

Marco Remppis

**Untersuchungen
zum Förderverhalten von Dichtsystemen
mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer**

D 93
ISBN 978-3-936100-68-6

Institut für Maschinenelemente

Antriebs-, Dichtungs-, Schienenfahrzeug- u. Zuverlässigkeitstechnik

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Untersuchungen zum Förderverhalten von Dichtsystemen mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Marco Remppis
aus Ostfildern

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe

Tag der mündlichen Prüfung: 27.09.2016

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2016

Meiner Familie

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Ein Teil der Untersuchungen war Bestandteil eines durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. geförderten Forschungsprojekts.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen, das Schaffen von Freiräumen sowie seine fachliche Unterstützung und sein stets offenes Ohr haben einen wesentlichen Teil zur Entstehung dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, Leiter des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik (IKFF) der Universität Stuttgart, danke ich für sein Interesse, für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Ordinarius und Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für seine Unterstützung durch das Schaffen einer offenen und konstruktiven Arbeitsumgebung.

Bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Maschinenelemente bedanke ich mich für den kollegialen Umgang, die gegenseitige Unterstützung und das freundschaftliche Miteinander.

Bedanken möchte ich mich auch bei den wissenschaftlichen Hilfskräften und Studierenden, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Meinen Eltern danke ich für ihre fortwährende Unterstützung während meiner gesamten Schulzeit und des Studiums. Ohne diese Basis wäre die Anfertigung dieser Arbeit sicher nicht möglich gewesen.

Meiner Frau Beatriz und meiner Tochter Laura danke ich für ihre Geduld in der anstrengenden Endphase.

Im Oktober 2016

Marco Remppis

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Ziel der Arbeit	1
1.2	Aufbau der Arbeit	2
2	Grundlagen und Stand der Technik	4
2.1	Das System Radial-Wellendichtung	4
2.2	Radial-Wellendichtringe	5
2.2.1	Konstruktiver Aufbau und geometrische Eigenschaften.....	5
2.2.2	Elastomerwerkstoffe	5
2.2.3	Radialkraft.....	8
2.2.4	Hydrodynamische Dichthilfen	9
2.3	Gegenlaufflächen	10
2.3.1	Oberflächenrauheit	10
2.3.2	Drallfreiheit.....	13
2.3.3	Wellenwerkstoffe	14
2.3.4	Fertigungsverfahren	15
2.4	Schmierstoffe	17
2.4.1	Grundöle und Additive	18
2.4.2	Viskosität	19
2.4.3	Temperaturabhängigkeit.....	20
2.4.4	Druckabhängigkeit.....	21
2.5	Betriebsverhalten	21
2.5.1	Schmierung.....	22
2.5.2	Reibung.....	23
2.6	Dichtmechanismus.....	25
2.6.1	Verzerrungshypothese	26
2.6.2	Seitenstromhypothese	26
2.6.3	Oszillations- bzw. Wischkantenhypothese.....	27
2.6.4	Normalspannungshypothese	28
2.6.5	Thermokapillareffekt und Benetzung.....	29
2.7	Förderwert	30
2.7.1	Definitionen und Einheiten	30
2.7.2	Methoden der Förderwertmessung.....	33
2.7.3	Berechenbarkeit des Förderwerts.....	37
2.7.4	Einfluss des Förderwerts auf die Dichtsicherheit.....	41
2.8	Ausfallmechanismen, Lebensdauer und Zuverlässigkeit.....	41
2.8.1	Definitionen	41
2.8.2	Ausfallmechanismen und Ausfallursachen	44
2.8.3	Alterungsgesetze	45
2.8.4	Lebensdauertests	46

3	Mess- und Prüfeinrichtungen	49
3.1	Dichtungsprüfstände	49
3.2	Taktiles Oberflächenmessgerät	52
3.3	Fadenprüfstand	52
3.4	Optische Mess- und Analyseeinrichtungen	53
3.5	Radialkraftmessgerät	53
3.6	Elastomerhärtemessgerät	54
3.7	Kontaktwinkelmessgerät	54
3.8	Thermografiekamera	55
3.9	Sonstige Hilfsmittel	56
4	Förderwert bei Variation der Einflussparameter	57
4.1	Experimentelle Untersuchungen	57
4.1.1	Vor- und Nachuntersuchungen	58
4.1.2	Förderwertmessung – Versuchsaufbau und Messgrößen am Prüfstand	61
4.1.3	Prüflinge und Eigenschaften	63
4.2	Berechnungen	66
4.2.1	Temperatur im Dichtspalt	66
4.2.2	Viskosität im Dichtspalt	69
4.2.3	Gümbelzahl	71
5	Auswertung und Analyse der Einflussparameter	72
5.1	Regressionsanalyse	72
5.1.1	Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate	73
5.1.2	Beurteilung der Modellgüte	73
5.2	Empirische Modelle	75
5.3	Einfluss der Gegenlauffläche	79
5.3.1	Einfluss der Oberflächenrauheit	79
5.3.2	Einfluss des Fertigungsverfahrens	83
5.4	Einfluss des Schmierstoffs	89
5.4.1	Einfluss der Viskosität im Ölsumpf	89
5.4.2	Einfluss der Viskosität im Dichtspalt	92
5.4.3	Einfluss der Schmierstoffart	93
5.5	Einfluss der Gleitgeschwindigkeit	96
5.6	Einfluss des Systemdurchmessers	99
5.7	Einfluss des Radial-Wellendichtrings	104
5.7.1	RWDR unterschiedlicher Hersteller	104
5.7.2	Einfluss der Radialkraft	106
5.7.3	Einfluss der Dichtkantengeometrie	108
5.7.4	Benetzung der Elastomere	110
5.7.5	Einfluss der Elastomerhärte	112
5.7.6	Systemverhalten unterschiedlicher Dichtringe	112
5.8	Erkenntnisse, Diskussion und Fazit	114

6	Physikalische Modellvorstellung zum Förderverhalten	117
6.1	Schmierfilmbildung	117
6.2	Förderfähigkeit des Elastomer-Compounds	120
6.3	Systemdurchmesser	121
6.4	Gesamtbild der Modellvorstellung	121
7	Langzeitverhalten des Förderwerts	123
7.1	Theoretische Vorbetrachtung	123
7.2	Experimentelle Untersuchungen	126
7.2.1	Vor- und Nachuntersuchungen	127
7.2.2	Förderwertmessung – Versuchsaufbau und Messgrößen am Prüfstand....	128
7.2.3	Bestimmung des Förderwertverlaufs	129
7.2.4	Prüflinge und Eigenschaften	131
7.2.5	Lastzyklen	132
7.2.6	Parameterkombinationen	134
7.3	Auswertung des Langzeitverhaltens	135
7.3.1	Förderwertverläufe	135
7.3.2	Analyseergebnisse	141
7.3.3	Ausfall- bzw. Leckageursache	142
7.3.4	Verschleiß	144
7.3.5	Radialkraftänderung	145
7.3.6	Elastomerhärteänderung	145
7.4	Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer	146
7.5	Erkenntnisse, Diskussion und Fazit	148
8	Bedeutung und Umsetzung in der Praxis.....	151
8.1	Bedeutung des Förderwerts für das Dichtsystem	151
8.2	Förderwertbasierte Auslegung des Dichtsystems	152
8.3	Konstruktive Beeinflussung des Förderwerts	157
9	Zusammenfassung	159
10	Literatur.....	162

Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen	Bedeutung
a	Koeffizient, Konstante
A	Fläche
A	werkstoffspezifischer Verschleißkoeffizient
b	Berührbreite
b	Verschleißbreite
$b(t)$	Verschleißbreite zum Zeitpunkt t
b_0	Verschleißbreite, die sich nach der Einlaufzeit t_0 einstellt
b	Formparameter der Weibullverteilung
b	Koeffizient, Konstante
b	Steigung der Regressionsgeraden
c	Koeffizient, Konstante
c_i	Koeffizient mit Index i
d	Durchmesser
e	Eulersche Zahl
f	Reibzahl, Reibungskoeffizient
$f(FW)$	Dichtefunktion des Förderwerts
$f(t)$	Dichtefunktion einer Ausfallverteilung
$f(\sigma_a)$	Dichtefunktion der auftretenden Spannung
$f(\sigma_e)$	Dichtefunktion der ertragbaren Spannung
$f(\bullet)$	Funktion von \bullet
E_A	Aktivierungsenergie
F	Kraft
F_N	Normalkraft
F_r	Radialkraft
F_R	Reibkraft
$F(t)$	Ausfallwahrscheinlichkeit
FG	Anzahl der Freiheitsgrade
FW	Förderwert, normiert als Volumen pro Rotationsweg
\overline{FW}	mittlerer Förderwert, normiert als Volumen pro Rotationsweg
FW_{GLF}	Förderwert der Gegenlauffläche, normiert als Volumen pro Rotationsweg
\overline{FW}_{GLF}	mittlerer Förderwert der Gegenlauffläche, normiert als Volumen pro Rotationsweg
FW_{RWDR}	Förderwert des Radial-Wellendichtrings, normiert als Volumen pro Rotationsweg

Zeichen	Bedeutung
\overline{FW}_{RWDR}	mittlerer Förderwert des Radial-Wellendichtrings, normiert als Volumen pro Rotationsweg
FW_{SYS}	Förderwert des Systems, normiert als Volumen pro Rotationsweg
G	hydrodynamische Kennzahl bzw. Gümbelzahl
h	Höhe
h_s	Schmierfilmhöhe
K_v	schmierstoffspezifische Konstante
l_n	Messstrecke
l_r	Einzelmessstrecken
L	Lebensdauer
m	Masse
m	Steigung der linearisierten Viskositäts-Temperatur-Funktion
\dot{m}	Massenstrom
M_R	Reibmoment
n	Drehzahl
\bar{n}	mittlere Drehzahl
N	Anzahl der Messwerte
p_L	Linienpressung
p_m	mittlere Pressung im Dichtspalt
p_{max}	maximale Pressung im Dichtspalt
P	Anzahl der angepassten Koeffizienten
P	Wahrscheinlichkeit
P_A	Aussagewahrscheinlichkeit
P_R	Reibleistung
r_i	Residuum mit Index i
R	allgemeine Gaskonstante
R^2	Bestimmtheitsmaß
R_{adj}^2	adjustiertes Bestimmtheitsmaß
R_a	arithmetischer Mittenrauwert
R_{max}	maximale Rautiefe (größte Einzelrautiefe)
R_t	Rautiefe der gesamten Messstrecke
R_z	gemittelte Rautiefe
R_{zi}	Einzelrautiefe mit Index i
$R(t)$	Zuverlässigkeit
s_a	Standardabweichung der auftretenden Spannung
s_e	Standardabweichung der ertragbaren Spannung
s_{FW}	Standardabweichung des Förderwerts
s_{FW-GLF}	Standardabweichung des Förderwerts der Gegenlauffläche

Zeichen	Bedeutung
s_{FW-GLF}	Standardabweichung des Förderwerts des Dichtrings
s_R	Standardabweichung der Residuen
s_Y^2	Varianz der Messwerte
$s_{\hat{y}}^2$	Varianz der Schätzwerte
t	Zeit
t	Lebensdauer
t_0	ausfallfreie Zeit
t_0	Einlaufzeit
T	charakteristische Lebensdauer
T	thermodynamische Temperatur
u	Gleitgeschwindigkeit
v	Geschwindigkeit
\dot{V}	Volumenstrom
W	doppelt logarithmisch linearisierter Zwischenwert der Ubbelohde-Walther-Gleichungen
x	Variable
x_i	Einflussgrößen / Eingangsgrößen mit Index i
y	Funktionswert
y	Zielgröße / Systemantwort
\hat{y}	Schätzwert der Zielgröße
y_i	Messwerte mit Index i
\bar{y}	Mittelwert aller Messwerte
α	stirnseitiger Kontaktflächenwinkel
α	werkstoffspezifischer Lebensdauerkoeffizient
α_T	Steigung der Dichte-Temperatur-Funktion
β	bodenseitiger Kontaktflächenwinkel
$\dot{\gamma}$	Scherrate
η	dynamische Viskosität
$\eta(\vartheta)$	dynamische Viskosität bei der Temperatur ϑ
η_{DS}	dynamische Viskosität bei Dichtspalttemperatur
η_{Sumpf}	dynamische Viskosität bei Ölsumpftemperatur
ϑ	Temperatur
ϑ_{DS}	Dichtspalttemperatur
ϑ_{Sumpf}	Ölsumpftemperatur
$\lambda(t)$	Ausfallrate
ν	kinematische Viskosität
$\nu(T)$	kinematische Viskosität bei der thermodynamischen Temperatur T
σ_a	auftretende Spannung

Zeichen	Bedeutung
σ_e	ertragbare Spannung
$\bar{\sigma}_a$	Mittelwert der auftretenden Spannung
$\bar{\sigma}_e$	Mittelwert der ertragbaren Spannung
ρ	Dichte
φ	Förderwert, normiert als Volumen pro Umdrehung
Φ	Gaußsche Fehlerfunktion / Error-Funktion
ω	Winkelgeschwindigkeit

Abkürzung	Bedeutung
ACM	Acrylnitril-Butadien-Elastomer
CARMEN	Computer Aided Roughness Measurement and Evaluation
DIN	Deutsches Institut für Normung
EDX-Analyse	Energy dispersive x-ray spectroscopy analysis (Energiedispersive Röntgenspektroskopie zur Analyse von Materialanteilen)
EG	im Einstich geschliffen
EHD	Elastohydrodynamik
FKM	Fluor-Polymer-Elastomer
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GLF	Gegenlauffläche
HD	Hartgedreht
IR	(Nadellager-)Innenring
ISO	International Organization for Standardization
ISO VG	Viskositätsgrad nach ISO-Norm
KS	Kugelgestrahlt
NBR	Polyacrylat-Elastomer
PAO	Polyalphaolefin
PG	Polyglykol
RL	Rolliert
RMS	Root Mean Square
RWDR	Radial-Wellendichtring

Abstract

This thesis deals with elastomeric lip seals. This type of seal is widely used in automotive and industrial applications, e.g. as a shaft seal in gear boxes. Lip seal, shaft surface, lubricant and their environment form a complex tribological system. The good tightness of elastomeric lip seals in dynamic operation is based on a pumping effect. The oil flow from the air side towards the oil side caused by the seal can be measured as a pump rate. The pumping effect helps to avoid leakage and therefore the pump rate is considered a characteristic property to describe the sealing performance. Several hypotheses explain the pumping mechanism of the seal. However the means for calculating or predicting realistic pump rates are limited. There is a lack of a quantitative methods to design and optimize systems with respect to their sealing performance.

The main goal of this thesis is a quantitative description of the pumping mechanism, in order to develop a better understanding of the correlation between the pump rate and its influencing parameters. A further goal is to analyze the long term behavior of the pump rate under different kinds of loads, such as wear and thermal loads. The significance of the pump rate for tightness and life time of the seal is clarified.

Applying Design of Experiments (DoE) a parameter study with a large number of pump rate measurements is done. Different seals, shaft surfaces and lubricants are used. The data from experiments, calculations and accompanying measurements is evaluated by regression analysis. Regression models describe the pump rate as a function of surface roughness, viscosity, sliding speed and the system's diameter. The analysis of different seal suppliers shows a great variance of pump rates. Therefore the regression models cannot be applied to any seal which is available on the market. The main parameter which causes the variance between suppliers is not completely clarified. It is assumed that the supplier specific elastomer compound has great influence on the pump rate of lip seals.

General results of this study and from previous studies are summarized as an idea of a physical model which describes the pumping mechanism. According to this model a high pump rate is achieved when full-film lubrication is present, when a suitable elastomer compound with enough pumping capacity is used and when the system's diameter is large.

Measurements during durability tests with a duration of 1000 hours show that the pump rate has an alternating and occasionally chaotic long term behavior. Due to these results degradation modelling based on the pump rate is not possible.

An analysis of the most common failure modes of lip seals is done. The conclusion is that a high pump rate increases the reliability and avoids especially such leakage which is caused by a pumping effect of the shaft (due to lead or other surface defects). To evaluate the reliability of the sealing system the Stress-Strength Interference Method is used.

The most important parameter for the design engineer to design a sealing system with respect to the pump rate is the choice of the lip seal itself. Lip seals with higher pump rates should be preferred. They can compensate lead and surface defects on the shaft more effectively. No negative effects of a high pump rate are observed. The physical model assumes that wear and dry run are avoided due to self-regulation. The pumping starts when there is an excess of lubricant on the air side. When there is few lubricant in the sealing gap the pump rate decreases to a very low level and does not cause any further dry run. A further design parameter for the design engineer is the shaft surface roughness. Rough

surfaces have a positive effect on the pump rate, where the roughness in circumferential direction is crucial. Lubricants with high viscosity lead to higher pump rates and they are easier to seal, as experience shows.

The results of this thesis are a good basis to consider the pump rate as an important property in future designs of sealing systems with elastomeric lip seals.

1 Einleitung

Radial-Wellendichtringe (RWDR) aus Elastomer sind im Fahrzeug- und Maschinenbau weit verbreitet. Sie werden in vielen Anwendungen zur Abdichtung von rotierenden Wellen eingesetzt, z.B. in Fahrzeug- oder Industriegetrieben. RWDR sind relativ günstige Maschinenelemente. Daher werden sie im Entwicklungsprozess meist wenig beachtet und als einfaches Zukaufteil behandelt. Der Gesamtkontext des komplexen tribologischen Systems der Radial-Wellendichtung, bestehend aus Dichtring, Gegenlauffläche, Schmierstoff sowie seinem Einbauort, wird oft außer Acht gelassen. Erhöhte Aufmerksamkeit erfahren Dichtungen meist erst, wenn Abdichtprobleme auftreten und sich Anwendungen auf Grund von Undichtheit nicht wie gewünscht realisieren lassen. Denn ein späterer Ausfall des Dichtsystems kann hohe Folgekosten haben, z.B. durch Stillstandzeiten oder Reparaturen.

Getrieben durch immer steigende Anforderungen wurden RWDR aus Elastomer stetig weiterentwickelt. Heute werden sie bei Dauertemperaturen von bis zu 150 °C und Gleitgeschwindigkeiten von über 30 m/s eingesetzt. Auch unter diesen Bedingungen müssen RWDR noch zuverlässig abdichten.

Die dynamische Dichtheit von RWDR aus Elastomer beruht auf deren Fähigkeit, Schmierstoff aktiv von der Luftseite zurück in den Ölraum zu fördern. Im dynamischen Betrieb gelangt Fluid aus dem abzudichtenden Raum in die Kontaktzone zwischen Dichtkante und Dichtungsgegenlauffläche. Der Fluidfilm sorgt dort für die notwendige Schmierung. Infolge der Rückförderung des Dichtrings tritt an der Luft- bzw. Bodenseite keine Leckage aus. Zur Bestimmung der Fluidförderung kann ein Förderwert gemessen werden. Der Förderwert hat sich als Kenngröße zur Beurteilung der Dichtsicherheit etabliert und steht im Fokus der Untersuchungen dieser Arbeit.

Die Entwicklung von RWDR war seit ihrer Erfindung vorwiegend empirischer Natur. Als Erklärung, wie es im Dichtspalt zum Phänomen der Schmierstoffrückförderung kommt, gibt es unterschiedliche Hypothesen. Die Möglichkeiten einer quantitativen Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Einflussparametern und Förderwert sind bisher sehr begrenzt. Damit fehlt auch eine Auslegungsmethode, um die Systemparameter optimal auf den jeweiligen Anwendungsfall abzustimmen. Dies kann einerseits zu einem vorzeitigen Lebensdauerende führen, andererseits können auch Überdimensionierung des Systems und ungenutztes Einsparpotential die Folge sein.

1.1 Ziel der Arbeit

Hauptziel der Arbeit ist ein verbessertes Verständnis des Fördermechanismus und des Systemverhaltens. Dabei soll keine neue Hypothese entwickelt werden. Im Vordergrund stehen die Analyse der Einflussparameter auf den Förderwert und die Erarbeitung der auftretenden Wirkmechanismen. Es wird eine quantitative Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Haupteinflussparametern und Förderwert angestrebt, um eine rechnerische Abschätzbarkeit des Förderwerts zu ermöglichen. Ziel ist die Kenntnis der wichtigsten Stellhebel zur konstruktiven Beeinflussung des Förderwerts. Dies soll zu einer gezielteren Auslegung des Dichtsystems beitragen.

Erweitertes Ziel sind Erkenntnisse zum Langzeitverhalten des Förderwerts bei unterschiedlicher Beanspruchung des Dichtsystems (z.B. Verschleißbeanspruchung, thermische Beanspruchung). Die Wechselbeziehung zwischen einem degradierenden Förderwert und auftretender Leckage soll ermittelt werden, um die generelle Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer eines Dichtsystems zu konkretisieren.

Langfristige Vision ist die genaue Kenntnis des Langzeitverhaltens der Förderung, so dass auf Basis eines degradierenden Förderwerts die Lebensdauer prognostiziert werden kann.

1.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit ist in Bild 1.1 dargestellt.

In Kapitel 2 sind relevante wissenschaftliche Grundlagen zusammengetragen, auf denen die vorliegende Arbeit aufbaut. Unterschiedliche Definitionen des Förderwerts werden erläutert. Der aktuelle Stand der Technik bzgl. der behandelten Fragestellungen sowie angrenzenden Gebieten ist dargestellt. Kapitel 3 gibt einen Überblick über die verwendeten Mess- und Prüfeinrichtungen.

In den Kapiteln 4 bis 6 wird der Förderwert des Dichtsystems bei Variation der Einflussparameter betrachtet. In Kapitel 4 ist die Vorgehensweise zur Datenerhebung beschrieben. Dies umfasst die Beschreibung der verwendeten Prüflinge, der durchgeführten experimentellen Untersuchungen, begleitender Messungen und Berechnungen. Kapitel 5 befasst sich mit der Analyse der Einflussparameter auf den Förderwert. Die Auswertemethodik und die Ergebnisse der Auswertung werden dargestellt. Kapitel 6 fasst die wichtigsten Erkenntnisse aus dieser Arbeit sowie aus bisherigen Arbeiten in einer physikalischen Modellvorstellung zusammen.

Kapitel 7 befasst sich mit dem Langzeitverhalten des Förderwerts. Dies umfasst eine theoretische Vorbetrachtung der betreffenden Fragestellungen, die Beschreibung der durchgeführten Untersuchungen, die Versuchsauswertung und eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.

In Kapitel 8 wird auf die Bedeutung der Ergebnisse für die Praxis eingegangen. Eine mögliche Anwendung und Umsetzung in der Praxis wird beispielhaft erläutert.

Kapitel 9 fasst die Arbeit zusammen. Anhand offener Punkte und bisher ungeklärter Fragestellungen wird weiteres Potential für die Forschung aufgezeigt und ein Ausblick auf mögliche zukünftige Arbeiten gegeben.

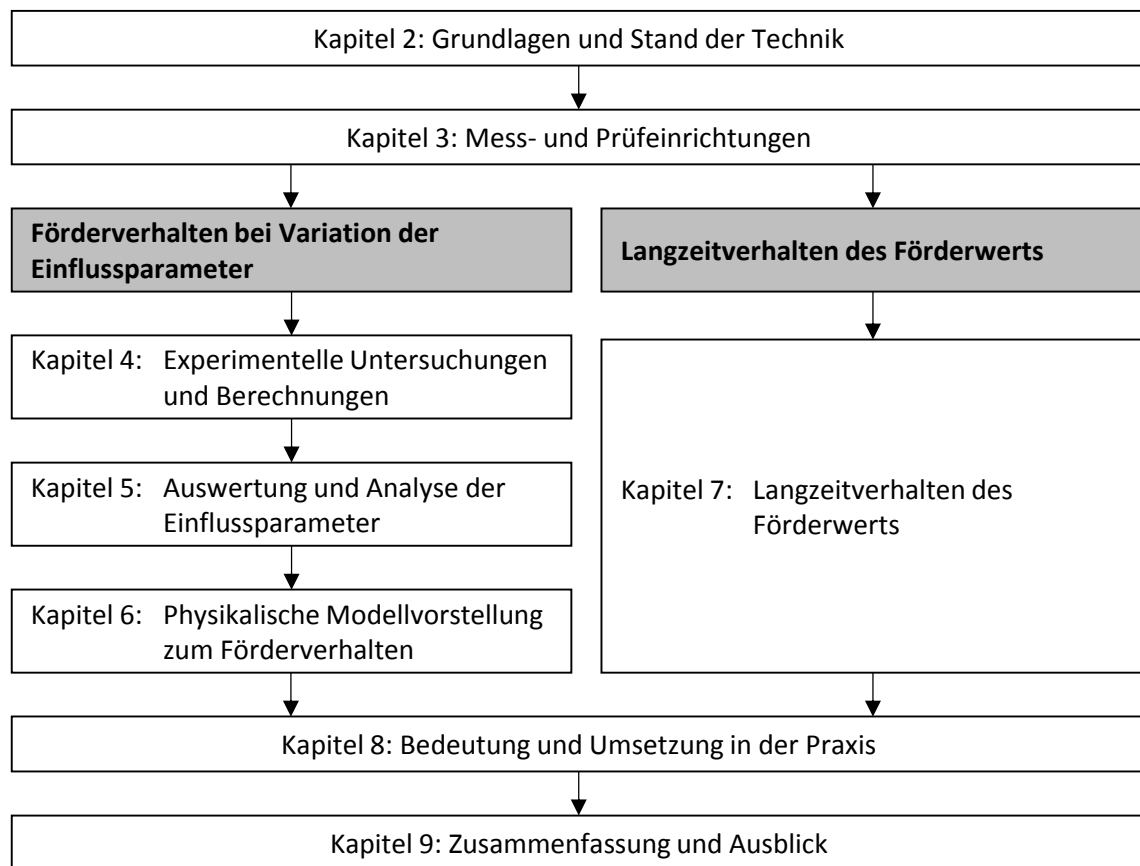


Bild 1.1: Aufbau der Arbeit

2 Grundlagen und Stand der Technik

Im Folgenden sind die zum Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen sowie der Stand der Technik zusammengefasst. Das Kapitel beginnt mit einer allgemeinen Beschreibung des Dichtsystems Radial-Wellendichtung (2.1). Anschließend werden die Eigenschaften und Funktionen der drei Systemelemente Radial-Wellendichtring (2.2), Gegenlauffläche (2.3) und Schmierstoff (2.4) erläutert. Das Zusammenspiel der Systemelemente wird bei der Beschreibung verschiedener Betriebszustände (2.5) und verschiedener Hypothesen zum Dichtmechanismus des Systems (2.6) verdeutlicht. In einem separaten Teilkapitel wird der im Fokus der Arbeit stehende Förderwert definiert. Bekannte Messmethoden werden erläutert (2.7). Abschließend wird auf Ausfallmechanismen, Lebensdauertests und Zuverlässigkeit von Radial-Wellendichtungen eingegangen (2.8).

2.1 Das System Radial-Wellendichtung

Radial-Wellendichtungen zählen zu den dynamischen Dichtsystemen. Zum System gehört neben dem Radial-Wellendichtring (Dichtelement) auch die rotierende Welle (Gegenlauffläche) sowie das abzudichtende Fluid (Bild 2.1). Letzteres übernimmt die Funktion der Schmierung. Alle drei Elemente sind für die Dichtfunktion gleichermaßen wichtig. Sie sind tribologische Partner in einem komplexen und sensiblen System. Um eine zuverlässige Dichtfunktion über Lebensdauer zu gewährleisten, müssen sie gut aufeinander abgestimmt sein. Anwendungsspezifisch kann das System zudem von seinem Umfeld beeinflusst werden. Hierzu zählen die Gestaltung des Gehäuses, die Wärmeabfuhr aus dem System sowie angrenzende Bauteile, wie z.B. Lager oder Zahnräder. Von diesen kann eine zusätzliche Wärmeentwicklung ausgehen und auf das Dichtsystem einwirken. Auch einbauortbedingte Belastungen, z.B. durch Spritzwasser oder Schmutz, können dem Dichtungsumfeld zugeordnet werden.

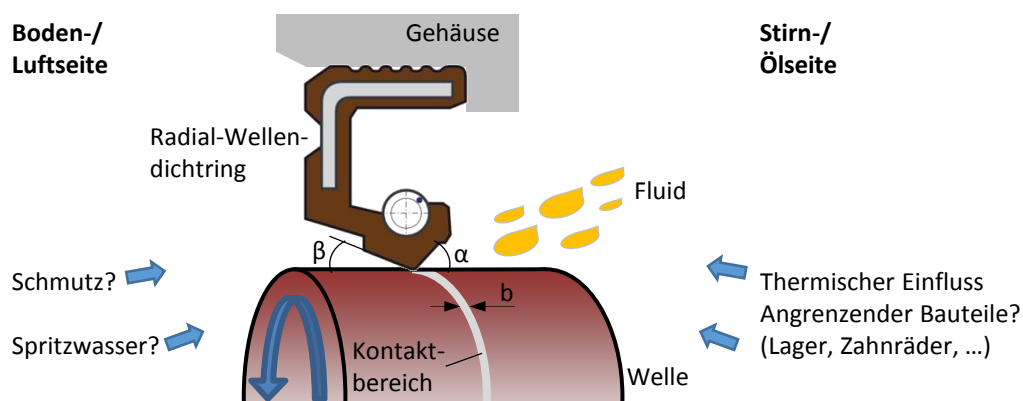


Bild 2.1: Dichtsystem Radial-Wellendichtung

2.2 Radial-Wellendichtringe

In dieser Arbeit werden ausschließlich in DIN 3760 [DIN96] und DIN3761 [DIN84] genormte Radial-Wellendichtringe aus Elastomer betrachtet. Die wichtigsten Designparameter des Radial-Wellendichtrings sind der Elastomerwerkstoff, die geometrische Gestaltung der Dichtkante, sowie die Radialkraft.

2.2.1 Konstruktiver Aufbau und geometrische Eigenschaften

Der Radial-Wellendichtring (RWDR) besteht aus einem Metallversteifungsring, einem Elastomerdichtkörper und einer Spiralzugfeder, siehe z.B. [MÜL15a]. Der Dichtkörper ist durch eine biegeeweiche Membran mit dem Versteifungsring verbunden. Dadurch können geringfügige Exzentrizität oder durch Schwingungen verursachte Bewegungen der Welle kompensiert werden. Für die Folgefähigkeit der Dichtkante bei radialen Bewegungen der Welle muss die Radialkraft ausreichend groß sein. Diese wird durch Dehnung des Elastomers bei der Montage sowie durch die Zugfeder erzeugt. Entscheidend für die dynamische Dichtfunktion des RWDR sind die beiden unterschiedlichen Kontaktflächenwinkel α und β , durch welche es zu einer asymmetrischen Pressungsverteilung im Dichtspalt kommt. Der größere Winkel α befindet sich auf der Stirnseite des RWDR, er ist dem abzudichtenden Fluid zugewandt. Der kleinere Winkel β befindet sich auf der Boden- bzw. Luftseite (Bild 2.1). Der Zusammenhang zwischen Dichtkantenwinkel, asymmetrischer Pressungsverteilung und den daraus resultierenden unterschiedlichen Dichtmechanismen wird in Kapitel 2.6 näher erläutert.

Viele Dichtringe sind luftseitig mit einer zusätzlichen Schutzlippe ausgeführt, die den Dichtkontakt vor Staub und Schmutz schützen soll. In den Untersuchungen dieser Arbeit spielt Schmutzbeaufschlagung jedoch keine Rolle. Es werden ausschließlich Dichtringe ohne zusätzliche Schutzlippe verwendet.

2.2.2 Elastomerwerkstoffe

Elastomere bestehen aus langkettigen Molekülen. Als Dichtungswerkstoffe werden sogenannte Elastomer-Compounds eingesetzt. Diese bestehen aus einem Basis-Elastomer und einer Beimischung von Zusatzstoffen. Das Rezept, bestehend aus Prozessparametern und Mischanteilen, ist in der Regel ein Herstellergeheimnis und wird nicht offengelegt [MÜL15b].

Physikalische Eigenschaften, Viskoelastizität

Auf Grund ihrer physikalischen Eigenschaften sind Elastomere als Dichtungswerkstoffe unverzichtbar geworden. Durch den geringen E-Modul sowie den geringen Schubmodul von Elastomeren, sind relativ hohe Dehnungen und Verformungen möglich, ohne dass im Werkstoff oder an Kontaktflächen hohe Spannungen entstehen. Elastomere können sich daher sehr gut an ihre Gegenfläche anpassen und haben eine hohe Bruchdehnung [MÜL15b]. Das Spannungs-Dehnungsverhalten (Bild 2.2) von Elastomeren ist komplex. Im Gegensatz zu linearelastischem Verhalten ist der E-Modul von Elastomeren nicht konstant, sondern abhängig von Temperatur und Verformungsgeschwindigkeit. Elastomere verhalten sich viskoelastisch. Es ist sowohl elastisches als auch viskoses Verhalten zu beobachten. Je nach

Art der Beanspruchung treten die beiden Anteile unterschiedlich stark in Erscheinung [RIN06]. Bei Belastung verformt sich das Elastomer, bei Entlastung geht es wie ein elastischer Körper wieder in seinen Ursprungszustand zurück. Allerdings erfolgt die Rückverformung zeitverzögert. Die Fläche zwischen Belastungs- und Entlastungskurve entspricht dem Energieverlust, der sich in der Erwärmung des Elastomers äußert [ROY15].

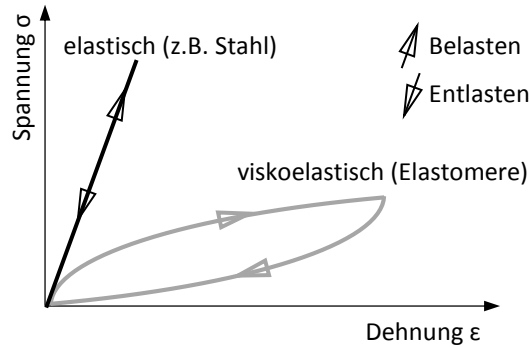


Bild 2.2: Spannungs-Dehnungs-Verhalten elastischer und viskoelastischer Werkstoffe

Basis-Elastomere

Die häufigsten Basis-Elastomere bei Radial-Wellendichtringen sind:

- Acrylnitril-Butadien-Elastomer (NBR)
- Fluor-Polymer-Elastomer (FKM)
- Polyacrylat-Elastomer (ACM)

Der Dichtungswerkstoff hat einen erheblichen Einfluss auf die Einsatzgrenzen des Dicht-rings. Entsprechend sollte sich die Auswahl an den zu erwartenden Betriebsbedingungen orientieren. NBR ist ein preisgünstiges Elastomer mit gutem Tieftemperaturverhalten. Bei hohen Temperaturen kommt es jedoch relativ schnell an seine Grenzen. FKM hat eine sehr gute Hochtemperaturbeständigkeit und gilt als medienverträglicher als NBR. Die bessere Beständigkeit drückt sich jedoch auch im Preis des Elastomers aus. So liegt der Preis eines FKM bis zu zehnmal über dem Preis eines NBR [MÜL15b]. Das seltener verwendete ACM liegt sowohl hinsichtlich Hochtemperaturbeständigkeit als auch preislich zwischen NBR und FKM.

Temperaturbeständigkeit

In [MÜL15a] empfohlene Einsatzgrenzen für NBR, FKM und ACM hinsichtlich der Umfangsgeschwindigkeit sind in Bild 2.3 dargestellt. Der limitierende Faktor ist die Dichtspalttemperatur, die mit zunehmender Drehzahl bzw. Umfangsgeschwindigkeit zunimmt. Bei größeren Wellendurchmessern wird durch die höhere Wärmekapazität der Welle die Wärmeabfuhr verbessert. Daher sind bei größeren Durchmessern in der Regel auch höhere Geschwindigkeiten möglich. Einen Einfluss auf die Dichtspalttemperatur haben neben der Umfangsgeschwindigkeit natürlich auch die Schmierungsbedingungen und die Fluidtemperatur.

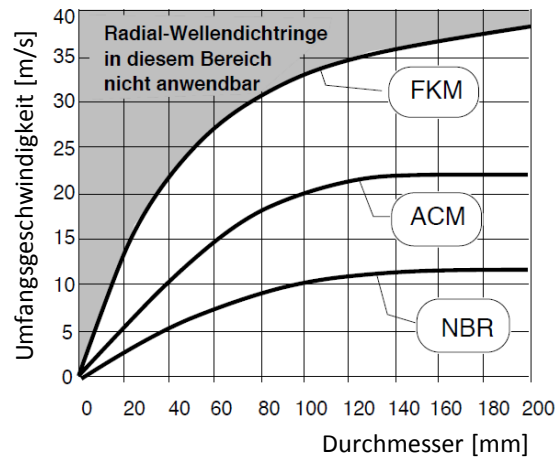


Bild 2.3: Empfohlene Einsatzgrenzen [MÜL15a]

In dieser Arbeit wurden Dichtringe von verschiedenen Herstellern betrachtet. Einige Untersuchungen wurden mit NBR- und FKM-Dichtringen des Herstellers Freudenberg durchgeführt, für welche die in Tabelle 2.1 aufgeführten thermischen Einsatzgrenzen gelten.

Tabelle 2.1: Thermische Einsatzgrenzen (Dichtspalttemperatur) nach [SIM07]

Compound mit Basis-Elastomer aus ...	Tiefemperatur bis	Hochtemperatur (kurzzeitig) bis	Maximale Dauertemperatur
NBR	-40 °C	120 °C	100 °C
FKM	-25 °C	200 °C	150 °C
ACM	-30 °C	keine Angabe	130 °C

Medienverträglichkeit

Neben der Temperaturbeständigkeit ist die Medienverträglichkeit ein wichtiges Auswahlkriterium für den Dichtungswerkstoff. In dieser Arbeit spielt die Medienverträglichkeit eine untergeordnete Rolle. Um dem Gesamtkontext gerecht zu werden, erfolgt eine kurze Abhandlung des Themas. Tabelle 2.2 vermittelt einen Eindruck zur Medienverträglichkeit von Elastomeren. Im Voraus lassen sich meist nur Kombinationen ausschließen. Positive Prognosen zur Verträglichkeit unbekannter Kombinationen müssen zur Absicherung stets durch Tests bestätigt werden. Wie die Tabelle zeigt sind NBR, FKM und ACM z.B. mit Mineralölen im Allgemeinen gut verträglich. Doch auch hier sind Ausnahmen möglich. Die Bandbreite der kommerziellen Schmierstoffe ist heutzutage enorm. Meistens sind den Schmierstoffen Additive beigemischt. Die genaue Mischung wird von den Herstellern ähnlich wie bei den Elastomeren auch bei Schmierstoffen nicht preisgegeben. Wechselwirkungen und potentielle Unverträglichkeiten lassen sich daher kaum vorhersagen. Durch statische Einlagerungsversuche können Kombinationen ausgeschlossen werden. Sie sind jedoch auch nur eine hinreichende und keine notwendige Bedingung zur Freigabe. Hier muss auch der Temperatureinfluss beachtet werden. Hohe Temperaturen können chemische Reaktionen extrem beschleunigen oder zu einem veränderten Mechanismus führen [RIN06]. Hinzu kommt der Einfluss der mechanisch-dynamischen Beanspruchung im Betrieb. Daher lässt sich die Medienverträglichkeit von RWDR aus Elastomer nach dem heutigen Stand der Technik nur durch dynamische Tests unter realitätsnahen Einsatzbedingungen zuverlässig absichern.

Tabelle 2.2: Medienverträglichkeit der Elastomere NBR, FKM und ACM nach [MÜL15b]

	Silikonöl	Niedere Alkohole	Wasser bis 80°C	Pflanzliche Öle	Mineralöl	Kerosin	Tierische Öle	Wasser-Glykol	Aliphat. Kohlenwasserstoffe	Verdünnte Säuren	Verdünnte Laugen	Wasser über 80°C	Diesel, Heizöl	Benzin	Chlorierte Lösungsmittel	Aromat. Kohlenwasserstoffe	Wasser-Öl-Emulsion	Aliphat. Phosphatester	Aromat. Phosphatester	Synthetische Schmieröle
NBR	+	+	+	+	+	+	+	+	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	-	0
FKM	+	-	+	+	+	+	+	0	+	+	0	0	+	+	+	+	+	0	+	0
ACM	+	-	-	+	+	+	+	-	+	-	-	-	+	+	0	0	-	-	-	0

2.2.3 Radialkraft

Ein wichtiger Designparameter mit großem Einfluss auf das Betriebsverhalten ist die Radialkraft. Als Radialkraft bezeichnet man die über den gesamten Umfang wirkende Anpresskraft des Dichtrings an die Gegenlauffläche. Gemessen wird die Radialkraft üblicherweise mit einem Zweibackens-Radiometer (s. Kapitel 3.5).

Die Radialkraft ist sowohl für die statische Abdichtung bei Stillstand als auch für die dynamische Dichtfunktion notwendig. Sie ist wichtig für die Folgefähigkeit der Dichtkante im dynamischen Betrieb sowie den Ausgleich von Fertigungstoleranzen. Eine hohe Radialkraft sorgt allerdings auch für entsprechend hohe Reibung und Verlustwärme im System. Die Radialkraft sollte gerade so hoch wie nötig, jedoch so gering wie möglich sein [MÜL15a]. Ein Optimum ist äußerst schwer zu bestimmen und ist von zahlreichen Faktoren des jeweiligen Anwendungsfalls abhängig. Entsprechend wird vom Markt ein breites Spektrum an Dichtringen von sehr geringer bis hoher Radialkraft angeboten. Der Trend der letzten Jahre geht im Zuge des Strebens nach möglichst hoher Energieeffizienz jedoch klar in die Richtung, die Radialkraft so weit wie möglich zu reduzieren.

Der Durchmesser des Radial-Wellendichtrings ist etwas kleiner als der Wellendurchmesser. Die Differenz der beiden Durchmesser wird als Überdeckung bezeichnet. Als Folge dieser Überdeckung entsteht die Radialkraft durch eine Aufweitung des Dichtrings bei der Montage. Ein Teil der Radialkraft resultiert dabei aus der Aufweitung des Elastomers, der zweite Teil aus der Aufweitung der Feder. Die Höhe der Radialkraft wird neben den Werkstoffeigenschaften von Feder und Elastomer im Wesentlichen von der Überdeckung sowie geometrischen Eigenschaften des Dichtrings bestimmt. Die Überdeckung liegt je nach Wellendurchmesser typischerweise zwischen 0,8 und 2,5 mm [SIM07]. Bild 2.4 zeigt die (Gesamt-)Radialkraft qualitativ als Funktion der Überdeckung, sowie die beiden Anteile der Radialkraft aus Elastomer- und Federdehnung.

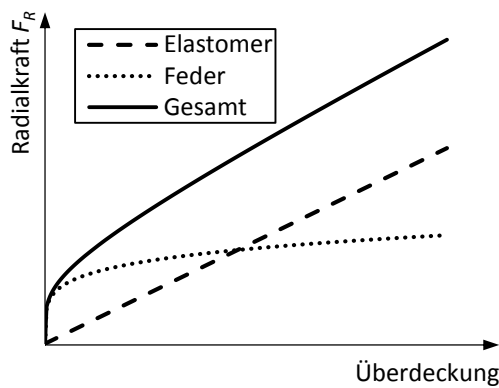


Bild 2.4: Gesamtradialkraft und Anteile der Radialkraft nach [OTT**]

Spezifische Radialkraft bzw. Linienpressung

Um unterschiedlich große Systeme miteinander zu vergleichen, wird die spezifische Radialkraft in Newton pro Millimeter Umfang bestimmt. Sie wird häufig auch als Linienpressung p_L bezeichnet. Moderne, reibungsoptimierte Radial-Wellendichtringe haben im Neuzustand eine auf den Umfang bezogene spezifische Radialkraft von ca. 0,1 N/mm [MÜL15a].

2.2.4 Hydrodynamische Dichthilfen

Zur Verbesserung der Dichtwirkung gibt es Dichtringe mit hydrodynamischen Dichthilfen, die auch als Drallstege bezeichnet werden (nicht zu verwechseln mit Wellendrall, s. Kapitel 2.3.2). Diese erhabenen Strukturen auf der Luftseite der Dichtkante fangen ausgetretenes Fluid auf und leiten es wieder zurück auf die Ölseite. Das von der Welle mitgeschleppte Öl baut an den Drallstegen Druck auf, so dass es das Pressungsmaximum überwinden kann und zurück auf die Ölseite gelangt. Bei den Drallstegen wird zwischen Einfachdrall und Wechseldrall unterschieden, s. Bild 2.5 und Bild 2.6. Einfachdrall wirkt nur in einer Drehrichtung, wobei Wechseldrall drehrichtungsunabhängig wirkt. In dieser Arbeit werden ausschließlich Dichtringe ohne hydrodynamische Dichthilfen untersucht und betrachtet.

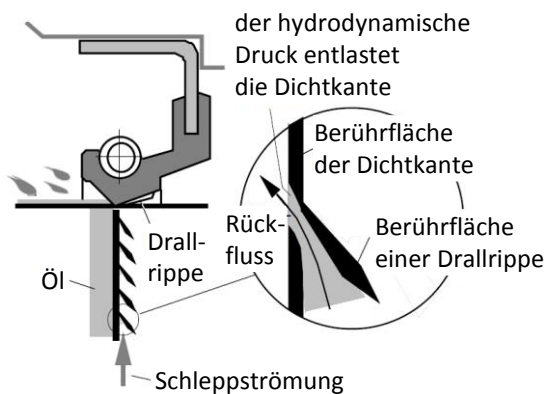


Bild 2.5: Einfachdrall [MÜL15a]

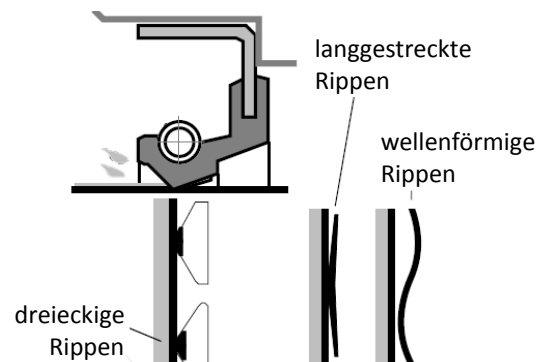


Bild 2.6: Wechseldrall [MÜL15a]

2.3 Gegenauflflächen

Als Gegenauflfläche des Radial-Wellendichtrings nimmt die Welle eine bedeutende Rolle ein. Eine geeignete Gegenauflfläche ist essenziell für ein zuverlässig funktionierendes Dichtsystem.

Funktionen und Anforderungen

Wichtige Funktionen der Welle sind:

- im Kontaktbereich entstehende Reibungswärme im Zusammenspiel mit dem Schmierstoff aus dem System abführen.
- sich selbst vor Verschleiß schützen/selbst nicht verschleißen
- die Elastomerdichtkante des Dichtrings vor Verschleiß schützen
- Konditionierung der Elastomerdichtkante während der Einlaufphase
- kein Fluid in axialer Richtung fördern

Zur Wärmeabfuhr ist eine ausreichende Wärmeleitfähigkeit notwendig, weshalb z.B. Kunststoffe als Wellenwerkstoffe meist nicht in Frage kommen. Um nicht zu verschleißen muss die Gegenauflfläche eine gewisse Härte aufweisen. Um den Dichtring vor Verschleiß zu schützen, sind eine entsprechende Oberflächengüte sowie eine gute Benetzung durch den verwendeten Schmierstoff notwendig. Um Verschleiß zu vermeiden, sollte eine maximale Rauheit nicht überschritten werden. Es hat sich jedoch auch gezeigt, dass Gegenauflflächen nicht zu glatt sein sollten, da sonst notwendige Schmierstoffdepots fehlen. Eine gewisse Rauheit ist auch notwendig, um die Elastomerdichtkante während der Einlaufphase entsprechend zu konditionieren und die Ausbildung von förderaktiven Rauheitserhebungen auf der Dichtkante zu ermöglichen. Form- und Lagetoleranzen sowie Wertebereiche für Oberflächengüte und -härte sind in den öffentlich zugänglichen nationalen und internationalen Normen DIN 3760 [DIN96], DIN3761 [DIN84] und ISO 6194 [ISO07] sowie einigen Werknormen (z.B. Volkswagen [VW04]) spezifiziert.

Die Welle selbst sollte keinen Schmierstoff in axialer Richtung fördern. Dafür muss die Gegenauflfläche im Kontaktbereich drallfrei sein (s. Kapitel 2.3.2). Um Drallfreiheit zu erreichen, hat sich das Schleifen im Einstich bewährt. Schleifen im Einstich per se garantiert jedoch keine absolute Drallfreiheit. Die Prozesssicherheit des äußerst sensiblen Verfahrens zu gewährleisten ist schwierig. Drall auf der Gegenauflfläche ist daher in der Praxis immer noch eine häufige Ursache für Leckage.

2.3.1 Oberflächenrauheit

Die Beschreibung der Oberflächenrauheit erfolgt durch Oberflächenkennwerte. Die zahlreichen Kennwerte aus nationalen und internationalen Normen sind kaum überschaubar. Daher wird hier nur auf die geläufigsten und in dieser Arbeit relevanten Kennwerte eingegangen.

Die Ermittlung der konventionellen zweidimensionalen Rauheitskennwerte erfolgt mit dem Tastschnittverfahren nach DIN 4287 [DIN10]. Dabei wird die Tastspitze eines Oberflächenmessgeräts (s. Kapitel 3.2) über die zu messende Oberfläche verfahren. Von der gesamten Verfahrstrecke l_t wird dabei nur die Messstrecke l_n zur Auswertung berücksichtigt.

In der Praxis wird die Oberflächenrauheit in den meisten Fällen in Achsrichtung gemessen. Untersuchungen von Jung [JUN12] zeigen jedoch, dass für Radial-Wellendichtungen die Rauheit in Umfangsrichtung entscheidend ist.

Arithmetischer Mittenrauwert R_a

Der arithmetische Mittenrauwert R_a ist das arithmetische Mittel der Beträge der Ordinatenwerte innerhalb der Messstrecke l_n :

$$R_a = \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} |z(x)| dx \quad \text{Gl. 2.1}$$

Das gemessene Profil wird an einer Mittellinie ausgerichtet. R_a entspricht der Höhe einer Rechteckfläche, die gleich der eingeschlossenen Fläche zwischen Rauheitsprofil und Mittellinie ist (Bild 2.7). Auf Grund seiner Definition unterscheidet der arithmetische Mittenrauwert R_a nicht zwischen Riefen und Spitzen. Verschiedene Profilformen werden dadurch kaum erkannt. Daher lassen sich anhand des R_a nur Oberflächen mit ähnlichem Profil vergleichen, nicht jedoch unterschiedlich gefertigte Oberflächen. Dennoch ist der R_a ein in der Praxis sehr geläufiger Kennwert. Ein Vorteil ist, dass er gegenüber Ausreißern sehr unempfindlich ist und auf der gleichen Oberfläche gut reproduzierbare Messergebnisse liefert. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass die Messrichtung nicht geändert wird. Je nach Fertigungsverfahren können Rauheitswerte einer Oberfläche bei veränderter Messrichtung unterschiedlich hoch sein.

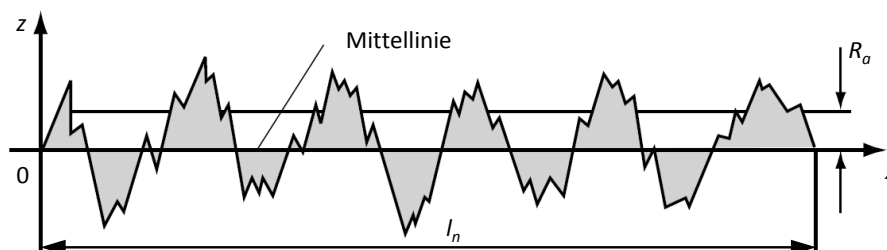


Bild 2.7: Arithmetischer Mittenrauwert R_a

Gemittelte Rautiefe R_z

Zur Bestimmung der gemittelten Rautiefe R_z wird die Messstrecke l_n in fünf Einzelmessstrecken l_r unterteilt. Für jede Einzelmessstrecke wird eine Einzelrautiefe R_{zi} bestimmt. Die Einzelrautiefe wird von der Höhe der größten Profilschneide bis zur Tiefe des größten Profiltals innerhalb einer Einzelmessstrecke gemessen. Die gemittelte Rautiefe ist als Mittelwert der fünf Einzelrautiefen definiert:

$$R_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 R_{zi} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Die gemittelte Rautiefe reagiert sensibler auf verschiedene Profilformen und ist daher besser zum Vergleich verschieden gefertigter Oberflächen geeignet.

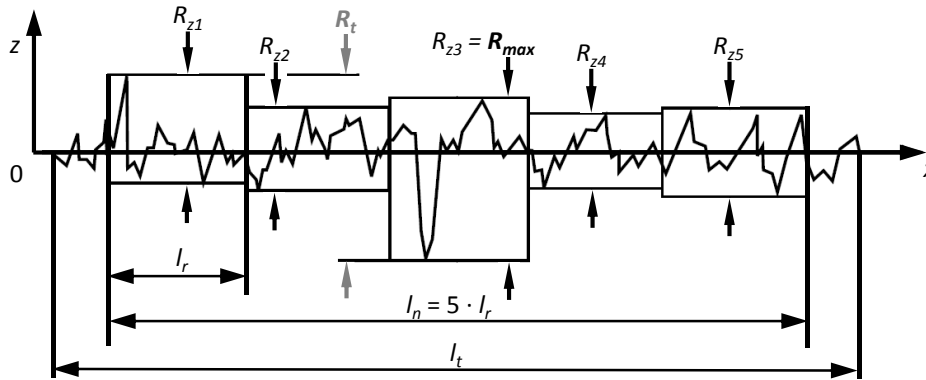


Bild 2.8: Gemittelte Rautiefe R_z , maximale Rautiefe R_{max} , Rautiefe R_t

Maximale Rautiefe R_{max} und Rautiefe R_t

Die maximale Rautiefe R_{max} entspricht der größten Einzelrautiefe der fünf Einzelmessstrecken. Die Rautiefe R_t wird von der Höhe der größten Profilspitze bis zur Tiefe des größten Profiltals innerhalb der gesamten Messstrecke gemessen (s. Bild 2.8). Somit gilt stets:

$$R_t \geq R_{max} > R_z \quad \text{Gl. 2.3}$$

3D-Kennwerte

Die Weiterentwicklung von Messgeräten führte in den vergangenen Jahren vermehrt zur dreidimensionalen Vermessung von Oberflächen. Seit der 2012 veröffentlichten DIN EN ISO 25178 [DIN12] sind auch flächenhafte 3D-Kennwerte zur Beschreibung von Oberflächen genormt. Im Gegensatz zu nach dem Tastschnittverfahren ermittelten zweidimensionalen Profilschrieben, bieten räumliche Messdaten wesentlich mehr Informationen. Sie beinhalten neben den Höheninformationen auch Informationen über die Strukturrichtung.

Jung [JUN12] und Narten [NAR14] untersuchten den Oberflächeneinfluss auf die Reibung von Radial-Wellendichtungen und versuchten diesen Informationsgehalt aus der 3D-Oberflächenmessung zu nutzen. Beiden gelang es, eine Korrelation zwischen einem 3D-Kennwert und der Reibung des Dichtsystems herzustellen. Sie kamen dabei jedoch zu unterschiedlichen Schlussfolgerungen: Jung machte den Oberflächeneinfluss am Traganteil S_{mr} fest, wohingegen Narten bei seinen Untersuchungen bei der Fünf-Punkt Spitzenhöhe S_{5v} die beste Korrelation fand. Die unterschiedlichen Ergebnisse hinsichtlich des Oberflächeneinflusses liegen möglicherweise daran, dass Jung ölgeschmierte Systeme untersuchte, wohingegen Narten sich mit fließfettgeschmierten Systemen beschäftigte.

Der höhere Informationsgehalt bei 3D-Kennwerten ist unbestritten. Die zusätzlichen Informationen konnten jedoch hinsichtlich der dichtungstechnischen Bewertung von Gegenläuflächen bisher nur einen geringen Mehrwert erbringen. Besonders deutlich wurde dies im kürzlich abgeschlossenen FVA-Forschungsprojekt „3D-Kennwerte“ [FEH15]. Darin wurde hauptsächlich der Oberflächeneinfluss auf das Förderverhalten untersucht. Je nach Fertigungsverfahren wurden jedoch unterschiedliche Kenngrößen identifiziert, die den Oberflächeneinfluss beschreiben. Wie aus den Untersuchungen hervorgeht, ist eine verfahrensübergreifende und unabhängige Bewertung der Gegenläufläche auch mit 3D-Kennwerten nicht möglich.

In dieser Arbeit wird die Oberflächenrauheit in Form der gemittelten Rautiefe R_z als quantitativer Einflussparameter der Gegenlauffläche betrachtet. 3D-Kennwerte wurden nicht angewendet, da deren dichtungstechnische Relevanz nach dem aktuellen Stand der Technik noch unklar ist.

2.3.2 Drallfreiheit

Für Gegenlaufflächen wird Drallfreiheit gefordert. Unter Drall versteht man jegliche Art von Struktur, die eine Fluidförderung in axialer Richtung bewirkt. Dies können sowohl fertigungsbedingte Strukturen als auch Kratzer oder Korrosionsspuren sein, die durch nicht sachgerechtes Handling bei Lagerung, Transport oder Montage entstanden sind.

Folgen von Drall

Bei Rotation der Welle verdrängen Drallstrukturen Fluid in axialer Richtung. Diese Förderwirkung ist drehrichtungsabhängig. In beiden Richtungen kann eine Fluidförderung durch die der Gegenlauffläche zum Ausfall des Dichtsystems führen. Nach außen gerichtet kann die Fluidförderung der Gegenlauffläche unmittelbar zu Leckage führen, wenn sie die Förderfähigkeit des Dichtrings übersteigt. Fördert die Gegenlauffläche nach innen, so kann dies zu Mangelschmierung führen. Mangelschmierung führt nicht sofort zum Ausfall des Systems, kann jedoch zu erhöhtem Verschleiß oder zu thermischer Schädigung durch Überhitzen führen. Meistens führt dies dann zeitverzögert auch zu Leckage.

Messtechnische Erfassung und Bewertung von Drall

Die messtechnische Erfassung von Drall ist äußerst schwierig. Durchgesetzt haben sich bisher vor allem zwei Verfahren: die Fadenmethode und die CARMEN-Methode (Computer Aided Roughness Measurement and Evaluation) [BAI11]. Bis heute gibt es jedoch kein standardisiertes Messverfahren für die industrielle Fertigung, das alle Drallarten zuverlässig und lückenlos erfasst.

Die Fadenmethode (s. auch Fadenprüfstand, Kapitel 3.3) ist ein eher qualitatives Verfahren zur Untersuchung von Drall. Dabei wird ein gewichtsbelasteter Faden um die Welle gelegt. Es wird von Drall auf der Gegenlauffläche ausgegangen, wenn sich der Faden bei rotierender Welle in axialer Richtung bewegt. Der Faden wird dabei von Strukturen, die von der Umfangsrichtung abweichen, mitgenommen. Die Geschwindigkeit, mit der sich der Faden in axialer Richtung bewegt, lässt u.U. Rückschlüsse auf die Stärke des Dralls ziehen. Eine belastbare quantitative Größe lässt sich daraus jedoch nicht ableiten.

Die CARMEN-Methode (s. auch taktiles Oberflächenmessgerät Kapitel 3.2) ist eine quantitative Auswertungsmethode, die von der Daimler AG entwickelt wurde und in der Werknorm MBN 31007-7 [MBN08] definiert ist. Dabei werden 72 am Umfang verteilte Rauheitsmessschriebe zu einer Pseudotopografie zusammengesetzt. Durch eine flächenhafte Frequenzbewertung werden umlaufende periodische Strukturen identifiziert. Daraus können mehrere Drallkennwerte berechnet werden (s. Bild 2.9), mit denen die umlaufenden Strukturen charakterisiert werden. Die wichtigsten Kennwerte sind dabei die Dralltiefe und der Drallwinkel [BAI11]. Die Stärke der Methode ist die quantitative Bewertung von Drall. Der Nachteil liegt darin, dass nur umlaufende Strukturen erfasst werden. Kurze, kleine und stochastisch verteilte Strukturen (sog. Mikrodrall) können mit der CARMEN-Methode nicht gemessen werden.

In dieser Arbeit steht Drall und die damit verbundene Förderwirkung der Gegenlauffläche nicht im Vordergrund der Untersuchungen. Relevant ist das Thema insofern, dass in dieser Arbeit vorwiegend förderneutrale Gegenlaufflächen verwendet werden müssen. Förderaktive Strukturen auf der Gegenlauffläche sind ein Störfaktor bei der Förderwertmessung. Alle Gegenlaufflächen werden daher in Voruntersuchungen vermessen und mit der Fadennmethode sowie der CARMEN-Methode hinsichtlich Drall bewertet.

Eine umfassendere Abhandlung von Drall auf Gegenlaufflächen findet man z.B. in [KUN05, BUH06] sowie zuletzt in [BAI11].

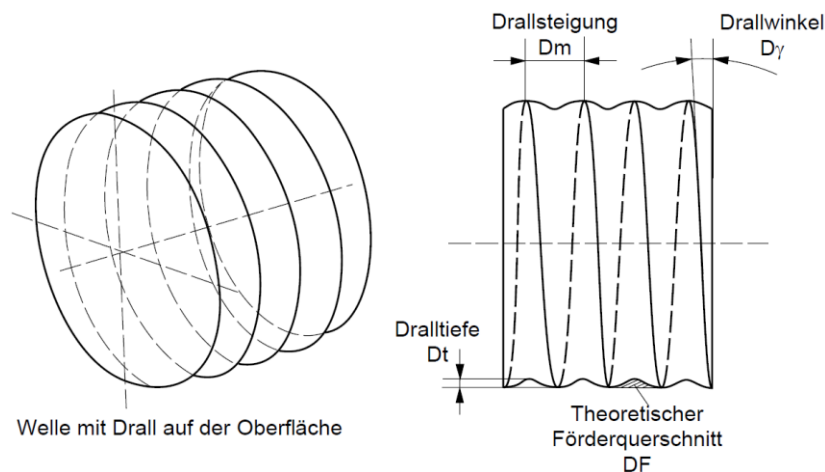


Bild 2.9: Drallkenngrößen [BUH06]

2.3.3 Wellenwerkstoffe

Gewöhnliche Wellenwerkstoffe sind z.B. 16MnCr5 (Cr-Mn-legierter Einsatzstahl), 100Cr6 (Cr-legierter Wälzlagerstahl), C45 (unlegierter Vergütungsstahl) oder 42CrMo4 (Cr-Mo-legierter Vergütungsstahl). Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden ausschließlich Wellen aus dem typischen Wälzlagerstahl 100Cr6 verwendet. Der Einfluss des Wellenwerkstoffs auf das Systemverhalten wird somit nicht betrachtet. Die wichtige Funktion der Wärmeabfuhr wird vom Stahl der Welle jedoch kaum beeinflusst. Wie Tabelle 2.3 zeigt, unterscheidet sich die Wärmeleitfähigkeit bei den typischen Stählen kaum.

Tabelle 2.3: Eigenschaften typischer Wellenwerkstoffe (Werte nach [DEW15])

	16MnCr5	100Cr6	C45	42CrMo4
Dichte ρ	7760	7610	7700	7720
Elastizitätsmodul E [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]	210	210	210	210
Wärmeleitfähigkeit λ bei 20°C [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	44	42,6	42,6	42,6
Spez. Wärmekapazität c_m bei 20°C [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	431	470	470	470

2.3.4 Fertigungsverfahren

Zur Herstellung einer Gegenlauffläche sind in der Regel mehrere Fertigungsschritte notwendig. Als Fertigungsverfahren wird meist nur das Endbearbeitungsverfahren genannt. Die Topografie einer Oberfläche resultiert jedoch meist aus einer Überlagerung mehrerer Fertigungsschritte, wobei das Endbearbeitungsverfahren dominant ist.

Schleifen im Einstich

Drallfrei im Einstich geschliffene Wellen lassen sich mit RWDR zuverlässig abdichten. Daher hat sich Schleifen im Einstich als Standardverfahren zur Herstellung von Gegenlaufflächen für RWDR durchgesetzt. Das Verfahren inklusive der Vorbearbeitungsschritte ist jedoch aufwändig und teuer. Dem Schleifvorgang geht eine Weichbearbeitung voran, bei der die Gegenlauffläche mit einem Schleifaufmaß von wenigen zehntel Millimetern gefertigt wird. Anschließend folgt ein Härtevorgang. Nach DIN 3760 [DIN96] wird eine Härte von mindestens 45 HRC gefordert, bei schmutzbeaufschlagten Systemen von mindestens 55 HRC.

Beim abschließenden Schleifvorgang führt die Schleifscheibe keine axiale Bewegung aus, um das Entstehen von Drallstrukturen auf der Oberfläche zu verhindern. Jedes Schleifkorn sollte möglichst einmal mit jeder Stelle des Umfangs in Kontakt sein. Dazu wird eine Ausfunktzeit von 20 bis 30 Sekunden gefordert. Außerdem ist das Drehzahlverhältnis zwischen Schleifscheibe und Werkstück ein wichtiger Parameter. Zur Vermeidung von Drall werden nicht ganzzahlige Drehzahlverhältnisse bei gegensinniger Rotation empfohlen. In [SIM07] ist das Drehzahlverhältnis von Schleifscheibe zu Werkstück beispielhaft mit $10\frac{1}{2}:1$ angegeben. In [KER92] werden Drehzahlverhältnisse mit einem gebrochenen Anteil von $\frac{1}{3}$ empfohlen (z.B. Schleifscheibe zu Werkstück $10\frac{1}{3}:1 \rightarrow 1550 \text{ U/min} : 150 \text{ U/min}$).

Durch das Schleifen entstehen stochastisch verteilte, in Umfangsrichtung laufende Strukturen (Bild 2.10 und Bild 2.11).

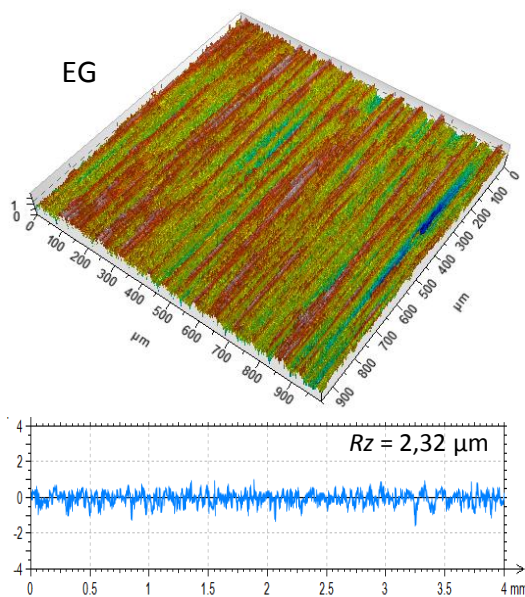


Bild 2.10: Einstichgeschliffene Gegenlauffläche mit gewöhnlicher Rauheit [FEH15]

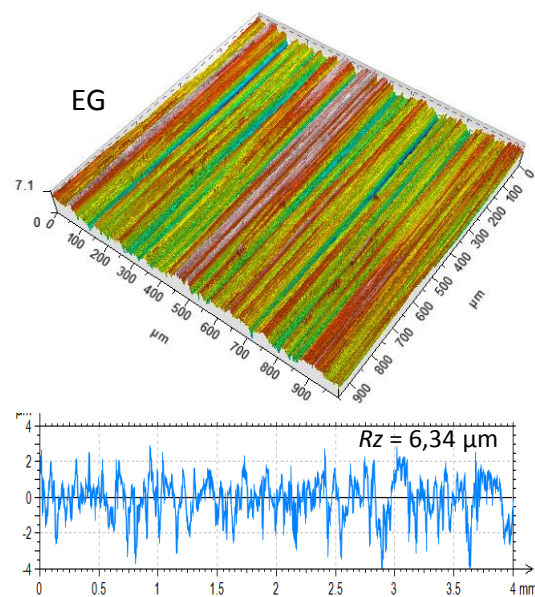


Bild 2.11: Einstichgeschliffene Gegenlauffläche mit hoher Rauheit [FEH15]

Hartdrehen

Das Hartdrehen ist ein wirtschaftliches Verfahren, da der aufwändige Schleifprozess eingespart wird. In der Praxis ist es neben dem Schleifen im Einstich das am häufigsten eingesetzte Verfahren zur Herstellung von Gegenauflflächen. Typisch für hartgedrehte Gegenauflflächen ist die im Rauheitsschrieb deutlich erkennbare Drehwendel (Bild 2.12). Durch dieses bei der Fertigung aufgebrachte „Gewinde“, sind gedrehte Gegenauflflächen in der Regel nicht förderneutral. Sofern entsprechende Parameter eingehalten werden, lassen sich hartgedrehte Gegenauflflächen dennoch zuverlässig abdichten. Die wichtigsten Fertigungsparameter sind Vorschub, Drehzahl, Schneidengeometrie und Zustelltiefe.

Kugelstrahlen

Ein in der Praxis weniger verbreitetes Verfahren zur Herstellung von Gegenauflflächen ist das Kugelstrahlen. Es muss zwischen Kugelstrahlen auf harter und auf weicher Oberfläche unterschieden werden. Beim Kugelstrahlen entsteht wie beim Schleifen eine stochastische, aber vergleichsweise grobe Oberflächenstruktur (Bild 2.13). Auf weicher Oberfläche ist diese Struktur mehr ausgeprägt als auf harter Oberfläche. Fertigungsparameter des Kugelstrahlens sind die Strahlintensität und die Kugelgröße. Beim Auftreffen des Strahls kommt es zu einer Verfestigung der Oberfläche. Es hat sich gezeigt, dass kugelgestrahlte Oberflächen prinzipiell als Gegenauflflächen geeignet sind.

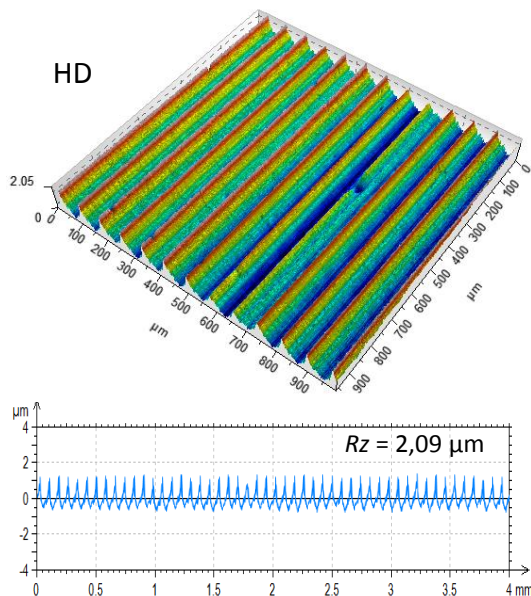


Bild 2.12: Hartgedrehte Gegenauflfläche
[FEH15]

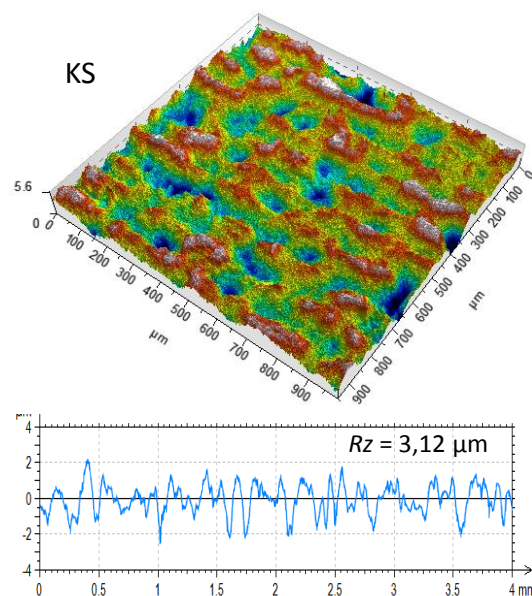


Bild 2.13: Kugelgestrahlte Gegenauflfläche
[FEH15]

Rollieren

Rollieren von Gegenauflflächen ist in der Praxis ebenfalls weniger verbreitet. Beim Rollieren werden die sich auf der Gegenauflfläche befindlichen Strukturen vom Rollierwerkzeug eingeebnet. Auch dabei kommt es zur Oberflächenverfestigung. Rollierte Wellen haben in der Regel eine sehr glatte Oberfläche (Bild 2.14).

Weitere Verfahren

Wegen der hohen Kosten beim Schleifen im Einstich, wird im Herstellprozess der Gegenlauffläche großes Einsparpotential gesehen. Es werden alternative, weniger aufwändige Verfahren untersucht, z.B. Weichdrehen [SUL13a] und Weichschleifen [SUL13b]. Bei beiden Verfahren ist eine prozessichere Herstellung jedoch schwierig, es entstehen stochastische Ausbrüche und Fehlstellen auf der Gegenlauffläche. Abdichten lassen sich weichgedrehte und weichgeschliffene Gegenlaufflächen nur mit einem Dichtring, der über einen ausreichend hohen Förderwert verfügt, um die Fehlstellen zu kompensieren. Eine Anwendung ist prinzipiell denkbar, wenn geringe Kosten wichtiger sind als eine hohe Zuverlässigkeit der Dichtstelle.

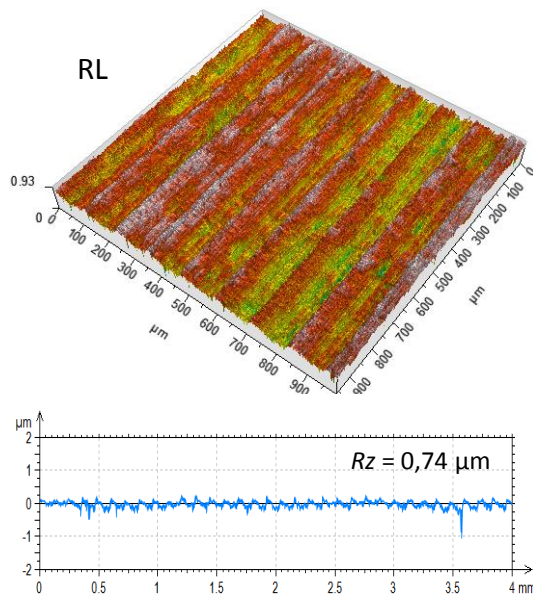


Bild 2.14: Rollierte Gegenlauffläche [FEH15]

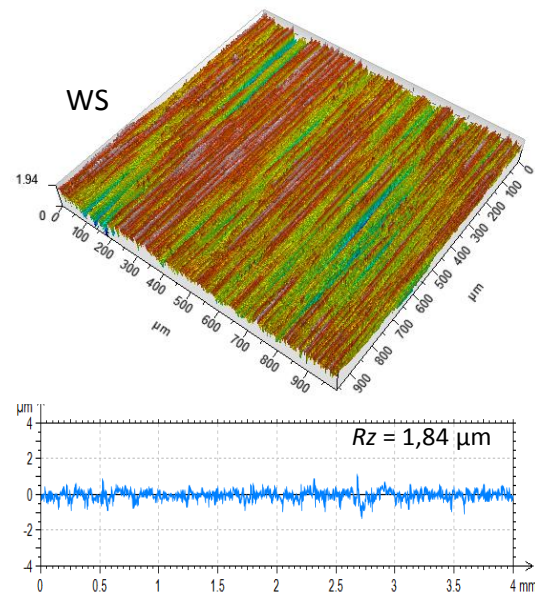


Bild 2.15: Weichgeschliffene Gegenlauffläche [FEH15]

2.4 Schmierstoffe

Das abdichtende Fluid übernimmt gleichzeitig die Rolle des Schmierstoffs im Dichtsystem. Radial-Wellendichtringe werden vorwiegend zur Abdichtung von Öl eingesetzt. Aber auch der Einsatz von Fett als Schmierstoff ist geläufig. Das Verhalten von Fett ist jedoch grundlegend anders und wird in dieser Arbeit nicht behandelt. Die Untersuchungen werden ausschließlich mit Schmieröl durchgeführt.

Funktionen und Anforderungen

Die wichtigsten Funktionen von Schmierölen im Dichtsystem sind:

- Welle und Dichtring bestmöglich durch einen Schmierfilm trennen, um abrasiven Verschleiß zu vermeiden
- Reibung im Dichtkontakt zu mindern, um Verschleiß und übermäßige Verlustwärme zu verhindern
- Wärme im Zusammenspiel mit Welle und Gehäuse aus dem System abführen

Zur Erfüllung dieser Funktionen muss der Schmierstoff insbesondere den thermischen Anforderungen der Anwendung gewachsen sein. Übersteigt die Temperatur die Einsatzgrenze, so kann es zur Schädigung des Schmierstoffs kommen. Im Kontaktbereich lagert sich dann meist Ölkohle ab, was zu Leckage führen kann. Auch das Viskositäts-Temperatur-Verhalten des Öls ist wichtig. Die Viskosität sinkt mit steigender Temperatur. Damit geht die Abnahme der Tragfähigkeit des Schmierfilms einher, was zu schnellerem Verschleiß führen kann. Zu den Anforderungen an Schmierstoffe gehört auch die Verträglichkeit mit dem Elastomer des RWDR unter den jeweiligen Betriebsbedingungen (siehe auch Kapitel 2.2.2 Elastomerwerkstoffe).

2.4.1 Grundöle und Additive

Die Eigenschaften eines Schmierstoffs werden von seinem Grundöl und seinen Additiven bestimmt. Es folgt ein kurzer Überblick über die in dieser Arbeit eingesetzten Grundöle.

Mineralöle haben immer noch den größten Anteil an den Schmierstoffen in industriellen Anwendungen und der Automobilbranche [FVA10] und stellen auch in dieser Arbeit den Schwerpunkt dar. Mineralöle werden durch Destillation und Solventraffination aus Erdöl hergestellt und sind relativ kostengünstig. Nachteil von Mineralöl ist ein gegenüber synthetischen Ölen meist eingeschränkter Temperaturbereich und ein oft schlechteres Viskositäts-Temperatur-Verhalten. Im Allgemeinen ist die Beimischung von Additiven bei synthetischen Ölen einfacher und die Schmierstoffeigenschaften sind besser einstellbar [KLA13].

Synthetische Schmierstoffe, die in dieser Arbeit untersucht werden sind Polyglykol, Polyalphaolefin und Ester:

Polyglykole (PG) gehören zur Gruppe der synthetischen Kohlenwasserstoffe. Sie sind wasserlöslich und nicht mit Mineralölen mischbar. Eingesetzt werden polyglykolbasierte Schmieröle häufig in Getrieben zur Schmierung von Zahnrädern, da sie die Fähigkeit haben, im Festkörperkontakt geringere Reibwerte zu erzielen als z.B. Mineralöle. Desweiteren zeichnen sich Polyglykole darin aus, dass eine hohe Bandbreite der Viskosität erreicht werden kann [KLA13].

Polyalphaolefine (PAO) gehören ebenfalls zur Gruppe der synthetischen Kohlenwasserstoffe. Polyalphaolefine sind mit Mineralöl mischbar. Sie werden als Motorenöle, Getriebeöle und diversen anderen Industrieanwendungen eingesetzt, z.B. als Hydrauliköl. Die erreichbare Bandbreite der Viskosität ist ebenfalls hoch und mit der von Polyglykol vergleichbar.

Eine weitere Gruppe synthetischer Schmierstoffe stellen **Esteröle** dar. Von einigen Herstellern werden biologisch abbaubare Ester als Getriebeöle, Hydrauliköle und für Marineanwendungen angeboten.

Additive werden nahezu allen kommerziellen Schmierölen beigemischt. Darunter versteht man Hilfs- bzw. Zusatzstoffe, mit denen die tribologischen Eigenschaften des Öls verbessert werden sollen. Reine mineralische oder reine synthetische Grundöle werden in nahezu keiner praktischen Anwendung mehr eingesetzt, da sie den hohen Anforderungen nicht mehr gerecht werden [KLA13]. Typische Additive sind z.B. Verschleißminderer, Reibungsminderer, Viskositätsindexverbesserer, Korrosionsinhibitoren, Antioxidantien und Entschäumer [HOR96]. Additive können Schmierstoffeigenschaften entscheidend verändern. Im Fokus

steht dabei meist nicht die Dichtung. Für das Dichtsystem kann dies negative Folgen haben. Insbesondere die Öl-Elastomer-Verträglichkeit kann sich durch das Hinzufügen von Additiven ändern. Die Zusammenhänge sind jedoch äußerst komplex und wurden bisher nicht ausreichend verstanden. Die Auswirkung von Additiven auf das Dichtsystem ist von den Betriebsbedingungen abhängig und meist nicht prognostizierbar, insbesondere wenn das Öl mit mehreren Additiven kombiniert wird, siehe z.B. [KLA12].

2.4.2 Viskosität

Eine wichtige Eigenschaft eines Schmierstoffs ist die Viskosität. Sie ist ein Maß für die innere Reibung eines Fluids und hat wesentlichen Einfluss auf die Tragfähigkeit des Schmierfilms sowie die Reibung in einem tribologischen Kontakt. Es wird zwischen dynamischer und kinematischer Viskosität unterschieden.

Dynamische Viskosität

Die Definition der dynamischen Viskosität lässt sich am besten an zwei durch einen Flüssigkeitsfilm der Höhe h getrennte Platten erklären (Bild 2.16). Um eine der beiden Platten gegenüber der anderen parallel zu verschieben, ist die Kraft F notwendig. Nach dem Newtonschen Fluidreibungsgesetz (siehe z.B. [BAR94]) gilt:

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{dv}{dh} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Dabei ist: A die Fläche der bewegten Platte
 dv/dh das Geschwindigkeitsgefälle im Fluid
 η die dynamische Viskosität

Die dynamische Viskosität ist die Proportionalitätskonstante des Newtonschen Fluidreibungsgesetzes. Je zähflüssiger (viskoser) eine Flüssigkeit ist, desto höher ist die Kraft, die notwendig ist, um die Platten parallel zueinander zu bewegen.

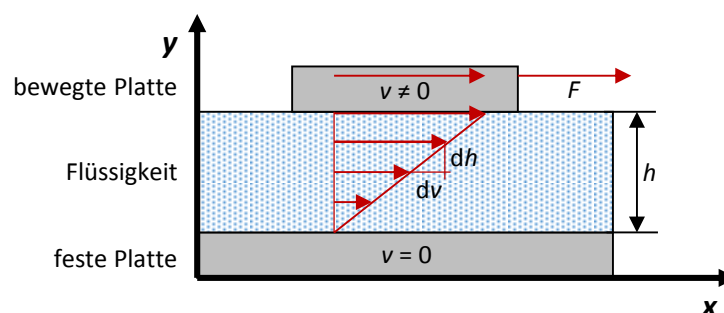


Bild 2.16: Newtonsches Fluidreibungsgesetz

Kinematische Viskosität

Die kinematische Viskosität ν ist definiert durch

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad \text{Gl. 2.5}$$

wobei ρ die Dichte des Fluids ist.

2.4.3 Temperaturabhängigkeit

Die Viskosität von Schmierölen ist stark von der Temperatur abhängig. Schmierstoffhersteller geben meist die kinematische Viskosität an. Die Angaben beziehen sich meist die auf Prüftemperaturen $\vartheta_1 = 40 \text{ °C}$ und $\vartheta_2 = 100 \text{ °C}$. Der Zusammenhang zwischen Temperatur und Viskosität ist jedoch nichtlinear. Die Berechnung von Zwischenwerten ist nach DIN 51563 [DIN11] und DIN 53017 [DIN93] mit den Gleichungen von Ubbelohde-Walther möglich (s. Kapitel 4.2.2). Bei logarithmischer Skalierung der y-Achse lässt sich die kinematische Viskosität über der Temperatur annähernd als Gerade darstellen (Bild 2.17).

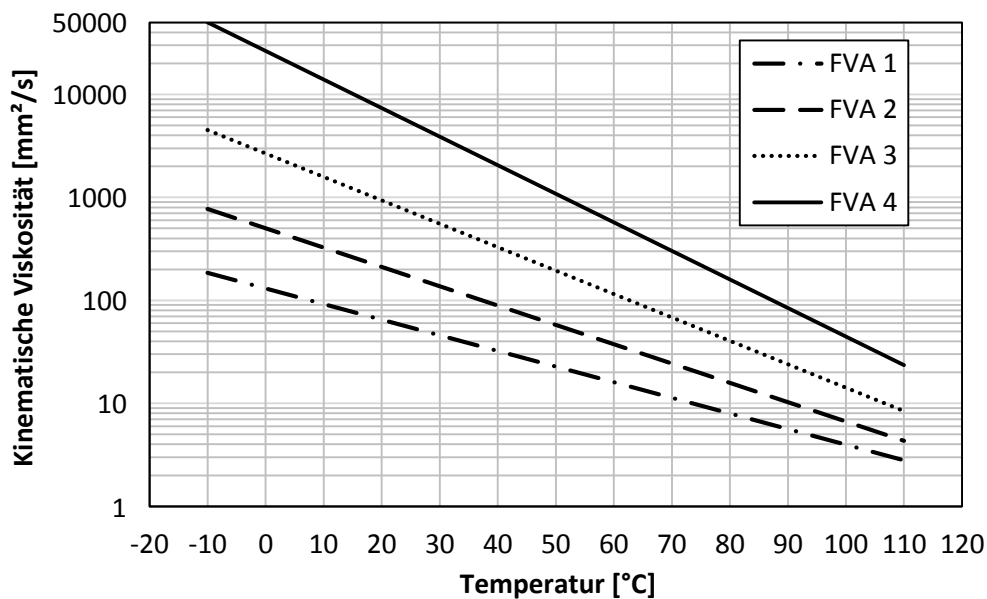


Bild 2.17: Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität am Beispiel von FVA-Referenzölen (Daten aus [LAU07])

Zur Berechnung der dynamischen Viskosität kann zusätzlich die Dichte des Schmierstoffs bei Dichtspalttemperatur bestimmt werden. Für das Dichte-Temperatur-Verhalten kann ein linearer Zusammenhang angenommen werden [PEE81], s. Bild 2.18.

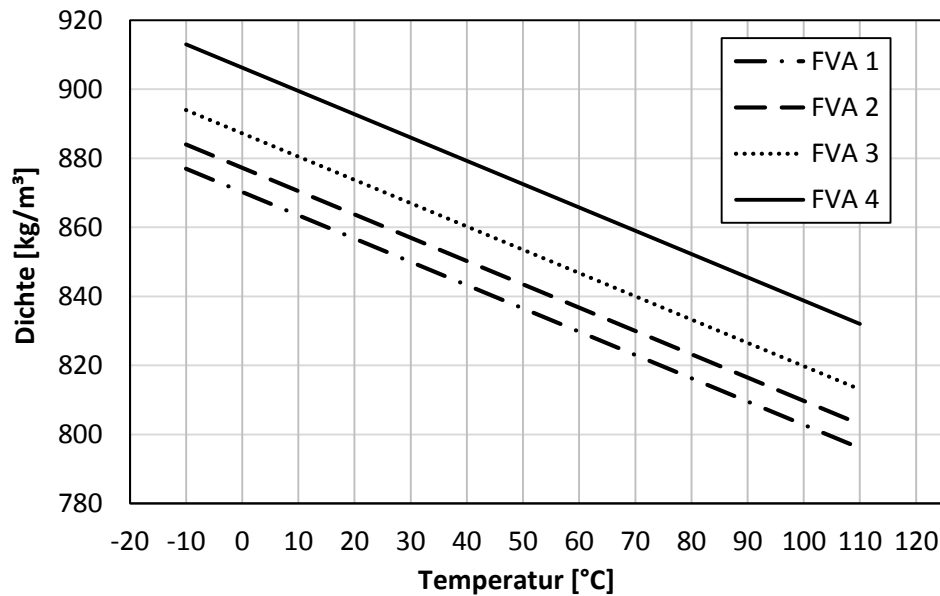


Bild 2.18: Temperaturabhängigkeit Dichte am Beispiel von FVA-Referenzölen (Daten aus [LAU07])

2.4.4 Druckabhängigkeit

Viskosität, Volumen und Dichte von Schmierstoffen sind neben der Temperatur auch vom Druck abhängig. Die Druckabhängigkeit ist bei geringem Druckunterschied jedoch vernachlässigbar [PEE81]. Moderne Radial-Wellendichtringe haben eine spezifische Radialkraft von ca. 0,1 N/mm Umfang und eine Berührbreite von ca. 0,1 mm im Neuzustand. Damit ist im Dichtspalt mit einem mittleren Druck von ca. 1 N/mm² (= 10 bar) zu rechnen. Eine entscheidende Änderung der Eigenschaften ist jedoch erst bei wesentlich höheren Drücken (> 100 bar) zu erwarten. In dieser Arbeit wird die Druckabhängigkeit der Schmierstoffe nicht berücksichtigt.

2.5 Betriebsverhalten

Bei rotierender Welle gelangt Fluid zwischen Dichtkante und Gegenlauffläche und bildet einen flüssigkeitsgefüllten Spalt. Dichtelement und Gegenlauffläche sind im Betrieb durch einen kohärenten Schmierfilm getrennt. Dies wurde bereits in den 1950er Jahren durch experimentelle Untersuchungen von Jagger [JAG57] nachgewiesen. Der Schmierfilm mindert die Reibung, wirkt verschleißmindernd, verhindert eine überhöhte Temperatur in der Dichtzone und ist daher für eine hohe Lebensdauer des Dichtsystems wichtig. Die Haupteinflussparameter auf Schmierungs- und Reibungszustände des Dichtsystems sind in Bild 2.19 schematisch dargestellt. Je nach Betriebsbedingungen und Systemparametern können sich unterschiedlichste Zustände ergeben – von Mangelschmierung bis hin zur hydrodynamischen Vollschrnerung. Gleiches gilt für die Reibzustände, sowohl Mischreibung als auch reine Flüssigkeitsreibung sind möglich.

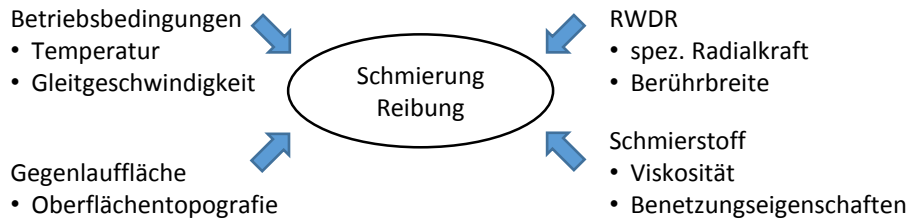


Bild 2.19: Haupteinflussparameter auf Schmierungs- und Reibungszustände des Dichtsystems

2.5.1 Schmierung

Die Ausbildung des Schmierfilms ist von den Betriebsbedingungen und Systemparametern abhängig. Die Betriebsbedingungen sind im Wesentlichen durch Ölsumpftemperatur und Gleitgeschwindigkeit bestimmt. Hinzu kommen die Parameter des Dichtsystems: die spezifische Radialkraft und Berührbreite des Dichtrings, die Oberflächentopografie der Gegenlauffläche sowie Viskosität und Benetzungseigenschaften des Schmierstoffs. Übergeordnet spielt natürlich auch die Gestaltung der Umgebung für die Schmierung eine wichtige Rolle. Es muss sichergestellt sein, dass ausreichend Schmierstoff in die Dichtzone gelangt. Letzteres wird hier jedoch vorausgesetzt und nicht weiter betrachtet. In wissenschaftlichen Betrachtungen stellt sich häufig die Frage nach der sich einstellenden Schmierfilm- bzw. Dichtspalthöhe.

Schmierfilmhöhe

Die Bestimmung der Schmierfilmhöhe ist äußerst schwierig. Sie lässt sich nicht direkt, sondern nur indirekt über Zwischengrößen messen. Daher sind Berechnungen und Modelle nur schwer verifizierbar. Bisherige wissenschaftliche Arbeiten zeigen Ergebnisse von sehr unterschiedlicher Größenordnung. Im Folgenden werden bekannte Vorgehensweisen beschrieben, wobei kein Anspruch auf Vollständigkeit besteht.

Eine Methode zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe bei hydrodynamischer Schmierung ist der Reibungsansatz, wie er z.B. von Wollesen [WOL93] angewendet wurde. Dabei ist die Messung des Reibmoments notwendig. Die Schmierfilmhöhe wird dann aus dem Newtonschen Fluidreibungsgesetz (Gl. 2.4) hergeleitet:

$$h_s = \frac{v}{F} \cdot A \cdot \eta \quad \text{Gl. 2.6}$$

Dabei ist h_s die Schmierfilmhöhe bei hydrodynamischer Schmierung, v die Gleitgeschwindigkeit, F die Scherkraft, A die Scherfläche zwischen RWDR und Gegenlauffläche und η die dynamische Viskosität. Der Zusammenhang zeigt, dass im System Radial-Wellendichtung vor allem eine hohe Viskosität und eine hohe Gleitgeschwindigkeit zu einem ausgeprägten Schmierfilm führen. Hohe Viskosität führt zu einer besseren Tragfähigkeit des Schmierstoffs. Durch zunehmende Gleitgeschwindigkeit wird die Schmierfilmbildung infolge der Hydrodynamik ebenso begünstigt, allerdings nur bis zu einem Grenzwert. Denn hohe Gleitgeschwindigkeiten führen gleichzeitig zu höheren Temperaturen im Dichtspalt, was wiederum zu einer Abnahme der Viskosität und damit der Tragfähigkeit des Schmierstoffs führt.

Gemäß der Beschreibung von Horve [HOR96] steigt die Schmierfilmhöhe mit der hydrodynamischen Kennzahl bzw. Gümbelzahl G an (Bild 2.18)

Ein indirektes Messverfahren wurde von Gabelli und Poll [GAB92a, GAB92b] entwickelt. Mit Hilfe von magnetisierbarem Fluid und einem in der Gegenlaufläche eingebetteten Sensor konnten Sie anhand des magnetischen Widerstandes Rückschlüsse auf die Schmierfilmhöhe ziehen. Ihre Messergebnisse liegen ein Vielfaches über den mit dem Reibungsansatz von Wollesen ermittelten Werten (Bild 2.19). Während über den Reibansatz die Schmierfilmhöhe stets $h_s < 1 \mu\text{m}$ ist, werden mit dem magnetischen Messverfahren bereits bei geringen Gleitgeschwindigkeiten Schmierfilmhöhen von $h_s \approx 10 \mu\text{m}$ ermittelt.

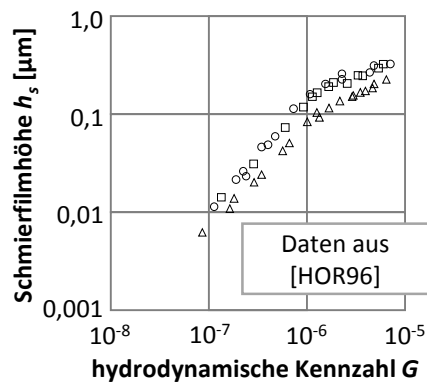


Bild 2.20: Schmierfilmhöhe über hydrodynamischer Kennzahl G

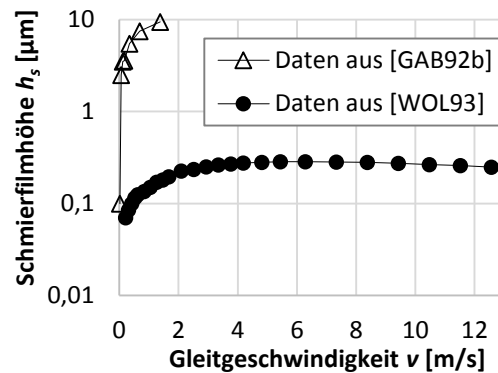


Bild 2.21: Diskrepanz der Literaturwerte zur Schmierfilmhöhe

2.5.2 Reibung

Im Allgemeinen wird zwischen Festkörperreibung, Flüssigkeitsreibung und Gasreibung unterschieden. Gasreibung ist erst bei äußerst hohen Geschwindigkeiten von Bedeutung und kann bei Radial-Wellendichtungen vernachlässigt werden. Festkörperreibung wird durch das Coulombsche Reibungsgesetz beschrieben. Flüssigkeitsreibung beruht auf dem Widerstand einer Flüssigkeit gegen Relativbewegungen, entsprechend dem Newtonschen Fluidreibungsgesetz mit der charakteristischen Kenngröße der dynamischen Viskosität η . Reine Festkörperreibung ist bei Systemen mit RWDR unüblich. Sobald der Dichtungsbereich einmal mit Öl benetzt ist, wird immer ein Restfilm an den Kontaktflächen haften bleiben. Selbst bei Mangelschmierung liegt damit Mischreibung vor, mit einem entsprechend größeren Anteil an Festkörperreibung als bei ausreichend geschmierten Systemen.

Jung [JUN12] unterscheidet die bei Radial-Wellendichtungen auftretenden Reibeffekte in Deformation, Adhäsion und Kohäsion. Zur Deformation des Elastomers kommt es beim Aufeinandertreffen zweier Rauheitsberge zwischen Dichtkante und Gegenlaufläche (Bild 2.22). Die Adhäsionskraft F_{RA} entsteht aufgrund der Scherung τ_A der Bindungen an der Grenzfläche (Bild 2.23). Die Kohäsionskraft F_{RK} wird durch die Scherung τ_K des Schmierstoffs erzeugt (Bild 2.24). Durch das Verschieben einzelner Flüssigkeitsschichten wird Arbeit geleistet. Auch die Viskoelastizität des Elastomers wirkt sich auf die Reibung aus. Je schneller sich die Gegenlaufläche bewegt, desto weniger Zeit hat das Elastomer in die Rauheitstäler einzusinken. Unterstützt wird dies, durch den hydrodynamischen Druck, der sich bei Rotation der Welle im Dichtspalt aufbaut. An jeder Rauheitserhebung steigt der Druck an. Die Dichtkante „schwimmt“ auf. Hinter jeder Rauheitserhebung fällt der Druck wieder ab. Kann

nicht genügend Flüssigkeit nachfließen, kommt es zu Kavitation, welche das Elastomer wieder anzieht. Die gesamte Dichtungsreibung ist die Summe aller Reibkräfte [JUN12].

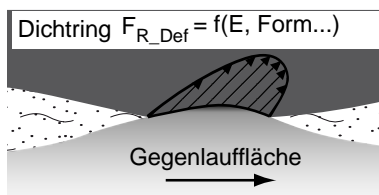


Bild 2.22: Deformation [JUN12]

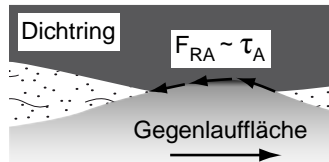


Bild 2.23: Adhäsion [JUN12]

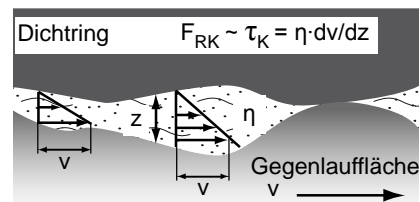


Bild 2.24: Kohäsion [JUN12]

Gümbelzahldiagramm

In welchem tribologischen Zustand sich das System befindet kann mit Hilfe des Gümbelzahldiagramms abgeschätzt werden. Darin ist der Streubereich der Reibzahl f über der hydrodynamischen Kennzahl G aufgetragen. Das Gümbelzahl-Diagramm geht auf Untersuchungen von [BRI65], [HIR66] sowie [LIN71] zurück. Das in seiner heutigen Form geläufige Diagramm ist in Bild 2.25 dargestellt.

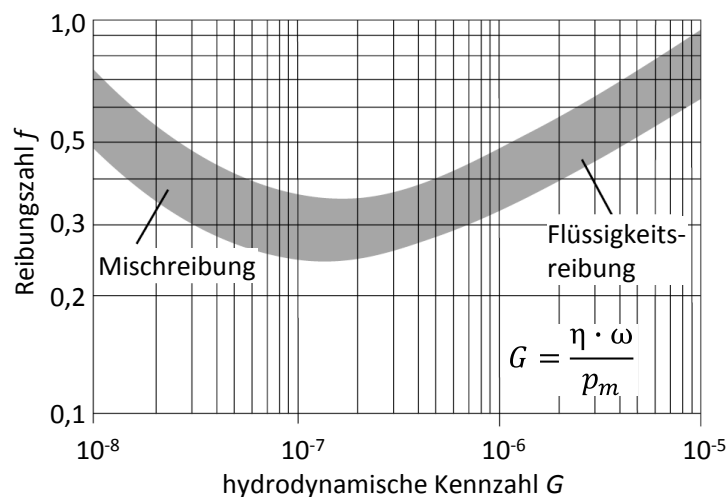


Bild 2.25: Gümbelzahl-Diagramm [BUH06]

Die hydrodynamischen Kennzahl G , auch Gümbelzahl genannt, ergibt sich aus dynamischer Viskosität η , Winkelgeschwindigkeit ω und der mittleren Pressung im Dichtspalt p_m . Sie ist definiert mit:

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} = \frac{\eta \cdot \omega \cdot \pi \cdot d \cdot b}{F_r} \quad \text{Gl. 2.7}$$

Daraus ergibt sich eine dimensionslose Kennzahl. Der Verlauf der Reibzahl f über der Gümbelzahl G ähnelt dem Stribeck-Diagramm hydrodynamischer Gleitlager. Kleinere Gümbelzahlen beschreiben den Mischreibungsbereich, größere den reinen Flüssigkeitsreibungsbereich. Im Übergangsbereich von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung nimmt die Reibzahl f die geringsten Werte an.

Auf Basis des Gümbelzahl-Diagramms lassen sich Reibkraft, Reibmoment und Reibleistung eines Dichtsystems abschätzen:

$$F_R = f \cdot F_N \quad (\text{Reibkraft}) \quad \text{Gl. 2.8}$$

$$M_R = F_R \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{Reibmoment}) \quad \text{Gl. 2.9}$$

$$P_R = F_R \cdot v \quad (\text{Reibleistung}) \quad \text{Gl. 2.10}$$

Dabei sind F_N die Normalkraft, welche hier der Radialkraft des RWDR entspricht, d der Durchmesser und v die Gleitgeschwindigkeit.

In der Gümbelzahl wird die Radialkraft als Parameter des Dichtrings berücksichtigt. Diese geht in die mittlere Pressung p_m ein. Auch der Einfluss des Schmierstoffs wird durch die dynamische Viskosität berücksichtigt. Keine Berücksichtigung findet die Oberflächentopografie der Gegenlauffläche. Daraus ergibt sich die größte Unsicherheit des Gümbelzahldiagramms, welches auf Basis von im Einstich geschliffenen Gegenlaufflächen ermittelt wurde. Wie sich in [JUN12] gezeigt hat, können Reibwerte bei anderen Fertigungsverfahren um ein Dreifaches davon abweichen.

2.6 Dichtmechanismus

Das Anwendungsspektrum von Radial-Wellendichtungen ist groß. Bei sehr unterschiedlichen Betriebsbedingungen müssen sie zuverlässig dicht sein. Der Dichtring ist in den meisten Anwendungsfällen stationär im Gehäuse eingepresst. Im statischen Fall, bei stillstehender Welle, wird die Elastomer-Dichtkante durch die Radialkraft des Dichtrings an die Gegenlauffläche gepresst. Dabei werden die Rauheitstäler so weit verschlossen, dass Leckage verhindert wird. Komplexer ist der Dichtmechanismus im dynamischen Fall. Wie im vorangehenden Abschnitt beschrieben, gelangt bei drehender Welle Fluid zwischen Dichtelement und Gegenlauffläche und bildet einen flüssigkeitsgefüllten Spalt. Der Schmierfilm ist notwendig, um eine lange Lebensdauer der Dichtung zu gewährleisten. Bei einem intakten Dichtsystem tritt an der Luftseite trotz des Schmierfilms keine Leckage auf. Die gute Dichtigkeit von RWDR mit Elastomer-Dichtkante beruht auf deren Fähigkeit, Fluid von der Luftseite zurück in den abzudichtenden Raum zu fördern. Wird die Dichtkante des RWDR von außen mit Öl benetzt, so kann beobachtet werden, wie das Öl vom Dichtring in den abzudichtenden Raum gefördert wird. Die Fluidförderung hält solange an, wie auf der Luftseite ein Fluidüberschuss besteht. Sie endet, sobald sich wieder ein Gleichgewicht eingestellt hat. Da diese Rückförderung von Fluid für die Dichtsicherheit des Systems maßgebend ist, gilt der Förderwert als Kennwert zur Beurteilung der Dichtgüte.

Die Fluidförderung von RWDR wurde seit Jagger [JAG57] von vielen Wissenschaftlern untersucht und auf unterschiedliche Weisen erklärt. Kawahara kam zu dem Schluss, dass die Fluidförderung mit den Rauheitserhebungen auf der Dichtkante zusammenhängt [KAW77, KAW78, NAK84]. Kammüller [KAM86] hat zur Erklärung des Phänomens die Verzerrungshypothese formuliert.

2.6.1 Verzerrungshypothese

Nach der Verzerrungshypothese entstehen beim Einlauf des Systems axial gerichtete Verschleißstrukturen auf der Dichtkante. Dieser Vorgang wird auch als Konditionierung der Elastomer-Dichtkante bezeichnet. Bei Rotation der Welle werden die axial gerichteten Verschleißstrukturen durch die Reibungsschubspannung in Umfangsrichtung verzerrt.

Die Verzerrung ist an der Stelle des Pressungsmaximums am größten. Die verzerrten Strukturen ähneln dann zwei gegeneinander gerichteten Fördergewinden, die im Betrieb von beiden Seiten Flüssigkeit in den Dichtspalt pumpen (Bild 2.26). Auf Grund der asymmetrischen Pressungsverteilung ergeben sich zwei unterschiedlich große Fördergewinde. Das größere Gewinde mit der höheren Förderkapazität befindet sich auf Bodenseite. Die Bodenseite ist die Seite des flacheren Kontaktflächenwinkels, auf der mehr Rauheitsstrukturen mit der Welle in Kontakt stehen. Ist der bodenseitige Keilspalt mit Flüssigkeit gefüllt, ergibt sich ein Strömungsüberschuss in Richtung Stirnseite. Auf Grund der höheren Förderkapazität der bodenseitigen Strukturen kommt es nicht zu Leckage.

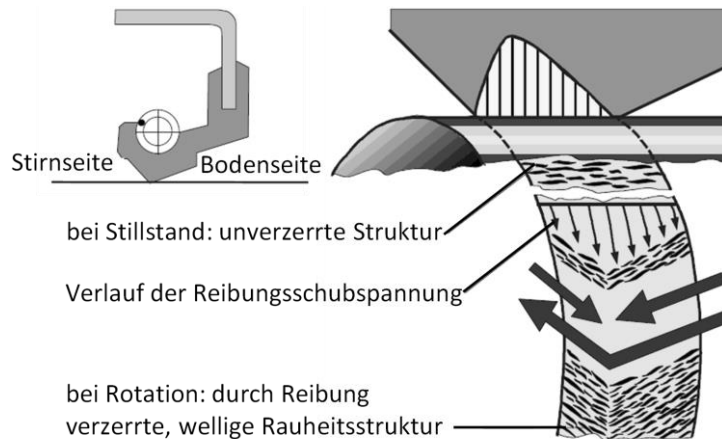


Bild 2.26: Verzerrungshypothese [IMA08]

2.6.2 Seitenstromhypothese

Nicht alle Dichtringe weisen klar erkennbare, regelmäßig ausgerichtete Verschleißstrukturen auf. Dennoch kann eine Fluidförderung beobachtet werden. Zur Erklärung der Tatsache, dass dennoch eine Fluidförderung stattfindet, veröffentlichte Müller [MÜL87] als Erweiterung der Verzerrungshypothese die Seitenstromhypothese (Bild 2.27). Nach dieser führen bereits unregelmäßig verteilte Rauheitserhebungen auf der Dichtkante bei einer asymmetrischen Pressungsverteilung zu einer Förderwirkung. Die durch Rotation der Welle mitgeschleppten Fluidteilchen werden an den Rauheitserhebungen in axialer Richtung abgelenkt. Trifft ein Fluidteilchen auf eine Rauheitserhebung, so wird es kurzzeitig auf ein höheres Druckniveau als das des globalen Pressungsverlaufes gehoben und kann damit das Pressungsmaximum überwinden. Dies geschieht kontinuierlich von beiden Seiten. Auf der Seite des flachen Kontaktflächenwinkels sind jedoch mehr Rauheitserhebungen mit der Welle in Kontakt und der zu überwindende Pressungsgradient ist geringer. Daher strömt insgesamt mehr Flüssigkeit von der Boden- zur Stirnseite.

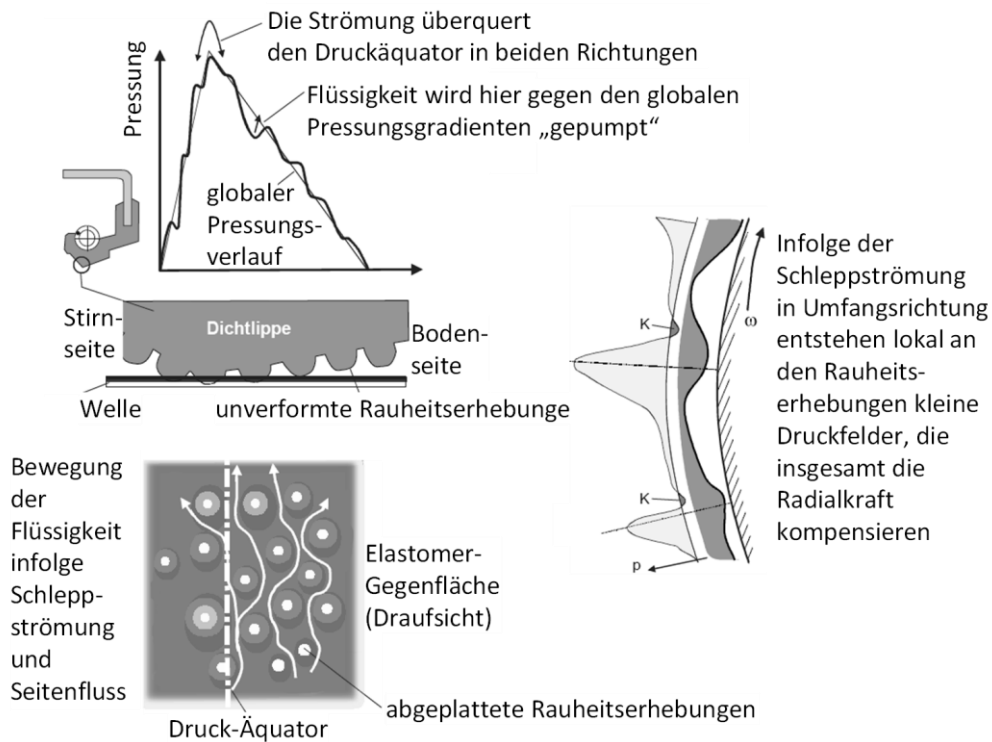


Bild 2.27: Seitenstromhypothese [IMA08]

2.6.3 Oszillations- bzw. Wischkantenhypothese

Ein weiterer Effekt, der zur Fluidförderung beiträgt, wird durch die Wischkanten- bzw. Oszillationshypothese erklärt, z.B. in [HOR96, MÜL98]. Diese beruht auf Beobachtungen, dass RWDR, die relativ zur Wellenachse leicht schräg oder exzentrisch eingebaut werden (s. Bild 2.28), häufig einen höheren Förderwert aufweisen. Der bei Rotation der Welle von der Dichtkante überstrichene Bereich auf der Welle (Wischfläche) ist dabei breiter als die Berührspur des RWDR. Dies führt dazu, dass die Dichtkante gegenüber dem in Umfangsrichtung der Welle mitgeschleppten Fluid eine kleine (oszillierende) Wischbewegung ausführt. Ähnlich einer Hydraulikstangendichtung wird Fluid unter der Dichtkante hin- und her-

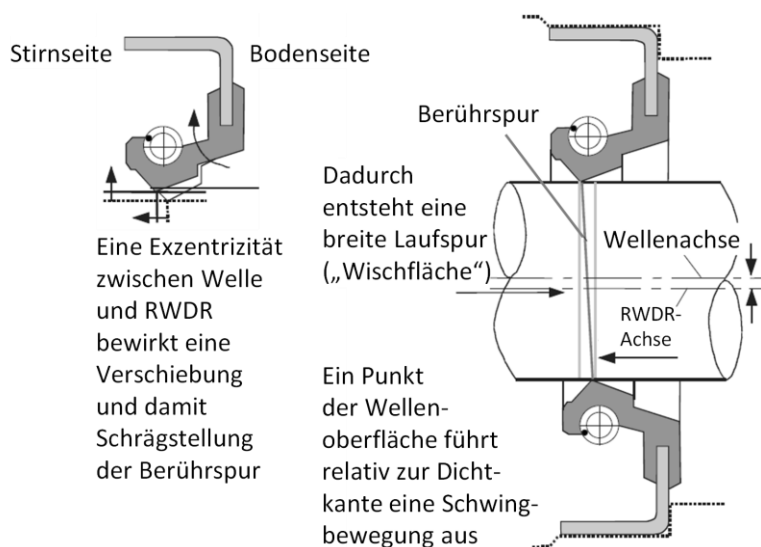


Bild 2.28: Wischkantenhypothese [IMA08]

geschleppt. Der flache bodenseitige Kontaktflächenwinkel lässt hierbei mehr Fluid passieren, wobei der steile stirnseitige Winkel nur einen dünneren Schmierfilm passieren lässt. Dadurch kommt es insgesamt zur Förderwirkung in Richtung Stirnseite.

2.6.4 Normalspannungshypothese

Die Normalspannungshypothese wurde von Oliveira [OLI95] formuliert. Oliveira geht von nichtnewtonschem Fluidverhalten auf Grund großen Scherraten ($> 10^6 \text{ s}^{-1}$) im Dichtspalt aus. Die Scherrate ist definiert mit

$$\dot{\gamma} = \frac{dv}{dh} , \tag{Gl. 2.11}$$

wobei v die Gleitgeschwindigkeit und h die Höhe des gescherten Schmierfilms ist. Bei einer Schmierfilmhöhe von $h = 1 \mu\text{m}$ ($= 10^{-6} \text{ m}$) und einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 1 \text{ m/s}$ ergibt sich somit bereits eine Scherrate $\dot{\gamma} = 10^6 \text{ s}^{-1}$.

Oliveira unterscheidet zwischen Normalbetrieb und Förderbetrieb. Im Normalbetrieb herrscht ein Gleichgewicht der Kräfte im Dichtspalt. Oliveira geht von einer radialen Pressung p_{RK} aus, die durch die Radialkraft des RWDR hervorgerufen wird. In axialer Richtung wirken Normalspannungen auf die Fluidteilchen ein. Im Gleichgewichtszustand ist der Pressungsverlauf gleich dem Normalspannungsverlauf. Zum Förderbetrieb kommt es, wenn es auf der Bodenseite zu einem Flüssigkeitsüberschuss kommt. Der Normalspannungsverlauf verschiebt sich und entspricht nun nicht mehr dem Pressungsverlauf. Der Fluidüberschuss verursacht Normalspannungsdifferenzen im Fluid. Diese sind axial gerichtet und führen so zur Fluidförderung von der Boden- zur Stirnseite.

Ein experimenteller Nachweis der Normalspannungshypothese am realen Dichtsystem konnte bisher nicht erbracht werden.

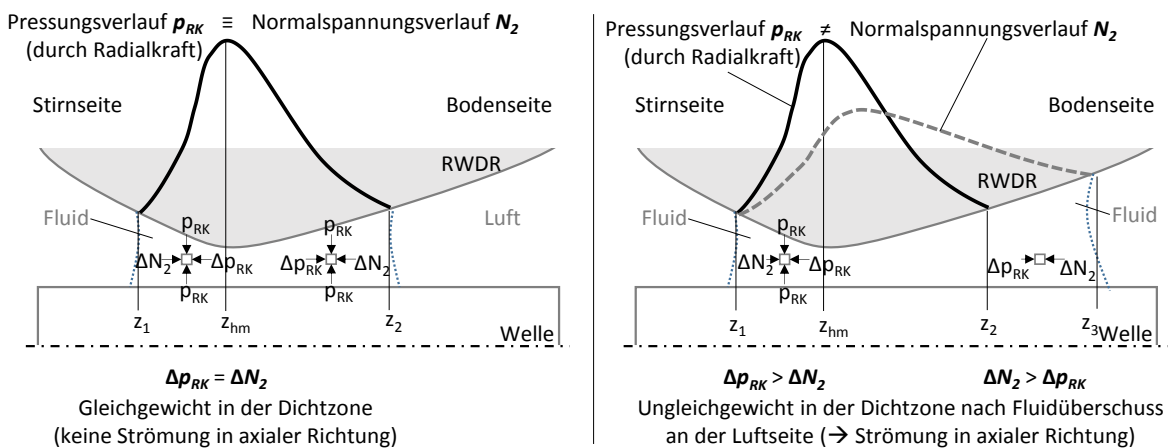


Bild 2.29: Normalspannungshypothese nach Oliveira [OLI95]

2.6.5 Thermokapillareffekt und Benetzung

Schuler [SUL12, SUL14] untersuchte die Benetzungseigenschaften von chemisch unterschiedlichen Schmierstoffen und deren Einfluss auf das Förderverhalten. Schuler fand heraus, dass die Migrationswilligkeit eines Schmierstoffs einen signifikanten Einfluss auf die Förderwirkung des Dichtrings hat. Die Migrationswilligkeit lässt sich anhand eines auf einer schiefen Ebene abrollenden Tropfens untersuchen (Bild 2.30). An einem abrollenden Tropfen lassen sich ein Vordrücken- und ein Rückzugswinkel messen. Je größer der Vordrückenwinkel des Tropfens ist, desto geringer ist die Migrationswilligkeit des Schmierstoffs. Für migrations-träge Schmierstoffe mit großem Vordrückenwinkel beobachtete Schuler die höheren Förderwerte. In [SUL12] erklärt Schuler den Zusammenhang zwischen Migrationswilligkeit des Schmierstoffs und der Förderung des Dichtsystems anhand des Thermokapillareffekts (Bild 2.31). Dieser Effekt beschreibt die Migration eines Fluids bei einem Temperaturgefälle. Der Tropfen bewegt sich weg von der Wärmequelle und hin zur tieferen Temperatur. Bei migrationswilligen Fluiden tritt dieser Effekt verstärkt auf, bei migrations-trägen entsprechend geringer.

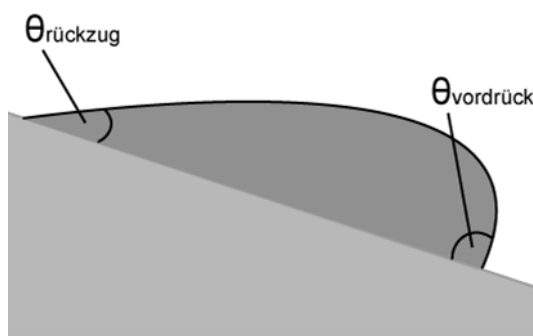


Bild 2.30: Vordrücken- und Rückzugswinkel eines abrollenden Tropfens [SUL12]

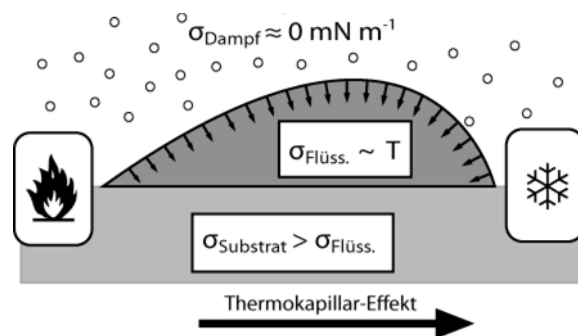


Bild 2.31: Thermokapillareffekt [SUL12]

Ein Temperaturgefälle im Kontaktbereich zwischen Dichtring und Gegenläufigkeit wurde in mehreren Forschungsarbeiten nachgewiesen. Entsprechend ist zu erwarten, dass sich migrations-träge Schmierstoffe eher im Dichtspalt halten, wohingegen die migrationswilligen verstärkt dazu tendieren, sich von der heißen Dichtzone zu entfernen. Nach der Verzerrungs- und Seitenstromhypothese muss Fluid im Dichtspalt mitgeschleppt werden, dass es zur Fluidförderung kommt. Bei migrations-trägen Schmierstoffen dürfte diese Voraussetzung generell besser erfüllt werden, als bei migrationswilligen und somit ist nachvollziehbar, dass bei migrations-trägen Schmierstoffen ein höherer Förderwert beobachtet wird. Schuler betont, dass seine These nicht im Widerspruch zu Verzerrungs-, Seitenstrom- und Oszillationshypothese steht, sondern vielmehr auf deren Annahmen aufbaut.

In [SUL14] präzisiert Schuler seine Ausführungen und kommt zum Schluss, dass die Adhäsionsarbeit für das Dichtsystem die wichtigste Benetzungskenngröße ist. Die Adhäsionsarbeit entspricht der Bindungsenergie zwischen Schmierstoff und der benetzten Oberfläche. Schmierstoffe versuchen ihre freie Oberflächenenergie zu verringern, indem sie sich vorzugsweise an den Stoff binden, mit dem sie die höchste Adhäsionsarbeit bilden. Im Dichtsystem ist dies meist die Gegenläufigkeit. Die Höhe der Adhäsionsarbeit zwischen Schmier

stoff und Gegenauflfläche ist ausschlaggebend, wie gut der Schmierstoff von der Gegenauflfläche mit geschleppt wird mit. Das Mitschleppen des Schmierstoffs wiederum ist eine Grundvoraussetzung von Verzerungs- und Seitenstromhypothese.

Fazit

Alle Hypothesen gehen auf die asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtspalt zurück. Keine der Hypothesen konnte bisher als die alleinige Wahrheit bestätigt werden. Es wird davon ausgegangen, dass in der Realität ein komplexes Zusammenwirken mehrerer Mechanismen für die Fluidförderung verantwortlich ist, wobei je nach Anwendungsfall ein Mechanismus mehr oder weniger zum Tragen kommen kann.

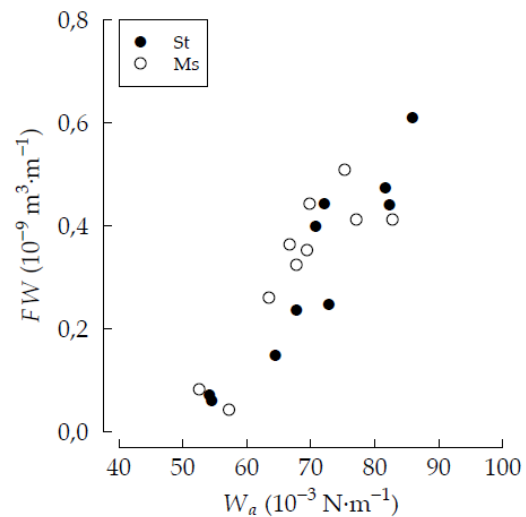


Bild 2.32: Steigender Förderwert mit zunehmender Adhäsionsarbeit (Bindungsenergie) zwischen Schmierstoff und Gegenauflfläche [SUL14]

2.7 Förderwert

Die Förderfähigkeit von RWDR kann experimentell bestimmt und mit dem Förderwert quantifiziert werden. Da er im direkten Zusammenhang mit dem Dichtmechanismus steht, hat sich der Förderwert als Kennwert zur Bewertung der Dichtsicherheit etabliert.

In diesem Kapitel werden zunächst verschiedene Definitionen und gebräuchliche Einheiten des Förderwerts betrachtet (2.7.1). Anschließend wird auf bekannte Methoden der Förderwertmessung (2.7.2) und auf die Berechenbarkeit des Förderwerts (2.7.3) eingegangen.

2.7.1 Definitionen und Einheiten

In der Literatur existiert keine einheitliche Definition des Förderwerts. Im Folgenden werden geläufige Definitionen vorgestellt. Welche Definition des Förderwerts verwendet wird, ist für die Interpretation und Diskussion von Messergebnissen von großer Bedeutung. Deshalb wird an dieser Stelle auch eine Festlegung für diese Arbeit getroffen.

Förderwert von RWDR, Gegenauflfläche und System

Eine Fluidförderung kann sowohl vom RWDR als auch von der Gegenauflfläche ausgehen. Der Systemförderwert ist die Summe der Förderwert von RWDR und Gegenauflfläche. Wie in Bild 2.33 dargestellt, müssen dabei drei grundlegende Fälle beachtet werden: die Förderwerte von RWDR und Gegenauflfläche können gegeneinander gerichtet (A), sie können gleichgerichtet sein (B) oder die Welle kann förderneutral sein (C). Bei (C) entspricht der Systemförderwert dem Förderwert des RWDR. In Bild 2.33 wird bei allen Darstellungen an-

genommen, dass der Förderwert des RWDR größer ist als der Förderwert der Gegenlauf-
fläche. Der umgekehrte Fall kann in der Realität ebenso auftreten, was je nach Drehrich-
tung zu Leckage oder Trockenlauf führt.

Gemessen werden kann in der Regel nur der Systemförderwert. Wie Förderwerte der ein-
zelnen Komponenten ermittelt werden können, wird in Kapitel 2.7.2 bei den Messmetho-
den erläutert.

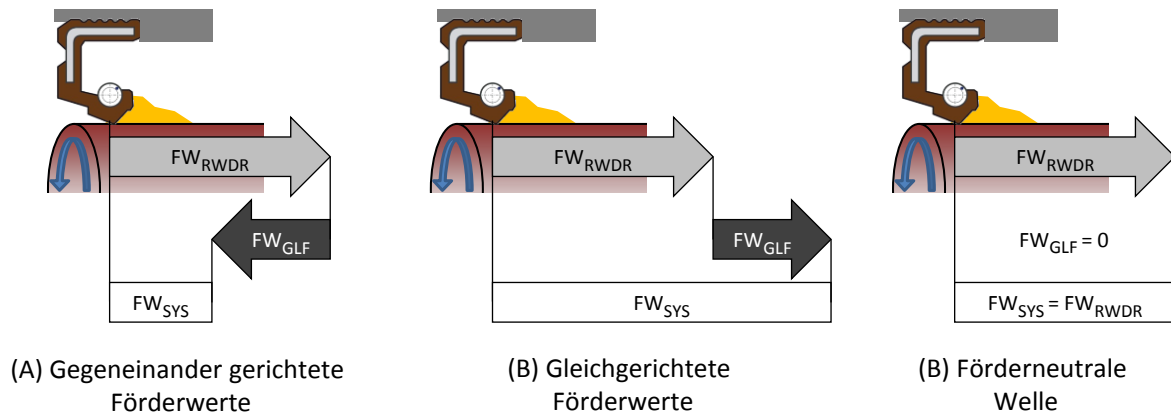


Bild 2.33: Förderwert des RWDR, Förderwert der Gegenlauffläche und Förderwert des Systems

Bisher hat sich keine bestimmte physikalische Größe zur Quantifizierung der Fluidförderung durchgesetzt, sowohl Volumenstrom als auch Massenstrom sind als Angaben gebräuchlich. Hinzu kommen normierte Varianten, wobei Volumen- bzw. Massenstrom auf die Anzahl der Umdrehungen oder den Rotationsweg der Welle bezogen werden. Es hängt häufig von der Aufgabenstellung und der Messmethode ab, welche Größe sich am besten eignet und schließlich verwendet wird.

Fördermenge pro Zeiteinheit

Wird die Schmierstoffmenge im Experiment gewogen, also deren Masse bestimmt, so wird häufig der Massenstrom angegeben:

$$\dot{m} = \Delta m / \Delta t \quad \text{Gl. 2.12}$$

- wobei \dot{m} : Förderwert als Massenstrom
- Δm : Masse des geförderten Schmierstoffs
- Δt : Förderzeit

Ist die Dichte des Schmierstoffs bekannt, kann daraus ein Volumenstrom bestimmt werden:

$$\dot{V} = \dot{m} / \rho \quad \text{bzw.} \quad \dot{V} = \frac{\Delta m}{\Delta t \cdot \rho} \quad \text{Gl. 2.13}$$

- wobei \dot{V} : Förderwert als Volumenstrom
- \dot{m} : Massenstrom
- ρ : Dichte des Schmierstoffs

Wird das bodenseitig hinzugegebene Ölvolumen definiert und die Förderzeit gemessen, so kann der Volumenstrom direkt aus diesen beiden Größen bestimmt werden:

$$\dot{V} = \Delta V / \Delta t \quad \text{Gl. 2.14}$$

wobei \dot{V} : Förderwert als Volumenstrom
 ΔV : Volumen des geförderten Schmierstoffs
 Δt : Förderzeit

Als Massenstrom wird der Förderwert auf Grund der geringen Mengen häufig in g/h angegeben. Bei einer Angabe in SI-Einheiten ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$) ist die Größenordnung für den neutralen Betrachter weniger greifbar.

Dasselbe gilt für Volumenströme. Hier sind Angaben in $\mu\text{l}/\text{min}$ oder ml/h meist praktikabler als die Angabe in SI-Einheiten ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$).

Normierter Förderwert: Fördermenge pro Umdrehung bzw. Rotationsweg

Zur Vergleichbarkeit des Förderverhaltens bei unterschiedlichen Drehzahlen oder unterschiedlichen Systemdurchmessern, können die Förderwerte entsprechend normiert werden.

Bei unterschiedlichen Drehzahlen (aber gleichen Systemdurchmessern) kann das Fördervolumen auf die Anzahl der Umdrehungen bezogen werden:

$$\varphi = \dot{V} / n \quad \text{bzw.} \quad \varphi = \frac{\Delta V}{\Delta t \cdot n} \quad \text{Gl. 2.15}$$

wobei φ : Normierter Förderwert als Volumen pro Umdrehung
 \dot{V} : Förderwert als Volumenstrom
 n : Drehzahl

Gebräuchliche Einheiten für den normierten Förderwert φ sind entweder $\mu\text{l}/\text{Umdrehung}$ – oder in SI-Einheiten $\text{m}^3/\text{Umdrehung}$.

Bei unterschiedlichen Durchmessern werden pro Umdrehung unterschiedliche Rotationswege zurückgelegt. Bei gleicher Drehzahl werden unterschiedliche Gleitgeschwindigkeiten erreicht. Zur Normierung muss das geförderte Volumen dann auf den Rotationsweg der Gegenlauffläche bezogen werden.

Ein auf den Rotationsweg bezogener Förderwert ergibt sich aus:

$$FW = \frac{\Delta m}{\pi \cdot d \cdot \Delta t \cdot \rho \cdot n} \quad \text{bzw.} \quad FW = \frac{\Delta V}{\pi \cdot d \cdot \Delta t \cdot n} \quad \text{Gl. 2.16}$$

wobei FW : Normierter Förderwert als Volumen pro Rotationsweg
 Δm : Masse des geförderten Schmierstoffs
 $\pi \cdot d$: Umfang der Welle
 Δt : Förderzeit
 ρ : Dichte des Schmierstoffs
 n : Drehzahl

Gebräuchliche Einheiten für den normierten Förderwert FW sind entweder $\mu\text{l}/\text{m}$ – oder in SI-Einheiten $\text{m}^3\cdot\text{m}^{-1}$.

Definition des Förderwerts für diese Arbeit

Da in dieser Arbeit Systeme mit unterschiedlichen Durchmessern sowie Betriebszustände mit unterschiedlichen Drehzahlen und Gleitgeschwindigkeiten betrachtet werden, wird stets der normierte Förderwert FW verwendet. Das geförderte Volumen (in μl) wird auf den durch die Gegenlaufläche zurückgelegten Rotationsweg (in m) bezogen. Der Förderwert wird im Folgenden stets in $\mu\text{l}/\text{m}$ angegeben. Damit kann die Größenordnung der Förderwerte vom neutralen Betrachter besser eingeschätzt werden als bei einer Angabe in SI-Einheiten.

Diese Festlegung ist bei der Interpretation der Messergebnisse äußerst wichtig. Insbesondere die Einflüsse von Durchmesser, Drehzahl und Gleitgeschwindigkeit auf den Förderwert sind von dieser Definition abhängig.

2.7.2 Methoden der Förderwertmessung

Die aktive Fluidförderung durch den RWDR kann in unterschiedlichen Versuchen nachgewiesen und quantifiziert werden.

Messung bei benetzter Bodenseite: Einspritzmethode

Der Versuch der Einspritzmethode geht auf Hermann und Seffler [HER85] zurück. Dabei wird der Kontaktbereich zwischen RWDR und Gegenlaufläche mit einer Mikroliterspritze bodenseitig mit einem definierten Ölvolumen benetzt. Die Förderzeit, die der RWDR benötigt, um das Öl unter der Dichtkante hindurch zur Stirnseite zu fördern, wird gemessen. Die Fluidförderung kann je nach Versuchsanordnung entweder gegen Luft oder gegen einen auf der Stirnseite anstehenden Ölsumpf erfolgen (s. Bild 2.34). Die größere Realitätsnähe ist bei der Förderung gegen einen anstehenden Ölsumpf gegeben. Für vergleichende Untersuchungen sind Messungen ohne Ölsumpf ausreichend. Dies hat bei der Bestimmung der Förderzeit über den Reibmomentverlauf den Vorteil, dass das Schleppmoment des Öls keinen störenden Einfluss hat.

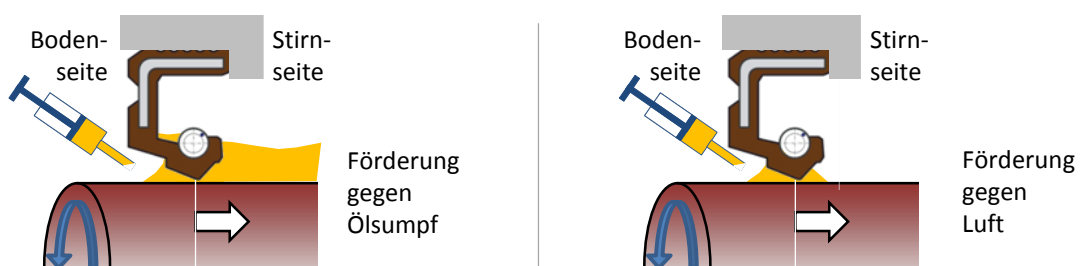


Bild 2.34: Einspritzmethode mit Förderung gegen einen anstehenden Ölsumpf – und gegen Luft

Zur Erfassung der Förderzeit gibt es ebenfalls unterschiedliche Möglichkeiten. Wie vorangehend bereits erwähnt, kann die Förderzeit durch Messung des Reibmomentverlaufs bestimmt werden, wie in Bild 2.35 dargestellt. Bei Benetzung der Bodenseite durch Zugabe des Öltropfens, ist mit dem Beginn der Fluidförderung ein Reibmomentsprung zu beobachten. Das Reibmoment kann in Abhängigkeit der Viskosität des Öls entweder abnehmen oder ansteigen. In beiden Fällen ist jedoch eine deutliche Änderung des Reibungszustandes zu beobachten. Dieser Zustand hält an bis der Fördervorgang zu Ende ist. Dann kehrt das

Reibmoment wieder annähernd auf seinen ursprünglichen Wert zurück. Der Zeitpunkt der Ölzugabe und das Ende der Förderung sind somit im Reibmomentverlauf erkennbar und es kann eine Förderzeit bestimmt werden.

Die Reibmomentmessung setzt jedoch eine drehbare und möglichst reibungsarme Lagerung der Dichtringaufnahme voraus. Üblicherweise wird eine aerostatische Lagerung verwendet. Ist dies jedoch nicht möglich kann die Förderzeit alternativ durch Beobachtung des Fluidrings visuell bestimmt werden, der nach Zugabe des Öltropfens im Dichtspalt erkennbar ist. Die Zeit vom Moment der Zugabe des Öls bis zum Verschwinden des Fluidrings wird gemessen. Zur genaueren Auswertung kann eine Kamera eingesetzt werden. Der Öltropfen kann zur besseren Sichtbarkeit des Fluidrings zudem mit einer fluoreszierenden Substanz versetzt werden (s. Bild 2.36). Visuell ermittelte Förderzeiten sind etwas geringer als über das Reibmoment ermittelte Förderzeiten. Dadurch ergeben sich etwas höhere Förderwerte [STUD01].

Die Schwierigkeit der Einspritzmethode liegt in der Zufuhr der kleinen Ölmenge (20 bis 50 μl). Es besteht die Gefahr, dass das Öl nicht vollständig in die Kontaktzone gelangt und auf der Gegenlauffläche oder an der Membran des RWDR verbleibt [KUN05]. Dies hat zur Folge, dass zu hohe Förderwerte gemessen werden.

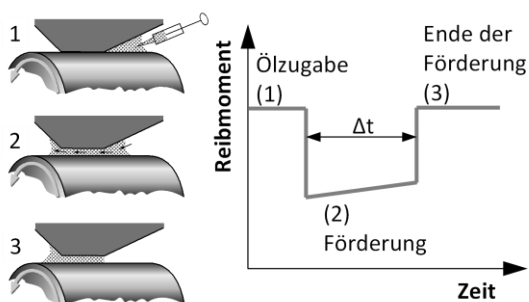


Bild 2.35: Bestimmung der Förderzeit durch Reibmomentmessung [BUH06]

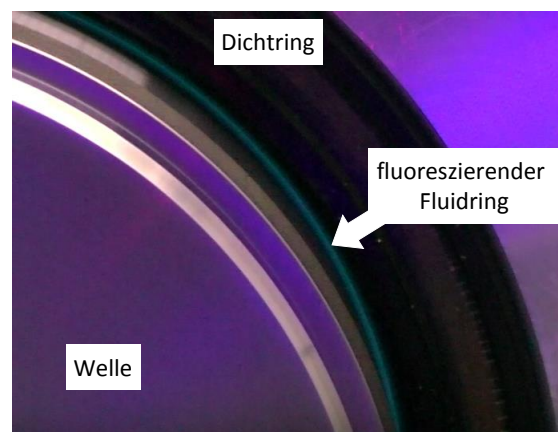


Bild 2.36: Beobachtung des Fördervorgangs durch fluoreszierenden Fluidring zur Bestimmung der Förderzeit [REM13]

Messung mit überfluteter Bodenseite: Inverser Einbau

Die Fehleranfälligkeit bei der Fluidzufuhr besteht bei Methoden mit überfluteter Bodenseite nicht. Die Methode des inversen Einbaus geht auf Kawahara und Hirabayashi [KAW77] zurück. Der RWDR wird entgegen seiner eigentlichen Einbaurichtung montiert, die Kammer gewöhnlich mit Öl gefüllt. Durch den inversen Einbau ist die Bodenseite nun dem Öl zugewandt und die Stirnseite befindet sich auf der Luftseite (Bild 2.37). Dem Dichtring wird dabei auf der Bodenseite dauerhaft Öl angeboten. Es kommt zur kontinuierlichen Schmierstoffförderung. Hierbei muss bedacht werden, dass durch die anhaltende Förderung im Dichtsystem perfekte Schmierungsbedingungen herrschen. Der Schmierungszustand beim inversen Einbau unterscheidet sich deutlich vom Schmierungszustand in realen Anwendungen. Dadurch eignet sich der Versuchsaufbau nur zur Förderwertmessung. Der Verschleiß

des Systems kann mit dieser Methode nicht beurteilt werden. Auch die Bedingungen für die Fluidförderung entsprechen nicht der realen Anwendung. Der RWDR fördert bei inversem Einbau gegen Luft, auf der Stirnseite steht kein Ölsumpf an. Die gemessenen Förderwerte sind aber mit denen realer Systeme vergleichbar. Zwar weichen die Absolutwerte bei unterschiedlichem Versuchsaufbau grundsätzlich voneinander ab. Parameterkombinationen, bei denen mit der Einspritzmethode hohe Förderwerte gemessen werden, zeigen auch bei der Messung mit inversem Einbau hohe Förderwerte. Ausgezeichnet hat sich der inverse Einbau durch eine relativ gute Reproduzierbarkeit von Förderwerten. Das aus der Kammer geförderte Öl kann in einem Behälter aufgefangen und gewogen werden. Die Förderzeit muss festgelegt werden.

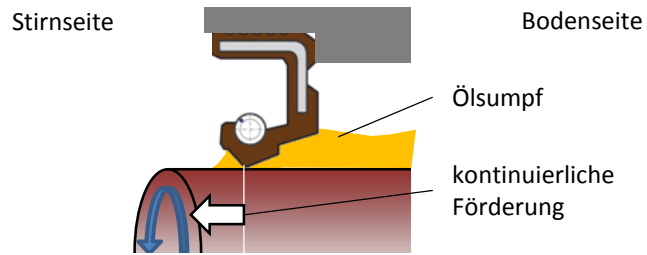


Bild 2.37: Kontinuierliche Förderung durch inversen Einbau des Dichtrings

Bestimmung des Förderwerts der Gegenlauffläche

Nach den oben beschriebenen Vorgehensweisen wird stets der System-Förderwert bestimmt. Die Förderung von RWDR und Gegenlauffläche kann mit der Methode nach Raab [RAA98] voneinander getrennt bestimmt werden. Nach Raab wird der inverse Einbau des RWDR verwendet. Der Systemförderwert wird für beide Drehrichtungen gemessen, wie in Bild 2.38 dargestellt. Man erhält zwei Systemförderwerte $FW_{SYS,1}$ und $FW_{SYS,2}$. In Drehrichtung 1 fördern RWDR und Gegenlauffläche in dieselbe Richtung. Die im Becherglas aufgefangene Abtropfmenge ist entsprechend groß. Bei Drehrichtung 2 fördern RWDR und Gegenlauffläche gegeneinander, die Abtropfmenge ist entsprechend geringer. Somit sollte $FW_{SYS,1} > FW_{SYS,2}$ sein.

Die Auswertemethode stützt sich nun auf der Tatsache, dass die Förderrichtung der Gegenlauffläche drehrichtungsabhängig ist, wohingegen die des RWDR in beiden Drehrichtungen gleichgerichtet bleibt. Es wird angenommen, dass die Beträge der Förderwerte in beiden Drehrichtungen gleich sind. Aus der Darstellung in Bild 2.38 ergibt sich für die Gegenlauffläche:

$$FW_{GLF} = \frac{1}{2} \cdot (FW_{SYS,1} - FW_{SYS,2}) \quad \text{Gl. 2.17}$$

Für den RWDR erhält man:

$$FW_{RWDR} = \frac{1}{2} \cdot (FW_{SYS,1} + FW_{SYS,2}) \quad \text{Gl. 2.18}$$

Fehler ergeben sich durch die Annahme, dass die Beträge der Förderwerte in beiden Drehrichtungen gleich sind. Dies trifft nur annähernd zu. In manchen Fällen kann es auch zu größeren Abweichungen kommen, wenn RWDR durch fertigungsbedingte Strukturen ebenfalls drehrichtungsabhängig fördern.

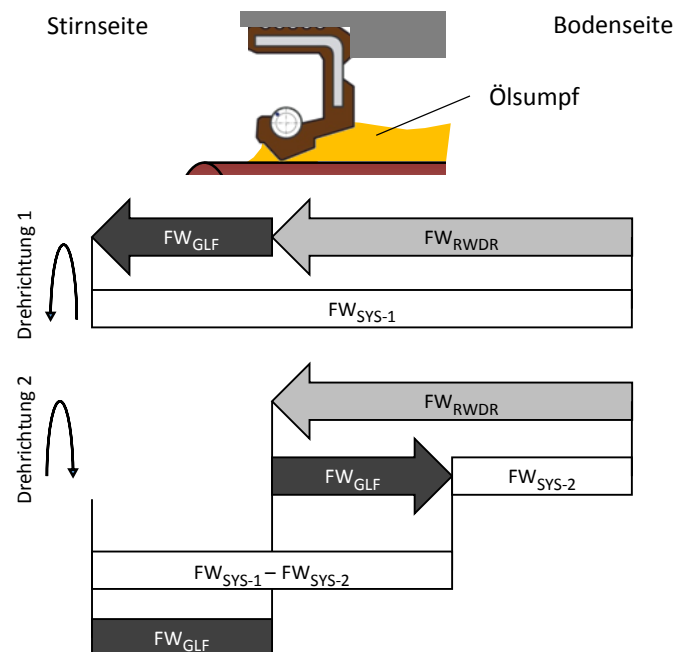


Bild 2.38: Messmethode nach Raab

Messung mit überfluteter Bodenseite: Zweikammermethode

Die Zweikammermethode geht auf Britz [BRZ88] zurück. Der Versuchsaufbau nach Britz ist in Bild 2.39 dargestellt. Beide Kammern verfügen über ein Steigrohr und sind vollständig mit Öl gefüllt, so dass der Füllstand abgelesen werden kann. Bei Rotation der Welle beginnt der RWDR Öl von Kammer 2 in Kammer 1 zu fördern. Folglich nimmt der Füllstand in Steigrohr 2 ab und in Steigrohr 1 zu.

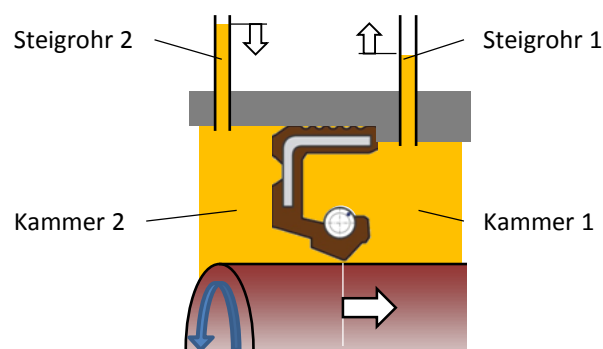


Bild 2.39: Zweikammermethode nach Britz, schematischer Versuchsaufbau

Im Gegensatz zur Förderwertmessung mit inversem Einbau fördert der RWDR das Fluid gegen Öl. Der statische Druck ist in beiden Kammern nahezu gleich, so dass dieser Zustand eher einer realen Anwendung entspricht. Der Schmierungsstatus ist durch die vollständige Füllung beider Kammern jedoch nicht mit einer realen Anwendung vergleichbar. Durch die perfekten Schmierungsverhältnisse und die ideale Wärmeabfuhr aus dem Dichtspalt,

können Verschleiß und Langzeitverhalten bei diesem Versuchsaufbau nicht beurteilt werden.

Eine Verbesserung bezüglich der Realitätsnähe stellt die modifizierte Zweikammermethode nach Kunstfeld [KUN05] dar. Kunstfeld verwendete nur ein Steigrohr. Damit genügt es die Sekundärkammer während der Förderwertmessung vollständig mit Öl zu füllen. In der abzudichtenden Ölkammer kann ein beliebiger Füllstand gewählt werden, der dem realen System entspricht. Kunstfeld führte Förderwertmessungen während Langzeituntersuchungen durch. Die Sekundärkammer wird dabei jeweils nur kurzzeitig zur Förderwertmessung geflutet. Im Normalbetrieb, wenn keine Messung stattfindet, bleibt die Kammer leer, so dass das System überwiegend bei normalen Schmierungsbedingungen läuft (Bild 2.40).

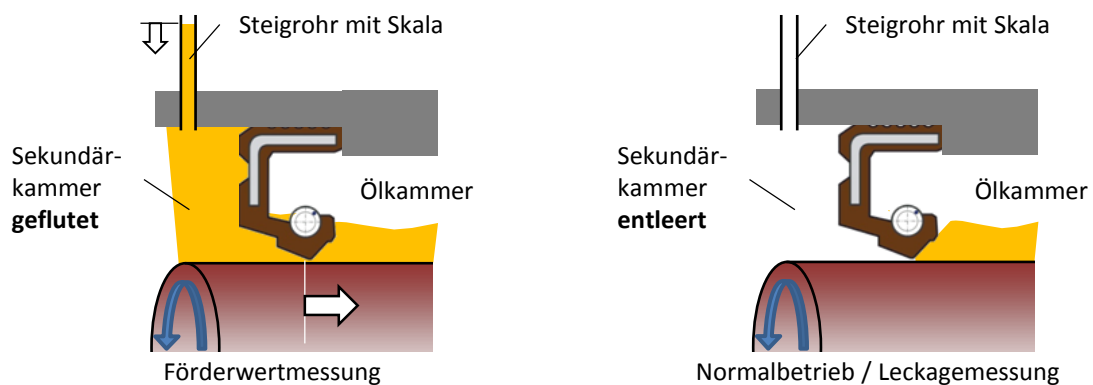


Bild 2.40: Modifizierte Zweikammermethode nach Kunstfeld

2.7.3 Berechenbarkeit des Förderwerts

Im Folgenden wird auf einige analytische und numerische Modelle sowie ein empirisches Modell zur Förderwertberechnung eingegangen.

Analytisches Modell von Kammüller

In [KAM86] nutzte Kammüller zur Verifizierung seiner Verzerrungshypothese ein auf Navier-Stokes-Gleichungen basierendes analytisches Berechnungsmodell, das auf Boon und Tal [BOT59] zurückgeht. Es diente ursprünglich zur Berechnung des Förderwertes von Gewindewellendichtungen. Für den Förderwert $\varphi_{B,S}$ eines Gewindes (B: bodenseitiges Gewinde, S: stirnseitiges Gewinde) gilt dabei:

$$\varphi_{B,S} = \frac{\pi^2 \cdot d^2 \cdot s}{2} \cdot \frac{t \cdot u(1-u)(v-1)(v^3-1)}{(1-t^2)(u+(1-u)v^3)} - \frac{5 \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta p \cdot s^3}{\eta \cdot l \cdot n} \cdot \frac{(1+t^2)v^3 + t^2 \cdot n(1-u)(v^3-1)^2}{(1-t^2)(u+(1-u)v^3)} \quad \text{Gl. 2.19}$$

mit

$$u = \frac{b}{a+b}; \quad v = \frac{s+f}{s}; \quad t = \tan \gamma$$

wobei

d : Durchmesser der Welle

s : Schmierfilmdicke

Δp : Druckdifferenz (zwischen Eingang/Ausgang des Gewindes)

η : dynamische Viskosität

l : Gewindelänge

n : Drehzahl

a : Stegbreite

b : Rillenbreite

f : Rillentiefe

γ : Steigungswinkel des Gewindes d : Umfang der Welle

Δt : Förderzeit

ρ : Dichte des Schmierstoffs

n : Drehzahl

Kammüller berechnet mit den entsprechenden Parametern aus Gl. 2.19 zuerst den Förderwert des bodenseitigen Gewindes φ_B , dann den Förderwert des stirnseitigen Gewindes φ_S . Aus der Differenz wird der Gesamtförderstrom φ ermittelt:

$$\varphi = \varphi_B - \varphi_S \quad \text{Gl. 2.20}$$

Für die Druckdifferenz Δp setzt Kammüller das Pressungsmaximum an, welches er ausgehend von einer annähernd dreiecksförmigen Pressungsverteilung im Dichtspalt als

$$p_{max} = 2 \cdot p_m \quad \text{Gl. 2.21}$$

annimmt. Kammüllers Absicht war zu zeigen, dass mit verzerrten Strukturen ein aktiver Fördermechanismus möglich ist. Es zeigt sich eine Abhängigkeit des Förderwerts von der Drehzahl, was in experimentellen Versuchen bereits gezeigt wurde.

Das Modell ist jedoch nicht für eine quantitative Förderwertbestimmung vorgesehen. Das Modell vereinfacht das Dichtsystem sehr stark, indem eine Gewindewellendichtung als Basis für die Berechnung dient. Ausgehend von Navier-Stokes-Gleichungen basiert das Modell auf der Annahme einer laminaren und isothermen Strömung. Die Temperaturerhöhung im Dichtspalt und damit einhergehende Effekte werden nicht berücksichtigt.

Analytisches Modell von Sponagel/Britz

Ein ähnliches Modell, ebenfalls auf Basis der Berechnungsgrundlagen von Gewindewellendichtungen, stammt von Sponagel und wurde von Britz in [BRZ88] veröffentlicht. Nach Sponagel und Britz ergibt sich der in Gl. 2.22 dargestellte Volumenstrom. Die Gleichung enthält einen Schleppestromungsanteil, der den durch die Mikro-Gewinderillenpumpe erzeugten Förderstrom beschreibt. Und einen Druckstromungsanteil, der die durch das statische Druckgefälle verursachte Strömung beschreibt. Bei einer funktionierenden Dichtung muss der Schleppestromungsanteil des Fördergewindes größer sein, als der Druckstromungsanteil. Ansonsten entsteht Leckage.

$$\dot{V} = 2\pi R \left(\underbrace{\frac{l \cdot H(4+\Lambda)}{3^{1/3} \cdot 6 \cdot G} \cdot \left(\frac{\eta \cdot \omega \cdot R}{l \cdot E}\right)^{2/3}}_{\text{Schleppströmungsanteil}} |\omega| \cdot \frac{R}{b} \cdot p \cdot q - \underbrace{\frac{l^2}{4E} \cdot |\omega| \cdot \frac{R}{b} \cdot \Delta p_0}_{\text{Druckströmungsanteil}} \right) \quad \text{Gl. 2.22}$$

wobei

R : Radius der Welle

l : Länge

H : charakteristische Verformungstiefe

Λ : Stufenlängenverhältnis der Rillen

G : Schubmodul des Dichtungswerkstoffes

η : dynamische Viskosität

ω : Winkelgeschwindigkeit

E : Elastizitätskenngröße der Dichtkante,
auf die Spalthöhe bezogene Zunahme der Radialkraft

b : Laufspurbreite

p : Druck

q : Asymmetrieverhältnis der Pressungsverteilungsfunktion

Δp_0 : statische Druckdifferenz

Während Kammüller den Steigungswinkel des Gewindes vorgibt, wird im Modell von Sponagel die Rillensteigung infolge der Reibungsschubspannung berechnet. Britz zieht aus dem Modell von Sponagel mehrere Schlussfolgerungen [BRZ88]:

Der Schleppströmungsanteil steigt progressiv mit zunehmender Drehzahl an und ist proportional zu $\omega^{5/3}$. Der Druckströmungsanteil nimmt linear zu. Der Schleppströmungsanteil ist abhängig von der asymmetrischen Pressungsverteilung im Dichtspalt. Die Förderwirkung würde bei symmetrischen Pressungsverhältnissen verschwinden. Aus der Gleichung wird zudem ersichtlich, dass die Viskosität einen positiven Einfluss auf den Schleppförderstrom hat. Britz sieht darin eine Erklärung für Schwierigkeiten bei der Abdichtung niederviskoser Fluide.

Das Modell gibt einige Zusammenhänge des Dichtmechanismus wieder. Zur quantitativen Förderwertbestimmung eignet es sich jedoch nicht. Wechselwirkungen und Temperatureffekte, wie sie z.B. zwischen Gleitgeschwindigkeit und Viskosität auftreten, werden nicht erfasst.

Numerische Simulationsmodelle

In numerischen Simulationsmodellen werden physikalische Zusammenhänge durch Differentialgleichungen beschrieben, die dann mittels numerischer Verfahren gelöst werden. Im Gegensatz zu analytischen Modellen können Wechselwirkungen, z.B. zwischen Drehzahl, Temperatur und Viskosität besser gekoppelt werden. Unterschiedliche Betriebszustände können iterativ berechnet werden. Die Berechnung von realitätsnahen Förderwerten gestaltet sich jedoch nach wie vor schwierig. Bereits Stakenborg erkannte, dass die Möglichkeiten der Förderwertberechnung begrenzt sind und der Fördermechanismus in der Realität ein komplexes Zusammenwirken mehrerer physikalischer Prozesse ist [STA88].

Viele richtungsweisende Arbeiten auf dem Gebiet der Simulation in der Dichtungstechnik stammen von Salant. Unter anderem bildete Salant in [SAL94] und [SAL95] die Verzerungs- und die Seitenstromhypothese in einem Simulationsmodell ab. Salant brachte in die

meist glatt modellierte Dichtkante regelmäßige und stochastisch verteilte Rauheitserhebungen ein. Es gelang ihm zu zeigen, dass diese in Verbindung mit der asymmetrischen Pressung zur Fluidförderung führen. Realitätsnahe Förderwerte zu größeren Parameterbereichen lassen sich mit den Modellen jedoch nicht prognostizieren.

In [SAL99, SAL10] fasst Salant die Entwicklung und den aktuellen Stand elastohydrodynamischer Modelle (EHD-Modelle) zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von RWDR zusammen. Darin werden mehrere wissenschaftliche Arbeiten und Modelle mit unterschiedlichem Schwerpunkt vorgestellt. Einige Modelle sind auf Reibungszustände, Schmierfilmbildung und Schmierfilmdicke fokussiert. Andere Modelle beschreiben die Temperaturentwicklung und -verteilung im System. In allen Modellen werden starke Vereinfachungen getroffen. Teilweise wird die Gegenauflfläche perfekt glatt modelliert, teilweise werden thermische Wechselwirkungen vernachlässigt und das System isotherm betrachtet. Die hohe Komplexität der Radial-Wellendichtung wird von Salant in [SAL12] verdeutlicht. Auf Grund der Vielzahl an Einflussparametern und Wechselwirkungen, häufig im mikroskopischen Bereich, gibt es nach dem aktuellen Stand der Technik kein Simulationsmodell zur Berechnung realitätsnaher Förderwerte für unterschiedliche Systemparameter und Betriebsbedingungen. Gerade im Hinblick auf die Fluidförderung können anhand von Simulationsergebnissen bisher auch nur qualitative Aussagen getroffen werden.

Empirisches Modell

Der derzeit einzige Weg, das Förderverhalten und damit die Abdichtwirkung von Dichtsystemen mit realistischen Werten zu quantifizieren führt über eine experimentelle Basis. Schmucker führte in [SMU07] Förderwertmessungen durch und variierte dabei Oberflächenrauheit, Viskosität und Gleitgeschwindigkeit. Die Zusammenhänge zwischen den gemessenen Förderwerten und den variierten Einflussparametern werden von Schmucker durch ein quadratisches Polynom beschreiben. Das Modell stellt einen rein mathematischen Zusammenhang dar, ohne Berücksichtigung physikalischer Grundlagen. Mit diesem pragmatischen Ansatz lassen sich Förderwerte gestützt auf Messdaten für den untersuchten Parameterbereich berechnen und grafisch darstellen (Bild 2.41).

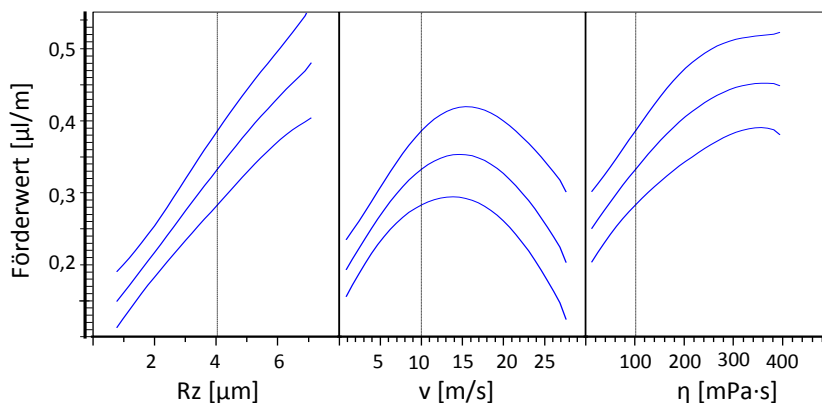


Bild 2.41: Förderwert über den Einflussgrößen [SMU07]

2.7.4 Einfluss des Förderwerts auf die Dichtsicherheit

Eine Erhöhung der Dichtsicherheit durch höhere Förderwerte wurde bereits von mehreren Forschern beobachtet [KAM86, HOR96]. Aktuelle Untersuchungen zur Abdichtbarkeit von weich geschliffenen Wellen [SUL13] bestätigen ebenfalls, dass es bei einem RWDR mit hohem Förderwert in weniger Fällen zu Leckage durch Fehlstellen auf der Gegenauflfläche kommt (Bild 2.42). Es wurden zehn Wellen mit Fehlstellen im Dauerlauf über 120 Stunden getestet und dabei zwei unterschiedlich stark fördernde Dichtringe verwendet. Die Leckagemessung zeigt, dass der Dichtring mit dem höheren Förderwert die deutlich höhere Dichtsicherheit aufweist. Es kam lediglich bei zwei von zehn mit Fehlstellen behafteten Wellen zur Leckage, wohingegen beim Dichtring mit dem niedrigeren Förderwert sechs Wellen Leckage zeigten.

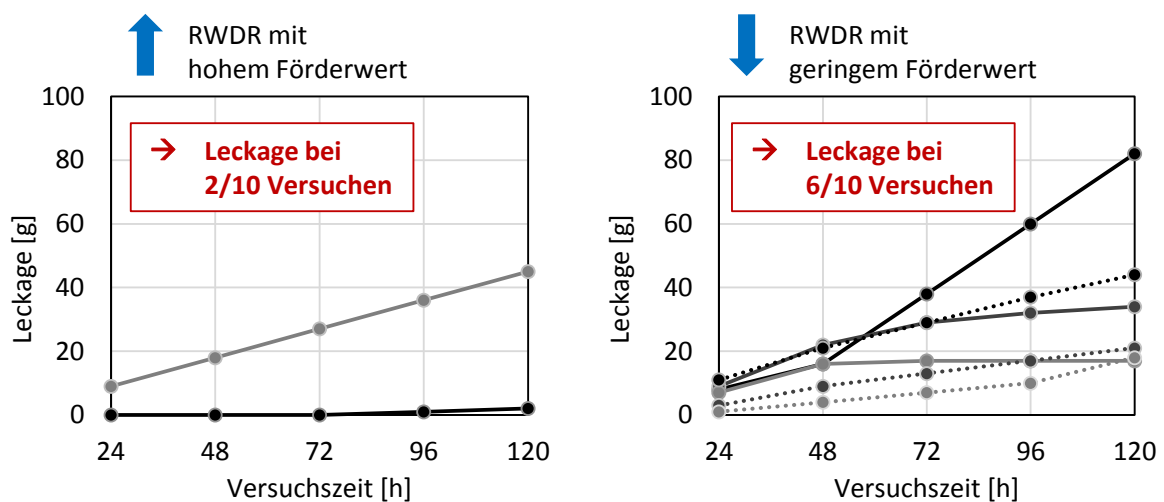


Bild 2.42: Erhöhte Dichtsicherheit durch höheren Förderwert bei Dichtungsgegenauflflächen mit Fehlstellen (Daten aus [SUL13])

2.8 Ausfallmechanismen, Lebensdauer und Zuverlässigkeit

Für Radial-Wellendichtungen gibt es bisher keine ausreichend genaue Möglichkeit die Lebensdauer in Abhängigkeit einer auftretenden Last zu berechnen. Es sind nur vergleichende Abschätzungen auf Basis von Expertenwissen und bereits vorhandenen ähnlichen Anwendungen möglich [KLN09a]. Das Ausfallverhalten ist bis heute nicht ausreichend bekannt und beschreibbar.

2.8.1 Definitionen

Für ein einheitliches Verständnis zum Themenbereich Lebensdauer und Zuverlässigkeit sind die folgenden Begriffsdefinitionen notwendig.

Lebensdauer

Unter Lebensdauer versteht man die Zeit, in der ein Produkt seine Funktion erfüllt. Erfüllt es seine Funktion nicht mehr, so ist dies ein Ausfall.

Ausfallkriterium, Leckage

Bei Dichtungen ist ein Ausfall meist mit dem Auftreten von Leckage gleichzusetzen. Um die Lebensdauer einer Dichtung zu beschreiben, muss das Ausfallkriterium Leckage genau definiert sein. In der Industrie hat sich die Unterscheidung der folgenden vier Zustände durchgesetzt [KLN09a, PRE10]:

- Trocken: Es ist keine Feuchtigkeit an der Luftseite sichtbar.
- Feucht: Es ist ein Flüssigkeitsfilm an der Luftseite sichtbar.
- Nass: Die Luftseite ist teilweise mit Fluid bedeckt. Es kommt zur Tropfenbildung, aber noch nicht zum Abtropfen.
- Messbare Leckage: Fluid tritt aus und tropft ab.

Abhängig vom Anwendungsfall und den Anforderungen hinsichtlich der Dichtheit, kann ein anderer Zustand als Ausfall betrachtet werden [HOE09]. Im Folgenden dieser Arbeit wird nur abtropfende und messbare Leckage als Ausfall der Dichtung definiert und als solcher betrachtet.

Ausfalldichte, Ausfallwahrscheinlichkeit, Zuverlässigkeit und Ausfallrate

Das Lebensdauerende, also der Zeitpunkt zu dem der Ausfall eintritt, ist eine Zufallsvariable. Die Frage, ob ein Produkt bis zu einem bestimmten Zeitpunkt noch funktionsfähig oder ob es bereits ausgefallen ist, kann daher nur unter Angabe einer Wahrscheinlichkeit beantwortet werden. Die Zuverlässigkeit $R(t)$ ist die Wahrscheinlichkeit dafür, dass ein Produkt während einer definierten Zeitdauer unter gegebenen Funktions- und Umgebungsbedingungen nicht ausfällt [BER04]. Die Ausfallwahrscheinlichkeit $F(t)$ ist das Komplement zur Zuverlässigkeit. Es gilt:

$$R(t) = 1 - F(t) \quad \text{bzw.} \quad F(t) = 1 - R(t) \quad \text{Gl. 2.23}$$

Ausfallwahrscheinlichkeit und Zuverlässigkeit lassen sich wie in Bild 2.43 dargestellt durch die Auswertung von Ausfalldaten herleiten. Die Anzahl der Ausfälle lässt sich klassiert über der Lebensdauer in einem Histogramm darstellen. Je mehr Ausfälle betrachtet werden und je feiner die Klassierung, desto mehr nähert sich die Form des Histogramms der Dichtefunktion $f(t)$ an. Die Ausfallwahrscheinlichkeit entspricht der Summenfunktion der Ausfälle über der Lebensdauer bzw. dem Integral der Dichtefunktion:

$$F(t) = \int f(t) dt \quad \text{Gl. 2.24}$$

Eine weitere Größe, die häufig zur Beschreibung von Ausfalldaten verwendet wird, ist die Ausfallrate $\lambda(t)$. Sie ist definiert als Quotient von Ausfalldichte und Zuverlässigkeit:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad \text{Gl. 2.25}$$

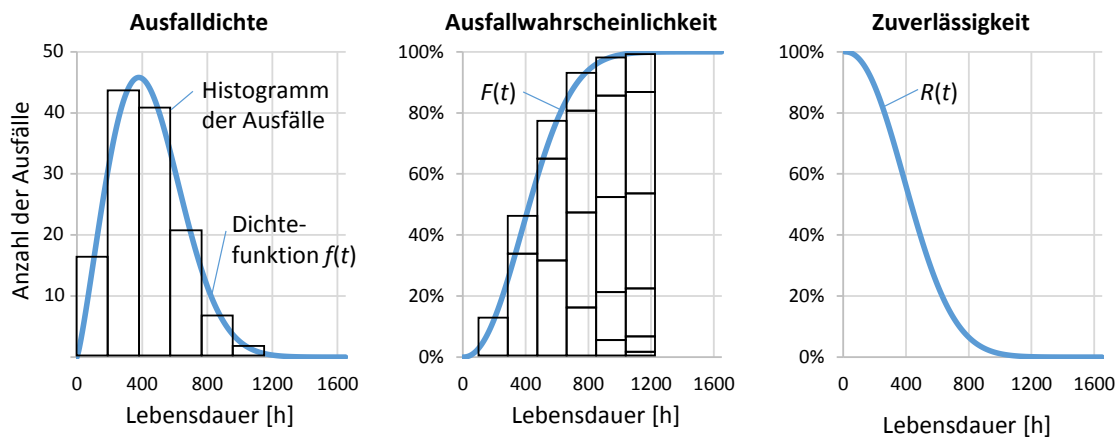


Bild 2.43: Ausfalldichte, Ausfallwahrscheinlichkeit und Zuverlässigkeit

Aussagewahrscheinlichkeit bzw. Konfidenz

Eine Aussage zur Zuverlässigkeit muss stets an eine gewisse Aussagewahrscheinlichkeit gekoppelt sein. Bei der Auswertung des Ausfallverhaltens kann meist nur eine Stichprobe berücksichtigt werden, nicht jedoch die Grundgesamtheit. Eine Aussage über die Zuverlässigkeit gilt für sich alleine stehend daher nur für die einzelne Stichprobe. Von Interesse ist jedoch meist eine Aussage über die Grundgesamtheit. Die Aussagewahrscheinlichkeit spiegelt wieder, welchen Wert die Aussage für die Grundgesamtheit hat. Je größer die Stichprobe, desto höher ist die Aussagewahrscheinlichkeit, d.h. desto sicherer ist, dass die Aussage auch für die Grundgesamtheit zutrifft.

Weibullverteilung

Mit Ausfalldichte, Ausfallwahrscheinlichkeit, Zuverlässigkeit und Ausfallrate lässt sich das Ausfallverhalten eines Produkts beschreiben. Entscheidend ist jedoch, welche Form die Funktionen annehmen. Dafür ist eine geeignete Verteilungsfunktion notwendig. Im Fahrzeug- und Maschinenbau wird sehr häufig die Weibullverteilung eingesetzt. Mit der Weibullverteilung lässt sich das Ausfallverhalten der meisten Komponenten gut beschreiben. Die Funktionen der dreiparametrischen Weibullverteilung (3P) sind wie im Folgenden definiert. Dabei ist b der Formparameter der Verteilung, T die charakteristische Lebensdauer und t_0 die ausfallfreie Zeit. Bei der zweiparametrischen Weibullverteilung (2P) entfällt der Parameter der ausfallfreien Zeit [BER04].

Zuverlässigkeit:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-t_0}{T-t_0}\right)^b} \tag{Gl. 2.26}$$

Ausfallwahrscheinlichkeit:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-t_0}{T-t_0}\right)^b} \tag{Gl. 2.27}$$

Dichtefunktion:

$$F(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \frac{b}{T - t_0} \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{t-t_0}{T-t_0} \right)^b} \quad \text{Gl. 2.28}$$

Ausfallrate:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{b}{T - t_0} \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^{b-1} \quad \text{Gl. 2.29}$$

2.8.2 Ausfallmechanismen und Ausfallursachen

Im vorigen Abschnitt wurde Ausfall mit messbarer, abtropfender Leckage definiert. Das Ausfallverhalten von Radial-Wellendichtungen ist komplex, da Leckage durch verschiedene Ursachen ausgelöst werden kann. In Bild 2.44 sind die Hauptausfallursachen dargestellt, wobei kein Anspruch auf Vollständigkeit besteht. Es wird zwischen mechanischen, thermischen und thermisch-chemischen Ausfallmechanismen unterschieden. Betrachtet werden hier nur Mechanismen, die ihre Ursache im Betrieb haben. Eine noch umfassendere Darstellung möglicher Leckageursachen findet man beispielsweise in [PRE10]. Darin werden auch Handling- und Herstellungsprozesse miteinbezogen.

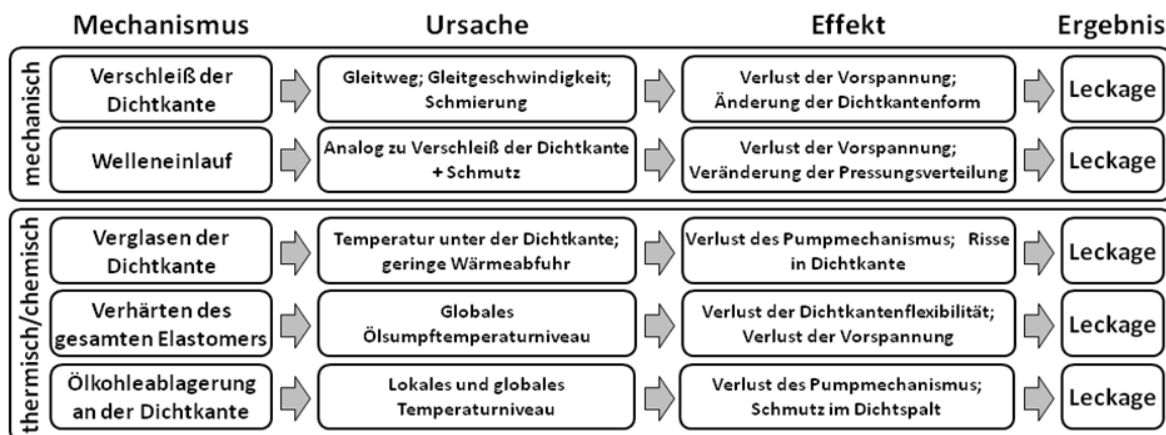


Bild 2.44: Ausfallmechanismen und Ausfallursachen von RWDR [KLN08]

Die Ausfallmechanismen wurden noch nicht ausreichend genau verstanden, um auf Basis von Alterungsgesetzen ein Lebensdauerende vorherzusagen zu können. Die Komplexität liegt darin, dass sich die Mechanismen zusätzlich noch überlagern können und Wechselwirkungen stattfinden [HOE09].

Das Auftreten von unterschiedlichen Ausfallmechanismen in der Praxis zeigt sich in einer Felddatenauswertung von Klein [KLN09b], s. Bild 2.45. Die Stufen und Knicke im Verlauf der Ausfälle deuten auf eine Mischverteilung hin, der mehrere Ausfallmechanismen zu Grunde liegen. Durch die Analyse der Teilbereiche konnte Klein drei Unterverteilungen finden.

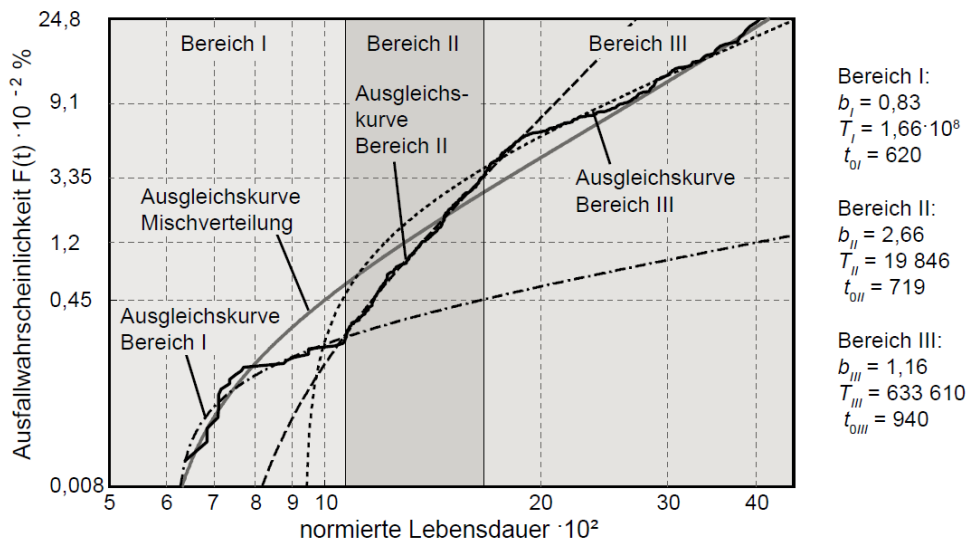


Bild 2.45: Mischverteilung von Feldausfällen im Weibull-Diagramm [KLN09b]

2.8.3 Alterungsgesetze

Wie bereits im vorangehenden Abschnitt angedeutet, sind die Zusammenhänge zwischen vorhandenen Belastungen und Ausfallmechanismen bis heute unzureichend bekannt, um die Lebensdauer von Radial-Wellendichtungen vorherzusagen. Der heutige Wissensstand erlaubt nur grobe Schätzungen:

Verschleiß

Verschleiß wird bei RWDR üblicherweise anhand der Verschleißbreite charakterisiert. Schnürle [SNL75] beschreibt die Zunahme der Verschleißbreite b über der Betriebsdauer t mit folgender Gleichung:

$$b(t) = b_0 \cdot e^{A \cdot (t-t_0)} \tag{Gl. 2.30}$$

Dabei ist b_0 die Verschleißbreite, die sich nach der Einlaufzeit t_0 einstellt. Der Koeffizient A ist vom Werkstoff und den Betriebsbedingungen abhängig und bestimmt die Verschleißgeschwindigkeit. Schnürle fand bei seinen Untersuchungen heraus, dass die Verschleißbreite während der Einlaufzeit sehr schnell zunimmt. Nach der Einlaufphase geht die Verschleißbreite in den durch Gl. 2.30 beschriebenen progressiven Verlauf über. Der Übergang ist unstetig (Bild 2.46). Horve beschreibt in [HOR96] bzgl. der Einlaufphase ein ähnliches Verhalten. Die Verschleißbreite nimmt zu Beginn schnell zu, geht dann jedoch in einen degressiven Verlauf über (Bild 2.47).

Ein Grenzwert für die Verschleißbreite wurde von Klein in [KLN09a] für RWDR aus FKM ermittelt. Die Auswertung von Versuchsdaten ergab einen Funktionsgrenzwert von $b \approx 0,9$ mm. Bei Werten von $b > 0,9$ mm muss mit Leckage gerechnet werden.

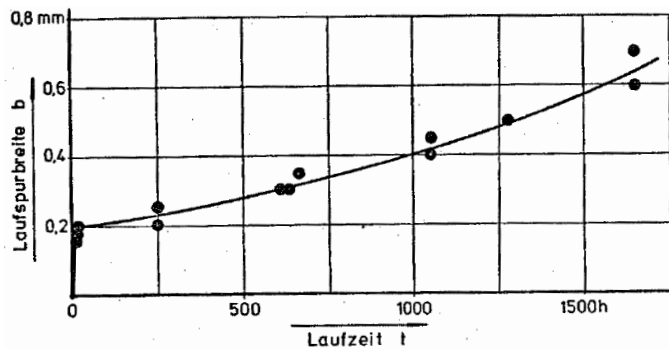


Bild 2.46: Verschleißbreitezunahme über Betriebsstunden [SNL75]

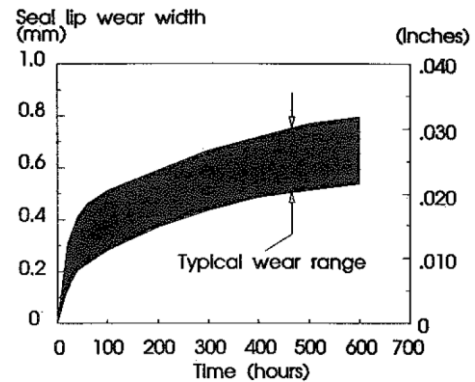


Bild 2.47: Verschleißbreitezunahme über Betriebsstunden [HOR96]

Alterung unter Temperatureinfluss

Abrasiver Verschleiß ist nicht der dominante Ausfallmechanismus von RWDR [HOE09]. Häufiger ist die Ausfallursache thermisch bedingt, entweder durch eine hohe Sumpftemperatur oder durch Temperaturüberhöhung im Dichtspalt infolge hoher Drehzahlen. Hohe Temperaturen führen zur Verhärtung des Elastomerwerkstoffs. Dabei handelt es sich um eine temperaturabhängige chemische Reaktion, die näherungsweise mit der Arrhenius-Gleichung beschrieben werden kann [HOR96]:

$$L = \alpha \cdot e^{\left(\frac{E_A}{R \cdot T}\right)} \quad \text{Gl. 2.31}$$

L ist dabei die Lebensdauer (in h), E_A die Aktivierungsenergie (in $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$) der chemischen Reaktion, R die allgemeine Gaskonstante ($R \approx 8,314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), T die thermodynamische Temperatur (in K) und α die Lebensdauerkonstante des Werkstoffs (in h). Für einen NBR-Werkstoff wurden laut [HOR96] folgende Werte ermittelt:

$$L_{NBR} = 8,14 \cdot 10^{-7} \cdot e^{\left(\frac{7905}{T}\right)} \quad \text{Gl. 2.32}$$

2.8.4 Lebensdauertests

Zum Zuverlässigkeitsnachweis bzw. zur Freigabe von neuen Produkten werden als abschließende Bestätigung in der Regel Lebensdauertests durchgeführt. Die Prüflinge werden dabei meist einer Belastung ausgesetzt, die mindestens der erwarteten Last in der späteren Anwendung (Feldlast) entspricht. Um eine statistisch abgesicherte Aussage machen zu können, sollten mehrere Prüflinge getestet werden. Um eine Zuverlässigkeit von $R(t) = 90\%$ bei einer Aussagewahrscheinlichkeit von $P_A = 90\%$ nachzuweisen, müssen 22 Prüflinge einen feldrelevanten Test bestehen [BER04]. Diese Anzahl kann reduziert werden, wenn Prüfzeit oder Prüflast im Verhältnis zu Lebensdaueranforderung und Feldlast erhöht werden.

Der Zuverlässigkeitsnachweis ist damit von den folgenden Stellgrößen abhängig:

- Anzahl der Prüflinge
- Lebensdauer Verhältnis: Prüfzeit im Verhältnis zur geforderten Lebensdauer
- Lastverhältnis: Prüflast im Verhältnis zur Feldlast

Lebensdauer Tests sind im Allgemeinen kostspielig und haben oft einen bedeutenden Anteil an den Gesamtentwicklungskosten. Daher wird versucht, aus den oben genannten Stellgrößen die jeweils günstigste Kombination zu wählen, bei der die Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsanforderungen noch erfüllt werden können.

Tests mit erhöhter Prüflast werden auch als beschleunigte Lebensdauer Tests bezeichnet. Dies ist in der Regel äußerst effektiv. Sehr häufig können dadurch sowohl Prüflingsanzahl als auch Prüfzeit deutlich reduziert werden. Voraussetzung für die Durchführung von beschleunigten Tests ist jedoch die Kenntnis des Weibull-Formparameters b . Durch die Lasterhöhung darf sich das Ausfallverhalten nicht ändern, der Ausfallmechanismus muss derselbe bleiben.

Bei Radial-Wellendichtungen können beschleunigte Lebensdauer Tests auf diese Weise in den meisten Fällen nicht praktiziert werden. Die Feldlast bei Radial-Wellendichtungen besteht im Wesentlichen aus einem Drehzahl- und Temperaturkollektiv. Eine Erhöhung von Drehzahl oder Temperatur führt bei Radial-Wellendichtungen zu einem komplett anderen Systemverhalten. Eine Änderung der beiden Parameter bewirkt andere Schmierungsbedingungen, wodurch die mechanischen Ausfallmechanismen (Verschleißverhalten) betroffen sind. Sowohl Drehzahl- als auch Temperaturerhöhung können zudem die thermisch-chemischen Alterungsprozesse stark beschleunigen. Damit besteht eine große Gefahr, dass sich auch die Ausfallmechanismen signifikant ändern.

Eine Testraffung und Prüfzeitverkürzung kann bei Radial-Wellendichtungen höchstens dadurch erreicht werden, dass Anteile des Feldlastkollektivs, die nicht schädigungsrelevant sind, aus dem Prüflastkollektiv entfallen. Allerdings werden für manche Industrieanwendungen Lebensdauern von über 20.000 Betriebsstunden erwartet [KLN08]. Derartig lange Prüfzeiten sind weder realistisch noch bezahlbar. Trotz aller Versuchstechniken bleiben Lebensdauer Tests bei Dichtungen ein kostspieliges Thema.

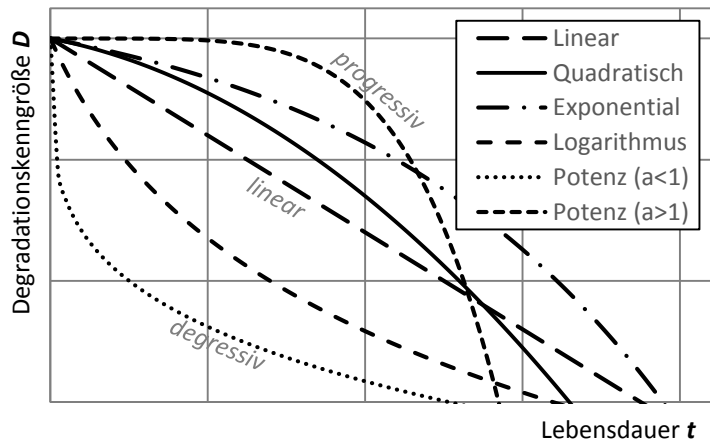
Reduzierung der Prüfzeit durch Kenntnis der Degradation

Eine weitere Möglichkeit, den Testaufwand zu reduzieren, stellen Degradationsmodelle dar. Dafür muss das Alterungs- und Ausfallverhalten jedoch zumindest einmal vollständig ermittelt werden. Degradationsmodelle beschreiben die Alterung anhand einer messbaren Degradationskenngröße.

Als Degradationskenngrößen kommen Messgrößen in Frage, die entweder Schädigung oder Verschleiß direkt beschreiben und in der Regel mit steigender Betriebsdauer zunehmen. Eine weitere Möglichkeit stellen Leistungsmerkmale dar, die mit steigender Betriebsdauer abnehmen. Bei Radial-Wellendichtungen eignet sich z.B. die Verschleißbreite als Messgröße für den fortschreitenden Verschleiß. Oder der Förderwert, als ein Leistungsmerkmal für die Dichtsicherheit, der mit steigender Betriebsdauer abnimmt [KLN09a].

Häufig verwendete Ansatzfunktionen für Degradationsmodelle [REL15] sind in Bild 2.48 dargestellt. Damit lassen sich die drei grundlegenden Verlaufstypen (lineare, progressive

und degressive Verläufe) beschreiben. Ist der Alterungsverlauf anhand eines Degradationsmodells erfasst, so muss nicht mehr die gesamte Lebensdauer erprobt werden. Lebensdauerertests können dann frühzeitig abgebrochen werden und die bis dahin gemessene Degradation kann bis zum Lebensdauerende extrapoliert werden.



•Lineare Funktion

$$y = a \cdot x + c$$

•Quadr. Polynom

$$y = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$$

•Exponentialfunktion

$$y = b \cdot e^{a \cdot x} + c$$

•Logarithmusfunktion

$$y = a \cdot \ln(x+1) + c$$

•Potenzfunktion

$$y = b \cdot x^a + c$$

y Degradationsgröße

x Zeit

a, b, c zu ermittelnde

Modellparameter

Bild 2.48: Degradationsmodelle

3 Mess- und Prüfeinrichtungen

Im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Prüfeinrichtungen und Messgeräte werden im Folgenden beschrieben.

3.1 Dichtungsprüfstände

Je nach Untersuchungsziel und Prüfkapazität wurden unterschiedliche Dichtungsprüfstände eingesetzt. Nachfolgend sind die wichtigsten Eigenschaften und Leistungsdaten der Prüfstände kurz zusammengefasst.

Dichtungsprüfstand 1: 6-Zellen-Prüfstand

Die meisten Förderwertmessungen wurden am 6-Zellen-Prüfstand durchgeführt (Bild 3.1). Jede der sechs Prüfzellen verfügt über einen eigenen Elektromotor, der sich hinter der Grundplatte des Prüfstands befindet. Die Prüfzellen sind axial verschiebbar gelagert. Jede Prüfzelle verfügt über eine Heizpatrone, eine Kühlschleife durch die Kühlwasser gepumpt wird und einen Temperatursensor. Damit kann der Ölsumpf entsprechend temperiert werden.

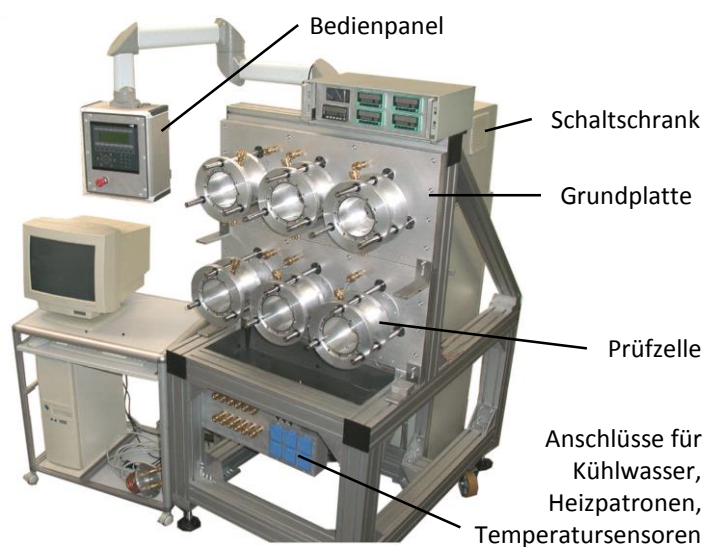


Bild 3.1: 6-Zellen-Prüfstand

Der Nachteil ist, dass die Heizpatrone direkt in den Ölsumpf ragt. Die zur Verfügung stehende Heizfläche ist dadurch relativ klein, wodurch sich eine hohe spezifische Heizleistung ergibt. Daher sind nur Ölsumpfemperaturen bis ca. 60 °C möglich. Bei höheren Temperaturen besteht die Gefahr, dass das Öl beim direkten Kontakt mit der Heizpatrone geschädigt wird und sich Ölkohle ablagert. Ölsumpfemperaturen und Drehzahlen (bis ca. 10000 U/min) können über das

Bedienpanel vorgegeben werden. Da es keine Drehzahlregelung gibt, weicht die Ist-Drehzahl jeweils in Abhängigkeit des Reibmoments durch das Dichtsystem etwas von der Soll-Drehzahl ab. Die tatsächliche Drehzahl wird daher mit Hilfe eines externen Drehzahlmessgeräts erfasst und dokumentiert. Der 6-Zellen Prüfstand erlaubt während der Untersuchung keine freie Sicht auf die zu prüfende Dichtung. Eine Messung der Dichtspaltemperatur mittels Thermografiekamera ist daher nicht möglich.

Dichtungsprüfstand 2: Einzelmodul mit Doppelkammer

Für Untersuchungen, bei denen ein freier Blick auf die Dichtstelle notwendig war, wurde das Einzelmodul verwendet (Bild 3.2), z.B. für Thermografiemessungen zur Bestimmung

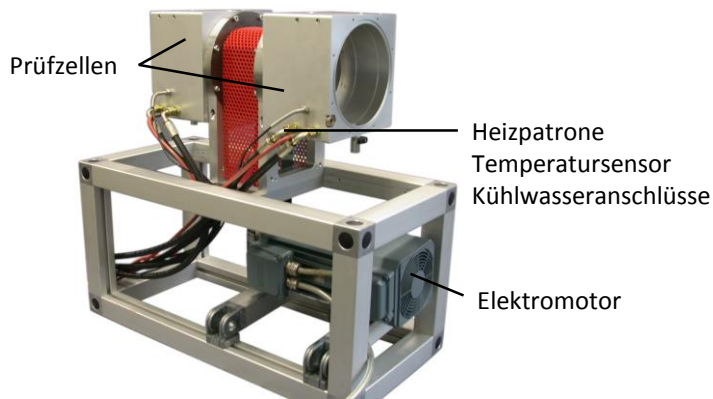


Bild 3.2: Einzelmodul mit Doppelkammer

der Temperatur im Dichtspalt. Das Einzelmodul besteht aus 2 Prüfzellen. Zwischen den Zellen ist die Antriebswelle gelagert. Diese wird über einen Riemen angetrieben. Der Elektromotor befindet sich unterhalb der beiden Prüfzellen und ist somit thermisch entkoppelt. Dadurch können Versuche bei wesentlich höheren Ölsumpftemperaturen gefahren werden, ohne dass der Motor dadurch belastet wird. Zudem sind sowohl Heizpatronen als auch Kühlkanäle in das Gehäuse eingelassen. Dadurch steht eine größere Heizfläche zur Temperierung des Ölsumpfes zur Verfügung. Es können Ölsumpftemperaturen von ca. 130 °C erreicht werden, Drehzahlen bis ca. 10000 U/min sind möglich.

Zudem sind sowohl Heizpatronen als auch Kühlkanäle in das Gehäuse eingelassen. Dadurch steht eine größere Heizfläche zur Temperierung des Ölsumpfes zur Verfügung. Es können Ölsumpftemperaturen von ca. 130 °C erreicht werden, Drehzahlen bis ca. 10000 U/min sind möglich.

Dichtungsprüfstand 3: Universal-Einzeldichtungs-Prüfstand

Die Besonderheit des Universal-Einzeldichtungs-Prüfstand (Bild 3.3) ist die aerostatische Lagerung der Prüfkammer, in der der Dichtring verbaut wird. Diese Lagerung ermöglicht

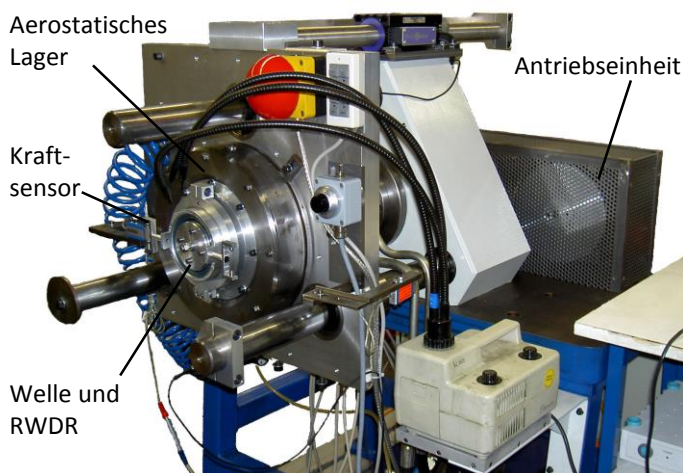


Bild 3.3: Universal-Einzeldichtungs-Prüfstand

sehr präzise Reibmomentmessungen. Die Dichtstelle ist frei einsehbar, so dass zusätzlich auch Thermografiemessungen durchgeführt werden können. Hinsichtlich Temperierung gibt es verschiedene Möglichkeiten. Mit Hilfe eines Drehübertragers kann Temperierflüssigkeit in die Welle eingespeist werden. Dadurch ist eine Innentemperierung der Welle möglich. Zur Temperierung des Ölsumpfes steht ein externes Aggregat zur Verfügung. Ölsumpftemperaturen bis ca. 130 °C sowie Drehzahlen bis ca. 8000 U/min sind möglich.

Dichtungsprüfstand 4: 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand

Zur Durchführung von Langzeitversuchen wurde unter anderem der 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand eingesetzt. Der Prüfstand besteht aus sechs Einzelmodulen mit Doppelkammer. Diese sind identisch zum oben beschriebenen Einzelmodul aufgebaut. Alle sechs Module

werden zentral von einem Messrechner angesteuert. Für jede Kammer lässt sich dadurch ein individuelles Temperaturkollektiv (bis ca. 130 °C) sowie für jedes Modul ein individuelles Drehzahlkollektiv (bis ca. 10000 U/min) vorgeben. Die Dichtstellen sind frei einsehbar. So kann z.B. Leckage frühzeitig erkannt werden und Thermografiemessungen sind möglich.

Dichtungsprüfstand 5: 8-Zellen-Dauerlaufprüfstand

Der 8-Zellen-Dauerlaufprüfstand (Bild 3.4) besteht wie der 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand aus mehreren baugleichen Modulen. Der einzige Unterschied besteht darin, dass es sich



Bild 3.4: 8-Zellen-Dauerlaufprüfstand

um 8 Einzelkammermodule handelt. Aufbau und Ausstattung der Prü fzellen sind identisch zum 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand bzw. zum Einzelmodul mit Doppelkammer. Alle acht Module werden zentral von einem Messrechner angesteuert. Für jede Kammer lässt sich dadurch ein individuelles Temperatur- und Drehzahlkollektiv vorgeben (bis ca. 130 °C bzw. ca. 10000 U/min)). Die Dichtstellen sind frei einsehbar. So kann z.B. Leckage frühzeitig erkannt werden und Thermografiemessungen sind möglich.

Dichtungsprüfstand 6: 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand (Goetze)

Der älteste unter den eingesetzten Dichtungsprüfständen ist der Goetze-Dauerlaufprüfstand. Es ist der einzige Dichtungsprüfstand, der nicht am Institut für Maschinenelemente,



Bild 3.5: Goetze-Dauerlaufprüfstand

sondern durch die Firma Goetze konzipiert und aufgebaut wurde. Der Prüfstand zeichnet sich vor allem durch seine Robustheit aus. Jede der 12 Prü fzellen kann individuell temperiert werden (bis ca. 130 °C). Nachteilig ist, dass alle Prü fzellen von demselben Motor angetrieben werden (bis ca. 8000 U/min), wodurch keine individuellen Drehzahlkollektive möglich sind. Die Dichtstellen sind beim Goetze-Prüfstand während dem Betrieb nicht direkt einsehbar.

3.2 Taktiler Oberflächenmessgerät

Zur Vermessung von Gegenläufflächen wurde das taktile Oberflächenmessgerät *Hommel T8000 waveline* verwendet (s. Bild 3.6). Die zu prüfende Wellenhülse wird in einem Backenfutter mit Rotationsvorschub ausgerichtet und eingespannt. Ein axial verfahrbarer Messtaster mit Diamantspitze wird mit konstanter Geschwindigkeit über die zu prüfende Oberfläche gefahren. Die Auslenkung der Spitze wird induktiv gemessen. Aus dem Messschrieb können Oberflächenkennwerte nach den Vorgaben der DIN EN ISO 4287 [DIN10] ermittelt werden, z.B. die gemittelte Rautiefe R_z .

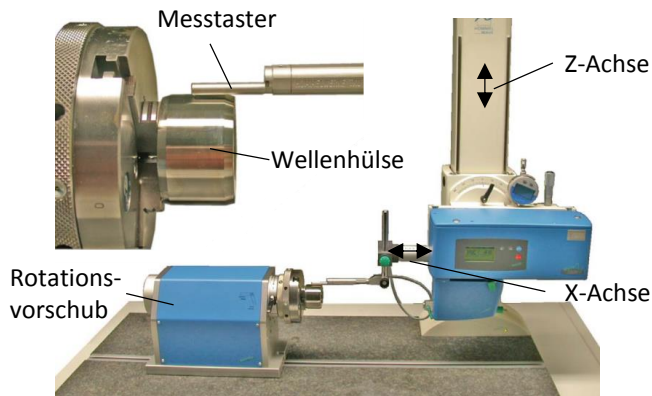


Bild 3.6: Taktiles Oberflächenmessgerät
Hommel T8000 waveline

Der Messtaster mit Diamantspitze wird mit konstanter Geschwindigkeit über die zu prüfende Oberfläche gefahren. Die Auslenkung der Spitze wird induktiv gemessen. Aus dem Messschrieb können Oberflächenkennwerte nach den Vorgaben der DIN EN ISO 4287 [DIN10] ermittelt werden, z.B. die gemittelte Rautiefe R_z .

Drallmessung nach der CARMEN-Methode

Durch Rotation des Prüflings ist das Messgerät in der Lage, 72 gleichmäßig am Umfang verteilte Tastschnitte für die Drallauswertung nach der CARMEN-Methode (Computer Aided Roughness Measurement and Evaluation) aufzunehmen [MBN08]. Mit der zugehörigen Software können die Messschriebe zu einer Pseudo-Oberflächentopografie zusammengesetzt und Drallkennwerte berechnet werden (Drallwinkel, Drallsteigung, Dralltiefe, Gängigkeit, Periodenlänge und theoretischer Förderquerschnitt). Die CARMEN-Methode ist eine quantitative Messmethode um Drall auf der Gegenläuffläche festzustellen (s. Kapitel 2.3.2).

3.3 Fadenprüfstand

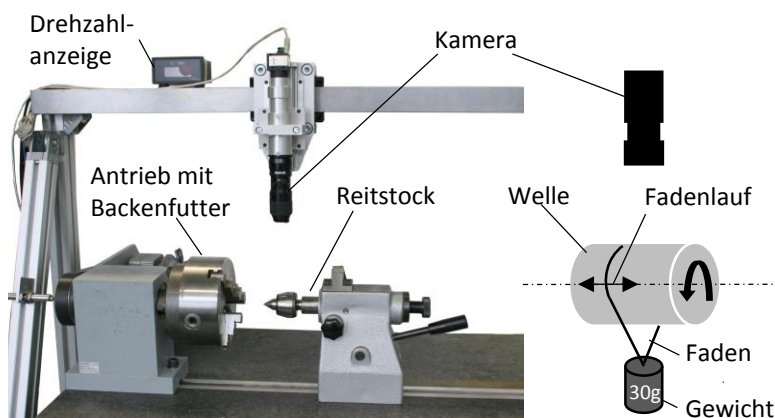


Bild 3.7: Fadenprüfstand

Am Fadenprüfstand (Bild 3.7) wird die Drallmessung nach der Fadenmethode durchgeführt. Die Fadenmethode ist eine qualitative Messmethode zur Feststellung von Drall auf der Gegenläuffläche. Bei der Messung wird die Wellenhülse im Backenfutter des Antriebs aufgenommen und waagrecht ausgerichtet. Ein gewichtsbelasteter Faden wird um die Welle gelegt. Wenn sich der

Faden bei rotierender Welle in axialer Richtung bewegt, geht man von Drall auf der Gegenlauffläche aus. Der Faden wird dabei von Strukturen, die von der Umfangsrichtung abweichen, mitgenommen. Es wird im Linkslauf und im Rechtslauf gemessen.

3.4 Optische Mess- und Analyseinrichtungen

Stereomikroskop

Für die schnelle Sichtprüfung von Versuchsteilen vor oder nach dem Versuch wurde ein einfaches Stereomikroskop verwendet.

12x-Zoom-Objektiv mit Digitalkamera

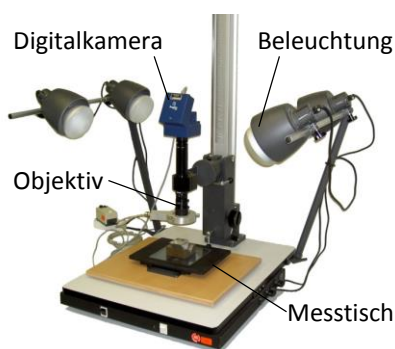


Bild 3.8: Navitar-Objektiv mit Digitalkamera und Messtisch

Für makroskopische Aufnahmen von Versuchsobjekten wurde ein 12x-Zoom-Objektiv (*Navitar*) mit einer Digitalkamera (*ProgRes C14, Jenoptik*) verwendet. Bild 3.8 zeigt das höhenverstellbar montierte Objektiv mit Digitalkamera. Zur Positionierung der Proben steht ein in der Ebene verschiebbarer Messtisch zur Verfügung. Zur besseren Ausleuchtung der Proben können Schwanenhalslichtquellen verwendet werden. Für die Vermessung der Aufnahmen (z.B. Verschleißbreite an der Dichtkante) wird die Software *Mikroskop analysis 5* verwendet.

Digitalmikroskop



Bild 3.9: Keyence Digitalmikroskop

3D-Aufnahmen von Dichtkanten und Aufnahmen mit durchgehender Tiefenschärfe wurden am Digitalmikroskop *Keyence VHX-1000D* angefertigt (Bild 3.9). Die Aufnahmen können zwei oder dreidimensional dargestellt werden. Die zugehörige Software bietet unterschiedliche Funktionen zur Messung in den Aufnahmen.

3.5 Radialkraftmessgerät

Zur Bestimmung der Radialkraft wurde ein Zweibacken-Radiometer verwendet (Bild 3.10). Die Messung wird nach DIN 3761-9 [DIN84] durchgeführt. Die mechanische Messeinheit besteht aus einer festen und einer beweglichen Messbacke. Die bewegliche Messbacke wird über eine Blattfeder mit hoher Steifigkeit abgestützt. Beim Aufschieben eines Dicht-rings werden die Messbacken im Bereich weniger Mikrometer aufeinander zubewegt. Diese Verschiebung wird mit einem induktiven Messaufnehmer erfasst und über die Mes-selektronik ausgewertet.

Bei jeder Einzelmessung wird die Messzeit auf zehn Sekunden eingestellt. Der zu vermessende RWDR wird mit der Bodenseite nach unten auf die Messbacken aufgeschoben. Die Messung beginnt, sobald die Ansprechschwelle von 4 N überwunden ist. Die nach zehn Sekunden gemessene Kraft erscheint anschließend auf dem Display.

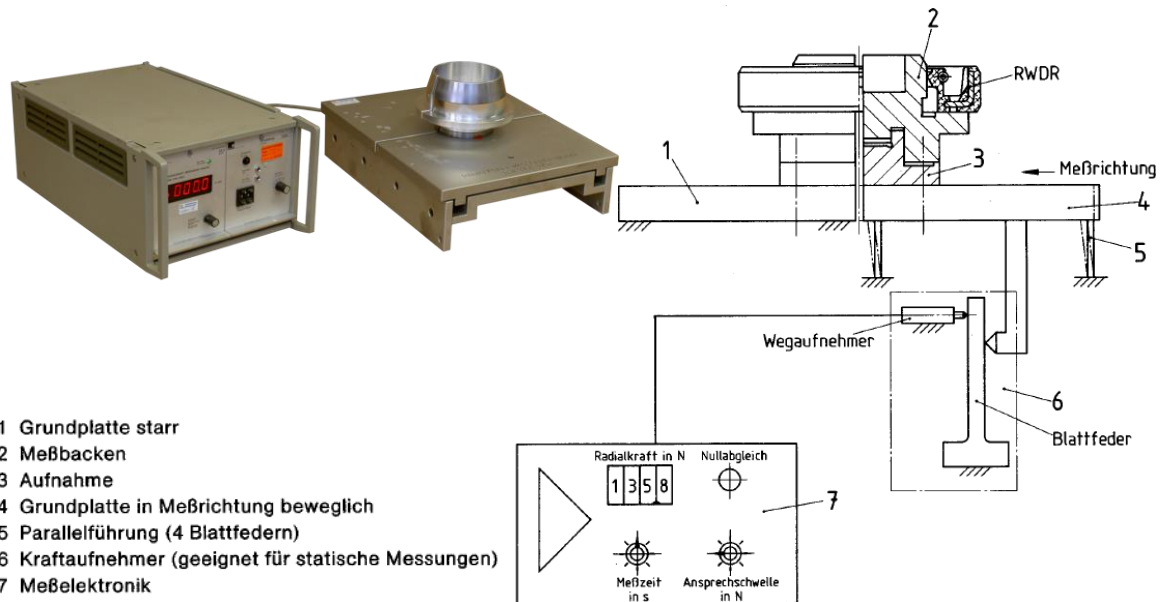


Bild 3.10: Radialkraftmessgerät und Messprinzip nach DIN 3761-9 [DIN84]

3.6 Elastomerhärtemessgerät

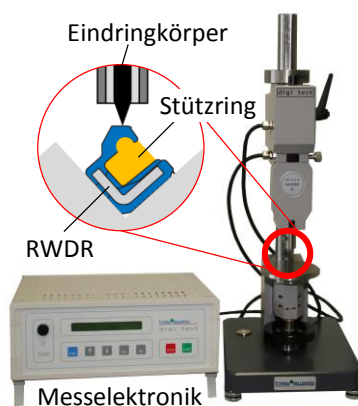


Bild 3.11: Elastomerhärtemessgerät

Die Elastomerhärte im Dichtkantenbereich wurde mit dem Elastomerhärtemessgerät *digi test* der Fa. Bareiss als micro Shore A bestimmt (Bild 3.11). Bei der Messung wird die Spiralzugfeder des RWDR entfernt. An Stelle der Feder wird ein Stützring aus Kunstharz eingesetzt, der den gesamten Hohlraum ausfüllt und ein Zurückweichen der Dichtkante unter der applizierten Prüfkraft verhindert. Gemäß der Messung nach DIN 53505 [DIN00] wird die Prüfkraft über eine Dauer von drei Sekunden aufgebracht. Das Messergebnis wird von der Auswertelektronik berechnet.

3.7 Kontaktwinkelmessgerät

Die Vermessung der Kontaktwinkel eines Flüssigkeitstropfens zur Bestimmung von Benetzungseigenschaften erfolgte an einem OCA 20 Kontaktwinkelmessgerät von Dataphysics. Bild 3.12 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Messung. Der Probenkörper befindet sich auf

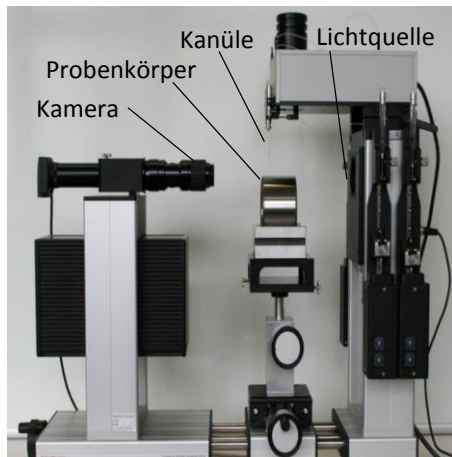


Bild 3.12: Kontaktwinkelmessgerät

einem Positioniertisch, der in alle drei Koordinatenrichtungen verschoben werden kann. Oberhalb des Tisches befindet sich eine Kanüle mit der Fluidprobe. Über einen Kolben wird der Fluiddruck erhöht und an der Spitze der Kanüle bildet sich ein Tropfen. Anhand des Kolbenhubes kann das Tropfenvolumen exakt dosiert werden. Dies wird von einem Messrechner gesteuert. Der Fluidtropfen wird schließlich mit einer Kanüle auf dem Probenkörper abgesetzt. Mit Hilfe einer Kamera werden die Kontaktwinkel des Tropfens vermessen.

3.8 Thermografiekamera

Zur Bestimmung der Temperatur im Dichtspalt wurde eine Thermografiekamera (Fluke Ti32) verwendet (Bild 3.13). Dieser Messmethode liegt zugrunde, dass jeder Gegenstand mit einer Temperatur über dem absoluten Nullpunkt von $T = 0 \text{ K}$ (bzw. $\vartheta = -273 \text{ °C}$) im Infrarotbereich strahlt. Infrarotstrahlung ist auf Grund ihrer Wellenlänge für das menschliche Auge nicht sichtbar, kann jedoch mit einer Thermografiekamera sichtbar gemacht werden. Je höher die Temperatur eines Gegenstands ist, desto mehr Infrarotstrahlung geht von ihm aus. Die Höhe der Strahlung hängt neben der Temperatur jedoch auch vom Messobjekt und seiner Oberflächenbeschaffenheit selbst ab. Die Fähigkeit, Wärme durch Strahlung wieder abzugeben, wird durch den Emissionsgrad ϵ beschrieben, wobei immer gilt: $0 < \epsilon < 1$. Für den ideal abstrahlenden in der Physik als Schwarzen Strahler bezeichneten Körper gilt $\epsilon = 1$. Um Messfehler zu minimieren, ist es entscheidend, den Emissionskoeffizienten des Messobjekts zu kennen.

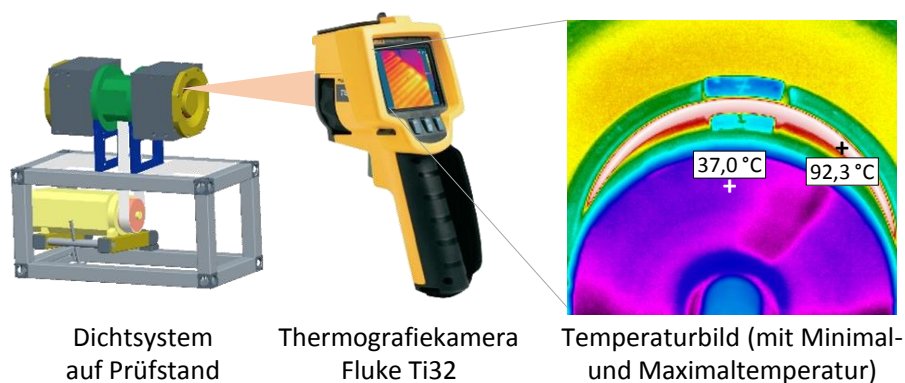


Bild 3.13: Thermografiemessung

3.9 Sonstige Hilfsmittel

Aräometer

Zur Bestimmung der Dichte der Versuchsöle wurde ein Aräometer eingesetzt. Ein Aräometer besteht aus einem Glashohlkörper, der auf dem Boden entweder durch Bleischrot, Sand oder Quecksilber beschwert ist. Das obere Ende läuft in einem schmalen, zylindrischen Hals aus, auf dem eine Skala angebracht ist. Das zu prüfende Öl wird dabei in einen Standzylinder eingefüllt und auf die angegebene Bezugstemperatur von 20°C des Aräometers temperiert. Unmittelbar vor der Messung wird die Flüssigkeit mit einem Stab durchgemischt, um Dichte- und Temperaturschichtungen zu beseitigen. Dann wird das Aräometer in das zu prüfende Öl eingetaucht. Sobald das Aräometer die Gleichgewichtslage eingenommen hat, kann die Dichte des Öls an der Skala des Aräometers abgelesen werden.

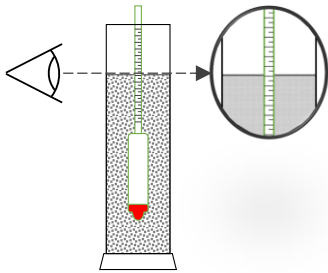


Bild 3.14: Aräometer

Drehzahlmessgerät



Quelle:
www.testolimited.com

Zur flexiblen Messung der Drehzahl wurde ein tragbares Drehzahlmessgerät (Testo 470) eingesetzt. Damit können Spindel-drehzahlen sowohl mechanisch (berührend) als auch optisch (berührungsfrei) gemessen werden. Die optische Messung erfolgt anhand eines Lichtstrahls, der vom Gerät ausgeht. An der Spindel muss dann ein Reflexmarker (Reflektionsfolie) angebracht werden.

Bild 3.15: Drehzahlmessgerät

4 Förderwert bei Variation der Einflussparameter

Der Förderwert ist von einer Vielzahl an Einflussgrößen abhängig. Die wichtigsten sind in Bild 4.1 dargestellt.

Zur Auswertung und Analyse des Zusammenhangs zwischen Einflussparametern und Förderwert ist eine entsprechende Datenbasis notwendig. Dieses Kapitel erläutert die Vorgehensweise bei den zur Erarbeitung der Datenbasis notwendigen experimentellen Untersuchungen (4.1) und Berechnungen (4.2). Die Auswertung der Datenbasis aus Messwerten und berechneten Größen und die Analyse der Einflussparameter auf den Förderwert wird in Kapitel 5 behandelt.

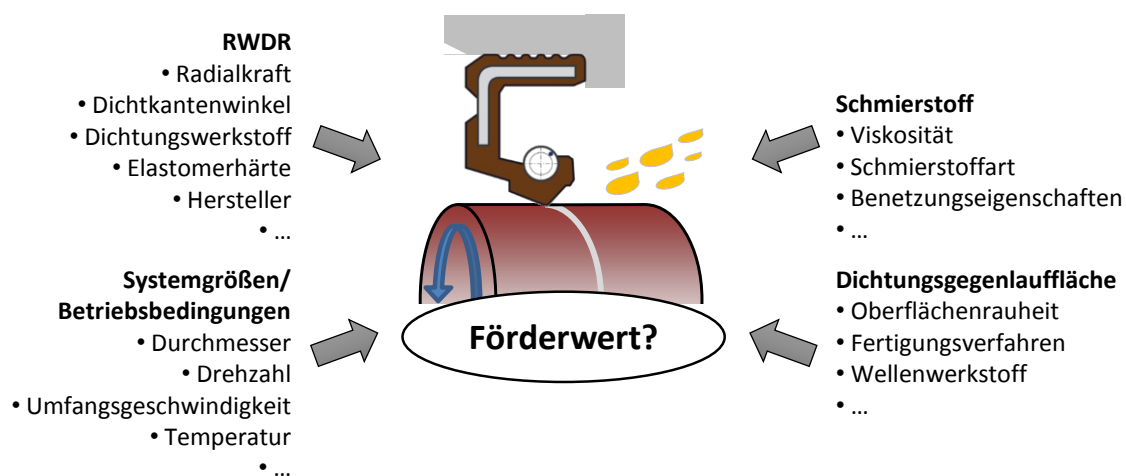


Bild 4.1: Einflussparameter auf den Förderwert des Dichtsystems

Die meisten Versuchsdaten wurden im Rahmen eines Forschungsprojekts [REM13] der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) erarbeitet. Einige Messungen für das Forschungsprojekt wurden im Rahmen studentischer Arbeiten durchgeführt: [STUD02], [STUD03], [STUD04] und [STUD05]. Die aus [REM13] vorhandene Datenbasis wurde für diese Arbeit durch weitere Versuchsdaten aus [SMU07] sowie den studentischen Arbeiten [STUD06] und [STUD07] ergänzt.

4.1 Experimentelle Untersuchungen

Im Fokus der Untersuchungen stand die Förderwertmessung. Dabei wurden neben dem Förderwert auch die Drehzahl und die Ölumpftemperatur gemessen. Zur Auswertung der Versuche mussten weitere Eigenschaften der Systemkomponenten (RWDR, Schmierstoffe und Gegenlaufflächen) durch weitere Messungen bestimmt werden, z.B. die Radialkraft des RWDR oder die Oberflächenrauheit der Gegenlauffläche. Diese Messungen werden hier als Vor- bzw. Nachuntersuchungen bezeichnet. Die in Bild 4.2 dargestellte Abfolge der Messungen zeigt den Mindestumfang, der bei jeder Förderwertmessung standardmäßig durchgeführt wurde. Für spezifische Auswertungen und Fragestellungen waren teilweise weitere Messungen notwendig, z.B. eine Elastomerhärtemessung.

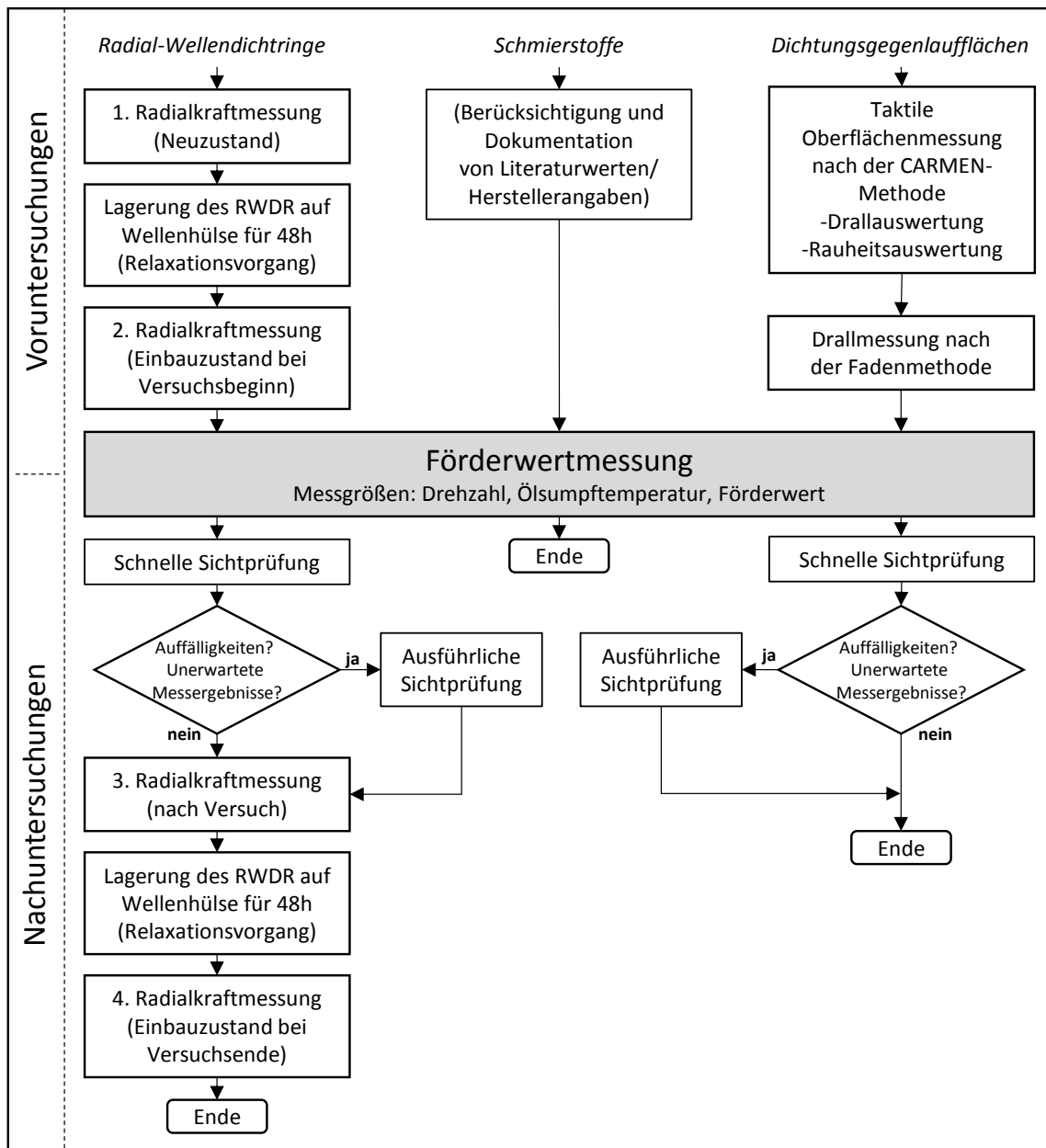


Bild 4.2: Übersicht und Abfolge der Untersuchungen

4.1.1 Vor- und Nachuntersuchungen

Die standardmäßig durchgeführten Untersuchungen werden im Folgenden erläutert.

Radialkraftmessungen

Radialkraftmessungen wurden mit einem Zweibackens-Radiometer (Kapitel 3.5) nach DIN 3761-9 [DIN84] durchgeführt. Die Radialkraft wurde zu vier unterschiedlichen Zeitpunkten bestimmt. Zwei Messungen fanden vor dem Versuch statt, zwei Messungen nach dem Versuch. Durch die vier Messungen werden die folgenden Zustände berücksichtigt:

Messungen vor dem Versuch

- 1. Radialkraftmessung: Der fabrikneue Dichtring wird vermessen, die Radialkraft im Neuzustand wird bestimmt
- 2. Radialkraftmessung: Der Dichtring wird 48 Stunden auf einer Wellenhülse gelagert. Durch das Übermaß der Welle wird der Dichtring aufgeweitet und das Elastomer wird gedehnt. Durch Relaxation des Elastomers nimmt die Radialkraft ab. Dieser Zustand wird gemessen und entspricht dem Einbauzustand zu Beginn des Versuchs.

Messungen nach dem Versuch

- 3. Radialkraftmessung: Diese Messung erfolgt nach der Sichtprüfung und mindestens 48 Stunden nach Ausbau aus dem Prüfstand. Während dieser Zeit entzerren sich die Polymerketten wieder und gehen ein Stück weit in ihre Ursprungsform zurück. Die Radialkraft nimmt dabei wieder etwas zu. Dies ist die Radialkraft nach dem Versuch im demontierten Zustand.
- 4. Radialkraftmessung: Um die Radialkraft im Einbauzustand am Ende des Versuchs zu ermitteln, wird der Dichtring erneut für 48 Stunden auf einer Wellenhülse gelagert. Das Elastomer wird wieder gedehnt und es relaxiert. Die anschließend gemessene Radialkraft entspricht dem Einbauzustand des Dichtrings am Ende des Versuchs.

Bei jeder Messung erfolgen fünf Einzelmessungen an vier um jeweils 90° verdrehten Messstellen. Die erste und die letzte Messstelle sind damit identisch. Die Radialkraft wird aus dem Mittelwert der vier letzten Einzelmessungen bestimmt. Der erste Einzelmesswert wird nicht berücksichtigt. Zur Bewertung der Radialkraftänderung durch den Prüfstandslauf, können entweder die Messungen 1 und 3 oder die Messungen 2 und 4 verglichen werden.

Rauheits- und Drallmessungen

Alle Wellenhülsen wurden vor den Versuchen mit dem Oberflächenmessgerät Hommel T8000 (s. Kapitel 3.2) vermessen. Damit lassen sich Rauheitskennwerte nach DIN EN ISO 4287 [DIN10] ermitteln. Die Drallauswertung und Bestimmung der Drallkennwerte erfolgt nach der CARMEN-Methode [MBN08]. Zur Prüfung der Gegenläufigkeiten hinsichtlich Drallstrukturen wurde außerdem die Fadenmethode angewendet (s. Kapitel 3.3).

Sichtprüfung

Bei der Sichtprüfung wird zwischen einer schnellen Sichtprüfung und einer ausführlichen Sichtprüfung unterschieden:

- Bei einer schnellen Sichtprüfung werden Dichtring und Welle mit bloßem Auge sowie mit einem einfachen Stereomikroskop hinsichtlich Auffälligkeiten überprüft.
- Bei einer ausführlichen Sichtprüfung werden Prüflinge ebenfalls mit dem Stereomikroskop analysiert. Zusätzlich werden mit den in Kapitel 3.4 beschriebenen optischen Mess- und Analyseeinrichtungen verwendet, um hochauflösende 2D- und 3D-Aufnahmen anzufertigen.

Bei der Förderwertmessung mit invers eingebautem Dichtring herrschen durch die kontinuierliche Schmierstoffförderung optimale Schmierungsbedingungen. Zudem werden die

Untersuchungen bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta = 40^\circ\text{C}$ durchgeführt (s. Kapitel 4.1.2). Deshalb ist weder großer Verschleiß noch thermische Schädigung zu erwarten.

Die Beurteilung von Verschleiß und Schädigung stand nach den Förderwertmessungen nicht im Vordergrund. Daher war eine schnelle Sichtprüfung in der Regel ausreichend. Sinn und Zweck der Sichtprüfung hinsichtlich Auffälligkeiten war dann nur sicherzustellen, dass der Versuch unter den gewünschten Bedingungen und ohne beschädigte Versuchsteile stattgefunden hat. Bild 4.3 und Bild 4.4 zeigen exemplarisch den Vergleich einer Dichtkante im Neuzustand sowie nach der Förderwertmessung.

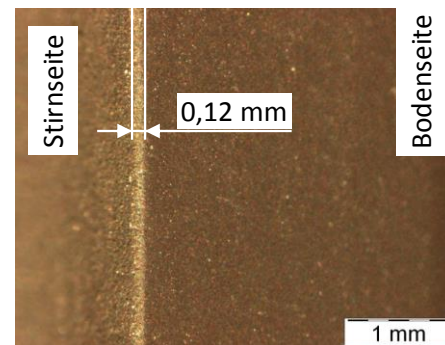
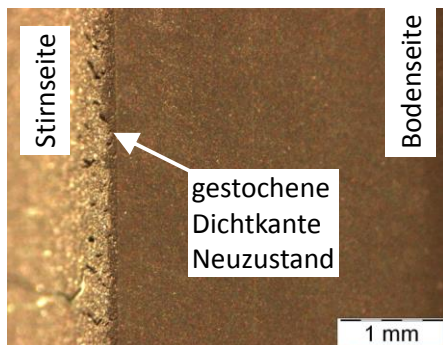


Bild 4.3: Gestochene Dichtkante (Neuzustand) Bild 4.4: Gestochene Dichtkante nach Versuch

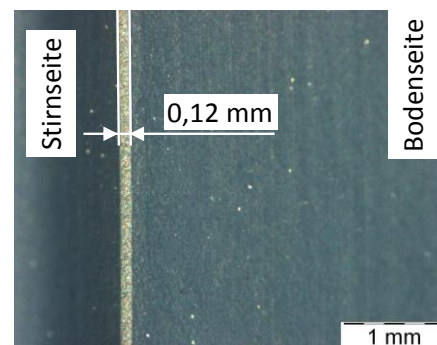
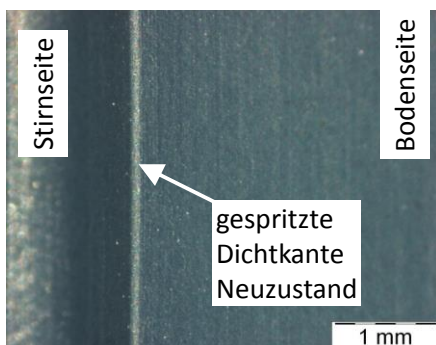


Bild 4.5: Gespritzte Dichtkante (Neuzustand) Bild 4.6: Gespritzte Dichtkante nach Versuch

Weitere Untersuchungen

Weitere Untersuchungen, die nicht bei jeder Förderwertmessung begleitend durchgeführt wurden, sind:

- Elastomerhärtemessung (s. Kapitel 3.6 Elastomerhärtemessgerät)
- Benetzungsmessung bzw. Kontaktwinkelmessung (s. Kapitel 3.7 Kontaktwinkelmessgerät)
- Stichproben: Messung der Dichte des Öls mit Hilfe eines Aräometers (s. Kapitel 3.9 Sonstige Hilfsmittel – Aräometer)
- Schlifferstellung von Dichtringen zur Messung der Kontaktflächenwinkel zwischen Dichtkante und Gegenauflfläche

4.1.2 Förderwertmessung – Versuchsaufbau und Messgrößen am Prüfstand

Die Förderwertmessungen wurden am 6-Zellen-Prüfstand (s. Kapitel 3.1) durchgeführt. Es wurde die Methode des inversen Einbaus gewählt. Der RWDR wird dabei entgegen seiner eigentlichen Einbaurichtung montiert, die Kammer bis zur Wellenmitte mit Öl gefüllt. Durch den inversen Einbau ist die Bodenseite nun dem Öl zugewandt und die Stirnseite befindet sich auf der Luftseite. Der Dichtring wird dabei auf der Bodenseite dauerhaft mit Öl beaufschlagt, s. Bild 4.7. Es stellt sich eine kontinuierliche Schmierstoffförderung ein. Mit dieser Einbaumethode werden in allen Versuchen hinsichtlich der Ölzufuhr praktisch gleiche Bedingungen erreicht, wodurch eine gute Reproduzierbarkeit unterstützt wird. Bei der Einspritzmethode ist dieser Vorgang fehleranfälliger. Die Erfahrung zeigt, dass das Ergebnis von der durchführenden Person beeinflusst werden kann. Wenn unterschiedliche Dichtringe verwendet werden, ist es mit der Einspritzmethode besonders schwierig, bei allen Versuchen einheitliche Bedingungen zu erreichen. Das Einspritzen der Ölmenge kann je nach bodenseitiger Spaltgeometrie des Dichtrings unterschiedlich schwierig sein. Bei engen Spalten besteht häufig die Gefahr, dass ein Teil des zugeführten Öltropfens außerhalb des Spaltes hängen bleibt und nicht in die Dichtzone gelangt.

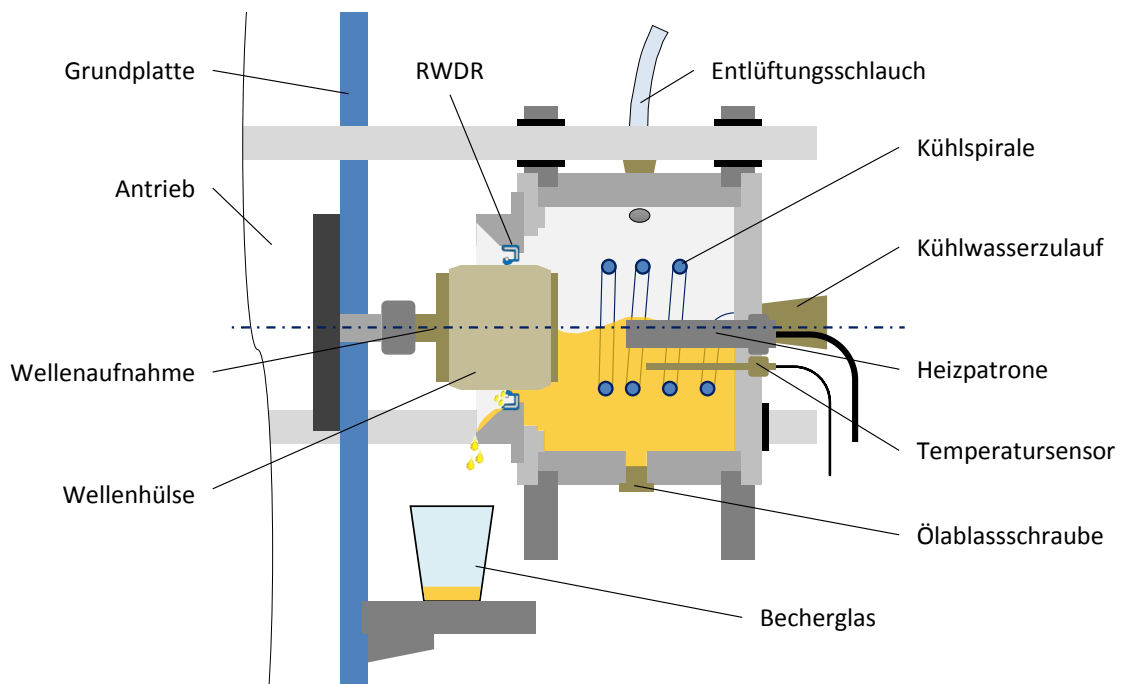


Bild 4.7: Versuchsaufbau

Definition von Fördervolumen und Förderzeit

Das aus der Kammer geförderte Öl wird in einem Behälter (Becherglas) aufgefangen und anschließend gewogen. Über die Dichte des Schmierstoffs wird das Fördervolumen bestimmt. Es wird die Dichte bei Raumtemperatur (20 °C) zu Grunde gelegt und somit das Fördervolumen bei Raumtemperatur bestimmt. Hier ist anzumerken, dass der Volumendurchsatz an der Dichtkante auf Grund der Temperaturabhängigkeit der Dichte von dem

bei Raumtemperatur bestimmten Fördervolumen abweicht. Das Fördervolumen bei Raumtemperatur wird als Vergleichsbasis für alle Dichtsysteme und Parametervariationen verwendet.

Auf eine zeitlich definierte Einlaufphase des Systems wird verzichtet. Beim Start des Prüfstands dauert es je nach Höhe des Förderwerts eine gewisse Zeit, bis sich Fluid im Auffangbehälter sammelt. Erst wenn genügend Fluid gefördert wurde und sich an der Außenseite der Prüfkammer gesammelt hat, läuft dieses über eine Schräge ab und tropft in den Behälter. Sobald die Abtropfphase beginnt und sich die ersten Tropfen im Behälter gesammelt haben, wird eine Nullmessung durchgeführt. Das Gewicht des Behälters inklusive Abtropfmenge des Fluids wird erfasst. Die Förderzeit Δt beginnt mit der Nullmessung und endet mit der letzten Messung (s. Bild 4.8). Die Förderzeit lag bei allen Untersuchungen im Bereich $\Delta t \approx 7 \dots 9$ h. Die maximale Versuchsdauer betrug 10 Stunden.

Das Fördervolumen ΔV wird ausschließlich durch die während der Förderzeit Δt erfasste Abtropfmenge Δm bestimmt. An der Außenseite der Kammer verbliebenes und nicht abgetropftes Öl wird nicht berücksichtigt.

Weitere Messgrößen: Drehzahl, Ölsumpftemperatur

Die Spindeldrehzahl wird während des Versuchs über ein externes Drehzahlmessgerät erfasst. Die Ölsumpftemperatur wird mit einem in der Prüfkammer integrierten Temperatursensor gemessen. Der Ölsumpf war bei allen Förderwertversuchen auf $\vartheta_{\text{Öl}} = 40$ °C temperiert.

Der 6-Zellen-Prüfstand bietet keinen freien Blick auf die Dichtstelle, z.B. für Messungen mittels Thermografiekamera (Kapitel 3.8). Daher kann versuchsbegleitend keine Dichtspalttemperatur gemessen werden. Die Bestimmung der Dichtspalttemperatur muss daher rechnerisch erfolgen (s. Kapitel 4.2.1)

Zeitlicher Verlauf des Förderwerts

Beim zeitlichen Verlauf des Förderwerts über der Zeit zeigten sich Unterschiede zwischen den untersuchten Dichtringen. Der FKM-Dichtring des Herstellers A (A-FKM) zeigte in der Regel einen nahezu konstanten Förderwert über die gesamte Förderzeit Δt . Die NBR-Dichtringe zeigten eine leichte Abnahme des Förderwerts (s. exemplarische Darstellung in Bild 4.8). Als Vergleichswert für die anschließende Auswertung wurde der mittlere Förderwert \overline{FW} verwendet. Die Ursache für das unterschiedliche Verhalten der Dichtringe wurde nicht näher untersucht.

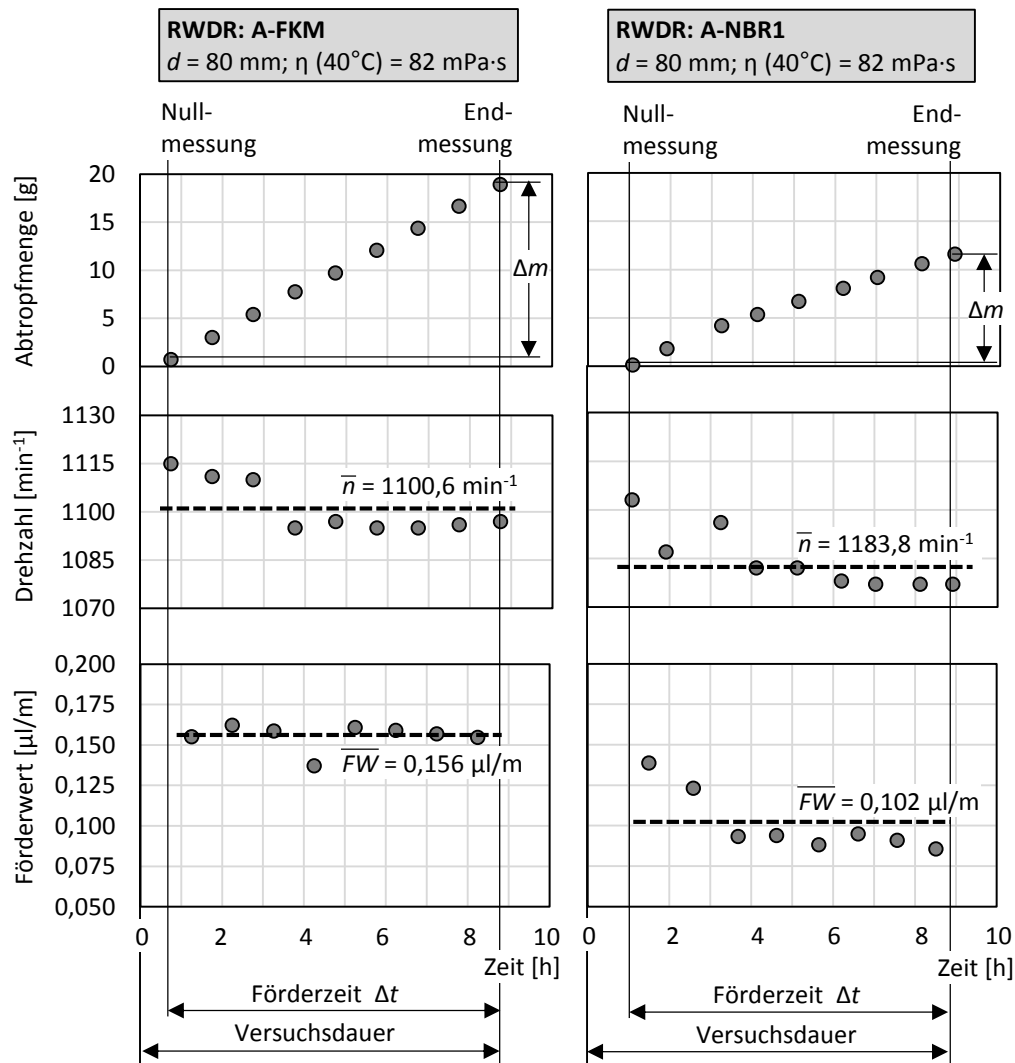


Bild 4.8: Zeitlicher Verlauf von Abtropfmenge, Drehzahl und Förderwert am Beispiel eines FKM- und eines NBR-Dichtrings.

4.1.3 Prüflinge und Eigenschaften

Im Folgenden wird ein Überblick über die verwendeten Prüflinge und ihre Eigenschaften gegeben.

Radial-Wellendichtringe

Es wurden 19 verschiedene Dichtringe von acht verschiedenen Herstellern untersucht. Mit den Herstellern, die die Dichtringe zur Verfügung gestellt haben wurde vereinbart, die Ergebnisse in anonymisierter Form zu veröffentlichen. Daher werden die Hersteller mit den Buchstaben A bis I bezeichnet. Es wurden Dichtringe mit den Basis-Elastomeren NBR und FKM verwendet, mit Elastomerhärten zwischen 70 und 80 Shore-A. Die meisten Untersuchungen wurden mit Dichtringen des Herstellers A durchgeführt. Dichtringe der Hersteller B bis I wurden für ergänzende Untersuchungen verwendet, um den Herstellereinfluss zu

ermitteln. Bei drei Dichtringen wurden unterschiedliche Systemdurchmesser zwischen 20 und 100 mm untersucht. Bei allen anderen Dichtringen stand nur Systemdurchmesser 80 mm zur Verfügung (s. Tabelle 4.1).

Tabelle 4.1: Verwendete Radial-Wellendichtringe

Kurzbezeichnung	Hersteller	Basis-Elastomer	Elastomerhärte ¹ (Shore-A)	Herstellung der Dichtkante	Untersuchte Durchmesser (in mm)
A-FKM-Ø	A	FKM	75	gestochen	20; 35; 50; 65; 80; 100
A-NBR1-Ø	A	NBR	72	gespritzt	20; 35; 50; 65; 80; 100
A-NBR2-80	A	NBR	72	gestochen	80
B-FKM-80	B	FKM	75	gestochen	80
B-NBR-Ø	B	NBR	75	gestochen	20; 50; 80; 100
C-FKM1-80	C	FKM	70	gestochen	80
C-NBR1-80	C	NBR	70	gestochen	80
C-FKM2-80	C	FKM	75	gestochen	80
C-NBR2-80	C	NBR	75	gestochen	80
D-FKM-80	D	FKM	75 ±5	gestochen	80
D-NBR-80	D	NBR	70 ±5	gestochen	80
E-FKM-80	E	FKM	75	gestochen	80
E-NBR-80	E	NBR	70	gestochen	80
F-FKM-80	F	FKM	80	gestochen	80
F-NBR-80	F	NBR	70	gestochen	80
G-FKM-80	G	FKM	75	gestochen	80
G-NBR-80	G	NBR	70	gestochen	80
H-NBR-80	H	NBR	75	gestochen	80
I-NBR-80	I	NBR	75	gestochen	80

¹ laut Herstellerangabe

Gegenläufigkeiten

Als Gegenläufigkeiten wurden hauptsächlich im Einstich geschliffene Wellenhülsen aus dem Werkstoff 100Cr6 eingesetzt. Diese teilen sich auf in Wellenhülsen vom Typ EG und vom Typ IR.

Bei Wellenhülsen vom Typ IR, handelt es sich um INA-Nadellagerinnenringe, die von der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG zur Verfügung gestellt wurden.

Wellenhülsen vom Typ EG wurden gezielt hergestellt, um einen größeren Rauheitsbereich abzudecken. Das Weichdrehen wurde in der Werkstatt des Instituts für Maschinenelemente durchgeführt, das Härten und Schleifen der Hülsen wurde von externen Dienstleistern übernommen.

Für ergänzende Untersuchungen wurden außerdem hartgedrehte (HD), kugelgestrahlte (KS) und rollierte (RL) Wellenhülsen eingesetzt (s. Tabelle 4.2).

Tabelle 4.2: Verwendete Wellenhülsen

Kurzbezeichnung	Endbearbeitung	Vorbearbeitungsschritte	Gemittelte Rautiefe Rz (in µm)	Untersuchte Durchmesser (in mm)
EGxx	Schleifen im Einstich	Weichdrehen, Härten	0,8 ... 7,2	20; 50; 80; 100
IRxx ¹	Schleifen im Einstich		1,7 ... 3,0	35; 50; 65; 80; 100
HD1-xx	Hartdrehen	Weichdrehen, Härten	1,3 ... 3,7	80
HD2-xx	Hartdrehen	Weichdrehen, Härten	1,5 ... 4,3	80
KS1-xx	Kugelstrahlen	Weichdrehen, Härten	2,8 ... 3,0	80
KS2-xx	Kugelstrahlen	Weichdrehen, Härten, Schleifen im Einstich	4,6 ... 5,2	80
RLxx	Rollieren	Weichdrehen	0,7 ... 0,8	80

¹ Nadellagerinnenringe von INA (Schaeffler Technologies AG & Co. KG)

Schmierstoffe

Die meisten Untersuchungen wurden mit den Referenzölen FVA1, FVA2, FVA3 und FVA4 durchgeführt. In ergänzenden Untersuchungen wurden die Referenzöle FVA PG1 und FVA PG2 sowie einige kommerzielle Öle eingesetzt, s. Übersicht in Tabelle 4.3.

Tabelle 4.3: Verwendete Schmierstoffe

Bezeichnung	Grundöl	ISO VG	Dyn. Viskosität bei 40°C	Bemerkung
FVA1	Mineralöl	15	12 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
FVA2	Mineralöl	32	25 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
FVA3	Mineralöl	100	82 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
FVA4	Mineralöl	460	405 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
Klüberoil GEM1-46 N	Mineralöl	46	40 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Mobilube GX-A 80W	Mineralöl	68	66 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Fuchs Renolin CLP 100	Mineralöl	100	89 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Fuchs Renolin CLP 220	Mineralöl	220	197 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
FVA PG1	Polyglykol	46	50 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
FVA PG3	Polyglykol	220	250 mPa·s	Referenzöl, ohne Additive
Klübersynth GH 6-46	Polyglykol	46	50 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Klübersynth GEM 2-220	Ester	220	210 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Fuchs Renolin Unisyn CLP 100	Polyalphaolefin	100	80 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹
Fuchs Renolin Unisyn CLP 220	Polyalphaolefin	220	180 mPa·s	Kommerzielles Öl ¹

¹ Additivierung unbekannt

4.2 Berechnungen

Dichtspalttemperatur, die Viskosität im Dichtspalt sowie die Gümbelzahl wurden wie im Folgenden beschrieben rechnerisch ermittelt.

4.2.1 Temperatur im Dichtspalt

Die Temperatur hat einen großen Einfluss auf das Systemverhalten. Dies liegt vor allem in der Temperaturabhängigkeit der Schmierstoffviskosität begründet. Bei Betrachtung eines Dichtsystems lässt sich die Temperatur nicht auf einen einzelnen Wert reduzieren. Vielmehr liegt im System eine Temperaturverteilung vor. Im Dichtspalt, an der Stelle der maximalen Pressung, ist die Temperatur in der Regel am höchsten. Im Bereich des Dichtspalts können Temperaturgradienten sehr groß sein. Mit zunehmender Distanz vom Dichtspalt nehmen Temperaturgradienten in der Regel ab. Im Ölsumpf kann von einer weitgehend homogenen Temperaturverteilung ausgegangen werden, sofern keine weiteren Wärmequellen mit direktem Einfluss existieren. Bei etwas vereinfachter Betrachtung, sind für das Dichtsystem zwei Temperaturwerte von Bedeutung:

- die mittlere Temperatur des Ölsumpfes ϑ_{Sumpf}
- die Temperatur im Dichtspalt ϑ_{DS}

Alle im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Förderwertmessungen fanden jeweils bei temperiertem Ölsumpf statt, d.h. mit einer vorgegebenen, konstanten Ölsumpftemperatur. Für die Fluidförderung scheint die Temperatur im Dichtspalt maßgebend zu sein bzw. einen dominanten Einfluss zu haben. Da die Dichtspalttemperatur bei den Förderwertmessungen am 6-Zellen-Prüfstand (s. Kapitel 3.1) nicht versuchsbegleitend gemessen werden kann, muss sie rechnerisch abgeschätzt werden.

Grundsätzlich ergibt sich die Temperatur im Dichtspalt ϑ_{DS} aus der Sumpftemperatur ϑ_{Sumpf} und aus einer von den Systemparametern und Betriebsbedingungen abhängigen Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$:

$$\vartheta_{\text{DS}} = \vartheta_{\text{Sumpf}} + \Delta\vartheta \quad \text{Gl. 4.1}$$

Die Sumpftemperatur ϑ_{Sumpf} wird versuchsbegleitend gemessen und ist bekannt. Zu bestimmen ist die Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$ gegenüber dem Ölsumpf. Sie ist auf Reibungsverluste im Dichtkontakt zurückzuführen und ist vor allem von der Radialkraft F_r , der Drehzahl n , der Viskosität des Schmierstoffs η und dem Systemdurchmesser d abhängig. Mit etwas geringerem Einfluss spielen auch Oberflächentopografie und Rauheit eine Rolle:

$$\Delta\vartheta = f(n, F_r, \eta, d, Rz) \quad \text{Gl. 4.2}$$

Näherungsgleichung

In [HAA12] wird eine empirische Näherungsgleichung zur Abschätzung der Temperaturerhöhung in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit gegeben:

$$\Delta\vartheta = 2,5 \frac{\text{s}\cdot\text{K}}{\text{m}} \cdot u \quad \text{Gl. 4.3}$$

Für den Systemdurchmesser wird der Gültigkeitsbereich $d = 40 \dots 80$ mm angegeben. Für viele in der Praxis relevante Fälle liefert die Formel eine brauchbare Näherung. Der in dieser Arbeit untersuchte Parameterbereich wird jedoch nicht ausreichend abgedeckt. So bleibt z.B. die Viskosität des Schmierstoffs unberücksichtigt.

Um die Temperaturerhöhung im Dichtspalt ausreichend genau zu berechnen, muss ein empirisches Modell erarbeitet werden, welches den für diese Arbeit relevanten Parameterbereich abdeckt.

Regressionsmodell

Die Bildung eines Regressionsmodells setzt einige Messungen als Stützstellen voraus. Die notwendigen Messungen mittels Thermografiekamera erfolgten in separaten Versuchen an einem Prüfstand mit freiem Blick auf die Dichtstelle, dem sogenannten Einzelmodul (s. Kapitel 3.1). Die Versuchsbedingungen wurden soweit möglich den Bedingungen bei den Förderwertmessungen angepasst. Analog zu den Förderwertmessungen am 6-Zellen-Prüfstand war die Ölkammer bis zur Wellenmitte mit dem betrachteten Schmierstoff gefüllt. Von der Förderwertmessung abweichend war die Einbaulage des Dichtrings. Um eine Benetzung der Wellenoberfläche mit Schmierstoff zu verhindern, wurde der RWDR abdichtend in seiner gewöhnlichen Einbaulage montiert. Die bei der Fluidförderung unvermeidbare Benetzung der Wellenoberfläche mit Schmierstoff würde den Emissionskoeffizienten verändern und evtl. nicht kalkulierbare Messfehler verursachen. Durch die im Gegensatz zur Förderwertmessung veränderte Einbaulage, ergibt sich auf Grund der weniger günstigen Schmierung ebenfalls eine Abweichung. Die Messwerte bei abdichtender Einbaulage dürften wenige Kelvin über den Temperaturen bei einer Förderwertmessung liegen. Für die Bestimmung des grundsätzlichen Systemverhaltens ist die damit erzielte Genauigkeit jedoch ausreichend. Die untersuchten Parameterkombinationen sind in Tabelle 4.4 aufgeführt. Viskosität, Drehzahl und Durchmesser sowie Dichtring (und Radialkraft) wurden variiert, die Oberflächenrauheit wurde nicht variiert.

Tabelle 4.4: Parameterkombinationen bei Messung der Dichtspalttemperatur

Parameter	Wertebereich / Stufen
Dynamische Viskosität im Ölsumpf η (40°C)	12; 82; 405 [mPa·s]
Gemittelte Rautiefe R_z	2,1 [μm]
Drehzahl n	250; 500; 1000; 3000; 6000 [min^{-1}]
Durchmesser d	20; 50; 80; 100 [mm]
RWDR	A-FKM; A-NBR1

Der Wertebereich der Temperaturerhöhung, der sich durch Variation von Systemparametern und Betriebsbedingungen ergibt, ist in Bild 4.9 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Näherungsgerade nach Gl. 4.3 den gesamten Parameterbereich nicht abdecken kann.

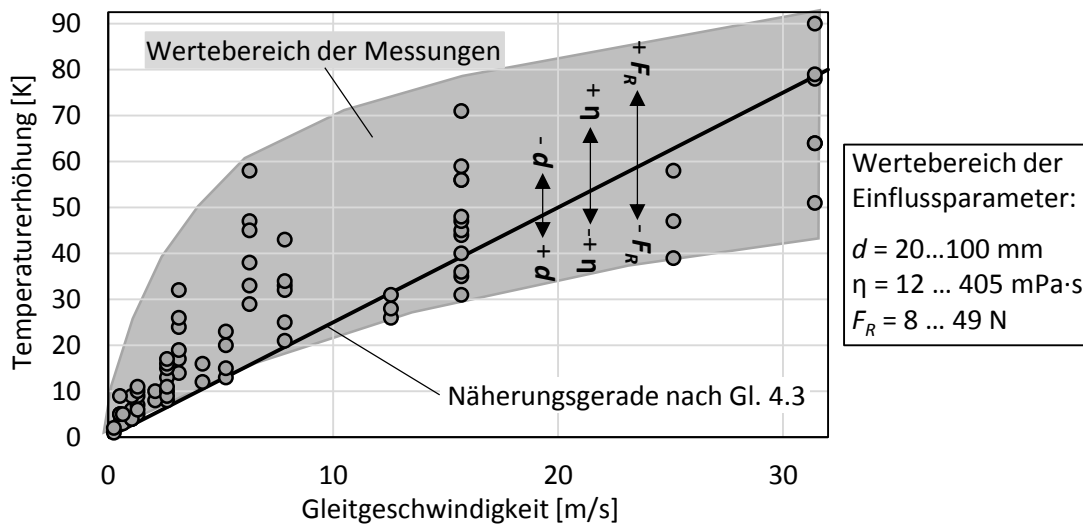


Bild 4.9: Wertebereich der Dichtspalttemperatur bei Variation der Einflussparameter

Aus den Messdaten wurde mittels Regressionsanalyse die im Folgenden dargestellte Modellgleichung bestimmt. Das prinzipielle Vorgehen bei einer Regressionsanalyse wird in Kapitel 5.1 erläutert.

Die Eingangsgrößen des Modells sind die Drehzahl, der Durchmesser, die Radialkraft im Einbauzustand und die dynamische Viskosität im Ölsumpf (Ölsumpftemperatur bei Messung: 40 °C). Die berechnete Ausgangsgröße ist die Temperaturerhöhung $\Delta\theta$. Der Zusammenhang zwischen Eingangsgrößen und Temperaturerhöhung $\Delta\theta$ wird durch Gl. 4.4 und den in Tabelle 4.5 angegebenen Koeffizienten beschrieben.

$$\Delta\theta = c + c_n \cdot n + c_d \cdot d + c_{FR} \cdot F_R + c_\eta \cdot \eta + c_{nd} \cdot n \cdot d + c_{nFR} \cdot n \cdot F_R + c_{n\eta} \cdot n \cdot \eta + c_{dFR} \cdot d \cdot F_R + c_{d\eta} \cdot d \cdot \eta + c_{FR\eta} \cdot F_R \cdot \eta \quad \text{Gl. 4.4}$$

Tabelle 4.5: Koeffizienten der Regressionsgleichung und Modellgüte

c	c_η	c_d	c_{FR}	c_η	
-2,21E+00	3,71E-03	7,41E-02	1,37E-01	8,54E-04	
c_{nd}	c_{nFR}	$c_{n\eta}$	c_{dFR}	$c_{d\eta}$	$c_{FR\eta}$
-2,55E-05	1,93E-04	6,97E-06	-1,09E-03	-1,34E-04	6,26E-04

Modellgüte

Standardabw. der Residuen	Bestimmtheitsmaß	Adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$s_R = 3,423 \text{ K}$	$R^2 = 0,978$	$R_{adj}^2 = 0,975$

Die Modellgüte ist mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,978$ sehr gut. Die Standardabweichung s_R der Messwerte von den durch die Modellgleichung berechneten Werten beträgt ca. 3,4 K. Die Modellgleichung deckt den in Tabelle 4.4 dargestellten Wertebereich ab – ist jedoch gleichzeitig auch auf diesen Wertebereich beschränkt. Eine Extrapolation auf Parameter, die außerhalb des Wertebereichs liegen, kann zu größeren Abweichungen führen.

In Bild 4.10 sind die Haupteffekte des Regressionsmodells dargestellt. Den größten Einfluss auf die Temperaturerhöhung im Dichtspalt hat die Drehzahl, gefolgt von der Radialkraft. Einen etwas geringeren aber dennoch deutlich sichtbaren Einfluss hat die Viskosität des Schmierstoffs. Der Durchmesser der Welle hat einen geringen Einfluss. Es zeigt sich aber, dass größere Durchmesser bei ansonsten gleichen Parametereinstellungen zu einer geringeren Dichtspalttemperatur führen. Darin macht sich die bessere Wärmeabfuhr bei größerem Durchmesser bemerkbar. Der Effekt wird je nach Höhe der Radialkraft ab einer Drehzahl von ca. 1500 ... 2500 U/min sichtbar und nimmt mit steigender Drehzahl zu. Für Drehzahlen unter 1500 U/min ist der Einfluss des Durchmessers vernachlässigbar.

Zur Einordnung der Ergebnisse muss angemerkt werden, dass alle Untersuchungen mit Wellenhülsen (Hohlwellen) durchgeführt wurden. Diese haben je nach Außendurchmesser teilweise unterschiedliche Wandstärken (1,5 mm Wandstärke bei $d = 20$ mm; 2,5 mm Wandstärke bei $d = 50$ mm; 5 mm Wandstärke bei $d = 80...100$ mm). Die Wandstärke ist ein zusätzlicher Einflussfaktor, der hier nicht separat betrachtet wurde. Dies hätte zusätzliche Untersuchungen mit Variation der Wandstärke bei konstantem Durchmesser erfordert. Das Regressionsmodell ist somit in erster Linie geeignet, um Temperaturen bei den in dieser Arbeit verwendeten Systemkonfigurationen zu berechnen. Allgemeingültigkeit kann nicht vorausgesetzt werden. Bei Systemen mit abweichender Wandstärke der Hülsen oder bei System mit Vollwelle sind abweichende Temperaturwerte zu erwarten.

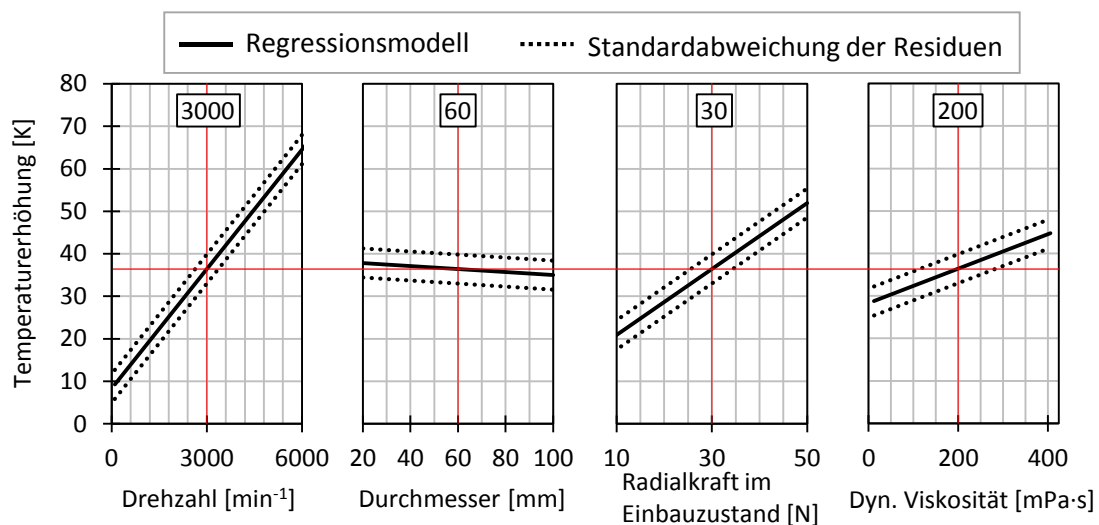


Bild 4.10: Haupteffekte der Einflussparameter auf die Temperaturerhöhung im Dichtspalt

Als Ersatz zu einer versuchsbegleitenden Messung, wird die Dichtspalttemperatur für alle Förderwertmessungen, die innerhalb des in Tabelle 4.4 dargestellten Wertebereichs liegen, mit Hilfe von Gl. 4.1 und Gl. 4.4 berechnet.

4.2.2 Viskosität im Dichtspalt

Für die mit Hilfe von Gl. 4.1 und Gl. 4.4 berechneten Dichtspalttemperaturen wird wie nachfolgend beschrieben die Viskosität im Dichtspalt berechnet.

Kinematische Viskosität im Dichtspalt

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten kann mit Hilfe von zwei Messwerten der kinematischen Viskosität v_1 und v_2 bei zwei unterschiedlichen Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 ermittelt werden. Zur Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verlaufs werden in dieser Arbeit die in DIN 51563 [DIN11] und DIN 53017 [DIN93] beschriebenen Gleichungen von Ubbelohde-Walther verwendet. Nach Ubbelohde-Walther gilt der Zusammenhang

$$W = \log \log(v + c) = K_v - m \cdot \log T, \quad \text{Gl. 4.5}$$

wobei für Mineralöle $c = 0,8$ angenommen wird. K_v ist eine schmierstoffspezifische Konstante, m wird als Richtungskonstante bzw. Steigung der Gleichung bezeichnet. T ist die thermodynamische Temperatur in Kelvin, es gilt $T = \vartheta + 273,15$.

Die Temperaturen der beiden zur Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens notwendigen Messwerte sollten weit genug auseinander liegen. Nach DIN 51563 [DIN11] sollte $\Delta\vartheta$ mindestens 50 °C betragen. Angaben von Schmierstoffherstellern zur Viskosität beziehen sich meist die auf Prüftemperaturen $\vartheta_1 = 40\text{ °C}$ und $\vartheta_2 = 100\text{ °C}$.

Mit zwei Messwerten v_1 und v_2 bei den Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 werden die doppelt logarithmisch linearisierten Zwischenwerte W_1 und W_2 berechnet:

$$W_1 = \log \log(v_1 + 0,8) \quad \text{Gl. 4.6}$$

$$W_2 = \log \log(v_2 + 0,8) \quad \text{Gl. 4.7}$$

Damit lässt sich die Steigung m bestimmen:

$$m = \frac{W_1 - W_2}{\log T_2 - \log T_1} \quad \text{Gl. 4.8}$$

Aus Gleichung Gl. 4.5 ergibt sich dann für die Konstante K_v :

$$K_v = W_1 + m \cdot \log T_1 \quad \text{bzw.} \quad K_v = W_2 + m \cdot \log T_2 \quad \text{Gl. 4.9}$$

Sind m und K_v bestimmt, so lässt sich die kinematische Viskosität des Schmierstoffs durch Auflösen von Gleichung Gl. 4.5 für beliebige Temperaturwerte ermitteln:

$$v(T) = 10^{(10^{(K_v - m \cdot \log T)})} - 0,8 \quad \text{bzw.} \quad v(\vartheta) = 10^{(10^{(K_v - m \cdot \log(\vartheta + 273,15))})} - 0,8 \quad \text{Gl. 4.10}$$

Temperaturabhängigkeit der Dichte

Zur Berechnung der dynamischen Viskosität muss zusätzlich die Dichte des Schmierstoffs bei Dichtspalttemperatur bestimmt werden. Denn auch diese ist temperaturabhängig. Es kann ein linearer Zusammenhang angenommen werden [PEE81]. Um die Steigung α_T der Geradengleichung zu bestimmen, reichen somit zwei Messwerte ρ_0 und ρ_1 bei unterschiedlichen Temperaturen ϑ_0 und ϑ_1 aus:

$$\alpha_T = \frac{\rho_1 - \rho_0}{\vartheta_1 - \vartheta_0} \quad \text{Gl. 4.11}$$

Schmierstoffhersteller geben für ρ_0 meist den Messwert bei $\vartheta_0 = 15 \text{ °C}$ an. Sofern kein zweiter Messwert angegeben ist, kann für Näherungsrechnungen eine mittlere Steigung $\alpha_{\text{Tmittel}} = -0,667 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$ angenommen werden [PEE81].

Für die Dichte-Temperatur-Funktion ergibt sich:

$$\rho(\vartheta) = \rho_0 + \alpha_T \cdot (\vartheta - \vartheta_0) \quad \text{Gl. 4.12}$$

Dynamische Viskosität im Dichtspalt

Für die dynamische Viskosität im Dichtspalt folgt aus Gl. 2.5:

$$\eta_{\text{DS}}(\vartheta_{\text{DS}}) = \nu(\vartheta_{\text{DS}}) \cdot \rho(\vartheta_{\text{DS}}) \quad \text{Gl. 4.13}$$

4.2.3 Gümbelzahl

Die Gümbelzahl wird nach Gl. 2.7 bestimmt, mit folgenden Eingangsdaten:

- Dynamische Viskosität im Dichtspalt η_{DS} : berechnet nach Gl. 4.13
- Winkelgeschwindigkeit ω : berechnet aus gemessener Drehzahl n [s^{-1}] mit

$$\omega = 2 \pi \cdot n \quad \text{Gl. 4.14}$$

- Durchmesser d
- Berührbreite b : Da nicht für alle Förderwertmessungen ein Messwert der Berührbreite vorliegt, wurde zur Berechnung der Gümbelzahl ein Pauschalwert von $b = 0,15 \text{ mm}$ angenommen. Messwerte nach einer Förderwertmessung liegen üblicherweise im Bereich 0,1 mm bis 0,2 mm.
- Radialkraft F_r : Messwert der Radialkraft im Einbauzustand, vor dem Versuch.

5 Auswertung und Analyse der Einflussparameter

Dieses Kapitel behandelt die Auswertung der Datenbasis aus Messdaten und berechneten Größen und die Analyse der Einflussparameter auf den Förderwert (gemäß Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33).

Zunächst wird auf die Vorgehensweise bei der Regressionsanalyse als Auswertemethode eingegangen (Kapitel 5.1). Die daraus hervorgehenden Regressionsmodelle zur Analyse des Systemverhaltens werden vorgestellt (Kapitel 5.2). Anschließend werden die Einflussparameter auf den Förderwert analysiert:

- Einflussparameter der Gegenauflfläche (Kapitel 5.3)
- Einflussparameter des Schmierstoffs (Kapitel 5.4)
- Einfluss der Gleitgeschwindigkeit (Kapitel 5.5)
- Einfluss des Systemdurchmessers (Kapitel 5.6)
- Einflussparameter des Radial-Wellendichtrings (Kapitel 5.7)

Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst (Kapitel 5.8).

5.1 Regressionsanalyse

Zur Auswertung der Versuchsdaten wurde eine Regressionsanalyse durchgeführt. Wie in Bild 5.1 dargestellt, wird das Dichtsystem bzw. die durchgeführte Messung dabei als Blackbox betrachtet, vgl. z.B. [GAM09]. Die Eigenschaften der verwendeten Dichtringe, Wellenhülsen und Schmierstoffe sowie die Betriebsbedingungen stellen dabei die Einflussgrößen des Systems dar. Der Förderwert ist die Zielgröße bzw. Systemantwort. Messfehler, Messrauschen und unbekannte Störgrößen sorgen für eine entsprechende Streuung der gemessenen Förderwerte.

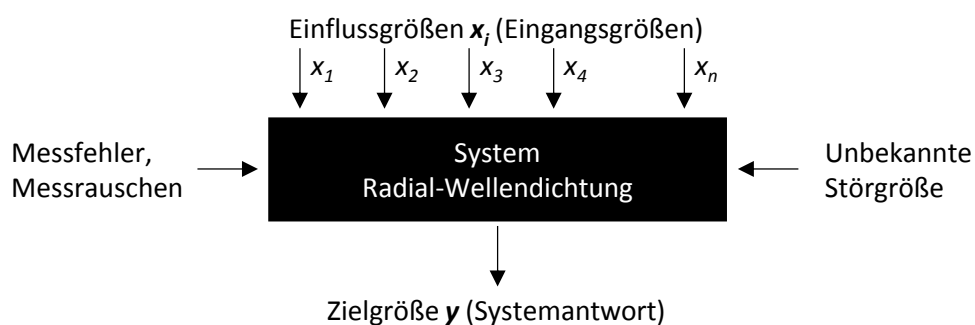


Bild 5.1: System Radial-Wellendichtung als Blackbox-Modell

Ziel der Regressionsanalyse ist, die Blackbox, also den Zusammenhang zwischen Einflussgrößen und Zielgröße(n), anhand eines mathematischen Zusammenhangs zu beschreiben. Als Ansatzfunktion wird dabei in der Regel ein Polynom verwendet. Bei der Regressionsanalyse werden die Koeffizienten des Regressionspolynoms an die vorhandenen Messdaten angepasst, siehe z.B. [KLE07, KLP08]. Die Anpassung des Polynoms erfolgte nach der Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate.

5.1.1 Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate

Die prinzipielle Vorgehensweise wird anhand eines einfachen Beispiels erläutert. Die einfachste Form eines Regressionspolynoms ist eine lineare Gleichung und lautet:

$$\hat{y} = c_0 + c_1 \cdot x \quad \text{Gl. 5.1}$$

Dabei ist \hat{y} der Schätzwert für die Zielgröße, x ist die Einflussgröße und c_0 bzw. c_1 sind die zu bestimmenden Parameter der Regressionsgleichung. Liegen nun Messdaten y_i für unterschiedliche Werte x_i der Einflussgröße vor, so kann deren Zusammenhang anhand von Gleichung Gl. 5.1 beschrieben werden. Dafür ist eine Anpassung der Koeffizienten c_0 und c_1 notwendig. Diese Koeffizienten werden nach der Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate so bestimmt, dass die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den Schätzwerten \hat{y}_i und den Messwerten y_i über alle N Messwerte so klein wie möglich wird (Bild 5.2). Mathematisch ausgedrückt bedeutet dies:

$$\sum_1^N (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_1^N (y_i - (c_0 + c_1 \cdot x_i))^2 \rightarrow \text{Minimum} \quad \text{Gl. 5.2}$$

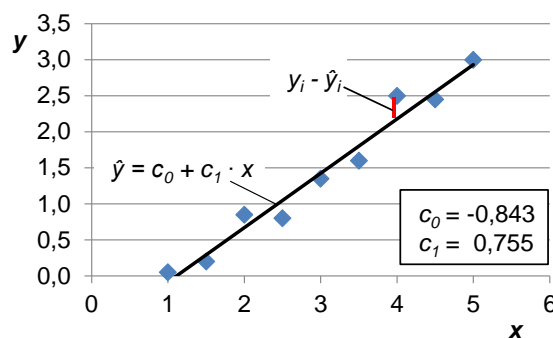


Bild 5.2: Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate

Nach demselben Prinzip kann auch bei mehreren Einflussgrößen und Polynomen höheren Grades verfahren werden.

5.1.2 Beurteilung der Modellgüte

Die Modellgüte der mittels Regressionsanalyse berechneten Polynome muss bewertet werden. Dies geschieht anhand statistischer Kennzahlen. Die Abweichung zwischen einem Schätzwert \hat{y}_i und einem Messwert y_i bezeichnet man auch als Residuum r_i :

$$r_i = y_i - \hat{y}_i \quad \text{Gl. 5.3}$$

Standard-Abweichung der Residuen / RMS-Error

Als Gütemaß der Regression wird die Standardabweichung der Residuen s_R herangezogen, die häufig auch als RMS-Error bezeichnet wird (Engl.: root mean square). Sie ist definiert mit:

$$s_R = \sqrt{\frac{1}{FG} \sum_1^N r_i^2} \quad \text{Gl. 5.4}$$

mit $FG = N - P$ wobei FG : Anzahl der Freiheitsgrade

N : Anzahl der Messwerte, Anzahl der Beobachtungen

P : Anzahl der angepassten Koeffizienten

Die Standardabweichung ist ein absolutes Maß in der Einheit der Zielgröße. Sie ist gleichbedeutend mit dem mittleren Prognosefehler der Schätzfunktion. Nach der Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate werden die Koeffizienten des Polynoms so gewählt, dass s_R minimiert wird.

Bestimmtheitsmaß

Eine weitere statistische Kennzahl zur Bewertung der Modellgüte ist das Bestimmtheitsmaß R^2 . Es ist definiert mit:

$$R^2 = \frac{\sum_1^N (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_1^N (y_i - \bar{y})^2} = \frac{\frac{1}{n-1} \sum_1^N (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\frac{1}{n-1} \sum_1^N (y_i - \bar{y})^2} = \frac{s_{\hat{y}}^2}{s_y^2} ; 0 \leq R^2 \leq 1 \quad \text{Gl. 5.5}$$

wobei \bar{y} : Mittelwert aller Messwerte der Zielgröße

Das Bestimmtheitsmaß ist dimensionslos. Es bezieht die Summe aller quadratischen Abweichungen der Schätzwerte vom Mittelwert der Zielgröße auf die Summe aller quadratischen Abweichungen der Messwerte vom Mittelwert der Zielgröße. Dies ist gleichbedeutend mit der Varianz der Schätzwerte $s_{\hat{y}}^2$ bezogen auf die Varianz der Messwerte s_y^2 . Je näher Schätzfunktion und Messwerte beieinander liegen, desto mehr nähert sich das Bestimmtheitsmaß $R^2 = 1$ an. Das Bestimmtheitsmaß wird in der Literatur häufig interpretiert als der Anteil der Ausgangsstreuung der Zielgröße, die durch das Regressionsmodell erklärt wird [WEM**].

Neben R^2 wird auch das angepasste (adjustierte) Bestimmtheitsmaß R_{adj}^2 verwendet, das die Anzahl der Freiheitsgrade und die Anzahl der Messwerte mit einbezieht:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{N-1}{FG} (1 - R^2) ; 0 \leq R_{adj}^2 \leq 1 \quad \text{Gl. 5.6}$$

R_{adj}^2 bewertet Modelle etwas konservativer als R^2 . Bei großen Stichprobenumfängen liegen R^2 und R_{adj}^2 nahe beieinander. Bei wenigen Messwerten wird empfohlen R_{adj}^2 zu verwenden. In Bild 5.3 sind Beispiele Kennzahlen der Modellgüte dargestellt.

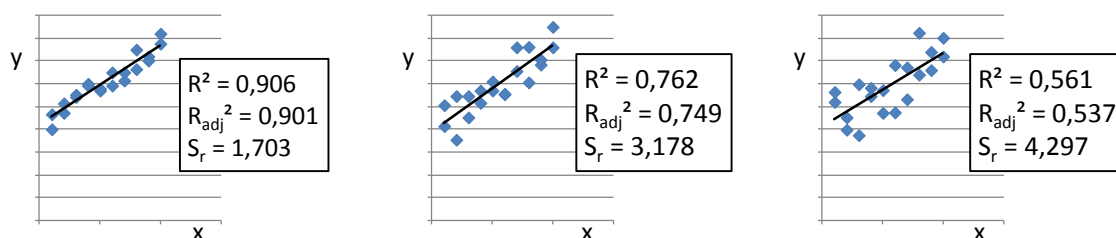


Bild 5.3: Regressionsbeispiele mit unterschiedlicher Modellgüte

5.2 Empirische Modelle

Aus der Regressionsanalyse gehen empirische Modellgleichungen hervor. Diese müssen als eine Art Blackbox betrachtet werden. Es handelt sich um einen rein mathematischen Modellansatz, der den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen so gut wie möglich beschreibt. Physikalische Zusammenhänge werden durch die Modelle nicht beschrieben. Sie eignen sich jedoch sehr gut zur Analyse des Systemverhaltens.

Zur Definition der Modellgleichung müssen Eingangs- und Ausgangsgrößen definiert werden. Ausgangsgröße ist die zu analysierende Systemgröße – in diesem Fall der Förderwert (gemäß Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33). Als Eingangsgrößen werden die quantitativen Einflussparameter ausgewählt, die bei den Versuchen gezielt variiert werden konnten. Dabei handelt es sich um die dynamische Viskosität η (im Ölsumpf), die Oberflächenrauheit Rz , die Gleitgeschwindigkeit u und den Systemdurchmesser d .

Modellgleichung

Als Ansatzfunktion wurde ein Polynom zweiten Grades mit Wechselwirkungstermen gewählt. Mit Polynomen zweiten Grades lassen sich die meisten Zusammenhänge technischer und physikalischer Problemstellungen ausreichend gut beschreiben [WEM**]. Mit den vier Eingangsgrößen ergibt sich die folgende Modellgleichung:

$$\begin{aligned}
 FW = & \underbrace{c}_{\text{Konstante}} + \underbrace{c_{\eta} \cdot \eta + c_{Rz} \cdot Rz + c_u \cdot u + c_d \cdot d}_{\text{Haupteffekte}} \\
 & + \underbrace{c_{\eta Rz} \cdot \eta \cdot Rz + c_{\eta u} \cdot \eta \cdot u + c_{\eta d} \cdot \eta \cdot d + c_{Rzu} \cdot Rz \cdot u + c_{Rzd} \cdot Rz \cdot d + c_{ud} \cdot u \cdot d}_{\text{Wechselwirkungen}} \\
 & + \underbrace{c_{\eta\eta} \eta^2 + c_{RzRz} Rz^2 + c_{uu} u^2 + c_{dd} d^2}_{\text{quadratische Effekte}} \quad \text{Gl. 5.7}
 \end{aligned}$$

Die linearen Terme stellen die Haupteffekte dar, Terme mit jeweils zwei Einflussgrößen beschreiben Wechselwirkungen und quadratische Terme bilden nichtlineare Effekte ab.

Die Koeffizienten c_i der Modellgleichung wurden für drei Dichtringe ermittelt und sind auf den folgenden Seiten in tabellarischer Form dargestellt:

- FKM-Dichtring von Hersteller A (A-FKM)
- NBR-Dichtring von Hersteller A (A-NBR1)
- NBR-Dichtring von Hersteller B (B-NBR)

Die Bildung eines gemeinsamen, für alle Dichtringe gültigen Modells war nicht ohne weiteres möglich, da die Dichtringe unterschiedlich hohe Förderwerte aufweisen und ein leicht unterschiedliches Verhalten zeigen. Die Modelle wurden mit im Einstich geschliffener Gegenauflfläche sowie den FVA Referenzölen 1-4 (Mineralöl) ermittelt. Abweichungen, die bei Verwendung anderer Dichtringe, Gegenauflflächen oder Schmierstoffe auftreten können, werden im Folgenden näher erläutert.

Die wichtigsten Modelldaten sowie zulässige Parameterbereiche für Viskosität, Oberflächenrauheit, Gleitgeschwindigkeit und Durchmesser sind in den nachfolgenden Tabellen für jeden Dichtring bzw. jedes Modell separat angegeben.

Berechnungsmodell für FKM-RWDR von Hersteller A (A-FKM)

Tabelle 5.1: Koeffizienten, Gültigkeitsbereich und Güte des Modells (A-FKM)

C	C_η	C_{Rz}	C_u	C_d	
1,310E-01	1,461E-04	-1,844E-02	6,692E-03	-5,242E-03	
$C_{\eta Rz}$	$C_{\eta u}$	$C_{\eta d}$	C_{Rzu}	C_{Rzd}	C_{ud}
6,013E-05	-6,226E-06	9,602E-06	-1,204E-03	5,523E-04	6,922E-05
$C_{\eta\eta}$	C_{RzRz}	C_{uu}	C_{dd}		
-1,222E-06	1,333E-03	-3,104E-04	4,216E-05		

Gültigkeitsbereich (zulässige Parameterbereiche)

Dyn. Viskosität η :	12 ... 405 mPa·s	Gem. Rautiefe Rz :	0,8 ... 7,2 μm
Gleitgeschw. u :	0,9 ... 28,0 m/s	Durchmesser d :	20 ... 100 mm
Gegenauflfläche:	im Einstich geschliffen	Schmierstoff:	FVA Referenzöle 1-4

Modellgüte

Standardabw. der Residuen	Bestimmtheitsmaß	Adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$s_R = 0,036 \mu\text{l/m}$	$R^2 = 0,903$	$R_{adj}^2 = 0,898$

Bild 5.4 zeigt den Adjusted Response Graph der Modellfunktion. Dabei ist der Förderwert als Funktion der vier Eingangsgrößen dargestellt. Die Linien repräsentieren die Modellfunktion. Die Punkte kennzeichnen die Lage aller Messpunkte bezüglich der Modellfunktion. Die Darstellung des Adjusted Response Graph eignet sich, um sich einen ersten Überblick über die Haupteffekte des Modells sowie die Modellgüte zu verschaffen.

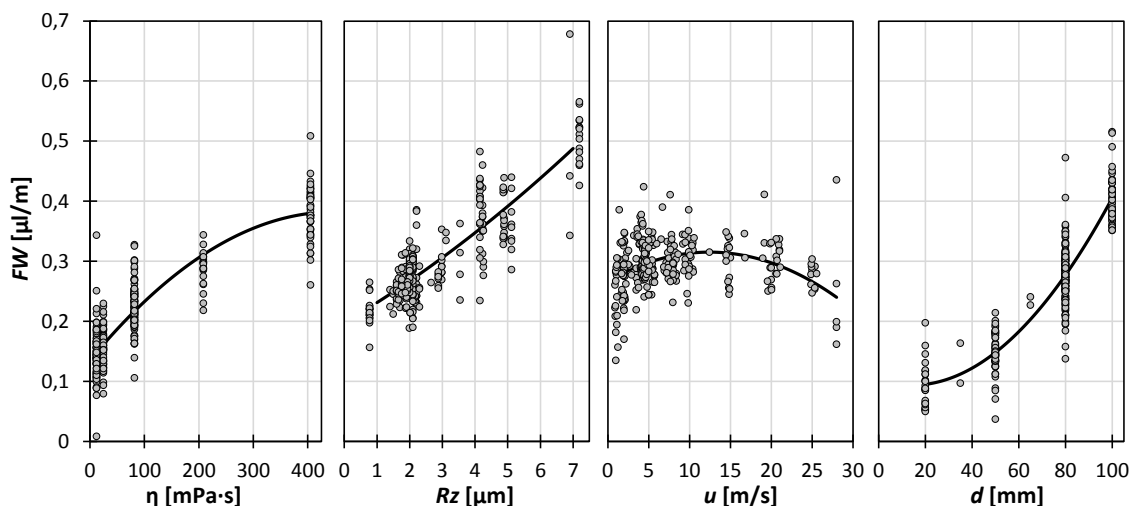


Bild 5.4: Adjusted Response Graph (A-FKM)

Der Adjusted Response Graph zeigt die Streuung der Messwerte. Die Standardabweichung der Residuen beträgt $s_R = 0,036 \mu\text{l/m}$. Da der Dichtring (A-FKM) jedoch einen verhältnismäßig hohen Förderwert aufweist, fällt die Streuung kaum ins Gewicht. Die Haupteffekte sind klar ausgeprägt und die Modellgüte kann mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 90,3 \%$ (bzw. $R_{adj}^2 = 89,8 \%$) als sehr gut bewertet werden.

Berechnungsmodell für NBR-RWDR von Hersteller A (A-NBR1)

Tabelle 5.2: Koeffizienten, Gültigkeitsbereich und Güte des Modells (A-NBR1)

C	C_{η}	C_{Rz}	C_u	C_d	
-6,253E-02	4,002E-04	6,483E-02	1,239E-02	-3,112E-03	
$C_{\eta Rz}$	$C_{\eta u}$	$C_{\eta d}$	C_{Rzu}	C_{Rzd}	C_{ud}
4,906E-05	-3,806E-05	4,046E-06	-6,664E-04	-6,982E-05	4,985E-06
$C_{\eta\eta}$	C_{RzRz}	C_{uu}	C_{dd}		
-9,749E-07	-6,207E-03	-7,573E-04	3,793E-05		

Gültigkeitsbereich (zulässige Parameterbereiche)

Dyn. Viskosität η :	12 ... 405 mPa·s	Gem. Rautiefe Rz :	0,8 ... 6,5 μm
Gleitgeschw. u :	0,9 ... 12,0 m/s	Durchmesser d :	20 ... 100 mm
Gegenauflfläche:	im Einstich geschliffen	Schmierstoff:	FVA Referenzzöle 1-4

Modellgüte

Standardabw. der Residuen	Bestimmtheitsmaß	Adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$s_R = 0,051 \mu\text{l/m}$	$R^2 = 0,634$	$R_{\text{adj}}^2 = 0,612$

Die Wiederholgenauigkeit der Messungen beim NBR-Dichtring von Hersteller A (A-NBR1) war wesentlich schlechter als beim FKM-Dichtring. Aufgrund der hohen Streuung der Messwerte ist die Modellgüte mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 63,4 \%$ (bzw. $R_{\text{adj}}^2 = 61,2 \%$) nur mäßig. Dies kommt auch im Adjusted Response Graph (Bild 5.5) zur Geltung. Die Haupteffekte sind weniger deutlich ausgeprägt und die Abweichungen der Messwerte von der Modellfunktion sind verhältnismäßig hoch.

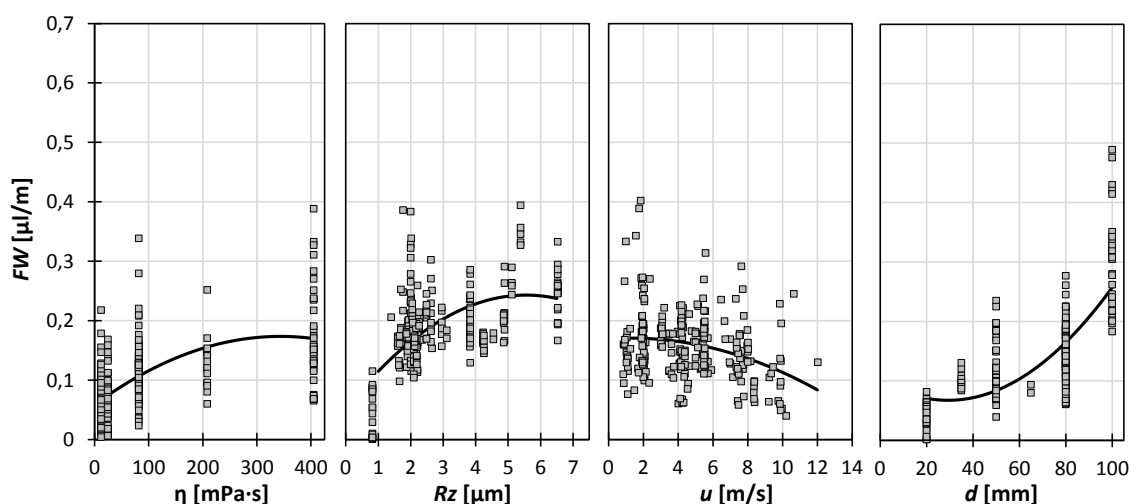


Bild 5.5: Adjusted Response Graph (A-NBR1)

Berechnungsmodell für NBR-RWDR von Hersteller B (B-NBR)

Tabelle 5.3: Koeffizienten, Gültigkeitsbereich und Güte des Modells (B-NBR)

C	C_{η}	C_{Rz}	C_u	C_d	
-3,883E-02	4,694E-04	-4,919E-02	2,708E-02	2,193E-03	
$C_{\eta Rz}$	$C_{\eta u}$	$C_{\eta d}$	C_{Rzu}	C_{Rzd}	C_{ud}
5,570E-05	-5,433E-05	7,615E-06	1,980E-03	5,028E-04	-9,094E-05
$C_{\eta\eta}$	C_{RzRz}	C_{uu}	C_{dd}		
-1,022E-06	2,597E-03	-2,011E-03	-2,041E-05		

Gültigkeitsbereich (zulässige Parameterbereiche)

Dyn. Viskosität η :	25 ... 405 mPa·s	Gem. Rautiefe Rz :	1,6 ... 5,4 μm
Gleitgeschw. u :	1,0 ... 10,2 m/s	Durchmesser d :	20 ... 100 mm
Gegenauflfläche:	im Einstich geschliffen	Schmierstoff:	FVA Referenzöle 1-4

Modellgüte

Standardabw. der Residuen	Bestimmtheitsmaß	Adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$s_R = 0,047 \mu\text{l/m}$	$R^2 = 0,933$	$R_{\text{adj}}^2 = 0,895$

Für den NBR-Dichtring von Hersteller B (B-NBR) liegen wesentlich weniger Messdaten vor. Wie der Adjusted Response Graph (Bild 5.6) zeigt, sind die Haupteffekte jedoch stark ausgeprägt, was sich in einem hohen Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 93,3 \%$ (bzw. $R_{\text{adj}}^2 = 89,5 \%$) des Modells niederschlägt.

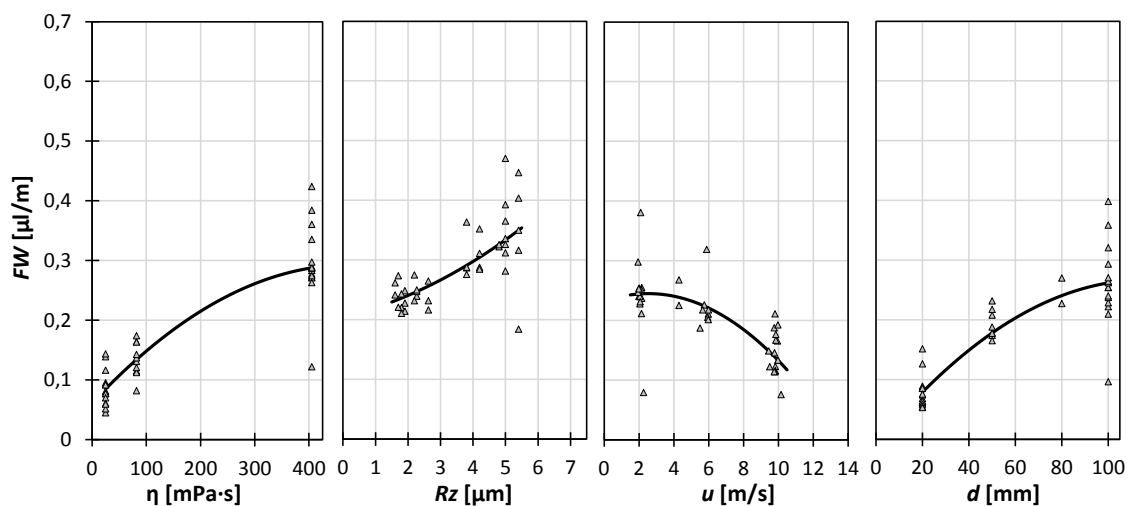


Bild 5.6: Adjusted Response Graph (B-NBR)

5.3 Einfluss der Gegenauflfläche

Die Gegenauflfläche charakterisiert sich durch Werkstoff, Oberflächentopografie und Oberflächenhärte. Physikalische Eigenschaften des Werkstoffs haben Einfluss auf die Wärmeabfuhr aus dem Dichtspalt. Innerhalb der gängigen Einsatz- und Vergütungsstähle sind die Unterschiede hinsichtlich Wärmeabfuhr jedoch äußerst gering und werden daher nicht weiter betrachtet (s. auch Kapitel 2.3.3). Die Oberflächenhärte bestimmt vor allem die Verschleißfestigkeit der Welle über Lebensdauer. Sie kann auch einen Einfluss auf das Einlaufverhalten des Dichtsystems haben und damit indirekt auch auf den Förderwert. Der Einfluss wird als gering angenommen, kann jedoch nicht bewertet werden, da die Oberflächenhärte während den Untersuchungen nicht gezielt variiert wurde.

Den größten Einfluss auf den Förderwert hat die Topografie der Gegenauflfläche. Rauheit und Struktur der Gegenauflfläche beeinflussen zum einen die Konditionierung des Dichtings, zum anderen können Strukturen selbst eine Fluidförderung bewirken. Die Topografie der Gegenauflfläche ist das Endergebnis von meist mehreren Fertigungsschritten. Darin lässt sich häufig eine Überlagerung mehrerer Topografien erkennen, die jeweils einem bestimmten Fertigungsschritt zuzuordnen sind. Wobei die beim letzten Fertigungsschritt erzeugte Topografie in der Regel dominant ist.

Zur Beschreibung der Gegenauflfläche können die in nationalen und internationalen Normen festgelegten 2D- und 3D-Oberflächenkennwerte verwendet werden. Die Identifizierung bzw. Definition von dichtungstechnisch relevanten Oberflächenkennwerten, die den Einfluss der Oberflächentopografie auf das Dichtsystem ausreichend genau wiedergeben, hat sich jedoch als äußerst komplex erwiesen [FEH15]. Einen aussagekräftigen Kennwert, der den Einfluss einer beliebigen Oberflächentopografie auf den Förderwert des Dichtsystems beschreibt, gibt es bis dato nicht. Daher wurde im Rahmen dieser Arbeit wie folgt vorgegangen:

Der Schwerpunkt der Untersuchungen lag bei Wellen die mit dem Standardverfahren Schleifen im Einstich gefertigt wurden. Innerhalb der Gruppe im Einstich geschliffener Wellen ist die Beschreibung des Rauheitseinflusses anhand eines klassischen 2D-Kennwerts möglich. Es wurde hierzu die gemittelte Rautiefe R_z gemessen in Achsrichtung verwendet. Wellen, die eine auf Grund unterschiedlicher Fertigungsverfahren andersartige Oberflächentopografie aufweisen, wurden rudimentär untersucht und im Vergleich zum Standardverfahren Schleifen im Einstich bewertet.

5.3.1 Einfluss der Oberflächenrauheit

Der Einfluss der Oberflächenrauheit wird durch die drei Regressionsmodelle aus Kapitel 5.2 beschrieben. Zur Untersuchung des Rauheitseinflusses wurden im Einstich geschliffene Gegenauflflächen mit einer gemittelten Rautiefe im Bereich $R_z = 0,8 \dots 7,2 \mu\text{m}$ verwendet.

Raue Gegenauflflächen führen prinzipiell zu höheren Förderwerten. Es sind jedoch zwei unterschiedliche Verhaltensweisen zu beobachten:

- Beim FKM-Dichtring von Hersteller A (A-FKM) sowie beim NBR-Dichtring von Hersteller B (B-NBR) steigt der Förderwert mit zunehmender Rauheit innerhalb des untersuchten Bereiches kontinuierlich und nahezu linear an (Bild 5.7 und Bild 5.9).

- Beim Dichtring A-NBR1 steigt der Förderwert mit zunehmender Rauheit ebenfalls an. Ab einer gemittelten Rautiefe von $Rz \approx 4 \mu\text{m}$ kommt es jedoch zu einer Art Sättigungseffekt. Eine weitere Zunahme der Rauheit bewirkt keinen wesentlichen Anstieg des Förderwerts mehr (Bild 5.8).

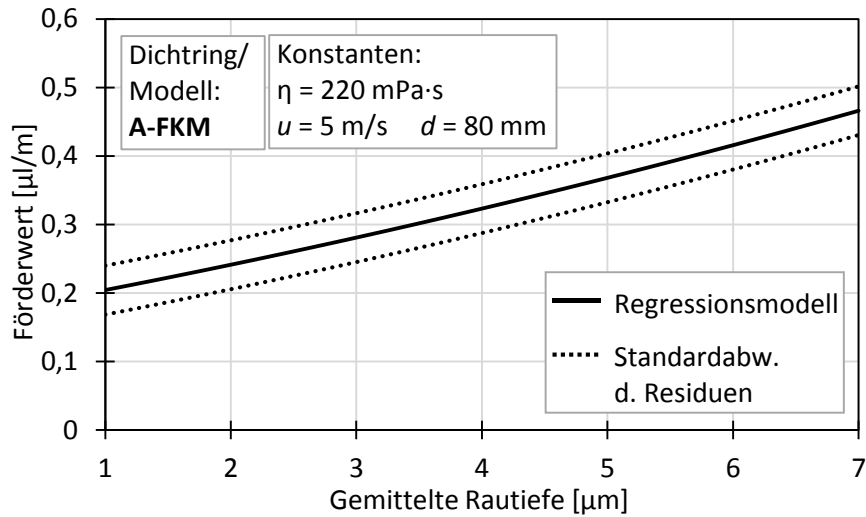


Bild 5.7: Einfluss der Oberflächenrauheit; RWDR: A-FKM

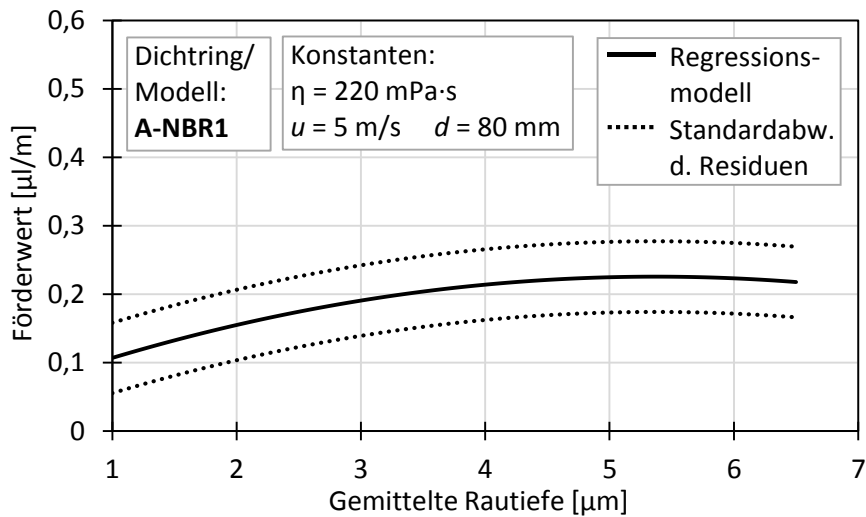


Bild 5.8: Einfluss der Oberflächenrauheit; RWDR: A-NBR1

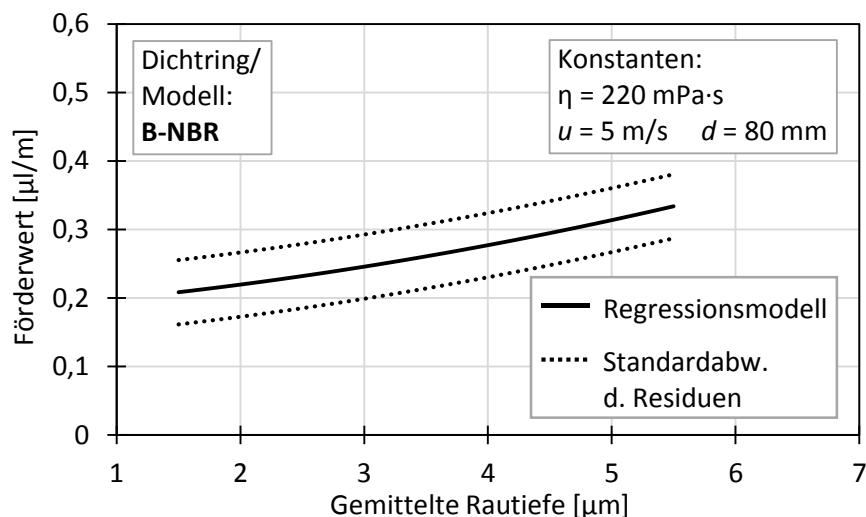


Bild 5.9: Einfluss der Oberflächenrauheit; RWDR: B-NBR

Der grundsätzlich positive Einfluss einer rauen Gegenlauffläche sowie die beiden unterschiedlichen Verhaltensweisen lassen sich wie folgt erklären:

Es gibt zwei Effekte einer rauen Gegenlauffläche, die die Fluidförderung begünstigen. Ein Effekt ist die verbesserte Schmierfilmbildung. Bei einer rauen Gegenlauffläche kann Fluid leichter in den Dichtspalt eindringen und begünstigt im Betrieb die Schmierfilmbildung zwischen Gegenlauffläche und Dichtkante. Ein solcher Schmierfilm ist Voraussetzung für die Fluidförderung. Dieser Effekt tritt bei beiden Dichtringen gleichermaßen auf.

Der zweite Effekt ist die Konditionierung der Elastomer-Dichtkante. Die Rauheit der Gegenlauffläche führt im Kontaktbereich bereits nach kurzer Betriebsdauer zu einem Aufrauen der Dichtkante. Nach der Seitenstromhypothese (Kapitel 2.6.2) begünstigt die Zunahme von Rauheitserhebungen auf der Dichtkante durch axiale Umlenkung der Fluidteilchen die Fluidförderung im Dichtspalt.

Das Aufrauen der Elastomerdichtkante ist ein Zusammenspiel von Gegenlauffläche und Dichtungswerkstoff. Durch diese Wechselwirkung ist der Einfluss der Oberflächenrauheit auch vom Dichtungswerkstoff abhängig. Er kann je nach Dichtungswerkstoff unterschiedlich hoch sein. Wie gut sich ein Dichtungswerkstoff konditionieren lässt, scheint jedoch weniger vom Basis-Elastomer, sondern vielmehr von der herstellereigenen Mischung des Elastomer-Compounds abhängig zu sein.

Wie die Auswertung des NBR-Dichtrings von Hersteller B (B-NBR) zeigt, ist der bei A-NBR1 beobachtete Sättigungseffekt kein NBR-typisches Phänomen. B-NBR ähnelt in seinem Verhalten eher dem FKM-Dichtring von Hersteller A (A-FKM), s. Bild 5.9.

Wechselwirkungseffekte

Beobachtete Wechselwirkungen zwischen Oberflächenrauheit und weiteren Einflussparametern sind erwartungsgemäß gering und unbedeutend. Die im Regressionsmodell beobachteten Effekte sind geringer als die jeweilige Streuung der Messwerte. Es handelt sich daher eher um Fehlinterpretationen der Regression infolge der Streuung der Messwerte als um physikalisch existente Wechselwirkungen. Bild 5.10 bis Bild 5.12 zeigen den Einfluss

der Oberflächenrauheit bei unterschiedlicher Viskosität, Gleitgeschwindigkeit und unterschiedlichen Systemdurchmessern jeweils exemplarisch für einen Dichtring.

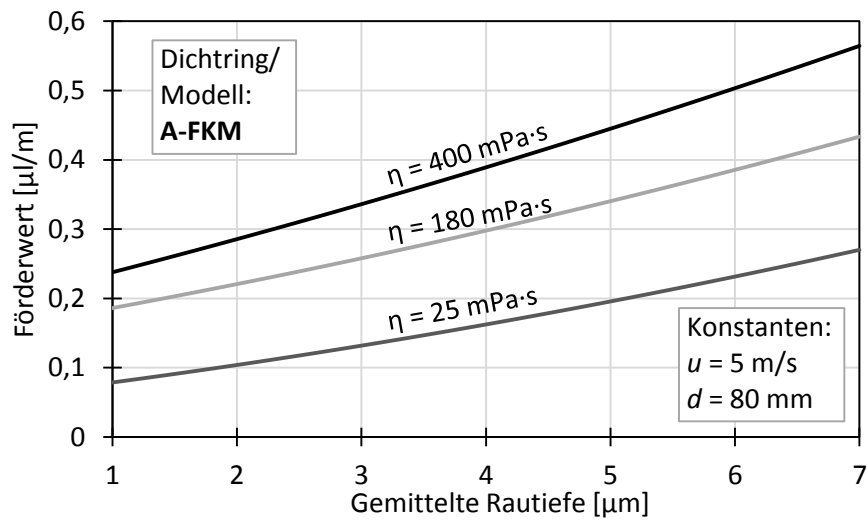


Bild 5.10: Einfluss der Oberflächenrauheit bei unterschiedlicher Viskosität (A-FKM)

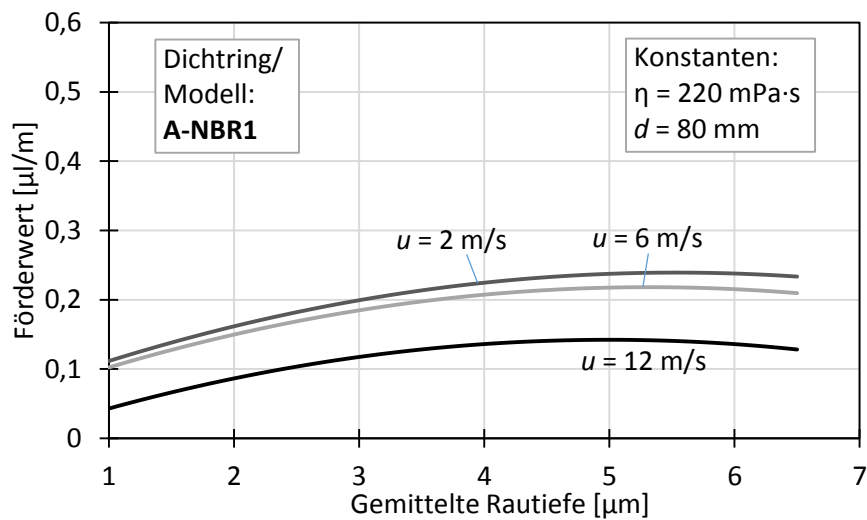


Bild 5.11: Einfluss der Oberflächenrauheit bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit (A-NBR1)

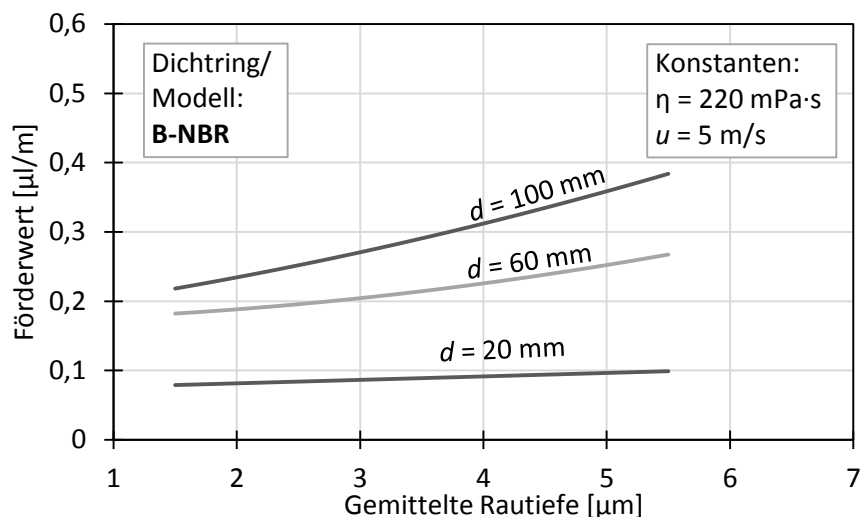


Bild 5.12: Einfluss der Oberflächenrauheit bei unterschiedlichen Systemdurchmessern (B-NBR)

5.3.2 Einfluss des Fertigungsverfahrens

Der Einfluss des Fertigungsverfahrens der Gegenlauffläche wird durch die drei Regressionsmodelle aus Kapitel 5.2 nicht beschrieben. Die Regressionsmodelle sind nur für im Einstich geschliffene Gegenlaufflächen gültig. Alternative Bearbeitungsverfahren, Hartdrehen, ROLLIEREN und KUGELSTRAHLEN wurden als Ergänzung rudimentär untersucht. Die Datenbasis ist für die Bildung eines Modells zu gering. Die drei Verfahren können nur vergleichend zum Standardverfahren Schleifen im Einstich bewertet werden.

Bei diesen Untersuchungen wurde nur die Gegenlauffläche variiert. Dichtelement und Schmierstoff wurden nicht verändert, um zusätzliche Einflüsse zu vermeiden. Als Dichtelement wurde der Dichtring A-FKM eingesetzt, da dieser bei den Versuchen mit im Einstich geschliffenen Gegenlaufflächen am sensibelsten auf unterschiedliche Oberflächenrauheiten reagiert hatte. Als Schmierstoff wurde in allen Untersuchungen FVA3-Referenzöl eingesetzt.

Im Folgenden werden die Ergebnisse zunächst für jedes Fertigungsverfahren dargestellt. Im Anschluss werden die Ergebnisse im Vergleich zum Förderverhalten von Dichtsystemen mit im Einstich geschliffenen Wellen bewertet.

Hartgedrehte Gegenlaufflächen

Hartgedrehte Gegenlaufflächen haben aufgrund einer gewindeähnlichen Drehwendel in der Regel eine drehrichtungsabhängige Förderwirkung. Die eingesetzten Gegenlaufflächen sind unterschiedlich rau ($R_z = 1,3 \mu\text{m} \dots 4,3 \mu\text{m}$, in axialer Richtung gemessen). Es gibt zudem zwei Varianten HD1-xx und HD2-xx, deren Rauheitsprofil sich unterscheidet (Bild 5.13). Das Flankenprofil der Wellen vom Typ HD1-xx ist asymmetrisch und rechtsgerichtet. Das Flankenprofil der Wellen vom Typ HD2-xx ist linksgerichtet. Die Asymmetrie ist weniger stark ausgeprägt.

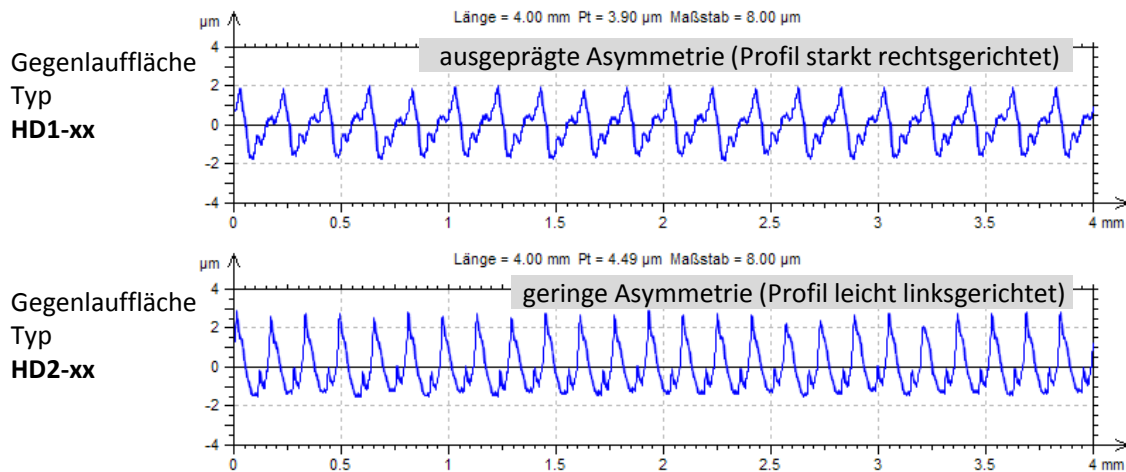


Bild 5.13: Unterschiedliches Rauheitsprofil hartgedrehter Wellen vom Typ HD1-xx und HD2-xx

Bild 5.14 zeigt die im Linkslauf und Rechtslauf gemessenen Systemförderwerte. Bild 5.15 zeigt die Förderwerte getrennt nach Anteilen von RWDR und Gegenlauffläche. Die Gegenlaufflächen sind auf der x-Achse nach Oberflächenrauheit jeweils aufsteigend geordnet.

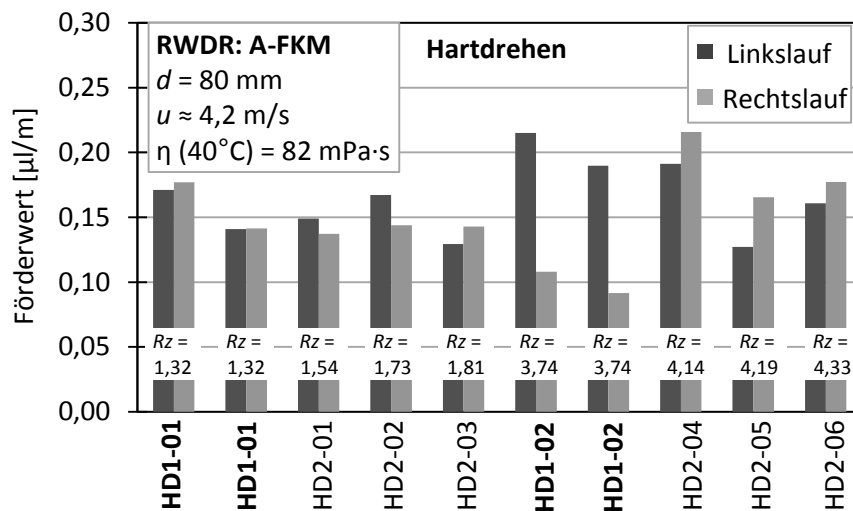


Bild 5.14: Drehrichtungsabhängiger Systemförderwert (hartgedrehte Gegenlaufflächen)

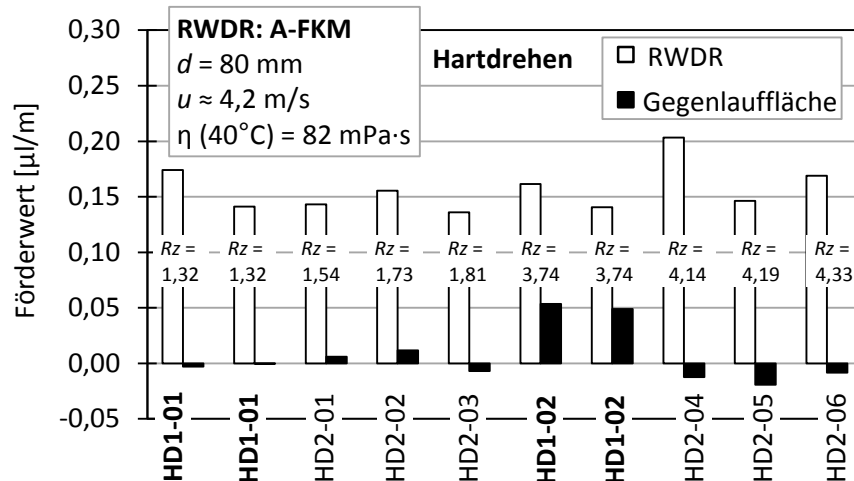


Bild 5.15: Förderwerte getrennt nach Anteilen von RWDR und Gegenlauffläche

Die Förderwerte des RWDR sind in allen Fällen mehr als doppelt so hoch wie die Förderwerte der Gegenlauffläche. Bei den relativ glatten Gegenlaufflächen ($Rz = 1,32 \dots 1,81 \mu\text{m}$) konnte kaum eine Förderwirkung festgestellt werden. Unter den rauen Gegenlaufflächen ($Rz = 3,73 \dots 4,33 \mu\text{m}$) ist HD1-02 besonders auffällig. Sie weist den mit Abstand größten Förderwert auf. Die Förderwerte der Gegenlaufflächen vom Typ HD2-xx sind trotz höherer Rauheitswerte relativ gering.

Die starken Unterschiede zwischen HD1-02 und HD2-04, HD2-05 und HD2-06 sind auf die in Bild 5.13 dargestellten unterschiedlichen Flankenprofile zurückzuführen. Eine Erklärung hierfür liefert Jung [JUN12]. Jung fand heraus, dass die steile Flanke als eine Art Abstreifer wirkt. So kann es je nach Einbau- und Drehrichtung zu einer erhöhten Förderung kommen, in den abzudichtenden Raum hinein oder aus diesem heraus (Bild 5.16).

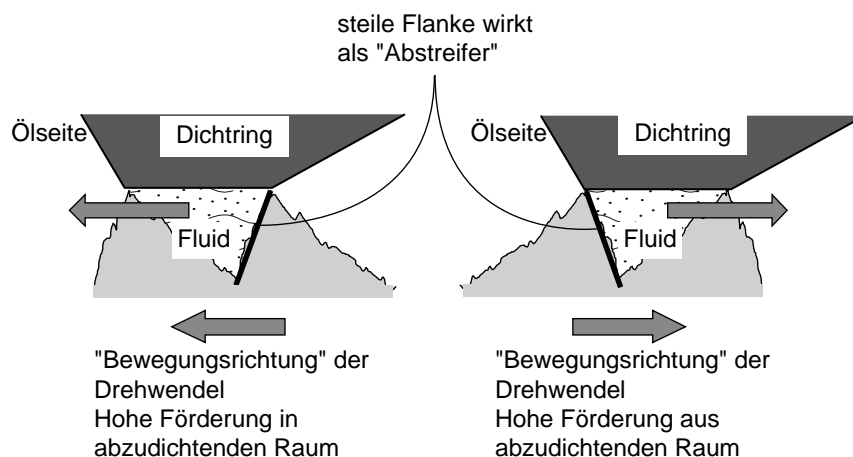


Bild 5.16: Einfluss des Flankenprofils auf die Förderung der Drehwendel [JUN12]

Rollierte Gegenauflflächen

Rollierte Gegenauflflächen sind sehr glatt. Die gemittelte Rautiefe der Versuchswellen lag bei $Rz \approx 0,7 \dots 0,8 \mu\text{m}$. Bild 5.17 zeigt die im Linkslauf und Rechtslauf gemessenen Systemförderwerte. Bild 5.18 zeigt die Förderwerte nach RWDR und Gegenauflfläche getrennt. Die Förderwerte der Gegenauflfläche sind äußerst gering. Der Förderwert des RWDR war bei allen Versuchen mindestens dreimal so hoch wie der Förderwert der Gegenauflfläche.

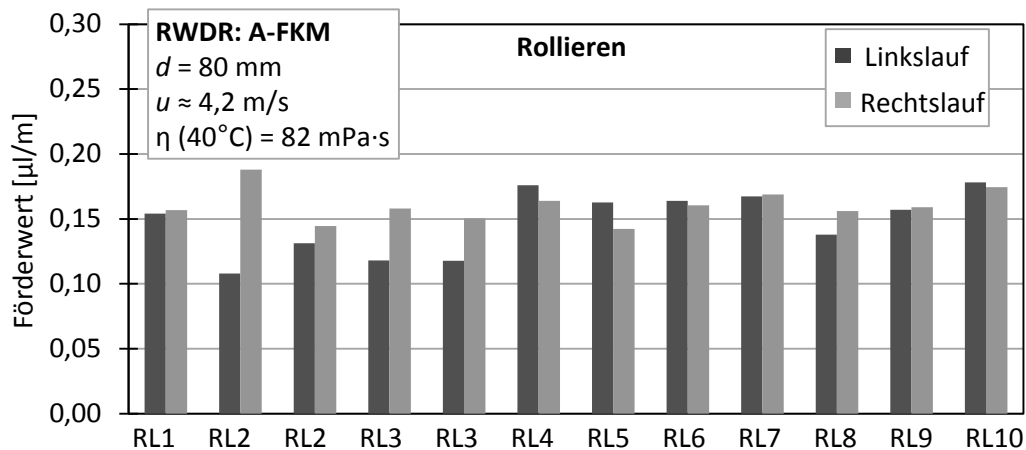


Bild 5.17: Drehrichtungsabhängiger Systemförderwert (rollierte Gegenauflflächen)

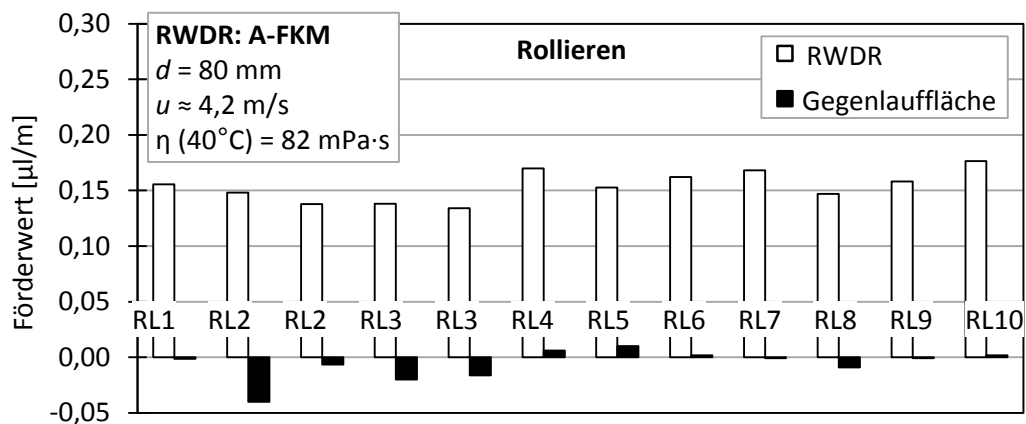


Bild 5.18: Förderwerte getrennt nach Anteilen von RWDR und Gegenauflfläche

Kugelgestrahlte Gegenauflflächen

Unter den kugelgestrahlten Gegenauflflächen wurden zwei mit mittlerer Rauheit ($Rz = 2,76 \dots 2,96 \mu\text{m}$) und vier mit hoher Rauheit ($Rz = 4,61 \dots 5,16 \mu\text{m}$) untersucht. Bild 5.19 zeigt die im Linkslauf und Rechtslauf gemessenen Systemförderwerte. Die Versuchswellen sind auf der x-Achse nach ansteigender Oberflächenrauheit geordnet. Die rauen Gegenauflflächen führten zu sehr hohen Förderwerten. Bild 5.20 zeigt die Förderwerte nach RWDR und Gegenauflfläche getrennt. Bei allen Versuchen war die Förderwirkung der Gegenauflfläche wesentlich kleiner als die der RWDR.

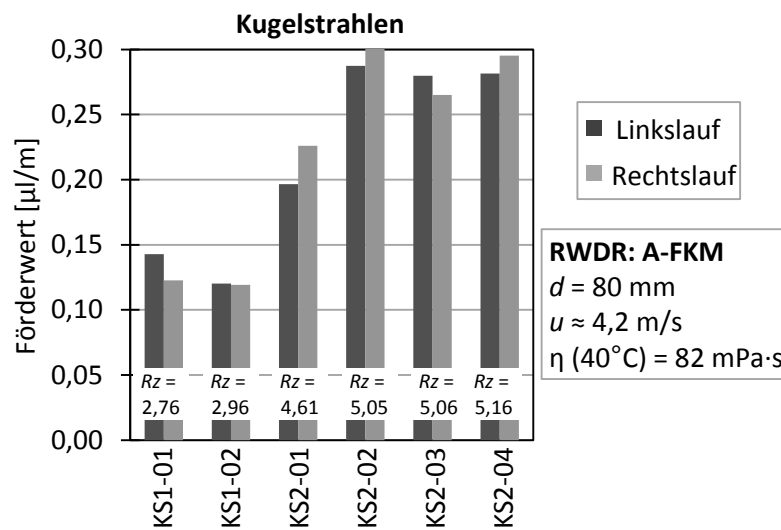


Bild 5.19: Drehrichtungsabhängiger Systemförderwert (kugelgestrahlte Gegenlaufflächen)

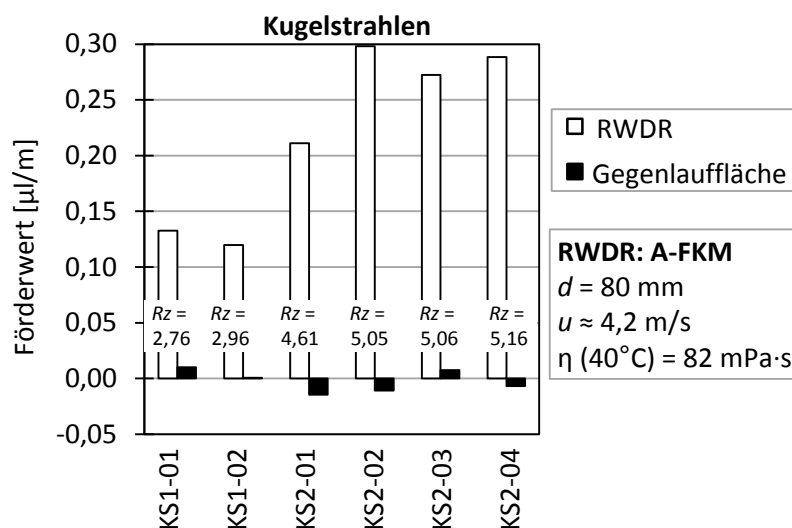


Bild 5.20: Förderwerte getrennt nach Anteilen von RWDR und Gegenlauffläche

Vergleich und Bewertung der Fertigungsverfahren

Die in Kapitel 5.2 vorgestellten Berechnungsmodelle bestimmen den Systemförderwert von Systemen mit im Einstich geschliffenen Gegenlaufflächen. Drallfrei im Einstich geschliffene Gegenlaufflächen sind in der Regel (nahezu) förderneutral. Bei förderneutraler Welle entspricht der Systemförderwert dem Förderwert des Dichtrings. Zum Vergleich der Fertigungsverfahren werden daher im Folgenden die Förderwerte der RWDR betrachtet. Folglich wird der Einfluss des Fertigungsverfahrens auf den Förderwert des RWDR bewertet.

Bild 5.21 zeigt den Verlauf des Förderwerts über der Oberflächenrauheit nach dem Berechnungsmodell für Systeme mit im Einstich geschliffenen Wellen sowie die Förderwerte der RWDR aus den Messungen mit hartgedrehten, rollierten und kugelgestrahlten Gegenlaufflächen.

Das Berechnungsmodell zeigt einen ansteigenden Verlauf des Förderwerts in Abhängigkeit der Rauheit. Eine raue im Einstich geschliffene Gegenauflfläche wirkt sich positiv auf die Konditionierung und damit die Förderfähigkeit des RWDR aus, wie bereits in Kapitel 5.3.1 beschrieben.

Bei den rollierten Gegenauflflächen konnte leider kein Rauheitsspektrum abgebildet werden, da sich alle Oberflächen im Bereich $Rz \approx 0,7 \dots 0,8 \mu\text{m}$ befinden. Die Förderwerte des RWDR mit rollierter Gegenauflfläche sind mit den Förderwerten von RWDR mit hartgedrehten und im Einstich geschliffenen Gegenauflflächen niedriger bis mittlerer Rauheit ($Rz = 1 \dots 3 \mu\text{m}$) vergleichbar.

Die hartgedrehten Gegenauflflächen decken ein Rauheitsspektrum von $Rz = 1,3 \mu\text{m}$ bis $Rz = 4,3 \mu\text{m}$ ab. Innerhalb dieses Bereichs ist kein Anstieg des Förderwerts zu beobachten. Bei den Kurzzeituntersuchungen findet im Vergleich zu den im Einstich geschliffenen Gegenauflflächen keine verbesserte Konditionierung infolge höherer Rauheit statt.

Die kugelgestrahlten Gegenauflflächen decken ein Rauheitsspektrum von $Rz = 2,8 \mu\text{m}$ bis $Rz = 5,2 \mu\text{m}$ ab. Bzgl. der Konditionierung des Dichtrings zeigen sie ein Verhalten, das im Einstich geschliffenen Gegenauflflächen sehr nahe kommt. Der Förderwert steigt mit zunehmender Rauheit der Gegenauflfläche an.

Die Unterschiede zwischen hartgedrehten und kugelgestrahlten Gegenauflflächen bestätigen die Erkenntnis von Jung [JUN12], dass für die Dichtfunktion nicht die Rauheit in axialer Richtung, sondern in Umfangsrichtung maßgebend ist. In Umfangsrichtung haben hartgedrehte Wellen sehr geringe Rauheitswerte. Zur Bewertung von hartgedrehten Wellenoberflächen ist die in axialer Richtung gemessene Oberflächenrauheit daher nicht geeignet.

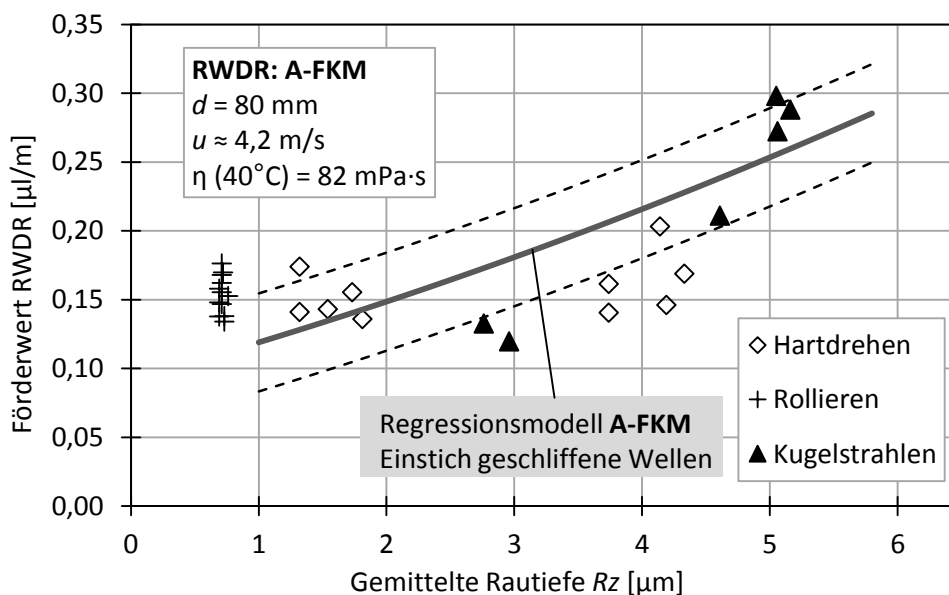


Bild 5.21: Förderwerte des RWDR bei unterschiedlich gefertigter Gegenauflfläche

5.4 Einfluss des Schmierstoffs

Der wichtigste Einflussparameter des Schmierstoffs auf das Förderverhalten von Radial-Wellendichtungen ist die Viskosität. Untersuchungen von Schuler [SUL14] haben jedoch gezeigt, dass es weitere Schmierstoffeigenschaften gibt, die das Förderverhalten beeinflussen können, z.B. Benetzungseigenschaften. Daher kann es vorkommen, dass chemisch unterschiedliche Öle trotz gleicher Viskosität bei einer Förderwertmessung unterschiedliche Ergebnisse liefern.

Die Regressionsmodelle in Kapitel 5.2 beschreiben den Einfluss der Viskosität für Mineralöle ohne Additive (FVA-Referenzöle 1-4). Entsprechend wird der Einfluss der Viskosität im Folgenden für Mineralöle ohne Additive dargestellt. Dabei wird zwischen Viskosität im Ölsumpf und im Dichtspalt unterschieden.

Weitere Schmierstoffe, kommerzielle Mineralöle mit unbekannter Additivierung sowie synthetische Öle, wurden rudimentär untersucht und werden im Anschluss vergleichend bewertet.

5.4.1 Einfluss der Viskosität im Ölsumpf

Zur Untersuchung des Einflusses der Viskosität auf den Förderwert wurden nicht additierte Mineralöle (FVA-Referenzöle 1-4) verwendet, mit einer dynamischen Viskosität im Bereich $\eta(40^{\circ}\text{C}) = 12 \dots 405 \text{ mPa}\cdot\text{s}$.

Die untersuchten Dichtringe zeigen hinsichtlich des Viskositätseinflusses ein sehr ähnliches Verhalten. Der Förderwert steigt mit zunehmender Viskosität an. Der Anstieg flacht jedoch im Bereich sehr hoher Viskosität ab, der Förderwert scheint sich gegen einen Grenzwert zu bewegen. Der Verlauf scheint vom Dichtring unabhängig zu sein, lediglich die Höhe der Förderwerte unterscheidet sich. Bild 5.22 zeigt den Verlauf des Förderwerts über der dynamischen Viskosität exemplarisch am Beispiel A-FKM.

Der Anstieg des Förderwerts infolge zunehmender Viskosität kann wie folgt erklärt werden. Ein Schmierstoff mit höherer Viskosität begünstigt die Schmierfilmbildung im Dichtspalt im Zusammenspiel mit der Gleitgeschwindigkeit (s. auch Kapitel 2.5.1, Schmierfilmhöhe):

- Hohe Viskosität führt zu einer besseren Tragfähigkeit des Schmierstoffs.
- Durch zunehmende Gleitgeschwindigkeit wird die Schmierfilmbildung infolge der Hydrodynamik begünstigt – es kommt zum „Aufschwimmen“ der Dichtkante.

Ein Schmierfilm ist die Voraussetzung für die Fluidförderung im Dichtspalt. Entsprechend trägt ein voll ausgeprägter Schmierfilm zu hohen Förderwerten bei. Schmierfilmhöhe und Förderwert lassen sich durch die Erhöhung von Viskosität und Gleitgeschwindigkeit jedoch nicht unendlich steigern. Der limitierende Faktor ist die mit ansteigende Temperatur im Dichtspalt.

Durch den Einfluss der Dichtspalttemperatur lässt sich auch das Abflachen der Kurve im Bereich hoher Viskosität erklären. Die höhere Fluidreibung hochviskoser Schmierstoffe führt dazu, dass die Temperatur im Dichtspalt insbesondere bei hoher Gleitgeschwindigkeit ansteigt. Die für die Fluidförderung maßgebende Viskosität im Dichtspalt ist nun nicht mehr gleich der Viskosität des auf 40°C temperierten Ölsumpfes. Bedingt durch die erhöhte Dichtspalttemperatur ist sie deutlich niedriger, wodurch auch der Förderwert sinkt.

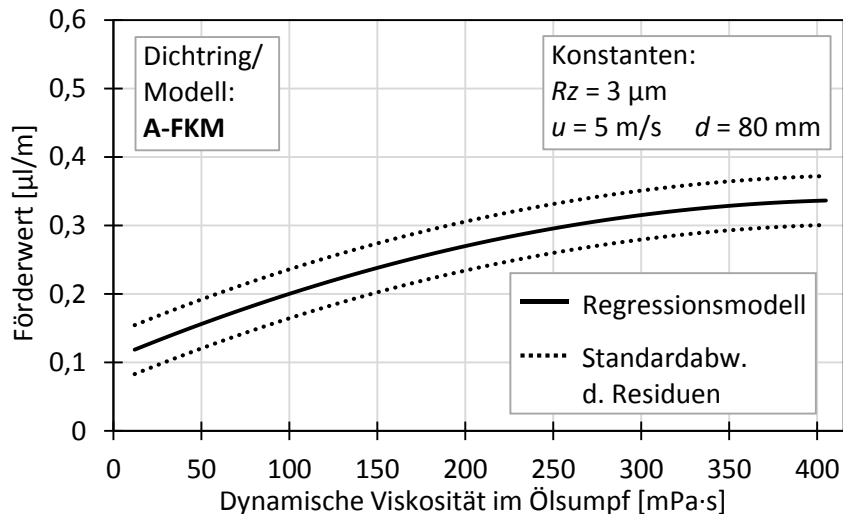


Bild 5.22: Einfluss der dynamischen Viskosität; RWDR: A-FKM

Wechselwirkungseffekte

Der Temperatureinfluss auf die Viskosität im Dichtspalt führt zu einer Wechselwirkung zwischen Viskosität und Gleitgeschwindigkeit. Diese wird vor allem bei den beiden NBR-Dichtungen (A-NBR1 und B-NBR) sichtbar, wenn der Förderwert über der Viskosität für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten aufgetragen wird (Bild 5.23 und Bild 5.24). Beim FKM-Dichterring (A-FKM) wurde der Effekt weniger deutlich.

Der Einfluss der Viskosität auf den Förderwert ändert sich mit der Gleitgeschwindigkeit:

- Bei geringer Gleitgeschwindigkeit (≈ 2 m/s) ist der Viskositätseinfluss groß. Der Förderwert steigt bei zunehmender Viskosität kontinuierlich an.
- Bei hoher Gleitgeschwindigkeit (≈ 12 m/s) ist der Viskositätseinfluss klein. Der Förderwert steigt bei zunehmender Viskosität nur gering an und nimmt im Bereich hoher Viskosität sogar wieder ab.

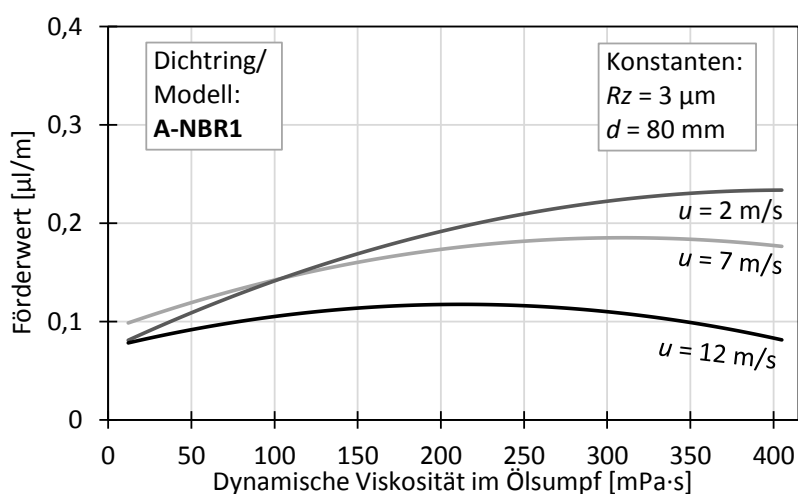


Bild 5.23: Einfluss der dyn. Viskosität bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit (A-NBR1)

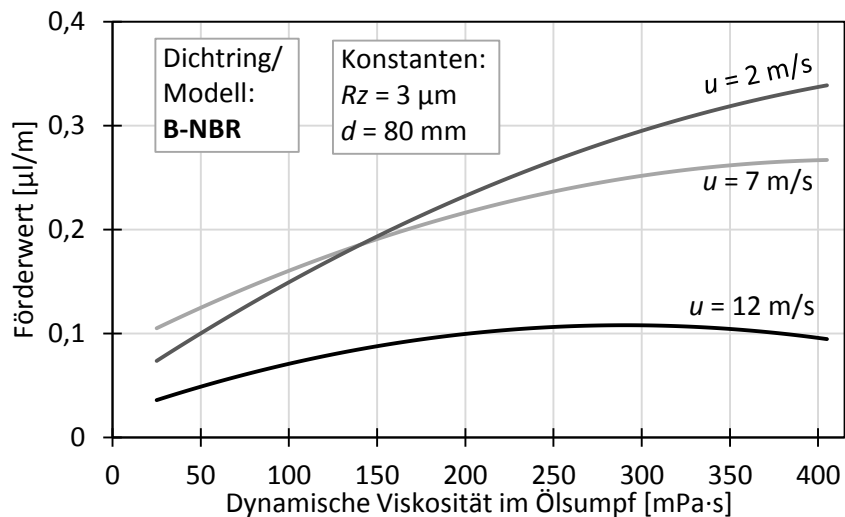


Bild 5.24: Einfluss der dynamischen Viskosität bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit (B-NBR)

Sowohl hohe Viskosität (durch höhere Fluidreibung) als auch hohe Gleitgeschwindigkeit führen zu einem Temperaturanstieg. Höhere Temperaturen im Dichtspalt führen wiederum zu einer Abnahme der Viskosität und damit der Tragfähigkeit des Schmierstoffs. Die Folge ist, dass Schmierfilmhöhe und Förderwert bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit nicht weiter ansteigen – oder ggf. sogar wieder abnehmen, sofern die durch Temperaturerhöhung reduzierte Tragfähigkeit stärker wiegt als der hydrodynamische Effekt durch höhere Gleitgeschwindigkeit.

Noch deutlicher zu sehen ist die Wechselwirkung zwischen Viskosität und Gleitgeschwindigkeit, wenn der Förderwert über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen wird (s. Kapitel 5.5, Einfluss der Gleitgeschwindigkeit).

Der Temperatureinfluss auf die Viskosität macht sich auch bei der Betrachtung unterschiedlicher Systemdurchmesser bemerkbar (Bild 5.25).

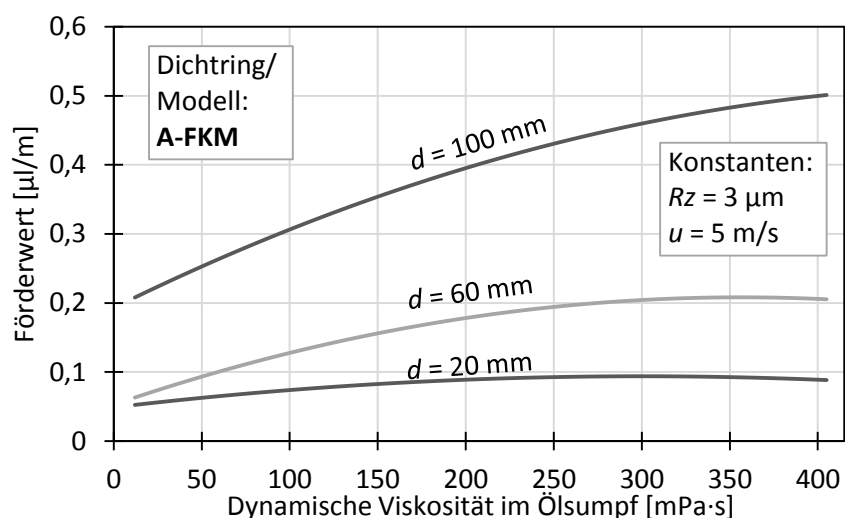


Bild 5.25: Einfluss der dyn. Viskosität bei unterschiedlichen Systemdurchmessern (A-FKM)

Der Einfluss der Viskosität steigt mit zunehmendem Durchmesser an. Auffallend ist, dass eine zunehmende Viskosität bei kleinen Durchmessern ($d = 20$ mm) nur zu einem geringen Anstieg des Förderwerts führt. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Wärmeabfuhr bei Wellen mit kleinen Durchmessern weniger effektiv ist, was wiederum zu einem verstärkten Temperaturanstieg und entsprechend geringerer Viskosität im Dichtspalt führt.

Zwischen Viskosität und Oberflächenrauheit treten keine bedeutenden Wechselwirkungen auf. Der Verlauf des Förderwerts über der Viskosität verschiebt sich zwischen einzelnen Rauheitsstufen nahezu parallel, s. exemplarische Darstellung Bild 5.26.

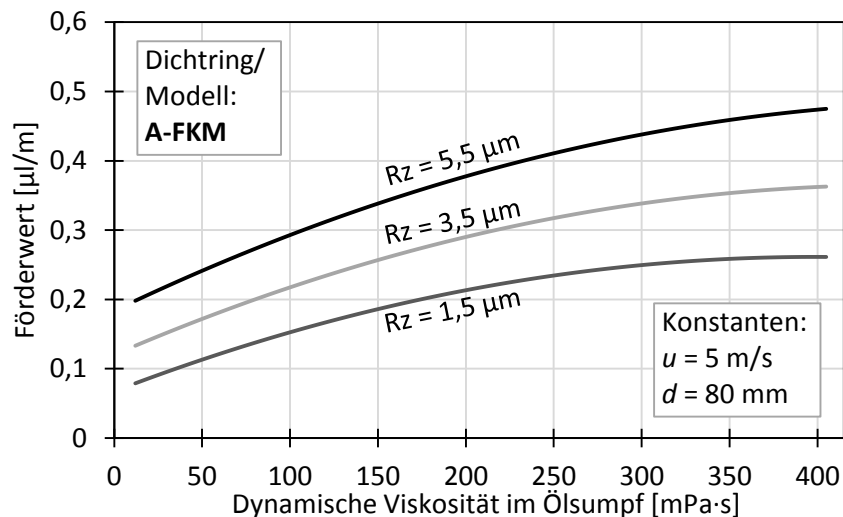


Bild 5.26: Einfluss der dynamischen Viskosität bei unterschiedlicher Oberflächenrauheit (A-FKM)

5.4.2 Einfluss der Viskosität im Dichtspalt

Die Regressionsmodelle in Kapitel 5.2 haben die Viskosität bei einer Ölsumpfemperatur von 40°C als Eingangsgröße, da sich diese bei der Versuchsdurchführung gezielt einstellen ließ. Die Temperatur und die Viskosität im Dichtspalt dahingegen sind Größen, die sich in Abhängigkeit der Systemparameter und Betriebsbedingungen einstellen.

Zwischen Viskosität im Ölsumpf und dem Förderwert wird ein nichtlinearer Zusammenhang beobachtet. Als maßgebend für das Förderverhalten dürfte jedoch eher die Viskosität im Dichtspalt sein – wo die Fluidförderung stattfindet. Die Viskosität im Dichtspalt ist im Prinzip an die Viskosität im Ölsumpf gekoppelt und folgt dieser in gewissem Maße. Die Viskosität im Dichtspalt ist aber auf Grund der Temperaturerhöhung wesentlich geringer als im Ölsumpf, wie das Rechenbeispiel in Tabelle 5.4 zeigt. Dabei wurde für Schmierstoffe mit unterschiedlicher Viskosität mit Hilfe von Gl. 4.4 die Dichtspalttemperatur berechnet. Auf Basis der berechneten Dichtspalttemperatur wurde mit den Gleichungen von Ubbelohde-Walther die Viskosität im Dichtspalt berechnet (s. Kapitel 4.2.2).

Die betrachteten Schmierstoffe haben bei einer Ölsumpfemperatur von $\vartheta_{\text{Sumpf}} = 40^\circ\text{C}$ eine dynamische Viskosität im Bereich von $\eta_{\text{Sumpf}} = 12 \dots 405$ mPa·s. Bei den hier betrachteten Randbedingungen ergeben sich Dichtspalttemperaturen im Bereich von $\vartheta_{\text{DS}} \approx 66,2 \dots 77,3^\circ\text{C}$. Die Werte der Viskosität im Dichtspalt liegen wesentlich enger beieinander als im

Ölsumpf. Nach Ubbelohde-Walther ergeben sich Werte im Bereich von $\eta_{DS} \approx 5,7 \dots 59,3 \text{ mPa}\cdot\text{s}$.

Tabelle 5.4: Rechenbeispiel: Temperatur und Viskosität im Dichtspalt gegenüber Ölsumpf

Schmierstoff	ϑ_{Sumpf}	η_{Sumpf}	ϑ_{DS}^1	η_{DS}^2
FVA1	40 °C	12 mPa·s	66,2 °C	5,7 mPa·s
FVA2	40 °C	25 mPa·s	66,6 °C	10,2 mPa·s
FVA3	40 °C	82 mPa·s	68,2 °C	23,5 mPa·s
FVA4	40 °C	405 mPa·s	77,3 °C	59,3 mPa·s
Mobilube GX-A 80W	40 °C	66 mPa·s	67,8 °C	20,7 mPa·s
Fuchs Renolin CLP100	40 °C	89 mPa·s	68,4 °C	24,0 mPa·s
Fuchs Renolin CLP220	40 °C	180 mPa·s	71,0 °C	40,4 mPa·s

Randbedingungen:

- RWDR: A-FKM
- $Rz = 2,5 \mu\text{m}$
- $u = 12,6 \text{ m/s}$
- ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$);
- $d = 80 \text{ mm}$

¹ berechnet nach Gl. 4.1 und Gl. 4.4 / ² berechnet nach Ubbelohde-Walther (s. Kapitel 4.2.2)

Bild 5.27 zeigt den durch das Regressionsmodell beschriebenen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Viskosität im Ölsumpf und dem Förderwert. Bei Betrachtung der Viskosität im Dichtspalt verschieben sich die Punkte auf der Viskositätsachse nach links und rücken wesentlich enger zusammen. Die Nichtlinearität verschwindet dabei. Es ergibt sich ein linearer Verlauf (gepunktete Linie).

Der physikalische Effekt im Dichtspalt ist ein proportionaler Zusammenhang zwischen Viskosität und Förderwert.

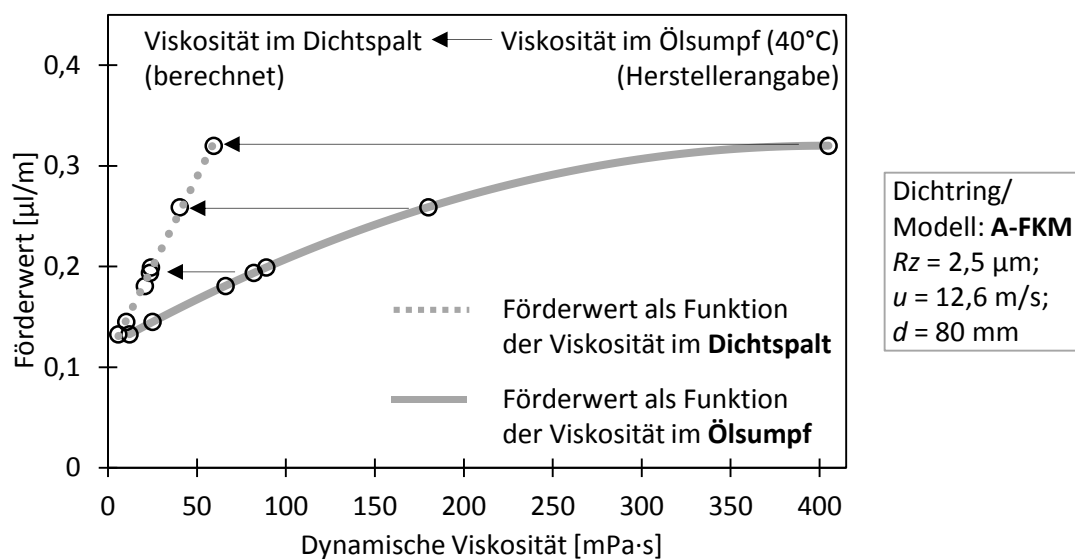


Bild 5.27: Förderwert als Funktion der Viskosität im Ölsumpf und im Dichtspalt

5.4.3 Einfluss der Schmierstoffart

Die Regressionsmodelle basieren auf Untersuchungen mit Mineralölen ohne Additive (FVA Referenzöle 1-4). Ihre Gültigkeit für kommerzielle Mineralöle und insbesondere synthetische Öle muss daher in Frage gestellt werden. Um die Tauglichkeit der Modelle für weitere

Schmierstoffe zu bewerten, wurden einige kommerzielle Mineralöle mit unbekannter Additivierung und verschiedene synthetische Öle (Polyglykol, Ester, Polyalphaolefin) rudimentär untersucht.

Als Gegenauflfläche wurden im Einstich geschliffene Wellen verwendet. Die Oberflächenrauheit wurde dabei nur gering variiert. Als Dichtelement wurde der Dichtring A-FKM eingesetzt. Die Ergebnisse werden im Folgenden den Regressionsmodellen gegenübergestellt.

Kommerzielle Schmierstoffe auf Mineralölbasis

Die drei Schaubilder in Bild 5.28 zeigen Förderwertmessungen mit kommerziellen Mineralölen bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit.

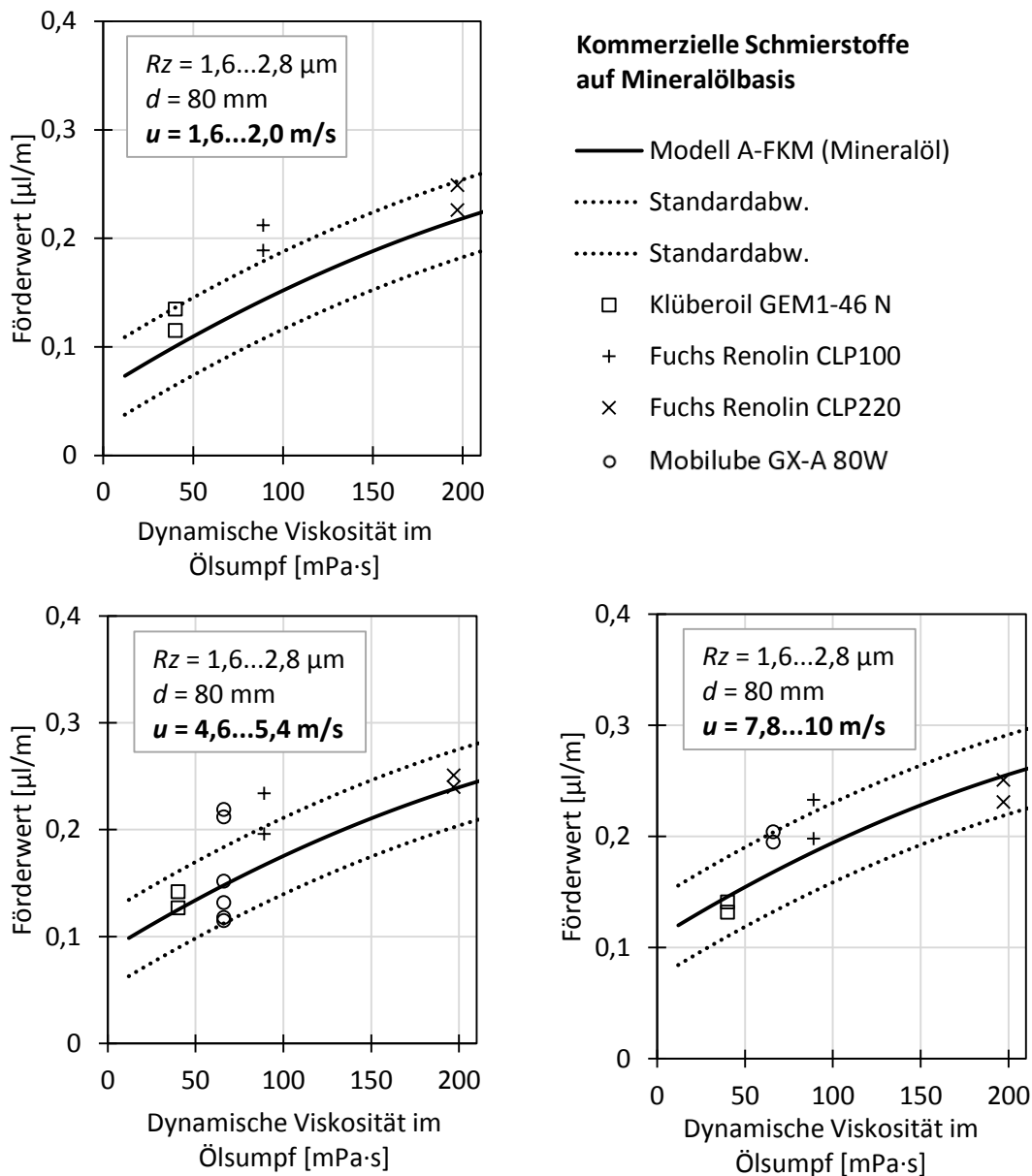


Bild 5.28: Förderwerte mit kommerziellen Schmierstoffen auf Mineralölbasis bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit im Vergleich zum Regressionsmodell

Insgesamt folgen die Messwerte dem von der Modellfunktion prognostizierten Verlauf bei allen Geschwindigkeitsstufen. Die meisten Messwerte liegen innerhalb der Standardabweichung der Modellfunktion. Durchgängig höhere Förderwerte werden mit dem Schmierstoff Fuchs Renolin CLP gemessen. Die Messwerte bei diesem Schmierstoff liegen größtenteils oberhalb der oberen Standardabweichung. Weitere Abweichungen nach oben gibt es teilweise beim Schmierstoff Mobilube GX-A 80W. Förderwerte mit den Schmierstoffen Klüberoil GEM1-46 N und Fuchs Renolin CLP 220 werden vom Regressionsmodell sehr gut prognostiziert.

Synthetische Schmierstoffe

Synthetische Schmierstoffe wurden nur bei einer Geschwindigkeitsstufe untersucht. Die Ergebnisse sind in Bild 5.29 dargestellt. Die Förderwerte mit synthetischen Schmierstoffen folgen dem Trend des Regressionsmodells für Mineralöle sehr gut. Die Messwerte liegen jedoch durchweg oberhalb des Medians der Modellfunktion. Auch wenn viele Messwerte noch innerhalb der Standardabweichung liegen, wird deutlich, dass das für Mineralöle gültige Regressionsmodell für die synthetischen Öle zu geringe Werte prognostiziert. Für Polyglykole (PG) entspricht das Ergebnis den Erwartungen; Polyglykole sind für hohe Förderwerte bekannt. Am besten ist die Prognose für das Polyalphaolefin (PAO) Fuchs Renolin Unisyn CLP 220.

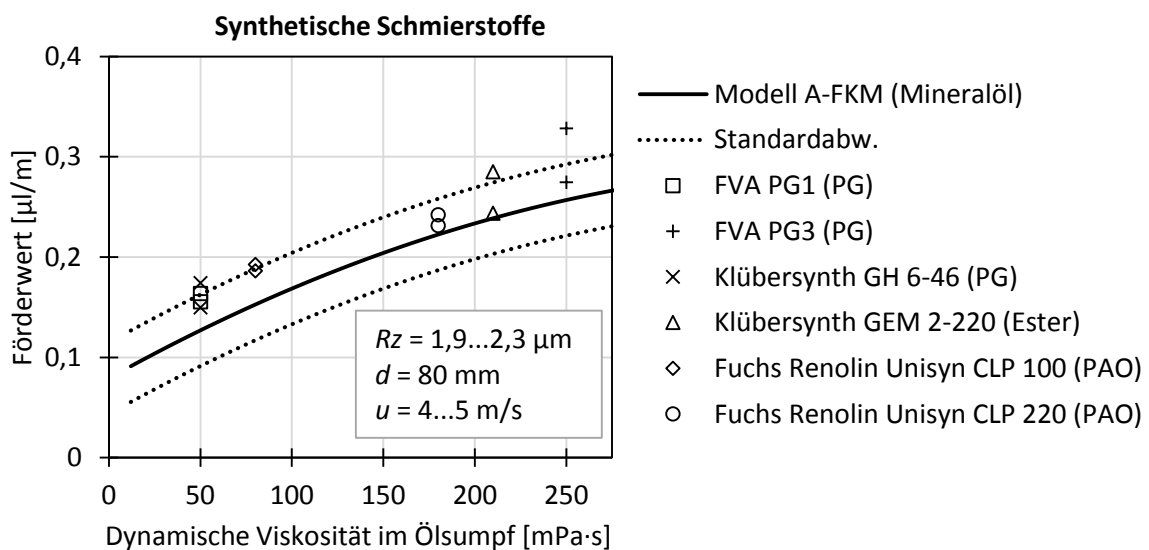


Bild 5.29: Förderwerte mit synthetischen Schmierstoffen im Vergleich zum für Mineralöle gültigen Regressionsmodell

Bewertung der Messergebnisse

Wie die Ergebnisse zeigen, können einzelne Schmierstoffe auch innerhalb der Gruppe der Mineralöle ein vom Modell abweichendes Verhalten zeigen, insbesondere wenn Additive beigemischt sind. Für die Prognose von Förderwerten synthetischer Schmierstoffe erhöht sich die Unsicherheit. Die in dieser Arbeit untersuchten synthetischen Schmierstoffe führten durchweg zu höheren Förderwerten als Mineralöle. Die Stichprobe ist jedoch zu klein, um eine Schluss daraus zu ziehen, dass dies immer so ist.

Trotz Abweichungen einzelner Schmierstoffe zeigen die Ergebnisse jedoch auch, dass sich das Verhalten hinsichtlich Viskositätseinfluss bei Variation der Schmierstoffart nicht grundlegend ändert. Die Viskosität hat für alle Schmierstoffarten einen großen Einfluss auf den Förderwert.

Für eine zuverlässige Prognose von Förderwerten reicht die Beschreibung des Schmierstoffs durch die Viskosität als einziger Einflussgröße jedoch nicht aus. Schuler [SUL14] und Klaiber [KLA13] konnten in Ihren Untersuchungen nachweisen, dass auch Benetzungseigenschaften der Schmierstoffe einen Einfluss auf das Förderverhalten haben.

Fazit

Die Berechnungsmodelle können zur Abschätzung von Förderwerten genutzt werden. Der Nutzer muss sich jedoch über die Unsicherheiten bewusst sein, die sich bei abweichender Schmierstoffart oder der Beimischung von Additiven ergeben. Es empfiehlt sich stets, beim Einsatz unbekannter Schmierstoffe zumindest Stichversuche durchzuführen.

5.5 Einfluss der Gleitgeschwindigkeit

Der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit wird von den Regressionsmodellen in Kapitel 5.2 beschrieben. Von den im Regressionsmodell berücksichtigten Einflussparametern hat die Gleitgeschwindigkeit den geringsten Einfluss. Da das geförderte Volumen auf den von der Wellenoberfläche zurückgelegten Rotationsweg bezogen wird, bewirkt eine Veränderung der Gleitgeschwindigkeit im Vergleich zu den weiteren Einflussparametern (Viskosität, Oberflächenrauheit, Durchmesser) eine relativ kleine Veränderung des Förderwerts (s. Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33).

Im unteren Geschwindigkeitsbereich nimmt die Förderwirkung mit steigender Gleitgeschwindigkeit in der Regel zunächst zu. Bei hoher Gleitgeschwindigkeit nimmt der Förderwert wieder ab. Dieses Verhalten ist bei allen drei Dichtringen zu beobachten. Bild 5.30 zeigt dies exemplarisch für den Dichtring B-NBR.

Beim Anlaufen der Welle aus dem Stillstand dringt Fluid in den Dichtspalt ein und es bildet sich ein Schmierfilm. Bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten befindet sich das System noch im Mischreibungsbereich. Es besteht teilweise noch Festkörperkontakt zwischen Gegenläufigkeit und Elastomer-Dichtkante. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Schmierfilmhöhe zu. In dieser Phase steigt auch der Förderwert an. Die Gleitgeschwindigkeit, bei welcher das System vom Mischreibungs- in den Flüssigkeitsreibungszustand übergeht, kann mit Hilfe des Gümbelzahldiagramms abgeschätzt werden. Sie ist in erster Linie von der Anpressung der Dichtkante und von der Viskosität des Schmierstoffs abhängig.

Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigt auch die Temperatur im Dichtspalt. Dies führt zu einer Abnahme der Viskosität. Folglich sinken auch Schmierfilmhöhe und Förderwert wieder (s. auch Kapitel 5.4.1, Einfluss der Viskosität).

Auf Grund des Temperatureffekts muss der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Förderwert immer im Zusammenhang mit dem Einfluss der Viskosität betrachtet werden. Wechselwirkungen zwischen Gleitgeschwindigkeit und weiteren Parametern sind im Folgenden dargestellt.

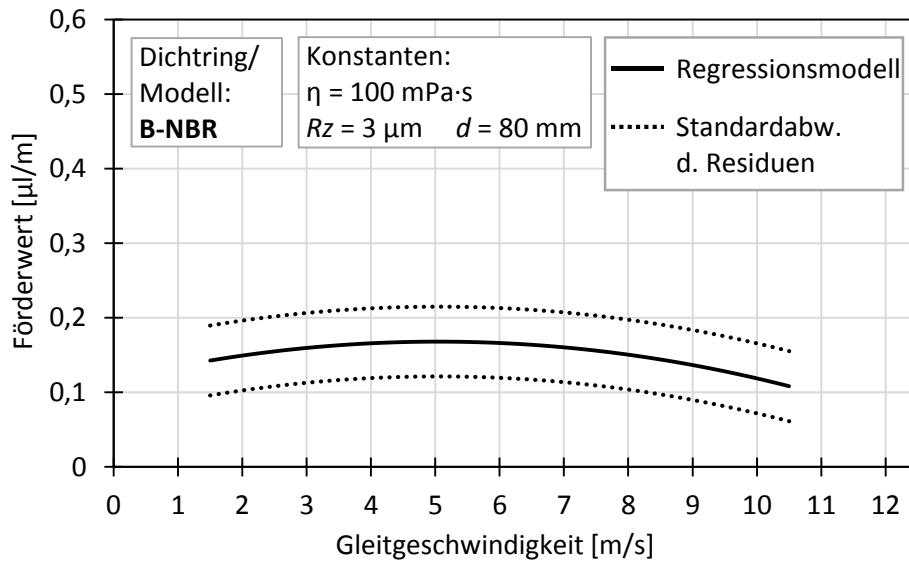


Bild 5.30: Förderwert über Gleitgeschwindigkeit mit Standardabweichung (B-NBR)

Wechselwirkungseffekte

Die Wechselwirkung zwischen Gleitgeschwindigkeit und Viskosität lässt sich am besten beobachten, wenn der Förderwert über der Gleitgeschwindigkeit für verschiedene Viskositätsstufen aufgetragen wird. Bei den beiden NBR-Dichtringen A-NBR1 und B-NBR wird der Effekt besonders deutlich (Bild 5.31 und Bild 5.32). Beim FKM-Dichtring trat der Effekt auf Grund des äußerst geringen Geschwindigkeitseinflusses kaum in Erscheinung.

Bei geringer Gleitgeschwindigkeit liegen die Förderwerte mit hochviskosen Schmierstoffen deutlich über den Förderwerten mit niederviskosen Schmierstoffen. Die Förderwirkung nimmt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit bei hochviskosen Schmierstoffen jedoch wesentlich schneller ab, so dass die Unterschiede zu den Förderwerten mit niederviskosen Schmierstoffen nur noch gering bis gar nicht mehr vorhanden sind. Vergleichbare Beobachtungen machte bereits Buhl [BUH06] bei seinen Untersuchungen.

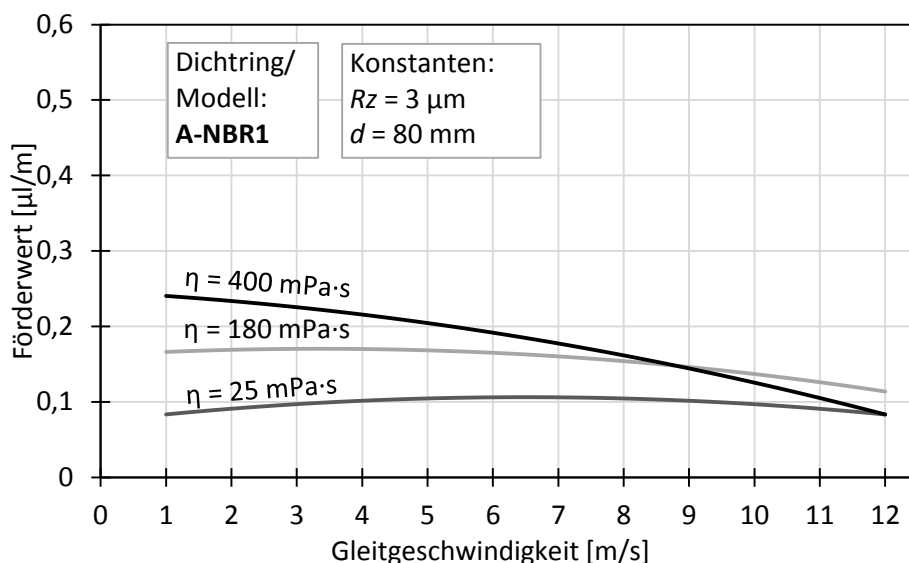


Bild 5.31: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit bei unterschiedlicher Viskosität (A-NBR1)

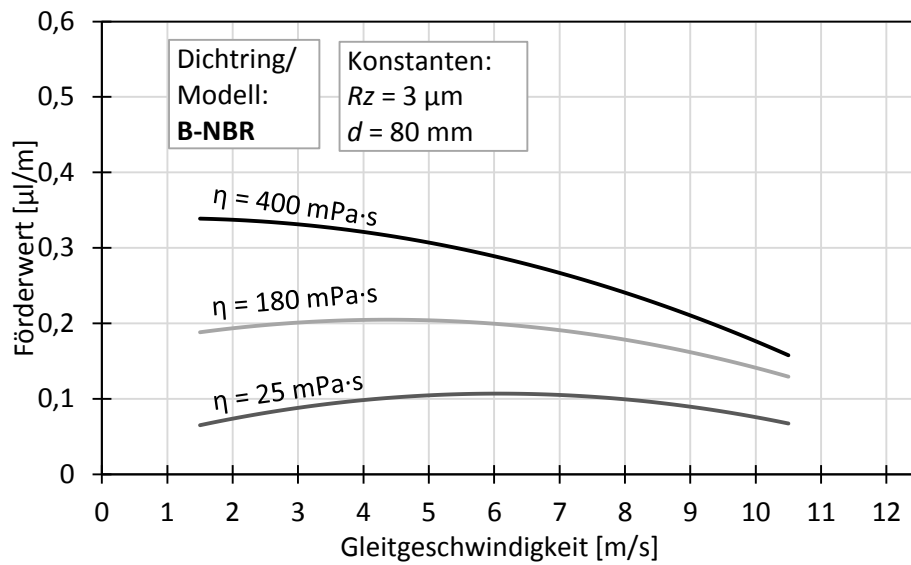


Bild 5.32: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit bei unterschiedlicher Viskosität (B-NBR)

Zwischen Gleitgeschwindigkeit und Oberflächenrauheit sowie zwischen Gleitgeschwindigkeit und Durchmesser treten keine bedeutenden Wechselwirkungen auf. Der Verlauf des Förderwerts über der Viskosität verschiebt sich zwischen einzelnen Rauheitsstufen bzw. Durchmesserstufen nahezu parallel, s. exemplarische Darstellung in Bild 5.33 und Bild 5.34.

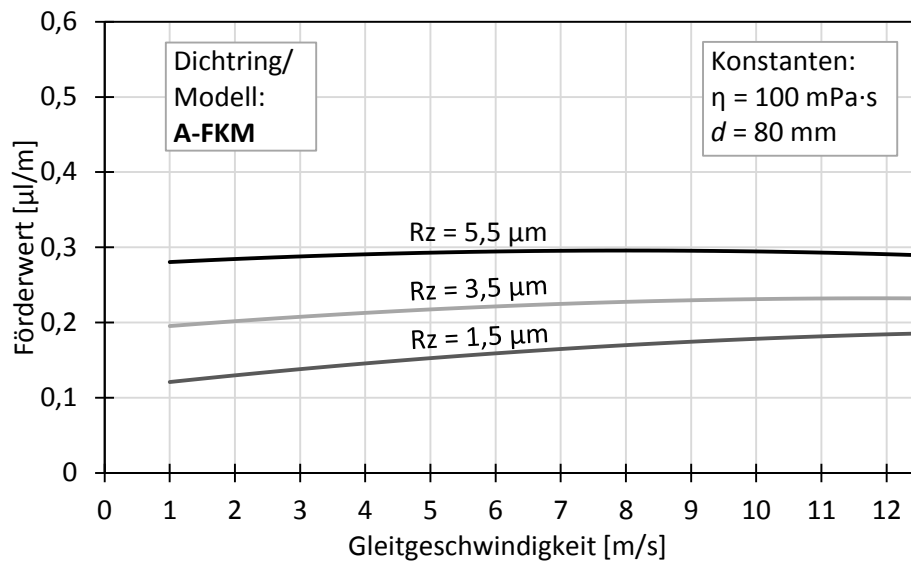


Bild 5.33: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit bei unterschiedlicher Oberflächenrauheit (A-FKM)

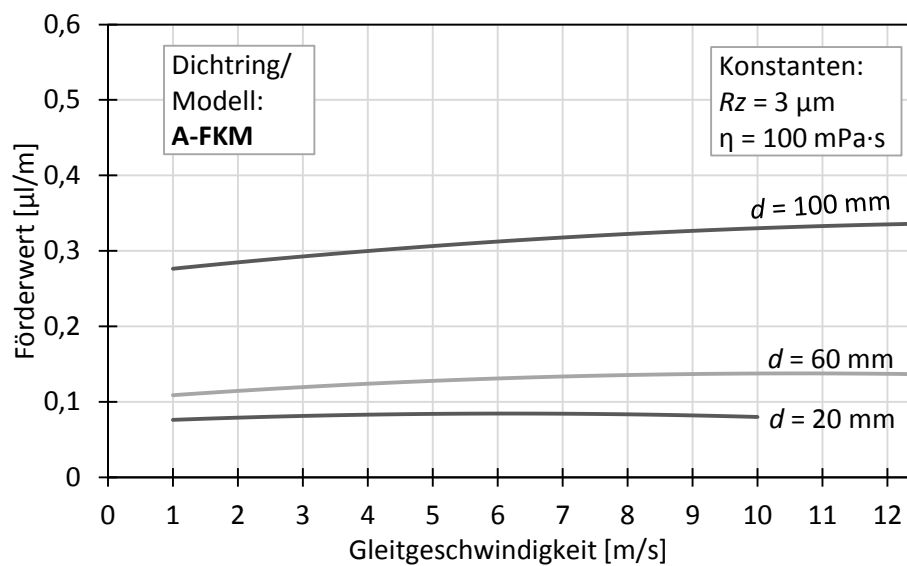


Bild 5.34: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit bei unterschiedlichem Durchmesser (A-FKM)

5.6 Einfluss des Systemdurchmessers

Beim Einfluss des Systemdurchmessers stimmen die Beobachtungen im Experiment nicht mit der Erwartung überein. Es wird angenommen, dass sich die Anzahl der am Umfang auf der Dichtkante verteilten förderaktiven Rauheitserhebungen bei Änderung des abzudichtenden Durchmessers proportional dazu ändert. Unter der Voraussetzung, dass alle weiteren Parameter unverändert bleiben (gleiche Oberflächenrauheit der Gegenauflfläche, gleicher Schmierstoff, gleiche Gleitgeschwindigkeit, gleiche spezifische Radialkraft etc.), ist bei Änderung des Systemdurchmessers eine proportionale Änderung des Förderwerts zu erwarten (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33). Es müsste zumindest näherungsweise ein linearer Zusammenhang gelten:

$$\frac{FW_2}{FW_1} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad \text{bzw.} \quad FW_2 \approx FW_1 \cdot \frac{d_2}{d_1} \quad \text{Gl. 5.8}$$

Bei zweifachem Durchmesser wird folglich ein doppelt so hoher Förderwert erwartet.

Die Regressionsanalyse der Messdaten zeigt einen steigenden Förderwert mit zunehmendem Durchmesser. Doch bei keinem der untersuchten Dichtringe zeigt sich der erwartete lineare Anstieg. Bei beiden Dichtringen des Herstellers A (A-FKM, A-NBR1) ergab sich ein progressiver Verlauf (Bild 5.35 und Bild 5.36). Der Förderwert steigt im Bereich kleiner Durchmesser zunächst nur leicht an. Für größere Durchmesser nimmt der Gradient der Kurve dafür zu. Beim Dichtring von Hersteller B (B-NBR) verhält es sich genau umgekehrt. Es ergibt sich ein degressiver Verlauf (Bild 5.37). Die Kurve steigt zunächst stark an und flacht im Bereich größerer Durchmesser ab.

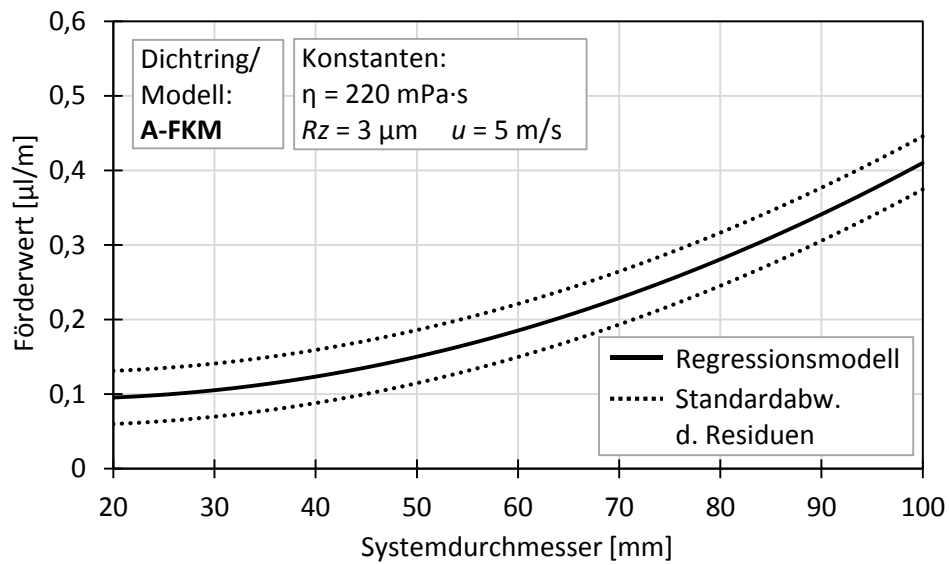


Bild 5.35: Förderwert über Systemdurchmesser mit Standardabweichung (A-FKM)

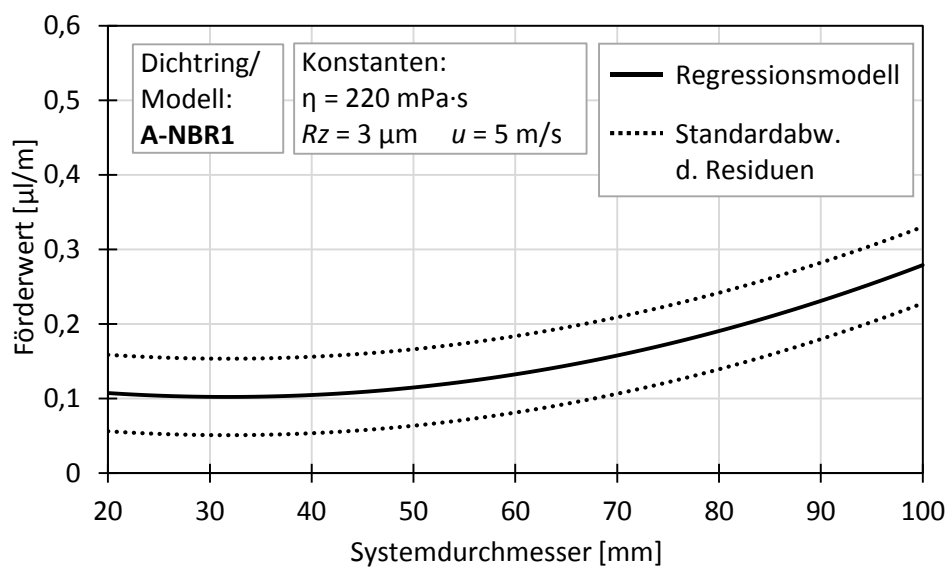


Bild 5.36: Förderwert über Systemdurchmesser mit Standardabweichung (A-NBR1)

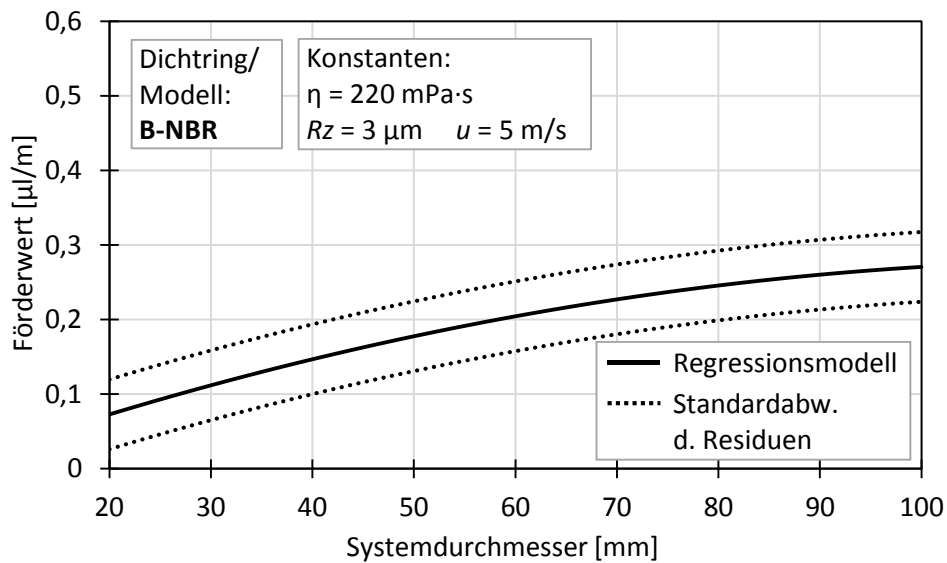


Bild 5.37: Förderwert über Systemdurchmesser mit Standardabweichung (B-NBR)

Die beobachteten Verläufe lassen sich physikalisch anhand des Durchmesserinflusses nicht erklären. Die Regressionsmodelle weichen alle vom erwarteten linearen Zusammenhang ab und ergeben zudem kein einheitliches Bild zum Einfluss des Durchmessers. Qualitativ betrachtet würde jedoch das Mittel aus beiden Verhaltensweisen (das Mittel aus progressiver Zunahme und degressiver Zunahme des Förderwerts) dem erwarteten linearen Zusammenhang entsprechen oder zumindest sehr nahekommen.

Daher liegt die Vermutung nahe, dass die mit Gl. 5.8 beschriebene Annahme zum Durchmesserinfluss stimmt und das im Experiment ermittelte Verhalten durch andere Einflüsse zu Stande kommt. Offensichtlich ist es in der Praxis schwierig, nur den Durchmesser zu variieren und alle anderen Einflussgrößen konstant zu halten. Ein Blick auf die spezifische Radialkraft der unterschiedlichen Dichtringe und Durchmesserstufen bestätigt dies (Bild 5.38). Die auf den Umfang der Dichtringe bezogene Radialkraft ist bei kleinen Durchmessern tendenziell höher als bei großen. Dies scheint herstellerunabhängig und betrifft zumindest alle der drei untersuchten Dichtringe.

Die bei einzelnen Durchmesserstufen unterschiedlichen spezifischen Radialkräfte führen zu ungleichen tribologischen Zuständen im Dichtspalt. Bei höherer spezifischer Radialkraft herrscht eine höher mittlere Pressung im Dichtspalt. Dies führt zu höherer Reibung, höherer Temperatur, geringerer Viskosität, geringerer Schmierfilmhöhe und als Konsequenz zu geringeren Förderwerten. Neben der spezifischen Radialkraft sind weitere Unterschiede zwischen Dichtringen unterschiedlicher Durchmesser möglich, die in den Messdaten nicht erfasst wurden. Dies führt dazu, dass sich dichtringspezifische Verläufe für den Durchmesserinfluss ergeben.

Ein weiterer systembedingter Unterschied ist die unterschiedlich gute Wärmeabfuhr aus dem Dichtspalt. Wellen mit großem Durchmesser können mehr Wärme aufnehmen und an die Umgebung abgeben als Wellen mit kleinem Durchmesser. Auch dies kann insbesondere bei hoher Gleitgeschwindigkeit zu höheren Dichtspaltemperatur bei Systemen mit kleinem Durchmesser führen. Die Folge von schlechterer Wärmeabfuhr ist ein verstärktes Auftreten der bereits in Kapitel 5.4.1 und 5.7.6 angesprochenen Wechselwirkungen zwischen Gleitgeschwindigkeit und Viskosität.

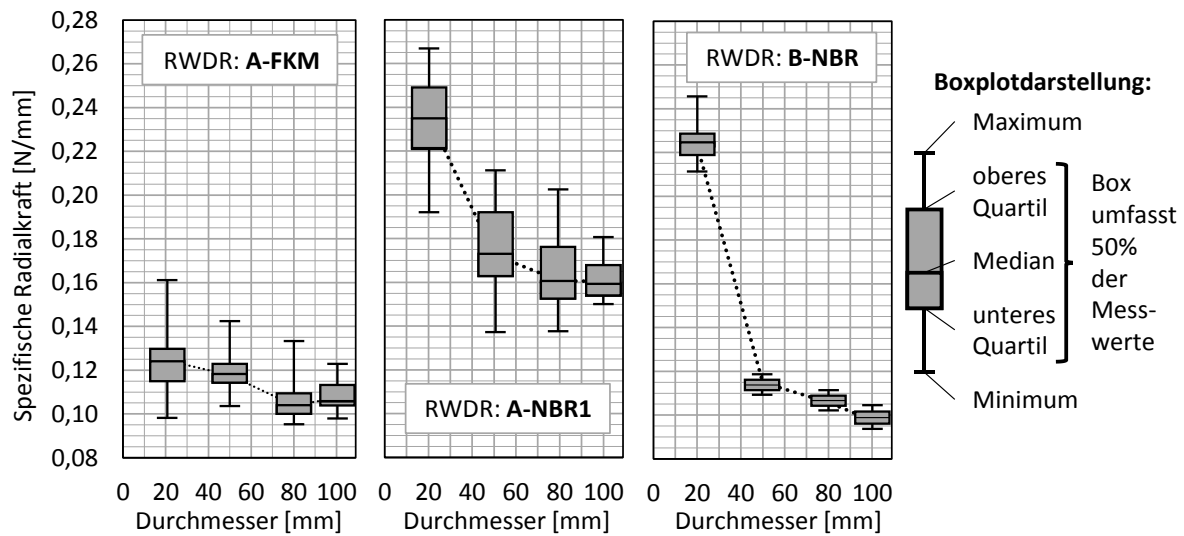


Bild 5.38: Spezifische Radialkraft bei unterschiedlichen Dichtringen und Durchmessern

Wechselwirkungen

In Bild 5.39 ist der Förderwert über dem Durchmesser für unterschiedlich viskose Schmierstoffe exemplarisch für den Dichtring A-FKM dargestellt. Die Darstellung zeigt, dass der Viskositätseinfluss im Bereich kleiner Durchmesser viel geringer ist als im Bereich großer Durchmesser. Dies ist auf die schlechtere Wärmeabfuhr aus dem Dichtspalt zurückzuführen. Bei hoher Viskosität und hoher Fluidreibung ergeben sich entsprechend höhere Dichtspaltemperaturen, die die Viskosität im Dichtspalt reduzieren und die Unterschiede geringer erscheinen lassen. Der Effekt ist bei allen der drei untersuchten Dichtringe zu beobachten.

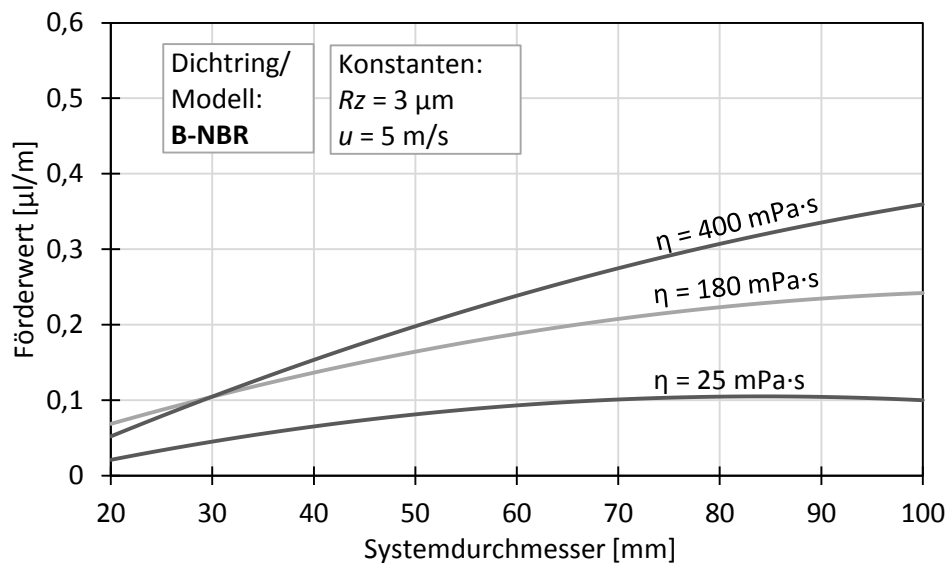


Bild 5.39: Einfluss des Systemdurchmessers bei unterschiedlicher Viskosität (B-NBR)

In Bild 5.40 ist der Verlauf des Förderwerts über dem Systemdurchmessers bei unterschiedlicher Oberflächenrauheit exemplarisch für den FKM-Dichtring von Hersteller A (A-FKM) dargestellt. Der Einfluss der Oberflächenrauheit zeigt sich bei großen Durchmessern verstärkt. Beim NBR-Dichtring von Hersteller B (B-NBR) tritt der Effekt ebenfalls auf. Beim NBR-Dichtring von Hersteller A (A-NBR1) ist der Effekt nicht zu beobachten, da der Rauheitseinfluss eher gering ist.

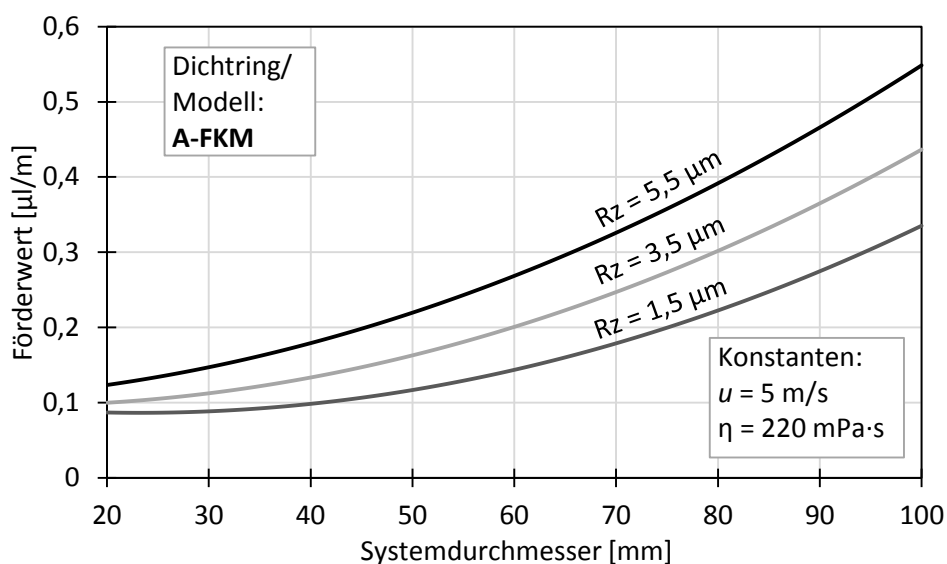


Bild 5.40: Einfluss des Systemdurchmessers bei unterschiedlicher Oberflächenrauheit (A-FKM)

In Bild 5.41 ist der Verlauf des Förderwerts über dem Systemdurchmessers bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit exemplarisch für den NBR-Dichtring von Hersteller B (B-NBR) dargestellt. Zwischen Durchmesser und Gleitgeschwindigkeit war bei keinem der Dichtringe eine bedeutende Wechselwirkung zu beobachten.

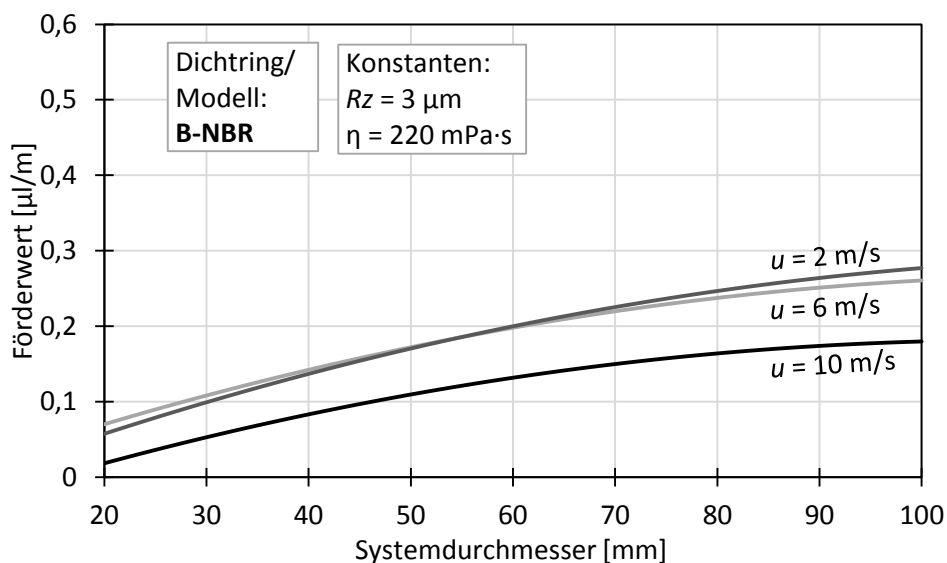


Bild 5.41: Einfluss des Systemdurchmessers bei unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit (B-NBR)

5.7 Einfluss des Radial-Wellendichtrings

Die bis hierher dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf die Dichtelemente A-FKM, A-NBR1 und B-NBR, deren Verhalten ausführlich bei verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht wurde und durch die Regressionsmodelle in Kapitel 5.2 weitgehend beschrieben wird. In Stichversuchen wurden weitere am Markt erhältliche Dichtringe untersucht.

5.7.1 RWDR unterschiedlicher Hersteller

Mit den eingangs bereits genannten Dichtringen wurden insgesamt 19 verschiedene Dichtringe von acht verschiedenen Herstellern bzw. Lieferanten untersucht. Tabelle 4.1 in Kapitel 4.1.3 liefert eine Übersicht der verwendeten Dichtringe.

Förderwerte

Die Förderwertmessungen zeigen, dass der verwendete Dichtring einen sehr großen Einfluss auf die Höhe des Förderwerts hat (Bild 5.42). Bei den Messungen wurden ausschließlich Dichtringe mit Durchmesser $d = 80$ mm sowie im Einstich geschliffene Gegenauflflächen ($Rz \approx 1,8 \dots 2,6 \mu\text{m}$) verwendet. Als Schmierstoff wurde FVA3-Referenzöl (dynamische Viskosität $\eta = 82 \text{ mPa}\cdot\text{s}$) verwendet, die Gleitgeschwindigkeit lag zwischen $u \approx 4,0 \dots 4,5 \text{ m/s}$.

Die große Varianz der Förderwerte betrifft beide Basis-Elastomere, FKM sowie NBR. Somit ist keine Abhängigkeit vom Basis-Elastomer vorhanden. Sowohl bei FKM- als auch bei NBR-Dichtringen werden hohe als auch sehr niedrige Förderwerte beobachtet.

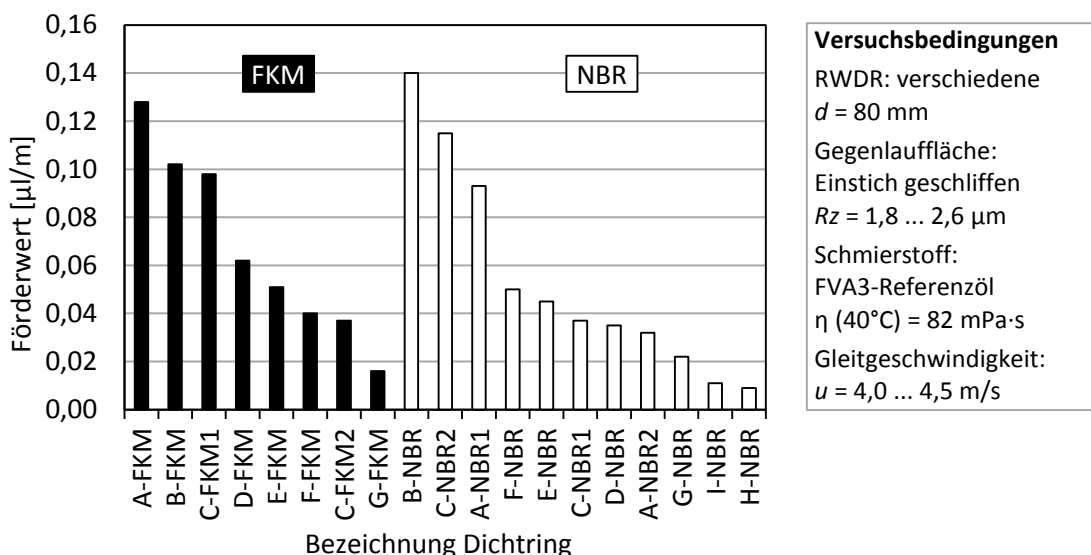


Bild 5.42: Große Varianz der Förderwerte am Markt erhältlicher Dichtringe aus FKM und NBR von unterschiedlichen Herstellern – trotz einheitlicher Betriebsbedingungen

Einflussparameter des Dichtrings

Die überraschend große Varianz der Förderwerte gab den Anlass, mögliche Einflussparameter des Dichtrings zu untersuchen. Die Ergebnisse sind in den folgenden Teilkapiteln im Detail dargestellt:

- Einfluss der Radialkraft (5.7.2)
- Einfluss der Dichtkanten­geometrie (5.7.3)
- Einfluss der Benetzung des Elastomers (5.7.4)
- Einfluss der Elastomerhärte (5.7.5)

Fazit

Auch bei der Radialkraft zeigte sich eine große Varianz zwischen den einzelnen Dichtringen. Es wurde ein Einfluss der Radialkraft auf den Förderwert festgestellt. Eine eindeutige Korrelation zwischen Förderwert und Radialkraft ergab sich jedoch nicht. Der Einfluss der Radialkraft allein erklärt die enormen Unterschiede zwischen den Förderwerten von RWDR unterschiedlicher Hersteller nicht.

Hinsichtlich Dichtkanten­geometrie wurden die Kontaktflächenwinkel zwischen Dichtkante und Gegenlauffläche vermessen. Aus der beobachteten Varianz bei den Kontaktflächen­winkeln ergab sich jedoch kein eindeutiger Zusammenhang zum Förderwert. Und auch zwischen Elastomerhärte und Förderwert bzw. zwischen Benetzbarkeit des Elastomers und Förderwert zeigten sich erwartungsgemäß keine signifikanten Korrelationen.

Da keine der untersuchten Eigenschaften die unterschiedlichen Förderwerte erklären konnte, muss es eine oder mehrere weitere Einflussgrößen geben. Die Vermutung liegt nahe, dass das herstell­erspezifische Elastomer-Compound einen großen Einfluss auf die Förderfähigkeit eines Dichtrings hat. Die Eigenschaften und Unterschiede der einzelnen Elastomer-Compounds wurden in dieser Arbeit jedoch nicht weiter untersucht. Hierzu müssten die verschiedenen Inhaltsstoffe und Mischungsanteile der Elastomer-Compounds untersucht werden, z.B. durch eine EDX-Analyse (Energy dispersive x-ray analysis = Energiedispersive Röntgenspektroskopie). Außerdem müssten vermutlich die genauen Prozessparameter der Herstellung mitbetrachtet werden. Diese sind jedoch ein Geheimnis der jeweiligen Hersteller.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden bzgl. unterschiedlicher Elastomer-Compounds folgende Beobachtungen gemacht:

Die Laufspuren der Dichtkante haben bei unterschiedlichen Elastomer-Compounds ein sehr unterschiedliches Erscheinungsbild. Teilweise zeigt sich eine scheinbar glatte Oberflächenstruktur, z.B. beim NBR-Dichtring von Hersteller D (Bild 5.43, links). Teilweise erscheint die Oberflächenstruktur rau und körnig, wie beim FKM-Dichtring von Hersteller A (Bild 5.43, rechts). Die unterschiedlichen Erscheinungsbilder lassen zumindest darauf schließen, dass es je nach Elastomer-Compound zu unterschiedlich guter Konditionierung (Ausbildung von Rauheitserhebungen) der Dichtkante kommt. Ein klarer Zusammenhang zwischen Erscheinungsbild und Förderwert war jedoch nicht erkennbar. Ein erster Schritt weiterführender Untersuchungen könnte die Messung der Rauheit auf den Laufspuren der Dichtringe sein.

Eine weitere Beobachtung ist die unterschiedliche Benetzung der Elastomer-Compounds durch den Schmierstoff. Hier scheint das Basis-Elastomer einen dominanten Einfluss zu haben. Es sind klare Unterschiede zwischen NBR und FKM zu erkennen (s. Kapitel 5.7.4).

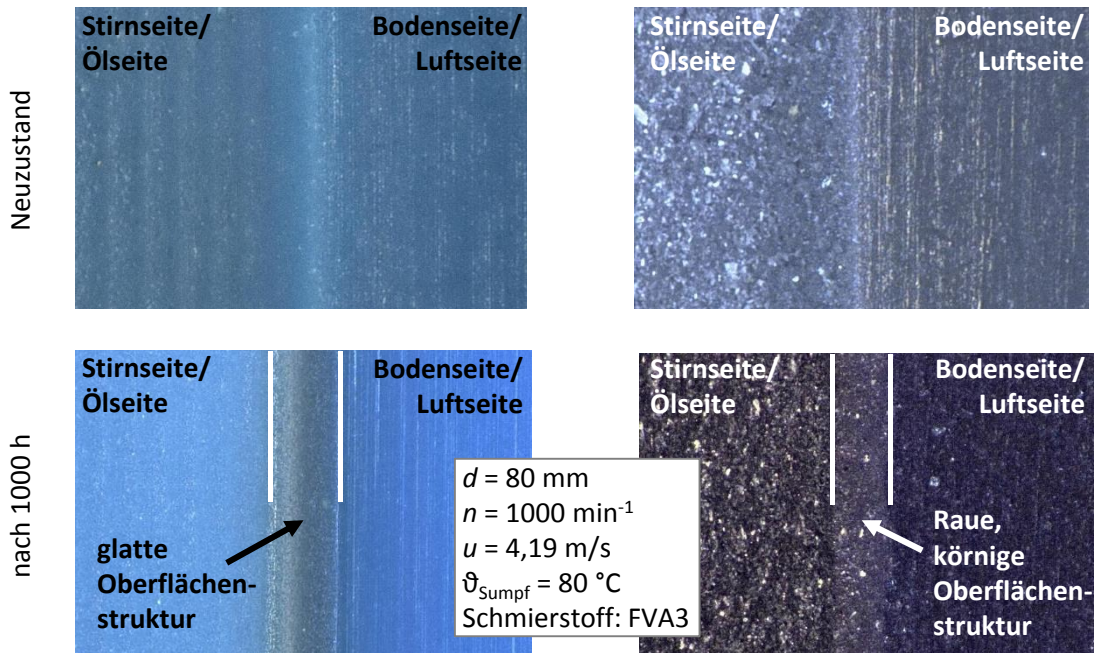


Bild 5.43: Beispiel für unterschiedliches Erscheinungsbild von zwei Elastomer-Compounds vor und nach einem 1000 h Dauerlauf: Glatte Oberflächenstruktur des NBR-Dichtrings von Hersteller D (links) – raue, körnige Oberflächenstruktur des FKM-Dichtrings von Hersteller A (rechts)

5.7.2 Einfluss der Radialkraft

Die Radialkraft wurde im Neuzustand sowie nach 48 Stunden Lagerung auf einer Wellenhülse gemessen, was mit dem Einbauzustand des Dichtrings vergleichbar ist (s. Kapitel 4.1.1). Auch bei der Radialkraft weisen die untersuchten Dichtringe erhebliche Unterschiede auf. Im Neuzustand wurden Radialkräfte zwischen 21 N und 57 N gemessen, im Einbauzustand zwischen 16 N und 48 N (Bild 5.44).

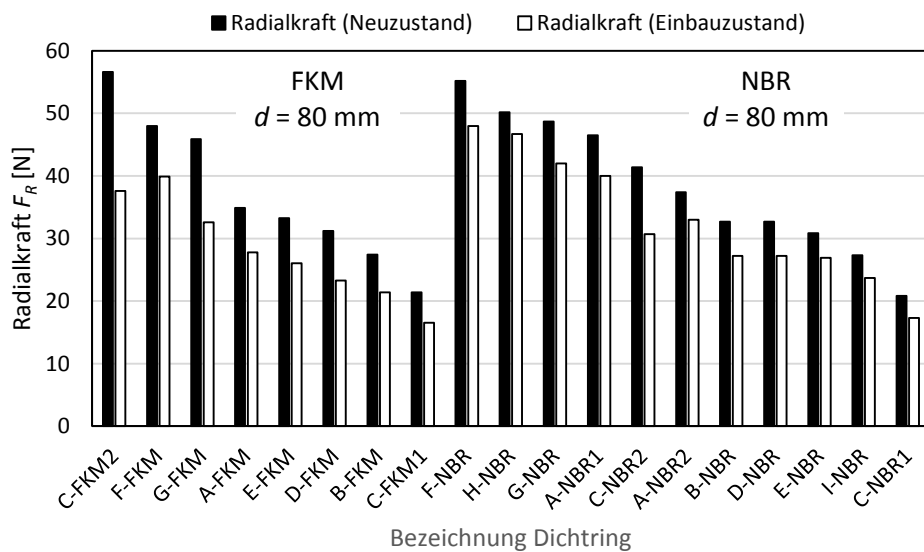


Bild 5.44: Varianz der Radialkraft am Markt erhältlicher Dichtringe aus FKM und NBR von unterschiedlichen Herstellern

Zur Ermittlung der Korrelation zwischen Radialkraft und Förderwert wurden die gemessenen Förderwerte über der Radialkraft im Einbauzustand aufgetragen (Bild 5.45). Das Schaubild zeigt, dass die Radialkraft erwartungsgemäß einen Einfluss auf den Förderwert hat. Eine hohe Radialkraft führt tendenziell zu einem geringeren Förderwert. Geringe und mittelhohe Radialkräfte führen jedoch nicht zwangsläufig zu einem höheren Förderwert. Die Messwerte von Förderwert und Radialkraft zeigen insgesamt eine sehr schwache Korrelation. Ein Einfluss der Radialkraft ist zweifelsohne vorhanden. Die starke Streuung der Förderwerte von Dichtringen unterschiedlicher Hersteller lässt sich aber durch den Einfluss der Radialkraft alleine nicht erklären.

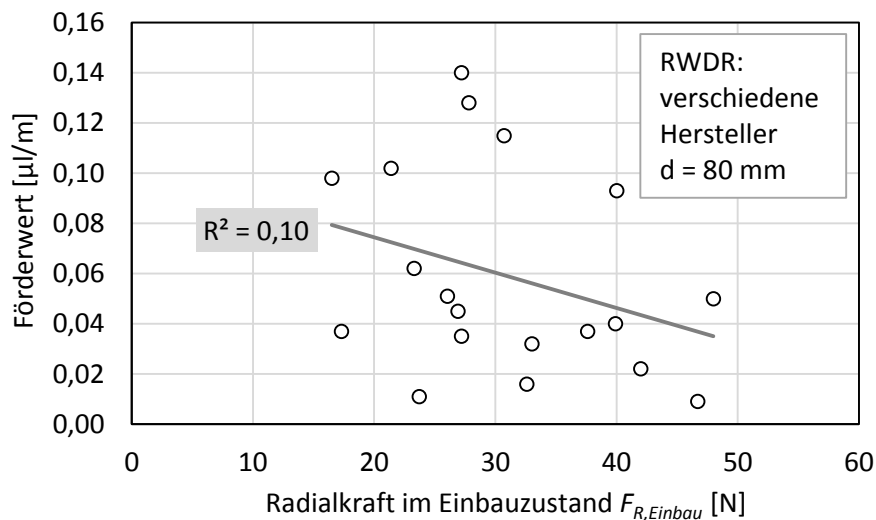


Bild 5.45: Keine signifikante Korrelation zwischen der Radialkraft und dem Förderwert von Dichtringen unterschiedlicher Hersteller

Variation der Radialkraft durch Änderung der Federstärke

Die in Bild 5.45 dargestellten Messwerte stammen von Dichtringen verschiedener Hersteller. Die verwendeten Dichtringe unterscheiden sich daher nicht nur hinsichtlich der Radialkraft, sondern auch hinsichtlich der Dichtkanten­geometrie und des herstell­erspezifischen Elastomer-Compounds. Um den tatsächlichen Einfluss der Radialkraft auf den Förderwert ohne zusätzliche Störgrößen zu ermitteln, muss die Radialkraft an ein und demselben Dichtringelement variiert werden. Dies kann durch Ersetzen der Spiralzugfeder durch eine stärkere oder schwächere Feder oder durch Entfernen der Feder erreicht werden. Bild 5.46 zeigt Ergebnisse von Förderwertmessungen bei denen die Radialkraft an einem Dichtring variiert wurde. Es sind die Förderwerte für die drei Dichtringe A-FKM, B-NBR und F-NBR dargestellt. Die Untersuchungen bestätigen den Eindruck, dass der Förderwert bei hoher Radialkraft abnimmt. Es zeigt sich jedoch auch, dass die Radialkraft je nach Dichtring einen unterschiedlich starken Einfluss auf den Förderwert haben kann. Es gibt auch Dichtringe, wie z.B. F-NBR, die unabhängig von der Radialkraft stets einen sehr geringen Förderwert haben.

Dass der Förderwert bei Dichtringen mit höherer Förderleistung mit zunehmender Radialkraft abnimmt, lässt sich wie folgt erklären:

Eine hohe Radialkraft führt zu einer erhöhten Pressung im Dichtspalt. Bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen wird sich bei höherer Radialkraft eine geringere Schmierfilmhöhe einstellen. Die Fluidteilchen müssen eine höhere Pressung überwinden, um von der Bodenseite auf die Stirnseite zu gelangen. Die infolge der Seitenstromhypothese dafür notwendigen Rauheitserhebungen auf der Elastomer-Dichtkante werden durch eine erhöhte Pressung im Dichtspalt jedoch stärker platt gedrückt. Die Förderfähigkeit der Elastomer-Dichtkante nimmt dadurch ab. Außerdem führt eine erhöhte Radialkraft zu einem höheren Reibmoment und einem daraus folgenden Temperaturanstieg im Dichtspalt. Dadurch reduziert sich die Viskosität des Schmierstoffs im Dichtspalt. Folglich ist der Förderwert geringer.

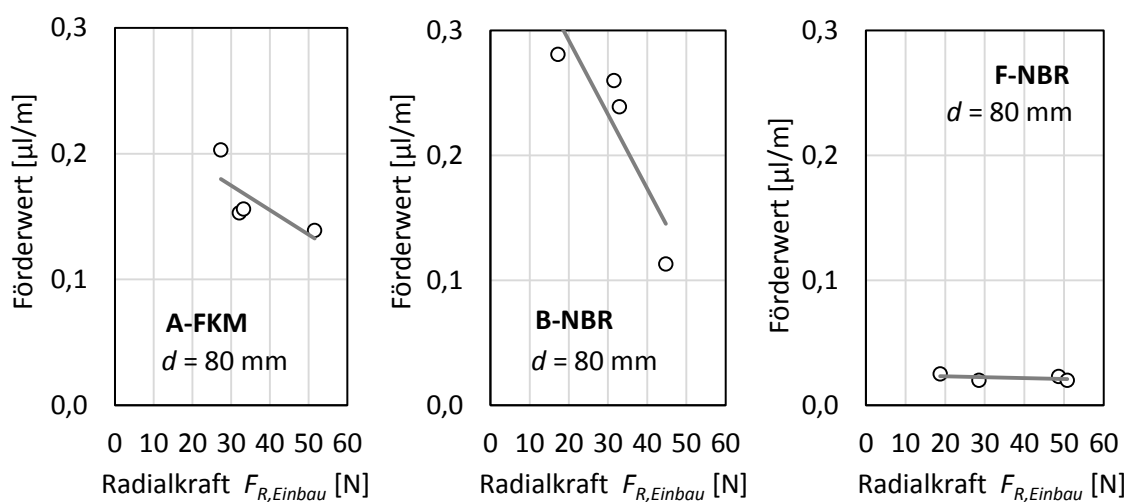


Bild 5.46: Variation der Radialkraft an ein und demselben Dichtring

5.7.3 Einfluss der Dichtkanten­geometrie

Zur Vermessung der Dichtkanten­geometrie wurden von 16 Dichtringen Schriffe angefertigt. Die Dichtringe wurden dazu in eine Form mit einem Wellenzapfen gepresst. Durch den Wellenzapfen wird der Dichtring infolge des Übermaßes aufgeweitet, so dass sein Zustand dem Einbauzustand im Betrieb entspricht. Die Hohlräume wurden mit Epoxidharz ausgegossen und die Form inklusive Dichtring anschließend mit einer Trennmaschine durchtrennt. Die Trennflächen wurden abschließend geschliffen, so dass für jeden Dichtring ein Schliffbild entstand, wie in Bild 5.47 dargestellt.

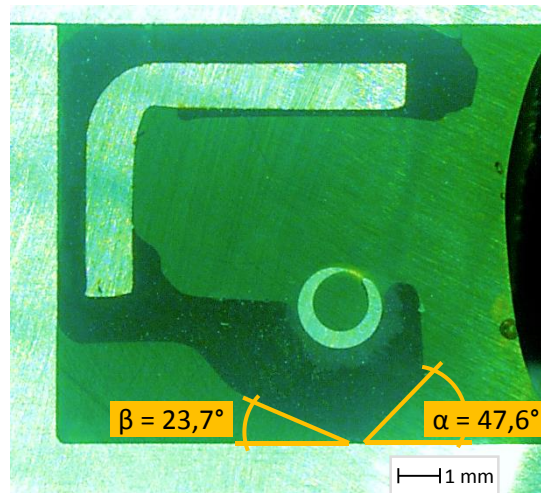


Bild 5.47: Schliffbild zur Messung der Kontaktflächenwinkel

An den Schliffbildern wurden anschließend die Kontaktflächenwinkel vermessen. Wie sich laut [MÜL15a] im Laufe der empirischen Entwicklung von RWDR gezeigt hat, wird optimale Dichtheit erreicht, wenn der Kontaktflächenwinkel der Stirnseite $\alpha = 40 \dots 60^\circ$ beträgt und der Kontaktflächenwinkel der Bodenseite $\beta = 20 \dots 35^\circ$ beträgt.

Die Messwerte auf der Stirnseite lagen $\alpha = 38 \dots 57^\circ$, wobei der Mittelwert bei $\alpha_{MW} = 47^\circ$ lag. Auf der Bodenseite lagen die Messwerte zwischen $\beta = 13 \dots 24^\circ$, mit einem Mittelwert von $\beta_{MW} = 19^\circ$, s. Darstellung in Bild 5.48. Insbesondere auf der Bodenseite lagen damit einige Werte unterhalb des in [MÜL15a] angegebenen Wertebereichs.

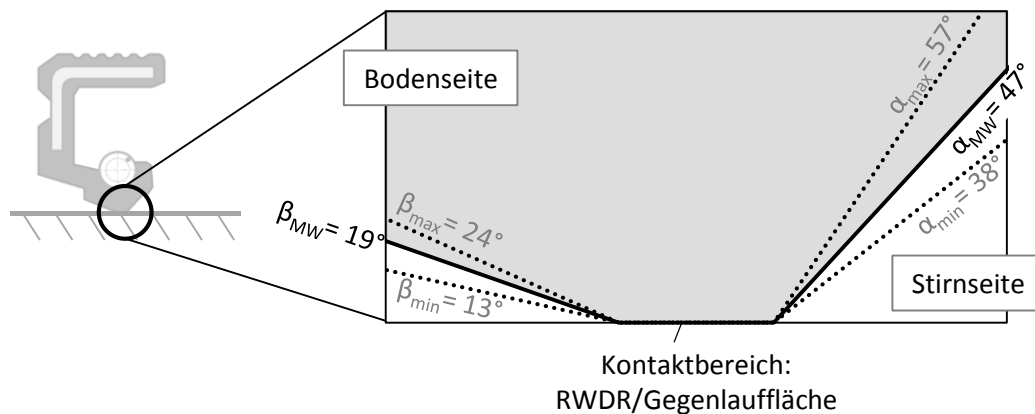


Bild 5.48: Wertebereiche der boden- und stirnseitigen Kontaktflächenwinkel bei Dichtringen verschiedener Hersteller

Zur Ermittlung der Korrelation zwischen Dichtkanten geometrie und Förderwert wurden die gemessenen Förderwerte über den Kontaktflächenwinkeln, über dem Verhältnis der Kontaktflächenwinkel sowie über der Summe der Kontaktflächenwinkel aufgetragen (Bild 5.49). Bei keiner der Kombinationen ergab sich eine signifikante Korrelation. Die Streuung der Förderwerte wird nicht durch unterschiedliche Kontaktflächenwinkel verursacht.

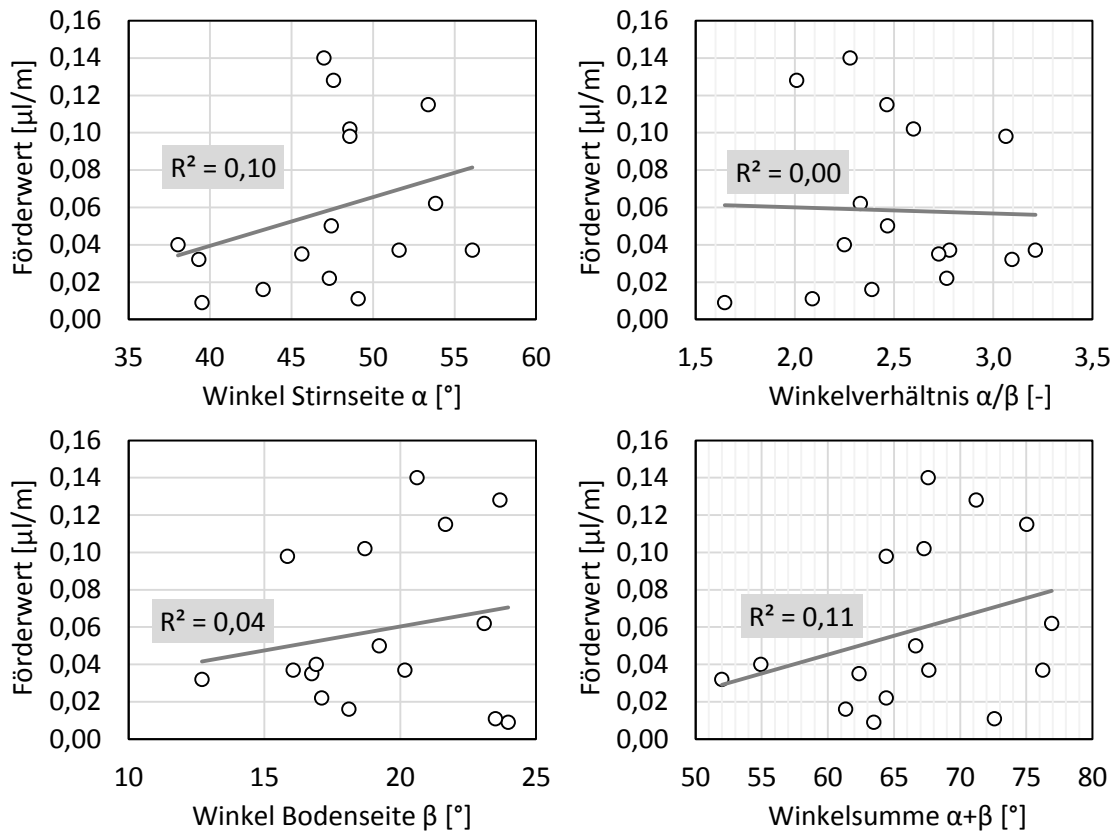


Bild 5.49: Keine signifikante Korrelation zwischen Kontaktflächenwinkeln und Förderwert

Der Einfluss der Kontaktflächenwinkel auf das Förderverhalten wurde bereits in [JEN89] untersucht. Für den stirnseitigen Kontaktflächenwinkel wird dabei mit $\alpha = 38 \dots 58^\circ$ eine mit den Messwerten dieser Arbeit nahezu identische Streubreite angegeben. In [JEN89] konnte ebenso kein signifikanter Einfluss der Kontaktflächenwinkel auf das Förderverhalten festgestellt werden. Das Förderverhalten scheint gegenüber Schwankungen innerhalb dieses Wertebereichs robust zu sein.

5.7.4 Benetzung der Elastomere

Im Rahmen von [STUD06] wurden Untersuchungen zur Benetzung von FVA3-Referenzöl auf der Dichtkante von RWDR verschiedener Hersteller durchgeführt. Dabei wurden mit Hilfe einer Kanüle Tropfen senkrecht im untersten Punkt auf die ölseitige Flanke der Dichtkante abgesetzt und mit dem Kontaktwinkelmessgerät OCA 20 (Kapitel 3.7) die Benetzungswinkel vermessen, siehe Bild 5.50 und Bild 5.51.



Bild 5.50: Auf ölseitiger Flanke der Dichtkante abgesetzte Tropfen [STUD06]

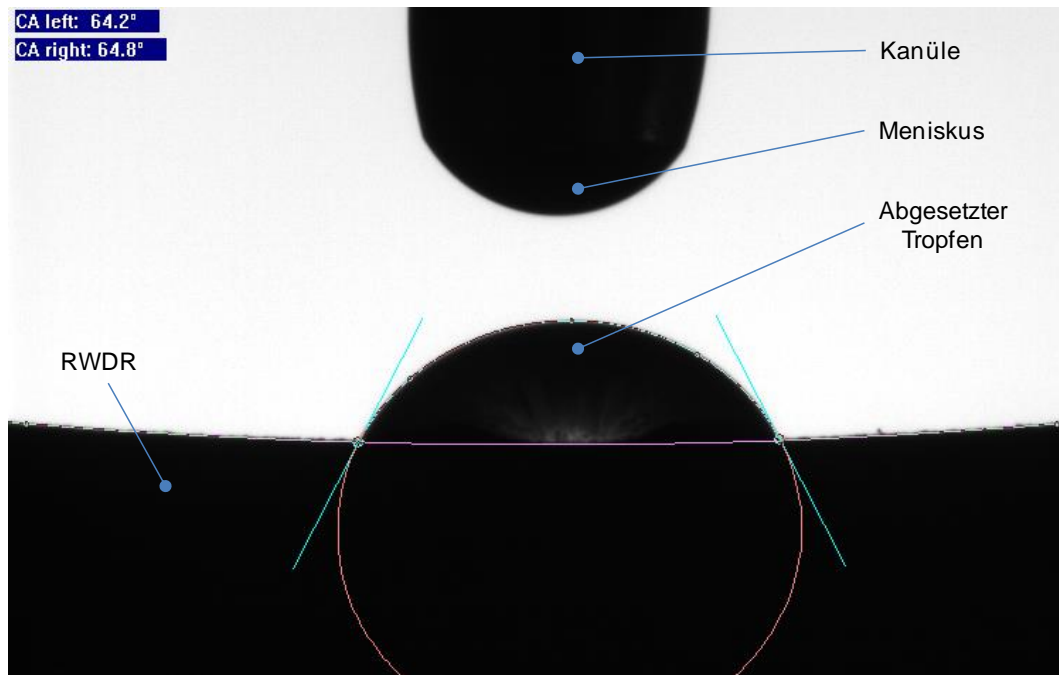


Bild 5.51: Kontaktwinkelbestimmung am Schnittpunkt zwischen RWDR und Tropfen [STUD06]

Aufgrund von Messunsicherheiten wurden je RWDR 25 am Umfang verteilte Tropfen vermessen und anschließend der Mittelwert der Benetzungswinkel gebildet. Bild 5.52 zeigt die Benetzungswinkel für alle untersuchten Dichtringe. Da die Benetzungsmessung durch Probenvorbereitung, Sauberkeit der Proben etc. vielen Störgrößen unterworfen ist, müssen die Ergebnisse als Vergleich der Dichtringe untereinander betrachtet werden. Hierbei zeichnet sich ein eindeutiger Unterschied im Benetzungsverhalten zwischen den Basis-Elastomeren FKM und NBR ab. Benetzungswinkel auf FKM (53°...76°) sind einheitlich höher als auf NBR (32°...46°). Die Ergebnisse stehen im Einklang mit [KLA13] und [SUL14].

Hinsichtlich des unterschiedlichen Förderverhaltens der Dichtringe ergibt sich daraus jedoch keine neue Erkenntnis. Die Förderwerte zeigen keine eindeutige Abhängigkeit vom Basis-Elastomer. Folglich ergibt sich zwischen dem Förderwert und den Benetzungswinkeln auch keine signifikante Korrelation.

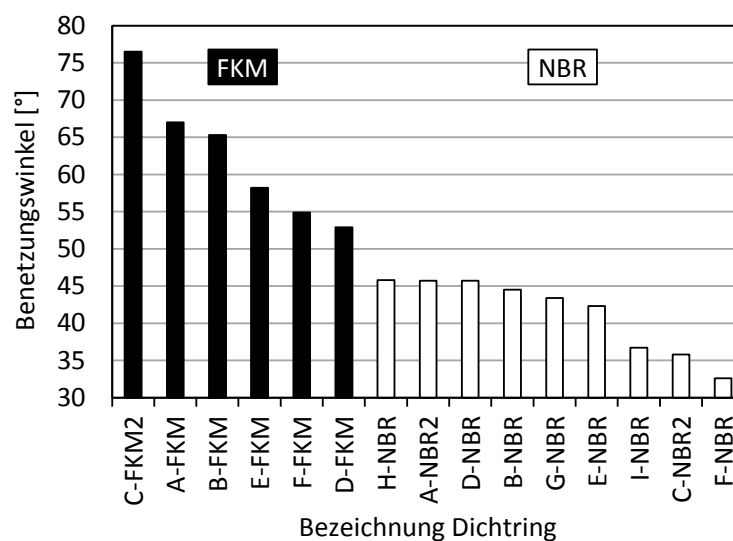


Bild 5.52: Benetzungswinkel von FVA3-Referenzöl auf der Dichtkante unterschiedlicher RWDR

5.7.5 Einfluss der Elastomerhärte

Die Elastomerhärte wurde mit dem Elastomerhärtemessgerät (s. Kapitel 3.6) an der stirn- und bodenseitigen Flanke der Dichtkante an jeweils vier Stellen gemessen und als micro Shore A bestimmt. Aus den vier Messstellen wurde jeweils ein Mittelwert gebildet.

Zur Ermittlung der Korrelation zwischen Elastomerhärte und Förderwert wurden die gemessenen Förderwerte über den für Stirn- und Bodenseite ermittelten Shore-A-Werten aufgetragen. (Bild 5.53). Erwartungsgemäß ergab sich bei keiner der Kombinationen eine signifikante Korrelation.

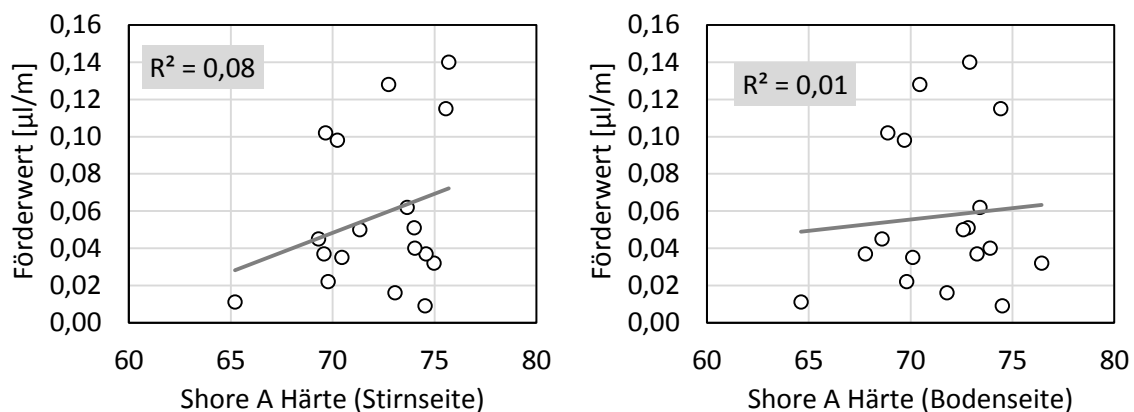


Bild 5.53: Keine signifikante Korrelation zwischen Elastomerhärte und Förderwert

5.7.6 Systemverhalten unterschiedlicher Dichtringe

Untersuchungen mit RWDR verschiedener Hersteller (s. Kapitel 5.7.1) haben gezeigt, dass sich Förderwerte selbst bei gleichen Betriebsbedingungen in ihrer Höhe beträchtlich unterscheiden können. Die Regressionsmodelle in Kapitel 5.2 sind daher nur auf die jeweiligen Dichtringe (A-FKM, A-NBR1 und B-NBR) und nicht universell anwendbar. Die Berechnung von Förderwerten für beliebige am Markt erhältliche Dichtringe ist mit diesen Modellen nicht möglich. Die Ursachen für die großen Unterschiede bei Förderwerten von RWDR verschiedener Hersteller sind bisher unklar und können daher nicht quantitativ in einem universell einsetzbaren Modell beschrieben werden.

Bei Betrachtung der drei Regressionsmodelle lassen sich trotz unterschiedlich hoher Förderwerte im prinzipiellen Verhalten der Dichtringe Ähnlichkeiten erkennen. Das grundlegende Verhalten der untersuchten Dichtringe bei Variation der Einflussparameter ist zwar nicht identisch, in großen Teilen jedoch ähnlich, s. Bild 5.54:

- Viskositätseinfluss (η): Die Dichtringe A-FKM und B-NBR zeigen ein nahezu identisches Verhalten und unterscheiden sich lediglich in der Höhe des Förderwerts ein wenig. Der Dichtring A-NBR1 zeigt ebenfalls ein ähnliches Verhalten; es tritt jedoch ein Sättigungseffekt ein, so dass der Verlauf der Kurve im Bereich höherer Viskosität abflacht.

- Rauheitseinfluss der Gegenauflfläche (R_z): Die Dichtringe A-FKM und B-NBR zeigen wiederum ein sehr ähnliches Verhalten und unterscheiden sich lediglich in der Höhe des Förderwerts. Beim Dichtring A-NBR1 tritt auch hier ein Sättigungseffekt ein, so dass der Verlauf der Kurve im Bereich höherer Rauheit abflacht.
- Geschwindigkeitseinfluss (u): Hier treten die größten Unterschiede auf. Die beiden NBR-Dichtringe zeigen (A-NBR1, B-NBR) ein ähnliches Verhalten: Für höhere Gleitgeschwindigkeit nimmt der Förderwert jeweils ab (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33). Der FKM-Dichtring verhält sich anders: Der Förderwert steigt im betrachteten Bereich kontinuierlich an.
- Durchmesser einfluss (d): Alle Dichtringe zeigen mit zunehmendem Durchmesser einen ansteigenden Förderwert (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33). Es werden jedoch degressive und progressive Verläufe beobachtet. Der physikalische Effekt des Durchmesser einflusses auf den Förderwert wird jedoch proportional als linearer Zusammenhang angenommen. Die vom linearen Verlauf abweichenden Verläufe liegen in Unterschieden zwischen den RWDR unterschiedlicher Durchmesserstufen begründet (z.B. unterschiedliche Linienpressung der Dichtringe), s. Kapitel 5.6. Diese Unterschiede treten je nach Hersteller in etwas anderer Form auf und führen einmal zu leicht degressiven und einmal zu leicht progressiven Verläufen. Möglicherweise ergibt sich aus den progressiven und degressiven Verläufen bei einer größeren Grundgesamtheit der Hersteller im Mittel der erwartete lineare Zusammenhang zwischen Durchmesser und Förderwert.

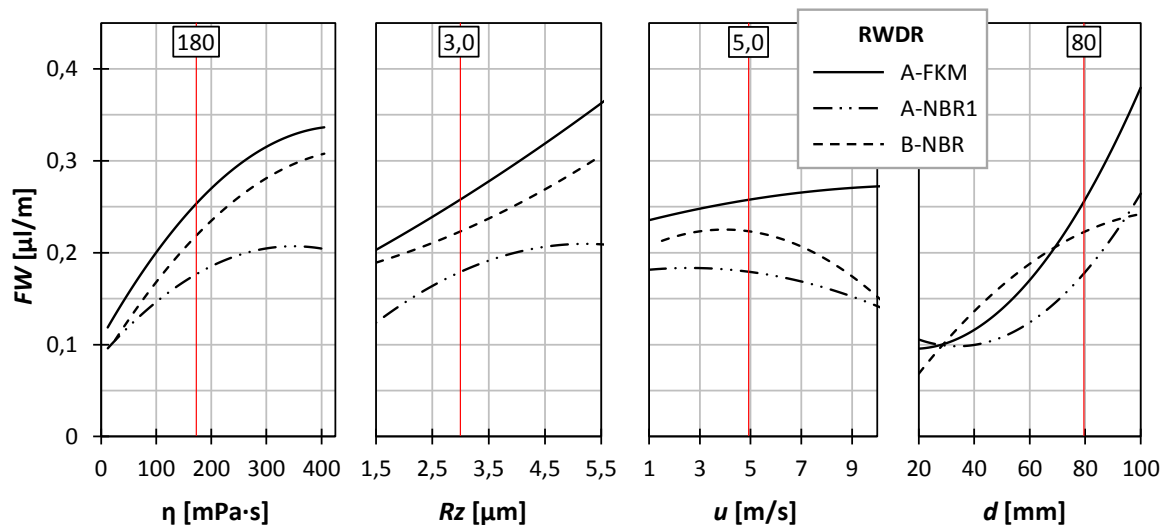


Bild 5.54: Direkter Vergleich der Berechnungsmodelle A-FKM, A-NBR1, und B-NBR

Berechnungsmodell mit dichtringspezifischem Skalierungsfaktor

Die Ähnlichkeiten im Systemverhalten erlauben, über ein allgemeines Modell nachzudenken, welches das im Mittel beobachtete Systemverhalten beschreibt und in seiner Höhe durch einen dichtringspezifischen Faktor δ skalierbar ist, s. beispielhafte Darstellung in Bild 5.55.

Ein derartiges Modell wurde in [STUD07] auf Basis der Regressionsmodelle der Dichtringe A-FKM, A-NBR1 und B-NBR gebildet und um einen dichtringspezifisch zu bestimmenden Faktor δ erweitert.

Bei der Bewertung des Modells zeigte sich jedoch, dass das Modell bei der Prognose von Förderwerten zu Unsicherheiten führt. Zu der ohnehin vorhandenen Streuung der Förderwerte addieren sich die kleinen Ungenauigkeiten im Systemverhalten. Brauchbare, belastbare Förderwerte liefert das Modell dadurch nicht mehr. Es ist daher nur für qualitative Aussagen verwendbar.

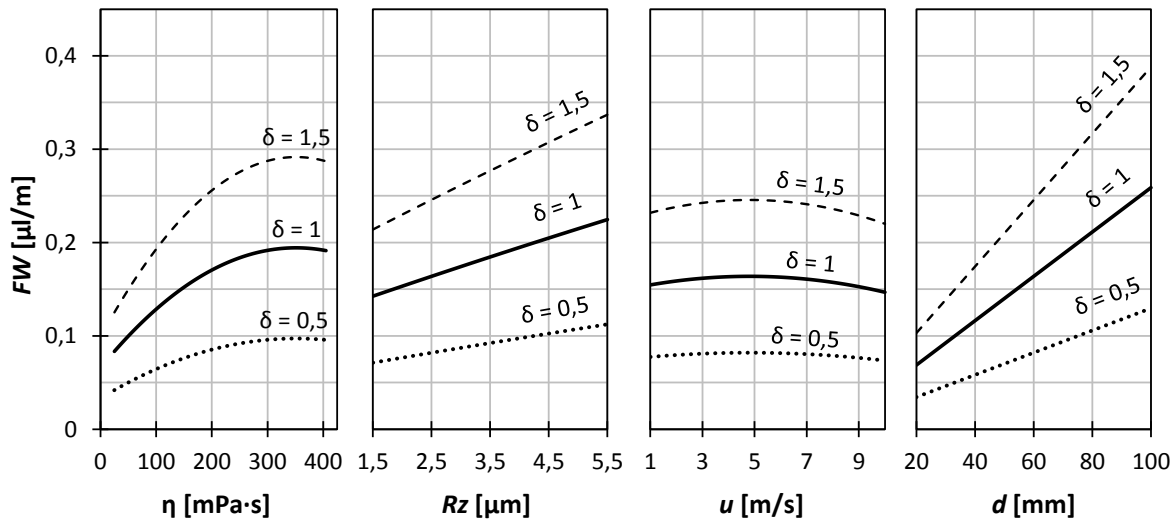


Bild 5.55: Beispielhafte Darstellung: Modell mit dichtringspezifischem Skalierungsfaktor δ

5.8 Erkenntnisse, Diskussion und Fazit

Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse aus der Analyse der Einflussparameter auf den Förderwert noch einmal zusammengefasst:

Die Untersuchung verschiedener **Gegenauflächen** ergab allgemein (bei allen RWDR, FKM und NBR) einen positiven Einfluss größerer Oberflächenrauheit auf den Förderwert. Wie stark der Effekt auftritt, ist jedoch vom Elastomer-Compound des RWDR abhängig. Von den untersuchten Fertigungsverfahren ist Kugelstrahlen dem Standardverfahren Schleifen im Einstich hinsichtlich des Rauheitseinflusses am ähnlichsten. Rollierte Wellen sind im Allgemeinen zu glatt, auch hartgedrehte Wellen weisen in Umfangsrichtung nur eine geringe Rauheit auf.

Die Untersuchung verschiedener **Schmierstoffe** ergab einen signifikanten Einfluss der Viskosität. Der Förderwert nimmt bei steigender Viskosität zu. Dies zeigte sich sowohl für Mineralöle als auch synthetische Öle. Durch die Temperaturabhängigkeit der Viskosität ergeben sich einige Wechselwirkungseffekte mit anderen Einflussparametern, insbesondere mit der Gleitgeschwindigkeit und dem Durchmesser. Maßgebend für den Förderwert ist die Viskosität bei Dichtspalttemperatur. Zwischen Viskosität im Dichtspalt und Förderwert besteht ein linearer Zusammenhang. Bei der Untersuchung verschiedener Schmierstoffarten zeigten sich bei Polyglykolen sowie bei einem kommerziellen Mineralöl mit unbekanntem Additivgehalt erhöhte Förderwerte gegenüber den Untersuchungen mit Referenzölen (Mineralöle ohne Additive). Der Einfluss der Viskosität ist dominant und war bei allen in dieser Arbeit untersuchten Schmierstoffen deutlich erkennbar. Dennoch reicht die alleinige Betrachtung der Viskosität nicht aus, um die gesamte Bandbreite am Markt erhältlicher

Schmierstoffe zu beschreiben. In [KLAI13] und [SUL14] wurde der Einfluss von Benetzungseigenschaften aufgezeigt. Die zur ganzheitlichen Modellierung der Schmierstoffe erforderlichen Kennwerte lassen sich jedoch nicht aus den üblichen Schmierstoff-Datenblättern entnehmen. Zur Charakterisierung der Schmierstoffe sind aufwändige experimentelle Untersuchungen notwendig.

Die **Gleitgeschwindigkeit** hat einen vergleichsweise geringen Einfluss auf den Förderwert, da das geförderte Volumen auf den von der Wellenoberfläche zurückgelegten Rotationsweg bezogen wird (s. Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33). Die Gleitgeschwindigkeit beeinflusst den Förderwert eher indirekt durch ihren Einfluss auf die Viskosität des Schmierstoffs. Insbesondere bei hochviskosen Ölen ist zu beobachten, dass der Förderwert bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit abnimmt. Dies ist damit begründet, dass bei hohen Gleitgeschwindigkeiten die Temperatur im Dichtspalt ansteigt, wodurch die Viskosität sinkt.

Bei der Betrachtung unterschiedlicher **Systemdurchmesser** zeigten sich mit dem Durchmesser ansteigende Förderwerte. Der physikalische Einfluss des Durchmessers auf den Förderwert wird als proportionaler Zusammenhang angenommen. Bei den betrachteten Dichtringen konnte kein linearer Zusammenhang nachgewiesen werden. Es ergaben sich progressive und degressive Verläufe des Förderwerts über dem Durchmesser. Es ist jedoch naheliegend, dass sich bei der Betrachtung von vielen Dichtringen aus degressiven und progressiven Verläufen im Mittel der erwartete lineare Verlauf ergibt. Die Beobachtung von nichtlinearen Verläufen im Einzelfall hängt damit zusammen, dass die Dichtringe über die einzelnen Durchmesserstufen hinweg keine identischen Eigenschaften aufweisen. Mit dem Durchmesser ändern sich weitere Eigenschaften, wie z.B. die spezifische Radialkraft bzw. Linienpressung. Diese ist bei Dichtringen mit kleinem Durchmesser tendenziell höher als bei Dichtringen mit großem Durchmesser.

Überraschend war die große Varianz des Förderwerts bei der Verwendung von **RWDR** verschiedener Hersteller. Trotz gleicher Versuchsbedingungen zeigten sich sowohl innerhalb der Gruppe der FKM-Dichtringe als auch innerhalb der Gruppe der NBR-Dichtringe extrem unterschiedliche Förderwerte. Es gab bei beiden Basis-Elastomeren ebenso Dichtringe mit hohem Förderwert wie Dichtringe mit sehr geringem, nahezu nicht messbarem Förderwert.

Die Gründe für das unterschiedliche Verhalten konnten nur teilweise bestimmt werden. Es zeigte sich, dass die Radialkraft einen Einfluss auf den Förderwert hat. Dieser erklärt die große Varianz jedoch nicht. Der oder die entscheidenden Einflussparameter konnten nicht ermittelt werden. Es besteht die Vermutung, dass die jeweilige Mischung des Elastomer-Compounds einen großen Einfluss auf die Förderfähigkeit eines Dichtrings hat.

Die **Berechnung und Prognose von realitätsnahen Förderwerten** ist weiterhin nur sehr beschränkt möglich. Die Berechenbarkeit aller am Markt erhältlicher Varianten scheint bisweilen unmöglich. Mit den empirischen Modellen aus Kapitel 5.2 lassen sich für die entsprechenden Dichtringe Förderwerte mit akzeptabler Genauigkeit prognostizieren. Die Koeffizienten der Modelle sind jedoch dichtringspezifisch. Sie sind nicht auf beliebige am Markt erhältliche Dichtringe übertragbar. Um die Koeffizienten für einen unbekanntes Dichtring zu ermitteln, ist eine Vielzahl an Messungen notwendig. Die große Varianz des Förderwerts, die sich bei Verwendung von RWDR verschiedener Hersteller ergibt, macht ein allgemeingültiges Berechnungsmodell nach dem aktuellen Wissenstand unmöglich. Bei

unbekannten Dichtringen ist eine Messung bei den für die Fragestellung relevanten Parametern und Bedingungen nach dem aktuellen Stand der Technik die zuverlässigere und vermutlich auch wirtschaftlichere Methode.

Fazit für die industrielle Praxis

Die Fluidförderung ist ein äußerst komplexer Vorgang, der sich nicht auf wenige Eingangsgrößen reduzieren lässt. Selbst wenn alle physikalischen Zusammenhänge des Förderverhaltens bekannt und in einem Modell darstellbar wären – inklusive der Einflüsse von Elastomerbestandteilen, Schmierstoffart, Additiven etc. – bliebe die Berechnung von Förderwerten bei unbekanntem Dichtringen oder Schmierstoffen nicht ohne experimentellen Aufwand. Um das Modell mit den notwendigen Stoffdaten für Elastomer und Schmierstoff zu füttern, wären aufwändige Versuche zu deren Ermittlung notwendig. Aus praktischer Sicht bleibt eine direkte Messung des Förderwerts daher wohl immer die günstigere und mit weniger Aufwand verbundene Lösung. Die Berechnungsmodelle nach aktuellem Stand tragen ausreichend zum Verständnis des Systemverhaltens bei, um Hinweise zur Systemoptimierung zu liefern. Die Stellhebel zur Beeinflussung des Förderwerts werden sichtbar gemacht und es können entsprechende konstruktive Maßnahmen abgeleitet werden (s. Kapitel 8, Bedeutung für die Praxis).

Fazit aus Sicht der Wissenschaft

Die Berechenbarkeit von realitätsnahen Förderwerten für sämtliche am Markt erhältliche Varianten von Dichtringen, Schmierstoffen etc. ist aus wissenschaftlicher Sicht zweitrangig. Im Vordergrund steht das Verständnis der physikalischen Zusammenhänge. Die aus diesem Kapitel hervorgehenden Erkenntnisse werden in Kapitel 6 zu einer physikalischen Modellvorstellung zusammengeführt. Die große Varianz der Förderwerte bei Untersuchung von RWDR verschiedener Hersteller verdeutlicht die Schwierigkeit, das Förderverhalten in einem physikalischen Modell zu beschreiben. Es besteht die Vermutung, dass die Unterschiede im Einfluss des herstellereigenen Elastomer-Compounds begründet sind. Der Einfluss unterschiedlicher Elastormischungen birgt viel Potential für weiterführende Untersuchungen und neue Erkenntnisse.

6 Physikalische Modellvorstellung zum Förderverhalten

Ziel dieses Kapitels ist, die einzelnen Erkenntnisse aus Kapitel 5 in eine Modellvorstellung zusammenzuführen und das Verständnis der physikalischen Zusammenhänge und Effekte zu schärfen.

Hierbei wurde den Leitfragen nachgegangen:

- Was führt zu einem hohen Förderwert – und warum?
- Was führt zu einem geringen Förderwert – und warum?

Als Förderwert wird wie in Kapitel 5 das auf den von der Wellenoberfläche zurückgelegten Rotationsweg bezogene Fördervolumen betrachtet (s. Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33).

Voraussetzungen dafür, dass überhaupt eine Fluidförderung zu Stande kommt, sind das Vorhandensein eines Schmierfilms, eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtspalt sowie Rauheitserhebungen auf der Elastomer-Dichtkante (vgl. Verzerrungs- und Seitenstromhypothese, Kapitel 2.6). Schlussfolgerung aus bisherigen Arbeiten zum Fördermechanismus sowie der Analyse der Einflussparameter in Kapitel 5 ist, dass die Höhe des Förderwerts insbesondere von den folgenden drei Aspekten abhängig ist:

- Schmierfilmhöhe
- Förderfähigkeit des Elastomer-Compounds des Dichtrings
- Systemdurchmesser

Der Einfluss der drei Aspekte wird im Folgenden erläutert und anschließend in ein Gesamtbild der physikalischen Modellvorstellung zusammengeführt.

6.1 Schmierfilmbildung

Bei der Schmierfilmbildung spielen die Aspekte Benetzung und Hydrodynamik eine entscheidende Rolle. Sowohl eine gute Benetzung der Gegenlauffläche als auch die sich anhand des hydrodynamischen Zustands einstellende Schmierfilmhöhe begünstigen die Schmierfilmbildung.

Benetzung

Der Aspekt der Benetzung war nicht Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit, muss hier aber dennoch Erwähnung finden: Je besser ein Schmierstoff die Gegenlauffläche benetzt, desto besser kommt die Hydrodynamik zum Tragen und desto besser ist dies für die Schmierfilmbildung [HIL03] – d.h. der Trennung von Gegenlauffläche und Elastomer-Dichtkante durch den Schmierstoff. Voraussetzung für eine gute Benetzung ist, dass die Adhäsionsarbeit größer ist als die Kohäsionsarbeit. D.h. die Bindungsenergie zwischen Fluid und Gegenlauffläche muss größer sein als die Bindungsenergie zwischen den einzelnen Fluidteilchen. Die Oberflächenrauheit begünstigt das Eindringen des Fluids in den Dichtspalt. Eine raue Gegenlauffläche hat außerdem einen positiven Einfluss auf die Benetzung durch das Fluid, da sie dem Fluid eine größere reale Oberfläche bietet [SUL14].

Hydrodynamik

Die Höhe des Schmierfilms wird hauptsächlich vom hydrodynamischen Zustand im Dichtspalt bestimmt. Dieser wird durch die hydrodynamische Kennzahl G (Gümbelzahl) beschrieben. Die Schmierfilmhöhe steigt mit der Gümbelzahl an [HOR96], s. Kapitel 2.5.

In den Zähler der Gümbelzahl gehen die dynamische Viskosität im Dichtspalt η_{DS} und die Winkelgeschwindigkeit ω ein. Die Viskosität bestimmt die Tragfähigkeit des Schmierstoffs. Zwischen der Viskosität im Dichtspalt und dem Förderwert besteht ein proportionaler Zusammenhang (s. auch Kapitel 5.4.2):

$$FW \sim \eta_{DS}$$

Gl. 6.1

Winkelgeschwindigkeit und dynamische Viskosität bestimmen den hydrodynamischen Druck, der für das „Aufschwimmen“ der Dichtkante sorgt. Dem gegenüber steht im Nenner der Gümbelzahl die durch die Radialkraft des RWDR hervorgerufene mittlere Pressung p_m . Das Verhältnis des hydrodynamischen Drucks und der Anpressung durch den Dichtring hat einen wesentlichen Einfluss auf die sich einstellende Schmierfilmhöhe.

Von der Gümbelzahl unberücksichtigt bleibt die Gestalt der Gegenlauffläche. Auch die Orientierung der Rauheitsstrukturen ist relevant. Entscheidend ist die Rauheit in Umfangsrichtung. Wie z.B. Untersuchungen in [KRE08] zeigten, führen Rauheitsriefen quer zur Bewegungsrichtung zu höheren Schmierfilmdicken als vergleichbare Rauheitsriefen parallel zur allgemeinen Bewegungsrichtung.

Eine hohe Adhäsionsarbeit zwischen Schmierstoff und Gegenlauffläche, die das Mitschleppen des Fluid begünstigt, dürfte ebenso zum hydrodynamischen Effekt beitragen.

Je höher der Schmierfilm, desto mehr Schmierstoff steht dem Dichtring zur Förderung zur Verfügung und desto höhere Förderwerte sind möglich. Die Plausibilität dieser Erklärung wird ersichtlich, wenn der Förderwert über der berechneten Gümbelzahl aufgetragen wird (Bild 6.1 und Bild 6.2). Ein signifikanter Anstieg des Förderwerts erfolgt erst dann, wenn das System vom Mischreibungszustand in den Flüssigkeitsreibungszustand übergeht.

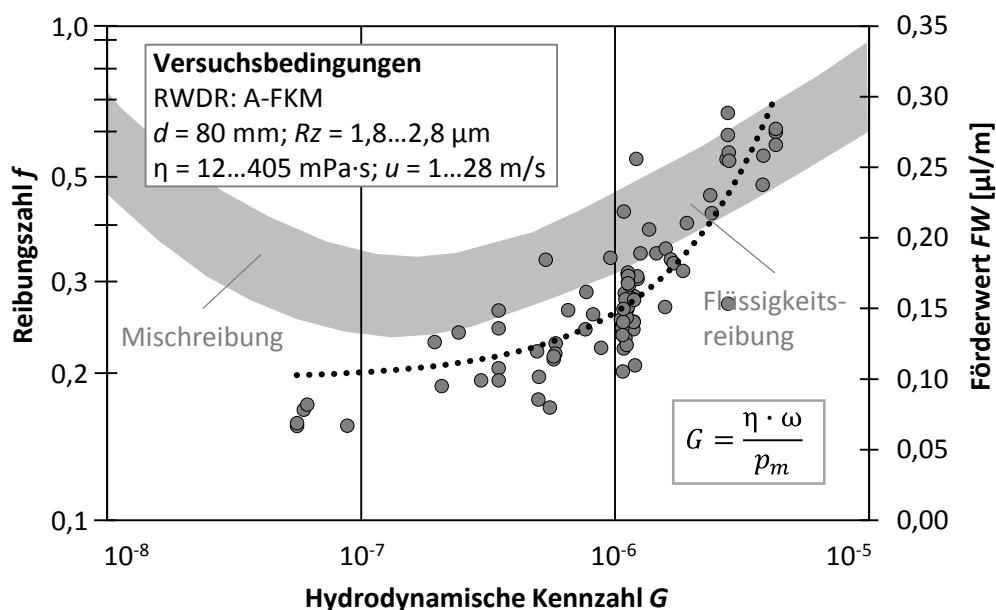


Bild 6.1: Förderwert über der Gümbelzahl (RWDR: A-FKM)

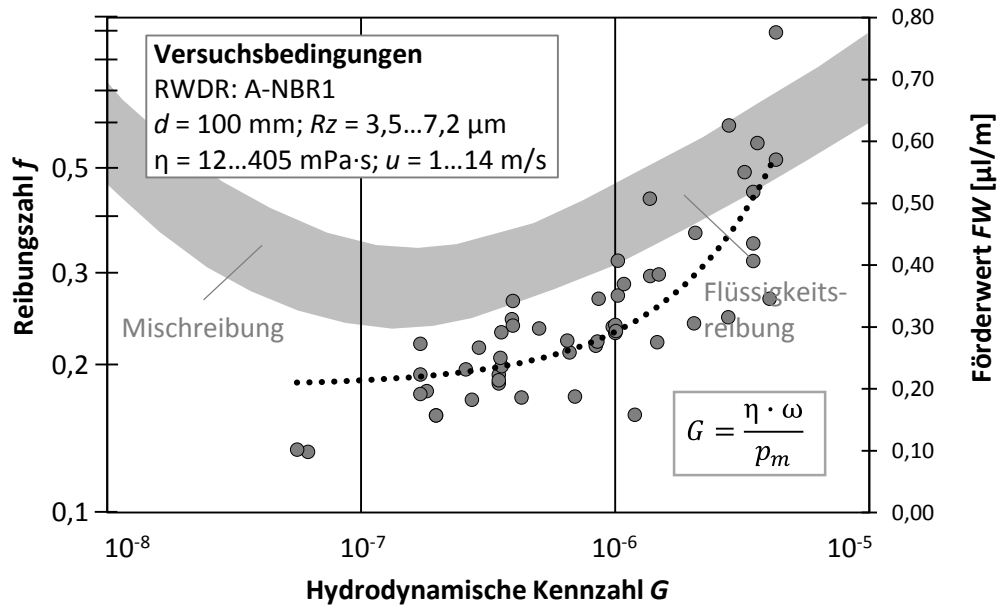


Bild 6.2: Förderwert über der Gümbelzahl (RWDR: A-NBR1)

Bei kleinen Gümbelzahlen ($G < 10^{-7}$) besteht teilweise Festkörperkontakt zwischen Dichtkante und Gegenauflfläche. Es befindet sich wenig Fluid im Dichtspalt. Bei unbeschädigter Dichtkante bzw. Gegenauflfläche ist die Wahrscheinlichkeit, dass Fluid auf der Luftseite austritt und es zu Leckage kommt, eher gering. Die Wahrscheinlichkeit steigt mit größeren Gümbelzahlen, wenn mehr Fluid in den Dichtspalt eindringt und die Dichtkante vollständig vom Schmierfilm getragen wird. Dann wird auch die Rückförderung durch den Dichtring verstärkt aktiv. Das System reguliert sich im Prinzip selbst.

Fazit

Ein hoher Schmierfilm ist Voraussetzung für hohe Förderwerte. Dabei ist ein hoher Schmierfilm eine notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung: Trotz hohem Schmierfilm kann es zu geringen bis mittleren Förderwerten kommen, wenn andere Voraussetzungen eher ungünstig sind. Hohe Schmierfilmhöhen werden erreicht durch:

- + gute Benetzung der Gegenauflfläche
- + raue Gegenauflfläche (besonders in Umfangsrichtung)
- + ein möglichst hohes Produkt aus dynamischer Viskosität im Dichtspalt und Winkelgeschwindigkeit $\eta_{DS} \cdot \omega$: Hier ist in erster Linie die Grundviskosität des Schmierstoffs ausschlaggebend. Die Winkelgeschwindigkeit hat nur einen begrenzten Einfluss, da eine Steigerung zu einem Temperaturanstieg führt, was sich wiederum negativ auf die Viskosität im Dichtspalt auswirkt.
- + geringe Radialkraft bzw. geringe mittlere Pressung p_m im Dichtspalt

Eine geringe Schmierfilmhöhe führt zu einem geringeren Förderwert. Ursachen für eine geringe Schmierfilmhöhe können sein:

- schlechte Benetzung der Gegenauflfläche
- glatte Gegenauflfläche
- niedrige Viskosität im Dichtspalt η_{DS} und/oder niedrige Winkelgeschwindigkeit ω
- Hohe Radialkraft bzw. hohe mittlere Pressung p_m im Dichtspalt

6.2 Förderfähigkeit des Elastomer-Compounds

Rauheitserhebungen auf der Elastomer-Dichtkante ermöglichen die Fluidförderung im Dichtspalt durch axiale Umlenkung der in Umfangsrichtung mitgeschleppten Fluidteilchen. Dies ist keine neue Erkenntnis. Es war eine der ersten Beobachtungen, nachdem der aktive Fördermechanismus von RWDR entdeckt wurde. Seither wurde die Wirksamkeit von Rauheitserhebungen auf der Dichtkante von mehreren Wissenschaftlern experimentell [KAW77, KAW78, NAK84, KAM86, MÜL87, HOR91, HOR96] sowie per Simulation [SAL94, SAL95] untersucht. Es wird im Allgemeinen berichtet, dass der aktive Fördermechanismus bei RWDR mit wenig ausgeprägten Rauheitserhebungen auf der Dichtkante nur wenig bis gar nicht in Erscheinung tritt. Nach allgemeiner Erkenntnis verbessert eine möglichst hohe Anzahl ausgeprägter Rauheitserhebungen auf der Dichtkante die Förderwirkung und erhöht dadurch die Dichtsicherheit.

Die Beobachtungen in dieser Arbeit bestätigen die bisherigen Erkenntnisse. Eine raue Gegenlauffläche hat einen positiven Einfluss auf das Förderverhalten der Dichtringe. Die Rauheit der Gegenlauffläche führt im Kontaktbereich bereits nach kurzer Betriebsdauer zu einem Aufrauen der Dichtkante. Dies ist ein Zusammenspiel zwischen Gegenlauffläche und Elastomer. Jedes Elastomer-Compound „reagiert“ unterschiedlich auf die raue Gegenlauffläche. Unterschiedliche Elastomer-Compounds können zu sehr unterschiedlichem Verhalten führen. Wie sich bei der Untersuchung von RWDR verschiedener Hersteller zeigte, reicht die Spannweite von sehr förderfähigen Compounds bis zu äußerst förderschwachen Compounds. Unterschiedliches Verhalten hinsichtlich der Förderfähigkeit ist in der Literatur ebenfalls bekannt. [HOR96] zeigte dies mit zwei Dichtringen identischer Geometrie. Die Gründe, warum mit einem bestimmten Elastomer-Compound sehr hohe Förderwerte erreicht werden, während bei einem anderen kaum eine Förderwirkung zu beobachten ist, werden nicht genannt. Somit bleibt die Erkenntnis, dass es förderfähige und förderschwache Elastomer-Compounds gibt. Die entscheidenden Kennwerte und die physikalischen Wirkmechanismen sind weiterhin unbekannt. Dies hängt auch damit zusammen, dass Details zur Rezeptur und zum Herstellprozess der Elastomer-Compounds der Geheimhaltung durch die jeweiligen Hersteller unterliegen und nicht offenlegt werden.

Fazit

Eine hohe Förderfähigkeit des RWDR wird erreicht durch:

- + geeignetes Elastomer-Compound: Beim Einlauf bilden sich Rauheitserhebungen auf der Elastomer-Dichtkante aus
- + raue Gegenlauffläche

Eine geringe Förderfähigkeit des RWDR tritt auf bei:

- ungeeignetem Elastomer-Compound: Beim Einlauf bilden sich kaum bis gar keine Rauheitserhebungen auf der Elastomer-Dichtkante aus
- glatter Gegenlauffläche

6.3 Systemdurchmesser

Der Förderwert als Fördervolumen pro Rotationsweg (s. Förderwertdefinition aus Kapitel 2.7.1, S. 33) hängt von der Größe des Systemdurchmessers ab. Größere Durchmesser führen erwartungsgemäß zu höheren Förderwerten. Mit dem Durchmesser ändert sich Umfang und Kontaktfläche zwischen Dichtring und Gegenlauffläche proportional. Entsprechend ändert sich auch die Anzahl der am Umfang auf der Dichtkante verteilten förderaktiven Rauheitserhebungen. Betrachtet man ausschließlich den Einfluss des Durchmessers, so ergibt sich zwischen Förderwert und Durchmesser ein proportionaler Zusammenhang:

$$FW \sim d \qquad \text{Gl. 6.2}$$

In der Realität ist es schwierig, dies exakt so zu beobachten. Meistens verhalten sich Förderwert und Durchmesser nur annähernd proportional. Da sich bei einer Förderwertmessung mit Dichtringen unterschiedlicher Durchmesser selten nur der Durchmesser ändert. Weitere Parameter, wie z.B. die spezifische Radialkraft (Linienpressung) ändern sich meist auch, was dann zu einem anderen hydrodynamischen Zustand führt.

Die Erhöhung des Förderwerts, die mit einem größeren Durchmesser einhergeht, führt zu keiner Erhöhung der Dichtsicherheit des Systems. So wie sich die Höhe des Förderwerts mit der Erhöhung des Durchmessers ändert, ändert sich die Menge an Fluid im Dichtspalt, die potentiell luftseitig aus dem Dichtspalt austreten und Leckage verursachen kann, in gleichem Maße. Der höhere Förderwert bei größerem Durchmesser ist daher notwendig, um die ebenfalls höhere potentielle Leckage zu kompensieren.

6.4 Gesamtbild der Modellvorstellung

Alle drei für die Fluidförderung maßgebenden Aspekte sind in Bild 6.3 zusammenfassend dargestellt:

Voraussetzung für einen **hohen Förderwert** ist ein RWDR mit einem förderfähigen Elastomer-Compound. Um die Förderfähigkeit des RWDR auszureizen, muss sich ein möglichst hoher Schmierfilm bilden. Dies ist der Fall, wenn der Schmierstoff die Gegenlauffläche gut benetzt und eine hohe Viskosität bei Dichtspalttemperatur hat, wenn die Gegenlauffläche in Umfangsrichtung ausreichend rau ist, wenn eine ausreichende Gleitgeschwindigkeit erreicht wird und die Radialkraft bzw. die Pressung im Dichtspalt gering ist. Die Förderfähigkeit des RWDR kann zudem durch eine entsprechend raue Gegenlauffläche begünstigt werden. Je größer der Systemdurchmesser desto größer ist auch der gemessene Förderwert (Da das geförderte Volumen auf den von der Wellenoberfläche zurückgelegten Rotationsweg bezogen wird, bewirkt eine Veränderung der Gleitgeschwindigkeit im Vergleich zu den weiteren Einflussparametern (Viskosität, Oberflächenrauheit, Durchmesser) eine relativ kleine Veränderung des Förderwerts (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33).

Das Elastomer-Compound des RWDR kann ein limitierender Faktor für den Förderwert sein. Bei geringer Förderfähigkeit des Elastomer-Compounds kann es selbst bei ansonsten guten Voraussetzungen dazu kommen, dass nur **geringe Förderwerte** erreicht werden. Allgemein werden nur geringe Förderwerte erreicht, wenn sich kein tragender Schmierfilm ausbildet. Dies ist der Fall, wenn die Viskosität im Dichtspalt sehr gering ist, wenn die Gegenlauffläche in Umfangsrichtung nur eine geringe Rauheit hat, wenn die Gleitgeschwindigkeit zu gering

ist und die Radialkraft bzw. die Pressung im Dichtspalt sehr hoch ist. Die maximale Förderfähigkeit des Elastomer-Compounds wird nicht erreicht, wenn die Gegenlauffläche zu glatt ist. Je kleiner der Systemdurchmesser desto geringer ist auch der gemessene Förderwert (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33).

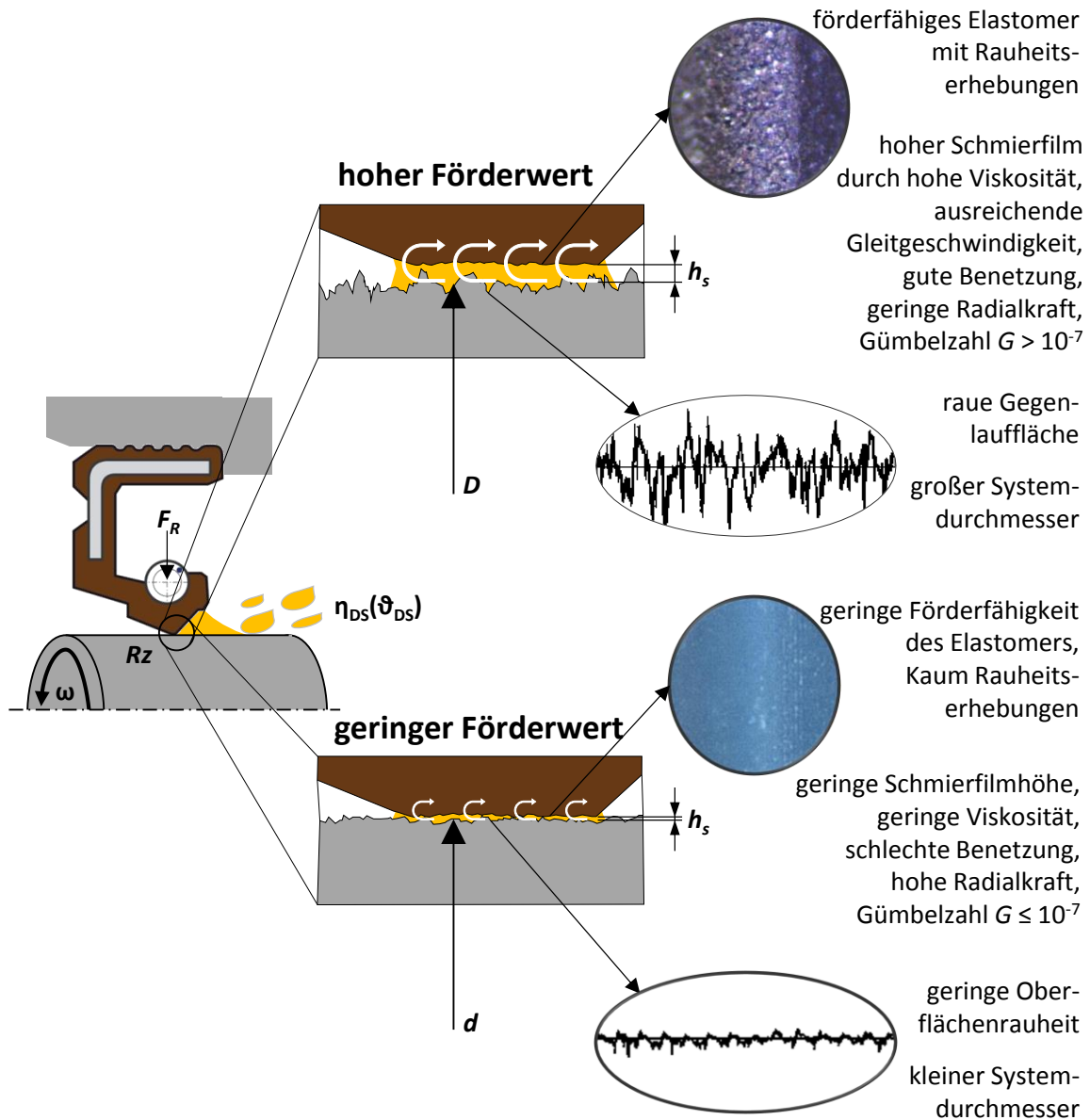


Bild 6.3: Modellvorstellung zur Erklärung hoher bzw. geringer Förderwerte

7 Langzeitverhalten des Förderwerts

In den vergangenen Kapiteln wurde der Förderwert des Dichtsystems im Neuzustand bei Variation von Systemparametern und Betriebsbedingungen betrachtet. Die Berücksichtigung zeitlicher Aspekte mit dem Einfluss von Alterung und Verschleiß des Systems erfolgt in diesem Kapitel.

Ziel der Untersuchungen ist ein Erkenntnisgewinn über das Langzeitverhalten des Förderwerts je nach Belastung des Dichtsystems. Entscheidend ist u.a. die Frage, in wie fern sich der Förderwert als Kennwert zur Lebensdauerabschätzung eignet. Langfristige Vision ist, eine förderwertbasierte Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsabschätzung. Dies würde ein großes Einsparpotential bei Lebensdauertests von Radial-Wellendichtungen bedeuten.

Das Kapitel ist wie folgt aufgebaut:

Zunächst wird eine theoretische Vorbetrachtung zur förderwertbasierten Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsabschätzung gemacht (Kapitel 7.1). Anschließend werden Vorgehensweise und Versuchsumfang beschrieben (Kapitel 7.2). In Kapitel 7.3 sind Ergebnisse aus der Förderwertmessungen, der optischen Analysen sowie begleitender Messungen dargestellt. Kapitel 7.4 beleuchtet die Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer des Dichtsystems je nach Ausfallursache und Ausfallmechanismus. Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst (Kapitel 7.5).

7.1 Theoretische Vorbetrachtung

Lebensdauertests bei Radial-Wellendichtungen sind sehr aufwändig. In den meisten Fällen ist keine beschleunigte Prüfung möglich, da sich bei einer Erhöhung der Prüflast in der Regel das Ausfallverhalten stark ändert. Testen bis zum Ausfall oder bis zum Ende der geforderten Lebensdauer kann dadurch sehr zeitaufwändig sein. Ein möglicher Ansatz zur Reduzierung des Testaufwands sind Degradationsmodelle, s. auch Kapitel 2.8.4.

Geeignete Degradationskenngrößen beschreiben die Schädigung oder den Verschleiß eines Systems direkt. Alternativ können auch Leistungsmerkmale und Betriebsgrößen des Systems als Degradationskenngrößen dienen, sofern diese mit zunehmender Betriebsdauer und Alterung abnehmen und damit Schädigung und Verschleiß indirekt beschreiben [ZHA04]. Als Degradationskenngrößen von Radial-Wellendichtungen eignen sich folglich:

- Verschleißbreite: direkte Beschreibung der Alterung durch Beschreibung des Verschleißes an der Elastomerdichtkante
- Welleneinlauf bzw. Laufspurtiefe: direkte Beschreibung der Alterung durch Beschreibung des Verschleißes der Gegenauflfläche
- Elastomerhärteänderung: direkte Beschreibung der Alterung durch Beschreibung thermischer und chemischer Schädigung der Elastomerdichtkante
- Förderwert: Beschreibung der mit zunehmender Betriebsdauer abnehmenden Dichtsicherheit des Systems und damit indirekte Beschreibung der Alterung

Verschleißbreite, Welleneinlauf und Elastomerhärte sind Kenngrößen, die Verschleiß und Schädigung des Systems direkt beschreiben. Der Nachteil ist, dass diese Größen nur durch

eine zerstörende Prüfung ermittelt werden können. Das heißt, das System muss zur Messung demontiert werden. Nach erneutem Zusammenbau ist eine Fortsetzung des Versuches unter gleichen Bedingungen nicht mehr möglich. Mit einem Prüfling lassen sich somit nur zwei Messwerte ermitteln, einen Messwert vor dem Versuch sowie einen Messwert nach dem Versuch. Aus zwei Messwerten lässt sich zwangsläufig nur auf einen linearen Verlauf schließen, was jedoch falsch sein kann. Um Zwischenwerte für den wahren Verlauf zu ermitteln sind folglich mehrere Prüflinge notwendig, die zu unterschiedlichen Zeitpunkten aus dem Versuch entnommen werden müssen.

Eignung des Förderwerts als Degradationskenngröße

Der Förderwert ist ein Leistungsmerkmal des Dichtsystems hinsichtlich seiner Dichtsicherheit [HOR96]. Er beschreibt die Alterung des Systems nicht direkt. Die Abnahme des Förderwerts bedeutet eine Verringerung der Dichtsicherheit des Systems bis hin zur Leckage (Ausfall). Vorteil des Förderwerts ist, dass dieser während des Betriebs messbar ist. Somit können mit ein und demselben Prüfling mehrere Messwerte erfasst und ein Verlauf aufgezeichnet werden.

Zu prüfen ist jedoch die Übertragbarkeit des Förderwertverlaufs auf die Alterung des Systems und inwiefern sich dadurch das Auftreten von Leckage vorhersagen lässt. Dies ist Voraussetzung für die Verwendung des Förderwerts als Degradationskenngröße [REL15] und muss im Folgenden untersucht werden.

Untersuchungen von Kunstfeld

Untersuchungen zum zeitlichen Verhalten des Förderwerts wurden bereits von Kunstfeld durchgeführt [KUN05]. Kunstfeld beobachtete einen über der Betriebszeit abnehmenden Förderwert. Allerdings stand der Fokus von Kunstfelds Untersuchungen eher auf der Messmethode an sich sowie auf der Bewertung unterschiedlich gefertigter Gegenauflflächen. Leider geht aus den Ausführungen nicht hervor, unter welchen Betriebsbedingungen die Messergebnisse entstanden sind. Daher sind die Ergebnisse für die Fragestellung dieser Arbeit nicht verwertbar. Vermutlich hatte Kunstfeld bei allen Untersuchungen ein einheitliches Drehzahl- und Temperaturkollektiv verwendet.

Zur Berücksichtigung verschiedener Ausfallmechanismen sind jedoch unterschiedliche Lastkollektive notwendig. Auf den Einfluss von Drehzahl und Temperatur wird in Kapitel 7.2.5 näher eingegangen.

Beschreibung der Degradation anhand des Förderwerts

Bild 7.1 zeigt die theoretische Beschreibung der Degradation anhand des Förderwerts. Es ist mit einer Initialverteilung der Förderwerte zu rechnen, da nicht alle Prüflinge identisch sein können. Auch der weitere Verlauf ist Schwankungen ausgesetzt und wird nicht bei allen Prüflingen gleich sein. Dies liegt wiederum daran, dass nicht alle Prüflinge identisch sind und daran, dass Belastung und Umgebungsbedingungen sich leicht verändern können. Es führt dazu, dass sich die Verteilung der Messwerte bei weiteren Messungen ändert. Schließlich erreichen die einzelnen Stichproben das Lebensdauerende zu unterschiedlichen Zeitpunkten, woraus die Lebensdauerverteilung resultiert.

Als Lebensdauerende könnte zum einen der Zeitpunkt definiert werden, an dem keine Fluidförderung mehr gemessen wird. Oder der Zeitpunkt, ab dem eine negative Fluidförde-

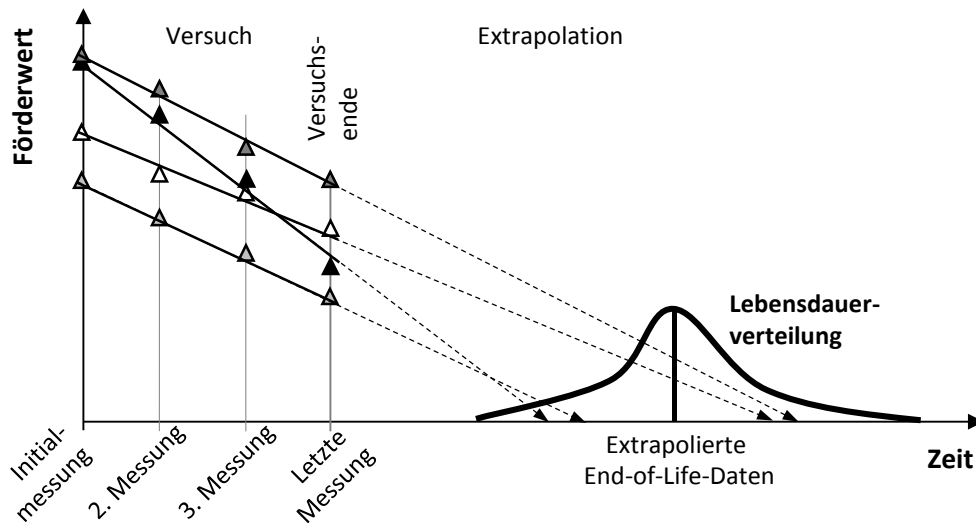


Bild 7.2: Extrapolation der gemessenen Degradation bis zum Lebensdauerende

7.2 Experimentelle Untersuchungen

Die Kernuntersuchung zur Ermittlung des zeitlichen Verhaltens des Förderwerts stellen Langzeitversuche über 1000 Stunden dar. Während der Langzeitversuche werden in gewissen Zeitabständen Förderwertmessungen durchgeführt. Vor und nach den Langzeitversuchen sind begleitende Messungen und Analysen notwendig, wie z.B. Radialkraft-, Elastomerhärte- und Verschleißbreitenmessungen sowie eine ausführliche mikroskopische Analyse der Komponenten nach dem Versuch. In Bild 7.3 ist die Abfolge der einzelnen Messungen dargestellt. Einzelheiten werden im Folgenden näher erläutert.

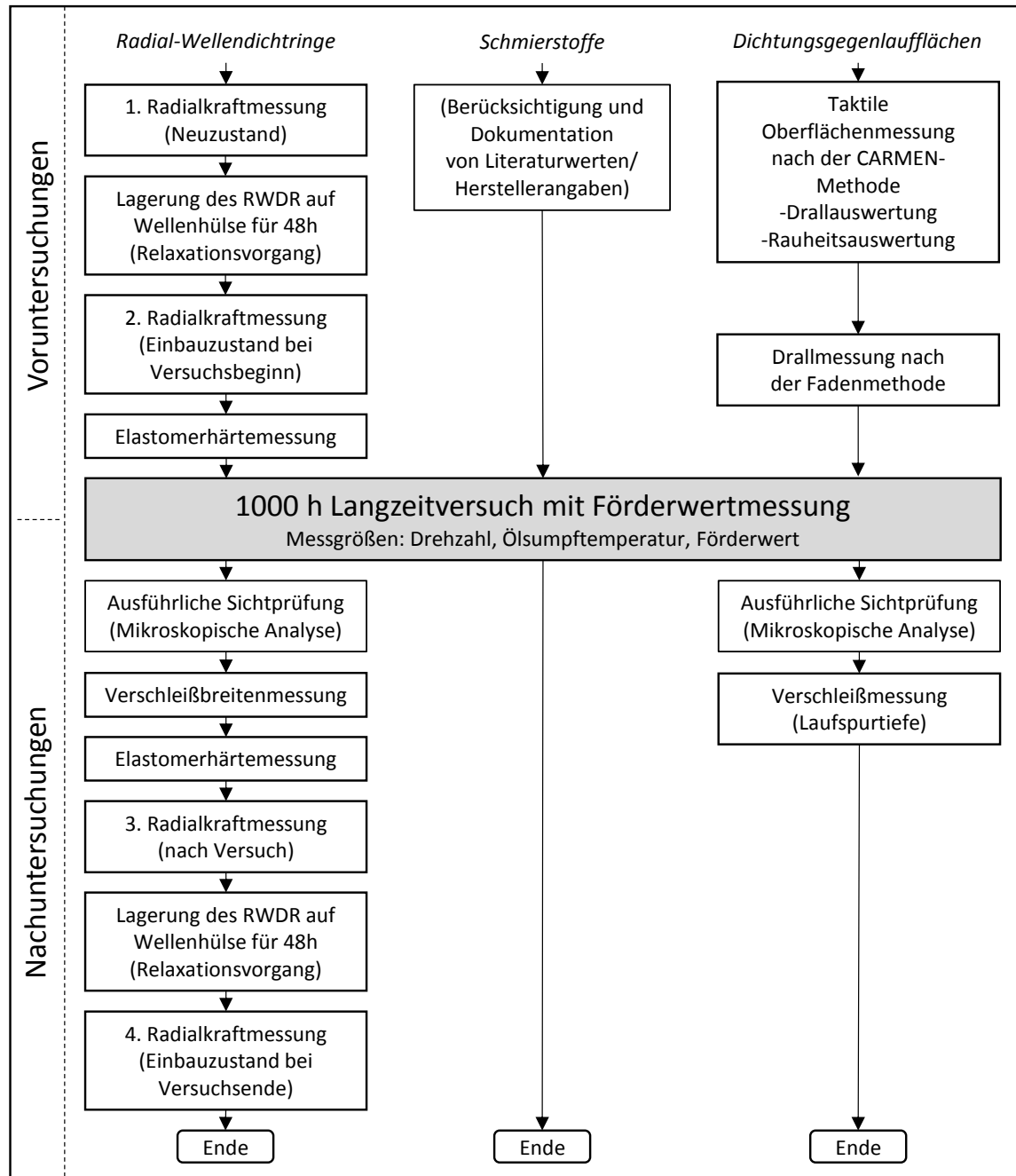


Bild 7.3: Übersicht und Abfolge der Untersuchungen

7.2.1 Vor- und Nachuntersuchungen

Radialkraftmessungen, Rauheits- und Drallmessungen werden analog zu den Kurzzeituntersuchungen in Kapitel 4 durchgeführt, s. Kapitel 4.1.1.

Elastomerhärtemessung

Elastomerhärtemessungen werden an allen Dichtringen vor und nach dem Versuch durchgeführt. Dabei wird die Elastomerhärte mit einem Messgerät (s. Kapitel 3.6) in micro Shore A bestimmt. Die Messung wird bei jedem Dichtring jeweils um 90° versetzt viermal

am Umfang durchgeführt. Es wird auf der Stirnseite und auf der Bodenseite je viermal gemessen (8 Messungen pro Dichtring). Anschließend wird für jede Seite ein Mittelwert gebildet.

Sichtprüfung und mikroskopische Analyse

Radial-Wellendichtringe und Gegenlaufflächen werden nach den Langzeitversuchen zunächst mit einem Stereomikroskop analysiert. Anschließend werden mit den in Kapitel 3.4 beschriebenen optischen Mess- und Analyseeinrichtungen hochauflösende 2D- und 3D-Aufnahmen angefertigt.

Verschleißbreitenmessung (Dichtring)

Die Verschleißbreite des Dichtrings wird im Zuge der Sichtprüfung bestimmt. Sie wird mit dem Keyence Digitalmikroskop (Kapitel 3.4) gemessen.

Messung der Laufspurtiefe (Welle)

Die Laufspurtiefe auf den Gegenlaufflächen wird durch einen axialen Rauheitsmessschieb mit taktilen Oberflächenmessgerät *Hommel T8000 waveline* (s. Kapitel 3.2) gemessen.

7.2.2 Förderwertmessung – Versuchsaufbau und Messgrößen am Prüfstand

Zur Förderwertmessung während Langzeitversuchen wird die bewährte Zweikammermethode mit dem Versuchsaufbau nach Kunstfeld [KUN05] gewählt, da bei dieser die notwendige Realitätsnähe gegeben ist (s. auch Kapitel 2.7.2). Die Untersuchungen werden auf dem 8-Zellen- und 12-Zellen-Dauerlaufprüfstand durchgeführt. Dazu wird eine Sekundärkammer mit Steigrohr an die Prüfkammern montiert, s. Bild 7.4.

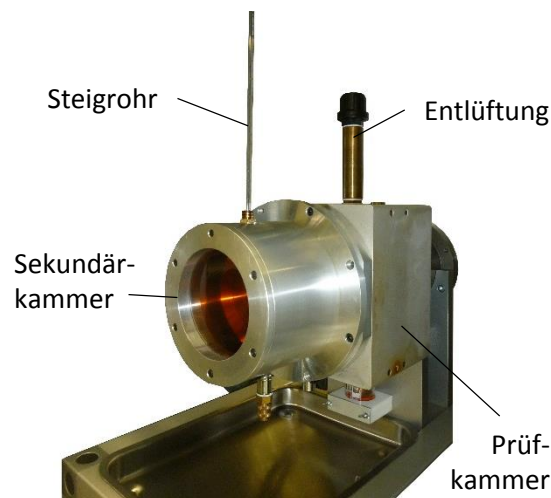


Bild 7.4: Prüfammer des Dauerlaufprüfstandes mit montierter Sekundärkammer und Steigrohr

Füllvorgänge und Förderwertmessung

Der Aufbau von Prüfkammer und Sekundärkammer sowie der Ablauf des Versuchs sind in Bild 7.5 schematisch dargestellt. Der RWDR wird in seiner konventionellen Einbaurichtung in die abzudichtende Kammer montiert. Diese wird bis zur Wellenmitte mit Öl gefüllt. An die abzudichtende Kammer wird dann luftseitig eine Sekundärkammer montiert.

Die Sekundärkammer bleibt während der meisten Zeit des Dauerlaufs leer (in Bild 7.5 als Normalbetrieb bezeichnet), um realistische Schmierungsbedingungen zu gewährleisten

und die Dichtstelle nicht von beiden Seiten mit Öl zu beaufschlagen. Geflutet wird die Sekundärkammer daher jeweils nur kurzzeitig für eine Förderwertmessung. Während der Versuchsdauer von 1000 Stunden wird eine Förderwertmessung bis zu neunmal durchgeführt. Zwischen den Förderwertmessungen wird ein Mindestintervall von 72 Stunden eingehalten. An einem Steigrohr kann der aktuelle Füllstand der Sekundärkammer abgelesen werden. Damit lässt sich bestimmen, welches Volumen der Dichtring pro Zeiteinheit in die abzudichtende Kammer pumpt.

Zur Füllung der Kammer muss die Welle kurz angehalten werden, da sich ansonsten durch die Umwälzung Luft ins Öl mischt. Der Öleinlass erfolgt von unten. Dabei kann die Luft aus der Kammer durch das Steigrohr nach oben entweichen und Lufteschlüsse können weitgehend vermieden werden. Die Kammer wird soweit befüllt, bis ein Füllstand an der Skala des Steigrohrs abgelesen werden kann. Das Volumen des Steigrohrs beträgt 2 ml. Eine Ableseseinheit auf der Skala entspricht 0,02 ml.

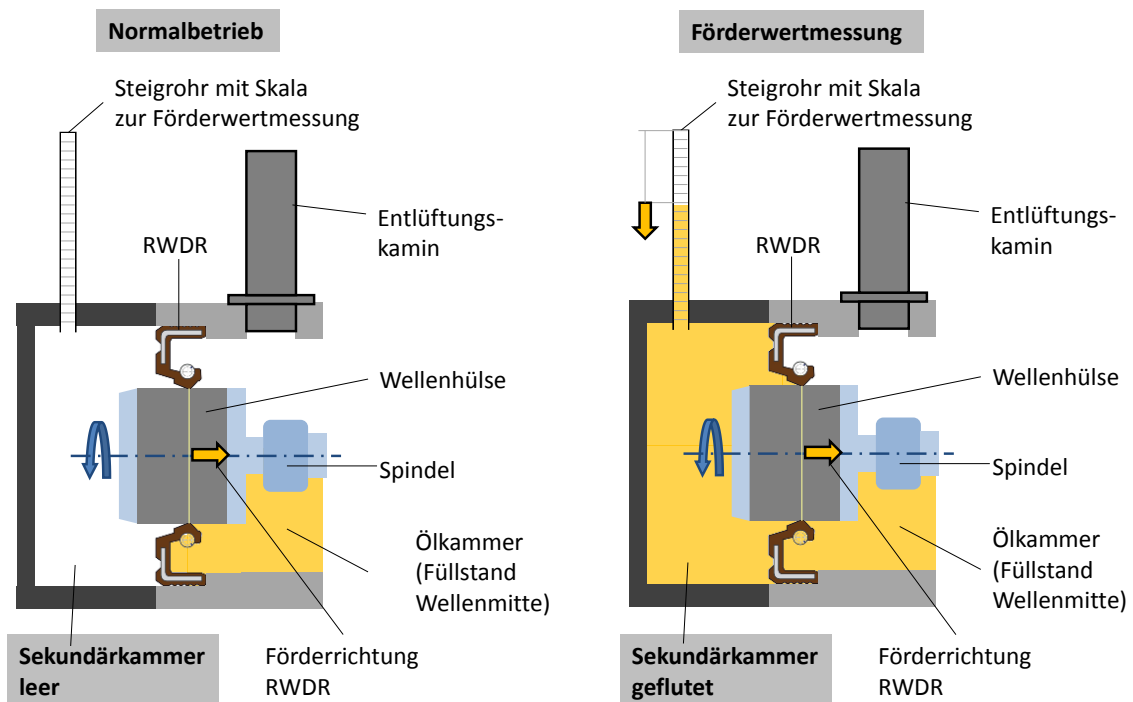


Bild 7.5: Versuchsaufbau, Füllung/Leerung der Sekundärkammer während Förderwertmessung und Normalbetrieb.

Weitere Messgrößen

Drehzahl und Ölumpftemperatur werden über die gesamte Dauer des Versuchs von der Steuerungs- und Messsoftware des Prüfstandrechners aufgezeichnet.

7.2.3 Bestimmung des Förderwertverlaufs

Bei jedem der 16 Langzeitversuche werden während der Laufzeit von 1000 Stunden bis zu neun Förderwertmessungen durchgeführt. Ablauf und Auswertung einer Einzelmessung ist

in Bild 7.6 dargestellt. Der Füllstand wird zu mehreren Zeitpunkten protokolliert. Die einzelnen Füllstände werden über der Zeit aufgetragen. Anschließend wird eine Regressionsgerade durch die Messpunkte gelegt:

$$y = -b \cdot x + c \quad \text{Gl. 7.1}$$

Der Koeffizient b der Regressionsgleichung ist die Steigung der Geraden und entspricht dem gemessenen Volumenstrom in μl pro Minute:

$$b \approx \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad [\mu\text{l}/\text{min}] \quad \text{Gl. 7.2}$$

Mit der Drehzahl $n = 1000 \text{ U}/\text{min}$ und dem Wellendurchmesser $d = 80 \text{ mm}$ kann aus b direkt der wegbezogenen Förderwert FW in μl pro Meter bestimmt werden:

$$FW = \frac{b}{n \cdot \pi \cdot d} = \frac{b}{1000 \text{ min}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,08 \text{ m}} \quad \text{Gl. 7.3}$$

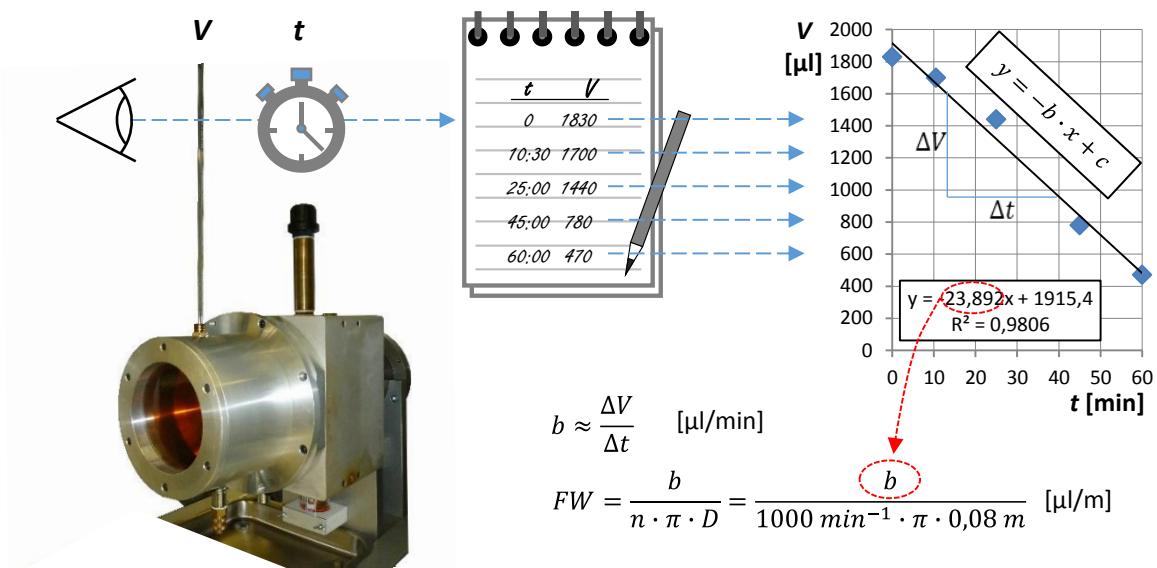


Bild 7.6: Durchführung und Auswertung einer Einzelmessung

Mehrere Einzelmessungen über der Versuchslaufzeit aufgetragen ergeben schließlich den Förderwertverlauf (Bild 7.7).

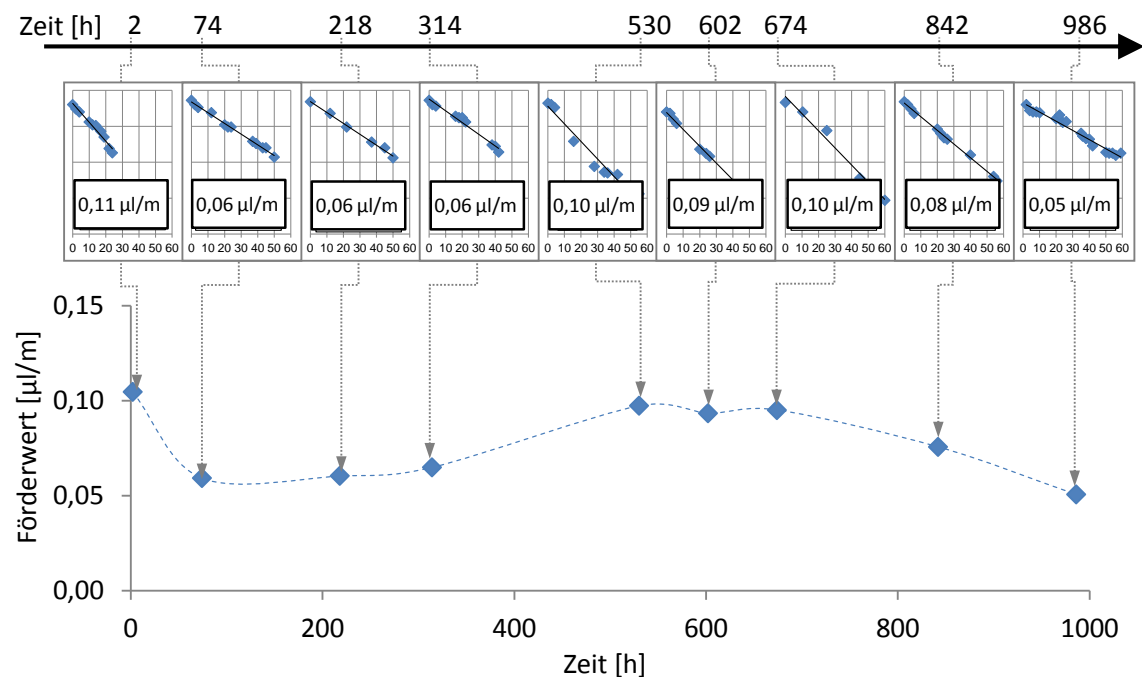


Bild 7.7: Von Einzelmessungen zum Förderwertverlauf

7.2.4 Prüflinge und Eigenschaften

Es werden zwei unterschiedliche Dichtringe, zwei unterschiedlich raue Gegenläufflächen sowie ein Schmierstoff verwendet:

Radial-Wellendichtringe

Beide Dichtringe sind von Hersteller A mit Durchmesser $D = 80$ mm und einer gestochenen Dichtkante. Der Hauptunterschied liegt im Basis-Elastomer des Compounds. Es wird ein Dichtring mit einem Fluorkautschuk (FKM) sowie ein Dichtring mit einem Nitrilkautschuk (NBR) verwendet.

Tabelle 7.1: Verwendete Radial-Wellendichtringe

Kurzbezeichnung	Hersteller	Basis-Elastomer	Elastomerhärte ¹ (Shore-A)	Herstellung der Dichtkante	Untersuchte Durchmesser (in mm)
A-FKM-80	A	FKM	75	gestochen	80
A-NBR2-80	A	NBR	72	gestochen	80

¹ laut Herstellerangabe

Gegenlaufflächen

Es werden ausschließlich im Einstich geschliffene Wellenhülsen mit Durchmesser $D = 80$ mm als Gegenlauffläche verwendet. Der Hauptunterschied der verwendeten Wellenhülsen liegt in der Oberflächenrauheit. Bei den Wellenhülsen vom Typ EG liegt die gemittelte Rautiefe im Bereich $Rz = 4,3 \dots 7,2 \mu\text{m}$. Bei Wellen vom Typ IR lag die gemittelte Rautiefe im Bereich $Rz = 2,1 \dots 2,7 \mu\text{m}$.

Tabelle 7.2: Verwendete Wellenhülsen

Kurzbezeichnung	Endbearbeitung	Vorbearbeitungsschritte	Gemittelte Rautiefe Rz (in μm)	Untersuchte Durchmesser (in mm)
EG	Schleifen im Einstich	Weichdrehen, Härten	4,3 ... 7,2	80
IR ¹	Schleifen im Einstich		2,1 ... 2,7	80

¹ Nadellagerinnenringe von INA (Schaeffler Technologies AG & Co. KG)

Schmierstoff

Als Schmierstoff wurde das Referenzöl FVA3 verwendet, ein nicht additiviertes Mineralöl mit einer dynamischen Viskosität von $\eta(40^\circ\text{C}) = 82 \text{ mPa}\cdot\text{s}$.

7.2.5 Lastzyklen

Ziel ist, den Einfluss unterschiedlicher Schädigungsmechanismen auf das Langzeitverhalten des Förderwerts zu analysieren. Um unterschiedliche Ausfallmechanismen anzusprechen, müssen entsprechende Lastzyklen definiert werden. Die im Folgenden vorgestellten 24h-Lastzyklen sind alle gleich aufgebaut. Sie bestehen jeweils aus zwei Stufen:

- eine 4-stündige Stufe mit einheitlichen Bedingungen für die Förderwertmessung; diese ist unabhängig vom Lastzyklus immer gleich: Ölsumpftemperatur $\vartheta = 40^\circ\text{C}$, Drehzahl $n = 1000 \text{ U/min}$
- eine 20-stündige Laststufe, um den entsprechenden Ausfallmechanismus anzusprechen

Laststufe mit Fokus auf Verschleiß

Um gezielt Verschleiß herbeizuführen, darf das System keinen tragenden Schmierfilm aufbauen. Dies ist bei geringer Viskosität und geringer Gleitgeschwindigkeit bzw. geringer Drehzahl der Fall. Die Drehzahl wird mit $n = 250 \text{ U/min}$ gewählt. Dies ist die geringste Drehzahl, bei der der Antrieb des Prüfstands die Reibung des Systems noch problemlos überwinden kann und eine gleichförmige Drehung der Welle ausführt. Die Ölsumpftemperatur wird mit $\vartheta = 80^\circ\text{C}$ gewählt. Dadurch wird das Öl dünnflüssiger. Dies begünstigt Verschleiß, da das System sich dabei im Mischreibungszustand befindet (s. abgeschätzter Gümbelzahlbereich in Bild 7.8). Eine Ölsumpftemperatur von $\vartheta = 80^\circ\text{C}$ ist jedoch bei geringer Drehzahl noch im Rahmen der thermischen Einsatzgrenzen beider Elastomerwerkstoffe, so dass eine zusätzliche thermische Schädigung nicht zu erwarten ist.

Laststufe mit Fokus auf thermischer Schädigung

Um thermische Schädigung herbeizuführen, sind hohe Temperaturen im Dichtspalt notwendig. Die Ölsumpftemperatur wird mit $\vartheta = 80\text{ °C}$ gewählt. Hohe Drehzahlen bewirken die notwendige Temperaturerhöhung im Dichtspalt. Die Drehzahl wird für den NBR-Dichtring mit $n = 3000\text{ U/min}$ gewählt. Beim FKM-Dichtring wird die Drehzahl mit $n = 6000\text{ U/min}$ entsprechend höher gewählt, da die Einsatzgrenze hinsichtlich der maximalen Temperatur höher liegt.

Aufgrund der hohen Drehzahl sollte sich das System trotz hoher Temperaturen und geringer Viskosität im Dichtspalt nicht mehr im Mischreibungsbereich befinden. Dies zeigt eine Abschätzung der Gümbelzahl, s. Darstellung in Bild 7.8. Es wird somit erwartet, dass sich ein trennender Schmierfilm aufbaut und keine nennenswerte zusätzliche Schädigung durch Verschleiß auftritt.

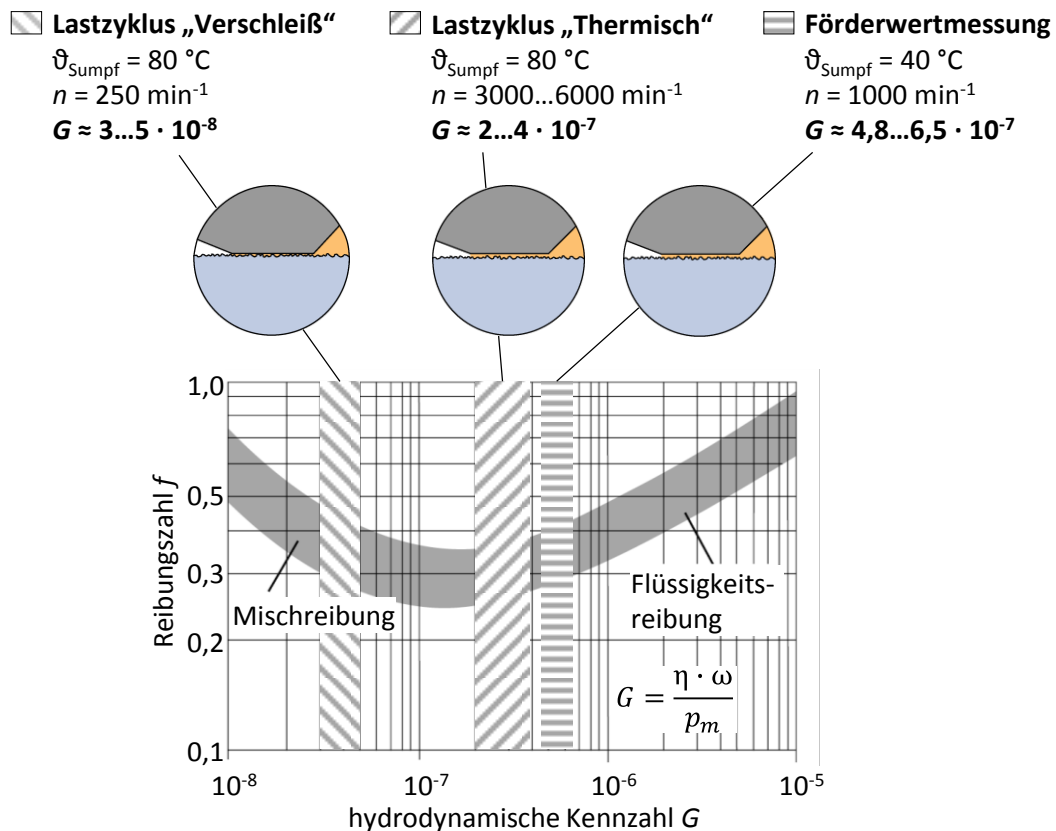
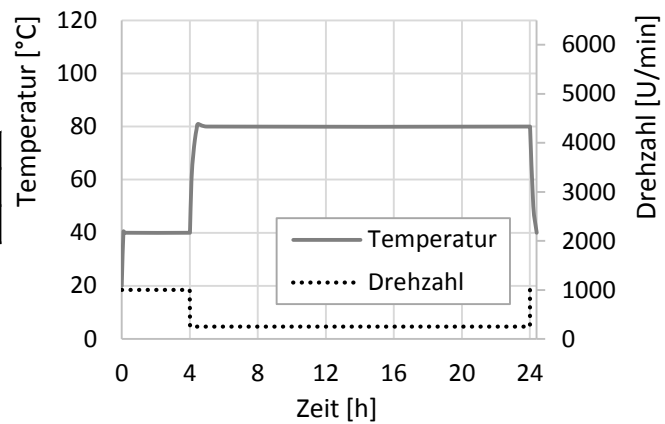


Bild 7.8: Abschätzung der Gümbelzahl für beide Lastzyklen und die Förderwertmessung

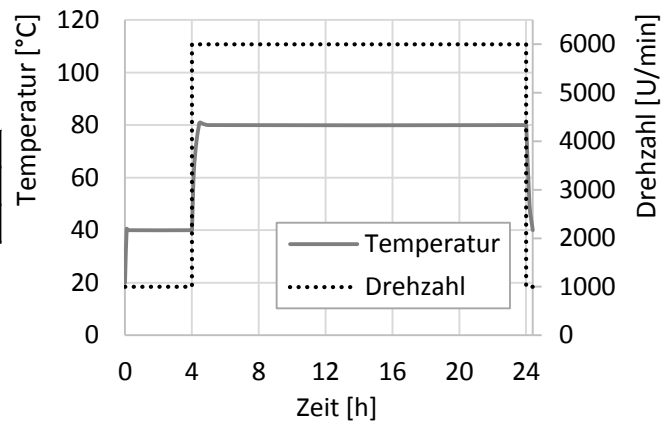
Die definierten Lastzyklen sind nochmals in Bild 7.9 dargestellt. Der Lastzyklus „Verschleiß“ ist für beide Dichtringe gleich. Der Lastzyklus „Thermisch“ unterscheidet sich für beide Dichtringe auf Grund der unterschiedlichen Einsatzgrenzen hinsichtlich der Drehzahl.

Lastzyklus "Verschleiß – FKM/NBR"

Zeit	Temperatur	Drehzahl
0 ... 4 h	40 °C	1000 U/min
4 ... 24 h	80 °C	250 U/min

**Lastzyklus "Thermisch - FKM"**

Zeit	Temperatur	Drehzahl
0 ... 4 h	40 °C	1000 U/min
4 ... 24 h	80 °C	6000 U/min

**Lastzyklus "Thermisch - NBR"**

Zeit	Temperatur	Drehzahl
0 ... 4 h	40 °C	1000 U/min
4 ... 24 h	80 °C	3000 U/min

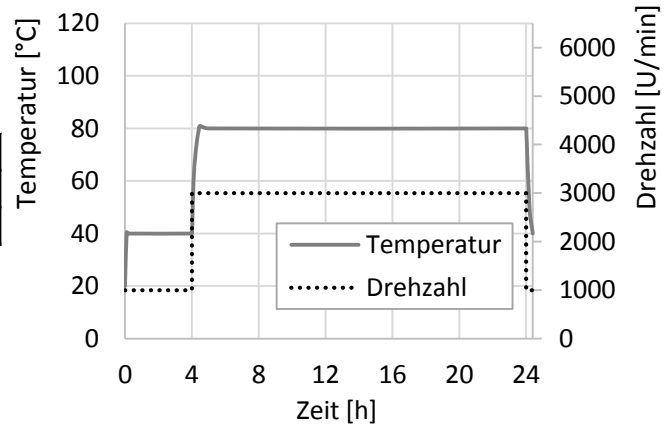


Bild 7.9: Lastzyklen

7.2.6 Parameterkombinationen

Aus der Kombination von zwei unterschiedlichen Dichtringen, zwei Rauheitskategorien bei den Gegenläuflächen, zwei unterschiedlichen Lastzyklen und zwei verschiedenen Drehrichtungen ergeben sich 16 Langzeitversuche. Die Parameterkombinationen sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst.

Tabelle 7.3: Parameterkombinationen

Versuch	RWDR Bez.	Lastzyklus	Drehrichtung	Dichtungsgegenlauffläche		Schmierstoff Bez.
				Bez.	Rz [μm]	
# 01	A-FKM-80	Verschleiß	rechts	EG - rau	7,2	FVA3
# 02	A-FKM-80	Verschleiß	rechts	IR - glatt	2,1	FVA3
# 03	A-FKM-80	Verschleiß	links	EG - rau	6	FVA3
# 04	A-FKM-80	Verschleiß	links	IR - glatt	2,7	FVA3
# 05	A-FKM-80	Thermisch - FKM	rechts	EG - rau	4,8	FVA3
# 06	A-FKM-80	Thermisch - FKM	rechts	IR - glatt	2,6	FVA3
# 07	A-FKM-80	Thermisch - FKM	links	EG - rau	4,3	FVA3
# 08	A-FKM-80	Thermisch - FKM	links	IR - glatt	2,3	FVA3
# 09	A-NBR2-80	Verschleiß	rechts	EG - rau	7,2	FVA3
# 10	A-NBR2-80	Verschleiß	rechts	IR - glatt	2,1	FVA3
# 11	A-NBR2-80	Verschleiß	links	EG - rau	6	FVA3
# 12	A-NBR2-80	Verschleiß	links	IR - glatt	2,7	FVA3
# 13	A-NBR2-80	Thermisch - NBR	rechts	EG - rau	4,8	FVA3
# 14	A-NBR2-80	Thermisch - NBR	rechts	IR - glatt	2,6	FVA3
# 15	A-NBR2-80	Thermisch - NBR	links	EG - rau	4,3	FVA3
# 16	A-NBR2-80	Thermisch - NBR	links	IR - glatt	2,3	FVA3

7.3 Auswertung des Langzeitverhaltens

Im Folgenden sind die Förderwertverläufe sowie Ergebnisse aus Vor- und Nachuntersuchungen dargestellt.

7.3.1 Förderwertverläufe

Zur Auswertung der insgesamt 16 Versuche werden die Förderwertverläufe gruppiert betrachtet. Es werden Versuche mit demselben Dichtring und demselben Lastzyklus in einem Schaubild zusammengefasst. Daraus ergeben sich vier Gruppen mit je vier Versuchen. Bild 7.10 zeigt alle Gruppen in der Übersicht mit einheitlichem Wertebereich auf der y-Achse:

- FKM-Dichtring (A-FKM-80) und Verschleißzyklus (Bild 7.10, oben links)
- NBR-Dichtring (A-NBR2-80) und Verschleißzyklus (Bild 7.10, oben rechts)
- FKM-Dichtring (A-FKM-80) und thermischer Zyklus für FKM (Bild 7.10, unten links)
- NBR-Dichtring (A-NBR2-80) und thermischer Zyklus für NBR (Bild 7.10, unten rechts)

Die Förderwerte des FKM-Dichtrings (links) sind erwartungsgemäß höher als die des NBR-Dichtrings (rechts). Die Übersicht zeigt auch, dass der Lastzyklus einen Einfluss auf den Verlauf des Förderwerts hat. Jede Gruppe scheint einen für die Kombination mehr oder weniger charakteristischen Verlauf zu haben. Bei zwei NBR-Dichtringen trat beim thermischen Lastzyklus bereits früh Leckage auf.

Zur weiteren Analyse wird jede Gruppe im Folgenden nochmals separat betrachtet, mit vergrößerter Darstellung der vier Schaubilder und einem individuell angepassten Wertebereich auf der y-Achse.

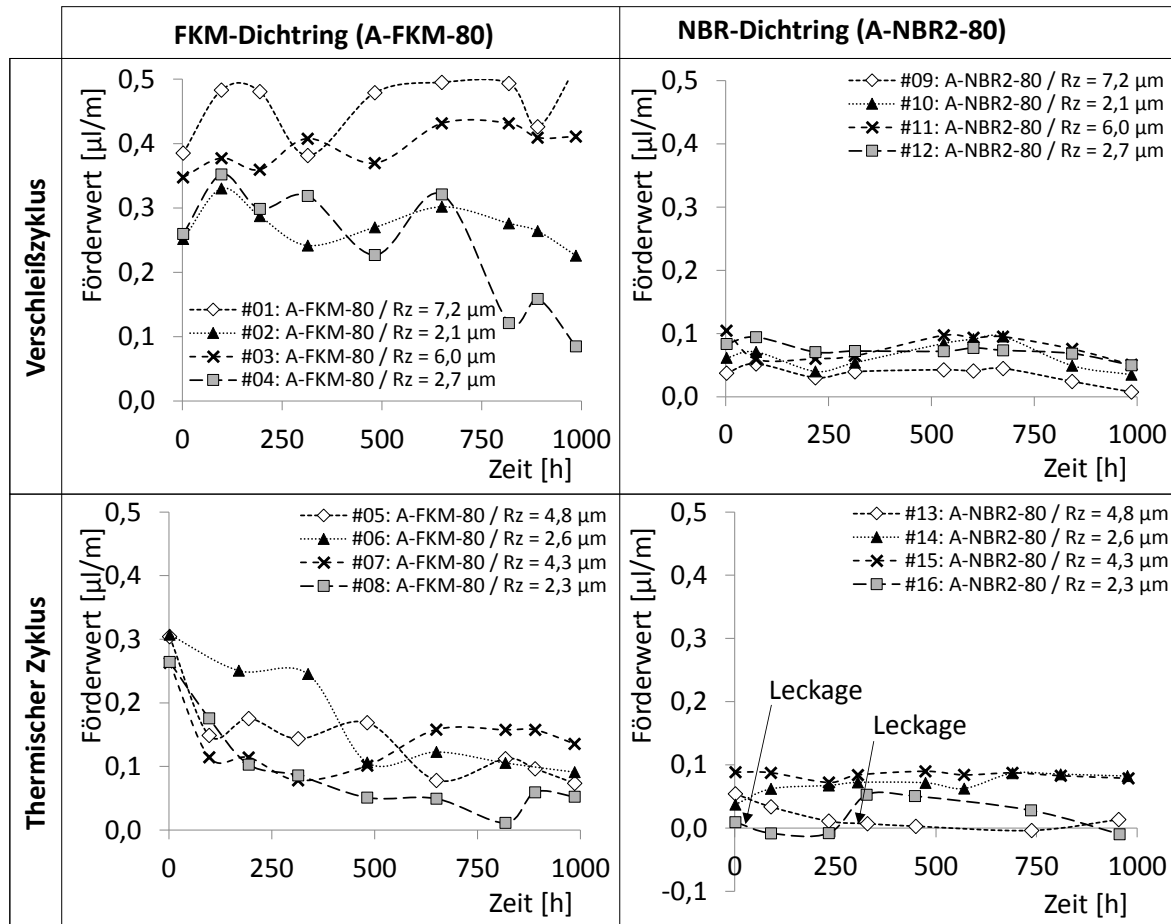


Bild 7.10: Übersicht Förderwertverläufe, gruppiert nach Dichtring und Lastzyklus

FKM-Dichtring (A-FKM-80) und Verschleißzyklus

Dichtheit:

- Alle Dichtsysteme waren über die komplette Laufzeit dicht, es wurde stets ein positiver Förderwert gemessen.

Förderwertverlauf:

- Die Messwerte schwanken über die Versuchsdauer von 1000 Stunden teilweise sehr. Bei den Versuchen #01, #02 und #03 ist im Gesamtverlauf keine Abnahme des Förderwerts zu beobachten. Die Förderwerte bleiben um einen Mittelwert verteilt bis zum Versuchsende auf gleichem Niveau. Bei Versuch #04 ist im Gesamtverlauf eine Abnahme des Förderwerts zu beobachten.

Streuung:

- Betrachtet man die Gesamtheit der Versuche (Mittelwert), so liegt der Endwert des Förderwerts nicht wesentlich unterhalb des Initialwerts. Die Streuung der Endwerte ist jedoch größer als die Initialstreuung.

Degradation:

- Auf Basis der vier Prüflinge lässt sich beim Verschleißzyklus für den FKM-Dichtring über 1000 Stunden Versuchszeit keine signifikante Degradation feststellen. Die vier Verlaufskurven haben zum Versuchsende einen leicht divergenten Verlauf. Durch die erhöhte Streuung der Messwerte zum Versuchsende scheint das Ausfallrisiko höher als zu Versuchsbeginn. Dies gilt vor allem für die beiden Systeme mit der geringeren Oberflächenrauheit.

Sonstige Beobachtungen:

- Eine hohe Oberflächenrauheit wirkt sich auch über eine längere Betriebsdauer positiv auf das Förderverhalten aus. Die beiden Dichtsysteme mit rauher Gegenläuffläche haben höhere Förderwerte.

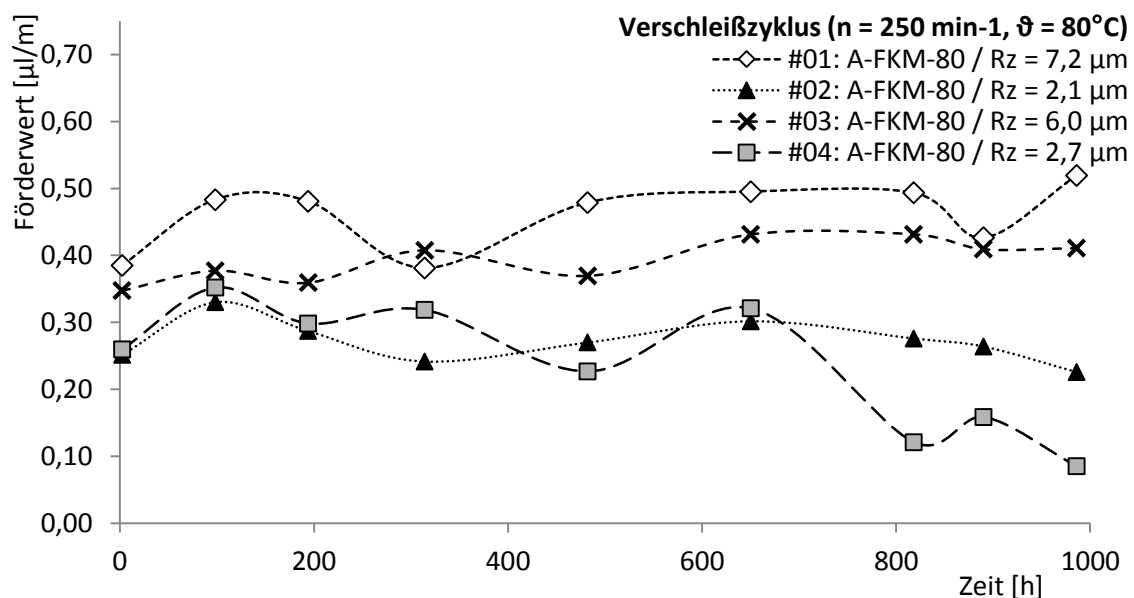


Bild 7.11: Förderwerte des FKM-Dichtring (A-FKM-80) während des Verschleißzyklus

NBR-Dichtring (A-NBR2-80) und Verschleißzyklus

Dichtheit:

- Alle Dichtsysteme waren über die komplette Laufzeit dicht, es wurde stets ein positiver Förderwert gemessen.

Förderwertverlauf:

- Die Messwerte schwanken insbesondere zu Beginn des Versuchs. Bei allen Versuchen ist im Gesamtverlauf mit zunehmender Versuchsdauer eine Abnahme des Förderwerts zu beobachten. Der Verlauf des Förderwerts nähert sich am ehesten einem progressiv abnehmenden Verlauf an. Auf Grund der Schwankungen ist dies jedoch schwer zu beurteilen.

Streuung:

- Die Endwerte des Förderwerts liegen unter den Initialwerten. Eine signifikante Änderung der Streuung ist jedoch nicht zu beobachten, was möglicherweise auch an den vergleichsweise geringen Förderwerten liegt.

Degradation:

- Auf Basis der vier Prüflinge lässt sich beim Verschleißzyklus für den NBR-Dichtring über 1000 Stunden eine leichte Abnahme der Förderwerte feststellen. Durch die Abnahme der Förderwerte zum Versuchsende ist das Ausfallrisiko höher als zu Versuchsbeginn.

Sonstige Beobachtungen:

- Ein Einfluss der Oberflächenrauheit kann nicht festgestellt werden.

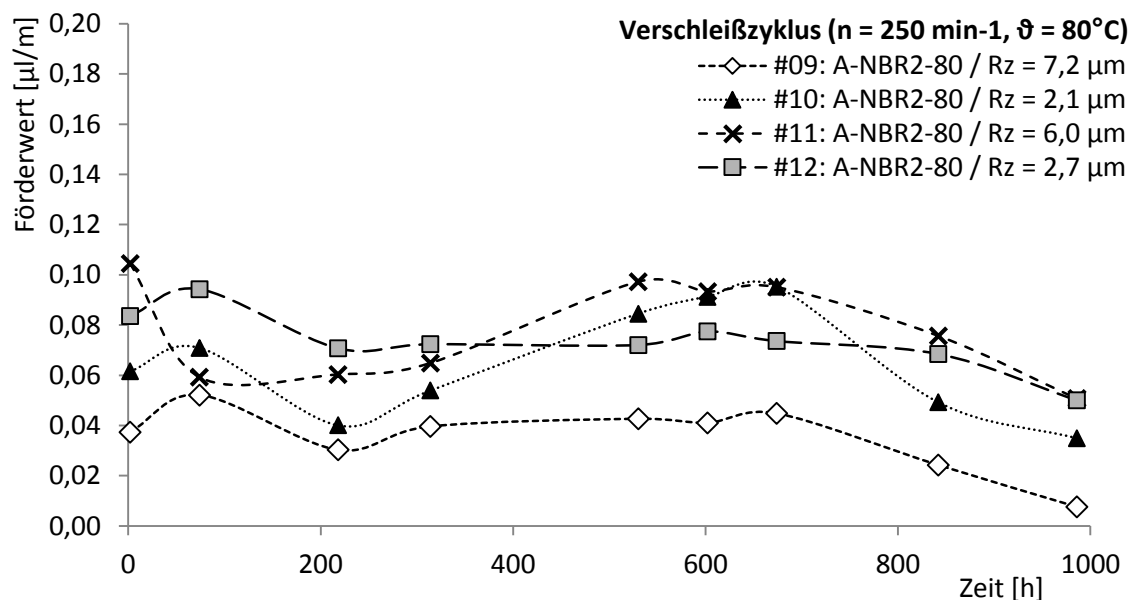


Bild 7.12: Förderwerte des NBR-Dichtring (A-NBR2-80) während des Verschleißzyklus

FKM-Dichtring (A-FKM-80) und thermischer Zyklus

Dichtheit:

- Alle Dichtsysteme waren über die komplette Laufzeit dicht, es wurde stets ein positiver Förderwert gemessen.

Förderwertverlauf:

- Die Messwerte schwanken über die Versuchsdauer von 1000 Stunden teilweise sehr. Der Förderwert nimmt mit zunehmender Versuchsdauer ab. Die Abnahme des Förderwerts nähert sich einem degressiv abnehmenden Verlauf an: Betrachtet man das Gesamtbild aller Versuche, so findet die Abnahme hauptsächlich zu Beginn statt. Später stabilisieren sich die Förderwerte und bleiben bis zum Ende weitgehend auf demselben Niveau.

Streuung:

- Die Endwerte des Förderwerts liegen unter den Initialwerten und weisen eine höhere Streuung auf.

Degradation:

- Auf Basis der vier Prüflinge lässt sich beim thermischen Zyklus für den FKM-Dichting über 1000 Stunden eine leichte Abnahme der Förderwerte feststellen. Durch die Abnahme der Förderwerte zum Versuchsende ist das Ausfallrisiko höher als zu Versuchsbeginn.

Sonstige Beobachtungen:

- Ein Einfluss der Oberflächenrauheit kann nicht festgestellt werden.

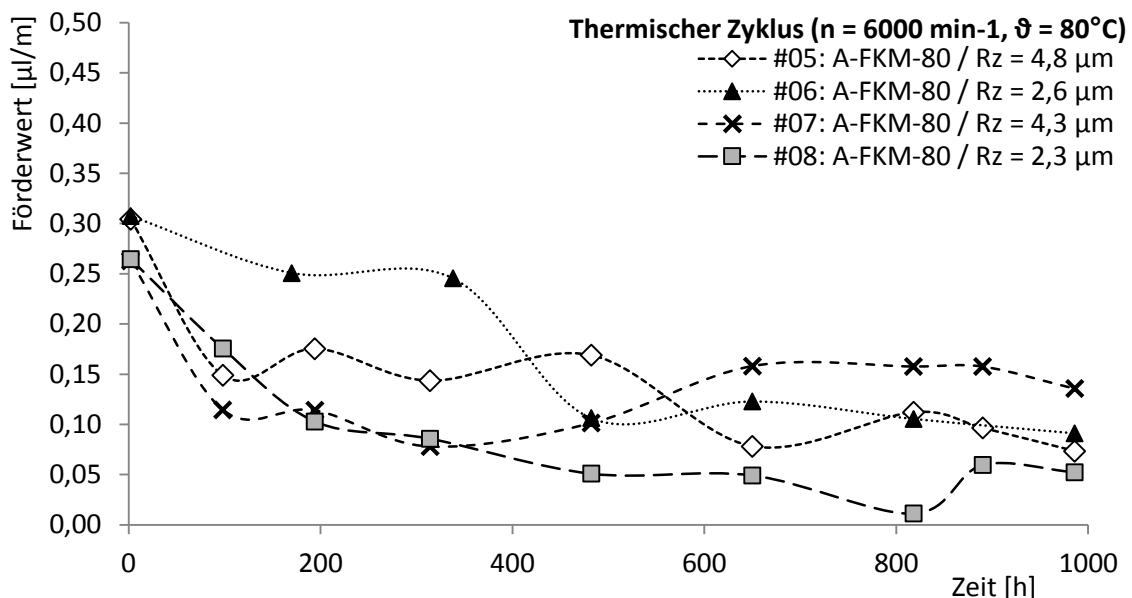


Bild 7.13: Förderwerte des FKM-Dichting (A-FKM-80) während des thermischen Zyklus

NBR-Dichting (A-NBR-80) und thermischer Zyklus

Dichtheit:

- Bei zwei Dichtsystemen trat Leckage auf: Bei Versuch #13 wurde nach 300 Stunden Leckage festgestellt (nach dem zwölften Lastzyklus), bei Versuch #16 trat bereits nach 24 Stunden Leckage auf (nach dem ersten Lastzyklus). Nach dem Auftreten von Leckage wurden teilweise negative Förderwerte gemessen – zwischenzeitlich waren die Förderwerte jedoch wieder positiv.
- Zwei Systeme waren über die komplette Laufzeit dicht (Versuch #14 und #15). Es wurde stets ein positiver Förderwert gemessen.

Förderwertverlauf:

- Bei den beiden dichten Systemen hat der Förderwert über 1000 Stunden einen relativ konstanten Verlauf. Bei den undichten Systemen schwanken die Messwerte

über die Versuchsdauer von 1000 Stunden teilweise sehr (positive und negative Förderwerte).

Streuung:

- Die Streuung der Förderwerte war von Beginn an relativ hoch.

Degradation:

- Hinsichtlich der Degradation ergibt sich kein einheitliches Bild. Bei Versuch #14 und #15 ist der Förderwert konstant. Bei Versuch #13 ist der Verlauf degressiv abnehmend und es werden negative Förderwerte erreicht. Bei #16 ist der Verlauf stark schwankend.

Sonstige Beobachtungen:

- Förderwertverlauf und Leckage von Versuch #13 und #16 ergeben kein stimmiges Bild.
- Ein Einfluss der Oberflächenrauheit auf das Förderverhalten kann nicht festgestellt werden.

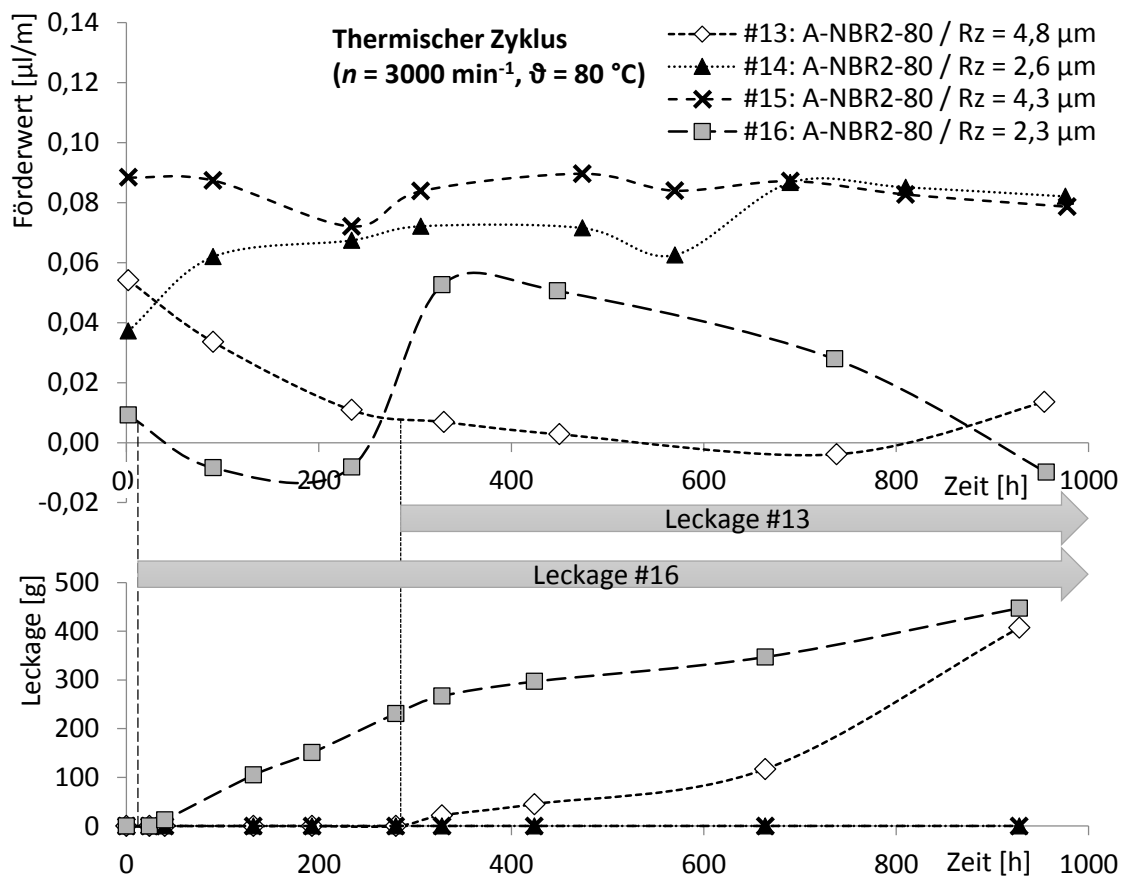


Bild 7.14: Förderwerte des NBR-Dichtring (A-NBR2-80) während des thermischen Zyklus

Eine abschließende Bewertung ist nur unter Berücksichtigung des Befundes aus der Analyse der Dichtsysteme sowie den begleitenden Messungen (Radialkraft, Elastomerhärte, Verschleißbreite, Laufspurtiefe etc.) möglich.

7.3.2 Analyseergebnisse

Bild 7.15 zeigt eine exemplarische Übersicht der Analyseergebnisse:

Beim Verschleißzyklus trat erwartungsgemäß mehr Verschleiß auf als beim thermischen Zyklus. Bei Systemen mit FKM-Dichtringen wurden höhere Verschleißbreiten an der Dichtkante als auch tiefere Einlaufspuren auf der Gegenlauffläche beobachtet. Bei den NBR-Dichtringen trat nur sehr geringer Verschleiß an der Dichtkante auf. Auch die gemessenen Laufspurtiefen waren gering. Der Befund beim Verschleißkollektiv deutet auf Mischreibung mit teilweise Festkörperkontakt hin, wie bei der Festlegung der Lastzyklen prognostiziert wurde. Eine grafische Übersicht der gemessenen Verschleißwerte befindet sich in Kapitel 7.3.4.

Beim thermischen Zyklus trat erwartungsgemäß weniger Verschleiß auf. Die höheren Verschleißbreiten wurden auch hier beim FKM-Dichtring gemessen. Bei einem Dichtsystem mit FKM-Dichtring wurde eine geringe Laufspurtiefe auf der Gegenlauffläche und ebenfalls eine sehr hohe Verschleißbreite am Dichtring gemessen. Dies deutet darauf hin, dass sich das System teilweise im Mischreibungszustand befand. Die höhere Drehzahl ($n = 6000 \text{ min}^{-1}$) führte bei den Versuchen mit FKM-Dichtring zu höheren Dichtspalttemperaturen, geringerer Viskosität im Dichtspalt und einer etwas kleineren Gumbelzahl.

Die NBR-Dichtringe zeigen bei beiden Lastzyklen eine Verfärbung und Verhärtung des Elastomers im Bereich der Dichtkante, was auf eine thermische Schädigung hindeutet. Beim thermischen Zyklus wurde dies so erwartet. Beim Verschleißzyklus ist dies jedoch unerwartet. Denn aufgrund der geringen Drehzahl ($n = 250 \text{ min}^{-1}$) sind Dichtspalttemperaturen über 90°C unwahrscheinlich. Die vom Hersteller angegebene Obergrenze für Dauerbeanspruchung ist 100°C – scheint in der Realität jedoch tiefer zu liegen.

Entsprechend wurden die NBR-Dichtringe durch den thermischen Zyklus übermäßig thermisch geschädigt. Dies äußerte sich in starker Verhärtung des Elastomers (s. Kapitel 7.3.6) und einer Zunahme der Radialkraft (s. Kapitel 7.3.5). Auf Grund der Verhärtung bildeten sich Risse in der Dichtkante, was bei zwei Dichtringen zur Leckage führte (s. Kapitel 7.3.3).

Bei den FKM-Dichtringen konnte keinerlei thermische Schädigung des Elastomers festgestellt werden. Es kam zu einer leichten Radialkraftabnahme (s. Kapitel 7.3.5). Die Elastomerhärte blieb nahezu unverändert (s. Kapitel 7.3.6).

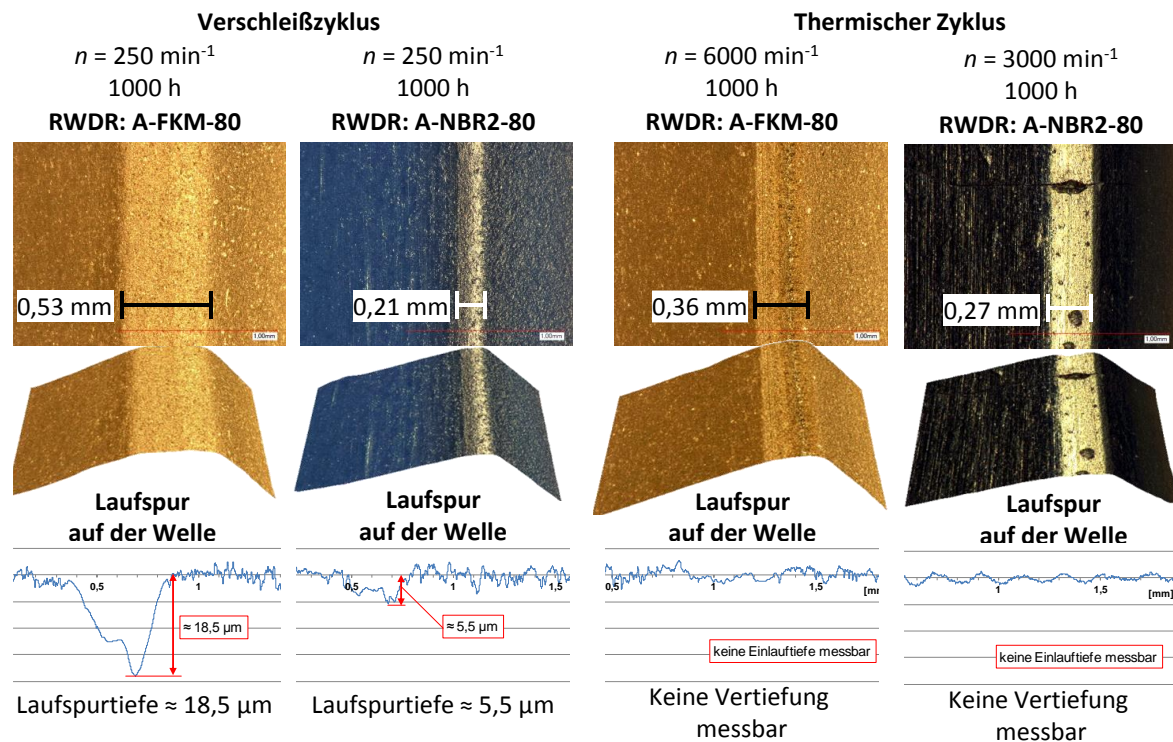


Bild 7.15: Dichtungs- und Wellenverschleiß

7.3.3 Ausfall- bzw. Leckageursache

Wie im vorangehenden Kapitel bereits erwähnt, war die Leckage in Versuch #13 und #16 (NBR-Dichtring bei thermischem Lastzyklus) in der Verhärtung der Elastomer-Dichtkante begründet.

Schadensbild

Die vier Dichtringe zeigen einen ähnlichen Schädigungsgrad (Bild 7.17 bis Bild 7.20). Im Vergleich zur Dichtkante im Neuzustand (Bild 7.16) ist eine deutliche Verfärbung des Elastomers zu Erkennen. Die Oberfläche ist verhärtet, bei drei Dichtringen haben sich Risse gebildet.

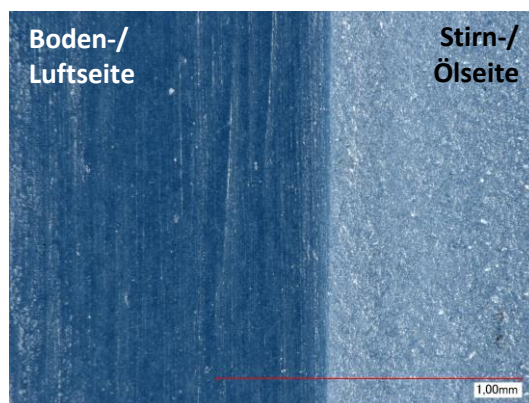


Bild 7.16: Dichtkante im Neuzustand (A-NBR2)

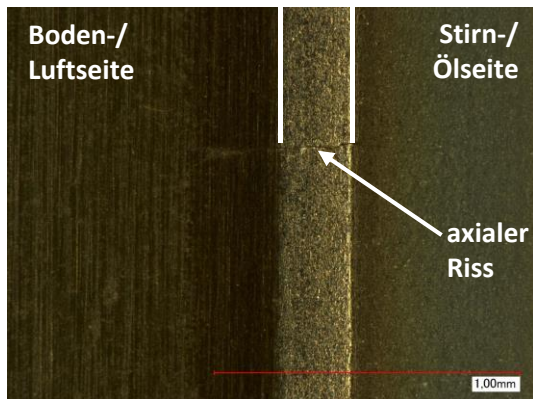


Bild 7.17: Versuch #13 (Leckage)

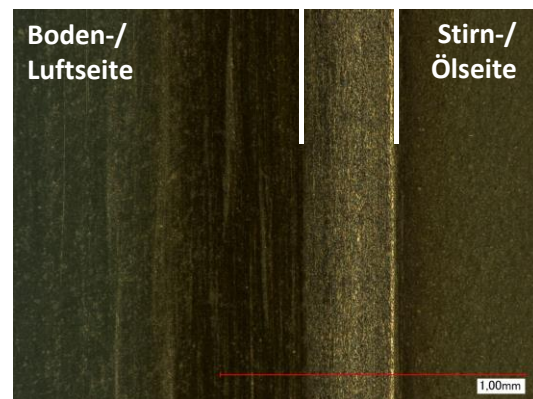


Bild 7.18: Versuch #14 (keine Leckage)

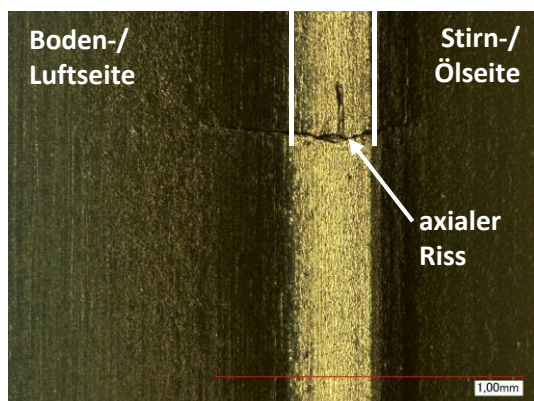


Bild 7.19: Versuch #15 (keine Leckage)

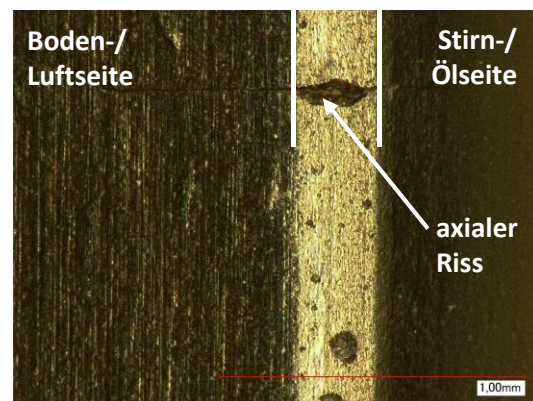


Bild 7.20: Versuch #16 (Leckage)

Schadensmechanismus

Auf Grund der hohen Dichtspalttemperatur wurde die thermische Einsatzgrenze des Elastomers überschritten. Dies führt zur beschleunigten Alterung des Elastomers. Veränderungen im Elastomernetzwerk führen zur Verhärtung. Der Werkstoff verliert seine elastischen Eigenschaften. Unterschiedliche Ereignisse können dann zur Rissbildung führen:

- Krafteinwirkung durch radiale Relativbewegung der Welle
- Krafteinwirkung in Umfangsrichtung bei Drehzahlwechseln oder Anfahrvorgängen
- Spannungsänderungen im Werkstoff durch Temperaturwechsel
- Krafteinwirkung bei Demontage des Dichtrings

Leckageursache

Wie es genau zur Leckage kam, kann nicht rekonstruiert werden. Die Risse können während dem Versuch entstanden sein und zur Leckage geführt haben. Es ist jedoch auch möglich, dass die Risse erst bei der Demontage der Dichtringe entstanden sind und die verloren gegangene Förder- und Folgefähigkeit der Dichtringe zur Leckage geführt hat.

7.3.4 Verschleiß

Die Auswertung der Verschleißbreite der Dichtkanten zeigt einen wesentlich höheren Verschleiß der FKM-Dichtringe (Bild 7.21). Die Auswertung der Laufspurtiefen auf den Gegenläufigflächen zeigt vor allem nach dem Verschleißzyklus deutliche Anzeichen von Verschleiß. Auch hier trat bei Systemen mit FKM-Dichtring wesentlich mehr Verschleiß auf (Bild 7.22).

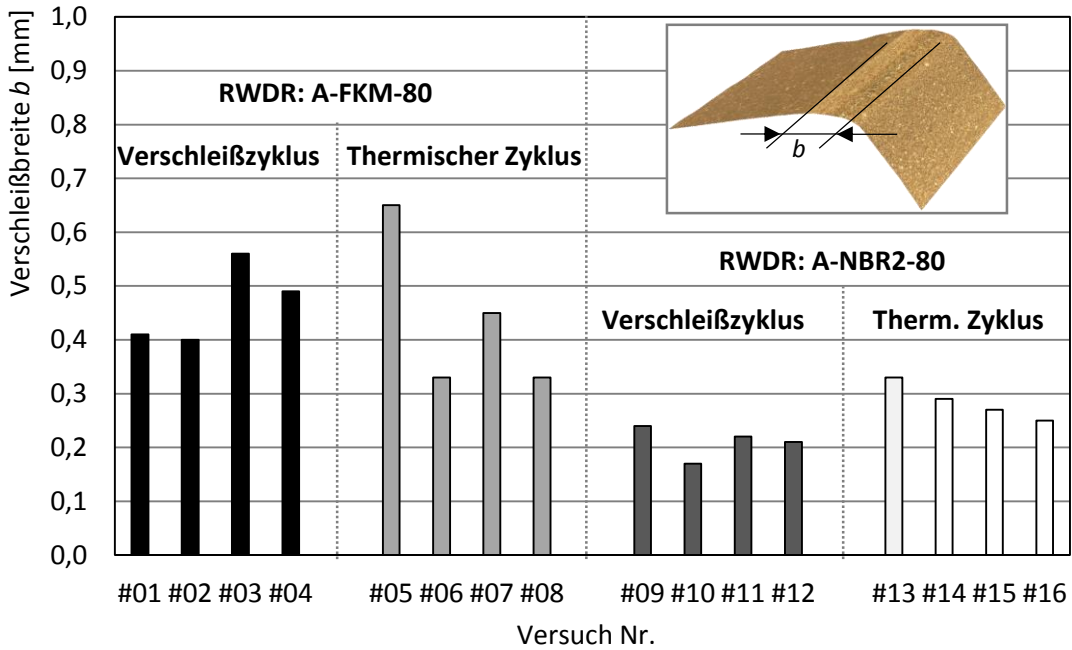


Bild 7.21: Verschleißbreiten nach Dichtring und Lastzyklus

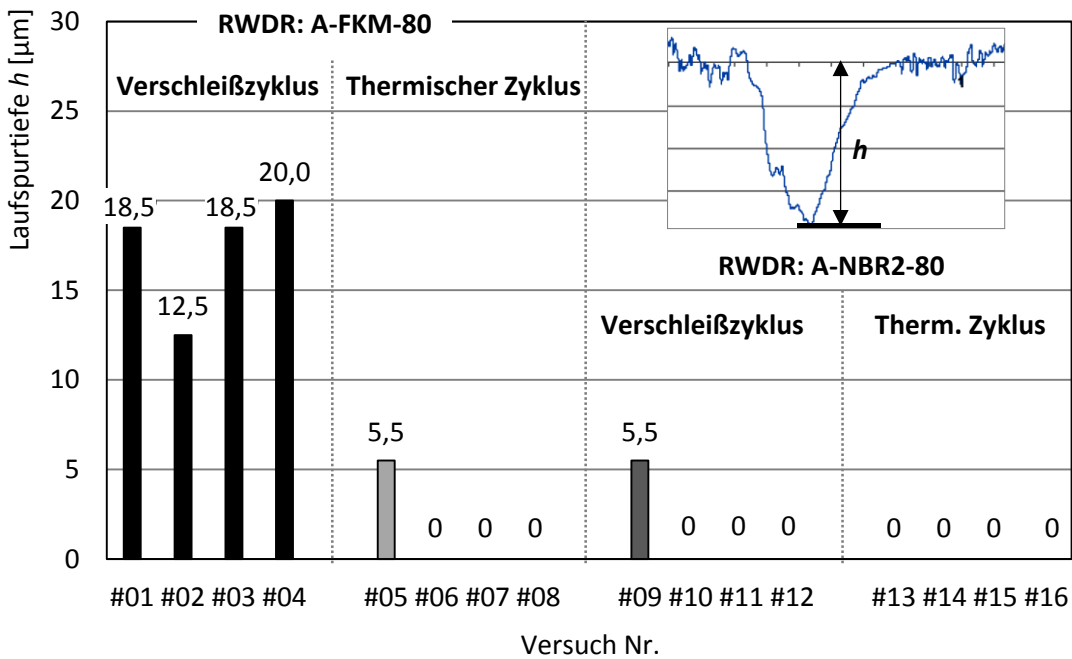


Bild 7.22: Laufspurtiefen nach Dichtring und Lastzyklus

7.3.5 Radialkraftänderung

Bei Dichtringen aus FKM führten beide Lastzyklen zu einer Abnahme der Radialkraft. Diese Änderung der Radialkraft liegt für die Versuchsdauer über 1000 Stunden jedoch in einem üblichen Bereich.

Bei den Dichtringen aus NBR wurde infolge einer Verhärtung des Elastomers bei beiden Lastzyklen eine Zunahme der Radialkraft beobachtet. Besonders deutlich war die Radialkraftzunahme nach den Versuchen mit thermischem Lastzyklus (Bild 7.23).

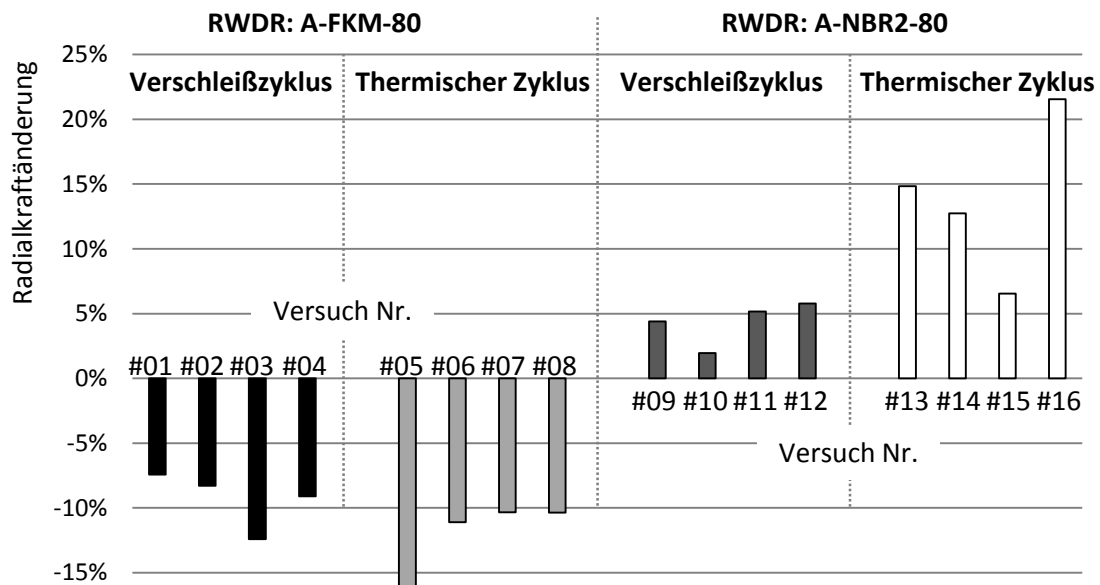


Bild 7.23: Änderung der Radialkraft bei Langzeitversuchen über 1000h

7.3.6 Elastomerhärteänderung

Die Elastomerhärte der Dichtringe aus FKM blieb bei beiden Lastzyklen nahezu unverändert. Die Abweichungen zwischen Messwerten im Neuzustand und Messwerten nach dem Versuch liegen im Rahmen der Messgenauigkeit.

Bei den Dichtringen aus NBR wurde bei beiden Lastzyklen eine Verhärtung des Elastomers festgestellt. Analog zur Zunahme der Radialkraft war die Härtezunahme beim Temperaturkollektiv besonders ausgeprägt und ist als kritisch einzustufen (Bild 7.24).

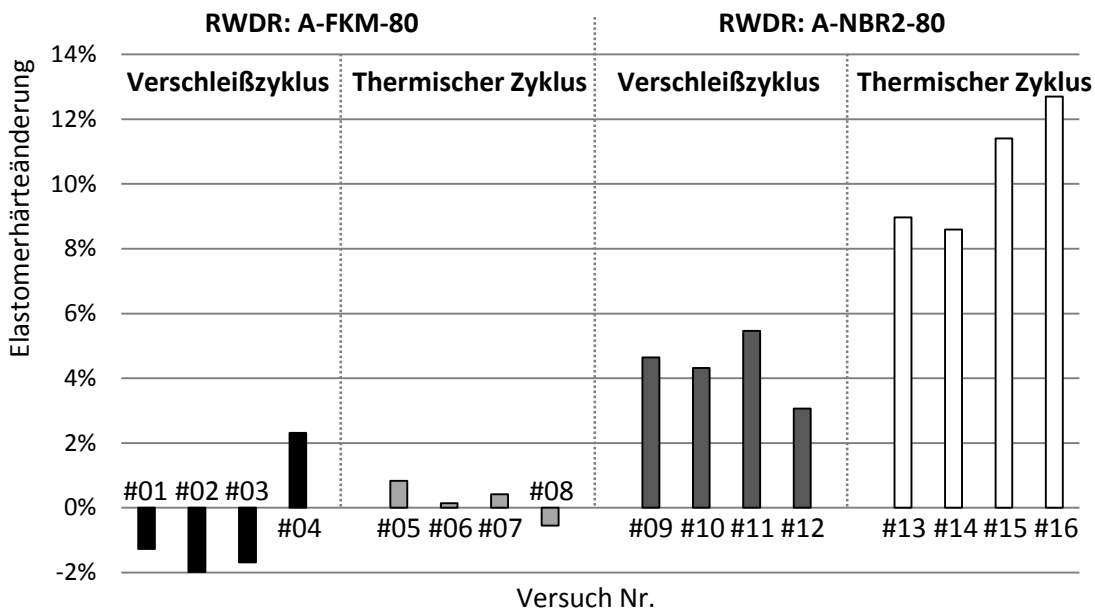


Bild 7.24: Änderung der Elastomerhärte bei Langzeitversuchen über 1000h

7.4 Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer

Der Förderwert des Dichtsystems reagiert je nach Belastung und eintretendem Schädigungsmechanismus unterschiedlich. Die Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer des Systems, muss daher je nach Ausfallmechanismus unterschiedlich bewertet werden.

In Bild 7.26 sind mögliche Verkettungen von Ausfallursachen und Schädigungsmechanismen dargestellt, die den Dichtmechanismus stören und zu Leckage führen. Die Übersicht beschränkt sich auf einige typische Ereignisketten, um die Komplexität einzugrenzen. Auf weitere Detaillierung sowie Ursachen wie Schmutzeinwirkung oder Überdruck wurde bewusst verzichtet.

Bedeutung des Förderwerts bei förderaktiver Gegenlauffläche

Bei Drall oder Fehlstellen auf der Gegenlauffläche entsteht eine Förderwirkung. Diese kann je nach Drehrichtung der Welle der Förderwirkung des Dichtrings entgegenwirken oder diese unterstützen. Letzteres kann zu Mangelschmierung oder Trockenlauf in der Dichtzone führen und infolgedessen Verschleiß und/oder thermische Schädigung hervorrufen.

Eine Förderwirkung der Gegenlauffläche, die der Förderwirkung des Dichtrings entgegenwirkt und Fluid aktiv in Richtung Luftseite fördert, führt zu keiner Schädigung des Dichtsystems. Sie wirkt eher verschleißmindernd und unterstützt die Wärmeabfuhr aus dem Dichtspalt. Übersteigt die Förderwirkung der Gegenlauffläche jedoch die Förderwirkung des Dichtrings, so führt dies direkt zu Leckage.

Der Förderwert des Dichtrings wirkt der Leckage durch eine Gegenlauffläche entgegen. Ein hoher Förderwert erhöht entsprechend die Dichtsicherheit und die Lebensdauer des Dichtsystems. Bei diesem Ausfallmechanismus ist der Förderwert des Dichtrings von hoher Bedeutung für die Lebensdauer.

Bedeutung des Förderwerts bei Verschleiß

Bei Einwirkung von Verschleiß ist die Lebensdauer in erster Linie von anderen Parametern abhängig. Entscheidend ist die Verschleißfestigkeit des Dichtungswerkstoffs und der Gegenlauffläche. Die Auswahl eines geeigneten Schmierstoffs, der für gute Benetzung von Dichtring und Gegenlauffläche sorgt und dadurch verschleißmindernd wirkt, ist ebenfalls von hoher Bedeutung.

Dem Förderwert kommt bei verschleißbedingten Ausfallmechanismen eine unterstützende Rolle zu. Wie die Dauerlaufuntersuchungen zeigen, führt Verschleiß des Dichtsystems zu einer zunehmenden Streuung der Förderwerte (FKM-Dichtringe) und einer leichten Abnahme der Förderwerte (NBR-Dichtringe). Entsprechend ist anzunehmen, dass ein hoher Förderwert die Dichtsicherheit und die Lebensdauer des Dichtsystems erhöht. Eine quantitative Aussage kann auf Basis der Untersuchungen jedoch nicht getroffen werden.

Bedeutung des Förderwerts bei thermischer Schädigung

Thermische Schädigung des Elastomers führt zu einer Verhärtung, wodurch Risse in der Dichtkante entstehen können. Bei thermischer Schädigung des Schmierstoffs kommt es häufig zu Ölkohleablagerungen an der Dichtkante. Es kann zur Unterwanderung der Dichtkante durch die Ölkohle und ebenfalls zur Rissbildung in der Ölkohleschicht kommen. Risse wirken meist als Leckagekanäle. Daher ist bei Rissbildung mit einer plötzlichen Änderung des Förderverhaltens zu rechnen. Ein Riss in der Dichtkante kann in der Regel auch von einem Dichtring mit zuvor hohem Förderwert nicht kompensiert werden.

Die Untersuchungen zeigten keinen klaren Zusammenhang zwischen thermischem Schädigungsgrad des Dichtsystems und Degradation des Förderwerts. Das Verhalten des Förderwerts bei thermischer Überbeanspruchung ist chaotisch und unberechenbar.

Die Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer wird bei thermischer Überbeanspruchung als gering eingeschätzt. Der Förderwert nimmt höchstens eine unterstützende Rolle ein. Entscheidend für die Lebensdauer ist, dass die Betriebsbedingungen die thermischen Einsatzgrenzen von Dichtungswerkstoff und Schmierstoff nicht überschreiten.

Bedeutung des Förderwerts bei chemischer Schädigung

Chemische Schädigung wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Ein typisches Fehlerbild bei chemischer Unverträglichkeit ist Ausgasen und Blasenbildung an der Dichtkante (Bild 7.25). Je nach Position der Blase kann diese eine plötzlich eintretende Störung des Dichtmechanismus bedeuten und zur Leckage führen.

Die Bedeutung des Förderwerts für die Lebensdauer wird bei chemischer Schädigung als gering eingeschätzt. Der Förderwert nimmt höchstens eine unterstützende Rolle ein. Entscheidend für die Lebensdauer ist, dass die Öl-Elastomer-Kompatibilität bei ge-

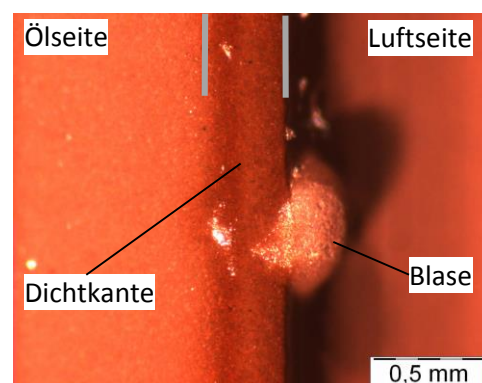


Bild 7.25: Durch Ausgasen entstandene Blase an der Dichtkante [REM12]

gebenen Betriebsbedingungen sichergestellt ist. Dies sollte anhand einer Freigabeprüfung unter realitätsnahen Betriebsbedingungen erfolgen.

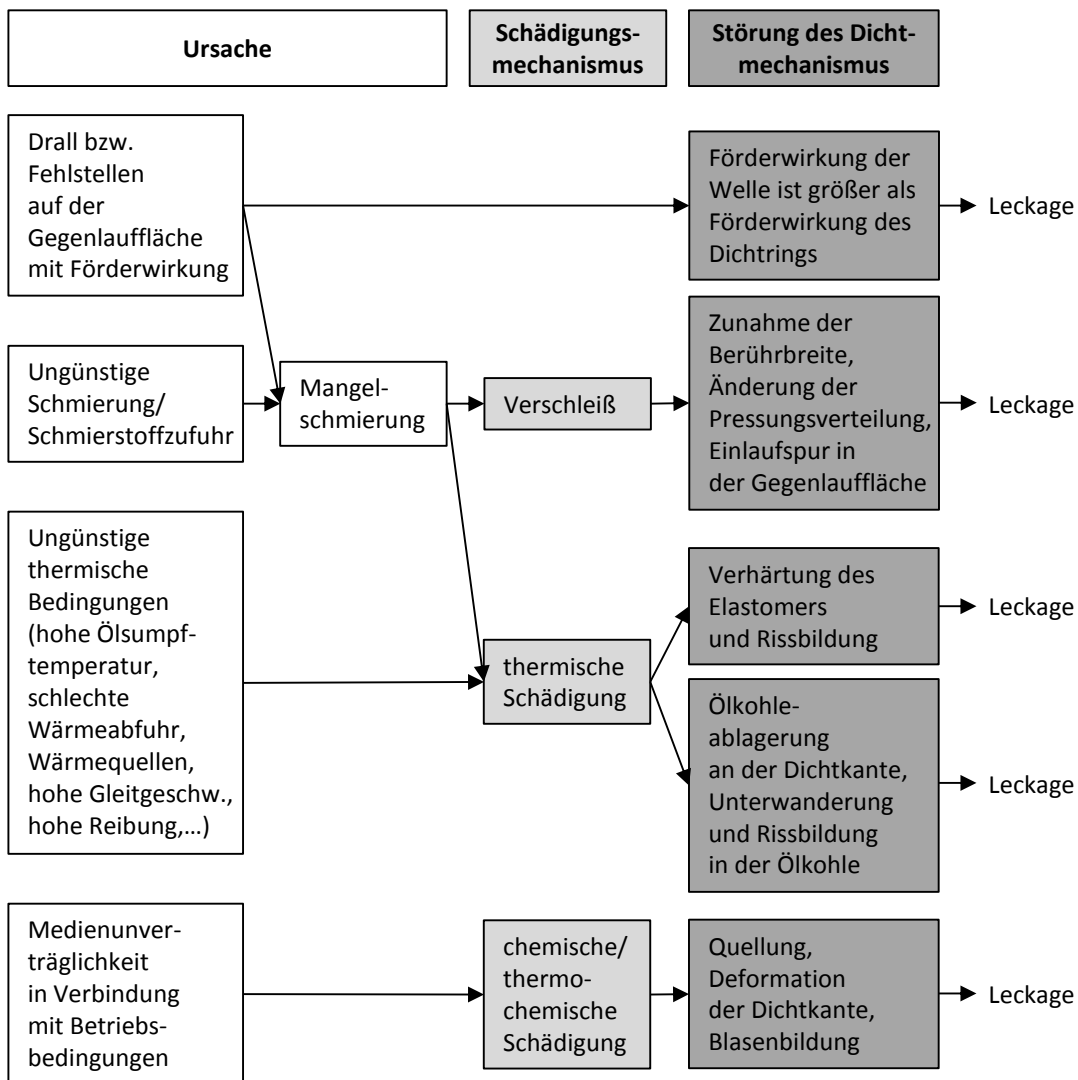


Bild 7.26: Mögliche Verkettungen von Ausfallursachen und Schädigungsmechanismen, die den Dichtmechanismus stören und zu Leckage führen

7.5 Erkenntnisse, Diskussion und Fazit

Im Fokus der Untersuchungen stand die Fragestellung nach dem Langzeitverhalten des Förderwerts unter der Einwirkung verschiedener Lasten. Konkret bedeutet dies: Wie reagiert der Förderwert bei Verschleiß der Dichtkante oder der Gegenlauffläche? Wie reagiert der Förderwert bei thermischer Schädigung des Elastomers? Darüber hinaus ist von Interesse, inwiefern sich der Förderwert als Kennwert zur Lebensdauerabschätzung eignet.

Die Ergebnisse der Untersuchungen lassen folgende Schlussfolgerungen zu:

Langzeitverhalten des Förderwerts bei Verschleiß

Verschleiß trat vor allem beim Verschleißzyklus an Systemen mit FKM-Dichtring auf. Der Verschleiß führte dabei zu einer zunehmenden Streuung der Förderwerte. Eine Abnahme des Förderwerts infolge von Verschleiß konnte nur einem von vier Versuchen beobachtet werden. Im Mittel blieb das Niveau der Förderwerte über 1000 h Versuchsdauer annähernd konstant.

Umgekehrt muss die Frage gestellt werden, ob ein hoher Förderwert zu unzureichender Schmierung der Kontaktzone und dadurch zu mehr Verschleiß führen kann. Auffallend ist, dass Verschleiß vor allem beim FKM-Dichtring auftritt, der einen wesentlich höheren Förderwert hat als der hier verwendete NBR-Dichtring.

Die Frage kann auf Basis der hier durchgeführten Untersuchungen nicht nachweislich beantwortet werden. Die Einschätzung ist jedoch, dass RWDR ohne aktive Dichthilfen bei ausreichender Bereitstellung von Schmierstoff nicht in der Lage sind, den Dichtspalt selbst bis zum Trockenlauf leer zu pumpen. Die in dieser Arbeit präsentierte Modellvorstellung geht eher davon aus, dass die Förderwirkung mit der im Dichtspalt schwindenden Fluidmenge abnimmt und sich das System selbst reguliert.

Schuler [SUL14] fand heraus, dass die Adhäsionsarbeit (Bindungsenergie) zwischen vielen Schmierstoffen und FKM geringer ist als die Kohäsionsarbeit (Bindungsenergie zwischen den Fluidteilchen innerhalb des Schmierstoffs) und daher keine Benetzung des Elastomers stattfindet. Als besonders schlecht fand Schuler die Bedingungen zwischen FKM und dem hier verwendeten FVA3-Referenzöl. Die fehlende Benetzung des Dichtungswerkstoffes ist eine plausible Erklärung für den höheren Verschleiß bei FKM-Dichtringen.

Dass der höhere Förderwert des Dichtrings zum erhöhten Verschleiß führt, wird als weniger wahrscheinlich eingeschätzt. In [STUD06] wurde das Verschleißverhalten von RWDR verschiedener Hersteller in einem Dauerlauf über 1000 Stunden untersucht und verglichen. Dabei konnte bei RWDR mit hohem Förderwert kein erhöhter Verschleiß festgestellt werden.

Langzeitverhalten des Förderwerts bei thermischer Schädigung

Thermische Schädigung trat bei allen Dichtringen aus NBR auf. Die Förderwertverläufe sind insgesamt jedoch zu unterschiedlich und zu hohen Schwankungen unterworfen, so dass kein typisches Verhalten des Förderwerts bei thermischer Schädigung bestimmt werden kann.

Nach dem Verschleißzyklus waren Dichtringe leicht thermisch geschädigt (leichte Verfärbung und Verhärtung des Elastomers, keine Rissbildung). Die Schädigung ist dabei vermutlich langsam erfolgt, was zu einer Abnahme des Förderwerts führte. Beim thermischen Zyklus wurde die Einsatzgrenze der Dichtringe überschritten. Das Elastomer wurde sehr schnell thermisch geschädigt (starke Verfärbung, starke Verhärtung des Elastomers, Rissbildung). Der Förderwert nahm in zwei Fällen ab und es trat Leckage auf.

In zwei weiteren Fällen blieb der Förderwert jedoch konstant, obwohl ein ähnlicher Schädigungsgrad vorlag. Es scheint daher nicht möglich zu sein, anhand des Förderwerts zuverlässige Rückschlüsse auf den thermischen Schädigungsgrad des Systems zu ziehen.

Zusammenhang zwischen Förderwert und Leckage

Bei beiden Systemen, bei denen Leckage auftrat, war eine eindeutige Veränderung im Förderwertverlauf erkennbar. Es wurden teilweise negative Förderwerte gemessen. Es gibt also einen Zusammenhang zwischen Förderwert und Leckage.

Merkwürdig ist, dass zwischenzeitlich wieder positive Förderwerte gemessen wurden – trotz andauernder Leckage im Normalbetrieb. Dies ist möglicherweise in der hier eingesetzten Messmethode begründet.

Kritische Betrachtung der Messmethode

Mit der Zweikammermethode wurde eine Methode ausgewählt, die unabhängig von der bodenseitigen Spaltgeometrie des Dichtrings für gleiche Bedingungen hinsichtlich der Schmierstoffzufuhr sorgt. Diese liefert bei undichten und bereits geschädigten Systemen jedoch nicht die erwarteten Ergebnisse. Trotz Leckage im Normalbetrieb werden bei der Förderwertmessung manchmal positive Werte gemessen. Ein möglicher Grund hierfür ist, dass die Bodenseite des RWDR bei der Zweikammermethode durch die Überflutung und den relativ hohen Füllstand des Steigrohrs mit einem geringen Überdruck beaufschlagt wird (je nach Füllstand ca. 0,03...0,05 bar). Dieser geringe Überdruck beeinflusst die Messung im Falle eines undichten Systems möglicherweise negativ.

Für weiterführende Arbeiten wird daher ein Versuch mit der Einspritzmethode empfohlen (s. Kapitel 2.7.2).

Eignung des Förderwerts als Degradationskenngröße

Die mit der gewählten Messmethode erzielten Ergebnisse sprechen gegen eine Eignung des Förderwerts als Degradationskenngröße. Die Förderwerte zeigen während den Langzeitversuchen einen teilweise stark schwankenden Verlauf. Das alternierende und teilweise unberechenbare zeitliche Verhalten lässt keine Bildung eines Schädigungs- oder Lebensdauermodells anhand des Förderwerts zu.

Mit der gewählten Messmethode ist der Förderwert kein zuverlässiger Indikator des zeitlichen Leckage- bzw. Ausfallrisikos. Stark thermisch geschädigte Systeme hatten bis zum Versuchsende einen nahezu konstanten Förderwert (Versuche #14 und #15). Sie hätten jeden Moment ausfallen können (z.B. durch Rissbildung im verhärteten Elastomer), ohne dass das Ausfallrisiko vom Förderwertverlauf prognostiziert wurde. Möglicherweise war die Zweikammermethode, wie oben beschrieben, für den eingetretenen Fall nicht die ideale Messmethode.

Fazit

Ein Förderwert ist Voraussetzung für zuverlässige Dichtheit im Betrieb. Die Höhe des Förderwerts entscheidet über Dichtsicherheit bei störenden Einflüssen, die ohne Rückförderung zur Leckage führen würden: z.B. Drall oder Fehlstellen auf der Gegenlaufläche, kurzzeitiges Abheben der Dichtkante bei plötzlicher radialer Auslenkung der Welle etc.

Ein hoher Förderwert führt jedoch nicht zwangsläufig zu einer höheren Lebensdauer des Dichtsystems. Hier sind neben dem Förderwert noch andere Parameter entscheidend, die Alterung, Schädigung und Verschleiß des Systems beeinflussen.

8 Bedeutung und Umsetzung in der Praxis

Dieses Kapitel erläutert die Bedeutung der Ergebnisse für die Praxis. Folgende Fragestellungen werden beleuchtet:

- Welche Bedeutung hat der Förderwert für das Dichtsystem?
- Wie hoch sollte der (ideale) Förderwert sein?
- Wie kann der Förderwert in Bestimmung und Auslegung der Dichtsicherheit eines Systems einfließen?
- Was sind Stellhebel, um den Förderwert konstruktiv zu beeinflussen?

8.1 Bedeutung des Förderwerts für das Dichtsystem

Dichtsysteme mit hohem Förderwert haben eine höhere Dichtsicherheit. Ein Dichtring mit hohem Förderwert toleriert eine ungünstigere Oberflächenqualität von Gegenläufflächen und ist eher in der Lage Fluidförderung durch Strukturen oder Fehlstellen auf der Gegenläuffläche zu kompensieren und Leckage zu verhindern (s. Kapitel 2.7.4). Ein hoher Förderwert erhöht die Robustheit des Systems. Das System ist gegenüber Störungen weniger sensibel. Folglich werden bei höheren Förderwerten weniger Ausfälle beobachtet.

Hinsichtlich Dichtheit über Lebensdauer ist der Förderwert nur einer von mehreren Einflussparametern. Eine Betrachtung verschiedener Ausfallursachen und Ausfallmechanismen (Kapitel 7.4) zeigt, dass ein hoher Förderwert bei förderaktiven Strukturen auf der Gegenläuffläche (Drall oder Fehlstellen) wichtig ist.

Bei allen Ausfallursachen, denen ein Schädigungsmechanismus (Verschleiß, thermische/chemische Schädigung) zu Grunde liegt, spielt der Förderwert eine untergeordnete Rolle. Inwiefern ein hoher Förderwert bei Einwirkung von Verschleiß oder thermischer/chemischer Schädigung tatsächlich zu einer längeren Lebensdauer führt, geht aus den durchgeführten Untersuchungen nicht eindeutig hervor.

Für Dichtheit über die geforderte Lebensdauer ist entscheidend, dass den Schädigungsmechanismen bestmöglich entgegengewirkt wird. Dafür dürfen die Einsatzgrenzen (insbesondere Temperatur und Gleitgeschwindigkeit) des Dichtungswerkstoffs und des Schmierstoffs nicht überschritten werden. Weiterhin ist die Benetzung von Dichtring und Gegenläuffläche von Bedeutung, welche durch geeignete Kombinationen aus Elastomer und Schmierstoff bzw. Gegenläuffläche und Schmierstoff erreicht werden kann. Und Dichtungswerkstoff und Schmierstoff müssen bei den gegebenen Betriebsbedingungen kompatibel sein, so dass es zu keinen unerwünschten chemischen Wechselwirkungen kommt.

Idealer Förderwert

Für den Anwender stellt sich die Frage, wie hoch der Förderwert idealerweise sein sollte. Ein hoher Förderwert führt zu einer hohen Dichtsicherheit. Es gibt jedoch Bedenken, ob ein höherer Förderwert möglicherweise zu mehr Verschleiß oder zu höheren Temperaturen im Dichtkontakt führt, infolge einer ungünstigeren Schmierung. In [STUD06] wurden bei RWDR mit hohem Förderwert hinsichtlich Verschleiß jedoch keine negativen Erfahrungen gemacht. Die in dieser Arbeit erarbeitete Modellvorstellung zum Förderverhalten (Kapitel 6) legt nahe, dass die Förderwirkung mit der im Dichtspalt schwindenden Fluidmenge

abnimmt und sich das System selbst reguliert. Der in dieser Arbeit aufgetretene Verschleiß lässt sich mit den neusten Erkenntnissen von [SUL14] erklären und ist auf schlechte Benetzung zurückzuführen.

Nach dieser Einschätzung ist ein höherer Förderwert zu bevorzugen. Besonders um Leckage durch Fehlstellen oder durch ungewünschte Förderwirkung der Dichtungsgegenlauffläche zu vermeiden, ist dieser von Vorteil.

Wie hoch der Förderwert mindestens sein sollte hängt von der Förderwirkung der Gegenlauffläche ab:

- Bei förderneutraler und bei nach außen fördernder Dichtungsgegenlauffläche sind höhere Förderwerte zu bevorzugen.
- Bei nach innen fördernder Dichtungsgegenlauffläche ist ein niedrigerer Förderwert für die Dichtsicherheit ausreichend (dies gilt jedoch nur für Systeme bei denen ein Drehrichtungswechsel ausgeschlossen ist).

Im Folgenden (Kapitel 8.2) wird eine Methode zur Bestimmung des minimal notwendigen Förderwerts vorgestellt. Der minimal notwendige Förderwert des Dichtrings richtet sich dabei nach der Förderwirkung der Gegenlauffläche.

8.2 Förderwertbasierte Auslegung des Dichtsystems

Die Betrachtungen in Kapitel 7.4 haben gezeigt, dass der Förderwert insbesondere gegen Leckage wirksam ist, die durch Drall oder Fehlstellen auf der Gegenlauffläche verursacht wird. Große Fehler (z.B. tiefe Kratzer in der Welle oder Risse in der Dichtkante) führen meist zu größeren Leckagemengen. Diese können vom Dichtring nicht kompensiert werden. Das ausgetretene Fluid fließt weg bevor es vollständig erfasst und zurückgefördert werden kann. Eine Produktion mit 100% drallfreien Gegenlaufflächen ist jedoch unwahrscheinlich. Es gibt also auch kleinere Fehler, die zu geringeren Fördermengen durch die Gegenlauffläche führen. Diese können von gut fördernden Dichtringen kompensiert werden. Dieser Fall wird im Folgenden betrachtet und quantitativ beschrieben.

Der Zusammenhang zwischen dem Förderwert des Dichtrings und dem Förderwert der Gegenlauffläche lässt sich mit dem Stress-Strength-Ansatz beschreiben, siehe z.B. [BER04]. Der Ansatz wird normalerweise in der Betriebsfestigkeit oder Zuverlässigkeitstechnik angewendet. Es wird berücksichtigt, dass Beanspruchung (Engl.: stress) und Beanspruchbarkeit (Engl.: strength) einer Komponente in der Realität einer Streuung unterliegen. Beides wird daher anhand einer statistischen Verteilung beschrieben, in den meisten Fällen wird die Normalverteilung verwendet. Unter der Beanspruchung einer Komponente versteht man, wie in Bild 8.1 dargestellt, z.B. eine auf Grund einer äußeren Last auftretende mechanische Spannung σ_a . Die Beanspruchbarkeit wäre dann entsprechend die ertragbare Spannung σ_e des verwendeten Werkstoffs.

Ist die auftretende Spannung σ_a größer als ertragbare Spannung σ_e , kommt es zum Ausfall. Der Bereich, in dem sich die Dichtefunktionen der beiden Verteilungen überschneiden, stellt somit das Ausfallrisiko dar. Je größer die Überschneidung, desto größer ist die Ausfallwahrscheinlichkeit.

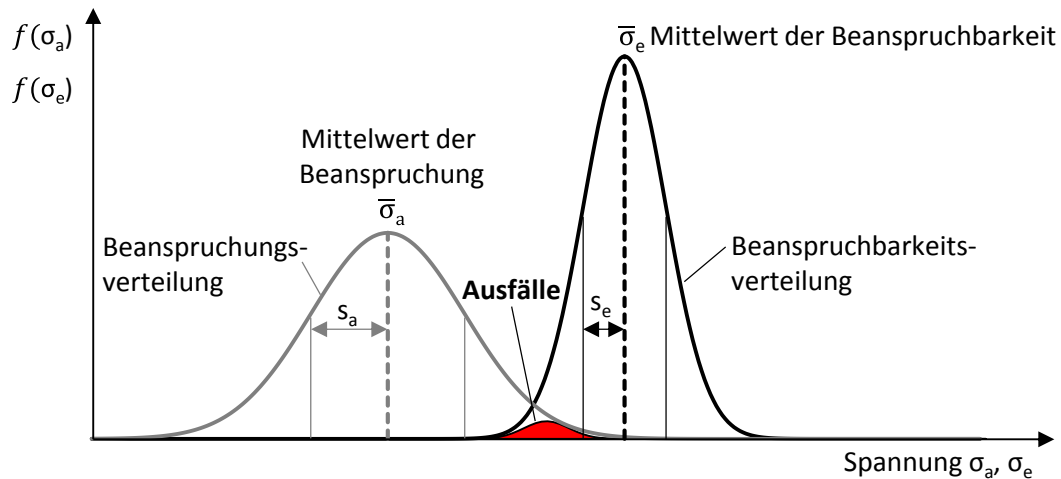


Bild 8.1: Normalverteilte Beanspruchung und Beanspruchbarkeit einer Komponente

Auch der Förderwert unterliegt einer Streuung und ist in der Regel annähernd normalverteilt. Der Stress-Strength-Ansatz lässt sich deshalb auf das Dichtsystem übertragen: Die Beanspruchung im Dichtsystem entspricht dabei der Förderfähigkeit der Gegenlauffläche. Die Beanspruchbarkeit entspricht der Förderfähigkeit des Dichtrings. Übersteigt der Förderwert der Gegenlauffläche den Förderwert des Dichtrings, kommt es zu Leckage.

Voraussetzung für die Anwendung des Stress-Strength-Ansatzes ist eine ausreichende Datenmenge zur Bestimmung der beiden Verteilungen. Die Normalverteilung wird durch einen Mittelwert und eine Standardabweichung definiert. Für den Mittelwert aus n gemessenen Förderwerten gilt:

$$\overline{FW} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n FW_i \quad \text{Gl. 8.1}$$

Für die Standardabweichung aus n gemessenen Förderwerten gilt:

$$s_{FW} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\overline{FW} - FW_i)^2} \quad \text{Gl. 8.2}$$

Die Dichtefunktion der Normalverteilung des Förderwerts ist damit definiert:

$$f(FW) = \frac{1}{s_{FW} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{FW - \overline{FW}}{s_{FW}} \right)^2} \quad \text{Gl. 8.3}$$

Zur Berechnung der Dichtsicherheit sind Informationen zur Verteilung des Förderwerts der Gegenlauffläche sowie Informationen zur Verteilung des Förderwerts des Dichtrings notwendig. Folglich müssen Mittelwert und Standardabweichung für den Förderwert von Dichtring (\overline{FW}_{RWDR} , $s_{FW-RWDR}$) und Gegenlauffläche (\overline{FW}_{GLF} , s_{FW-GLF}) ermittelt werden. Mit Mittelwert und Standardabweichung sind Lage und Streuung der beiden Verteilungen bestimmt – und damit auch der Bereich der Überschneidung. Mit Hilfe der Gaußschen Fehlerfunktion Φ lässt sich daraus die Dichtsicherheit des Systems bestimmen, also die Wahrscheinlichkeit P , dass der Förderwert des Dichtrings größer ist als der Förderwert der Gegenlauffläche:

$$P(|FW_{RWDR}| > |FW_{GLF}|) = \Phi \left(\frac{|\overline{FW}_{RWDR}| - |\overline{FW}_{GLF}|}{\sqrt{s_{FW-RWDR}^2 + s_{FW-GLF}^2}} \right) \quad \text{Gl. 8.4}$$

Die Gaußsche Fehlerfunktion Φ (teilweise auch als Error-Funktion bezeichnet) ist in den meisten Tabellenkalkulationsprogrammen enthalten. In *MICROSOFT EXCEL™* ist die Funktion unter dem Namen *GAUSSFEHLER* auffindbar.

Für die Ausfall- bzw. Leckagewahrscheinlichkeit gilt entsprechend:

$$P(|FW_{RWDR}| < |FW_{GLF}|) = 1 - \Phi \left(\frac{|\overline{FW}_{RWDR}| - |\overline{FW}_{GLF}|}{\sqrt{s_{FW-RWDR}^2 + s_{FW-GLF}^2}} \right) \quad \text{Gl. 8.5}$$

Anwendungsbeispiel

Zur Veranschaulichung des Ansatzes wird ein Rechenbeispiel durchgeführt. Dabei werden Wellenförderwerte aus [FEH15] verwendet. Diese werden den Dichtringförderwerten der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtringe gegenübergestellt. Für jeden Dichtring wird eine Dichtsicherheit bzw. Leckagewahrscheinlichkeit bestimmt.

In [FEH15] wurden Förderwerte unterschiedlichster Gegenaufläen bestimmt. Unter anderem wurden 41 im Einstich geschliffene Wellen aus der industriellen Praxis untersucht. Die Versuchsbedingungen der Förderwertmessungen sind in Tabelle 8.1 dargestellt. Wie in dieser Arbeit, wurde die Methode des inversen Einbaus zur Förderwertbestimmung eingesetzt. Die Wellen zeigten insgesamt eher geringe Förderwerte. Der mittlere Förderwert lag bei $\overline{FW}_{GLF} = 0,012 \mu\text{l/m}$, mit einer Standardabweichung von $s_{FW-GLF} = 0,011 \mu\text{l/m}$. Mit diesen beiden Werten ist die Normalverteilung der Wellenförderwerte definiert.

Tabelle 8.1: Versuchsbedingungen und Verteilungsdaten der Wellenförderwerte aus [FEH15]

Versuchsbedingungen	
Gegenaufläen	gehärtet, im Einstich geschliffen 41 Wellen aus der industriellen Praxis, verschiedene Hersteller
Gemittelte Rautiefe	$Rz = 1,2 \dots 4,8 \mu\text{m}$ (Mittelwert: $Rz = 2,8 \mu\text{m}$)
Messmethode	Inverser Einbau (Kap. 2.7.2)
Schmierstoff	FVA3 ($\eta(40^\circ\text{C}) = 82 \text{ mPa}\cdot\text{s}$)
Drehzahl	$n = 1000 \text{ min}^{-1}$ ($u = 4,19 \text{ m/s}$)
Systemdurchmesser	$d = 80 \text{ mm}$
Ölsumpftemperatur	$\vartheta_{\text{Sumpf}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Verteilungsdaten der ermittelten Wellenförderwerte	
Mittlerer Förderwert	$\overline{FW}_{GLF} = 0,012 \mu\text{l/m}$
Standardabweichung	$s_{FW-GLF} = 0,011 \mu\text{l/m}$

Zur Bestimmung der Normalverteilung der Dichtringförderwerte können die Regressionsmodelle aus Kapitel 5.2 verwendet werden. Damit lässt sich für die in Tabelle 8.1 angegebenen Versuchsbedingungen ein mittlerer Förderwert \overline{FW} berechnen. Eine Standardabweichung der Messwerte wurde bei der Regressionsanalyse bereits bestimmt und kann

übernommen werden. Die Verteilungsdaten der Dichtringförderwerte sind in Tabelle 8.2 dargestellt.

Tabelle 8.2: Verteilungsdaten der Dichtringförderwerte

RWDR	Mittlerer Förderwert	Standardabweichung	berechnet nach
A-FKM	$\overline{FW}_{A-FKM} = 0,174 \mu\text{l/m}$	$S_{FW-A-FKM} = 0,036 \mu\text{l/m}$	Gl. 5.7, Tabelle 5.1
A-NBR1	$\overline{FW}_{A-NBR1} = 0,132 \mu\text{l/m}$	$S_{FW-A-NBR1} = 0,051 \mu\text{l/m}$	Gl. 5.7, Tabelle 5.2
B-NBR	$\overline{FW}_{B-NBR} = 0,148 \mu\text{l/m}$	$S_{FW-B-NBR} = 0,047 \mu\text{l/m}$	Gl. 5.7, Tabelle 5.3

Die Dichtefunktionen der Gegenlauffläche (GLF) sowie der drei Dichtringe (A-FKM, A-NBR1, B-NBR) sind in Bild 8.2 grafisch dargestellt. Die Qualität der untersuchten Gegenlaufflächen ist mit gut zu bewerten. Die Förderwerte der Gegenlaufflächen sind sehr gering. Daher kommt es für alle drei Dichtringe zu geringen Überschneidungen zwischen Wellen- und Dichtringförderwert. Die Dichtsicherheit ist in allen Fällen relativ hoch, die Leckagewahrscheinlichkeit folglich sehr gering (s. Tabelle 8.3).

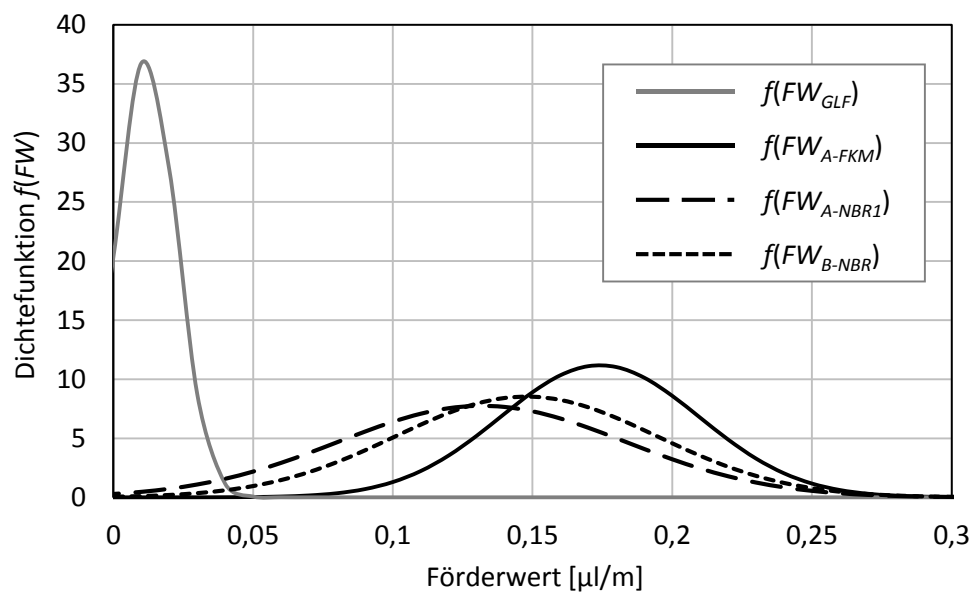


Bild 8.2: Verteilungsdichten der Förderwerte von Gegenlaufflächen (GLF) und Dichtringen (A-FKM, A-NBR1 und B-NBR).

Mit dem FKM-Dichtring (A-FKM) besteht nahezu 100%ige Dichtsicherheit. Eine Dichtsicherheit von 100% (bzw. eine Leckagewahrscheinlichkeit von 0%) ist statistisch nicht möglich. Die Überschneidung der beiden Verteilungen ist jedoch so gering, dass die Dichtsicherheit auf drei Nachkommastellen gerundet 100% beträgt.

Tabelle 8.3: Berechnete Dichtsicherheit bzw Leckagewahrscheinlichkeit je Dichtring

RWDR	Dichtsicherheit $P(FW_{RWDR} > FW_{GLF})$	Leckagewahrscheinlichkeit $P(FW_{RWDR} < FW_{GLF})$
A-FKM	≈ 100,000 %	≈ 0,000 % (≈ 0 ppm)
A-NBR1	99,877 %	0,123 % (1228 ppm)
B-NBR	99,994 %	0,006 % (61 ppm)

Bedeutung der Ergebnisse

Die berechneten Werte stellen die Dichtsicherheit zu Beginn der Lebensdauer dar. Es sind bei den betrachteten Wellen und Dichtringen (fast) keine Frühausfälle zu erwarten.

Die Dichtsicherheit über Lebensdauer kann nicht bewertet werden, da das zeitliche Verhalten des Förderwerts in Abhängigkeit der Belastung des Dichtsystems nicht ausreichend bekannt ist.

Zur Bestimmung der Dichtsicherheit über Lebensdauer sind Informationen zur mittleren Abnahme des Dichtringförderwerts über Lebensdauer sowie zur Änderung der Streuung (Standardabweichung) notwendig. Prinzipiell könnten entsprechende Werte aus den Untersuchungen aus Kapitel 7 für 1000 Betriebsstunden ermittelt werden. Die statistische Basis ist jedoch zu gering, um aussagekräftige Werte zu erhalten.

An dieser Stelle muss zudem betont werden, dass die in [FEH15] untersuchten Wellen relativ geringe Förderwerte aufweisen. In der Praxis gibt es durch aus Fälle, in denen die Wellenförderwerte deutlich höher sind und die Dichtsicherheit entsprechend geringer ist. Hinzu kommt, dass die in der Berechnung betrachteten Dichtringe alle überdurchschnittlich hohe Förderwerte haben.

Umsetzung und Nutzen in der industriellen Praxis

Für die Anwendung der Methode ist eine solide Datenbasis an Wellen- und Dichtringförderwerten notwendig. Diese Datenbasis muss experimentell geschaffen werden. Für Kleinserienprodukte dürfte der Aufwand daher zu hoch sein. Bei Großserienprodukten, bei denen in regelmäßigen Abständen Stichproben aus der Produktion für eine Förderwertmessung entnommen werden können und die erforderliche Datenbasis schrittweise erarbeitet werden kann, ist eine Umsetzung der Methode denkbar.

Bei Kenntnis eines Mittelwerts und einer Standardabweichung für Wellen- und Dichtringförderwerte unterstützt die Methode dabei, das Dichtsystem je nach Anforderung hinsichtlich Kosten und Qualität zu optimieren.

Wie bei jeder Systemauslegung muss die Anforderung klar definiert sein, d.h. ein Wert für die gewünschte Dichtsicherheit muss festgelegt werden. Ist dies der Fall, so kann die Methode zur Bewertung des Dichtsystems verwendet werden. Mögliche Ergebnisse einer Bewertung sind:

Fall I: Überdimensionierung

Die Dichtsicherheit ist höher als gefordert. Es gibt Einsparpotential:

- a) Entweder bei der Wellenfertigung, denn eine geringere Qualität der Gegenlauf-
fläche wäre ausreichend.
- b) Oder ein RWDR mit geringerem Förderwert kann verwendet werden, der ggf.
günstiger ist.

Änderungen im Falle der Überdimensionierung sind als optional zu betrachten. Es sollte bedacht werden, dass die Herstellung der Gegenlauf-
fläche ein sehr komplexer und gegenüber Veränderungen sehr sensibler Prozess ist. Bei Umstellung auf einen
günstigeren RWDR muss beachtet werden, dass dieser weiterhin die Anforderungen
hinsichtlich Verschleißfestigkeit sowie thermischer und chemischer Widerstandsfä-
higkeit erfüllen muss. Einsparpotential und Risiken müssen sorgfältig gegeneinander
abgewogen werden.

Fall II: Unterdimensionierung:

Die Dichtsicherheit muss verbessert werden.

- a) Entweder durch Verbesserung der Qualität der Gegenlauf-
fläche, d.h. Drallstruk-
turen bzw. Fehlstellen müssen reduziert werden. Hierzu ist eine gründliche Ana-
lyse der Gegenlauf-
fläche erforderlich. Ja nach Ursache kann eine Verbesserung
durch Änderung der Fertigungsparameter oder kürzere Wartungsintervalle/kür-
zere Werkzeugstandzeiten erreicht werden.
- b) Oder die Förderfähigkeit des Dichtrings muss erhöht werden (hierzu s. Kapitel
8.3 Konstruktive Beeinflussung des Förderwerts). Auch hier gilt, dass bei Umstel-
lung des RWDR, dieser weiterhin die Anforderungen hinsichtlich Verschleißfes-
tigkeit sowie thermischer und chemischer Widerstandsfähigkeit erfüllen muss.

Fall III: Die berechnete Dichtsicherheit **entspricht den Anforderungen**: Es ist keine Verän-
derung notwendig, es ist kein weiteres Einsparpotential vorhanden.

8.3 Konstruktive Beeinflussung des Förderwerts

Muss die Förderwirkung des Dichtrings erhöht werden, um die Dichtsicherheit zu verbes-
sern, so stehen dem Konstrukteur folgende Stellhebel zur Verfügung:

RWDR

Die Analyse der Einflussparameter hat gezeigt: Der größte Einflussfaktor auf den Förder-
wert ist der RWDR selbst. Die am Markt erhältlichen Dichtringe zeigen beträchtliche Unter-
schiede hinsichtlich ihres Förderwerts. Die Wahl des Dichtrings spielt damit eine entschei-
dende Rolle. Zum Vergleich von Dichtringen verschiedener Hersteller müssen Förderwert-
messungen unter möglichst gleichen Bedingungen durchgeführt werden. Die Berechnungs-
modelle aus Kapitel 5.2 können als Referenz zur Einschätzung der Messwerte verwendet
werden. Wie der Dichtringvergleich in Kapitel 5.7.1 zeigte, sind die Förderwerte der drei
Dichtringe (A-FKM, A-NBR1 und B-NBR), für die ein Berechnungsmodell zur Verfügung
steht, als überdurchschnittlich einzustufen.

Gegenlauffläche

Eine Erhöhung der Oberflächenrauheit wirkt sich grundsätzlich positiv auf den Förderwert des Dichtrings aus. Dies konnte sowohl bei Kurzzeit- als auch Langzeituntersuchungen beobachtet werden. Eine raue Gegenlauffläche führt im Kontaktbereich zum Aufrauen der Dichtkante. Die Rauheitserhebungen auf der Dichtkante begünstigen nach der Seitenstromhypothese die Fluidförderung durch axiale Umlenkung der Fluidteilchen. Das Aufrauen der Elastomerdichtkante ist ein Zusammenspiel von Gegenlauffläche und Dichtungswerkstoff. Je nach Dichtungswerkstoff kann der Effekt auf den Förderwert unterschiedlich hoch sein.

In dieser Arbeit wurden im Einstich geschliffene Gegenlaufflächen mit einer gemittelten Rautiefe bis $Rz = 7,2 \mu\text{m}$ verwendet. Ein negativer Einfluss auf den Dichtungsverschleiß durch erhöhte Rauheit konnte auch in Dauerlaufuntersuchungen über 1000 Stunden nicht festgestellt werden.

Ein gewisses Risiko bringt die Erhöhung der Oberflächenrauheit dennoch mit sich. Die Erfahrung zeigt, dass das Risiko für Drall auf der Gegenlauffläche mit zunehmender Rauheit ansteigt. Bei der Anfertigung von Gegenlaufflächen mit hohem Rauheitswert ist die Anzahl an Wellen, die förderaktive Strukturen aufweisen, erfahrungsgemäß größer.

Schmierstoff

Der Schmierstoff wird meistens mit Blick auf andere Maschinenelemente gewählt, z.B. um Reibung im System oder den Verschleiß von Lagern und Zahnrädern zu mindern. Aber auch auf die Dichtung hat der Schmierstoff einen wesentlichen Einfluss.

Auf Basis der Untersuchungen dieser Arbeit kann die Aussage getroffen werden, dass hochviskose Schmierstoffe hinsichtlich des Förderverhaltens zu bevorzugen sind. Dies deckt sich mit der allgemeinen Erfahrung, dass höherviskose Öle einfacher abzudichten sind als niederviskose.

Neben dem Förderwert werden jedoch auch Reibung und Verschleiß des Dichtsystems maßgeblich vom Schmierstoff beeinflusst. Dies war nicht im Fokus dieser Arbeit. Hinsichtlich einer ganzheitlichen Betrachtung bzgl. der Schmierstoffauswahl wird daher auf [SUL14] verwiesen.

9 Zusammenfassung

Radial-Wellendichtringe aus Elastomer werden in vielen Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau eingesetzt und zeichnen sich durch ihre gute Dichtheit aus. Die dynamische Dichtheit beruht auf der Fähigkeit des Dichtrings, Schmierstoff aktiv von der Luftseite zurück in den abzudichtenden Raum zu fördern. Der Dichtmechanismus dieses empirisch entwickelten Maschinenelements ist jedoch sehr komplex. Das System ist äußerst sensibel – Dichtring, Gegenlauffläche und Schmierstoff müssen gut aufeinander abgestimmt sein. Als Kennwert zur Bewertung des Dichtmechanismus hat sich der Förderwert etabliert. Dieser ist bis heute jedoch nicht zuverlässig berechenbar.

Ziel der Arbeit war ein besseres Verständnis des Fördermechanismus hinsichtlich seiner Einflussparameter durch eine möglichst quantitative Beschreibung der Zusammenhänge.

Hierzu wurde ein empirischer Ansatz gewählt. Es wurden Förderwertmessungen mit Variation der Einflussparameter durchgeführt. Dabei wurden verschiedene Dichtringe, Gegenlaufflächen und Schmierstoffe eingesetzt und untersucht.

Die Untersuchung verschiedener Gegenlaufflächen ergab einen positiven Einfluss größerer Oberflächenrauheit auf den Förderwert. Es zeigte sich jedoch, dass der Effekt einer rauen Gegenlauffläche auf den Förderwert je nach RWDR und Elastomer-Compound unterschiedlich groß sein kann.

Bei der Untersuchung verschiedener Schmierstoffe zeigte sich ein signifikanter Einfluss der Viskosität. Der Förderwert nimmt mit steigender Viskosität zu, wobei die Viskosität im Dichtspalt (bei Dichtspalttemperatur) ausschlaggebend ist. Es zeigte sich jedoch auch, dass verschiedene Schmierstoffarten zu unterschiedlich hohen Förderwerten führen können. Die Viskosität als einziger Parameter des Schmierstoffs ist daher nicht ausreichend, um das Systemverhalten für mehrere Schmierstoffarten gleichzeitig zu beschreiben.

Die Gleitgeschwindigkeit hat einen vergleichsweise geringen Einfluss auf den Förderwert (bei Förderwertdefinition gemäß Kapitel 2.7.1, S. 33). Sie beeinflusst vor allem die Dichtspalttemperatur und folglich die Viskosität im Dichtspalt. Damit hat sie einen indirekten Einfluss auf den Förderwert.

Die Erhöhung des Systemdurchmessers führt zu einer Zunahme der Förderwerte. Dabei wird ein annähernd proportionaler Zusammenhang angenommen, auch wenn dieser in den experimentellen Untersuchungen nicht eindeutig nachgewiesen werden konnte.

Die gesamte durch Experimente und Berechnungen ermittelte Datenbasis wurde mittels Regressionsanalyse hinsichtlich des Zusammenhangs zwischen Einflussparametern und Förderwert ausgewertet. Aus der Regressionsanalyse gehen Berechnungsmodelle hervor. Damit kann der Förderwert für drei verschiedene Dichtringe berechnet werden. Die Modelle beschreiben den Förderwert als Funktion von Systemdurchmesser, dynamischer Viskosität, gemittelter Rautiefe der Gegenlauffläche und Gleitgeschwindigkeit. Der Zusammenhang zwischen Förderwert und den wichtigsten Einflussparametern kann damit quantitativ beschrieben werden.

Wie die Untersuchung von Dichtringen verschiedener Hersteller zeigte, sind die Modelle jedoch nicht auf beliebige Dichtringe übertragbar. Denn der Haupteinflussfaktor auf den

Förderwert ist der Dichtring selbst bzw. dessen Elastomer-Compound. Trotz gleicher Versuchsbedingungen ergab sich für Dichtringe unterschiedlicher Hersteller eine enorme Varianz bei den gemessenen Förderwerten. Die Gründe für das unterschiedliche Verhalten konnten anhand der untersuchten Dichtringeigenschaften nur teilweise bestimmt werden. Es besteht die Vermutung, dass die jeweilige herstellereigenspezifische Mischung des Elastomer-Compounds einen großen Einfluss auf die Förderfähigkeit eines Dichtrings hat. Vom RWDR ausgehende Einflüsse auf das Förderverhalten wurden noch nicht ausreichend verstanden. Insbesondere der Einfluss des Elastomer-Compounds bietet noch Potential für weitere Untersuchungen. Die Schwierigkeit liegt jedoch auch darin, dass die genauen Inhaltsstoffe der Elastomer-Compounds und die Parameter der Herstellprozesse ein Geheimnis der jeweiligen Hersteller sind.

Allgemeingültige Erkenntnisse aus der Analyse der Einflussparameter wurden in einer physikalischen Modellvorstellung formuliert. Nach dieser Modellvorstellung werden hohe Förderwerte dann erreicht, wenn sich ein tragender Schmierfilm mit entsprechend hoher Schmierfilmhöhe ausbildet, wenn das Elastomer-Compound des RWDR über eine gute Förderfähigkeit verfügt und wenn der Systemdurchmesser entsprechend groß ist. Für die Schmierfilmbildung ist der hydrodynamische Zustand des Systems entscheidend, welcher durch die Gümbelzahl beschrieben wird. Die Hydrodynamik wird durch gute Benetzung der Gegenlauffläche durch den Schmierstoff begünstigt. Die Förderfähigkeit des RWDR scheint vom Elastomer-Compound abhängig zu sein und kann durch Konditionierung durch eine raue Gegenlauffläche zusätzlich positiv beeinflusst werden.

Ein weiteres Ziel der Arbeit war, erste Erkenntnisse zum Langzeitverhalten des Förderwerts je nach Beanspruchung des Dichtsystems zu erarbeiten – mit der langfristigen Vision, dass auf Basis eines degradierenden Förderwerts der Ausfallzeitpunkt des Dichtsystems prognostiziert werden kann.

Es wurden Dauerlaufuntersuchungen über 1000 Stunden mit unterschiedlichen Lastzyklen durchgeführt. Dabei wurden intervallweise Förderwertmessungen durchgeführt, um die zeitliche Entwicklung des Förderwerts zu betrachten.

Die Förderwerte zeigen in Langzeitversuchen einen überwiegend schwankenden Verlauf. Das teilweise alternierende Verhalten lässt auf Basis der durchgeführten Untersuchungen keine Bildung eines Schädigungs- oder Lebensdauermodells anhand des Förderwerts zu. Es zeigte sich, dass der Förderwert nach der ausgewählten Messmethode nicht als einziger Indikator für das zeitliche Ausfallrisiko eines Dichtsystems geeignet ist. Die optische Analyse der Dichtsysteme und die Bewertung des Befundes bzgl. Verschleiß, thermischer und chemischer Schädigung werden weiterhin ein wichtiger Bestandteil von Lebensdauertests sein.

Eine kritische Betrachtung der gewählten Messmethode ergab, dass der bei der Zweikammermethode vorherrschende Überdruck in der Sekundärkammer das Messergebnis möglicherweise negativ beeinflusst hat. Für weiterführende Arbeiten sollte daher eine andere Methode bevorzugt werden (z. B. die Einspritzmethode).

Eine Betrachtung der häufigsten Ausfallursachen und Ausfallmechanismen führte zum Schluss, dass ein hoher Förderwert vor allem bei einer fördernden Gegenlauffläche (durch Fehlstellen oder Drall) der Leckage entgegenwirkt und die Dichtsicherheit erhöht. Die Umsetzung in die Praxis konzentriert sich folglich auf die Ausfallursache Fehlstellen und Drall auf der Gegenlauffläche. Zur Bewertung der Dichtsicherheit des Systems wurde der Stress-Strength-Ansatz aus der Betriebsfestigkeitslehre gewählt.

Wichtigster Stellhebel des Konstrukteurs zur Beeinflussung des Förderwerts ist die Auswahl des Dichtrings. Dichtringe mit hohen Förderwerten sind prinzipiell zu bevorzugen. Sie können kleine Fehler und Drall auf der Gegenlauffläche besser kompensieren. Negative Aspekte eines hohen Förderwerts, wie ein möglicherweise höherer Verschleiß, konnten nicht festgestellt werden. Die Modellvorstellung geht davon aus, dass das System selbstregelnd ist. Bei Fluidüberschuss auf der Luftseite setzt die Förderwirkung ein und pumpt dieses zurück auf die Ölseite. Bei wenig Fluid im Dichtspalt ist auch die Förderwirkung entsprechend geringer, so dass die Schmierung nicht negativ beeinflusst wird. Zusätzlich zur Auswahl des Dichtrings kann der Konstrukteur den Förderwert durch eine ausreichend raue Gegenlauffläche positiv beeinflussen, wobei die Rauheit in Umfangsrichtung entscheidend ist. Bei der Schmierstoffauswahl wird auf [SUL14] verwiesen.

Ausblick

Die Ergebnisse der Arbeit bilden eine gute Grundlage, um den Förderwert künftig bei der Gestaltung und Auslegung von Dichtsystemen stärker zu berücksichtigen. Die vorhandenen Berechnungsmodelle können als Referenz zur Bewertung von Dichtsystemen dienen. Ein Ziel weiterführender Arbeiten sollte sein, die genauen Einflussparameter des Dichtrings zu identifizieren. Ein erster Ansatz um den Einfluss unterschiedlicher Elastomer-Compounds auf den Förderwert näher zu untersuchen, könnten Rauheitsmessungen auf der Laufspur der Dichtringe sein. Die sollten nach einer standardisierten Einlaufphase durchgeführt werden.

Mit dem Stress-Strength-Ansatz kann bei einer ausreichend großen Datenmenge die Dichtsicherheit auf Basis von Dichtring- und Wellenförderwerten im Neuzustand bestimmt werden. Um das Langzeitverhalten des Förderwerts mit ausreichender Sicherheit abschätzen zu können, sind weitere Untersuchungen notwendig. Wenn es gelingt, die Abnahme und Streuung des Förderwerts über Lebensdauer zu charakterisieren, so ist auch eine Abschätzung der Dichtsicherheit über Lebensdauer möglich.

10 Literatur

- [BAI11] BAITINGER, G.: Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Gegenlauflächen, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011.
- [BAR94] BARTZ, W. J.: Viskosität und Fließverhalten. Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik, Band 7. Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1994.
- [BER04] BERTSCHE, B.; LECHNER, G.: Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. 3. Auflage, Springer, Berlin, 2004.
- [BOT59] BOON, E. F.; TAL, S. E.: Hydrodynamische Dichtungen für rotierende Wellen. Chem.-Ing.-Technik 31, 1959.
- [BRI65] BRINK, R.V.: Oil Seal Life - Good Loading or Good Luck. Society of Automotive Engineers, SAE Paper (650656), 1965.
- [BRZ88] BRITZ, S.: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtungs. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988.
- [BUH06] BUHL, S.: Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtungsring, Gegenlaufläche und Fluid. Dissertation 2006, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 117.
- [DIN00] DIN ISO 53505:2000: Härteprüfung nach Shore A und Shore D. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2000.
- [DIN10] DIN EN ISO 4287:2010: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2010.
- [DIN11] DIN 51563:2011: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2011.
- [DIN12] DIN EN ISO 25178-2:2012: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2012.
- [DIN84] DIN 3761:1984: Radial-Wellendichtungsringe für Kraftfahrzeuge. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1984.
- [DIN93] DIN 53017:1993: Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1993.
- [DIN96] DIN 3760:1996: Radial-Wellendichtungsringe. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1996.

- [FEH15] FEHRENBACHER, C.; HAAS, W.: 3D-Oberflächenkennwerte für Dichtflächen. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 674 I, FVA-Heft 1154, Frankfurt/Main 2015.
- [FVA10] FVA-Richtlinie 606:2010: Ölwechsel in Getrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2010.
- [GAB92a] GABELLI, A.; POLL, G.: Formation of Lubricant Film in Rotary Sealing Contacts: Part I - Lubricant Film Modeling. . In: Journal of Tribology 114 (1992), April, S. 280-289
- [GAB92b] GABELLI, A.; POLL, G.: Formation of Lubricant Film in Rotary Sealing Contacts: Part II - A New Measuring Principle for Lubricant Film Thickness. In: Journal of Tribology 114 (1992), April, S. 290–297
- [GAM09] GAMWEGER, J.; JÖBSTL, O.; STROHRMANN, M.; SUCHOWERSKYJ, W.: Design for Six Sigma – Kundenorientierte Produkte und Prozesse fehlerfrei entwickeln. Hanser, München, 2009.
- [HAA12] HAAS, W.; MÜLLER, H.-K.: Dichtungstechnik. Skript zur Vorlesung, 8. überarbeitete Auflage, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012.
- [HER85] HERMANN, W.; SEFFLER H. W.: Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 87 (1985) 9, S. 475-484.
- [HIL03] HILD, W.; OPITZ, A; SCHAEFER, J.A.; SCHERGE, M.: The effect of wetting on the microhydrodynamics of surfaces with water and oil. Wear, 254 (2003), S. 871–875.
- [HIR66] HIRANO, F.; ISHIWATA, H.: The Lubricating Condition of a Lip Seal. In: Dowson, D. (Hrsg.); Institution of Mechanical Engineers (Veranst.): Elastohydrodynamic Lubrication Bd. 180. Westminster, London, 1966, S. 187–196
- [HOE09] HÖRL, L.; KLEIN, B.; HAAS, W.: Betrachtungen zur Zuverlässigkeit und Lebensdauer von Hydraulikdichtungen. Institut für Maschinenelemente, Stuttgart, 2009. Website: http://www.ima.uni-stuttgart.de/pdf/dichtungstechnik/Betrachtungen_zur_Zuverlaessigkeit_und_Lebensdauer_von_HSDR.pdf, Stand: August 2015.
- [HOR91] HORVE, L.: The Correlation of Rotary Shaft Radial Lip Seal Service Reliability and Pumping Ability to Wear Track Roughness and Microasperity Formation. SAE Technical Paper 910530, 1991.
- [HOR96] HORVE, L. A.: Shaft seals for dynamic applications. Dekker, New York, 1996.
- [IMA08] INSTITUT FÜR MASCHINENELEMENTE: Förderverhalten von Radial-Wellendichtringen. Unveröffentlichtes Skript zum Hauptfachpraktikum Dichtungstechnik, Version 191108, Institut für Maschinenelemente, Uni Stuttgart, 2008.
- [ISO07] ISO 6194:2007: Rotary Shaft Lip Type Seals. Internationale Organisation für Normung, Genf, 2007.

- [JAG57] JAGGER, E. T.: Rotary shaft seals: the sealing mechanism of synthetic rubber seals running at atmospheric pressure. Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 171, pp. 597-616, London, 1957.
- [JEN89] JENISCH, B.; MÜLLER, H.K.: Dichtmechanismen von Radialwellendichtringen. FKM-Forschungsheft 146 / Vorhaben Nr. 103, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt/Main, 1989.
- [JUN12] JUNG, S.: Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlauf- flächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012, Institutsbericht Nr. 141.
- [KAM86] KAMMÜLLER, M.: Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen. Disserta- tion, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1986, Instituts- bericht Nr. 20.
- [KAW77] KAWAHARA, Y.; HIRABAYSHI, H.: A study of sealing phenomena on oil seals. ASLE/ASME Lubrication Conference, Kansas City, 1977.
- [KAW78] KAWAHARA, Y.; ABE, M; HIRABAYSHI, H.: An analysis of sealing characteristics of oils seals. ASLE/ASME Lubrication Conference, Minneapolis, 1978.
- [KER92] KERSTEN, G.: Optische und antastende Prüfung der Gegenlauffläche von Ra- dial-Wellendichtringen. Dissertation, Universität Hannover, 1992.
- [KLA12] KLAIBER, M.; HAAS, W.: Einfluss verschiedener Additive auf Elastomere und die tribologischen Eigenschaften im System Radial-Wellendichtung. Abschluss- bericht FKM-Nr. 809 / IGF-Nr. 15903 N, Stuttgart, 2012.
- [KLA13] KLAIBER, M.: Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial- Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013, In- stitutsbericht Nr. 149.
- [KLE07] KLEIN, BERND: Versuchsplanung – DoE. Einführung in die Taguchi/Shainin-Me- thodik. 2. Auflage, Oldenbourg-Verlag, München, 2007.
- [KLN08] KLEIN, BENJAMIN; HAAS, W.; BERTSCHE, B.: Zuverlässigkeitsaussagen über RWDR aus der Auswertung von Ausfalldaten aus dem Feld. 15th International Seal- ing Conference, Stuttgart, Oktober 2008.
- [KLN09a] KLEIN, BENJAMIN.; HAAS, W.; BERTSCHE, B.: Zuverlässigkeit von Radial-Wellen- dichtringen (RWDR). Arbeits- und Ergebnisbericht, DFG-Forschungsprojekt BE 2048/16-1, Stuttgart, 2009.
- [KLN09b] KLEIN, BENJAMIN.; HAAS, W.; BERTSCHE, B.: Ansätze zur Bestimmung der Zuver- lässigkeit des Dichtsystems Radial-Wellendichtring (RWDR). Tagung Techni- sche Zuverlässigkeit 2009, Leonberg, April 2009.
- [KLP08] KLEPPMANN, W.: Taschenbuch Versuchsplanung. Produkte und Prozesse opti- mieren. 5. Auflage, Hanser, München 2008.

- [KRE08] KREIL, O.: Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. Dissertation, TU München, 2008.
- [KUN05] KUNSTFELD, T.: Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005, Institutsbericht Nr. 115.
- [LAU07] LAUKOTKA, E. M.: Referenzöle Datensammlung. FVA-Referenzölkatalog, FVA Heft 660, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2007.
- [LIN71] LINES, D.J.; O'DONOGHUE, J.P.: Under Lip Temperatures in Rotary Shaft Seals. In: 5th International Conference on Fluid Sealing Bd. 5. Cranfield, Bedford, 1971, S. 1–20
- [MBN08] MBN 31007-7: Geometrische Produktspezifikation (GPS): Oberflächenbeschaffenheit. Mess- und Auswerteverfahren zur Bewertung von drallreduzierten dynamischen Dichtflächen. Mercedes-Benz Technische Norm, Daimler AG, Stuttgart, 2008.
- [MÜL87] MÜLLER, H. K.: Concepts of Sealing Mechanism of Rubber Lip Type Rotary Shaft Seals. Proc. 11th BHRA International Conference on Fluid Sealing, Cannes, 1987.
- [MÜL98] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: Fluid Sealing Technology – Principles and Applications. Dekker, New York, 1998.
- [MÜL15a] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: Fachwissen Dichtungstechnik – Kapitel 8: Wellendichtringe ohne Überdruck. Website: www.fachwissen-dichtungstechnik.de, Stand: Februar 2015.
- [MÜL15b] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: Fachwissen Dichtungstechnik – Kapitel 2: Polymerwerkstoffe. Website: www.fachwissen-dichtungstechnik.de, Stand: Februar 2015.
- [NAK84] NAKAMURA, K; KAWAHARA, Y.: An investigation of sealing properties of lip seals through observations of sealing surfaces under dynamic condition. Proc. 10th BHRA International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, 1984.
- [NAR14] NARTEN, M.: Abdichtung von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminderung durch Makrostrukturierung der Gegenlauffläche. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2014, Institutsbericht Nr. 152.
- [OLI95] RIBEIRO DE OLIVEIRA, S. J.: Das Nicht-Newtonsche Verhalten von Fluiden bei Schergefällen als Erklärung der Schmierungs- und Dichtungvorgänge bei Radial-Wellendichtringen. Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 1995.
- [OTT**] OTTO, V.: Die Radialkraft von Radial-Wellendichtringen, ihre Zusammensetzung, Veränderungen und Toleranzen. Goetze AG. Burscheid, unbekanntes Jahr.

- [PEE81] PEEKEN, H.; SPILKER, M.: Untersuchungen zum Dichte-Kompressionsverhalten von Schmierstoffen. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 1, Nr. 85. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1981.
- [PRE10] PREM, E.; VOGT, R.: Der Simmerring – Zuverlässigkeit von Beginn an. Grundlagen der Schadensprävention. Firmenschrift, Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG, Weinheim, 2010.
- [RAA98] RAAB, H.; HAAS, W.: Wellenlauflächen. Einfluss der Wellenlaufläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen. FKM-Forschungsheft Nr. 239, IGF-Nr. 10670, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt/Main, 1998.
- [REL15] RELIASOFT CORP.: Life Data Analysis Reference. Website: http://www.reliawiki.org/index.php/Life_Data_Analysis_Reference_Book, Stand: August 2015.
- [REM12] REMPPIS, M.; HAAS, W.: Radial-Wellendichtungen sicher auslegen - keine einfache Aufgabe. Ingenieurspiegel, Public Verlagsgesellschaft, Vol. 03-2012, S. 38-40, ISSN 1868-5919
- [REM13] REMPPIS, M., BAUER, F., HAAS, W.: Rechnerische Abschätzung der Dichtgüte von Radial-Wellendichtungen durch Kenntnis der Systemparametereinflüsse; Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben Nr. 617 I / IGF-Nr. 16402N, FVA-Heft 1066, Frankfurt/Main 2013.
- [RIN06] RINBAUER, M.: Technische Elastomerwerkstoffe - Basis für Hightech-Lösungen in der Dichtungs- und Schwingungstechnik. Bibliothek der Technik, Band 293, sv corporate media, München, 2006.
- [ROY15] ROYLANCE, D.: Engineering Viscoelasticity. Department of Materials Science and Engineering, Massachusetts Institute of Technology. Website: <http://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-11-mechanics-of-materials-fall-1999/modules/visco.pdf>, Stand: Februar 2015.
- [SAL94] SALANT, R. F.; FLAHERTY, A. L.: EHD analysis of reverse pumping in rotary lip seals with microundulations. Trans. ASME, J. Tribology, vol. 116, pp. 56-62, 1994.
- [SAL95] SALANT, R. F.; FLAHERTY, A. L.: EHD analysis of reverse pumping in rotary lip seals with microasperities. Trans. ASME, J. Tribology, vol. 117, pp. 53-59, 1995.
- [SAL99] SALANT, R. F.: Theory of lubrication of elastomeric rotary shaft seals. Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 213, pp. 189-201, 1999.
- [SAL10] SALANT, R. F.: Soft Elastohydrodynamic Analysis of Rotary Lip Seals. Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 224, pp. 2637-2647, 2010.
- [SAL12] SALANT, R. F.: Problems and Prospects for the Simulation of Dynamic Elastomeric Seal Wear and Life. 17th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, September 2012.

- [SNL75] SCHNÜRLE, F.: Beitrag zur Beurteilung der Einflussgrößen auf Schmierungs-
zustand und Betriebsverhalten, insbesondere Verschleiß und Lebensdauer von
Radial-Wellendichtringen. Dissertation TH Karlsruhe, 1975
- [SIM07] SIMRIT: Technisches Handbuch. Firmenschrift, Freudenberg Simrit GmbH &
Co. KG, Weinheim, 2007.
- [SMU07] SCHMUKER, S.; HAAS, W.: Einfluss der Wellenauflä-chen-Topografie auf das
Dichtsyste-m der Radialwellendichtung. FKM-Forschungsheft 297 / IGF-Nr.
13815 N, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt/Main, 2007.
- [STA88] STAKENBORG, M.L.J.: On the Sealing and Lubrication Mechanism of Radial Lip
Seals. PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Technische Uni-
versiteit Eindhoven, 1988.
- [SUL12] SCHULER, P.; HAAS, W.: Die Kontaktwinkelhysterese als Kennwert für den Ein-
fluss von Schmierstoffen auf das Dichtverhalten der Radial-Wellendichtung.
Tagungsunterlagen Getlub (Tribologie- und Schmierstoffkongress), Würz-
burg, März 2012.
- [SUL13] SCHULER, P.; BAUER, F.: Einfluss weichgeschliffener Gegenauflä-chen auf das
Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen. Abschlussbericht, FVA Nr. 570
II, Stuttgart, 2013.
- [SUL14] SCHULER, P.: Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus
der Radial-Wellendichtung. Dissertation, Institut für Maschinenelemente,
Universität Stuttgart, 2014, Institutsbericht Nr. 153.
- [VW04] VW01150-2:2004: Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge. Werksnorm,
Volkswagen AG, Wolfsburg, 2004.
- [WEM**] WEMBER, T.: Technische Statistik und statistische Versuchsplanung – Einfüh-
rung in statistische Methoden mit Anwendungsschwerpunkt in der Analyse
technischer Daten für Techniker, Ingenieure und Naturwissenschaftler.
Schulungsskript v8.2, Datteln, unbekanntes Jahr.
- [ZHA04] ZHAO, W.; ELSAYED, E.A.: An Accelerated Life Testing Model Involving Perfor-
mance Degradation. IEEE proceedings of the Annual Reliability and Maintain-
ability Symposium, Los Angeles-CA, Jan. 2004.

Verzeichnis unveröffentlichter studentischer Arbeiten

- [STUD01] HÖRENBERG, S.: Untersuchung verschiedener Förderwert-Messmethoden von RWDR. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2007.
- [STUD02] PALMER, D.: Experimentelle Untersuchung von Einflussparametern auf die Dichtgüte von Elastomer-RWDR. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012.
- [STUD03] WIMMER, B.: Einfluss des Getriebeöls auf das Förderverhalten von Radial-Wellendichtungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013.
- [STUD04] DURMAZ, B.: Der Einfluss von Dichtelement und Gegenlauffläche auf die Streuung von Förderwertmessungen bei Radial-Wellendichtungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013.
- [STUD05] HUFENDIEK, S.: Förderwertmessung mit RWDR unterschiedlicher Hersteller. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013.
- [STUD06] BAUER, A.: Untersuchung von Radial-Wellendichtungen unterschiedlicher Hersteller bzgl. Förderwert, Reibmoment, Leckage und Verschleiß. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013.
- [STUD07] PEZEROVIC, M.: Empirisches Modell zur Förderwertberechnung von RWDR beliebiger Hersteller. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2014.

Lebenslauf

Name Marco Remppis
Geburtsdatum/-ort 06.08.1981 in Ostfildern
Staatsangehörigkeit Deutsch
Familienstand verheiratet, 1 Kind

Schulbildung

09/88-07/92 Grundschule Wolfschlugen
09/92-07/01 Hölderlin-Gymnasium, Nürtingen

Zivildienst

08/01-05/02 Dr.-Vöhringer-Altenpflegeheim, Nürtingen

Studium

10/02-04/09 Studium des Faches Technologiemanagement an der Universität Stuttgart,
Hauptfächer: Technische Dynamik, Konstruktionstechnik
02/06-12/06 Akad. Auslandsjahr an der Universidad Católica Argentina, Buenos Aires,
Argentinien

Praktische Tätigkeiten

08/02/09/02 Grundpraktikum, Fa. Bilz, Ostfildern
09/04-07/05 Werkstudententätigkeit, Festo AG, Esslingen
10/05-02/06 Fachpraktikum, Fraunhofer TEG, Stuttgart
08/06-12/06 Werkstudententätigkeit, Talleres Göttert S.A., Carapachay,
Provinz von Buenos Aires, Argentinien
05/07-02/08 Wissenschaftliche Hilfskraft, Fraunhofer IPA, Stuttgart
08/08-01/09 Diplomarbeit, Mercedes-Benz do Brasil Ltda., São Bernardo do Campo-SP,
Brasilien

Berufstätigkeit

07/09-09/14 Akademischer Mitarbeiter im Fachbereich Dichtungstechnik,
Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
10/14-heute Entwicklungsingenieur für Zuverlässigkeit von Motosteuergeräten,
Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzählter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Krafffahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenbauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminimierung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn
157	D. J. Maier	Sensorlose online Zustandserfassung von Vorschubantriebskomponenten in Werkzeugmaschinen
158	J.-P. Reibert	Statisches Abdichten auf nicht idealen Dichtflächen in der Antriebstechnik
159	M. Sommer	Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell
160	W. Haas	Basics der Dichtungstechnik
161	U. Nißler	Dichtheit von Hydraulikstangendichtringen aus Polyurethan
162	S. M. Neuberger	Entwicklung einer gasgeschmierten Gleitringdichtung für den Einsatz im Verbrennungsmotor
163	W. Goujavin	Strömungsmechanische Untersuchungen zur Funktionsweise von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds mit Rückförderstrukturen
164	K. Mutter	Simulation der Zuverlässigkeit von Gesamtfahrzeugfunktionen am Beispiel Fahrkomfort
165	S. Sanzenbacher	Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen
166	O. Koller	Zuverlässigkeit von Leistungsmodulen im elektrischen Antriebsstrang