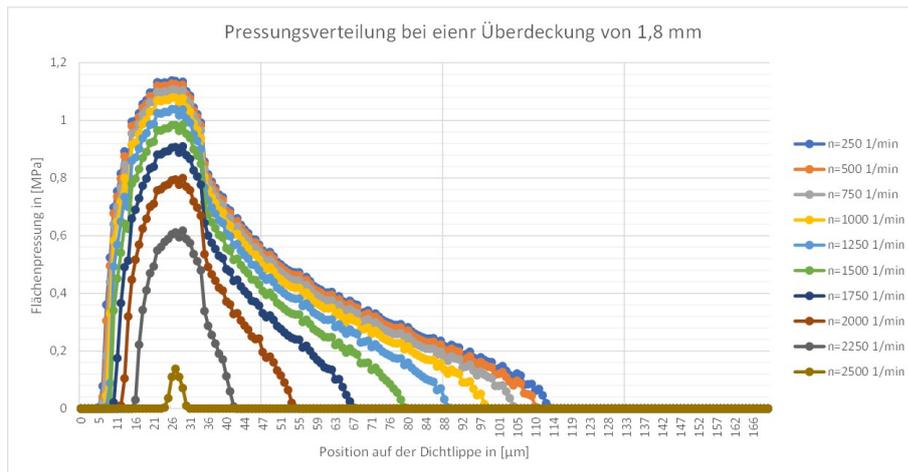


Abbildung 4.17: Entwicklung des Verlaufs der Linienpressung im Dichtkontakt bei verschiedenen Radialkräften (simuliert durch die Rotation des Dichtringes bei 250 bis 2.500 1/min) mit freundlicher Unterstützung von [37]

4.2.1 Dichtungshypothesen zum Förderverhalten von Radial-Wellendichtringen

Frühe umfangreiche tribologische Untersuchungen mit Radial-Wellendichtringen gehen auf *Lein* zurück [29]. *Lein* war einer der Ersten, die das Reibungs- und Leckageverhalten in Abhängigkeit verschiedener Parameter analysierten. Auf Basis langjähriger Versuchsergebnisse kam er zu dem Schluss, dass zwischen Dichtkante, Gegenauflfläche, Luft und Öl Wechselwirkungen bestehen, die gemeinsam das Betriebsverhalten der Dichtungen definieren. Er erkannte auch, dass sich während des dynamischen Betriebes Öl im Dichtspalt befindet und der Dichtring das Öl nicht einfach „abschneidet“, wobei die Dichtkante trocken laufen würde. Allerdings lieferte er keine Aussage zur Ursache der Dichtwirkung und nannte Untersuchungen zu den chemisch-physikalischen und mechanischen Vorgängen im Dichtkontakt eine „lohnende Aufgabe“. *Jagger* kommt einige Jahre später zu ähnlichen Ergebnissen und stellt weiterführend die These auf, dass Kapillareffekte, Oberflächenspannungen und die Ausbildung eines Ölmeniskus an der Dichtkante (siehe Abbildung 4.18) für die Dichtwirkung verantwortlich sind [21]. Dieser quasistatische Abdichtmechanismus bestimmte daraufhin viele Jahre den Stand der Technik und wurde auch noch 1975 durch *Trutnovsky* als Ursache für die Dichtwirkung genannt [57].

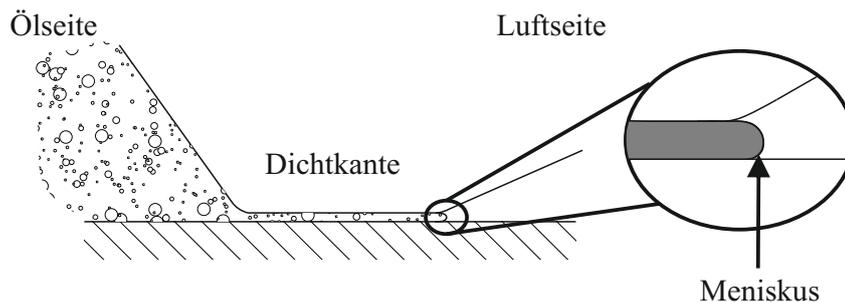


Abbildung 4.18: Ölmeniskus auf der Luftseite einer Dichtung

Allerdings wurde die Meniskustheorie bereits mit ihrem Erscheinen kontrovers diskutiert, da hierdurch beispielsweise nicht erklärt werden kann, wie ein einmal undichter RWDR mit durchbrochenem Meniskus wieder zuverlässig abdichten kann. Ein anderer Streitpunkt war die Form des Meniskus. Auf Grundlage der Benetzungseigenschaften der abzudichtenden Fluide und der Möglichkeit, Überdrücke abzudichten, wurde die Meniskusform bspw. durch *Jagger*, *Jagger* und *Wallace* [22] oder *Rajakovics*[45] analysiert. Ein stichhaltiger Beweis für die Dichtwirkung konnte aber nicht erbracht werden.

Kuzma zeigte 1969 einen anderen Ansatz auf, mit dem er die Dichtwirkung dynamisch berührender Dichtungen erklärt. Er führt die Dichtwirkung auf eine durch Scherwirkung verformte raue Dichtungsfläche zurück, die den Dichtkontakt zu einer hydrodynamischen Pumpe macht.

„In any seal, there are waves or irregularities in the sealing surface. When fluid is drawn between the sealing surfaces, the shearing action of the fluid deforms these waves. [...] It can be seen that the shearing forces deform the waves so that the sealing surfaces become a viscous shear pump. This allows a pressure gradient to be maintained across the sealing surfaces with no leakage “ [27].

Diese Theorie der aktiven Förderwirkung auf Basis elastischer Rauheitsverformungen und hydrodynamischer Prozesse im Dichtkontakt wurde in den folgenden Jahren durch Untersuchungen von *Arai* [1], *Kawahara* und *Hirabayashi* [26], *Nakamura* [38], *Kammüller* [24] und *Müller* aufgegriffen, untermauert und erweitert, sodass die Meniskustheorie schließlich als Stand der Technik abgelöst wurde. Mit der neuen Theorie konnte auch die Leckage bei invers eingebauten Dichtringen (die steilere Seite zeigt nach außen) und die „Saugwirkung“ bei bodenseitig angebotenen Schmierstoff erklärt werden.

Reibmoment- und Fördermengenmessungen von *Hermann* und *Seffler* beispielsweise zeigen, dass RWDR bei der Ölzugabe auf der Luftseite das Öl durch den Dichtkontakt auf die Stirnseite fördern, sie „saugen“ das luftseitige Öl in den Dichtkontakt. Das Reibmoment kann³ während des Ölfördervorganges geringer sein, bis das Öl auf die Stirnseite gepumpt wurde, woraufhin das Reibmoment wieder ansteigt (siehe Abbildung 4.19). [18]

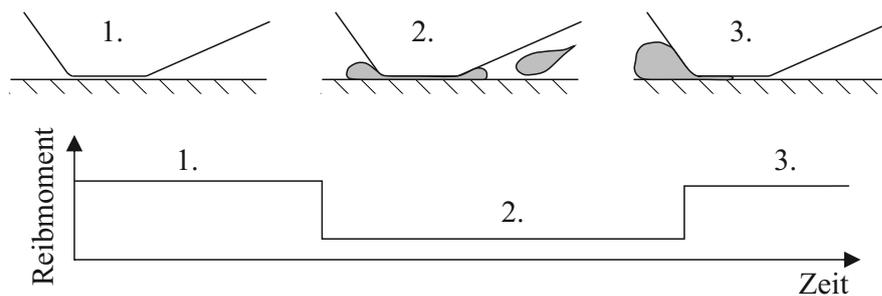


Abbildung 4.19: Qualitativer Reibmomentenverlauf bei der Ölzugabe auf der Luftseite eines RWDR

Dieses Reibmomentverhalten setzt allerdings voraus, dass während der Untersuchung die Betriebsbedingungen bis auf die Ölzugabe nicht geändert werden. Gemäß der Gleichung der Schubspannung im Fluid einer Newton’schen Flüssigkeit:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}. \quad (4.1)$$

Dementsprechend würde das Reibmoment der Dichtung trotz Ölschmierung im Kontakt bei der Steigerung der Drehzahl zunehmen können.

Aktuell existieren drei weit verbreitete Dichtungshypothesen, auf die der aktive Fördermechanismus von Radial-Wellendichtungen zurückgeführt werden kann. Bis dato konnte aber nicht abschließend geklärt werden, welches physikalische Prinzip hauptverantwortlich für die Förderwirkung ist. Es wird davon ausgegangen, dass das Zusammenwirken aller Förderhypothesen für die Dichtwirkung sorgt:

³ kann deshalb, weil unter geänderten Bedingungen das Reibmoment auch trotz Ölzugabe höher ausfallen könnte.

Die *Oszillationshypothese*, auch *Wischkantenhypothese* genannt, erklärt die durch makroskopische axiale Dichtlippenbewegungen auf der Gegenlauf­fläche erzeugte Förderwirkung. Die Laufspur der Dichtkante verläuft schräg zur Wellenachse und wird dadurch breiter als die eigentliche Dichtkontaktbreite - es entsteht die „Wischfläche“, auch „Berührspur“ genannt.

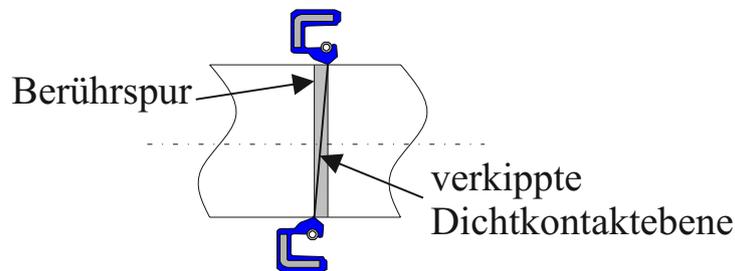


Abbildung 4.20: Prinzipdarstellung der Wischkantenhypothese mit verkippter Dichtkontaktebene und sich ergebender Berührspur bzw. Wischfläche

Die verkippte Dichtkanten­ebene kann durch Winkelfehler in der Achsausrichtung, statische oder dynamische Exzentrizitäten, Fertigungsungenauigkeiten der Welle oder des RWDR und den falschen Einbau des Dichtrings in die Dichtringaufnahme entstehen. Die axiale Gleitbewegung der Dichtkante ist mit der Abstreifwirkung von Stangendichtungen vergleichbar. Wegen des asymmetrischen Pressungsprofils wird weniger Fluid von der Stirnseite auf die Bodenseite geschleppt als umgekehrt, wodurch die Förderrichtung nach innen gerichtet ist. *Hermann* und *Seffler* verglichen den Fördermechanismus der RWDR deswegen auch mit dem eines Schwingförderers [18].

Die *Verzerrungshypothese* geht auf *Kammüller* zurück und beruht auf der Mikro­pumpwirkung der reibungsbedingt asymmetrisch ausgerichteten Verzerrung von Mikrostrukturen auf der Elastomer­oberfläche (siehe 4.21). *Kammüller* bezieht sich bei den Mikrostrukturen auf beispielsweise „Schallamach-Wellen“, die wegen der asymmetrischen Pressungsverteilung im Betrieb eine Gewindestruktur formen [24] [42]. Bei rotierender Welle wird das Fluid in den Gewinderillen abgelenkt und von beiden Seiten in Richtung des Pressungsmaximums mitgeschleppt (siehe Abbildung 4.21).

Der Gewindeabschnitt auf der Bodenseite ist wegen des flacheren Dichtkanten­winkels länger als der der Stirnseite, sodass mehr Fluid von der Bodenseite auf die Stirnseite gepumpt werden kann. Durch die elastische Verformung der Dichtkanten­oberfläche lässt sich außerdem die drehrichtungsungebundene Fluidförderung von Standard-RWDR ohne Förderhilfen erklären. Allerdings stellt *Kammüller* in seiner Schlussbetrachtung auch in Aussicht, dass die Förderwirkung ebenfalls durch das tangential verzerrte Rauheitsprofil der Dichtkante entstehen kann [24]. Diesbezüglich erarbeitete er zusammen mit *Müller* eine weitere Hypothese, die *Seitenstromhypothese* [24].

Mit der *Seitenstromhypothese* wird ein Ansatz verfolgt, durch den, ähnlich zur Verzerrungshypothese, aber auch bei stochastisch verteilten Rauheits­erhebungen auf der Dichtlippe eine Pumpwirkung entsteht. Die Rauheitsberge werden im

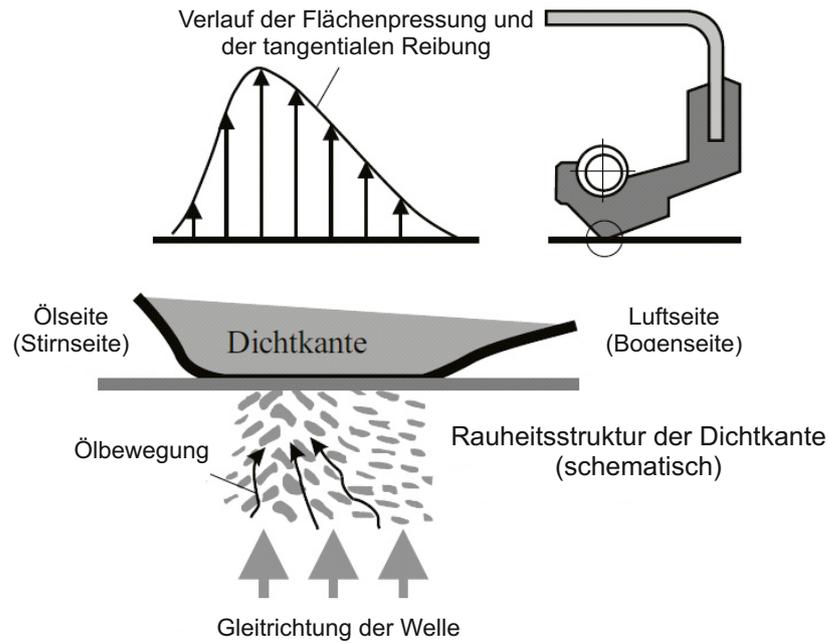


Abbildung 4.21: Prinzipdarstellung der Verzerrungshypothese

Dichtkontakt platt gedrückt. Im dynamischen Betrieb wird das Fluid entlang der Kontaktstellen mitgeschleppt und abgelenkt. Wegen der asymmetrischen Pressungsverteilung ist die Kontaktanzahl der Rauheitserhebungen auf der Luftseite größer, sodass das Fluid öfter bzw. stärker in Richtung der Ölseite gefördert wird. [24]

Durch optische Aufnahmen konnte gezeigt werden, dass verhältnismäßig glatte Dichtlippen einen weniger stark ausgeprägten Fördermechanismus aufweisen als rau; bzw. sogar undicht sind. Dies ist ein Indiz dafür, dass diese Dichthypothese einen guten Praxisbezug besitzt (siehe Abbildung 4.22).

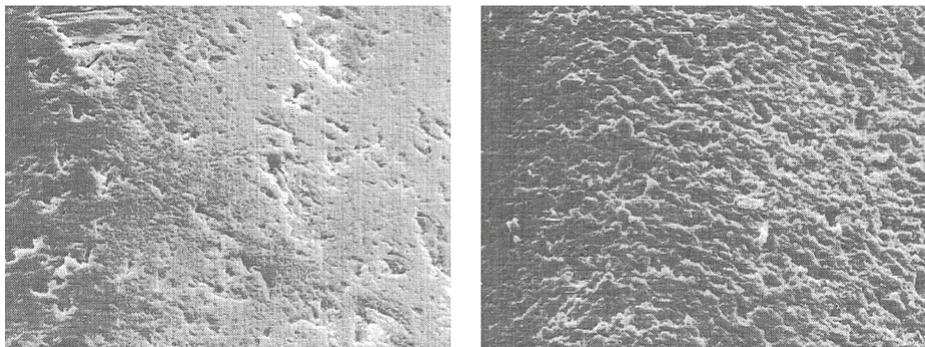


Abbildung 4.22: Vergleich von Dichtingrauheiten (links) neuer Dichtring, undicht (rechts) raue Dichtungsoberfläche, dicht. aus:[31]

Neben diesen drei weit verbreiteten Erklärungsansätzen für den Fördereffekt gibt es weitere, die sich aber nicht durchsetzen konnten oder nicht auf beliebige RWDR-Dichtsysteme übertragen werden können.

Die *Normalspannungshypothese* beispielsweise wurde von *de Oliveira* entwickelt und basiert auf axialen Normalspannungsdifferenzen im Fluid aufgrund der hohen Scherraten im Dichtspalt. *De Oliveira* beschreibt, dass die Fluidmoleküle wegen der unterschiedlichen Fluidgeschwindigkeiten und Scherraten im Dichtkontakt unterschiedlich gestreckt werden und dadurch eine Fließbewegung erzeugt wird. Diese Hypothese wurde später erneut von *Wiehler* aufgegriffen und mit dem Ziel verbesserter Schmierzustände im Dichtkontakt erweitert [59]. Allerdings ist diese Theorie stark theoretisch geprägt, da sie einige Annahmen und Vereinfachungen enthält, z.B. ideal glatte und konzentrische Dichtpartner, wodurch rauheitsinduzierte hydrodynamische Effekte und makroskopische Randbedingungen nicht berücksichtigt werden. Ein versuchstechnischer Nachweis des Normalspannungseinflusses konnte bisher nicht erbracht werden.

Einen Beitrag zur Verzerrungs- und Seitenstromhypothese wiederum lieferte *Schuler* mit der Analyse des Einflusses von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus. *Schuler* zeigte, wie der Fördereffekt von RWDR durch die Benetzungseigenschaften des Fluids bzw. die Adhäsions- und Kohäsionsarbeit beeinflusst wird. [51]

Eine besondere Hypothese bei der dynamischen Abdichtung stellte *Ott* vor. Er untersuchte den Einfluss sogenannter Taylor-Görtler-Wirbel auf das Dichtverhalten von Wellendichtungen. Im Gegensatz zur Idealvorstellung einer Couette-Strömung zwischen der rotierenden Welle und dem Gehäuse finden konstruktionsbedingt komplexere Strömungsvorgänge im Fluid statt. Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Welle bilden sich die von *Taylor* beschriebenen und von *Görtler* auf weitere Systeme übertragenen Fluid-Wirbel aus [41][9]. *Ott* konnte zeigen, dass durch die Fluidwirbel sogar offene kleine Spalte zwischen Dichtung und Welle leckagefrei blieben. Allerdings wurde die betrachtete Welle auch nicht komplett geflutet, sodass sich die dem Weissenbereffekt folgenden Wirbel gut sichtbar bilden konnten. Die Übertragbarkeit auf die Praxis ist somit vorrangig experimenteller Natur. Der von ihm beschriebene "Strahlpumpeneffekt" wurde auch nur unter ganz bestimmten Bedingungen sichtbar, womit diese Theorie nicht universell anwendbar ist.

Ein sehr pragmatischer Ansatz zur Fluidförderung wird durch Dichtungen mit *Drallstrukturen* als hydrodynamische Förderhilfen verfolgt. Hierbei werden gezielt Gewindestrukturen oder Drallrippen in die Kontaktpartner eingearbeitet, die dazu führen, dass das Fluid in eine gewünschte Richtung umgelenkt wird; siehe Abbildung 4.9. Ein gutes Beispiel hierfür sind PTFE Manschettendichtungen mit Förderhilfen, die aufgrund ihrer Geometrie und Materialeigenschaften zunächst keinen Fördereffekt zeigen, aber durch die Drallstrukturen im Dichtkontakt dennoch eine Pumpwirkung aufweisen. Das Fluid wird durch die Wellenrotation in die Drallstrukturen geschleppt und zurück in den abzudichtenden Raum gefördert. Zu beachten ist hierbei die Richtungsabhängigkeit vieler Drallelemente. Natürlich gibt es auch drehrichtungsungebundene Förderhilfen, bspw. die Wave-Seals, die den Fördereffekt eines RWDR verstärken, indem sie das Verhalten gemäß der Oszillationshypothese provozieren.

4.2.2 Quantifizierung des Förderverhaltens

Bezüglich des Fördereffektes wurden schon mehrfach Versuche unternommen, die Förderwirkung von Dichtungen zu berechnen. *Kammüller*, *Britz* oder *Ottink* arbeiteten beispielsweise an analytischen Berechnungen und griffen dabei auf die Arbeit von *Boon* und *Tal* zu hydrodynamischen Pumpdichtungen zurück [2, 3, 24, 42]. Allerdings werden viele Wechselwirkungen im Dichtsystem, beispielsweise der lokale Temperatureinfluss auf das Fluid und das Elastomer, die Schmierfilmhöhe und die Steigungen der vorausgesetzten Gewindestrukturen vereinfacht angenommen, sodass die Ergebnisse sorgfältig interpretiert werden müssen. Neuere Berechnungsansätze ziehen numerische Simulationsergebnisse mit ein, die auch komplexe, iterativ bestimmte Wirkzusammenhänge unter großem Rechenaufwand zusammenfassen können, aber dennoch die Realität nicht zufriedenstellend abbilden. Ein großes Problem hierbei bleibt die Oberflächenbeschreibung der Kontaktpartner und das hyperelastische Materialverhalten der Elastomere [15, 23, 28, 40]

Ein anderer Weg wird von *Schmucker* und *Remppis* gegangen [40, 49]. Hier werden über umfangreiche Experimente die Zusammenhänge zwischen Förderwert und den Betriebsbedingungen ermittelt, sodass auf Basis empirischer Daten rechnerische Abschätzungen der Fluidförderung möglich sind.

Aussagen über die Ausprägung des Rückfördereffektes von RWDR sind deshalb interessant, weil im Ingenieuralltag eine gute Rückförderung mit einer zuverlässigen Dichtwirkung in Verbindung gebracht wird. *Kammüller* beispielsweise stellte in seinen Untersuchungen fest, dass Dichtringe mit starker Förderwirkung länger dicht blieben, als Dichtringe mit weniger ausgeprägtem Rückfördereffekt. Auch *Bock* sagt aus, dass „je mehr Flüssigkeit ein RWDR fördern kann, desto größer ist seine „Funktionsreserve“ und desto mehr ist er in der Lage, den negativen Einfluß von Störgrößen zu verkraften [55]“ Mit Kenntnissen über das Fördervermögen und den Fördermechanismus ist es also möglich, einen quantitativen Vergleich der Abdichtwirkung von verschiedenen RWDR, sprich der *Dichtgüte*⁴ vorzunehmen. Kriterien für die Dichtgüte sind das Rückfördervermögen, das Reibungsverhalten und die damit verbundene Lebensdauer. Bereits *Remppis* und *Ottink* benutzten den Begriff *Dichtgüte*, lieferten aber keine Erklärung dafür, wie er zu verstehen ist [40], S.6 [42]. Andere Autoren reduzieren die *Dichtgüte* auf die Form einer *Dichtheitsreserve* oder *Dichtsicherheit*, um anhand des Förderverhaltens eine Dichtheitsbeurteilung verschiedener Radial-Wellendichtringe vornehmen zu können [18][40][24]. e

4.2.3 Der Förderwert als charakteristischer Kennwert von Radial-Wellendichtringen

Wie im vorangegangenen Abschnitt erklärt, ist die Dichtwirkung von RWDR im dynamischen Betrieb auf den aktiven Rückfördermechanismus zurückzuführen. In der Literatur ist der Förderwert⁵ ein Maß für die Funktionsfähigkeit und -sicherheit von RWDR, da er die unmittelbare Folge des Dichtmechanismus ist.

4 Die *Dichtgüte* soll im Rahmen dieser Arbeit als zusammenfassender Begriff für das Arbeitspotenzial und die Leistungsfähigkeit einer Dichtung verstanden werden.

5 Der Förderwert wird je nach Literaturauswahl auch Rückförderwert, Förderrate, Pumprate, etc. genannt. Bisher hat sich in der Fachliteratur keine allgemeingültige Bezeichnung durchgesetzt.

Gemäß den Untersuchungen von *Kammüller*, in denen Dichtungen mit höherem Fördervermögen eine längere Dichtheit gewährleisten konnten, kann der Förderwert *Bock* zufolge auch als Qualitätsmerkmal von Radial-Wellendichtringen dienen [24, 55]. Aufwändige Leckage-Dauerlaufuntersuchungen wurden im Lauf der Jahre von der schneller zu bewerkstelligenden Förderwertermittlung für den Vergleich verschiedener RWDR-Dichtsysteme abgelöst [40].

Der Förderwert ist dem allgemeinen Verständnis nach die Tauglichkeit der Dichtringe, Fluid von einer Seite auf die andere zu pumpen. Bei funktionsfähigen Radial-Wellendichtringen ist die Förderrichtung von der Luftseite des Dichtrings zur Stirnseite gerichtet. Es handelt sich beim Förderwert dementsprechend um einen Volumenstrom.

Wird der Dichtkontakt zunächst als Schmierstoff durchflossener zylindrischer Ringspalt mit glatten und in Ruhe befindlichen Seiten vereinfacht, ergibt sich für eine laminare Strömung die Durchflussmenge⁶:

$$Q = \frac{(p_2 - p_1) \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l \cdot \eta} \quad (4.2)$$

mit

- $(p_2 - p_1)$ Druckgefälle im Dichtkontakt
- b Dichtspaltumfang
- h Spalthöhe
- l axiale Dichtspaltbreite
- η dynamische Schmierstoffviskosität

Der Volumenstrom durch den Ringspalt wird in diesem Fall ausschließlich durch das Druckgefälle⁷ ($p_2 - p_1$) verursacht. Es wird angenommen, dass in engen Spalten mit $h \ll l$ eine laminare Strömung vorliegt. Außerdem wird das Fluid als inkompressibel angesehen und thermische Effekte werden vernachlässigt. Trotz dieser Einschränkungen können anhand dieser Gleichung wichtige Rückschlüsse verschiedener Einflussfaktoren auf den Volumenstrom im Dichtspalt gezogen werden. Unabhängig von der bereits diskutierten Ursache für den Fluidstrom, wird gezeigt, dass die Dichtspalthöhe den größten Einfluss hat, da sie mit der dritten Potenz einfließt.

Unter der Voraussetzung einer verzerrten Oberflächenstruktur haben *Kammüller*, *Sponagel* und *Ottink* gemäß der Überlegungen von *Boon* und *Tal* analytische Berechnungsansätze entwickelt, die die Volumenströme links und rechts des Pressungsmaximums ins Verhältnis setzen. Überwiegt der Volumenstrom der Bodenseite, ergibt sich eine globale Förderrichtung zur Ölseite. Die Dichtung ist dynamisch dicht [2, 3, 24, 42].

6 Eine anschauliche Herleitung dieser Gleichung wird in [12] beschrieben. Sie wird auch im Zusammenhang mit Spaltdichtungen, Druckströmungen in engen Spalten und hydrostatischen Gleitlagern verwendet [6].

7 Standard-RWDR sollen gemäß DIN ohne Druckbeaufschlagung eingesetzt werden, wodurch diese Gleichung nur als Hilfsmittel der Veranschaulichung der Einflüsse auf einen Volumenstrom durch einen Ringspalt angesehen werden darf.

Gleichung 4.3⁸ zeigt den Zusammenhang zwischen dem Förderwert, der Druckströmung und der Schleppströmung in einer Gewindewellendichtung nach *Boon* und *Tal*. Sie beschreibt den Volumenstrom einer Dichtung mit Fördergewinde auf einer rotierenden Welle. Durch die Analogie der Oberflächenverzerrung im Dichtkontakt zu einer Gewindestruktur nach *Kammüller* kann dieser Berechnungsansatz auch auf Radialwellendichtungen angewendet werden.

$$\phi = -\frac{\pi d \Delta p}{12 \eta l} \cdot s^3 \frac{(1+t^2)v^3 + t^2 \cdot u \cdot (1-u)(v^3-1)^2}{(1+t^2)\{u + (1-u)v^3\}} + \frac{\pi \omega d^2}{4} \cdot s \frac{tu(1-u)(v-1)(v^3-1)}{(1+t^2)\{u + (1-u)v^3\}} \quad (4.3)$$

mit

d Durchmesser der Welle

Δp Druckdifferenz in der Dichtung

η dynamische Viskosität

l Länge des Gewindeteiles

ω Winkelgeschwindigkeit der Welle

s Spaltweite (radiales Spiel) zwischen Welle und Buchse

t Tangente des Steigungswinkels des Gewindes ($\tan \alpha$)

u Verhältnis (Nutbreite/(Nutbreite+Dammbreite))

v Verhältnis ((Spaltweite+Nuttiefe)/Spaltweite)

Auch bei diesem Berechnungsansatz wird anhand der Potenzen deutlich, dass die Spalthöhe einen maßgebenden Einfluss auf den Förderwert hat.

Sponagel kommt mit mehreren Vereinfachungen und Umformungen über Gleichung 4.4 [3] zu einem etwas anderen Ergebnis, veranschaulicht aber auch sehr gut die Komplexität der analytischen Förderwertberechnung:

$$\dot{V} = 2\pi R \cdot \left\{ \frac{l \cdot H \cdot (4 + \Lambda)}{3^{\frac{1}{3}} \cdot 6 \cdot G} \left(\frac{\eta \cdot \omega \cdot R}{l \cdot E} \right)^{\frac{2}{3}} |\omega| \cdot \frac{R}{b} \bar{p} q - \frac{l^2}{4 \cdot E} |\omega| \frac{R}{b} \Delta p_0 \right\} \quad (4.4)$$

mit

8 An dieser Stelle sei angemerkt, dass Kammüller in [24] eine entsprechende Gleichung mit einigen Umformungen verwendet. Allerdings wird bei der Betrachtung der Einheiten oder dem Umformen der Gleichung klar, dass ein offensichtlicher Schreibfehler vorliegt. Das n im Zähler des Druckströmungsanteils sollte ein u sein.

l	axiale Länge einer abgewickelten Förderrille
H	charakteristische Verformungstiefe der tangential verzerrten Gewindestruktur
Λ	Stufenlängenverhältnis der Rillen
G	Schubmodul des Dichtungswerkstoffs
η	dynamische Viskosität
ω	Winkelgeschwindigkeit der Welle
R	Radius der Welle
E	Elastizitätskenngröße der Dichtlippe, auf die Spalthöhe bezogene Zunahme der Radialkraft
b	Laufspurbreite
\bar{p}	mittlerer Anpressdruck im Dichtkontakt
q	Asymmetrieverhältnis der Pressungsverteilungsfunktion
Δp_0	statische Druckdifferenz

Die große Klammer auf der rechten Seite setzt sich hierbei aus einem Schleppestromungsanteil (Minuend in der Klammer) und dem Druckstromungsanteil (Substrahend) zusammen. Der Schleppestromungsanteil errechnet sich unter Zuhilfenahme geometrischer Annahmen, wie beispielsweise dem Stufenlängenverhältnis der Rillen⁹, die dazu führen, dass explizit keine Dichtspalthöhe mehr in der Gleichung vorkommt.

Weil die Abstrahierung der Verzerrungsstruktur auf konkrete Variablenwerte aber bis heute eine große Herausforderung darstellt und die gegenseitigen Abhängigkeiten der Faktoren nicht mit abgebildet werden, können die Ergebnisse dieser Berechnungen nur qualitative Aussagen liefern. Dennoch geben sie einen guten Überblick über die bestimmenden Einflussparameter bei der Ausbildung des Fördereffektes vor dem Hintergrund der gängigen Dichtypothesen.

Wegen der schwierigen Umstände bei der Berechnung der Förderwerte sind experimentelle Förderwertmessungen zur Analyse des Dichtmechanismus und der unterschiedlichen Einflussparameter unerlässlich. Aus diesen Untersuchungen wurden die im nächsten Abschnitt folgenden Abhängigkeiten des Fördereffektes von verschiedenen Betriebsbedingungen entsprechend der theoretischen Beschreibungen der Berechnungsansätze gesammelt.

Von besonderer Bedeutung für die Dichtwirkung sind dabei die Einflussfaktoren, die eine direkte Wirkung auf das tribologische System im Dichtkontakt haben (siehe Gleichung 4.2, Gleichung 4.3 oder Gleichung 4.4).

Dazu gehören:

- die Drehzahl,
- die Dichtring- und Öltemperatur,
- die Ölviskosität,

⁹ Mit *Rillen* wird die Analogie der verformten Oberflächenrauheiten und der Gewindewellendichtung von *Boon* und *Tal* aufgegriffen.

- die Radialkraft zusammen mit dem asymmetrischen Pressungsprofil,
- die Oberflächenbeschaffenheit und -rauheit der Dichtung und der Gegenlauf-
fläche und
- die Formtoleranzen der Gegenlauffläche,

Diese Parameter sind teilweise miteinander verknüpft, sodass beispielsweise die Veränderung der Sumpftemperatur sich gleichzeitig auf die Ölviskosität und die Radialkraft auswirkt. Pauschale Aussagen zum Dichtverhalten können deswegen nicht getroffen werden. Trotzdem wurden in den vergangenen Jahrzehnten zahlreiche Versuche unternommen, die Rückförderwirkung von RWDR in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen zu charakterisieren. In einer Vielzahl der Fälle wurde dabei die Rückförderwirkung in Abhängigkeit von der Zeit gemessen (bspw. mg/h). Die Angabe der Förderwirkung bezogen auf den Gleitweg (mg/m) ist aber eine aussagekräftigere Vergleichsgröße, da somit die Drehzahl und der Wellendurchmesser als maßgebliche Einflussfaktoren in der Kenngröße enthalten sind. Somit müssen Angaben, wie sie zum Beispiel *Buhl*, *Ottink* oder *Horve* gemacht haben, entsprechend interpretiert werden [4, 20].

Für die Standardanwendung von Radial-Wellendichtringen mit rotierender Welle sind bereits mehrere öffentlich geförderte Forschungsprojekte abgeschlossen, die sich mit dem Thema der Förderwertentwicklung beschäftigen¹⁰. In der FVA-Forschungsreihe *Berechenbare Dichtgüte* beispielsweise wird an einem empirischen Berechnungsansatz gearbeitet, mit dem der Förderwert in Abhängigkeit sich ändernder Betriebsbedingungen abgeschätzt werden kann [40, 46]. Die Ergebnisse werden dabei innerhalb eines statistischen Vertrauensbereiches angegeben, weil während der Untersuchungen mit einem Dichtring immer Schwankungen durch die fortlaufende Konditionierung des Dichtkontaktes auftreten. Aus eigenen Untersuchungen geht hervor, dass sich der Förderwert (in mg/m) mit steigender Drehzahl nicht signifikant verändert (siehe Abb. 5.5).

Mit steigender Öl-Viskosität ist die Förderwirkung bis zu einem bestimmten Grad größer ausgeprägt. Bereits *Kammüller* stellte in seinen Untersuchungen fest, dass der Förderwert mit sinkender Viskosität abnimmt, andererseits jedoch hochviskose Stoffe nicht gefördert werden können. „Die Viskosität der einzelnen Fluide beeinflusste die Förderung dahingehend, daß der geringste Förderwert bei der niedrigsten Viskosität (Wasser) gemessen wurde. RWDR-Schmierfett wurde nicht gefördert“ [24]. *Schmucker* zeigte 2006 diesen Effekt im Zusammenhang mit dem Einfluss der Oberflächenrauheiten der Gegenlaufflächen [50].

Eine Kernaussage seiner Untersuchungen ist, dass je rauer die Gegenlaufflächen sind, umso mehr Fluid verbleibt in den Rauheitstälern und kann durch den Dichtkontakt geschleppt werden. Besonders bei höheren Viskositäten ist der Effekt sichtbar. Die Viskositätsabhängigkeit kann auch auf die Ölsumpftemperatur, also den Temperatureinfluss, übertragen werden (siehe auch *Buhl et al.* in [11] oder [18]). Eine hohe Radialkraft bedeutet nicht, dass die Förderwirkung wegen der größeren aktiven Dichtkontaktbreite ebenfalls höher ausfällt. *Ottink* beispielsweise stellte im

¹⁰ FVA Forschungsvorhaben Berechenbare Dichtgüte I und II, sowie Radialwellendichtringe I und II aus dem FKM Arbeitskreis

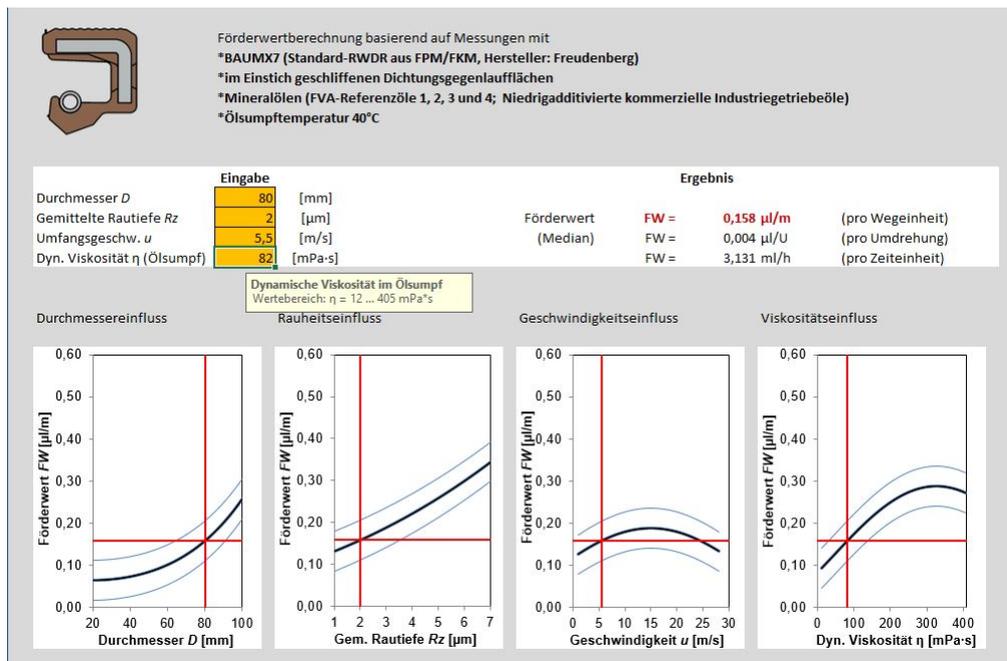


Abbildung 4.23: Ergebnisübersicht aus dem Forschungsprojekt "berechenbare Dichtgüte (vom IMA Stuttgart)"[40]

Zusammenhang mit Wälzlagerschutzdichtungen fest, dass Dichtungen mit reduzierten Radialkräften sehr wohl eine gut ausgeprägte Förderwirkung zeigen können [42]. Dies steht wiederum im Zusammenhang mit der Dichtspalthöhe, wodurch eine hohe Radialkraft eine geringere Dichtspalthöhe erzeugt, die einen geringeren Förderwert zulässt. Entsprechend der Gleichung 4.3 geht die Dichtspalthöhe mit der 3. Potenz in die Förderwertberechnung ein, wodurch die Dichtspalthöhe ein signifikanter Einflussparameter für den Förderwert darstellt. Hierdurch wird ersichtlich, dass das Dichtsystem mit seinen verschiedenen Einflussparametern sehr empfindlich auf die äußeren und inneren Umstände reagiert, weshalb es bis heute auch noch nicht möglich ist, die Förderwirkung oder die Lebensdauer von Dichtungen im Voraus zu berechnen. Stattdessen müssen für verlässliche Aussagen umfangreiche Tests und Wiederholungen durchgeführt werden, um Tendenzen der Abhängigkeiten herauszuarbeiten (siehe Abbildung 4.23). Diese Abbildung entstammt einem Forschungsprojekt des IMA der Universität Stuttgart, bei dem durch zahlreiche Bauteilversuche die Abhängigkeit der Förderwirkung von verschiedenen Einflussparametern analysiert wurde.

In Bezug auf die Wechselwirkung zwischen Dichtring und Gegenläufigkeit können Oberflächenstrukturen, zum Beispiel Drall oder Kratzer dem Fördereffekt der Dichtung überlagert werden. In diesem Zusammenhang wird vom *Superpositionsprinzip* gesprochen (siehe Abbildung 4.24). Je nach Ausrichtung der Strukturen können sie den Förderwert erhöhen oder reduzieren.

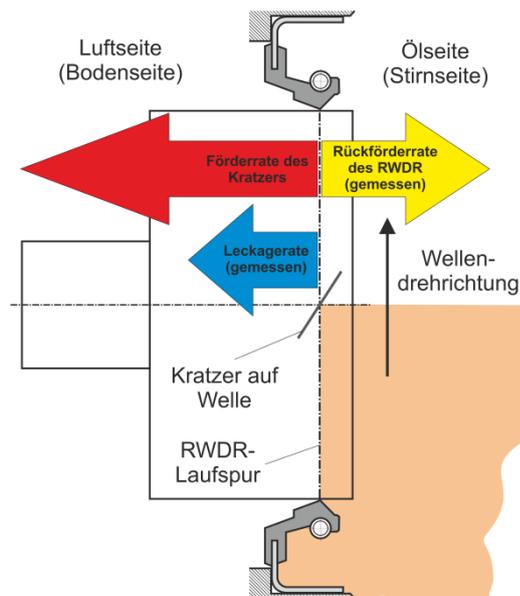


Abbildung 4.24: Veranschaulichung der Auswirkung von Förderstrukturen (hier: Kratzer) im Dichtkontakt (Superpositionsprinzip nach *Matus* [34]).

Ausführliche Informationen hierzu sind den Forschungsschriften zu den Projekten FVA706 *Stochastische Strukturen I+II* [34] und FVA805 *Schädlicher Drall* zu entnehmen.

Größere makroskopische Einflüsse (Exzentrizität, Schwingungen, Formabweichungen, usw.) können entsprechend dem Superpositionsprinzip auch zu Förderwertveränderungen führen, da unter diesen Umständen der Wischkanteneffekt die inhärente Förderwirkung der RWDR ergänzen kann. Es konnte festgestellt werden, dass das Rückförderverhalten für bestimmte Frequenzbereiche, in denen die Dichtlippe über die Gegenauflfläche streift, verbessert wird. Kritisch wird es aber, wenn die Dichtlippenfolgefähigkeit nicht mehr gewährleistet ist und die Dichtkante von der Gegenauflfläche abzuheben droht [28].

4.2.4 Methoden der Förderwertbestimmung

Seitdem in den 70er und 80er Jahren klar wurde, dass die Dichtheit von Radial-Wellendichtringen auf einem dynamischen Rückfördermechanismus beruht, wurden verschiedene Prüfverfahren entwickelt, um den Pumpmechanismus wissenschaftlich untersuchen zu können und die bereits angesprochenen Zusammenhänge für eine effiziente Dichtungsauslegung zu verstehen. Die Untersuchungsmethoden des Rückförderverhaltens von Radial-Wellendichtringen sind ähnlich komplex und historisch gewachsen, wie die Analysen zur Ausprägung dieser Kenngröße selbst. Ausgehend von relativ einfachen Überlegungen zur Lebensdauer der Dichtungen, in denen die Dichtringe solange getestet werden, bis Leckage auftrat, können heute die Förderwerte unter Einflussnahme bestimmter Betriebsparameter erforscht werden. Ziele dieser akademisch geprägten Untersuchungen sind vorrangig die Verbesserung der Dichtgüte inkl. Reibverhalten und die Verlängerung der

Gebrauchsdauer und die Erklärung der Rückförderwirkung. Aus diesem Grund wurden die Methoden der Förderwertbestimmung oft für die Grundlagenforschung oder an Universitäten entwickelt und eingesetzt, wohingegen im industriellen Alltag die Leckageprüfung nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten im Vordergrund steht.

Die zwei bekanntesten Methoden¹¹ sind die "2-Kammer-Methode" und die "Öl-Drop-Methode".

Bei der Oil-Drop-Methode, die schon in Verbindung mit Abbildung 4.19 beschrieben wurde, wird das Verhalten des Reibmoments während der Fluidförderung verfolgt und über die Zeit der veränderten Schmierungsbedingungen können Rückschlüsse auf das Fördervermögen einer Dichtung gezogen werden. *Arai* und *Kawahara* beschreiben bereits 1975 und 1978 diese beiden Verfahren [1, 25]. Beim inversen Dichtringeinbau der 2-Kammer-Methode steht kontinuierlich Öl auf der Luftseite an und wird auf die Stirnseite gepumpt. Das geförderte Fluid wird erfasst und der Fördereffekt kann beispielsweise in Form von Abtropfleckage oder Füllstandsänderungen pro Zeit quantifiziert werden. Der Vorteil des inversen Einbaus besteht in der besseren Reproduzierbarkeit der Testbedingungen, da die angebotene Ölmenge und der Ort der Ölzugabe weniger Abweichungen haben als bei der Oil-Drop-Methode [11]. Durch die vollständige Flutung des Dichtkontaktes kann das Problem der Ölzuführung vermieden werden. Auf diese Weise wurden umfassende Grundlagenuntersuchungen bereits 1978 und 1979 von *Kawahara et al.* durchgeführt, ohne die in Abschnitt 4.2.4 beschriebenen Dichthypothesen gekannt zu haben [25, 26]. Die Untersuchung mit invers eingebautem Dichtring wurde bis heute immer weiterentwickelt und wird teilweise als 2-Kammer-Methode ausgeführt¹²[1, 3, 14, 47]. Hierbei pumpt der Dichtring Fluid von einer Kammer in eine zweite, in der beispielsweise über Füllstandsmessungen der Fördereffekt sichtbar wird, siehe Kapitel 5. Am IMKT wird der Fördereffekt mittels Druckmessung am 2-Kammer-Prüfstand erfasst (siehe Abbildung 4.25)[33]. Hierfür sind auf Wellenebene Drucksensoren an den zwei Kammern angeschraubt, über die Rückschlüsse auf das Füllstandsniveau in den Kammern gezogen werden können. Mit den Drucksensoren besteht auch die Möglichkeit, trotz verschiedener Füllhöhen mit einem Luftdruckanschluss das hydrostatische Druckgefälle auszugleichen oder einen gewünschten Druckunterschied zwischen den Kammern einzustellen. Dadurch kann ein in der DIN 3671 geforderter Druckausgleich auf beiden Seiten des RWDR sichergestellt werden. Die vordere Kammer 1 des Prüfstandes kann beheizt werden. Der Prüfstand arbeitet standardmäßig mit rotierender Welle und fest im Gehäuse montiertem RWDR. Für die Untersuchungen dieser Arbeit wurde er umgebaut und kann nun den Förderwert mit rotierendem Dichtring ermitteln (siehe Abbildung 4.26).

¹¹ Bei den Untersuchungen muss beachtet werden, dass der Schmierzustand nicht mit dem im realen Einsatz verglichen werden kann. Der Dichtkontakt wird durch das bodenseitig angebotene Fluid mit Schmierstoff überversorgt.

¹² In dieser Arbeit wird eine ganz neue Methode der Förderwertermittlung mit der 2-Kammer-Methode vorgestellt, die am IMKT entwickelt und erprobt worden ist. Siehe hierzu auch *Matus, Pelzer und Wennehorst bei 20th ISC Stuttgart 2018 Kontinuierliche Messung des Rückförderverhaltens von Radialwellendichtungen* [33].

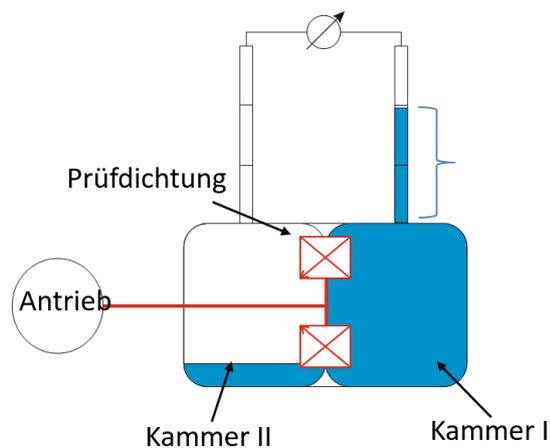


Abbildung 4.25: Aufbauprinzip der 2-Kammer-Methode für die Förderwertermittlung

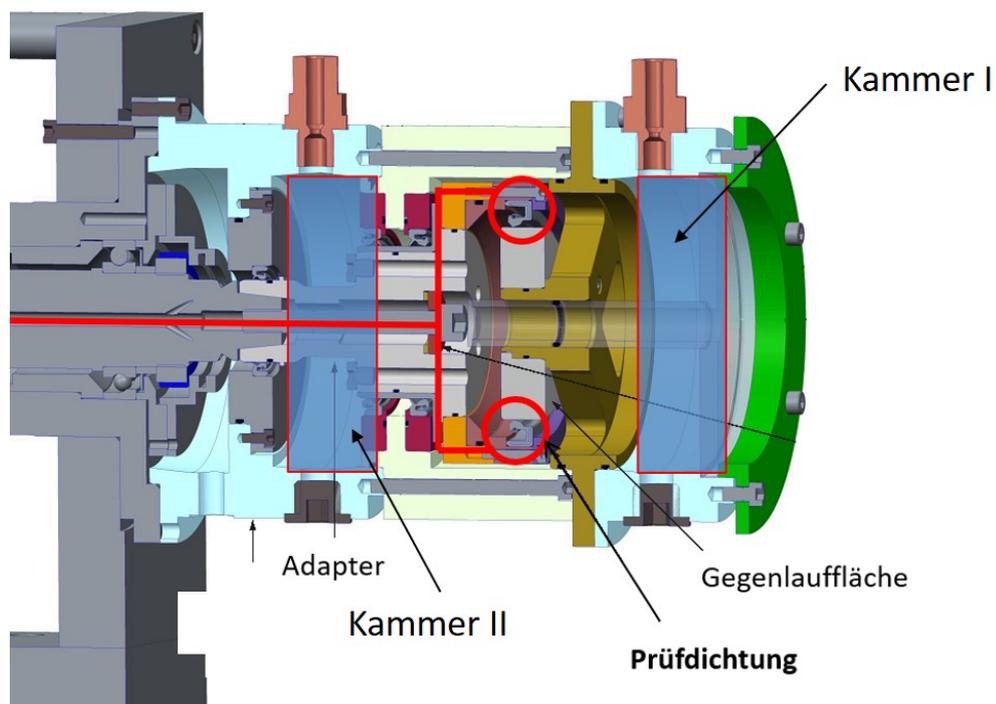


Abbildung 4.26: Schnitt durch den 2-Kammer-Prüfkopf in Konfiguration mit rotierendem Dichtring



Abbildung 4.27: Hydrostatischer Druckverlauf und Gewinnung der Förderrate bei einem Einzelversuch.

Der Vorteil der 2-Kammer-Methode liegt in den guten Möglichkeiten Einfluss auf den Rückfördereffekt nehmen zu können, um die Zusammenhänge des Dichtmechanismus mit den Betriebsbedingungen zu analysieren. Beispielsweise können zwischen Kammer 1 und Kammer 2 Druckunterschiede eingestellt werden oder der Dichtring trennt verschiedene Medien (z. B. Wasser und Öl oder Luft und Öl). In dieser Ausarbeitung wurde der Prüfstand auf beiden Seiten mit FVA₃-Öl betrieben, wobei beide Kammern vollständig geflutet waren. Das gewährleistete, dass bei jedem Einzelversuch die Bedingungen soweit wie möglich gleich blieben. Eine fortschrittliche Neuerung im Rahmen der Untersuchungen war die Optimierung des Prüfaufbaus hinsichtlich der Wiederbefüllung der vorderen Kammer 1. Bei einer Einzeluntersuchung wird der Fluidstrom von Kammer 1 in Kammer 2 analysiert. Durch den Fördermechanismus sinkt der Füllstand von Kammer 1 und mit ihm der hydrostatische Druck. Bei vollständig entleerter Kapillare wäre bisher ein Einzelversuch beendet (siehe Abb. 4.28).

Über ein Wiederauffüllungskonzept mit kommunizierenden Gefäßen und Magnetventilen, die bei vorgegebenen Minimaldrücken geöffnet werden, kann der Prüfstand aber unangetastet weiterlaufen und die Wiederauffüllung geschieht automatisch. Somit können aufeinanderfolgende Messungen vorgenommen werden, ohne den Prüfstand zu stoppen - theoretisch über die gesamte Lebensdauer einer Dichtung (kontinuierliche Messung).

Die Voraussetzung für die Dichtheit eines Systems ist das funktionierende Zusammenspiel der elastomeren Dichtkante mit der Gegenlauffläche. Die Kontaktbedingungen werden durch die Relativbewegung und die Wechselwirkungen zwischen

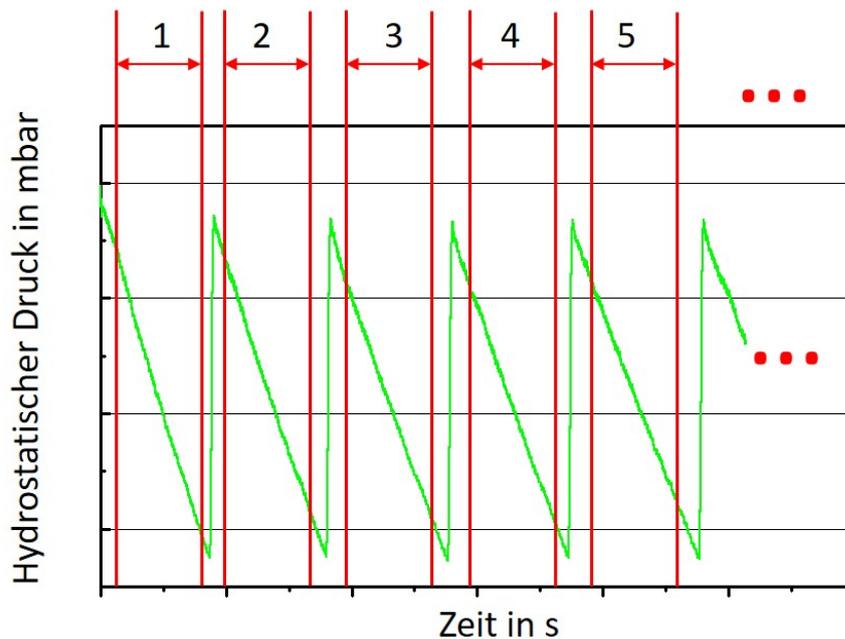


Abbildung 4.28: Hydrostatischer Druckverlauf einer kontinuierlichen Messung mit 5 aufeinanderfolgenden Förderwertmessungen.

den Oberflächen unter Einfluss von Kräften definiert, wodurch sich eine tribologische Beanspruchung definiert.

4.2.5 Tribologie im Dichtkontakt

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung“ [16]. Sie kann vereinfacht auch als Lehre sich berührender bewegter Körper einschließlich der Schmierung beschrieben werden¹³.

Czichos erweitert das Verständnis für die Tribologie auf „[...] ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste“ [5]. Damit zeigt er gleichzeitig auch das Motiv für die Analyse und das Verständnis des Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen auf. Es soll ein Kompromiss zwischen der notwendigen Reibung der Dichtkante auf der Gegenauflage als Voraussetzung für den Dichtmechanismus und dem hierdurch verursachten Energieverlust gefunden werden.

Wie in Abbildung 4.2 gezeigt, gehören RWDR zur Gruppe der dynamisch berührenden Dichtungen. Der Dichtkontakt bildet das tribologische System aus:

- Dichtkante (Grundkörper),
- Gegenauflage (Gegenkörper),

¹³ Eine einheitliche Terminologie der Begrifflichkeit „Tribologie“ hat sich bisher nicht durchgesetzt und einige DIN-Normen zu diesem Thema wurden zurück gezogen (DIN 50323), sodass unterschiedliche Quellen den Begriff verschieden interpretieren.

- Schmierstoff (Zwischenstoff),
- Umgebungsmedium und
- den Wechselwirkungen zwischen ihnen.

Infolge der Relativgeschwindigkeit zwischen Dichtkante und Gegenlauffläche entstehen Reibprozesse, die wegen des viskoelastischen Materialverhaltens von Elastomeren besonders sind. Die *Gummireibung*¹⁴ unterscheidet sich stark von der Reibung metallischer Kontaktpartner, sodass sich ein eigenständiges Forschungsgebiet entwickelt hat. Beim Gleiten eines Gummikörpers auf einer starren rauen Oberfläche findet ein ständiges Wechselspiel von Verspannung und Entspannung, sowie unterschiedlicher Reibungsanteile auf verschiedenen Ebenen (makroskopische und mikroskopische Verformungen) mit veränderlichen, teilweise nur lokal auftretenden Bedingungen wie Flächenpressung, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit bzw. Anregungsfrequenz statt.

Die Gesamtreibung wird durch das Zusammenspiel und die Wechselwirkungen von *Adhäsion*, *Kohäsion*, *Hysterese* und *viskoser Reibung* im Zwischenmedium und *Furchung* bestimmt.

Es bestehen Unterschiede der Reibungsanteile in geschmierten und ungeschmierten Kontakten. Durch ein Zwischenmedium werden beispielsweise die Adhäsions- und die Hystereseanteile wegen der sich verändernden effektiven Kontaktfläche und der geringeren Verformungen der Rauheiten kleiner, wohingegen die viskose Reibung zunimmt [30].

Hinsichtlich der Reibungsarten wird zwischen *Haftreibung* und *Gleitreibung*, unterschieden.

Nach dem *Coulomb'schen Gesetz* stehen die Reibungskraft und die Normalkraft einer Reibpaarung in einem Verhältnis μ ¹⁵ zueinander, der sogenannten *Reibungszahl* oder *Reibungskoeffizient*. Hierbei handelt es sich um eine Systemeigenschaft.

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (4.5)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich ableiten, dass eine hohe Reibungszahl bei gleich bleibender Normalkraft eine große Reibungskraft zur Folge hat (siehe hierzu Abbildung 4.29).

Für einen trockenen Kontakt mit ideal glatten Oberflächen kann die Reibungszahl als konstante Größe angenommen werden, verursacht durch Adhäsion. In Bezug auf reale Kontakte, zum Beispiel Öl geschmierte hydrodynamische Gleitlager¹⁶, zeigt sich allerdings eine starke Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibungskoeffizienten, die mit der *Stribeck-Kurve* beschrieben werden kann (Abbildung 4.30).

¹⁴ Zahlreiche Publikationen behandeln in diesem Zusammenhang den Reifen-Straße-Kontakt von Kraftfahrzeugen, aber es gibt auch einige, die sich speziell mit Dichtungen beschäftigen [58] [48] [30] [8]. *Gabelli*, *Poll* und *Wennehorst* haben in der jüngeren Vergangenheit die Thematik der Mikro-EHL Theorie weiterverfolgt und damit neue Impulse für das Verständnis der Dichtringreibung gesetzt.

¹⁵ Die überwiegende Zahl der Materialpaarungen hat eine Reibungszahl $\mu \ll 1$. Allerdings ist die Aussage, dass μ immer kleiner 1 sein muss falsch, da beispielsweise Kunststoffe mit großen Adhäsionsneigungen (Schutzfolien für Mobiltelefone) wesentlich größere Reibungszahlen aufweisen.

¹⁶ In diesem Beispiel seien die Viskosität des Schmierstoffes und die Normalkraft konstant.

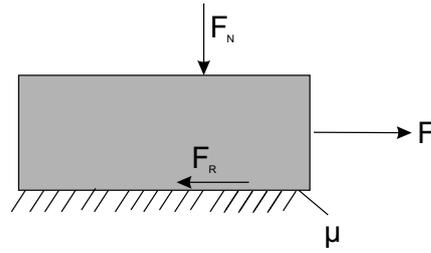


Abbildung 4.29: Kräfte an einem gleitenden Körper

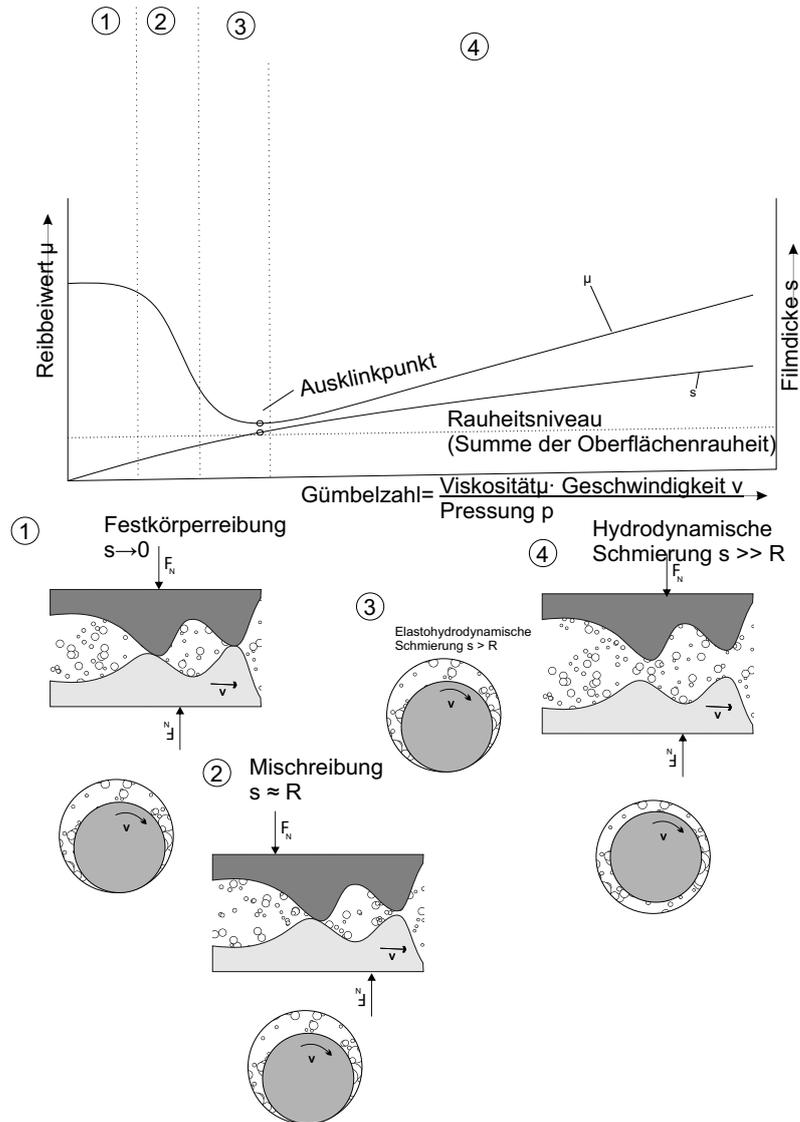


Abbildung 4.30: Stribeck-Kurve und Reibungszustände im geschmierten Gleitlager-Kontakt

Sie zeigt den qualitativen Verlauf der Reibungszahl in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit im Kontaktbereich. Anfangs ist der Reibungskoeffizient sehr hoch, da die Oberflächen in direktem Kontakt zueinander stehen; es herrscht

Grenzreibung ①.¹⁷ Mit steigender Relativgeschwindigkeit und einsetzender Hydrodynamik können erste Kontaktflächenareale durch den Schmierstoff voneinander getrennt werden. Dieser Zustand wird Mischreibung genannt ②. Nachdem die Hydrodynamik vermehrt dazu beiträgt die Oberflächen voneinander zu trennen, bildet sich im sogenannten „Ausklinkpunkt“ das Reibungsminimum ③. Die Oberflächen werden soweit voneinander getrennt, dass die Schmierfilmhöhe die Rauheitsspitzen überschreitet und kein unmittelbarer Kontakt mehr besteht. Bei weiter steigender Relativgeschwindigkeit wird der Bewegungswiderstand nur noch durch die Flüssigkeitsreibung bestimmt ④.

Allerdings kann die Stribeck-Kurve nur bedingt auf das Reibungsverhalten von Radial-Wellendichtringen übertragen werden. Die Dichtungen erzeugen im Einbaustand nämlich keinen sich verengenden Schmierpalt, der zu vergleichbaren hydrodynamischen Effekten führt wie in Gleitlagern. *Wennehorst* beschreibt in seiner Ausarbeitung detailliert, wie trotz eines anzunehmenden konzentrischen Dichtspaltes hydrodynamische Effekte an den Rauheitserhebungen der Dichtlippe auftreten, die dazu führen, dass die Dichtungsreibung im Betrieb von der Grenz- in das Mischreibungsgebiet wechselt, aber nicht komplett in die Flüssigkeitsreibung übergeht¹⁸. Ausgehend von Annahmen von *Poll* und *Engelke*, definiert sich der Reibwert von RWDR aus einem Grenzreibungsanteil und dem im Betrieb auftretenden viskosen Reibungsanteil [8].

Der permanente Kontakt zwischen Dichtkante und Gegenauflfläche führt zu einem kontinuierlichen Konditionierungseffekt des Dichtkontaktes. Die Reibung der Kontaktpartner führt zu Veränderungsprozessen und Verschleißerscheinungen, die sich auf verschiedene Verschleißmechanismen zurückführen lassen und beispielsweise durch das Einlaufen der Dichtkante in die Gegenauflfläche, Verbreiterung der Dichtkante oder Ablagerungen äußern können. Verschleiß tritt infolge mechanischer Beanspruchungen auf und führt zu Materialverlust. Grundsätzlich wird zwischen vier verschiedenen Verschleißmechanismen¹⁹ unterschieden [16][32]:

- Adhäsion - Trennen von Grenzflächen-Haftverbindungen außerhalb der ursprünglichen Kontaktzonen führt zu einem Materialübertrag von einem Kontaktkörper auf den anderen (z. B. „Kaltverschweißungen“).
- Abrasion - Materialabtrag durch furchende Beanspruchung.
- Oberflächenzerrüttung - Ermüdung und Rissbildung der Oberfläche, die zu Materialverlust führen.
- Tribochemische Reaktionen - im tribologischen Kontakt auftretende chemische Reaktionen der Kontaktpartner und/ oder Medien, die zu Reaktionsprodukten mit schädigender Wirkung im Kontaktbereich führen.

¹⁷ Bei keiner Relativgeschwindigkeit wird von Haftreibung gesprochen. Es besteht Kraftschluss zwischen den Oberflächen, der trotz äußerer Krafteinwirkung keinen Energieverlust zulässt, weil keine Arbeit verrichtet wird. In diesem Punkt wird Energie nicht durch Reibeffekte dissipiert.

¹⁸ In diesem Zusammenhang sei angemerkt, dass sich das absolute Reibungsminimum von RWDR wegen der μ -EHD-Theorie deutlich vor dem Ausklinkpunkt der klassischen Stribeck-Kurve befindet [58].

¹⁹ Abgesehen von den aufgeführten Verschleißmechanismen gibt es weitere vielfältige Begriffe, um Verschleiß und Verschleißerscheinungen zu beschreiben. Dazu gehören beispielsweise Abnutzung, Abrieb, Einlaufen, Erosion, Riefenbildung, usw.

Verschleiß ist aber nicht immer unerwünscht. Beispielsweise ist der Einlaufverschleiß von Radial-Wellendichtungen zu Beginn der Betriebszeit positiv zu bewerten, da nach dem Einlauf eine stationäre Phase folgt, in der der Verschleiß nur langsam voranschreitet. Zum Ende der Betriebsdauer ist nach *Poll* in [53] ein progressives Verschleißverhalten erkennbar, welches durch beispielsweise Alterung des Schmierstoffes oder des Elastomers begründet werden kann.

Doch nicht nur der Materialverlust oder die Materialveränderungen eines tribologischen Kontaktes müssen für einen zuverlässigen Betrieb limitiert werden, sondern auch die thermische Energiedissipation, die durch die Reibpaarung verursacht wird. Die erzeugte Reibarbeit im Dichtkontakt ist abhängig von der Radialkraft und dem Reibweg.

$$E_{\text{reib}} = F_{\text{r}} \cdot s_{\text{reib}} = \mu \cdot F_{\text{N}} \cdot s_{\text{reib}} \quad (4.6)$$

$$P_{\text{r}} = \frac{E_{\text{reib}}}{t} = \mu \cdot F_{\text{N}} \cdot \frac{s_{\text{reib}}}{t} = \mu \cdot F_{\text{N}} \cdot v = M_{\text{r}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.7)$$

In Gleichung 4.7 ist die Relativgeschwindigkeit v ein maßgebender Parameter, der die erzeugte Reibleistung im tribologischen System definiert. In Abhängigkeit von der Wellendrehzahl entsteht Wärme, die über die Welle und den Schmierstoff im Dichtbereich abgeführt werden muss, da ansonsten die elastomere Dichtkante überhitzen kann (siehe Abbildung 4.32). Aus diesem Grund muss bei der Auswahl der Werkstoffe unbedingt auf die Herstellerangaben für Dichtungen in Bezug auf Einsatztemperatur, Gleitgeschwindigkeit und Werkstoff geachtet werden. Hinsichtlich der Flächenleistung in W/mm^2 kann in einem RWDR-Dichtkontakt, der nur eine Breite von 0,1 bis 0,2 mm besitzt, leicht das 10- bis 20-fache einer Herdplatte dissipiert werden.

Abbildung 4.32 zeigt diesbezüglich auf der linken Seite die Einsatztemperaturen gängiger Elastomere und auf der rechten Seite die Entwicklung der Reibleistung in Abhängigkeit der Drehzahl und des Nenndurchmessers, woraus die zulässigen Drehzahlen für die Dichtungen abgeleitet werden können.

Um die Reibungsverluste gering zu halten und den damit verbundenen Fragestellungen der Verschleißentwicklung und geforderten Betriebszeiten bei vorgegebenen Betriebsbedingungen gerecht zu werden, spielt aber auch der Parameter F_{N} , die Normalkraft, beziehungsweise die Radialkraft, der Dichtung eine ebenso wichtige Rolle. Diese Variable kann *direkt* durch Veränderung der Dichtlippengeometrie oder modifizierte Schraubenzugfedern beeinflusst werden. Außerdem besteht *indirekt* die Möglichkeit, die im Betrieb auftretenden Zentrifugalkräfte rotierender Bauteile auszunutzen, um die Reibung zu reduzieren ²⁰.

Der Dichtring wird hierfür als rotierender Dichtring ausgeführt, indem er zum Beispiel in ein rotierendes Gehäuse eingebaut wird (siehe Abbildung 4.33).

²⁰ Um die Reibung mit Hilfe rotierender Dichtungen zu reduzieren, sollte darauf geachtet werden, dass die Dichtringgeometrie (Nenndurchmesser) nicht zu sehr verändert werden muss, da mit steigendem Durchmesser in der Regel auch die Radialkraft größer wird.

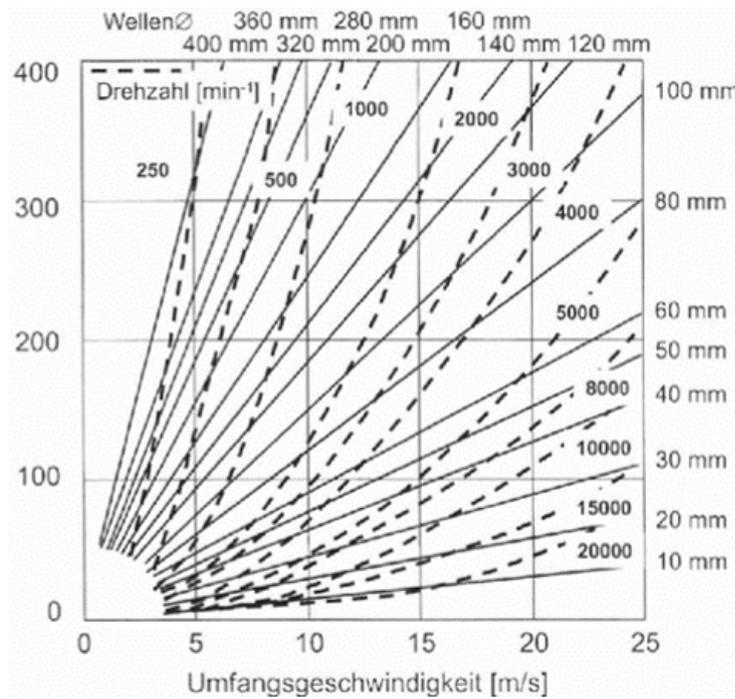


Abbildung 4.31: Zusammenhang zwischen Verlustleistung im Dichtkontakt, Drehzahl und Wellendurchmesser, [55]

In dieser Abbildung wird auf der rechten Seite gezeigt, wie ein RWDR in ein Gehäuse montiert ist, das zusammen mit der Welle rotiert. Als Gegenlauffläche wird beispielsweise der Gehäusedeckel verwendet. In ähnlicher Form kann dieses Prinzip auch schon in Getrieben gefunden werden, die hauptsächlich im Dauerbetrieb laufen. Zwischen der Stirnfläche des Dichtringhalters und dem Gehäuse ist dann zusätzlich eine Förderstruktur eingearbeitet. Der Dichtring ist in diesem Fall nur dafür da, Leckage beim Transport oder Aufbau zu verhindern. Sobald die Maschine eingeschaltet wird, soll die Dichtlippe durch die Zentrifugalkraft abheben und die Spaltdichtung mit Förderstruktur übernimmt die dynamische Dichtwirkung. Aufbauend auf diesen Überlegungen zur Dichtringanordnung wird jetzt im Anschluss tiefergehend auf den Einsatz von RWDR als rotierende Dichtung eingegangen.

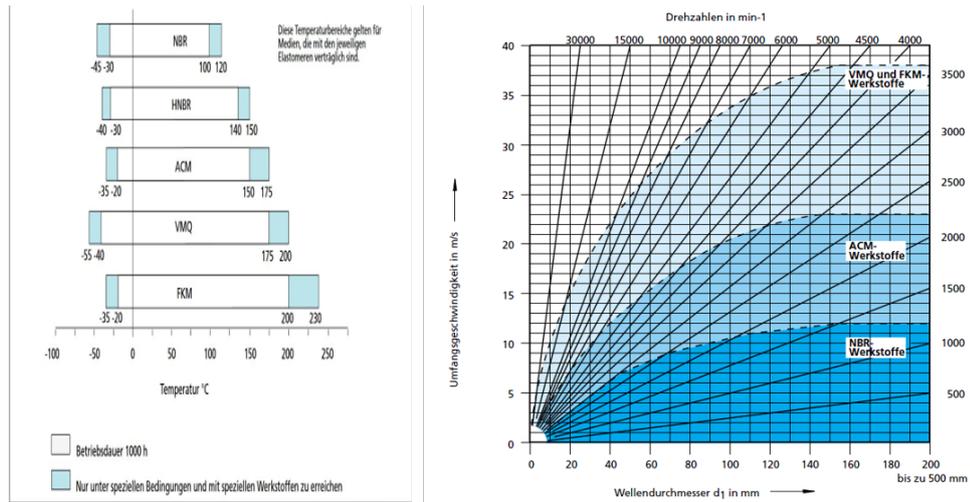


Abbildung 4.32: links: zulässige Temperaturbereiche für Werkstoffe der Firma Trelleborg [56] in Anlehnung an Abbildung (4.31) rechts: Richtwerte für Drehzahl-Werkstoff-Kombinationen nach [55]

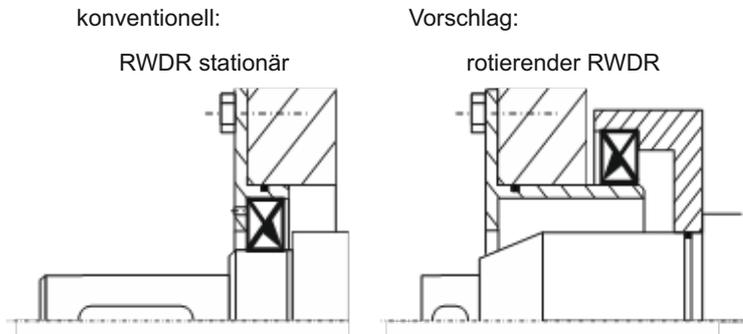


Abbildung 4.33: Vorschlag für die konstruktive Umgestaltung einer Wellendichtung auf das Prinzip mit rotierendem Dichtring.

4.3 STAND DER WISSENSCHAFT UND TECHNIK BEI ROTIERENDEN RWDR

Neben der klassischen Einbausituation von Radial-Wellendichtungen in einem stillstehenden Gehäuse (siehe Abbildung 4.3), existieren eine Vielzahl von Anwendungsfällen, bei denen der Dichtring zusammen mit dem Gehäuse rotiert. Dies kann beispielsweise bei Überlagerungsgetrieben, Zentrifugen, oder millionenfach in abgedichteten Wälzlagerereinheiten der Fall sein (siehe Abbildung 4.34).

Bei der Rotation um eine Achse wirkt eine Trägheitskraft auf alle massebehafteten Bauteile - die *Zentrifugalkraft*, auch Fliehkraft genannt. Sie wirkt von der Rotationsachse nach außen. Durch sie kann die Radialkraft innendichtender Dichtringe reduziert werden und Reibungsverluste werden kleiner. Aus dem Vorteil dieser Einbausituation entsteht bei hohen Umlaufgeschwindigkeiten aber ein Nachteil. Überschreitet die Drehzahl eine kritische Grenze, verliert die Dichtlippe den Kontakt zur Gegenlauffläche, wodurch die Gefahr von Leckage und Verunreinigungen des Innenraumes wächst (siehe Abbildung 4.35).

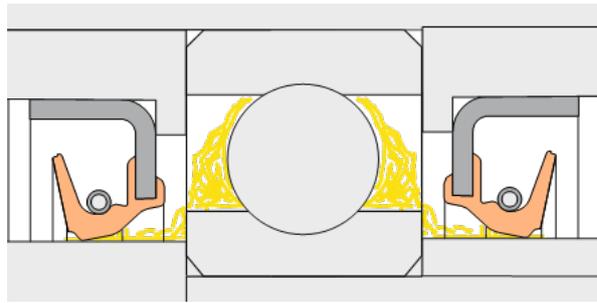


Abbildung 4.34: Mit rotierenden Spezialdichtungen abgedichtete Wälzlagerereinheit bspw. für Radnaben.

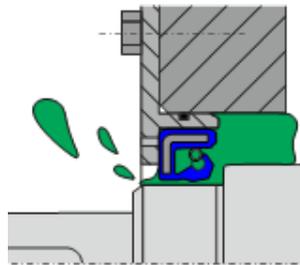


Abbildung 4.35: Leckage durch das Abheben der Dichtlippe von der Gegenlauffläche bei rotierendem RWDR.

Die Zentrifugalkraft wird mit zunehmendem Abstand eines Körpers von der Rotationsachse größer und ist quadratisch abhängig von der Winkelgeschwindigkeit.

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (4.8)$$

mit:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}. \quad (4.9)$$

Die Auswirkungen der Zentrifugalkraft auf Radial-Wellendichtungen sind stark von der Dichtungsgeometrie abhängig. Der Einfluss auf das Versteifungsblech kann vernachlässigt werden, da es sich direkt im Gehäuse abstützt und einen vergleichsweise großen Elastizitätsmodul besitzt. Die viskoelastische Dichtlippe hingegen reagiert sensibel auf die Zentrifugalkraft, da die Membran und die Dichtkante einen Kragarm²¹ bilden, der sich bei Kraftbeaufschlagung verformt. Dies führt dazu, dass sich die Dichtlippe bei rotierenden Radial-Wellendichtungen infolge der Zentrifugalkraft aufweitet und von der Gegenlauffläche abheben kann. Gemäß Gleichung 4.8 ist der Einfluss der Zentrifugalkraft auf das Dichtsystem größer,

- je länger und voluminöser die Dichtlippe (Masse steigt),
- je größer der Dichtungsdurchmesser (Radius wird größer),

²¹ Ein Kragarm ist ein einseitig fest eingespannter Balken.

- und je schneller die Dichtung rotiert (Winkelgeschwindigkeit nimmt zu).

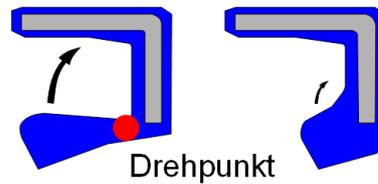


Abbildung 4.36: qualitativer Einfluss der Zentrifugalkraft bei langer und bei kurzer Dichtlippe

Einfach veranschaulicht zeigt Abbildung 4.36, dass der Zentrifugalkrafteinfluss auf eine Dichtung mit langer Dichtlippe stärker ausgeprägt ist als auf eine mit kurzer Dichtlippe. Bei der linken Dichtung ist zusätzlich der gedachte Gelenkpunkt eingezeichnet, um den die Dichtlippe aufklappen würde. Ein solch definierten Gelenkpunkt gibt es bei der rechten Dichtung nicht. Die gedrungene Bauweise führt dazu, dass sich die Dichtlippe am Versteifungsring abstützen kann und dadurch eine geringere Nachgiebigkeit besitzt.

Bei Radial-Wellendichtringen mit Schraubenzugfedern kann die Zentrifugalkraft auch dazu führen, dass die Schraubenzugfeder aus ihrer Nut abhebt. Die Schraubenzugfedern sind in der Regel nicht mit der Dichtlippe verbunden, sodass die Gefahr besteht, dass sie nicht wieder in die Federnut zurückkehrt und Schäden an umliegenden Bauteilen verursacht (siehe Abbildung 4.37).



Abbildung 4.37: Abheben der Schraubenfeder aus der Federnut bei schnell rotierendem Dichtring.

Die Zentrifugalkraft wirkt sich aber nicht nur auf die Dichtung selbst, sondern auch auf die Dichtungsumgebung aus. Das Öl in einem rotierenden Gehäuse beispielsweise erfährt verschiedene Phasen, die von der Rotationsgeschwindigkeit des Gehäuses abhängig sind.

Im Stillstand befindet sich das Fluid in Ruhe. Danach folgt die turbulente Phase, in der das Fluid durch die Wandreibung in Bewegung gesetzt wird. Die zugeführte kinetische Energie reicht aber noch nicht aus, um einen Fluidring wie in der stationären Phase zu formen. In diesem Zustand müssen die Dichtungen wie bei einer Spritzbeölung dafür sorgen, dass keine Leckage entsteht. Außerdem sollte durch das Gehäusedesign sichergestellt werden, dass der Dichtkontakt ausreichend mit Schmierstoff für die Kühlung der Dichtstelle versorgt wird. In der dritten Phase werden die Fluidteilchen durch die Zentrifugalkraft nach außen an die Gehäusewand geschleudert und erzeugen einen stationären Fluidring, weil die Zentrifugalkraft die

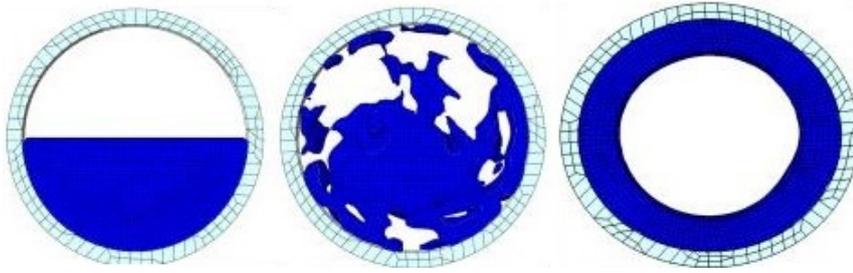


Abbildung 4.38: Fluidsimulation mit Öl in einer rotierenden Kammer: stillstehendes Fluid, turbulente Phase, stationärer Fluidring

Gewichtskraft der Fluidteilchen übersteigt. Innerhalb des Fluidringes kommt es zu einem hydrostatischen Druckaufbau. Wenn der Dichtring innerhalb des Fluidringes liegt, muss dieser Fluiddruck bei der Dichtungsauswahl beachtet werden.

$$F_z = F_g \tag{4.10}$$

$$m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot g \tag{4.11}$$

Die Drehzahl, ab der sich ein stationärer Fluidring bildet, kann durch Einsetzen von Gleichung 4.9 in Gleichung 4.11 zu

$$n_{\min} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{r}} \tag{4.12}$$

berechnet werden.

Bei weiter steigender Gehäusedrehzahl baut sich innerhalb des Fluidringes ein quasi-statischer Fluiddruck auf, der folgendermaßen berechnet wird:

$$p(r) = \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho_{\text{Fluid}} \cdot (r - r_i) \tag{4.13}$$

Bei einem gleichmäßig rotierenden Fluidring mit konstanter Winkelgeschwindigkeit befinden sich die Fluidteilchen für einen mitbewegten Beobachter in Ruhe. Zusätzlich zum hydrostatischen Grundgesetz

$$p(h) = \rho \cdot g \cdot h + p_0 \tag{4.14}$$

wirkt auch die Zentrifugalkraft auf das Fluid. Diese zusätzliche Kraft auf ein Fluidteilchen $dV = dm/\rho$ muss in Richtung des Radius r abgestützt werden, sodass sich ein größerer äußerer Druck am Fluidteilchen ergibt [19].

Das Kräftegleichgewicht liefert den hydrostatischen Druckunterschied dp in einem rotierenden Fluidring, der durch die Zentrifugalkraft auf ein Fluidteilchen mit Vernachlässigung der Erdbeschleunigung erzeugt wird:

$$\begin{aligned} \sum F &= 0 \\ p \cdot dA + dm \cdot r \cdot \omega^2 &= (p + dp) \cdot dA \\ p \cdot dA + dm \cdot r \cdot \omega^2 &= p \cdot dA + dp \cdot dA \\ dm \cdot r \cdot \omega^2 &= dp \cdot dA \end{aligned} \tag{4.15}$$

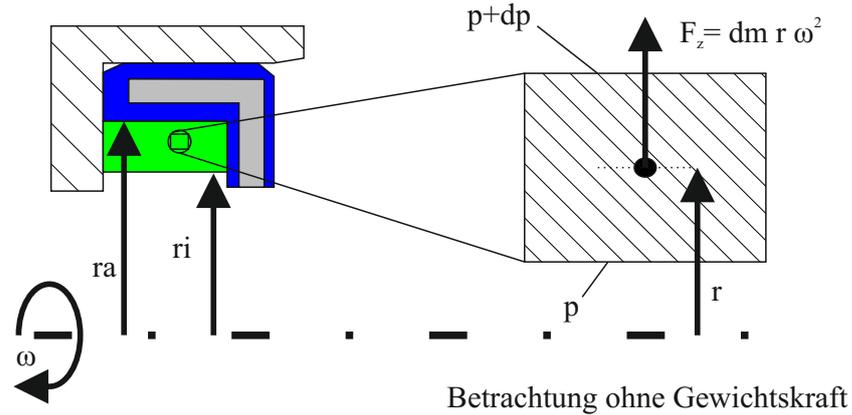


Abbildung 4.39: Bestimmung der Druckverteilung im stationären Fluidring

mit

$$\begin{aligned}
 dm &= dV \cdot \rho \\
 dm &= dA \cdot dr \cdot \rho \\
 dA &= \frac{dm}{dr \cdot \rho}
 \end{aligned}
 \tag{4.16}$$

$$\begin{aligned}
 dm \cdot r \cdot \omega^2 &= dp \cdot dA \\
 dm \cdot r \cdot \omega^2 &= dp \cdot \frac{dm}{dr \cdot \rho} \\
 \omega^2 \cdot \rho \cdot r \cdot dr &= dp
 \end{aligned}
 \tag{4.17}$$

und durch Integration nach dr

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_a^2 - r_i^2)
 \tag{4.18}$$

Der Gesamtdruckunterschied im Fluid zwischen dem Innenradius und dem Außenradius eines stationären Fluidringes kann nun durch Einsetzen von r_i und r_a berechnet werden, wobei der Druck wegen der Potenz des Radius quadratisch anwächst (siehe die Pfadauswertung der Simulationsrechnung in Abbildung 4.40, (rechts)). Abbildung 4.40 zeigt das Ergebnis von CFD-Berechnungen mit *ABAQUS* als Vorbereitung für weitere Studien hinsichtlich der Abschleuderwirkung der rotierenden Dichtkante. Das vorrangige Ziel bestand in der Erprobung der Fluidsimulation, wobei in diesem Beispiel die Ausbildung des stationären Fluidrings mit zunehmender Drehzahl noch einmal anschaulich gezeigt werden kann.

Aus dieser Gleichung kann abgeleitet werden, dass mit zunehmender Gehäusefüllung (und dadurch kleinerem r_i) der Öldruck auf den Dichtring zunehmen würde. Eine ungünstige Gehäusekonstruktion bei gleichzeitig großer Füllung und hoher Rotationsgeschwindigkeit kann dazu führen, dass sogar Leckage über die Ne-

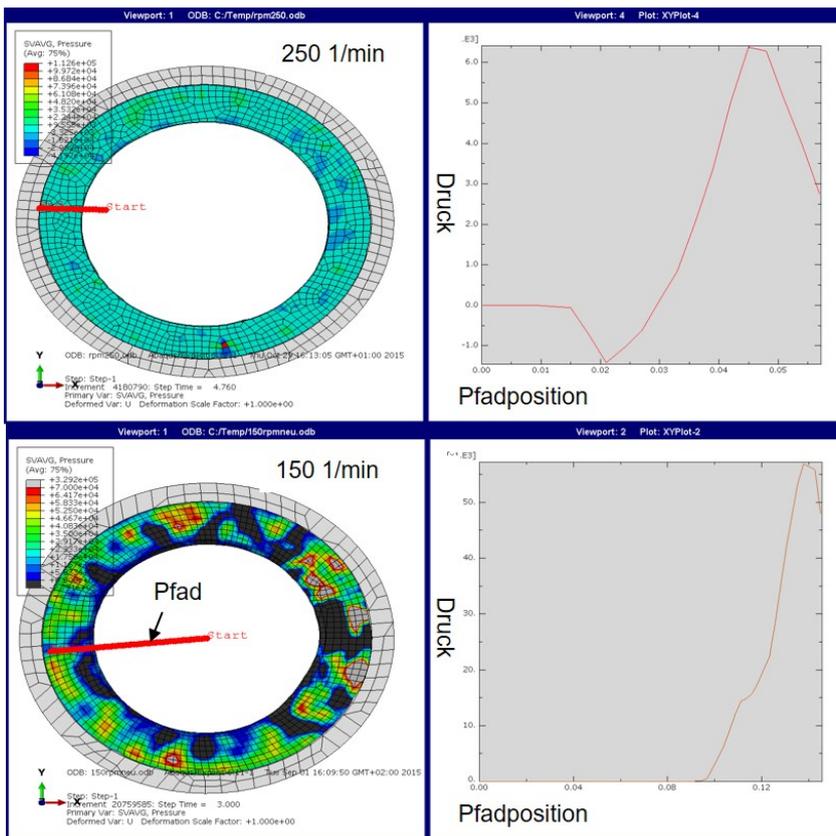


Abbildung 4.40: CFD Simulationsrechnungen mit ABAQUS für den Fluiddruckverlauf entlang eines Pfades (rote Linie) im Ölring bei 150 und 250 1/min

benabdichtung²² entsteht oder der Dichtring aus der Dichtringaufnahme gedrückt wird²³.

Für den Anwendungsfall von rotierenden Dichtringen müssen also besondere Punkte/Anforderungen berücksichtigt werden, um ein sicheres Abdichten gewährleisten zu können.

Aber genau an diesem Punkt gibt es in der Praxis große Schwierigkeiten, da allgemein verfügbare Informationen oder Forschungsarbeiten schlicht nicht vorhanden sind. Das System "rotierender Dichtring" wurde bisher von den Anwendern im Trial-and-Error-Verfahren gelöst oder umgangen und Erkenntnisse liegen meist nur lokal in den Entwicklungsabteilungen vor, weshalb am IMKT das FVA-Forschungsvorhaben 684 bearbeitet wurde [43]. Es ist das erste und einzige öffentlich zugängliche Projekt, in dem eine Wissensgrundlage systematisch erarbeitet wurde. Diese Forschungsarbeit zusammen mit einem Artikel von *Mayr* über die Besonderheit der Abdichtung von Zentrifugengetrieben und eine Ausarbeitung von *Wilbs* sind die einzigen Quellen zu dieser Anwendung [35, 60]. Lediglich *Stankenborg* hat 1988 in seiner Promotionsschrift einen Prüfstand mit rotierendem RWDR vorgestellt, um durch eine Hohlwelle In-situ-Analysen vom Dichtkontakt im dynamischen

²² Im europäischen Raum ist die überwiegende Zahl der Dichtringe außen gummiert, sodass Nebenleckage nur selten vorkommt.

²³ Während der Arbeiten am FVA-Forschungsvorhaben 684 ist dies zweimal mit Dichtringen mit einem Nenndurchmesser von 120 mm vorgekommen.

Dichtbetrieb vorzunehmen [52]. Das Potenzial der kommerziellen Anwendung von rotierenden RWDR wurde aber nicht weiterverfolgt. Der Umfang an veröffentlichten Forschungsergebnissen ist somit zwar gering, es gibt aber durchaus in der Praxis entstandene Konzepte und Lösungen mit rotierenden Dichtungen bzw. Dichtungen in rotierenden Gehäusen. Allerdings haben etliche innovative Entwürfe nur das Stadium der Patentanmeldung oder des Prototyps erreicht. Zu denjenigen, die als Produkt erhältlich sind, gibt es nur spärliche technische Informationen der Hersteller, die oft nur durch intensive Recherche oder gezieltes Nachfragen erhältlich sind. Eines der seltenen Beispiele zeigt Abbildung 4.41, in der ein Zusammenhang zwischen der Umlaufdrehzahl von RWDR (also rotierender Dichtring) und dem Wellendurchmesser hergestellt wird²⁴.

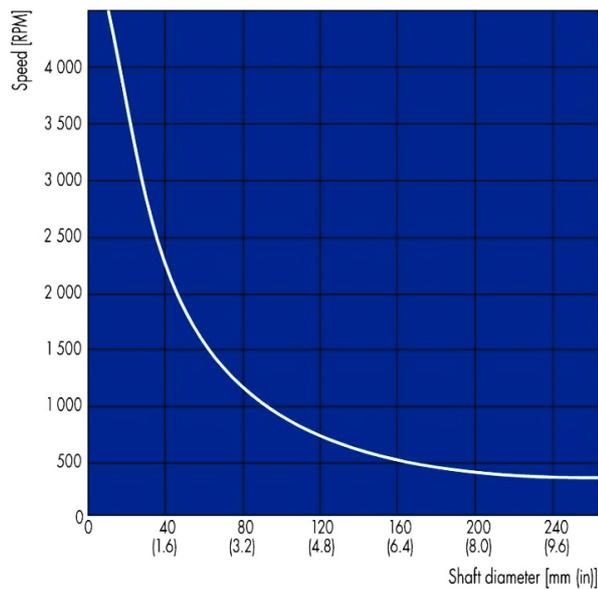


Abbildung 4.41: veröffentlichte Einsatzbedingungen für umlaufende RWDR [10]

Bei der Analyse der Grafik ist zu beachten, dass hierbei Dichtsysteme in rotierenden Gehäusen eingesetzt werden, die für andere Anwendungen gedacht waren und teilweise wegen ihrer für diese neue Anwendung positiven Teilaspekte zweckentfremdet werden. So, wie beispielsweise bei den außendichtenden Kassetendichtungen.

²⁴ Hier kann davon ausgegangen werden, dass FST sich mit dem Thema schon intensiv auseinandergesetzt hat.

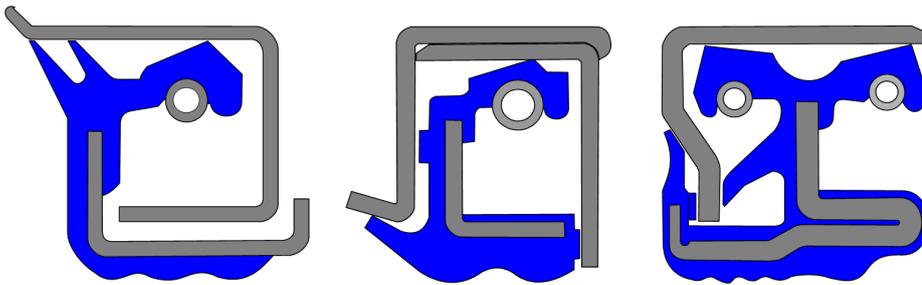


Abbildung 4.42: verschiedene außendichtende Kassettendichtungen, nach *System STEFA*, Trelleborg

Außendichtende Kassettendichtungen

Kassettendichtungen sind in sich geschlossene Dichtsysteme, die einbaufertig aus Dichtkörper/n und Gegenauflfläche/n bestehen. Sie werden häufig in Bereichen mit verstärkter Schmutzbeaufschlagung eingesetzt, weshalb sie aus mehreren Dichtlippen und geschützt von Labyrinth aufgebaut sein können. Üblicherweise sind diese Dichtsysteme mit Fett als Schmierstoff gefüllt. Der komplexe Aufbau beugt einer Kontamination des abzudichtenden Raumes vor und erschwert die Leckage, erzeugt im Gegenzug aber ein erhöhtes Reibmoment. Hinsichtlich rotierender Dichtungen nutzen bestimmte Kassettenbauformen die Zentrifugalkraft, um die Kontaktkraft zwischen Gegenauflfläche und Dichtkante zu verstärken. Hierfür werden die Dichtlippen nicht innendichtend ausgeführt, die Dichtlippen stehen also nicht in Kontakt mit der Welle, sondern sie bilden den Dichtkontakt mit dem Gehäuse aus - hierbei handelt es sich um außendichtende Wellendichtringe. Durch die Rotation der Dichtung wird die Kontaktkraft verstärkt, die Dichtlippen können also nicht von der Gegenauflfläche abheben.

Mit diesem Prinzip (4.42) kann verhindert werden, dass die Dichtlippe oder die Schraubenzugfeder abheben. Allerdings führt eine größere Kontaktkraft zu stärkerer Temperaturentwicklung und Verschleiß, wodurch die Betriebsdauer bei schnell rotierenden Dichtungen reduziert werden könnte.

Axial-Wellendichtringe

Ein anderer Ansatz neben den innen- und außendichtenden Radial-Dichtringen wird mit Axial-Dichtungen verfolgt siehe (4.43 und 4.44). Zu den Axial-Dichtungen gehören auch Stopfbuchspackungen oder Gleitringdichtungen, die aufgrund der notwendigen Vorspannkraft allerdings große Reibmomente erzeugen. Die Kontaktkräfte können mit axialen Elastomerdichtungen gemäß der Bauformen in Abbildung 4.43 und 4.44 aber reduziert werden. Die Dichtkörper reagieren aufgrund der Bauweise weniger anfällig auf die Zentrifugalkraft. Ein weit verbreiteter Vertreter der Axial-Dichtungen ist der V-Ring (vgl. Abb. 4.44). Diese Dichtung besitzt eine axiale Dichtlippe, die relativ flexibel ist. Dadurch verformt sich die Dichtlippe im Betrieb als rot. Dichtung, sodass es auch hier zu einem Abheben von der Gegenauflfläche kommen kann.

Durch eine präzise axiale Positionierung werden die Kontaktkräfte zwischen Dichtung und Gegenauflfläche minimiert, sodass wenig Reibung entsteht. Dieses

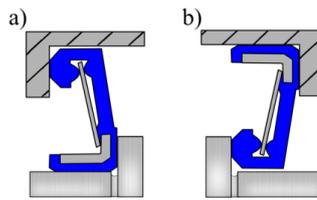


Abbildung 4.43: reduzierte Kontaktkräfte durch Axialdichtungen [56]

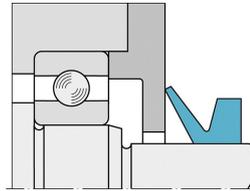


Abbildung 4.44: Beispiel für die Anwendung einer V-Ring-Dichtung [56]

Prinzip wird häufig in abgedichteten Wälzlagerseinheiten angewandt, um vor groben Verschmutzungen zu schützen. Diese Dichtungen wurden bisher aber nicht in Hinblick auf die Anwendungen in rotierenden Gehäusen untersucht.

Zentrifugalkraft-geregelte Dichtungskonzepte

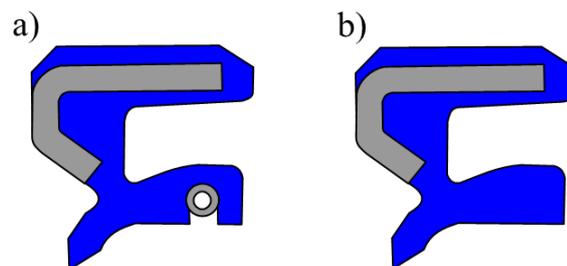


Abbildung 4.45: Lippendichtung nach Paulsen

Spezielle Bauformen für den Einsatz von Lippendichtungen in rotierenden Gehäusen sind in den meisten Fällen nicht über das Patentstadium hinausgekommen. Zu diesen Konzepten gehören auch die Dichtungen nach *Paulsen* (siehe Abb. 4.45) und *Floderus* (Abb. 4.46). Paulsen strebte eine Kompensation der Zentrifugalkraft an, indem er ein zusätzliches Masselement der Dichtlippe gegenüber setzte. Durch das Rückstellmoment der Kompensationsmasse können die Verformungen der Dichtlippe im Betrieb ausgeglichen werden und die Kontaktkraft soll konstant bleiben, sodass das Abheben verhindert wird.

Ähnlich wie das Patent von Paulsen will Floderus die Zentrifugalkraft gezielt für eine optimierte Abdichtung mit rotierenden Dichtringen ausnutzen. Floderus Konzept bezieht sich speziell auf die Anwendung als Wälzlagerschutzdichtung, bei der die Kontaktkraft in Abhängigkeit der kinematischen Bedingungen variieren kann. Hierbei ist der Elastomerteil an einen innensitzenden Versteifungsring vulkanisiert. Bei ausschließlich rotierendem Außenteil (Gehäuse) wirkt keine Zentrifugalkraft auf das Dichtungselement. Rotiert hingegen der Innenteil, wird die

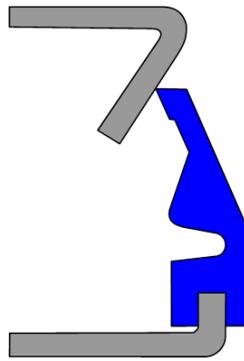


Abbildung 4.46: Dichtungskonzept für rot. Dichtringe nach Floderus.[13]

radiale und axiale Anpressung der Dichtkante an die Gegenauflfläche durch die Zentrifugalkraft verändert. Die Urheber des Patentes verweisen ebenfalls auf die ungeklärten Fragestellungen bezüglich eines Fördereffektes und der Überhitzung der Dichtkante.

Einige der speziellen Anforderungen für den Einsatz von Dichtungen in rotierenden Gehäusen können schon von derartigen Sonderbauformen erfüllt werden. Praktischer und kosteneffizienter wäre aber der Einsatz von Standard-RWDR (Katalogware). Hierfür müssten bestimmte Voraussetzungen erfüllt werden, die durch diese Arbeit und das vorangegangene Forschungsprojekt vorbereitet wurden:

- Kenntnisse über die Einsatzgrenzen (Drehzahlgrenzen) von Standard-RWDR
- Ausgewogenes Verhältnis zwischen Wartungsaufwand, Montierbarkeit und Service-life.
- Vergleichbarer Bauraum.
- Nachvollziehbare Prüfverfahren.

Nach Beachtung dieser maßgebenden Punkte ergeben sich bedeutende Vorteile für die Verwendung von Standard-RWDR als rotierende Dichtungen.

- Gute Verfügbarkeit als Serienprodukte; weniger aufwendige Beschaffung.
- Fortlaufende Qualitätskontrolle bei den Herstellern.
- Breite Werkstoffauswahl.
- Große Erfahrung bei der Auslegung und Auswahl passender Dichtungen.
- Vorhandene Kenntnisse über Einsatzgrenzen.

Diesbezüglich wird im nächsten Abschnitt auf die zentralen Fragen eingegangen: Wie können umlaufende Dichtungen getestet werden? Wo liegen die Einsatzgrenzen handelsüblicher Dichtelemente? Hierfür wurden neuartige Prüf- und Analysemethoden entwickelt und die Dichtgüte rotierender RWDR mit den konventionellen Anwendungen verglichen.

VERSUCHSTECHNIK, EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN UND BERECHNUNGSANSÄTZE

Dieses Kapitel beschreibt die verschiedenen Prüfaufbauten und Untersuchungsmethoden zusammen mit den erzielten Ergebnissen. Ausgehend von den herkömmlichen Untersuchungsmethoden wie beispielsweise der Messung der Radialkräfte, wurden für die Analysen von rotierenden Dichtringen neue Prüfaufbauten konzipiert und in Betrieb genommen. Diese Prüfstände sind in der hier beschriebenen Form nur am IMKT vorhanden und gehen auf die Entwicklungen im Forschungsvorhaben FVA-684 zurück.

5.1 VERSUCHSKÖRPER UND STOFFE

Bei allen Untersuchungen wurde das mineralische FVA Referenzöl Nr. 3 ohne Anglamol¹ verwendet, um auch in Zukunft Untersuchungen mit bekannter Ölzusammensetzung und langer Verfügbarkeitsgarantie ohne Rezepturänderungen durchführen zu können. Die folgende Tabelle 5.1 fasst die wichtigsten Daten des Öles zusammen.

Tabelle 5.1: Eigenschaften des verwendeten FVA-Versuchsöls Nr.3 [61]

FVA Versuchsöl Nr. 3, Mineralöl	
Eigenschaft	
Dichte, 15 °C	896 kg/m ³
kinematische Viskosität, 40 °C	95,0 mm ² /s
kinematische Viskosität, 100 °C	11,1 mm ² /s

Aus diesen Daten ergibt sich gemäß der Berechnung nach *Ubbelohde-Walther* in DIN 510563 das Viskositäts-Temperatur-Verhalten aus Abbildung 5.1 [7].

Die verwendeten Prüfdichtungen sind, sofern nicht explizit erwähnt, Standard-RWDR aus FKM, mit Feder und Außengummierung. Der Nenndurchmesser beträgt 80 mm, die Breite 10 mm und der Außendurchmesser 100 mm (siehe Abbildung 5.2)

Statische Radialkraftmessungen mit und ohne Feder bei 25 °C und 70 °C haben ergeben, dass die Radialkräfte der Dichtungen einer Charge sehr nah beieinander liegen (siehe Tabelle 5.3).

Entsprechend der Radialkräfte lassen auch die bei Raumtemperatur gemessenen Innendurchmesser der Dichtungen D1 bis D5 nur geringe Unterschiede erkennen. Die Innendurchmesser wurden optisch kontaktlos auf einer Werkzeugmaschine mittels Zentriermikroskop gemessen.

¹ *Anglamol* ist ein Mehrzweck-Additiv für Getriebe-Öle [17].

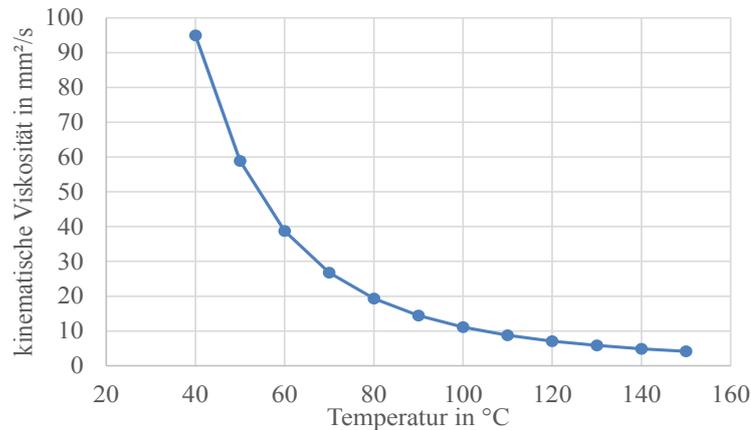


Abbildung 5.1: Entwicklung der kin. Viskosität nach *Ubbelohde-Walther*, DIN 51563

5.2 STATISCHE RADIALKRAFTMESSUNGEN

Die aufgeführten Radialkräfte wurden auf einem Radialkraftmessgerät mit $240^\circ/120^\circ$ geteiltem Messdorn ermittelt.

Die Kontaktkraft auf das 120° -Segment wird dabei gemessen und über den Umfang integriert (siehe Abbildung 5.3). Daraus ergibt sich die Radialkraft.

Für die Messungen werden die Dichtringe per Hand mit leichter Rotation auf den Dorn geschoben und zentrieren sich selbst. Danach kann zwangskraftfrei gemessen werden, sodass Methodenfehler durch exzentrische Dichtungsufnahmen oder Achsversatz am Messgerät ausgeschlossen werden können. Für temperierte Messungen wird der Prüfkörper zusammen mit dem Messgerät in einen Klimaschrank gestellt. Diese statischen Radialkraftmessungen sind sehr wichtig für den Einsatz der Dichtungen als rotierende RWDR, weil die Radialkräfte dafür sorgen, dass die Dichtkante mit der Gegenlauffläche abdichten kann. Überschreitet die Zentrifugalkraft diese Radialkräfte, besteht die Annahme, dass sich Abdichtungsprobleme ergeben können. Außerdem lassen sich aus diesen Messungen die Radialkraftanteile des Elastomers und der Schraubenfeder ermitteln. Dafür werden je zwei Messungen durchgeführt. Zunächst mit eingesetzter Feder (*MF*) und danach ohne Feder (*OF*). Die Differenz dieser Radialkraftwerte ist die Federkraft (vgl. Abbildung 5.4).

Tabelle 5.2: Messung der Innendurchmesser der fünf Versuchsichtungen aus Tabelle 5.3



Abbildung 5.2: Schliffbild einer Prüfdichtung; eingegossen in Kunstharz

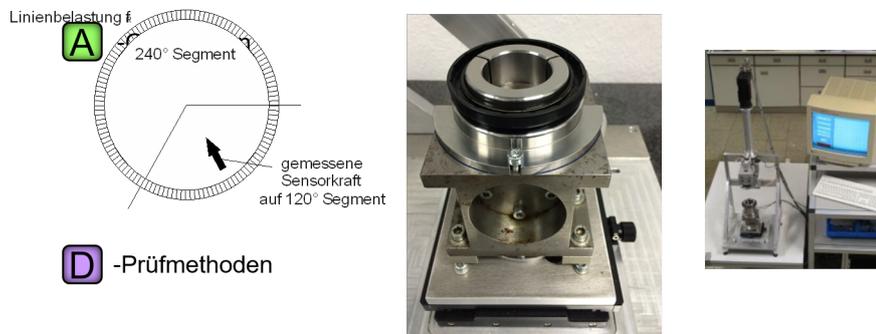


Abbildung 5.3: Prinzip der statischen Radialkraftmessung und Foto des echten Aufbaus

Innendurchmesser der RWDR D₁ bis D₅ mit und ohne Feder

Benennung	ohne Feder (OF) in mm	mit Feder (MF) in mm	Differenz in mm
RWDR D ₁	78,40	78,08	0,32
RWDR D ₂	78,36	78,04	0,32
RWDR D ₃	78,47	78,13	0,34
RWDR D ₄	78,39	78,15	0,24
RWDR D ₅	78,44	78,12	0,32

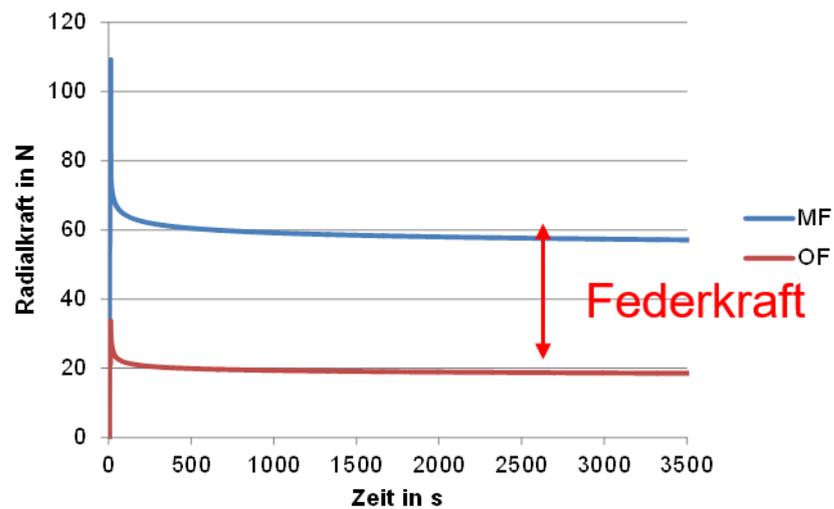


Abbildung 5.4: Radialkraftverläufe einer Messung mit Feder (MF) und ohne Feder (OF).

Tabelle 5.3: Exemplarische Radialkraftmessungen mit fünf RWDR 80 mm Nenndurchmesser 5.2 bei Raumtemperatur und 70 °C

Radialkräfte bei Raumtemperatur nach 60 min auf Messdorn mit $\varnothing 79,95$ mm			
Benennung	ohne Feder (OF) in N	Feder (MF) in N	Differenz in N
RWDR D1	13,93	32,32	18,39
RWDR D2	13,77	31,19	17,42
RWDR D3	13,58	32,74	19,16
RWDR D4	13,15	32,11	18,96
RWDR D5	12,43	30,69	18,26
Radialkräfte bei 70 °C nach 60 min auf Messdorn mit $\varnothing 80,04$ mm			
RWDR D1	9,02	27,72	18,70
RWDR D2	8,76	26,78	18,02
RWDR D3	8,96	26,47	17,51
RWDR D4	9,62	26,58	16,96
RWDR D5	8,87	25,00	16,13

Die exemplarische Analyse der Radialkräfte von fünf Radial-Wellendichtringen bei Raumtemperatur (RT) und 70 °C der gleichen Bauform wie die, die für die weiteren Untersuchungen in der Einbausituation in rotierenden Gehäusen verwendet wurden, weisen sehr geringe Abweichungen voneinander auf (siehe Tabelle 5.3).

5.3 FÖRDERWERTANALYSEN

Um die Auswirkung der Zentrifugalkraft auf den Rückfördermechanismus und damit auf das "Dichthalten" zu testen, wurde eigens ein 2-Kammer-Prüfkopf mit rotierender Dichtung gebaut. Wie bereits oben erwähnt, können mit dem nun vorhandenen Prüfaufbau ununterbrochene Förderwertanalysen angestellt werden (siehe Abbildung 4.26). Der Prüfstand kann mit konventionell rotierender Welle oder rotierendem Dichtring montiert werden. Damit wurden nach dem Messen der Radialkräfte Förderwertanalysen durchgeführt.

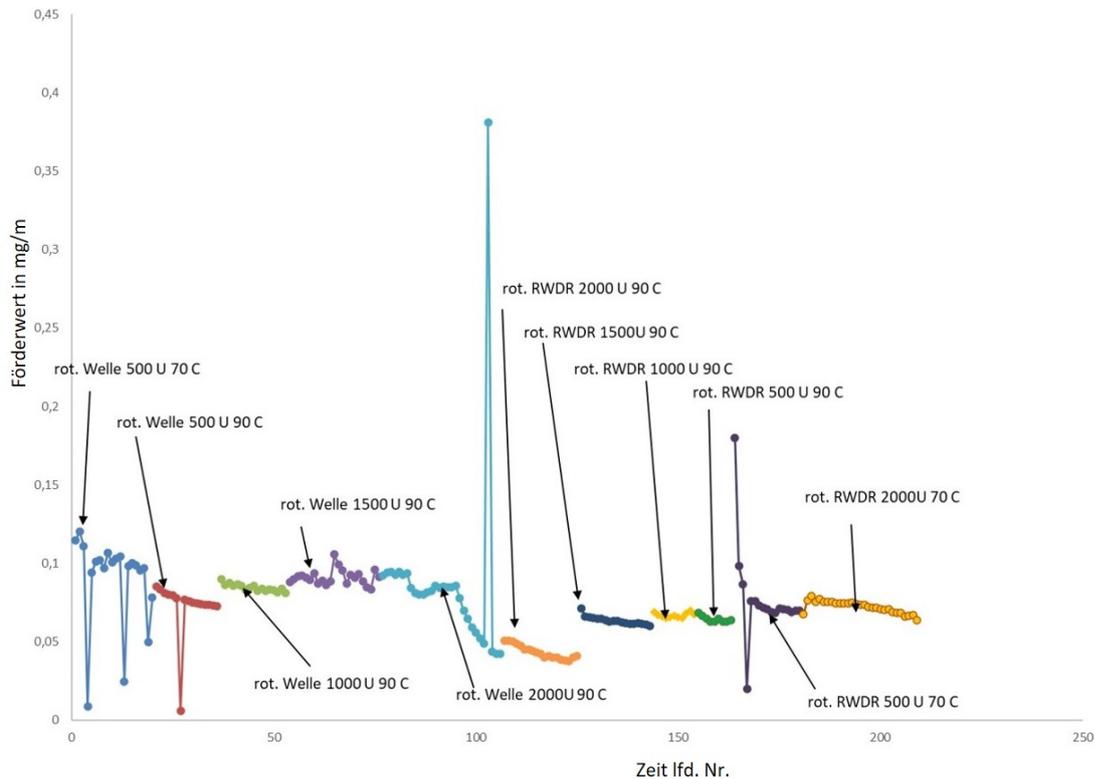


Abbildung 5.5: zeitlicher Ergebnisverlauf der Förderwertmessungen in mg/m von Januar 2018 bis Okt. 2018 bei unterschiedlichen Drehzahlen und Temperaturen; RWDR 80x100x10 mm.

Abbildung 5.5 fasst Versuchsergebnisse von Januar bis Oktober 2018 zusammen. Jede Farbe ist das Resultat eines 24h Versuches bestehend aus aufeinander folgenden Messungen bei einer Drehzahl und einer Temperatur. Die Aneinanderreihung der Versuchsansätze ergibt die zeitliche Förderwertentwicklung in Abhängigkeit der sich ändernden Parameter. Begonnen wurde mit Referenzanalysen mit rotierender Welle und stehendem Dichtring. Daraufhin wurde der Prüfstand einmalig umgebaut auf rotierenden RWDR und die Versuchsansätze wurden wiederholt. Zwei Erkenntnisse dieser Versuche sind hervorzuheben: Zum einen ist zu erkennen, dass die Förderwerte trotz sich ändernder Parameter nur wenig schwanken (siehe auch Abbildung 5.7). Natürlich unterliegen die Verläufe einer Streuung, die auf die ständige Rekonditionierung des Dichtkontaktes im Betrieb zurückzuführen ist. Zum anderen ist bemerkenswert, dass der Fördereffekt auch bei rotierendem Dichtring erhalten bleibt und mit dem des konventionellen Systems vergleichbar ist. Bei keinem Ansatz konnte Leckage festgestellt werden, was durch negative Förderwerte aufgefallen wäre. Eine Drehzahlabhängigkeit der Dichtwirkung rotierender RWDR liegt augenscheinlich nicht vor, was auch durch ältere Ergebnisse² gezeigt werden konnte. Abbildung 5.7 belegt, dass die Prüflichtungen gut reproduzierbare Förderwerte ohne große Drehzahlabhängigkeit oder Streuung liefern, wenn die Paarung aus RWDR und Gegenauflfläche nicht geändert wird.

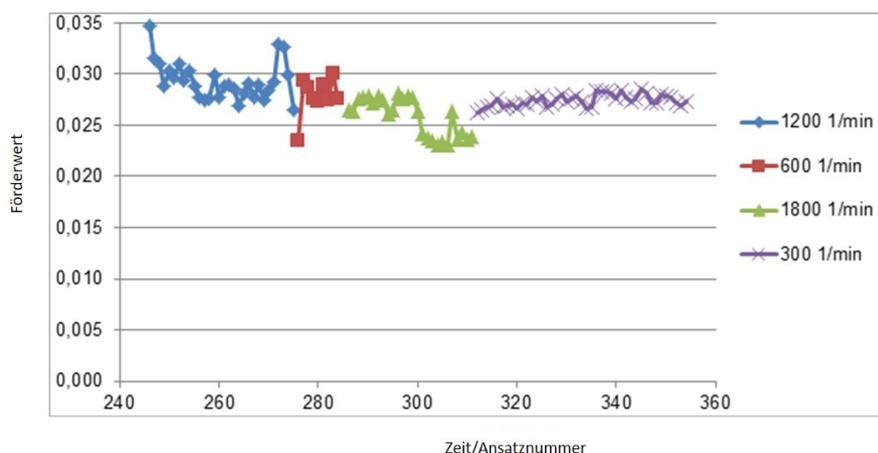


Abbildung 5.6: Ergebnisse umfangreicher Förderwertmessungen bei Steigerung der Drehzahl von 300 1/min auf 1800 1/min; rotierender RWDR 120x150x15 mm, bei 100 °C Ölsumpf

Die Abbildungen 5.6 und 5.7 zeigen, dass die Förderwerte trotz der starken Drehzahlsteigerung von 600 1/min auf 2400 1/min und von 300 auf 1800 1/min grob gesehen auf einem Niveau bleiben. Die Größenordnung bleibt gleich und es sind zwischen den Drehzahlstufen keine Förderwertsprünge aufgefallen. Trotz der Bedingungenänderungen kann keine Tendenz der Entwicklung abgeleitet werden, ob der Fördereffekt zu oder abnimmt. Eine andere wichtige Erkenntnis der Förderwertanalysen ist, dass der Förderwert bei rotierenden RWDR nicht offensichtlich von der Drehzahl beeinflusst wird und es keine Leckage gibt. Zu berücksichtigen ist, dass die Versuchsansätze aus 5.6 mit einem deutlich größerem Dichtring mit

² Veröffentlicht auf der STLE Jahrestagung in Atlanta 2017[44]

120 mm durchgeführt wurden, bei dem der Einfluss der Zentrifugalkraft wegen des größeren Radius und der voluminöseren Dichtlippe noch deutlicher ausfallen müsste.

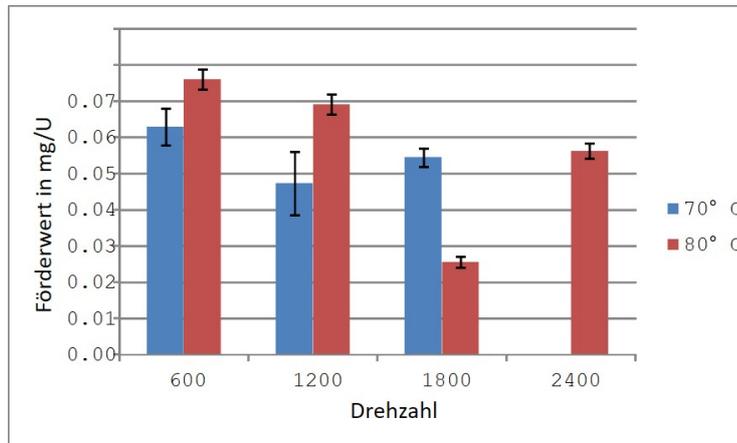


Abbildung 5.7: Ergebnisse umfangreicher Förderwertmessungen bei Steigerung der Drehzahl von 600 1/min auf 2400 1/min; rotierender RWDR 80x100x10 mm, bei 70 und 80 °C Ölsumpf (GfT2017).

5.4 LECKAGEDREHZAHLN

Nach diesem Ergebnis und mit dem Wissen, dass in der Praxis Herausforderungen mit rotierenden Dichtungen bestehen, schließt sich die Frage an: *Äb welcher Drehzahl gibt es Probleme mit der Zentrifugalkraft?*

Um dies zu beantworten, wurde die Drehzahl des rotierenden Dichtrings im nächsten Schritt soweit gesteigert, bis sich ein Effekt der Zentrifugalkraft zeigte. Dem oberen Teil von Abbildung 5.8 ist zu entnehmen, dass bei ca. 2400 1/min der hydrostatische Druck in Kammer 1 rapide ansteigt. In diesem Versuch wurde die Drehzahl in beliebigen Abständen gesteigert. Zu erkennen ist dies auch an der Temperaturkurve darunter. Eine höhere Drehzahl führt zu mehr Reibungswärme, woraufhin sich das Öl erwärmt und ausdehnt. Bei 2400 1/min kam es zu einem Rücklauf des Öls von Kammer 2 in Kammer 1, allerdings nicht als klassische Tropfleckage in Folge des versagenden Fördermechanismus, sondern unter Druck, sodass es aus der Kapillare von Kammer 1 herausgespritzt ist. Dieses Verhalten ist reproduzierbar für verschiedene Dichtringe und Drehzahlen (siehe folgende Tabelle 5.4).

RWDR	Drz. in 1/ min
∅ 80 mm BA5X7	ca.28001/min
∅ 120 mm BA6X7	ca.2400 1/min

Tabelle 5.4: Leckagedrehzahlen im 2-Kammer-Prüfstand.

Mit diesem Ergebnis wurde gezeigt, dass bei hohen Drehzahlen große Unsicherheiten bei der Verwendung von Standard-RWDR als rotierende Dichtungen entstehen.

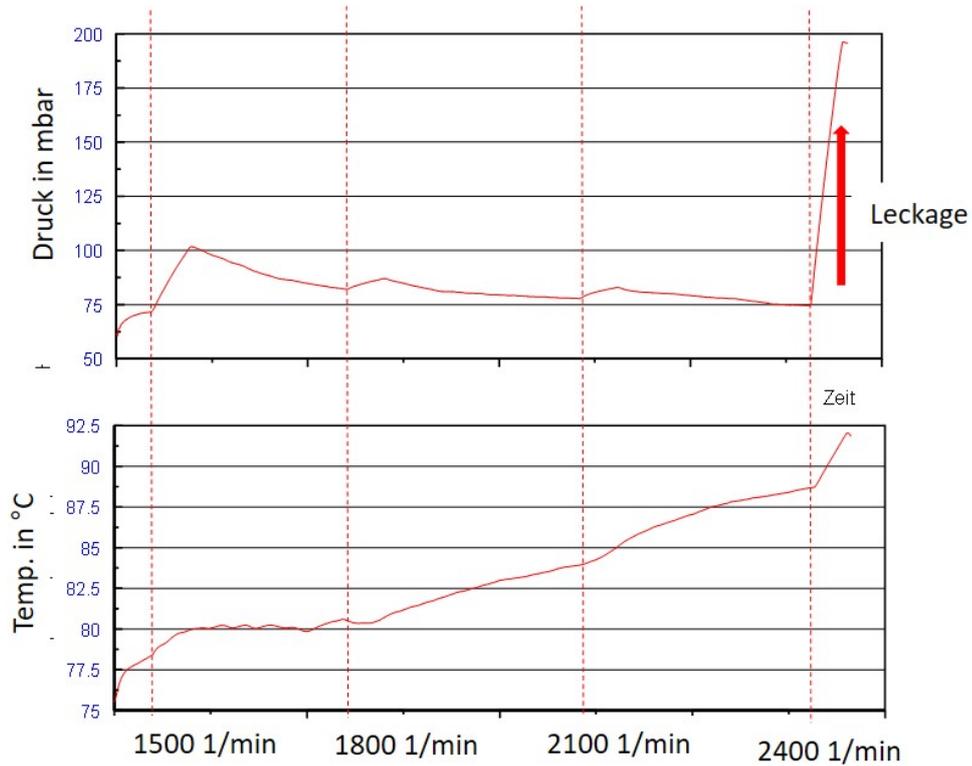


Abbildung 5.8: Leckageuntersuchung im 2-Kammer Prüfstand mit einem 120 x 150 x 15 mm Dichtring.

Um genauer zu untersuchen, was bei den gefundenen Leckagedrehzahlen passiert, wurde der 2-Kammer-Prüfstand zusätzlich als Optikprüfstand umgebaut. Das bedeutet, dass eine Leuchtquelle hinter die Dichtung geschoben werden konnte, um über das durch den Dichtspalt nach vorne durchscheinende Licht Rückschlüsse auf die Kontaktbegebenheiten ziehen zu können (siehe Abbildung 5.9):

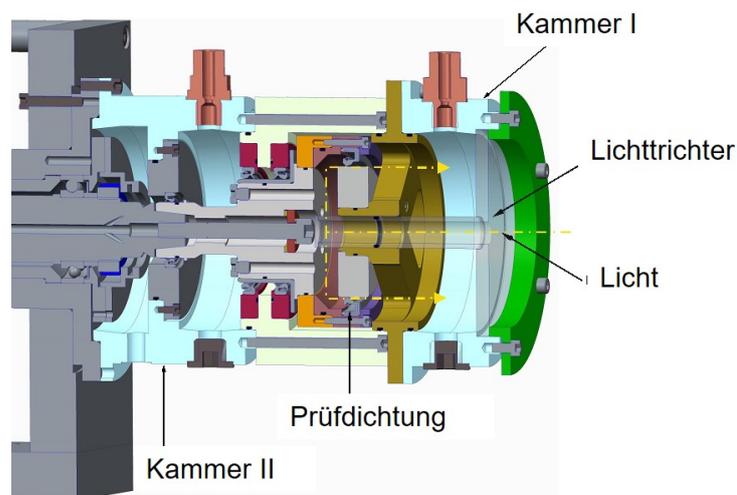


Abbildung 5.9: Optikaufbau mit schematischer Darstellung der Lichtstrahlen.

Durch die Optikanalysen wurde klar, dass bei den zuvor gefundenen Leckagedrehzahlen ein großer und deutlich sichtbarer Lichtspalt zwischen Dichtung und Gegenauflache auftritt. Siehe Abbildung 5.10 die sichelformige Lichterscheinung entlang der von hinten beleuchteten rotierenden Dichtung.

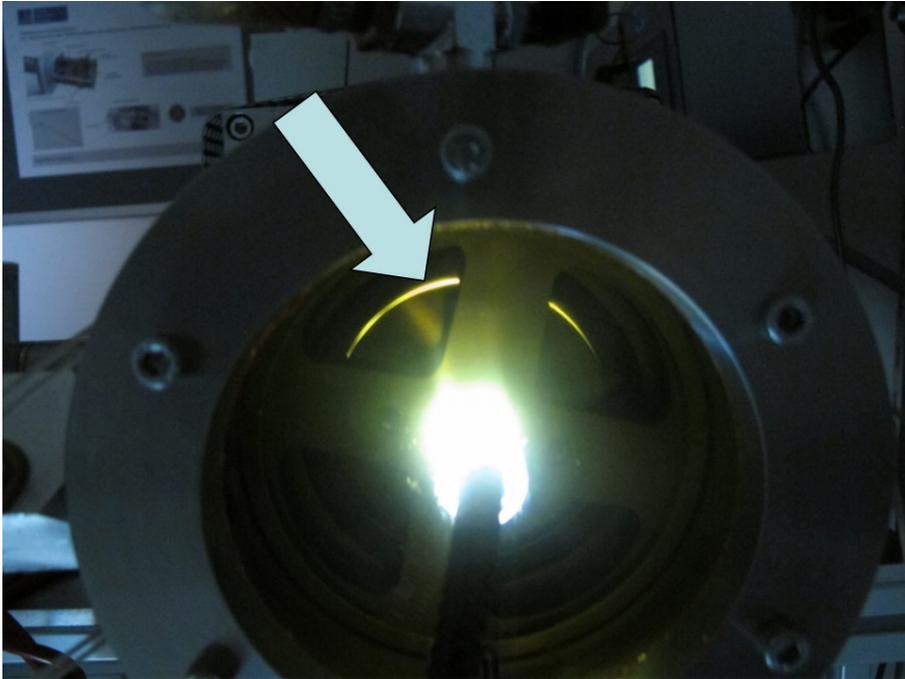


Abbildung 5.10: Optikaufbau mit abgehobener Dichtlippe im Betrieb.



Abbildung 5.11: Optikaufbau mit Lichtschimmer durch den Schmierpalt (keine Leckage).

Somit konnte gezeigt werden, dass bei bestimmten Drehzahlen Abheben und starker Ölverlust auftreten. Dieser Prüfaufbau hat aber den Nachteil, dass er keine verlässliche und wissenschaftlich belastbare Aussage über die Kontaktbedingungen vor den Leckagedrehzahlen liefert. Erst nach dem Abheben der Dichtung und der Spritzleckage ist klar, dass etwas nicht mehr in Ordnung ist. Zu den Zeitpunkten vor der Leckage ist wegen des Schmierspaltens auch immer ein schwer zu beurteilender leichter Lichtschimmer zu erkennen, der sich aber nur qualitativ mit dem Auge bewerten lässt (Abbildung 5.11). Um diesen Mangel zu beheben, wurde ein weiterer Prüfstand adaptiert, der die Kontaktkraft zwischen Dichtlippe und Gegenläufigkeit in Abhängigkeit von der Drehzahl im Betrieb messen kann: das *dynamische Radialkraftmessgerät*:

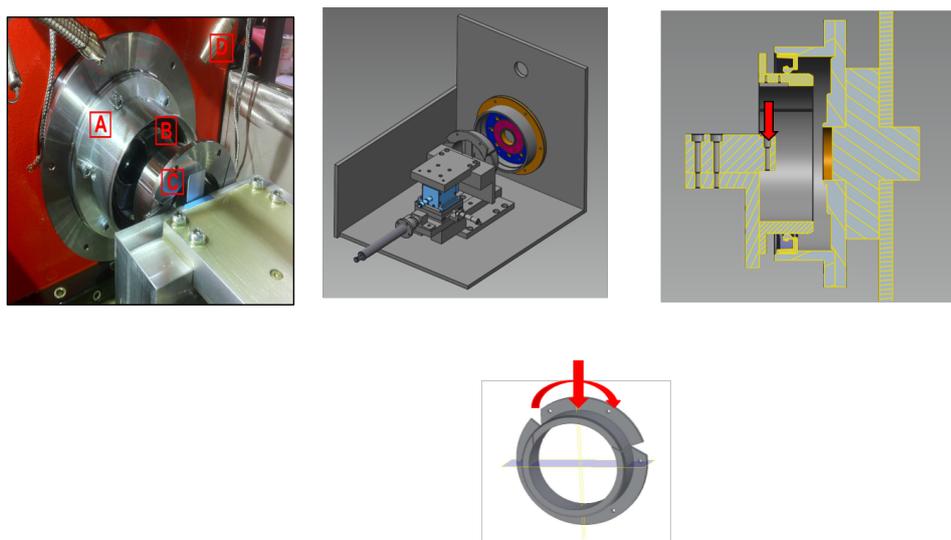


Abbildung 5.12: Foto und 3D Konstruktion des dynamischen Radialkraftmessgerätes mit richtungsgebundenem Messdorn.

Dieser Prüfstand verfügt über eine durch einen Motor bis zu 7.000 1/min angetriebene Dichtringaufnahme "Ä", in der die Prüfdichtung "B" sitzt (siehe Abbildung 5.12). Für die Messung wird ein geteilter Messdorn "C" (die Gegenläufigkeit) per Handkurbel in den Dichtring geschoben. Der Messdorn ist zweiteilig³, wobei die Trennstellen drehrichtungsgebunden gefertigt wurden, um beim Abgleiten der Dichtlippe auf der Gegenläufigkeit die Dichtkante nicht zu beschädigen oder zu starke Querkräfte zu erzeugen. Ein Teil des geteilten Messdornes wird von einem Biegebalken als Kraftsensor gehalten, sodass die Radialkraft (vertikaler roter Pfeil) auch bei rotierendem Dichtring gemessen werden kann.

5.5 DYNAMISCHE RADIALKRAFTMESSUNGEN MIT ABHEBEDREHZAHLN

Die folgende Abbildung 5.13 zeigt einen beispielhaft gemessenen Radialkraftverlauf einer 120 mm Dichtung bei Raumtemperatur. Jeder Kringel im Graphen entspricht einem Einzelmesswert. Manche Kreise überdecken sich und liegen verti-

³ analog zum statischen Radialkraftmessgerät gibt es ein 120° und ein 240° großes Teilstück. Die Sensorkraft wird vom 120°-Teilstück aufgenommen und dann über den Umfang integriert.

kal übereinander. Dies geschieht beim Halten einer bestimmten Drehzahl. In den Haltepunkten verringert sich die Radialkraft infolge der Relaxation. Deutlich zu erkennen bei 0 1/min und 1400 1/min. Begonnen wird die Messung mit der Drehzahl "0". Dann wird die Drehzahl in kleiner werdenden Drehzahlschritten gesteigert, bis die Dichtlippe abgehoben ist und keine Radialkraft mehr gemessen werden kann⁴. Anschließend wird die Drehzahl wieder reduziert, woraufhin die Radialkraft langsam wieder ansteigt (der Ablauf wird zusätzlich durch die kleinen Pfeile veranschaulicht). Diese Messungen können nun mit verschiedenen Dichtringgrößen und Temperaturen durchgeführt werden. Der Versuchsaufbau ist durch eine transparente Plexiglashaube geschützt, sodass bei entsprechendem Aufbau das Verhalten der Dichtlippe auch mittels Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet werden kann. Dass die Einbaurichtung der Dichtung einen Einfluss auf das Messergebnis hat, zeigt Abbildung 5.14.

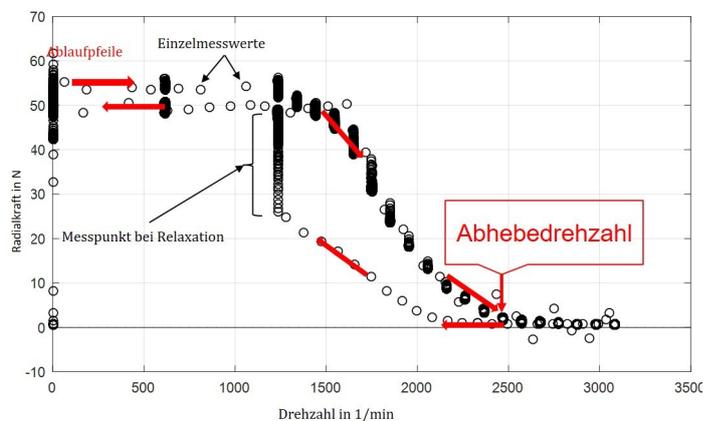


Abbildung 5.13: gemessener Radialkraftverlauf eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenn-durchmesser

Der Graph 5.14 enthält zwei dynamische Radialkraftmessungen der gleichen Dichtung, wobei der RWDR für die Versuche zwischendurch gedreht wurde, sodass die Dichtlippe einmal nach "vornebeigt" und einmal nach "hinten". Dadurch kann sich in dem Fall (nach hinten) über der Dichtlippe Öl ansammeln (siehe Abbildung 5.15). In Verbindung mit ausreichend hoher Drehzahl bildet sich gemäß Abbildung 4.39 und 4.3 ein stationärer Fluidring aus, in dem der innere Druck des Öles zunehmen kann und eine zusätzliche Radialkraft auf die Dichtlippe ausübt, sodass das Abheben etwas verschoben wird. Dies kann gut im Vergleich der roten mit der blauen Kurve gesehen werden. Die zusätzliche Kraft des Öldruckes führt zu einem späteren Abheben der Dichtung, siehe Abb. 4.3.

⁴ In diesem Zustand kann der Messdorn ohne Signaländerung in die rotierende Dichtung rein und rausgefahren werden.

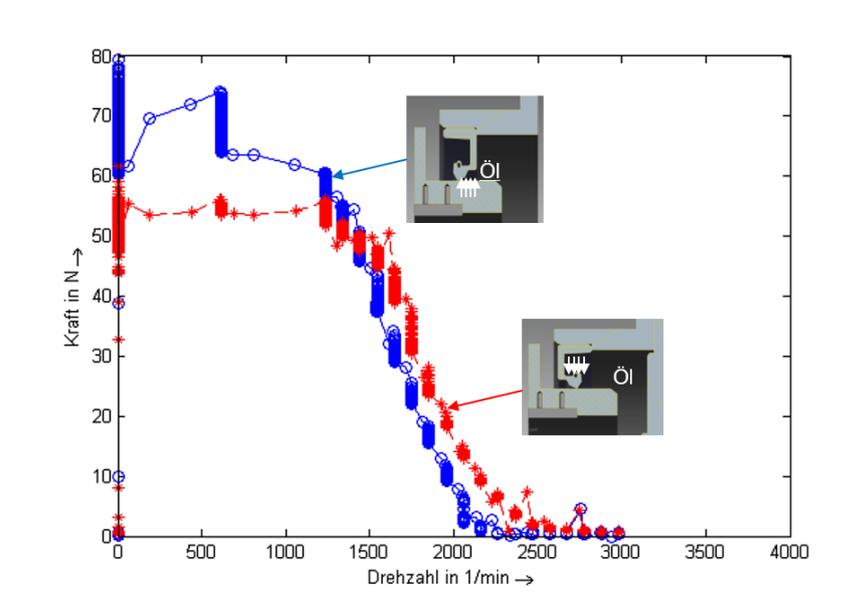


Abbildung 5.14: Zwei gemessene Radialkraftverläufe eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser bei wechselnder Orientierung der Stirnseite.

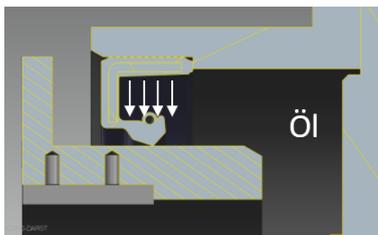


Abbildung 5.15: Prinzip der Ölansammlung hinter einem Dichttring in einer rotierenden Aufnahme.

5.6 ANALYTISCHER BERECHNUNGSANSATZ ZUR ABSCHÄTZUNG DER KRITISCHEN ABHEBEDREHZAHLN

Die Ergebnisse der vorangegangenen Abschnitte haben zu der Überlegung geführt, dass sich Standard-RWDR als rotierende Dichtungen eignen, wenn die kritischen Drehzahlen bekannt sind. Hierfür wurde aufbauend auf den neuen Untersuchungsmethoden ein Berechnungsansatz in Matlab entwickelt und erprobt, der das Abschätzen der Abhebedrehzahlen auf einfache Weise erlaubt. Mit der neuen Möglichkeit die kritischen Drehzahlen rechnerisch annähern zu können, könnten zu hohe Drehzahlen vermieden werden und auch Standard-RWDR könnten sicher als rotierende Dichtungen eingesetzt werden. Der Grundgedanke hinter den Berechnungen ist die Frage: "Wie schnell darf ein RWDR rotieren, bis die Zentrifugalkraft die statisch gemessene Radialkraft ($F_{\text{Rad.,}}$) kompensiert?" Die gemessene Radialkraft wird also mit der Zentrifugalkraft ($F_{\text{Zent.,}}$) ins Verhältnis gesetzt:

$$0 = [F_{\text{Rad.,Elastomer}} + F_{\text{Rad.,Feder}}] - [F_{\text{Zent.,Feder}} + F_{\text{Zent.,Elastomer}}] \quad (5.1)$$

Diese Gleichung 5.1 lässt sich einzeln nach den kritischen Drehzahlen für das Abheben der Feder, des Elastomers oder des Gesamtsystems auflösen. Die Radialkräfte werden im Voraus durch einfache statische Radialkraftmessungen bestimmt. Es gibt nur zwei Unbekannte für die Zentrifugalkräfte $F_z = m \cdot r \cdot \omega^2$: die Massen der Feder und des Elastomers. Das Gewicht der Feder kann ebenfalls einfach gemessen werden. Für das Elastomer wird die Dichtlippe abstrahiert und das Volumen berechnet, das zusammen mit der bekannten Dichte⁵ die Masse ergibt. Hierfür kann entweder ein Schlibfbild der realen Dichtringe vermessen, oder auf CAD-Daten der Hersteller zurückgegriffen werden, die für eine Abschätzung der Abhebedrehzahlen ausreichend sind.

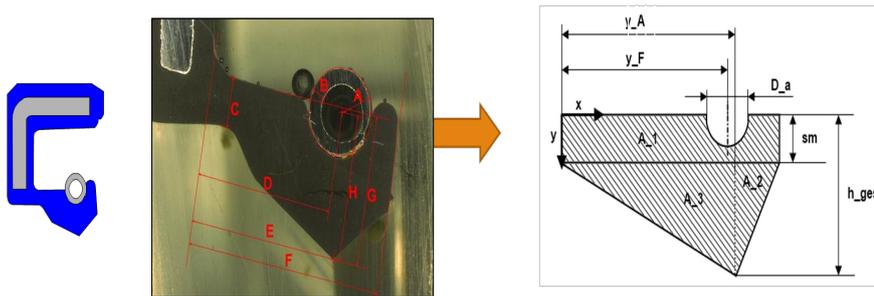


Abbildung 5.16: Prinzip der Dichtlippenabstraktion mit einem Schlibfbild.

Daraufhin wird ein Freikörperbild mit den zwei Massen (Feder und Dichtlippe) und den an ihnen wirkenden Kräften erstellt. Die Massen der Feder und der Dichtlippe, die sich reell dreidimensional auf den Umfang verteilen, werden für den Berechnungsansatz als Punktmassen angenommen (siehe folgende Abbildung 5.17)

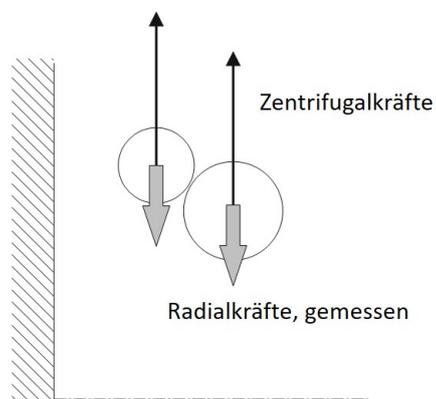


Abbildung 5.17: Freikörperbild für die Berechnung der kritischen Drehzahlen.

Durch diese Vereinfachungen kann die Entwicklung der Zentrifugalkräfte berechnet werden (Abbildung 5.18). In diesem Graphen ist die Abhängigkeit der Zentrifugalkräfte von der Drehzahl dargestellt. Die Kurve des Elastomers ist steiler, weil die Feder eine geringere Masse besitzt. Deshalb nimmt die Zentrifugalkraft auf die Feder weniger stark zu. Gut zu erkennen ist der quadratische Verlauf wegen der

⁵ Vom Hersteller angegeben.

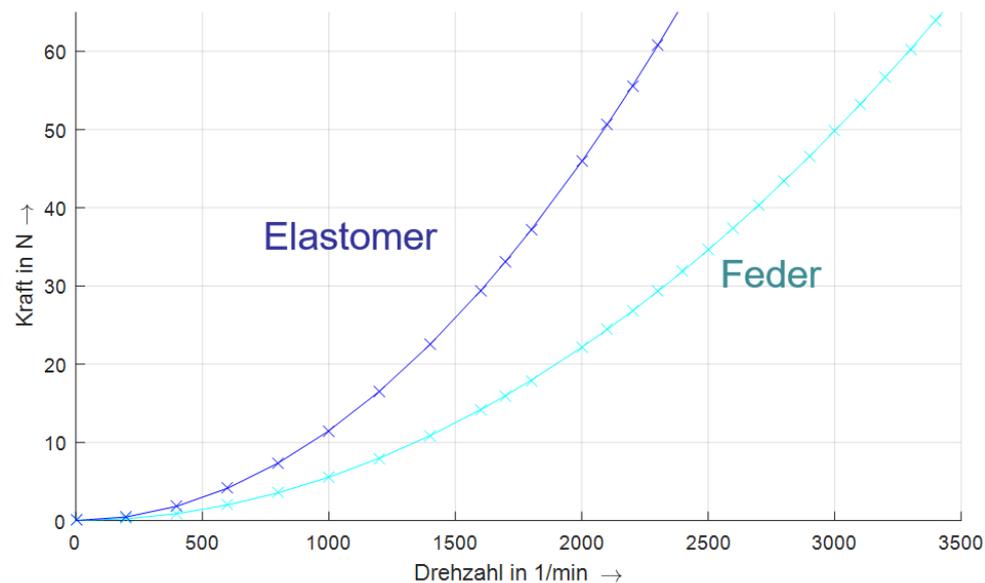


Abbildung 5.18: Berechnete Zentrifugalkraftverläufe für das Elastomer und die Feder.

Potenz der Winkelgeschwindigkeit ω^2 . Danach können, wie in Gleichung 5.1 gefordert, auch die statisch gemessenen Radialkräfte mit in den Graphen aufgenommen werden. Daraus resultiert die Übersicht in Abbildung 5.19.

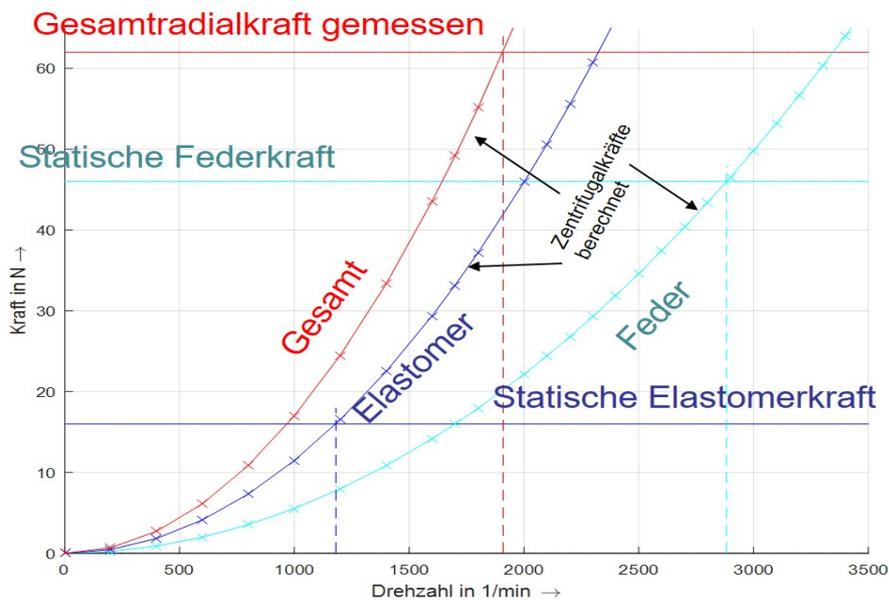


Abbildung 5.19: Zusammenfassung der gemessenen und berechneten Kräfte: Dichtung mit t_{120} mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur.

Dies ist ein sehr wichtiges Zwischenergebnis für die Berechnung der kritischen Drehzahlen. Dargestellt sind die zuvor statisch ermittelten Radialkräfte als horizontale Linien. Die Werte verlaufen horizontal, weil statische Messungen keinen Einfluss der Drehzahl zulassen. Die gemessene Gesamtradialkraft (obere rote Linie)

ergibt sich aus der Summe der Federkraft und der Elastomerkraft. Die parabel-förmigen Verläufe der Zentrifugalkraft sind die gleichen wie zuvor in Abbildung 5.18 mit dem Zusatz, dass auch hier die berechnete Gesamtzentrifugalkraft die Summe der beiden Einzelkräfte ist. Mit diesen Informationen können die Abhebedrehzahlen auf einfache Weise abgelesen werden. Hierfür werden die Schnittpunkte der Zentrifugalkräfte mit den statisch gemessenen Radialkräften gebildet und die zugehörige Drehzahl (Lot auf die Drehzahlachse) ist die kritische Geschwindigkeit. In den Schnittpunkten wird die gemessene Radialkraft mathematisch von der Zentrifugalkraft kompensiert. Somit ergibt sich beispielsweise für das Abheben der Feder aus der Nut eine Drehzahl von ca. 2900 1/min. Die Elastomerradialkraft ist schon ab etwa 1.200 1/min aufgehoben (siehe Abb. 5.20). Zu sehen ist auch, dass die Gesamtradialkraft vor der Federkraft kompensiert wird, die Teil der Gesamtradialkraft ist. Dies kann dadurch erklärt werden, dass die Dichtlippe nach der Kompensation der Elastomerkraft quasi von unten dazu beiträgt, die Feder zu dehnen und somit die kritische Drehzahl des Systems vor der kritischen Drehzahl der isoliert betrachteten Feder liegt. Dieses Ergebnis kann auch noch anders dargestellt werden. Mit der Subtraktion der Gesamtzentrifugalkraft von der statisch gemessenen Gesamtradialkraft kann eine Kurve der verbleibenden Restradialkraft bei rotierender Dichtung abgeleitet werden, die in (Abbildung 5.21) zu sehen ist. Der Vergleich der gemessenen dynamischen Radialkraft aus Abbildung 5.13 zeigt auffallende Gemeinsamkeiten mit dem Verlauf der verbleibenden Radialkraft aus Abbildung 5.21.

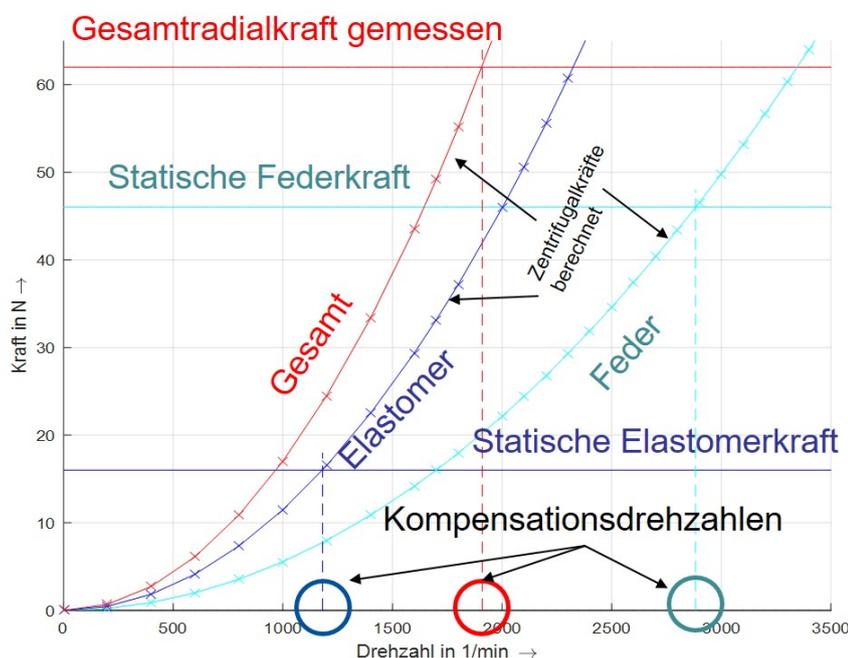


Abbildung 5.20: Darstellung der Kompensationsdrehzahlen einer rotierenden Dichtung mit 120 mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur.

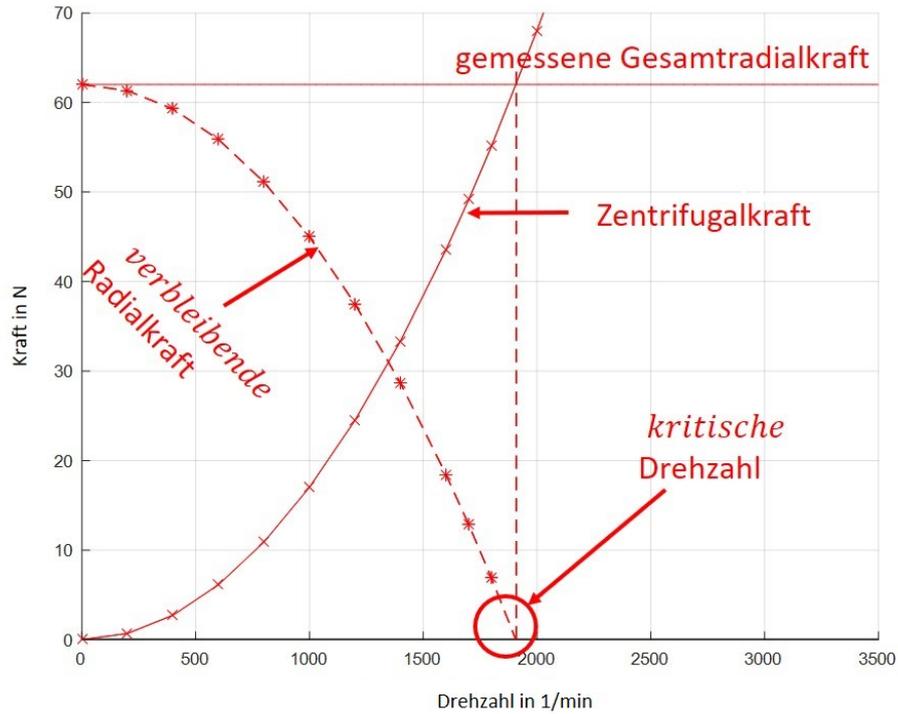


Abbildung 5.21: Darstellung der verbleibenden Radialkraft einer rotierenden Dichtung mit 120 mm Nenndurchmesser bei Raumtemperatur.

In Bezug auf diese Gemeinsamkeiten werden im nächsten Schritt die berechneten Kraftverläufe mit den gemessenen Prüfstandsdaten zusammen gefügt:

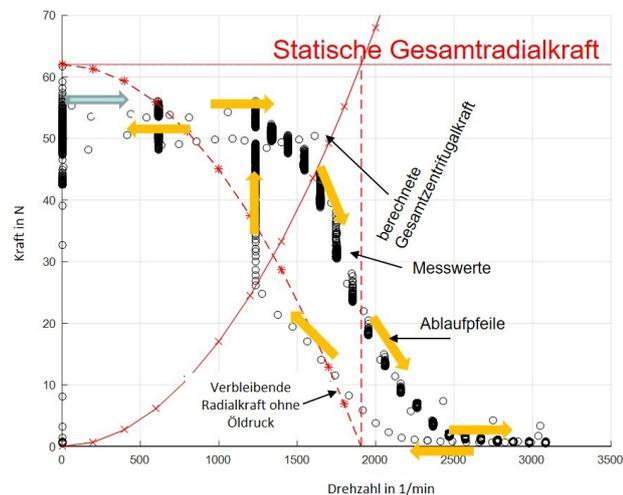


Abbildung 5.22: Vergleich der berechneten Kräfte mit den Versuchsdaten eines RWDR mit 120 mm Innendurchmesser

Dargestellt ist, wie sich die Radialkraft der rotierenden Dichtung rechnerisch und real in Abhängigkeit von der Drehzahl entwickelt (vgl. Abb. 5.13). Außerdem ist die

verbleibende Gesamtradialkraft mit aufgeführt, die bei ca. 1900 $1/min$ die Abszisse schneidet und damit erkennen lässt, dass hier der kritische Betriebsbereich aus rechnerischer Sicht vorliegt. Die Messung hingegen lässt ein Abheben der Dichtung erst etwas später bei 2400 $1/min$ erwarten. Das ergibt zwar eine Differenz von 500 $1/min$, aber die rechnerische Abschätzung ist schon relativ nah an der Wirklichkeit und liefert dem Konstrukteur einen Anhaltspunkt, bis zu welcher Drehzahl Standard-RWDR sicher als rotierende Dichtungen eingesetzt werden könnten. Ein Unterschätzen der Abhebedrehzahl beinhaltet zudem mehr Betriebssicherheit und ist positiv zu bewerten. Allerdings muss an dieser Stelle ergänzt werden, dass das Kräftegleichgewicht der analytischen Berechnung für dieses Ergebnis noch nicht vollständig ist. Gemäß Abbildung 5.15 ist die zusätzlich wirkende Radialkraft als Folge des Fluiddruckes noch nicht eingeflossen. Wird die hydrostatische Ölkraft

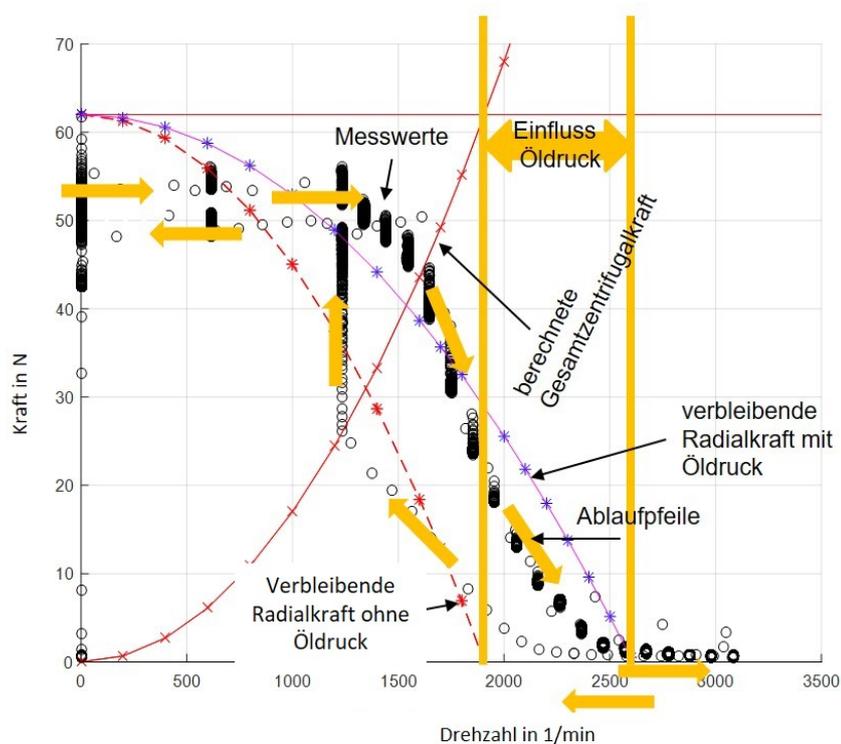


Abbildung 5.23: Vergleich der Berechneten Kräfte mit den Versuchsdaten eines RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser unter Berücksichtigung der Ölkraft.

(Kraft= Druck auf die Dichtlippe) dazu addiert (vgl. Abbildung 5.15), ergibt sich für die verbleibende Radialkraft die violette Kurve in der obigen Grafik 5.23. Die beiden orangenen vertikalen Linien zeigen den Unterschied zwischen Berechnung und Messung der Abhebedrehzahlen. Unter Einbezug der hydrostatischen Ölkraft kann die Abhebedrehzahl noch genauer berechnet werden. Der Vergleich zwischen Messung und Rechnung zeigt quasi eine Übereinstimmung. Diese Mess- und Berechnungsergebnisse wurden der Vollständigkeit halber um Reibungsmessungen ergänzt, für die ein weiterer Prüfaufbau konzipiert und in Betrieb genommen wurde:

5.7 REIBUNGSPRÜFSTAND

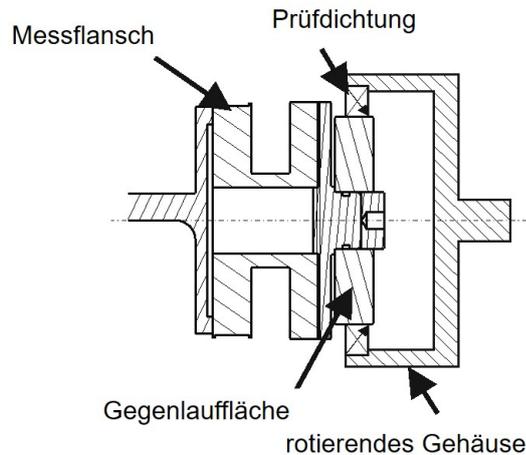


Abbildung 5.24: Prinzip der Reibmomentmessung mit rotierenden Dichtungen

Die nächste Abbildung zeigt den Querschnitt durch den Prüfaufbau für Reibungsmessungen von rotierenden Dichtungen. Ein Messflansch hält dabei die Gegenauflfläche, auf der die rotierende Dichtung läuft. Der große Vorteil dieses Aufbaus gegenüber anderen mit Messwellen ist, dass ausschließlich die Dichtungsreibung gemessen wird, ohne zusätzliche Lager (bei Messwellen) oder Sekundärdichtungen. Mit diesem Prüfstand wurden nun die dynamischen Radialkraftmessungen ergänzt. Ein Ergebnis ist in der folgenden Abbildung 5.26 zu sehen.

In dieser Ergebnisabbildung wird der Verlauf der dynamischen Radialkraft dem Reibmoment gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass das Reibmoment der Radialkraft qualitativ nachfolgt. Im ersten Teil ist ein leichter Anstieg zu erkennen, der abermals auf den sich formenden Öhring in der rotierenden Kammer zurückgeführt werden kann. Am Ende treffen sich die Graphen und haben annähernd den gleichen Verlauf, der bei ca. 2400 1/min das Abheben der Dichtung markiert. Somit können die Ergebnisse des dynamischen Radialkraftmessgerätes verifiziert werden und es gibt nun zwei Möglichkeiten die Einsatzgrenzen der RWDR zu erproben. Durch die geschlossene Kammer bei der Reibungsmessung bietet sich auch die Möglichkeit, den Einfluss der Kammerfüllung, also der Ölmenge zu untersuchen. Diesbezüglich wurden Stichversuche mit 25-Prozent-Schritten durchgeführt: Die Haupteckenerkenntnis dieser Versuchsreihe ist, dass je voller die Kammer, desto größer ist auch der hydrostatische Druck auf die Dichtlippe, was zu größeren Reibmomenten und späterem Abheben der Dichtung führt. Die einzelnen Kurven weisen verschieden starke Reibmomentabfälle auf, die das Hinausspritzen von Öl aus der rotierenden Kammer aufzeigen. Diese Abfälle sind markant, weil durch das Hinausspritzen der hydrostatische Druck ebenfalls eine Minderung erfährt und die Radialkraft bei bleibender Zentrifugalkraft vermindert wird. Dadurch stellt sich erst bei gemindertem Reibmoment wieder ein Kräftegleichgewicht ein. Im hier dargestellten Fall kann das Reibmoment einer einzelnen Dichtung nur wegen der Ölfüllung in einem Gehäuse mehr als das Doppelte betragen. Es zeigt aber auch, dass das Reibmoment durch die im Betrieb auftretenden Zentrifugalkräfte bei konstantem Füllgrad re-

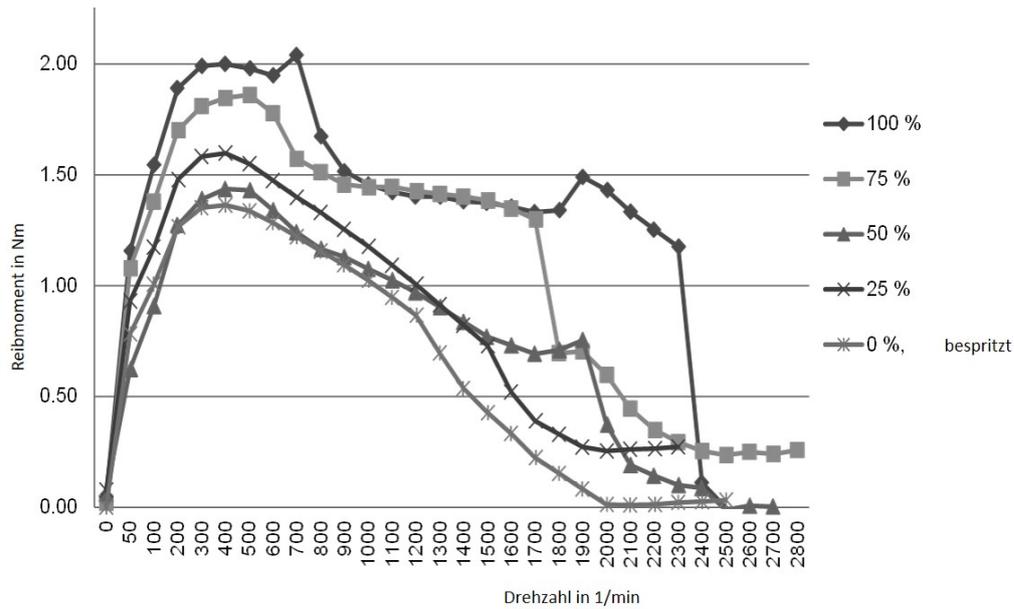


Abbildung 5.25: Reibmomentverlauf bei verschiedenen Füllgraden der rotierenden Kammer.

duziert werden kann, was vielversprechende Aussichten auf die Reibungsverluste, Wärmeeintrag und Lebensdauer der Dichtung zulässt. Bezogen auf das Abdichten mit rotierenden RWDR kann demnach ein sicherer Betrieb vor dem Abheben der Dichtung ausgemacht werden, bei dem gleichzeitig das Reibmoment halbiert werden kann (siehe folgende Abbildung 5.26, grüner Bereich). Die Abbildung zeigt die Messwertverläufe zweier Versuche, die zusammengefügt wurden. Zum einen wurde das Reibmoment in Abhängigkeit der Drehzahl aufgenommen. Zum anderen die dazugehörige Radialkraft.

Es wird dargestellt, dass das Reibmoment eines Dichtrings durch die Anwendung als rotierender RWDR deutlich gesenkt werden kann. Aus den vorangegangenen Analysen ist dabei bekannt, dass die Förderwirkung und das "Dichthalten" trotzdem erhalten bleiben. Der grün hinterlegte Bereich stellt demnach den anzustrebenden Betriebsbereich rotierender Dichtringe dar. Er befindet sich im Rahmen der Radialkraft- und Reibungsreduktion, aber vor dem Abheben der Dichtkante. Im unteren Teil der Abbildung ist der aus den gemessenen Kurven der Radialkraft und des Reibmoments berechnete Reibwert dieses Systems dargestellt. Aus

$$F_r = \mu \cdot F_n \text{ und } M = F_r \cdot r \quad (5.2)$$

folgt

$$\mu = \frac{M}{F_n \cdot r} \quad (5.3)$$

Mit den Messdaten kann auf diese Weise der Reibwert der $d = 120$ mm Dichtung bestimmt werden. Wobei:

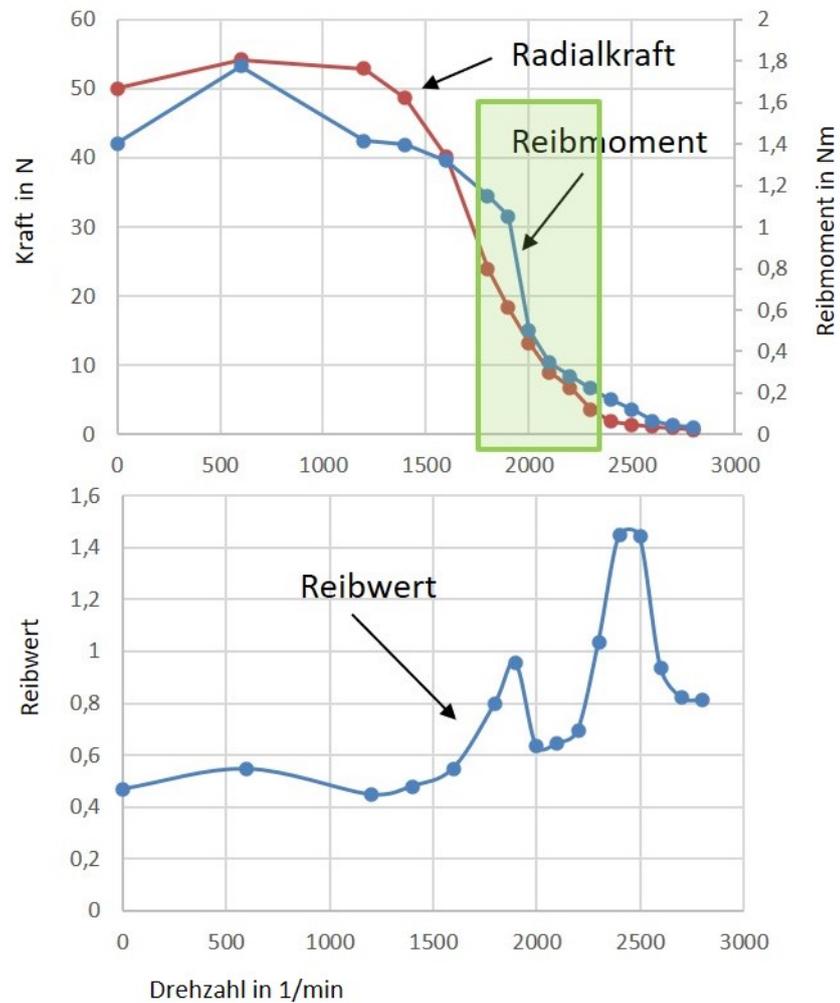


Abbildung 5.26: Reibwertberechnung eines rotierenden RWDR mit 120 mm Nenndurchmesser

μ Reibwert

M gemessenes Reibmoment der Dichtung

F_r und F_n Reibkraft und Normalkraft bzw. Radialkraft

r Radius des Nenndurchmessers

Auf den ersten Blick erscheint der aus den Messungen abgeleitete Reibwert verwunderlich, was bei genauerer Analyse aber aufgelöst werden kann. Auffällig ist der unstete Verlauf mit zwei Maxima mit Werten, die ein Vielfaches des Anfangsreibwertes zeigen. Doch auch schon *Engelke* [8] hat relativ hohe Reibwerte bei RWDR beobachten können. Zu Beginn ist ein kleiner Anstieg zu beobachten, der wahrscheinlich aus der Bildung eines Fluidringes über der Dichtlippe und der zusätzlichen hydrostatischen Kraft aus dem Öl herrührt. Zwischen 600 und 1000 1/min beginnen die Radialkraft und das Reibmoment zu fallen, weil die

Zentrifugalkraft die Radialkraftanteile aufhebt. Dadurch erhält der Reibwert einen Anstieg bis ca. 1900 1/min. Die Radialkraft F_n wird kleiner und weil sie im Nenner von Gleichung 5.3 steht, steigt der Reibwert. Danach folgt eine Reduzierung des Reibwertes, die sich aus dem Abfall des Reibmomentes ergibt. Das zweite Maximum entsteht wieder aufgrund der fallenden Normalkraft, bis die Dichtlippe abhebt. Der Reibwertabfall nach dem zweiten Maximum wird mit der Spaltöffnung und dem Kontaktverlust zwischen Dichtkante und Gegenlaufläche begründet. Der vorliegende Betriebsbereich der Dichtung ist geprägt von μ EHL-Reibungseffekten, die *Wennhorst* in [58] beschreibt. Ein bedeutender Faktor kommt der Scherung des Fluides unterhalb der geplätteten Rauheitserhebungen zu. Wegen der sinkenden Radialkraft verkleinert sich die Netto-Berührfläche und die Kontaktanzahl der Rauheiten, sodass schließlich auch das Reibmoment kleiner wird.

DISKUSSION DER ERGEBNISSE UND AUSBLICK

GESICHERTE ERKENNTNISSE

Die detaillierte Analyse des Dichtverhaltens von rotierenden Radial-Wellendichtringen hat gezeigt, dass für diesen Anwendungsfall eine kritische Grenzdrehzahl zu beachten ist, ab der keine gesicherte Dichtwirkung mehr vorhanden ist. Diesbezüglich wurde ein Berechnungsmodell erarbeitet und verifiziert.

Rückförderuntersuchungen mit Standardanordnung (rotierende Welle) und der inversen Kinematik (rotierender Dichtring) haben gezeigt, wie sich der Förderwert unter bestimmten Voraussetzungen darstellt. Dabei fiel auf, dass ähnlich zu den Ergebnissen von *Ottink* [42] eine Radialkraftreduzierung keinen zwingend nachteiligen Effekt auf die Rückförderwirkung haben muss. Ein signifikanter Einfluss der auftretenden Zentrifugalkraft wurde durch die Analysen nicht sichtbar. Entgegen der verbreiteten Auffassung, dass hohe Radialkräfte zu verbessertem Dichteffekt und Pumpmechanismus führen, wurde über vielfache Förderwertmessungen in einem automatisierten Verfahren (2-Kammer-Prüfstand) gezeigt, dass auch bei geringeren Radialkräften mindestens vergleichbare Förderergebnisse erzielt werden können. Wegen der großen Anzahl an Einzelmessungen (in Erweiterung vorheriger Veröffentlichungen) bei verschiedenen Betriebszuständen, können die Ergebnisse dieser Ausarbeitung als statistisch abgesichert betrachtet werden. Hinsichtlich der Förderwertentwicklung wurde bewiesen, dass auch Standard-RWDR als Dichtsysteme in rotierenden Gehäusen sinnvoll und sicher eingesetzt werden können.

6.1 PRAKTISCHER NUTZEN

Diese Arbeit zeigt als erste die Einsatzgrenzen und das Potenzial rotierender RWDR zur Reibungs- und Verschleißminderung im Zusammenhang der Dichtwirkung mit Förderwertmessungen und Drehmomentanalysen. In Abbildung 4-33 ist eine Dichtungsanordnung vorgeschlagen, Standard-Dichtungen als rotierende RWDR zu nutzen. Unter Berücksichtigung der Einsatzgrenzen der Dichtungen kann das Reibmoment bei vorhandenem Fördereffekt reduziert werden. Für die Forschung ergeben sich mit der Analyse rotierender Dichtungen neue Möglichkeiten, die von *Stankenborg* [52] angedacht, aber seither kaum näher in Betracht gezogen wurden. An dieser Stelle seien Kontakttemperaturmessungen bei stehender Gegenlauffläche angemerkt, sodass sich aus dem System mit rotierenden Dichtungen auch gute Ansätze für den praktischen Forschungsbetrieb ableiten lassen.

6.2 VORSCHLÄGE FÜR ANSCHLUSSUNTERSUCHUNGEN UND EXPERIMENTELLE METHODEN

Die dargestellten Förderwertanalysen liefern nicht nur Erkenntnisse hinsichtlich der äußeren Einflussfaktoren auf die Ausprägung des Pumpmechanismus, sondern stellen auch die Entwicklung dieser Messgröße über der Betriebszeit dar. Diese neue Möglichkeit der Zusammenführung von Förderwert- und Verschleißentwicklung in ununterbrochenen Tests sollte weiter aufgegriffen werden. Außerdem sind die tribologischen Gegebenheiten im Dichtkontakt bei schnell schwankenden Drehzahlen (Dichtlippe hebt ab und setzt wieder auf der Gegenlauffläche auf) zu klären, wenn keine Tauchschmierung vorhanden ist. Bauteiluntersuchungen mit veränderten Dichtkantenwinkeln wurden angestoßen, konnten aber wegen Lieferverzögerungen nicht durchgeführt werden. Diese sollten Auskunft über den Schleudereffekt entlang der Dichtlippe liefern. Das Kombinieren der Analogiemodelle von *Ottink* und *Boon und Tal* sollte intensiviert werden, um die Abhängigkeiten zwischen Radialkraft, förderaktiven Breiten und dem Rückfördereffekt mit rotierenden Dichtungen besser erklären zu können. Hierfür sind auch In-situ-Analysen der Dichtkontaktbreite rotierender Dichtungen verhältnismäßig leicht umzusetzen. Ein Betriebsdauervergleich zweier Dichtungen (eine stehend, eine rotierend) zusammen in einem Prüfkopf ist möglich und kann neue Beurteilungskriterien für den Vergleich der Anwendungen bringen. Prüfungen mit ausgespritztem Bereich über der Dichtlippe (z.B. mit duktilem Kunstharz) verhindern das radiale Abwandern dieser und lassen bei genauem Augenmerk auf die Toleranzen der Einbausituation einen direkten Vergleich der Dichtgüte von ein und derselben Dichtung im Standardfall und als rotierende Dichtung zu. Weitere Überprüfungen werden im Zusammenhang mit den Drehmomentanalysen vorgeschlagen. Eine Erweiterung im Sinne der Beurteilung der Gebrauchsdauer rotierender Dichtungen im Vergleich zur Standardanordnung wäre in einfacher Weise zusammen in einem Prüfkopf möglich und eine konsequente Fortsetzung der vorgestellten Funktionsuntersuchungen. Hier sei auf Verbesserungspotenzial der nacheinander erfolgten Messungen von Reibmoment und Radialkraft hingewiesen.

-
- 2013 P. Kordex Projektarbeit Anpassung eines 2-Kammer-Prüfstandes zur Untersuchung der Dichtwirkung von RWDR unter Fliehkräfteinfluss
- 2013 N.M. Dao Projektarbeit Ausarbeitung eines Prüfkonzeptes zur Untersuchung der Dichtwirkung von RWDR unter Fliehkräfteinfluss
- 2013 M. Strotkötter Studienarbeit Entwicklung eines Berechnungstools zur analytischen Berechnung der kritischen Drehzahl bei Radial-Wellendichtringen unter Fliehkräfteinfluss
- 2014 T. Wrubel Bachelorthesis Konzeption und Konstruktion eines Prüfstandes zur Untersuchung rotierender Dichtsysteme
- 2014 C.H. Löblein Diplomarbeit Detaillierung eines Kurbelpulsers und Entwicklung eines Prüfstandes für Funktionstests
- 2014 P. Kordex Masterthesis Umkonstruktion eines Simulations-Teststands und Optimierung einer integrierten Kolbenpumpe für Untertagewerkzeuge
- 2015 S. Zeeck Projektarbeit Konstruktion eines Prüfkopfes zur Untersuchung des Einflusses von exzentrischen Gegenaufläachen auf das Langzeitverhalten von Wälzlagerschutzdichtungen
- 2015 E. Fischmann Diplomarbeit Inbetriebnahme eines Prüfkopfes zur Untersuchung des Gesamtverhaltens von Wälzlagerdichtungen unter dynamischer axialer Beanspruchung, Versuchsdurchführung und Auswertung
- 2015 F. Jamsari Masterthesis Auslegung und Konstruktion eines Temperaturregelaufbaus für einen Horizontalförderprüfstand in der Dichtungstechnik
- 2016 K. Krüger Bachelorthesis Konstruktion eines Filterelements für Untertagebohrwerkzeuge für additive Fertigungsverfahren

- 2016 M. Mohaupt Analyse des Radialkraftverhaltens rotierender Dichtungen
Bachelorthesis
- 2016 M. Ali Theoretische und praktische Untersuchungen zum Förderverhalten
Bachelorthesis rotierender Dichtringe bei variierenden Betriebsbedingungen
- 2016 J. Menze Alternative Antriebswellendichtungen für zweiwellige Drehkolbenma-
Studienarbeit schinen
- 2016 L. Wehr Konzeptionierung eines innovativen Dichtungssystems für die maritime
Projektarbeit Anwendung in Yachten
- 2017 D. Pape Untersuchungen zum Einfluss von Betriebsparametern einer Drehkol-
Masterthesis benpumpe auf die Lebensdauer von Laufwerksdichtungen
- 2017 H. Lührs Konstruktion eines Strangventils
Diplomarbeit
- 2017 V. P. Nguyen Analyse der Dichtgüte von kleinbauenden Wellendichtungen unter
Bachelorthesis Druckbeaufschlagung
- 2017 S. Sudeck Analyse des Reiverhaltens rotierender Dichtungen
Projektarbeit
- 2020 M. Mohaupt Numerische Analyse der axialen Pressungsverteilung von RWDR in
Masterthesis Abhängigkeit der Radialkraft

Pelzer, V. Ottink, K. Poll, G. *Investigations into the reverse pumping effect of protective seals for rolling element bearings under various operating conditions* Proceedings of International Tribology Conference, TOKYO 2015, Japanese Society of Tribologists (JAST), 16th-20th September 2015, Tokyo (Japan)

Rotierende Gehäuse, Bei schnell rotierendem Gehäuse betriebssicher abdichten Forschungsbericht IGF -Nr. 17297 N, FVA 684 I, 2016,

Pelzer, V. *Bei schnell rotierendem Dichtring betriebssicher abdichten*, FVA 684-I Informationstagung 2016 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 29.-30.11.2016, FVA Forschungsreport 2016, Band II, S. 583 – 602, Würzburg

Pelzer, V. Poll, G. *Bei schnell rotierendem Gehäuse betriebssicher abdichten – rotierende RWR* Tagungsband, 58. Tribologie-Fachtagung 2017, Göttingen, Reibung, Schmierung und Verschleiß, ISBN 978-3-9817451-2-2, Band 1, S. 21/1-21/5, 2017

Matus, M. Pelzer, V. Wennehorst, B. *Continuous Measurement of the Reverse Pumping Effect of Radial Shaft Seals* 20th ISC, Stuttgart 2018

Pelzer V. *New Method for Estimating the Sealing Quality of Rotating Seals* STLE annual meeting May 21-25.2017, Atlanta USA

Pelzer, V. *Friction reduction and reliable sealing with rotating radial shaft seals* proceedings p.133-p.141 2018 and presentation Fluid Sealing Conference 2018 and 2020 March 4th-5th Manchester, UK

Pelzer, V. Poll, G. *Investigations into the reverse pumping effect of radial lip seals under various operating conditions* Fluid Sealing Conference 2016 March 2nd-3rd 2016 UK Manchester

LITERATUR

- [1] Yoshio Arai. „Sealing theory in oil seals“. In: *Proceedings of the JSLE-ASLE International Lubrication Conference* (1975), S. 830–839.
- [2] E. F. Boon und S. E. Tal. „Hydrodynamische Dichtung für rotierende Wellen“. In: *Chemie-Ing.-Tech.* 31.3 (1959).
- [3] Stefan Britz. *Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings: Kaiserslautern, Univ., Diss., 1988.*
- [4] Steffen Buhl. *Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid: Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2006. Bd. 117. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente. Stuttgart und Stuttgart: IMA und Univ, 2006. ISBN: 3936100187. URL: http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2006/2550/pdf/dis_buhl.pdf.*
- [5] Horst Czichos und Karl-Heinz Habig. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.* 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2010. ISBN: 9783834800176. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9660-5>.
- [6] Deutsches Institut für Normung e.V. *Hydrostatische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb.* Berlin, 6.1991.
- [7] Deutsches Institut für Normung e.V. *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m.* Berlin, April 2011.
- [8] Tobias Engelke. *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen: Hannover, Univ., Diss., 2011.*
- [9] G. A. Euteneuer. „Längswirbel bei der laminaren Umströmung teilweise eintauchender, rotierender Walzen: Verein Deutscher Ingenieure: Forsch. Ing.-Wes.“ In: *Forschung im Ingenieurwesen* 1971 Nr 6.Bd.37 (), S. 173–208.
- [10] Freudenberg FST. *Technisches Handbuch: Simmerringe und Rotationsdichtungen.* https://www.fst.com/de/-/media/files/fst,-d-,com/technical-manuals/de/fst_technisches_handbuch_2015_kap01_simmerringe_, 2015.
- [11] Dierk Goetz Feldmann, Hrsg. *Radialwellendichtringe: IV. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium Dynamische Dichtungen, 23. und 24. Mai 2002.* Hamburg: Techn. Univ, 2002.
- [12] Dietmar Findeisen und Siegfried Helduser. *Ölhydraulik: Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen.* 6., neu bearb. Aufl. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 9783642549083. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-54909-0>.
- [13] M. Floderus und M. Kellström. „Sealing device governed by centrifugal force: United states patent“. Pat. 4790543.

- [14] Ralf Fritzsche. *Ein Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Radialwellendichtungen aus Elastomer- und Polytetrafluoräthylen-Material bei speziellen Betriebsbedingungen: Kaiserslautern, Univ., Diss., 1994.*
- [15] Daniel Frölich. „Strategien und Modelle zur Simulation des Betriebsverhaltens von Radial-Wellendichtungen“. Dissertation. 2016.
- [16] Gesellschaft für Tribologie. *Arbeitsblatt 7, Tribologie: Verschleiß, Reibung: Definitionen, Begriffe, Prüfung.* Hrsg. von Gesellschaft für Tribologie. Aachen.
- [17] Hermann Haag, Wolfgang Bunk und Jörn Hansen. *Abrasiveverschleiß, Mischreibung, Betriebsverhalten von Reibungssystemen, Oberflächenbehandlung: Band 12.* Bd. Reibung, Verschleiß, Schmierung; Dokumentation zum Forschungs- und Entwicklungsprogramm des Bundesministeriums für Forschung und Technologie <BMFT> / [Bd 1 - 10:] Hrsg.: Wolfgang Bunk; Jörn Hansen ... [Bd 11 ff.: Hrsg.: Reinhard Günther, Hermann Haag]. [Bd 1 - 10:] Projektträger-schaft "Metallurgie, Werkstoffentwicklung, Rückgewinnung" des BMFT bei der DFVLR, Köln ; Bd. 12. Tribologie. Berlin: Springer, 1988. ISBN: 0387500995.
- [18] Waldemar Hermann und Hans-Werner Seffler. „Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtungen“. In: *ATZ. Automobiltechnische Zeitschrift* 87 (1985), S. 475–484.
- [19] Heinz Herwig. *Strömungsmechanik: Einführung in die Physik von technischen Strömungen. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage.* Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. ISBN: 9783658129828. URL: <http://www.springer.com/>.
- [20] Leslie A. Horve. *Shaft seals for dynamic applications.* Bd. 107. Mechanical engineering. New York, NY: Dekker, 1996. ISBN: 0824797167.
- [21] E. T. Jagger. „Rotary Shaft Seals: The Sealing Mechanism of Synthetic Rubber Seals Running at Atmospheric Pressure“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 171 (1957), S. 597–616.
- [22] E. T. Jagger und D. Wallace. „Further Experiments on the Sealing Mechanism of a Synthetic Rubber Lip Type Seal Operating on a Rotating Shaft“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 187.1 (1973), S. 361–367. DOI: 10.1243/PIMEPROC197318711902.
- [23] Barbara Jennewein. „Integrierter Berechnungsansatz zur Prognose des dynamischen Betriebsverhaltens von Radialwellendichtungen“. Dissertation. 2016.
- [24] Mathias Kammüller. *Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtungen: Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 1986.* Bd. Nr. 20. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Gestaltungslehre. Stuttgart: Inst. für Maschinenelemente u. Gestaltungslehre, 1986. ISBN: 3921920191.
- [25] Yoshio Kawahara, Masato Abe, Hiroshi Hirabayashi und Akira Matsushima. „Effect of Surface Condition of Lip on Sealing Phenomena of Oil Seals“. In: *1978 Automotive Engineering Congress and Exposition.* SAE Technical Paper Series. SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1978. DOI: 10.4271/780405.

- [26] Yoshio Kawahara und Hiroshi Hirabayashi. „A Study of Sealing Phenomena on Oil Seals“. In: *A S L E Transactions* 22.1 (1979), S. 46–55. ISSN: 0569-8197. DOI: 10.1080/05698197908982901.
- [27] Dennis C. Kuzma. „Theory of the Mechanism of Sealing with Application to Face Seals“. In: *Journal of Lubrication Technology* 91.4 (1969), S. 704. ISSN: 00222305. DOI: 10.1115/1.3555028.
- [28] Tim Leichner. *RWDR Dynamik: Berechnung und Prognose des dynamischen Verhaltens von Radialwellendichtringen (RWDR) ; Abschlussbericht ; Forschungsvorhaben Nr. 574 I. Bd. 974. FVA-Heft. Frankfurt/M: FVA, 2011.*
- [29] Johan Lein. „Mechanische Untersuchungen an Dichtungsringen für rotierende Wellen“. In: *Konstruktion ; 6. (1954), H. 10 (1954).*
- [30] Markus Lindner. *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen: Hannover, Univ., Diss., 2005. Hannover. URL: <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh06/510434983.pdf>.*
- [31] P. M. Lugt und B. Prakash. „Review of the lubrication, sealing and pumping: mechanisms in oil and grease-lubricated radial lip seals“. In: *Proc.OMechE J: J.Engineering Tribology* Vol.223 (25.9.2008), S. 347–358.
- [32] Eckard Macherauch und Hans-Werner Zoch. *Praktikum in Werkstoffkunde: 91 ausführliche Versuche aus wichtigen Gebieten der Werkstofftechnik. 11., vollst. überarb. und erw. Aufl. Studium Werkstofftechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 9783834898845. URL: http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=2999153&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm.*
- [33] Mark. Matus, Veith. Pelzer und Bengt. Wennehorst. „Continuous Measurement of the Reverse Pumping Effect of Radial Shaft Seals -“. In: *ISC Stuttgart*. Bd. 20th. (Besucht am 2018).
- [34] Mark Matus und Arnold Strauss. *Stochastische Strukturen: Auswirkung stochastischer Strukturen von Gegenläufigen auf die Funktion von Radialwellendichtringen : Abschlussbericht ; Forschungsvorhaben Nr. 706 I. Bd. 1211. FVA-Heft. Frankfurt: FVA, 2017.*
- [35] Mayr. C. *Besonderheiten bei der Wellenabdichtung von Zentrifugengetrieben. Stuttgart, 2004.*
- [36] H. K. Müller und B. S. Nau. *Fachwissen-Dichtungstechnik. München. URL: www.fachwissen-dichtungstechnik.de.*
- [37] M. Mohaupt. *Numerische Analyse der makroskopischen Pressungsverteilung von RWDR in Abhängigkeit der Radialkraft: Masterthesis LUH. 2020.*
- [38] K. Nakamura. „Sealing mechanism of rotary shaft lip-type seals“. In: *Tribology International* 20.2 (1987), S. 90–101. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/0301-679X(87)90094-6.
- [39] B. S. Nau, Hrsg. *Fluid Sealing. Bd. 8. Fluid Mechanics and its Applications. Dordrecht: Springer, 1992. ISBN: 9789401050647. DOI: 10.1007/978-94-011-2412-6.*

- [40] Sören Neuberger und Marco Remppis. *Berechenbare Dichtgüte: Rechnerische Abschätzung der Dichtgüte von Radial-Wellendichtungen durch Kenntnis der Systemparametereinflüsse ; Abschlussbericht ; Forschungsvorhaben Nr. 617 I. Bd. 1066. FVA-Heft. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Arbeitskreis Schmierstoffe und Tribologie, 2013.*
- [41] Gerhard W. Ott und H.K. Müller. *Dichtwirkung von Radial-Wellendichtungen: Univ.Diss. Bd. 11. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Gestaltungslehre. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 1983. ISBN: 3921920108.*
- [42] Kathrin Ottink. *Betriebsverhalten von Wälzlagerschutzdichtungen: Experimentelle Untersuchungen und Berechnungsansätze: Dissertation. 2014.*
- [43] Veith Pelzer. *Rotierende Gehäuse: Bei schnell rotierendem Gehäuse betriebssicher abdichten - (umlaufende Dichtung) : Abschlussbericht ; Forschungsvorhaben Nr. 684 I. Bd. 1269. FVA-Heft. Frankfurt: FVA, 2018.*
- [44] Veith Pelzer. *New method for estimating the sealing quality of rotating seals. , Atlanta, Georgia (USA), 21.-25. Mai 2017.*
- [45] G. E. Rajacovics. „On the sealing mechanism of fluid seals: BHRA: Warwick, 30th March - 2nd April“. In: *5th International Conference on Fluid Sealing Paper A6 (1971), S. 49–75.*
- [46] Marco Remppis. *Untersuchungen zum Förderverhalten von Dichtsystemen mit Radial-Wellendichtungen aus Elastomer. Bd. Bericht Nr. 167. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente. Stuttgart: Institut für Maschinenelemente, 2016. ISBN: 9783936100686. URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-ds-89928>.*
- [47] Christian Ruhl. *Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche: Univ., Diss.–Kaiserslautern, 2001. Als Ms. gedr. Bd. 339. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1, Konstruktionstechnik, Maschinenelemente. Düsseldorf: VDI-Verl., 2001. ISBN: 3183339013.*
- [48] Timo Schmidt. *Mischreibung und Verschleiß in Hydraulikdichtsystemen: Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse: @Hannover, Univ., Diss., 2011.*
- [49] S. Schmuker. *Oberflächentopographie: Vorhaben Nr. 269 ; Einfluss der Wellenlaufflächen-Topographie auf das Dichtsystem der Radialwellendichtung ; Abschlussbericht ; Beginn der Arbeiten: 01.07.2004, Ende der Arbeiten: 31.12.2006. Bd. H. 297. Forschen im Maschinenbau. Frankfurt am Main: FKM, 2007.*
- [50] S. Schmuker und W. Haas. „Einflüsse der Systemparameter auf die Elastomer-Radial-Wellendichtung: 14th International Sealing Conference“. In:
- [51] Peter Schuler. *Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung: Univ., Diss.–Stuttgart, 2014. Bd. 153. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente. Stuttgart: IMA, 2014. ISBN: 9783936100549.*
- [52] M. J. L. Stankenborg. „On lubrication mechanism of radial lip seals ; Dissertation“. Dissertation. Universitaet Eindhoven, 1988.
- [53] Waldemar Steinhilper und Bernd Sauer, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg)), 2012.

- [54] Carlo Thullen. *Entwicklung und Validierung einer Universalprüfeinrichtung zur Untersuchung von dynamisch belasteten Radialwellendichtringen: Zugl.: Kaiserslautern, Techn. Univ., Diss., 2008.* als Manuskript gedr. Bd. 3. Maschinenelemente- und Getriebetechnik - Berichte. Kaiserslautern: Techn. Univ. Kaiserslautern, 2008. ISBN: 9783939432890.
- [55] Wolfgang Tietze, Hrsg. *Handbuch Dichtungspraxis.* 3. Aufl. Essen: Vulkan-Verl., 2003. ISBN: 3802733010.
- [56] Trelleborg Sealing Solutions, Hrsg. *Produktkatalog: Rotationsdichtungen.* Internet, 2011. URL: www.tss.trelleborg.com.
- [57] Karl Trutnovsky. *Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen.* 2. neubearb. Aufl. Bd. 17. Konstruktionsbücher. Berlin: Springer, 1975. ISBN: 0387066896.
- [58] Bengt Wennehorst. „On lubrication and friction in soft rough conformal sliding contacts“. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 1.01.2016.
- [59] Kay Wiehler, M. Vötter und Karl Schulte. *Tribologie und Fluidverhalten in der Dichtzone von Radialwellendichtringen unter Berücksichtigung makromolekularer Bestandteile der Schmierfluide: Techn. Univ., Arbeitsbereich Modellierung und Berechnung, Diss.–Hamburg-Harburg, 2002.* Berichte aus dem Maschinenbau. Aachen: Shaker, 2002. ISBN: 3832201548.
- [60] C. Wilbs und R. Vogt. *Analytische Berechnung der kritischen Drehzahl umlaufender bzw. zentrifugalkraftbelasteter Radial-Wellendichtringe.* Stuttgart, 2012.
- [61] Weber reference oils. *Produktdatenblatt FVA3.* <https://www.reference-oils.com/>, 2020.



Name Veith Pelzer

Studium

10/2006-10/2012

Maschinenbau, Leibniz Universität Hannover (BSc und Dipl.-Ing.)

10/2012 bis 2021

Promotion Maschinenbau Leibniz Universität Hannover (IMKT)

Industrie

ab 09/2021

TÜV NORD Systems GmbH (Sachverständiger für Schienenfahrzeuge)