

Ulrich Nißler

Dichtheit von Hydraulikstangendichtringen aus Polyurethan

Einfluss von Geometrieänderungen an
PU-Nutringen auf deren Dichtverhalten und
Vergleich verschiedener Dichtheitsbewertungen

D 93
ISBN 978-3-936100-62-4

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



Dichtheit von Hydraulikstangendichtringen aus Polyurethan

Einfluss von Geometrieänderungen an PU-Nutringen auf deren Dichtverhalten und Vergleich verschiedener Dichtheitsbewertungen

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. Bernd Ulrich Nißler
aus Schorndorf

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Karl-Heinz Wehking

Tag der mündlichen Prüfung: 23. Juni 2015

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Ein Teil der hier vorgestellten Untersuchungen war Inhalt des aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) geförderten Projekts 13326 N/1 „Betriebsgerecht gestaltete Hydraulikdichtringe“ und wurde in /1/ vorveröffentlicht.

Bedanken möchte ich mich ganz besonders bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente, der mir ein freies und eigenverantwortliches Forschen ermöglichte und bei fachlichen Fragen mit konstruktiven Ratschlägen und guten Diskussionen zur Stelle war. Zudem hat er mir es ermöglicht, diese Arbeit nach dem Ende des Projekts „Betriebsgerecht gestaltete Hydraulikdichtringe“ am Institut für Maschinenelemente fortzuführen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Wehking, Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik danke ich für sein Interesse, die kritische Durchsicht meiner Arbeit und für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Ordinarius und Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für seine Unterstützung.

Mein Dank gilt der Fa. Economos, die meine Arbeit mit gedrehten Dichtringen unterstützte. Außerdem der Fa. Freudenberg mit Herrn Dr.-rer. nat. Freitag, der mir mit wertvollen, fachlichen Hinweisen geholfen hat. Danken möchte ich der Fa. Hänchen, die bei Fragen zur Kolbenstangenoberfläche und zur Prüfstandssteuerung weiterhalf. Außerdem gilt mein Dank der Fa. Parker für die Unterstützung mit Prüfdichtringen und Herrn Dr.-Ing. Achenbach, der mich nicht nur bei fachlichen FEM-Fragen gut beraten hat, sondern auch über die Schönheit von FE-Netzen philosophieren konnte.

Danken möchte ich auch allen Mitarbeitern des Instituts, die mir immer freundlich weitergeholfen haben, sei es im Sekretariat bei Verwaltungs- und organisatorischen Fragen, oder in der Werkstatt mit Jeanett Izzo, die auch bei ungewöhnlichen Fragen immer weiterhalf.

Außerdem gilt mein Dank den vielen Studien- und Diplomarbeitern und den Hiwis, die diese Arbeit erst möglich gemacht haben. Hier ist vor allem Helmut

Schmidt zu erwähnen, der über mehrere Jahre als Hiwi und als Studien- und Diplomarbeiter viele der Versuchsstaffeln und deren Versuchsaufbauten betreut hat.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinem ehemaligen Zimmerkollegen Lothar Hörl bedanken. Er war immer der erste Ansprechpartner und hat mit seinem fachlichen Wissen viel zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Mit seiner freundlichen und hilfsbereiten Art hat er ganz wesentlich dazu beigetragen, dass ich mich am IMA so wohl gefühlt habe.

Meiner Frau danke ich ganz herzlich für die beständige Ermunterung in den letzten Jahren zu dieser Arbeit und meinem Sohn, der während der vielen Stunden vor dem Computer auf mich verzichten musste.

In meiner Arbeit habe ich einige interessante Aspekte herausfinden können, es bleiben aber viele Fragen offen. Da ist es tröstlich, dass zumindest einer in der Dichtungstechnik Bescheid weiß, denn „... der HERR ... versteht alles Dichten ...“ (1. Chr. 28, 9).

Großheppach



Ulrich Nißler

Inhalt

Inhalt	VII
Abkürzungen und Formelzeichen	XII
Abstract	XV
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	1
1.2 Ziel der Arbeit	2
1.3 Vorgehensweise	2
2 Stand der Technik	4
2.1 Abdichtmechanismus von Kolbenstangendichtungen /6/	4
2.1.1 Statischer Abdichtmechanismus	4
2.1.2 Dynamischer Abdichtmechanismus.....	4
2.1.3 Berechnung charakteristischer Dichtspaltgrößen mit der inversen Reynoldsgleichung	5
2.1.4 Einschränkungen der Betrachtung mit der inversen Reynoldsgleichung	7
2.2 Beschreibung der Vorgänge im Dichtspalt	8
2.3 Dichtheitsbewertung	9
2.4 Geometrische Auslegung von Dichtringen	10
2.4.1 Nutringprofil	10
2.4.2 Geometrieänderung bei unterschiedlichen Betriebszuständen.....	10
2.5 Verschleiß an Dichtringen	11
2.6 Schlussfolgerungen	11
3 Prüf- und Messeinrichtungen	13
3.1 Leckageprüfstand	13
3.1.1 Aufbau der Prüfzelle.....	14
3.2 Reibkraftprüfstand	15
3.3 Rauheits- und Konturmessgerät.....	16
3.4 Radialkraftmessgerät	16
3.5 Ellipsometer.....	17
3.6 Rotationsvorschub	18

4	Durchführung der Versuche.....	21
4.1	Verwendete Gegenlaufflächen.....	21
4.2	Verwendete Dichtringe.....	23
4.3	Variation der Dichtringgeometrie.....	25
4.3.1	Verschleiß.....	25
4.3.2	Thermische Bearbeitung des Dichtrings.....	25
4.3.3	Abschleifen der Dichtkante.....	26
4.3.4	Abstechen der Dichtlippe druckseitig.....	27
4.3.5	Abstechen der Dichtlippe luftseitig.....	27
4.3.6	Gedrehte Dichtringe.....	28
4.4	Varianten der Belastung.....	28
4.5	Leckageversuch.....	29
4.6	Förderwertbestimmung.....	30
4.7	Schmierfilmdickenmessung.....	31
4.8	Profilveränderung.....	33
4.8.1	Gesamte Innenfläche des Dichtrings.....	34
4.8.2	Dichtlippe.....	34
4.8.3	Dichtkante.....	34
4.9	FE-Simulationen.....	35
4.10	Übersicht über die Versuchsstaffeln.....	36
4.11	Ablauf der Versuchsstaffeln.....	37
5	FE Untersuchungen verschiedener Dichtringprofile.....	38
5.1	Variation des Dichtkantenradius.....	41
5.2	Varianten mit zusätzlicher Kante auf der luftseitigen Dichtlippe.....	43
	Fazit.....	46
6	Ergebnis der Ellipsometermessungen.....	47
6.1	Neuer Dichtring vom Typ NU-B.....	47
6.2	Gebrauchter Dichtring des Typs NU-B.....	49
6.3	Überlagerung von ziehend und stemmend erzeugten Schmierfilmen.....	51
6.4	Inhomogenität des Materials.....	53
6.5	Schlussfolgerungen aus den Ellipsometermessungen.....	54

7	Versuchsstaffeln	56
7.1	Versuchsstaffeln mit unterschiedlichen Gegenauflflächen (S-01, S-02).....	56
	Leckage.....	57
	Profilveränderung	58
	Ergebnis	59
7.2	Versuchsstaffeln mit verchromten Hydraulikstange S-03	60
	Leckage.....	60
	Profilveränderung	61
	Ergebnis	61
7.3	Versuchsstaffel mit verchromter Hydraulikstange S-04.....	62
	Leckage.....	62
	Profilveränderung	62
	Ergebnis	62
7.4	Versuchsstaffel S-05.....	63
	Leckage.....	64
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung	64
	Profilveränderung	64
	Schmierfilmdickenvergleich neuer Dichtringe vom Typ NU-B	66
	Schmierfilmdickenvergleich gebrauchter Dichtringe vom Typ NU-B.....	66
	FE-Simulation.....	67
	Ergebnis	68
7.5	Versuchsstaffel S-06.....	68
	Leckage.....	68
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung	68
	Profilveränderung	69
	Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken.....	69
	Ergebnis	70
7.6	Versuchsstaffel S-07.....	71
	Leckage.....	71
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung	71
	Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken.....	72
	Profilveränderung	73
	Ergebnis	73
7.7	Versuchsstaffel S-08.....	74
	Leckage und Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	74
	Profilveränderung	74
	Ergebnis	76

7.8	Versuchsstaffel S-09	76
	Leckage	77
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	77
	Profilveränderung.....	78
	Ergebnis	79
7.9	Versuchsstaffel S-10	79
	Leckage	80
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	81
	Profilveränderung.....	81
	Ergebnis	81
7.10	Versuchsstaffel S-11	83
	Leckage	83
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	84
	Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken	85
	Profilveränderung.....	85
	Ergebnis	86
7.11	Versuchsstaffel S-12	87
	Leckage	88
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	88
	Profilveränderung.....	90
	Ergebnis	91
7.12	Versuchsstaffel S-13	92
	Leckage	93
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	93
7.13	Versuchsstaffel S-14	94
	Leckage	94
	Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung.....	95
8	Auswertung der Versuche.....	96
8.1	Leckage bei permanenter Druckbeaufschlagung an Dichtringen vom Typ NU-B	96
8.2	Veränderung der Dichtkante bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen.....	97
8.3	Vergleich der Dichtringe mit R 0,1 an der Dichtkante bei Permanentdruck.....	99
8.4	Dichtringe für Differentialbetrieb	101
8.5	Fase am Dichtungsrücken.....	102
8.6	Vergleich der Ergebnisse aus FEM-Betrachtungen mit experimentellen Versuchsdaten	103

9	Diskussion der Ergebnisse	106
9.1	Dichtheitsbewertung von Hydraulikdichtungen	106
	Leckageversuch.....	106
	Förderwertbestimmung.....	107
	Ellipsometermessung.....	108
	Finite Elemente Methoden	109
	Unterschiede in der Dichtheitsbewertung.....	110
	Hydrodynamischer Druckaufbau.....	110
	Unterschiede zwischen FEM-Betrachtungen und experimentellen Ergebnissen.....	110
9.2	Geometrieinfluss	111
	Verschleiß	112
	Druckgesteuerte Pressungsverläufe	113
9.3	Schlussfolgerung: Robuste Auslegung von Dichtungen	113
10	Zusammenfassung und Ausblick	115
11	Literatur.....	117

Abkürzungen und Formelzeichen

Formelzeichen mit ihren Grundeinheiten und Bezeichnungen

d	m	Kolbenstangendurchmesser
DiB		Differentialbetrieb
DK		Dichtkante
DR		Dichtungsrücken
EHL		elastohydrodynamic lubrication
EIM		Ellipsometermessung
η	$\text{N}^*\text{s}/\text{m}^2$	dynamische Viskosität
et al.		und andere (von lat. et alii)
FE		Finite Elemente
FEM		Finite Elemente Methoden
FK		Flache Kante
FwB		Förderwertbestimmung
h	m	Spalthöhe
h^*	m	Spalthöhe bei $dp/dx = 0$
Δh	m	Schmierfilmdickendifferenz
h_o	m	Spalthöhe an der engsten Stelle des Spaltes
h_w	m	Spalthöhe bei maximaler Steigung des Druckverlaufs in Bewegungsrichtung
H	m	Hublänge
Kap.		Kapitel
LeV		Leckageversuch
MiW		Mittelwert
n		Hubanzahl
p	N/m^2	Druck
PeD		Permanentdruck
π		Kreiszahl
PIB		Plungerbetrieb
PTFE		Polytetrafluorethylen
PU		Polyurethan
RK		Radialkraftmessung
S-xx		Versuchsstaffel xx
SD	m	Schmierfilmdicke
SDD	m	Schmierfilmdickendifferenz
SmF		Schmierfilm
t	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
TPU		Theromplastisches Polyurethan

u	m/s	Kolbenstangengeschwindigkeit
ΔV_{SR}	m^3	Volumenänderung im Steigrohr
w	N/m^3	Pressungsanstieg
x	m	Koordinate in Stangenlängsrichtung

Indizes

a	ausfahren
e	einfahren
o	Stelle mit parallelem Spaltverlauf ($dh/dx = 0$)
w	Stelle des maximalen Druckanstiegs

Abstract

Hydraulic cylinders are an important part of modern machinery. Especially where high forces are needed, with little space available, they are a good choice. Though hydraulic cylinders have been used for many years and a lot of research was done to improve them, it is still a challenge to reduce and avoid leakage.

To proceed on this subject, this thesis examined the tightness of polyurethane hydraulic rod seals with special respect to geometric changes of the seals and compared different methods to describe the tightness of the seals.

Long term tests were carried out to analyse changes of leakage and changes of the seal shape of PU lip seals. Seal profiles with different radii at the sealing edge and a second, flat edge on the air side of the sealing lip were examined using FEM. Some of these profiles were applied to real lip seals and tested in long term tests. During this long term tests the tightness was analysed with the determination of the leakage and of the pumping effect. Additionally, the absolute thickness of the oil film was analysed using Ellipsometry.

During the long term test the sharp sealing edge changed to a radius, going along with improving tightness. Also Seal profiles with rounded sealing edges showed better tightness in FEM simulations compared to seal profiles with sharp edges. Contrary to this, seals with sealing edges rounded before starting the long term test, leaked from the beginning.

Seals with a second, flat edge on the sealing lip showed a tilting effect of the sealing lip. With this, the pressure contribution between seal and rod can be influenced by the pressure lasting on the seal. Especially for cylinders driven in differential mode this should enable good possibilities to reach a thin oil film dragged out during outstroke and a high ability to pump oil back in the cylinder during instroke. That should result in good tightness. Tests with turned seals couldn't reach that potential. In contrast, injection moulded seals where the lip was cut-off to reach a second, flat edge on the lip, showed a significant improvement of differential mode tightness.

The methods used to characterise seal tightness are all helpful and eligible for a comprehensive examination. Nevertheless the results of the different methods differ. Finally, the quality of a sealing system has to be proofed with a concrete test installation using guides, seals and wipers.

The leakage measurements of injection moulded seals showed temporal and local different values. After a phase with tight seals, leakage occurred, followed by a phase without leakage. Selective measurements of the pumping effect did not show leakage at all. Besides, the film thickness measured with the ellipsometer showed big circumferential differences.

Lip seals with a second, flat edge on the lip offer a good possibility to improve tightness for differential mode seals. Nevertheless, further work is still necessary to put into practise a seal for daily use. The ellipsometer measurements with big circumferential differences require a new understanding of what happens in the sealing gap. Till then tests and experiments will be essential to design seals.

1 Einleitung

Hydraulische Antriebe sind ein wichtiger Bestandteil moderner Maschinen. Neben hydraulischen Motoren für Drehbewegungen sind vor allem Hydraulikzylinder ein vielfach eingesetztes Antriebselement. Allen hydraulischen Antrieben gemein ist die große Kraftentfaltung bei kleinem Bauraum. Für viele Anwendung vorteilhaft ist die lineare Bewegung von Hydraulikzylindern. So werden beispielsweise in Pressen und Spritzgießmaschinen Hydraulikzylinder eingesetzt. Moderne Land- und Forstmaschinen, wie Traktoren, Erntemaschinen oder Rückeschlepper, aber auch Baumaschinen, wie Bagger, Radlader oder Kipper sind heute ohne Hydraulikzylinder nicht mehr denkbar. Überall, wo auf kleinem Bauraum große Kräfte benötigt werden, sind Hydraulikzylinder das Mittel der Wahl.

1.1 Aufgabenstellung

Hydraulik ist robust und hat sich im Alltag bewährt. Dank geeigneter Elektronik können hydraulische Antriebe gut und genau geregelt und gesteuert werden. Allerdings gefährdet das Hydraulikfluid die Umwelt, sobald es den geschlossenen Hydraulikkreislauf verlässt. Besonders die häufig verwendeten Mineralöle und deren Additive sind hier zu nennen. Leckage ist daher unter allen Umständen zu vermeiden. Dies gilt nicht nur für neue Dichtungen zu Beginn des Einsatzes, sondern während der ganzen Einsatzdauer. Daher sind neben Untersuchungen an neuen Dichtungen vor allem Untersuchungen über mehrere hundert Kilometer Laufleistung notwendig.

Die wesentlichen Komponenten eines Hydraulikzylinders sind in Bild 1.1 dargestellt. Neben den Dichtungen sind dies die Führungsringe zum Aufnehmen radialer Belastungen und der Abstreifer der das Eindringen von Dreck und Schmutz von der Umgebung in den Hydraulikkreislauf verhindert.

Hinsichtlich Leckage stellt die Kolbenstangendichtung ein sehr kritisches Element dar. Die Kolbenstange bewegt sich ständig zwischen dem ölgefüllten Inneren des Zylinders und der Umgebung hin und her. Die Kolbenstangendichtung muss dabei dafür sorgen, dass kein Hydraulikfluid den Hydraulikkreislauf verlässt. Daher wird in dieser Arbeit das Dichtverhalten von Kolbenstangedichtungen untersucht. Als Prüfdichtungen wurden Nutringe aus Polyurethan (PU-Nutringe) eingesetzt. Diese werden in verschiedensten Hydraulikzylindern eingesetzt und in großen Stückzahlen hergestellt und gelten allgemein als „gut dicht“ und unempfindlich.

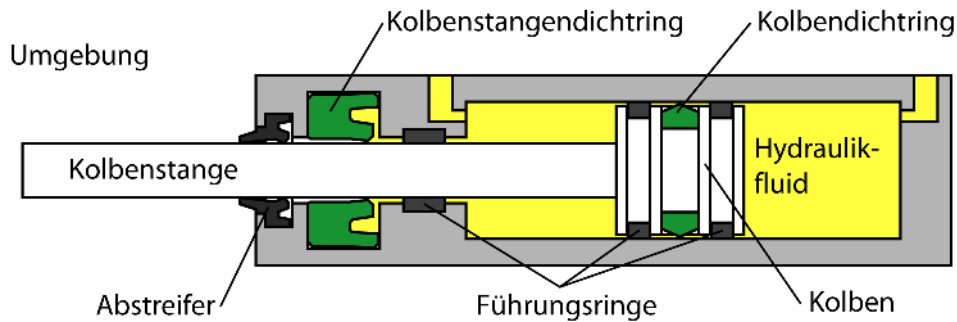


Bild 1.1: schematische Darstellung eines Hydraulikzylinders

1.2 Ziel der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, Zusammenhänge zwischen Dichtringgeometrie und Dichtverhalten (auch über große Laufstrecken) von PU-Nutringen bei Betrieb mit Mineralöl herauszuarbeiten. Dabei werden zwei Ansätze verfolgt. Im Betrieb verändert sich die Geometrie der Dichtringe durch Relaxation des Werkstoffs und durch Materialabtrag auf Grund der Relativbewegung zwischen Pleuelstange und Dichtring. Ansatz eins untersucht die Veränderung der Dichtringgeometrie infolge Verschleißes und dessen Einfluss auf die Dichtigkeit. Der zweite Ansatz versucht durch gezielte Änderungen der Dichtringgeometrie die Dichtwirkung zu verbessern.

Das weitere Ziel ist der Vergleich verschiedener Dichtheitsbewertungen. Je nach verwendeter Methode der Dichtheitsbewertung können die Ergebnisse für gleiche Bedingungen unterschiedlich ausfallen. Mit dieser Arbeit werden Einsatzfelder und Einsatzgrenzen von verschiedenen Dichtheitsbewertungen aufgezeigt.

1.3 Vorgehensweise

Um den Einfluss von Verschleiß auf das Dichtverhalten zu untersuchen, wurden Versuchsstaffeln mit handelsüblichen Dichtringen gefahren. Hierfür wurden Dichtringe über große Laufstrecken mit einer großen Anzahl an Doppelhüben in Prüfstandläufen getestet. Hierbei wurde die anfallende Leckage protokolliert. Im Laufe dieser Versuchsstaffeln wurden die Dichtringe mehrmals aus dem Prüfstand ausgebaut, um deren Verschleiß zu bestimmen. Zusätzlich wurden punktuell Förderwertbestimmungen und Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt. Diese ermöglichen eine quantitative Bewertung von Dichtungen, auch wenn die Dichtung nicht leckt.

In weiteren grundsätzlichen Untersuchungen wurden bewusst Geometriemerkmale von Dichtringen verändert. Ausgehend von Profilveränderungen durch Verschleiß wurde der Radius an der Dichtkante, die luftseitigen Form der Dichtlippe und der Dichtungsrücken verändert. In Finite-Elemente-Studien wurden viele Varianten verglichen. Von den Profilformen mit den aussicht-

reichsten Ergebnissen wurden Prüfdichtringe hergestellt. Bei diesen wurde mit den oben genannten Untersuchungsmöglichkeiten die Dichtheit bewertet. Bei den experimentellen Untersuchungen zum Leckageverhalten wurde generell darauf geachtet, dass diese eine große Laufstrecke erzielen, um Einlaufeinflüsse zu minimieren.

2 Stand der Technik

Bereits Mitte des 18. Jahrhunderts wurden erste hydraulische Anwendungen verwendet, anfangs mit Wasser als Hydraulikfluid /2/, ab Anfang des 20. Jahrhunderts auch mit Mineralöl. Für die Abdichtung der Kolbenstange eines Zylinders war lange Zeit die Stopfbuchspackung üblich. Über Dachmanschetten führte die Entwicklung zu den ersten Nutringen. Erst in den 60er Jahren des letzten Jahrhunderts konnte durch die Anwendung der inversen Reynoldsgleichung das Dichtverhalten erklärt und beschrieben werden /3/ – /5/. Darauf aufbauend wurden die heute üblichen Dichtungen wie PTFE-Stufendichtung und der Nutring neuer Bauform entwickelt.

2.1 Abdichtmechanismus von Kolbenstangendichtungen /6/

Grundsätzlich sind beim Abdichtmechanismus von Hydraulikdichtungen zwei Betriebszustände zu betrachten. Im statischen Betriebszustand ruht die Kolbenstange, im dynamischen Betriebszustand bewegt sich die Kolbenstange linear hin und her.

2.1.1 Statischer Abdichtmechanismus

Um Leckage zu verhindern, dürfen zwischen Dichtung und Kolbenstange und zwischen Dichtung und Gehäuse keine Spalte oder Kanäle vorhanden sein. Dies wird durch eine genügend hohe Anpressung zwischen Dichtung und Kolbenstange bzw. Gehäuse erreicht. Das im Vergleich zu Kolbenstange und Gehäuse weiche Dichtungsmaterial wird durch den Anpressdruck verformt, dringt in die Unebenheiten der Gegenflächen ein und verschließt so die Spalte und Kanäle. Liegt kein Druck an der Dichtung an, wird die Anpressung durch Verformung des Dichtrings erzielt, bei anliegendem Druck verstärkt dieser zusätzlich die Anpressung.

Für die Abdichtung zwischen Dichtring und Gehäuse gilt auch bei hin- und hergehender Kolbenstange der statische Abdichtmechanismus.

2.1.2 Dynamischer Abdichtmechanismus

Bewegt sich die Kolbenstange aus dem Druckraum, wird Öl mitgeschleppt und es bildet sich ein Schmierfilm zwischen Dichtring und Kolbenstange. Um Reibung und Verschleiß gering zu halten, ist dieser Schmierfilm notwendig und gewollt. Beim Ausfahren haftet der Schmierfilm auf der Kolbenstange und wird aus dem Druckraum heraus transportiert. Um leakagefrei abzudichten, muss der Schmierfilm wieder vollständig in den Druckraum zurückgefördert werden.

2.1.3 Berechnung charakteristischer Dichtspaltgrößen mit der inversen Reynoldsgleichung

Mit den Annahmen eines inkompressiblen Fluids und einer Spalthöhe h die im Vergleich zum Umfang klein ist, können die charakteristische Dichtspaltgrößen mit der inversen Reynoldsgleichung beschrieben werden (Bild 2.1):

$$\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = 6 \cdot u_a \cdot (h - h_a^*) \quad (2.1)$$

Darin ist η die dynamische Viskosität, dp/dx die Steigung des Druckverlaufs im Dichtspalt, u_a die Stangengeschwindigkeit und h_a^* die Spalthöhe an der Stelle $dp/dx = 0$ (Bild 2.1). Der Index „a“ steht dabei für „ausfahrende“ Stange. Für „einfahrende“ Stange wird der Index „e“ verwendet. Die Verformung des Dichtrings beim Einbau ist im Vergleich zur Verformung des Dichtrings durch die Spaltbildung groß, d. h. die Pressung am Dichtring verändert sich durch die Spaltbildung nicht. Aus Gleichgewichtsgründen muss der Druck des Hydrauliköls gleich der Pressung des Dichtrings sein. Damit ist aus dem Kontaktpressungsverlauf des Dichtrings auch der Verlauf des Öldrucks im Dichtspalt bekannt. In Gleichung 2.1 ist somit dp/dx bekannt. Wird Gleichung 2.1 nach x differenziert, kann die Spalthöhe h_{wa} an der Stelle der maximalen Steigung in Bewegungsrichtung bestimmt werden. Bei stetigem Druckverlauf ergibt sich dann:

$$h^3 \cdot \frac{d^2 p}{dx^2} + \frac{dh}{dx} \cdot \left(3 \cdot h^2 \cdot \frac{dp}{dx} - 6 \cdot \eta \cdot u_a \right) = 0 \quad (2.2)$$

Die zweite Ableitung des Druckverlaufs ist an den Wendepunkten null. An den Wendepunkten „A“ und „E“ ist folglich $d^2p/dx^2 = 0$. Damit muss auch der zweite Summand in Gleichung 2.2. null sein:

$$\frac{dh}{dx} \cdot \left(3 \cdot h^2 \cdot \frac{dp}{dx} - 6 \cdot \eta \cdot u_a \right) = 0 \quad (2.3)$$

An der engsten Stelle des Spaltes h_{oa} ist $dh/dx = 0$, bei ausfahrender Stange ist dies der Wendepunkt „E“ des Druckverlaufs. Am Wendepunkt „A“ mit der Spalthöhe h_{wa} wird der Klammerausdruck null. Aus dem Druckverlauf ist dp/dx an der Stelle „A“ bekannt und wird mit w_a bezeichnet:

$$3 \cdot h_{wa}^2 \cdot w_a - 6 \cdot \eta \cdot u_a = 0 \quad (2.4)$$

Damit ergibt sich für h_{wa} :

$$h_{wa} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot u_a}{w_a}} \quad (2.5)$$

Wird Gleichung (2.5) in Gleichung (2.1) eingesetzt, erhält man für die Spalthöhe h_a^* am Druckmaximum:

$$h_a^* = \frac{2}{3} \cdot h_{wa} = \sqrt{\frac{8 \cdot \eta \cdot u_a}{9 \cdot w_a}} \quad (2.6)$$

Die Geschwindigkeit nimmt am Druckmaximum linear von der Stange zum Dichtring ab, da reine Schleppströmung herrscht ist $dp/dx = 0$ (Bild 2.1). Nach Verlassen des Dichtspalts bewegt sich der Schmierfilm über die gesamte Höhe mit der Stangengeschwindigkeit u_a . Für Schmierfilmhöhe beim Ausfahren h_a ergibt sich somit:

$$h_a = \frac{1}{2} h_a^* = \frac{1}{3} \cdot h_{wa} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot u_a}{9 \cdot w_a}} \quad (2.7)$$

Gleichung (2.7) zeigt, dass die ausgeschleppte Schmierfilmhöhe und damit auch die Menge ausgeschleppten Hydrauliköls von der dynamischen Viskosität η , der Stangengeschwindigkeit u_a und dem maximalen Druckanstieg w_a bestimmt wird. Der abzudichtende Druck beeinflusst die Leckage nicht direkt. Er ist für die Schmierfilmhöhe nur insofern maßgebend, dass er die Pressungsverteilung im Dichtspalt, und damit w_a , beeinflusst. Die Betriebsbedingungen legen η und u_a fest, nur w_a wird vom Dichtring bestimmt. Je größer der maximale Pressungsanstieg in Bewegungsrichtung ist, desto kleiner ist der durchgeschleppte Schmierfilm.

Gleichung (2.7) gilt entsprechend auch für eine einfahrende Kolbenstange:

$$h_e = \frac{1}{2} h_e^* = \frac{1}{3} \cdot h_{we} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot u_e}{9 \cdot w_e}} \quad (2.8)$$

Darin steht h_e für die maximal zurückförderbare Schmierfilmhöhe bei ausreichendem Ölangebot auf der Kolbenstange. Ist h_e größer als h_a ist die Dichtung leckagefrei. Hierfür muss gelten:

$$\sqrt{\frac{u_e}{w_e}} \geq \sqrt{\frac{u_a}{w_a}} \quad (2.9)$$

Für eine hohe Dichtsicherheit muss also w_a sehr steil und w_e möglichst flach sein. In Bild 2.1 wurde auf eine entsprechende Darstellung zugunsten der Strömungsbilder verzichtet. Bei einer funktionierenden Dichtung liegt das Druckmaximum viel weiter rechts was zu dem gewünschten steilen w_a und flachen w_e führt.

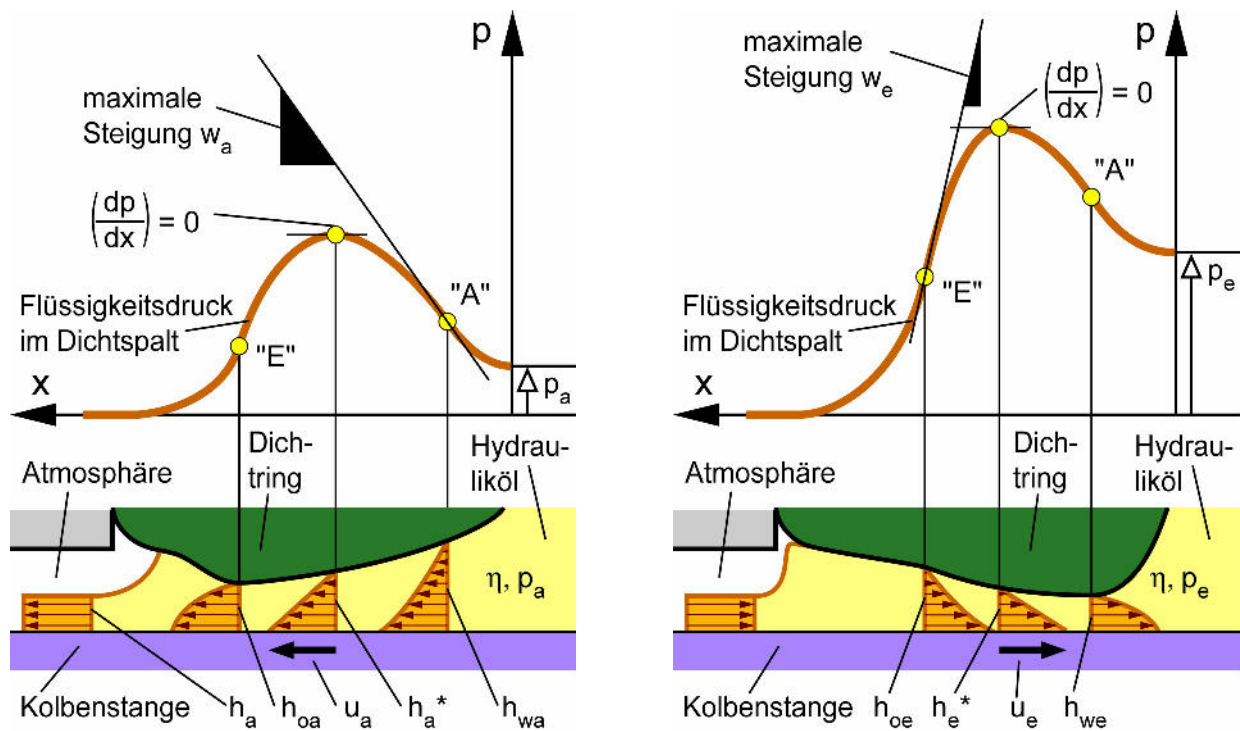


Bild 2.1: Verhältnisse im Dichtspalt, links ausfahrende Kolbenstange, rechts einfahrende Kolbenstange

2.1.4 Einschränkungen der Betrachtung mit der inversen Reynoldsgleichung

Die Anwendung der inversen Reynoldsgleichung hat einen großen Schritt in der Entwicklung der Hydraulikdichtungen bewirkt. Einig Aspekte werden allerdings nicht berücksichtigt, die zu Unterschieden zwischen theoretischen und experimentellen Ergebnissen führen können:

- Dichtring und Gegenlauffläche werden als ideal glatt angenommen. Die Rauheit der Kolbenstangen- und Dichtringoberfläche liegt aber in der gleichen Größenordnung wie die Dichtspalthöhe, so dass ein Einfluss der Rauheit auf die Vorgänge im Dichtspalt angenommen werden muss.
- Die dynamische Viskosität des Hydraulikfluids wird als konstant angenommen. Tatsächlich ist die dynamische Viskosität von Mineralölen in gewissem Maße abhängig von Druckänderungen. Noch stärker wiegt die Veränderung der dynamischen Viskosität durch Temperaturveränderungen. Durch die Reibung im Dichtspalt ändert sich die Temperatur des Hydraulikfluids, was bei Mineralölen eine Veränderung der dynamischen Viskosität zur Folge hat.
- Der für die Berechnung erforderliche Druckverlauf wird mit dem Kontaktpressungsverlauf gleichgesetzt. Bei bewegter Kolbenstange wird der Druck im Dichtspalt zusätzlich durch Strömungseffekte vor allem im Eingangsbereich des Spaltes beeinflusst.
- Es wird von gleichen Bedingungen über den kompletten Umfang ausgegangen. Exzentrische Lage von Kolbenstange zu Dichtring und Unterschiede am

Kolbenstangen-, vor allem aber am Dichtringumfang führen zu unterschiedlichen Bedingungen am Umfang.

Im Folgenden werden Arbeiten vorgestellt, die versuchen die oben genannten Einschränkungen zu reduzieren und die Verhältnisse an Hydraulikdichtungen besser zu beschreiben.

2.2 Beschreibung der Vorgänge im Dichtspalt

Die Möglichkeiten leistungsstarker Rechner wurden von verschiedenen Seiten genutzt, um die Vorgänge im Dichtspalt noch besser zu beschreiben und das Modell der inversen Reynoldsgleichung zu erweitern.

Freitag stellte sein Verfahren EHL (von elastohydrodynamic lubrication) vor, bei dem er die Reynoldsgleichung mit der Elastizitätstheorie im Elastomer koppelt. Er stellte Dichtspaltverläufe eines Nutrings bei einfahrender Kolbenstange vor. Bei 335 mm/s Stangengeschwindigkeit liegen die Dichtspalthöhe direkt an der Dichtkante auf einer Länge von ca. 0,02 mm im Zehntel- μm Bereich. In der Nähe der Dichtkante ergeben sich Werte von rund 5 μm (ca. 1,5 mm lang) und im Bereich des Dichtungsrücken Dichtspalthöhen zwischen 5 und 40 μm . /7/

Bei Vergleichen von EHL Ergebnissen mit Ergebnissen der inversen Reynoldsgleichung fand Freitag für niedere Drücke (Dichtring liegt nur im Bereich der Dichtlippe an der Kolbenstange an) und für hohe Drücke (Dichtring liegt vollständig an der Kolbenstange an) eine gute Übereinstimmung heraus /8/.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Verbindung der direkten Reynoldsgleichung für den Eingangsbereich des Dichtspaltes mit der inversen Reynoldsgleichung für den eigentlichen Dichtspalt dar. Kanters hat dies bereits 1990 für die Berechnung von Leckage und Reibung einer Elastomerstangendichtung durchgeführt /9/. Gessat berechnet damit für Nutringe bei ausfahrender Kolbenstange Dichtspalthöhen zwischen 0,02 μm bei 10 mm/s Stangengeschwindigkeit und 0,15 μm bei 500 mm/s Stangengeschwindigkeit /10/. Kaiser rechnet ebenfalls im Eingangsbereich mit der direkten Reynoldsgleichung und kommt bei der Beschreibung von Stoßdämpfer- und Ventilschaftdichtungen auf gleiche Größenordnungen wie Freitag und Gessat bei deutlich geringerem Rechenaufwand im Vergleich zur EHL /11/. Maoui rechnet ebenfalls mit der Verbindung von direkter und inverser Reynoldsgleichung /12/.

Salant hat in theoretischen Studien Oberflächenrauheiten des Dichtrings im Dichtkontakt untersucht und eine deutliche Beeinflussung des Fluidtransports durch die Oberflächenrauheit des Dichtrings festgestellt /13/, /14/. Crudu veröf-

fentlichte Ergebnisse, die einen Einfluss der Oberflächenrauheit des Dichtrings auf die Reibkraft zeigen /15/.

Über die Beschreibung der Eigenschaften von Gummiwerkstoffen bei der Anwendung als Dichtring gibt es einige Veröffentlichungen /16/, /17/, /18/, /19/, /20/, /21/, /22/.

Neben den Bemühungen, die Vorgänge im Dichtspalt immer genauer zu beschreiben, gibt es auch Bestrebungen, mit möglichst geringem Rechenaufwand zu praxistauglichen Ergebnissen zu kommen. Nikas entwickelte ein Modell, das mit geringem Rechenaufwand Leakage und Reibung für Dichtungen mit rechteckigem Querschnitt ermittelt /23/. Durch den Vergleich von Ergebnisse aus diesem Modell mit Modellen, die die Rauheit der Dichtung mit einbeziehen kommt er zu dem Schluss, dass die Rauheit der Dichtung insbesondere in Bezug auf die Leakage vernachlässigbar ist.

2.3 Dichtheitsbewertung

Die einfachste Möglichkeit, die Dichtheit zu bewerten stellt der Leakageversuch dar. Unter realen Einbau- und Betriebsbedingungen wird die auftretende Leakage gemessen. Eine quantifizierbare Dichtheitsbewertung ist damit aber nur im Versagensfall, d. h. bei auftretender Leakage möglich (siehe Kap. 4.5).

Wird der Prüfichtung auf der Luftseite ein Überangebot an Öl bereitgestellt, kann über die Veränderung dieses Ölvolumens die Dichtgüte der Dichtung bestimmt werden. Die Messung wird mit einem entsprechenden Prüfstands Aufbau durchgeführt (siehe Kap. 4.6). Damit wird das Rückförderpotential der Dichtung quantifiziert erfasst. Einschränkend wirkt, dass durch die ölüberflutete Luftseite der Dichtung die tribologischen Verhältnisse der Dichtung im Vergleich zur realen Einbausituation verändert sind.

Ellipsometermessungen erlauben die Messung von dünnen Ölfilmen auf reflektierenden Oberflächen. Mit entsprechendem Prüfstands Aufbau lassen sich damit die Schmierfilmdicken für ein- und ausfahrenden Kolbenstange bestimmen (siehe Kap. 3.5 und 4.7).

Goerres untersuchte die Möglichkeit der direkten Schmierfilmdickenmessung auf der Kolbenstange eines Reibkraftprüfstandes. Bei der Fluoreszenzmethode wird dem Hydrauliköl ein Fluoreszenz-Additiv beigelegt. Ausgewertet wird die Intensitätsverschiebung im Spektralbereich. Der Einsatz der Fluoreszenzmethode mit einer nicht rein monochromatischen Lichtquelle und Messung direkt auf der Kolbenstange ergab keine sinnvollen Werte. Mit der Interferenz-

methode konnte er zumindest auf ebenen Flächen Schmierfilmdicken zwischen 50 nm und gut 1 μm ermittelt. /24/

Mittels durchsichtigen Kolbenstangen wurde von verschiedener Seite versucht, den Dichtspalt direkt zu untersuchen /25/, /26/. Ottink hat die Fluoreszenzmethode mit einer durchsichtigen Kolbenstange verbunden und damit die Dichtspalthöhe direkt im Dichtspalt auf 1 μm bestimmt /27/. Mittels Interferometrie-Technik hat Suzuki Schmierfilmdicken einer Kolbendichtung im Dichtspalt bei Bewegung ohne Druckbeaufschlagung gemessen /28/.

Hörl hat die auf der Kolbenstange haftenden Schmierfilme mit einem Ellipsometer gemessen und dabei Werte zwischen wenigen nm bis hin zu über 500 nm ermittelt. Auf dem 2 x 2 mm großen Messfeld schwankten in Stangenlängsrichtung die Messwerte nur gering, in Umfangsrichtung dagegen deutlich. /29/, /30/

2.4 Geometrische Auslegung von Dichtringen

Die Funktion einer Kolbenstangendichtung wird maßgeblich von der Geometrie des Dichtrings beeinflusst. Zwei Aspekte sind dabei wichtig. Zum einen das Querschnittsprofil des Dichtrings an sich und zum anderen die Veränderung des Profils bei unterschiedlichen Betriebszuständen

2.4.1 Nutringprofil

Gessat ging bei seinen Untersuchungen von handelsüblichen Dichtringen aus und variierte bei seinen Simulationen den Radius an der Dichtkante und in einem Fall die Dicke der Dichtlippe. Für eine gute Dichtwirkung empfahl er eine scharfkantig abgestochene Dichtkante. /10/

Frenzel hat verschieden gestaltete Dichtungsrücken untersucht. Neben unterschiedlichen Varianten einer zweiten Dichtkante hat er sehr feine Strukturen im Bereich von Zehntelmillimetern verwendet. Vor allem beim Einfahren konnte er eine deutliche Reibungsminderung bei gleich bleibender Dichtgüte feststellen. /31/

Auch durch grobe Strukturen wie am Umfang verlaufenden Rillen /32/ oder Abstützelementen auf dem Dichtungsrücken /33/ wurde versucht, die Reibung von Nutringen zu reduzieren.

Lee et al. variierte an einem Abstreifer Radius, Winkel und Überdeckung und kam zu dem Ergebnis, dass ein sehr steiler Winkel zur Außenseite mit einem Dichtkantenradius von 0,3 mm die besten Ergebnisse liefert /34/.

2.4.2 Geometrieänderung bei unterschiedlichen Betriebszuständen

Dichtringe verformen sich bei Druckbeaufschlagung, bei zweiteiligen Dichtungen finden auch kleine Bewegungen zwischen O-Ring und Stufenring statt.

Diese Veränderungen wurden verschiedentlich dazu verwendet, das Dichtungsverhalten zu beeinflussen. Beispielsweise wurden mit der Verschiebung

des O-Rings durch Druckeinwirkung bei einer zweiteiligen Dichtung Druckentlastungskanäle freigegeben die den Zwischendichtungsdruck zwischen zwei Dichtkanten begrenzen /35/, /36/, /37/, /38/.

Ein anderer Ansatz versuchte die Dichtkante durch Druckeinwirkung bzw. durch Reibung zu bilden. /39/

In /40/ wurde eine zweiteilige Stufendichtung vorgeschlagen, die bei hohen Drücken neben der eigentlichen Dichtkante auf der Niederdruckseite eine zweite Berührfläche zur Anlage auf der Kolbenstange aufweist. Mit dieser Dichtung sollten Reibung und Verschleiß minimiert werden.

Die bewusste druckabhängige Verformung eines Nutrings zur Reibungsbeeinflussung wurde in /41/ vorgeschlagen.

2.5 Verschleiß an Dichtringen

Ein ständiges Forschungsfeld ist die Verbesserung der Verschleißigenschaften von Dichtungen. Zum einen befassen sich die Arbeiten mit dem Einfluss der Gegenauflfläche auf Verschleiß am Dichtring /42/, /43/, zum anderen mit der Beschreibung der Gegenauflfläche mit Parametern, die einen Rückschluss auf die Verschleißwirkung zulassen /44/, /45/, /46/.

Weitere Arbeiten beschäftigen sich mit dem Verschleißverhalten der Dichtringe oder auch mit der Erhöhung der Verschleißfestigkeit durch Verbesserung der Materialeigenschaften /43/, /47/, /48/, /49/, /50/, /51/.

2.6 Schlussfolgerungen

Es gibt einige Veröffentlichungen zu optimierten Querschnittsprofilen von PU-Nutrungen. Auch auf dem Gebiet von Verschleiß an PU-Nutrungen gibt es Arbeiten. Die Verbindung von beiden Themen ist dagegen bisher nicht Gegenstand von Veröffentlichungen. Mit dieser Arbeit soll daher der Einfluss von durch Verschleiß hervorgerufenen Geometrieänderungen am Nutringprofil auf das Dichtverhalten untersucht werden. Für die begleitenden Simulationen wird der Pressungsverlauf aus FEM-Berechnungen ermittelt und über die inverse Reynoldsgleichung werden daraus Schmierfilmdicken bestimmt. Dieser Weg liefert sehr schnell Ergebnisse und gibt trotz vieler Vereinfachungen die korrekte Richtung für Weiterentwicklungen vor.

Die tatsächliche Leistungsfähigkeit der Variante wird durch verschiedene, experimentelle Dichtheitsbewertungen bestimmt. Neben den klassischen Methoden wie Leckagemessung oder Förderwertbestimmungen sind in letzter Zeit einige Verfahren untersucht worden, die direkt die Schmierfilmdicke messen. In dieser Arbeit werden Ellipsometermessungen der auf der Stange haftenden Schmierfilme ausgewertet. Diese erlauben Messungen im relevanten Bereich von einigen nm Schichtdicken bis zu wenigen μm . Zudem ist der Versuchsaufbau mit

runder, hartverchromter Stange und Standardnutring sehr nah an der Wirklichkeit eines Hydraulikzylinders. Bisher sind allerdings nur einzelne Ergebnisse von direkten Schmierfilmdickenmessungen veröffentlicht worden. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher umfangreiche Vergleiche zwischen klassischen Dichtheitsbewertungen und Ellipsometermessungen von Schmierfilmen vorgestellt.

3 Prüf- und Messeinrichtungen

Die praktischen Versuche wurden auf Prüfeinrichtungen am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart durchgeführt. Die verwendeten Prüfeinrichtungen und deren Funktion werden im Folgenden dargestellt und erklärt.

3.1 Leckageprüfstand

Mit dem Leckageprüfstand werden das Dichtverhalten von Hydraulikdichtungen untersucht und Verschleißversuche an Hydraulikdichtungen durchgeführt. Am Leckageprüfstand stehen maximal fünf Prüfzellen, die je zwei Prüf-dichtungen aufnehmen zur Verfügung, so dass zehn Dichtungen gleichzeitig geprüft werden können. Alle Prüfzangen werden über das Querjoch von einem Hydraulikzylinder angetrieben (Bild 3.2). Die Verfahrensgeschwindigkeit kann stufenlos in einem Bereich von 0 bis 1000 mm/s eingestellt werden. Der maximale Hub des Prüfstandes beträgt 800 mm. Der Druck für die Prüfzellen wird durch ein externes Kleinhydraulikaggregat aufgebracht und über Druckregelventile unabhängig für jede Prüfzelle eingestellt. Das Kleinhydraulikaggregat stellt aus einem eigenen Ölbehälter den benötigten Betriebsdruck zur Verfügung. Hiermit können die Dichtungen in den Prüfzellen mit einer Druckbelastung von 0 MPa bis 35 MPa beansprucht werden. Drei der fünf Prüfzellen können über die Kolbenstangen temperiert werden. Hierfür sind die Prüfzangen hohl gebohrt und von Temperieröl durchflossen.

Der Prüfstand (Bild 3.1) besteht aus einem stabil geschweißten Stahlrohrgestell, welches fest mit dem Boden verbunden ist. Auf dem Stahlgestell befinden sich zwei ausgerichtete Stahlplatten, auf denen die Führung für das Querjoch und die Aufspannwinkel für Prüfzellen und Hydraulikzylinder befestigt sind. Die Relativbewegung an den Dichtstellen wird durch die Prüfzangen erzeugt. Hierzu wird die Hubbewegung des fest eingebauten Hydraulikzylinders über das Querjoch auf die Prüfzangen übertragen (Bild 3.2).

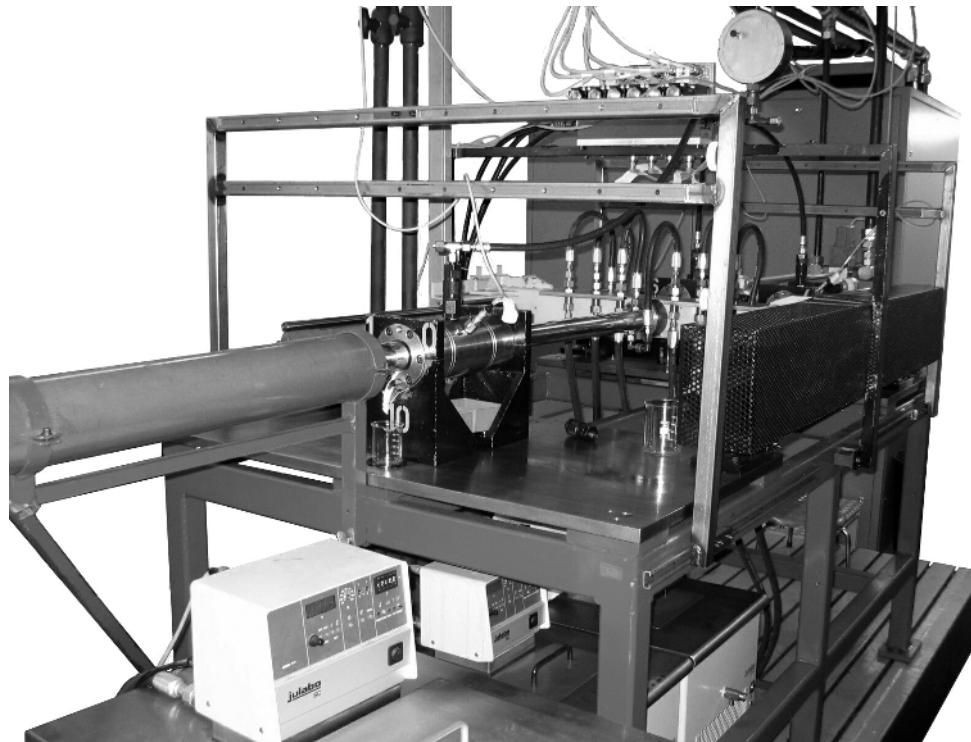


Bild 3.1: Leckageprüfstand

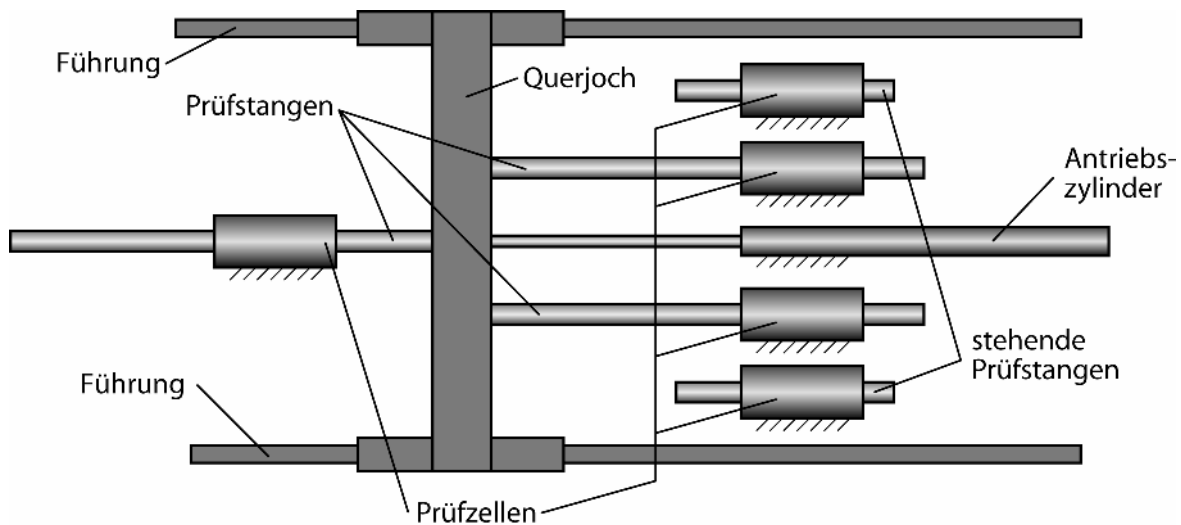


Bild 3.2: Prinzipdarstellung des Leckageprüfstandes

3.1.1 Aufbau der Prüfzelle

Die Dichtringe werden in Dichtringträgern eingesetzt (Bild 3.3). Für eine Versuchsstaffel verbleiben die Dichtringe in den Trägern und werden weder beim Erfassen der Geometrie, noch bei der Förderwertbestimmung aus den Trägern entnommen.

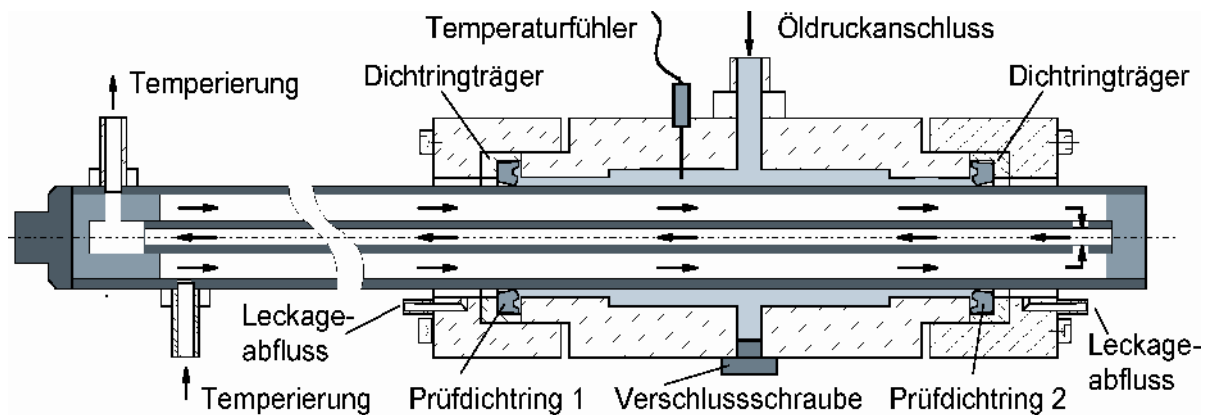


Bild 3.3: Prinzipdarstellung der Prüfszelle

3.2 Reibkraftprüfstand

Mit dem Reibkraftprüfstand (Bild 3.4) können Reibkräfte getrennt für einfahrende und ausfahrende Stangen bestimmt werden. Die zu untersuchenden Dichtringe werden in denselben Dichtringträgern wie im Leckageprüfstand montiert. Dadurch kann Leckage und Verschleiß auf dem Leckageprüfstand und Reibung auf dem Reibkraftprüfstand ermittelt werden, ohne dass ein Dichtring aus seiner Nut ausgebaut werden muss. Der Antriebszylinder und die Prüfkammer werden mit denselben Aggregaten wie der Leckageprüfstand versorgt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden am Schmierfilme für die Schmierfilmdickenmessung erzeugt. Neben der Möglichkeit dieselben Dichtringträger wie auf dem Leckageprüfstand zu verwenden ist hierfür vor allem der schnelle Ein- und Ausbau der Messkolbenstange vorteilhaft. Diese wird über hydraulische Spannelemente fixiert und kann so innerhalb kürzester Zeit an- oder abgebaut werden. Für diese Arbeit wurde die Reibkraft nicht gemessen.

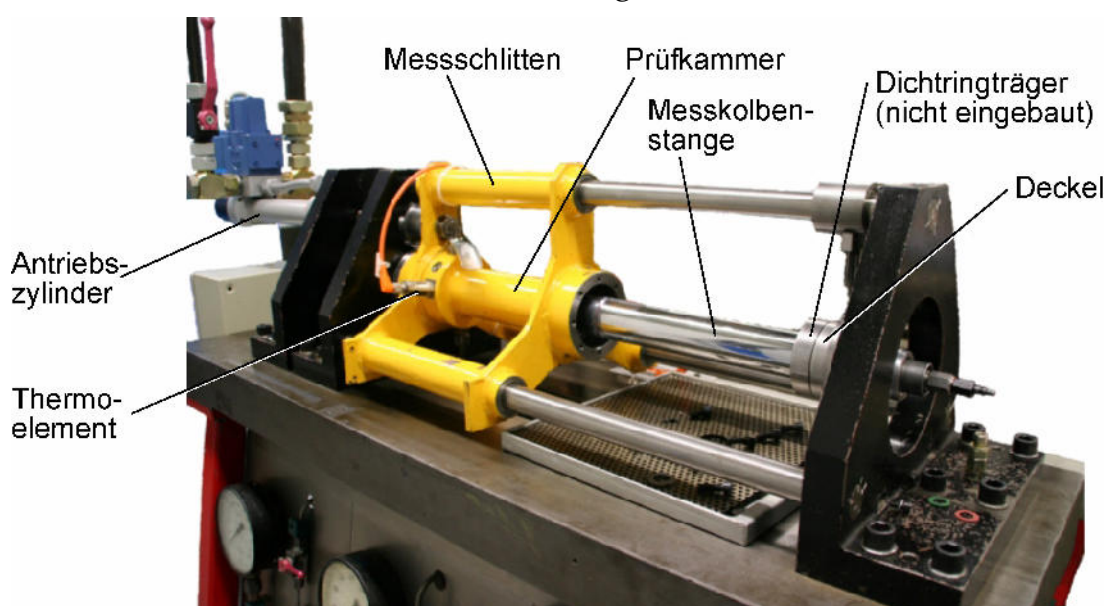


Bild 3.4: Reibkraftprüfstand

3.3 Rauheits- und Konturmessgerät

Mit dem T8000 der Firma Hommel-Etamic können nach dem Tastschnittverfahren Rauheitskennwerte und Topografiedarstellungen von Oberflächen ermittelt werden.

Für die Konturmessung wird das Vorschubgerät „Waveline 60“ mit der Einheit „Wavecontour“ ausgerüstet (Bild 3.5). „Wavecontour“ arbeitet mit einem induktiven Messprinzip, es können Profile mit einer Höhe von bis zu 20 mm erfasst werden. Die Messgeschwindigkeit von „Waveline 60“ kann zwischen 0,1 mm/s und 2,0 mm/s gewählt werden, die maximale Messstrecke beträgt 60 mm. Die Messgenauigkeit ergibt sich hierbei aus dem eingestellten Messbereich. Bei ansteigenden Flächen können Winkel bis 77° und bei abfallenden Flächen Winkel bis 88° abgetastet werden. Die Auswertung erfolgt mit der Software „Turbo Contour“. Damit können die abgetasteten Profile am Computer dargestellt, ausgewertet und als dxf-Datei gespeichert werden.

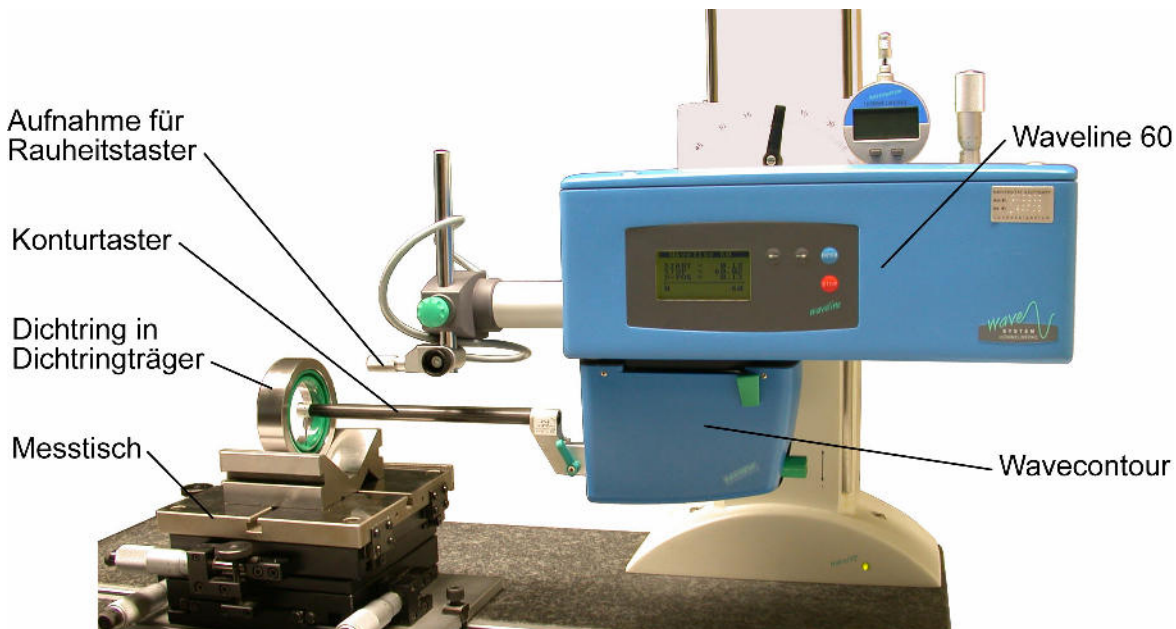


Bild 3.5: Konturmessgerät

3.4 Radialkraftmessgerät

Die Radialkraft der Dichtringe wird mit dem eigens für diesen Zweck in einer früheren Arbeit entwickeltem Radialkraftmessgerät ermittelt /52/. Der besondere Aufbau dieses Messgeräts ermöglicht die durchmesserkompensierte Radialkraftmessung. Die horizontal bewegliche Messbacke 2 ist über zwei Federn abgestützt, deren Federkraft von zwei Kraftmessdosen gemessen wird. Ohne aufgeschobenen Dichtring ergeben die beiden Messbacken einen Durchmesser von 50 mm. Wird ein Dichtring aufgeschoben, werden die Messbacken zusammen gedrückt. Dabei wird Feder 2 entlastet und Feder 1 zusätzlich belastet. Die Einstellschraube wird nun soweit eingedreht, bis wieder ein Durchmesser von

50 mm an den Messbacken erreicht ist. Dies wird über das Signal von Kraftmessdose 2 kontrolliert. Über die Differenz zwischen dem Messwert von Kraftmessdose 1 in diesem Zustand und dem Messwert von Kraftmessdose 1 im Zustand ohne aufgeschobenen Dichtring kann die Radialkraft des Dichtrings bestimmt werden.

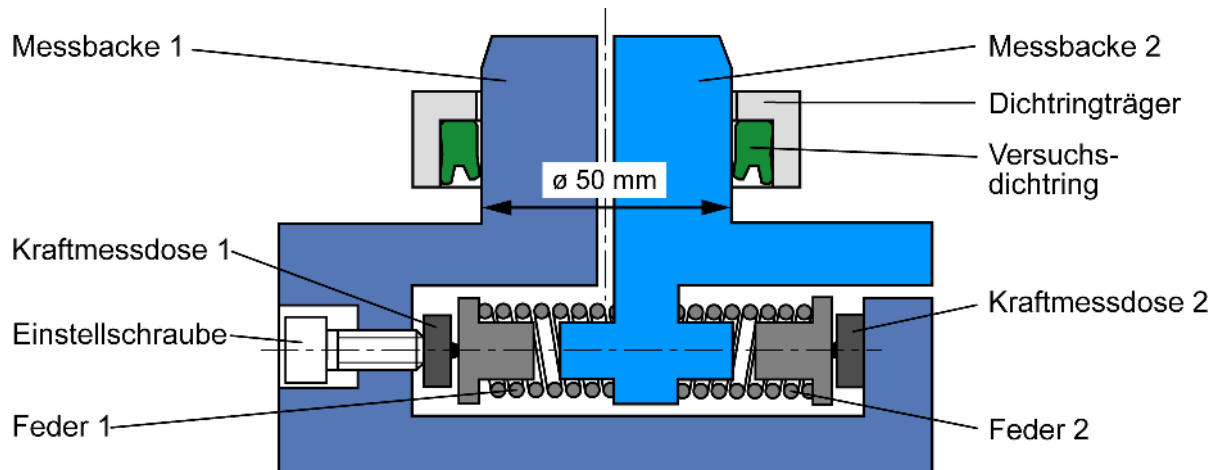


Bild 3.6: Radialkraftmessgerät

3.5 Ellipsometer

Eine Möglichkeit, die Schmierfilmdickendifferenz direkt zu bestimmen, bietet die Ellipsometrie, ein optisches Schichtdickenmessverfahren. Am Institut steht hierfür das Laser-Ellipsometer PlasMos SD2000 zur Verfügung.

Tritt Licht von einem optischen Material in ein anderes oder wird an einer Grenzfläche zweier optischer Materialien reflektiert, ändert sich die Polarisierung. Bei der Ellipsometrie wird daher definiert polarisiertes Licht an der Probe gebrochen und reflektiert. Der Polarisationszustand nach der Reflexion wird vom Ellipsometer ermittelt. Mit den optischen Eigenschaften von Luft, Schmierfilm und Kolbenstange berechnet das Ellipsometer aus der Polarisationsänderung die Schmierfilmdicke. Die für die Berechnung notwendigen optischen Eigenschaften von Schmierfilm und Kolbenstange können mit dem Ellipsometer bestimmt werden. Schmierfilmdicken ab einem Nanometer sind mit dem Ellipsometer messbar. Um direkt die vom Dichtring erzeugten Schmierfilme vermessen zu können, wird eine polierte Kolbenstange verwendet /53/.

Polarisiertes Licht hat rechtwinklig zur Ausbreitungsrichtung unterschiedliche Eigenschaften. Vertikal polarisiertes Licht schwingt z.B. nur in vertikaler Richtung, in horizontaler Richtung tritt keine Schwingung auf (Bild 3.7, links). Vereinfacht gesagt verändert sich durch die Reflexion der Winkel der Polarisations Ebene, z.B. um 60° (Bild 3.7, Mitte). Die Differenz des Winkels vor der Reflexion zum Winkel nach der Reflexion wird vom Ellipsometer ermittelt und zur Berechnung der Schichtdicke verwendet. Allerdings kann vom Ellipsometer nicht bestimmt werden, ob sich die Polarisations Ebene um 60° verändert hat, oder um

60° und zusätzlich um ein Vielfaches von 360° (Bild 3.7, rechts). In beiden Fällen ist das Licht nach der Reflexion um 60° zur Senkrechten geneigt polarisiert. Man spricht hier von der Periodizität.

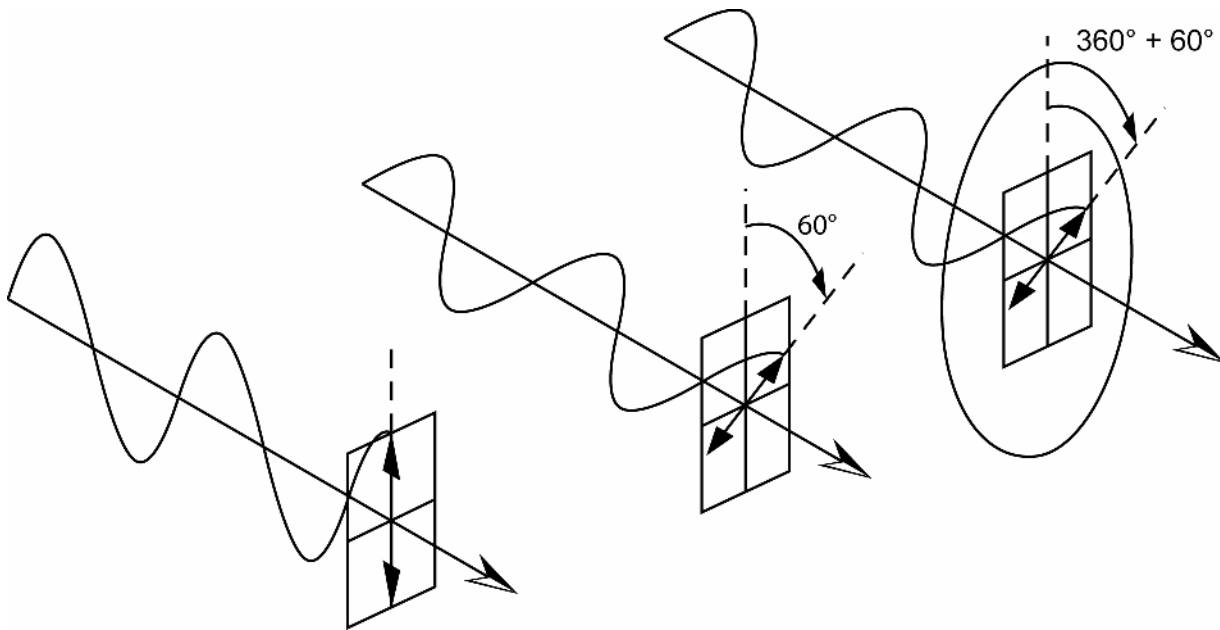


Bild 3.7: schematische Darstellung von polarisiertem Licht

Angenommen bei einem Hydraulikfluid und einer Kolbenstange entspricht die Veränderung der Polarisationssebene um 360° einer Schichtdickenmessung von 220 nm. Wird nun vom Ellipsometer eine Schichtdicke von 30 nm ermittelt, so bedeutet die Periodizität, dass die Schicht 30 nm dick sein kann, oder aber 30 nm und ein Vielfaches von 220 nm, also z.B. $30 \text{ nm} + 220 \text{ nm} = 250 \text{ nm}$. Dies muss bei Messungen mit dem Ellipsometer immer berücksichtigt werden. /54/

3.6 Rotationsvorschub

Das zur Verfügung stehende Ellipsometer ist mit einem xy-Tisch zum Scannen des Messobjektes ausgerüstet. Damit können ebene Proben, wie z.B. Wafer, flächig vermessen werden. Auf der gekrümmten Oberfläche der Kolbenstange sind damit nur Linienmessungen in Stangenlängsrichtung möglich.

Wie frühere Untersuchungen zeigten, schwankt die Schmierfilmdicke auf einer Kolbenstange sehr stark über den Stangenumfang /30/, daher ist die Messung in Umfangsrichtung notwendig.

Hierfür wurde unter Anleitung des Verfassers von Reiter ein Rotationsvorschub konstruiert und gebaut (Bild 3.8) /55/. Mit diesem Rotationsvorschub können Schmierfilme auf Kolbenstangen mit 50 mm Durchmesser am Umfang vermessen werden. Er ist als optionale Einheit konstruiert, für Messungen an ebenen Proben kann er mit wenigen Handgriffen vom Ellipsometer abgebaut werden und die ursprünglichen Messfunktionen stehen in vollem Umfang zur Verfügung. Der Antrieb des Rotationsvorschubs erfolgt durch einen Schrittmotor der

über ein spielarmes Getriebe, einen Zahnriemen und einer Metallbalgkupplung die Drehbewegung an den Flansch zur Ankopplung der Kolbenstange überträgt. Die Kolbenstange wird auf vier Rollen gelagert, wodurch die Kolbenstange schnell und sicher platziert werden kann. Die Rollen sind an den Rändern der Kolbenstange angeordnet damit der zu messende Schmierfilm nicht beeinträchtigt wird. Über Einstellknöpfe kann die Achse der Kolbenstange horizontal und vertikal eingestellt werden. Damit kann sie passend zur Messebene des Ellipsometers ausgerichtet werden.

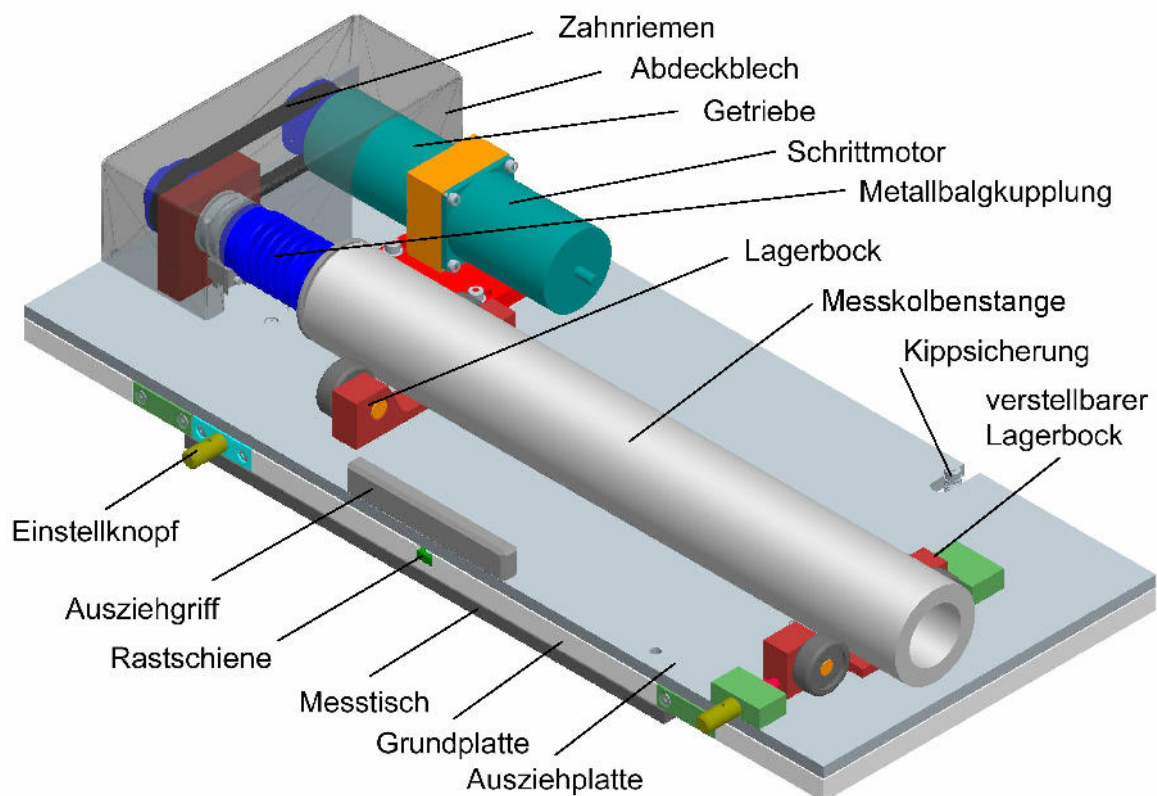


Bild 3.8 : Rotationsvorschub für Ellipsometer /55/

Der Schrittmotor erlaubt mit der Getriebeübersetzung eine kleinste Schrittweite der Messpunkte von 0,01 mm in Umfangsrichtung. Dies entspricht der Auflösung die der Messtisch in Stangenlängsrichtung aufweist. Mit einem Messlauf der Ellipsometersoftware können maximal 3 100 Messpunkte aufgezeichnet werden. D.h., für die Vermessung eines Stangenumfangs von 157 mm sind bei voller Auflösung 5 Messläufe notwendig. Die Messdauer eines Messpunktes beträgt knapp 1,5 s, ein Messlauf mit 3 100 Messpunkten dauert rund 1:15 h. Bisher konnte mit dem Ellipsometer nur in Stangenlängsrichtung automatisiert die Schmierfilmdicke gemessen werden. Für die Messung in Umfangsrichtung wurde eine einfache Vorrichtung verwendet, bei der manuell über eine Stell-schraube der Drehwinkel der Kolbenstange eingestellt wurde. Um in Umfangsrichtung zu messen, musste jeder Messpunkt einzeln aufgezeichnet und an-

schließlich der neue Drehwinkel von Hand eingestellt werden. Zu der eigentlichen Messzeit von 1,5 s addierten sich pro Messpunkt mehrere Sekunden für die Einstellung des Drehwinkels dazu. Messungen waren mit einem hohen Zeitaufwand verbunden, eine Messung über den ganzen Stangenumfang war mit dieser Vorrichtung technisch nicht möglich.

Die Bedingungen für die Schmierfilmdickenmessung in Umfangsrichtung verbessern sich durch den oben beschriebenen Rotationsvorschub erheblich. Die Kolbenstange kann komplett um ihre eigene Achse gedreht werden, damit ist eine Messung am ganzen Stangenumfang möglich. Mit der Ellipsometersoftware können damit vollautomatisch Schmierfilme über den Stangenumfang mit einer Auflösung kleiner 0,06 mm gemessen werden. Für eine höhere Auflösung muss der Umfang aufgrund der Einschränkungen der Ellipsometersoftware in mehrere Einzelstrecken aufgeteilt werden.

Mit dem Rotationsvorschub können in Verbindung mit dem Ellipsometer erstmals Schmierfilmdicken automatisiert mit einer hohen Auflösung über den ganzen Umfang einer Kolbenstange gemessen werden. Damit kann nun die Dichtigkeit, in Abhängigkeit von der Position am Umfang der Dichtung, bestimmt werden.

4 Durchführung der Versuche

Für die Versuchsstaffeln (Übersicht der Versuchsstaffeln in Kap. 4.10) wurden immer wiederkehrende Testaufbauten und Prüfverfahren verwendet. Auf den folgenden Seiten werden diese grundsätzlich in ihrem Aufbau, der Funktionsweise und dem Auswerteverfahren vorgesehlt. Zudem sind die verwendeten Gegenlaufflächen und Dichtringe aufgeführt.

4.1 Verwendete Gegenlaufflächen

Die Versuche wurden überwiegend auf verchromten Kolbenstangen durchgeführt. Bei Staffel S-01 und S-02 wurde auch eine keramikbeschichtete Kolbenstange und eine verchromte Kolbenstange, die in früheren Versuchen bereits über viele hundert Kilometer gelaufen ist, verwendet. Tabelle 4-1 zeigt Rauheitswerte, eine Topografiedarstellung und ein Rauheitsprofil in Stangenlängsrichtung für jeden Stangentyp. Zu beachten ist, dass die Ordinate des Rauheitsprofils für die keramikbeschichtete Stange einen 10-fach größeren Bereich umfasst als bei den verchromten Kolbenstangen.

Tabelle 4-2 zeigt die von den Herstellern der Dichtringe empfohlenen Oberflächengüten für Kolbenstangen. Die verwendeten Hartchromkolbenstangen lagen dabei am unteren Bereich bzw. sogar noch unter den Anforderungen der Dichtringhersteller. Die Keramik beschichtete Kolbenstange lag dagegen deutlich über den geforderten Rauheitswerten.

Tabelle 4-1: Oberflächenkennwerte der Kolbenstangen

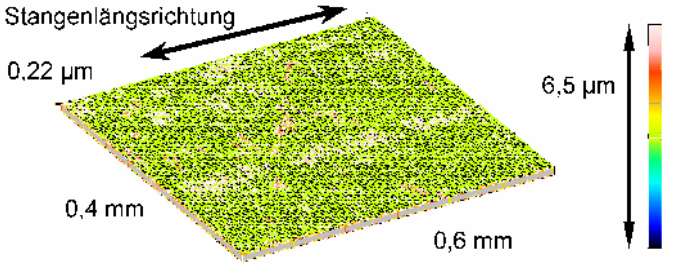
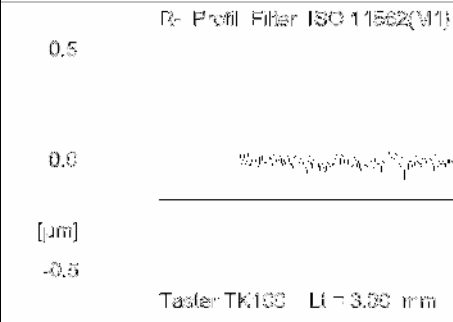
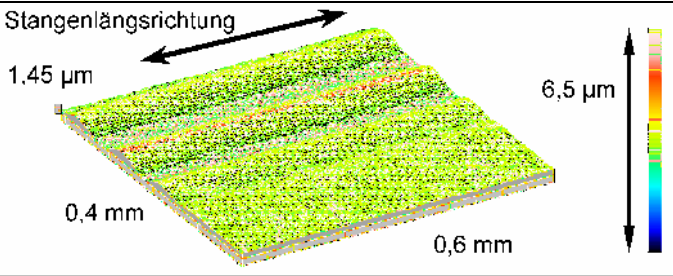
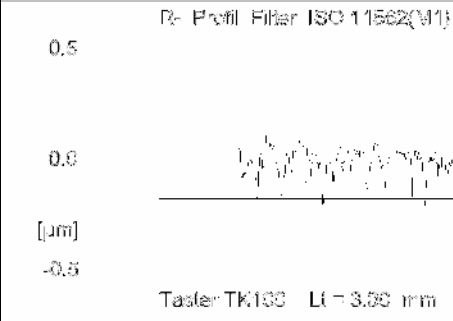
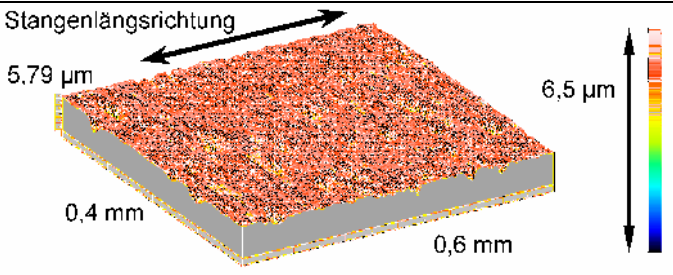
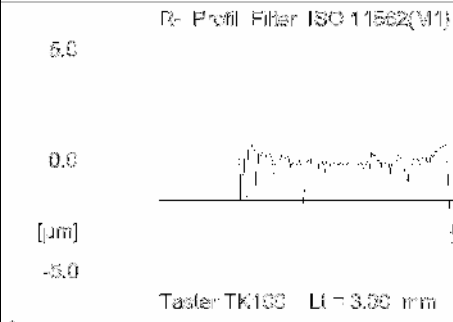
<p>Hartchrombeschichtung</p> <p>R_a: 0,02 μm R_{max}: 0,17 μm R_z: 0,14 μm $R_{\text{t ges}}$: 0,22 μm R_m: 45,5 % *)</p>	<p>Stangenlängsrichtung</p>  <p>0,22 μm</p> <p>0,4 mm</p> <p>0,6 mm</p> <p>6,5 μm</p>
<p>R- Profil Filter ISO 11562(M1): $L_c = 0,250$ mm</p>  <p>[μm]</p> <p>-0,5</p> <p>0,0</p> <p>0,5</p> <p>Taster TK100 Lt = 3,00 mm Vt = 0,50 mm/s 5,00</p>	
<p>Hartchrombeschichtung gelaufen</p> <p>R_a: 0,04 μm R_{max}: 0,46 μm R_z: 0,37 μm $R_{\text{t ges}}$: 1,45 μm R_m: 85,4 % *)</p>	<p>Stangenlängsrichtung</p>  <p>1,45 μm</p> <p>0,4 mm</p> <p>0,6 mm</p> <p>6,5 μm</p>
<p>R- Profil Filter ISO 11562(M1): $L_c = 0,250$ mm</p>  <p>[μm]</p> <p>-0,5</p> <p>0,0</p> <p>0,5</p> <p>Taster TK100 Lt = 3,00 mm Vt = 0,50 mm/s 5,00</p>	
<p>Keramikbeschichtung</p> <p>R_a: 0,35 μm R_{max}: 5,88 μm R_z: 3,80 μm $R_{\text{t ges}}$: 5,79 μm R_m: 90,3 % *)</p>	<p>Stangenlängsrichtung</p>  <p>5,79 μm</p> <p>0,4 mm</p> <p>0,6 mm</p> <p>6,5 μm</p>
<p>R- Profil Filter ISO 11562(M1): $L_c = 0,250$ mm</p>  <p>[μm]</p> <p>-5,0</p> <p>0,0</p> <p>5,0</p> <p>Taster TK100 Lt = 3,00 mm Vt = 0,50 mm/s 5,00</p>	
<p>*) : gemessen in einer Schnitttiefe von 25 % des R_t-Wertes ausgehend von einer Referenzlinie mit einem Traganteil von 5 %, ausgewertet wurde jeweils das dargestellte Rauheitsprofil</p>	

Tabelle 4-2: Empfehlungen für Rauheitskennwerte von Kolbenstangen

Rauheitswert	Empfehlung von Trelleborg Sealing Solutions /57/	Empfehlung von Parker Hanifin /58/
R_a	0,1-0,4 μm	0,4 μm
R_{max}	1,0-4,0 μm	
R_z	0,6-2,5 μm	1,6 μm
R_m	50-70 % gemessen in einer Schnitttiefe $c = 0,25 \times R_z$, ausgehend von einer Bezugslinie von $C_{\text{ref}} 5\%$.	60-80 % gemessen in einer Schnitttiefe von 25 % des R_t -Wertes ausgehend von einer gedachten Referenz-Nulllinie, bei der der Traganteil 5 % beträgt.

4.2 Verwendete Dichtringe

Für die experimentellen Versuche und für die FEM-Betrachtungen wurden verschiedene Dichtringprofile verwendet, deren Bereiche mit den in Bild 4.1 gezeigten Begriffe beschrieben wurden. In Bild 4.2 sind die unterschiedlichen Merkmale der Prüfdichtringe gezeigt. Die untersuchten Dichtringtypen sind in Tabelle 4-3 aufgeführt. Nähere Erläuterungen dazu folgen in Kapitel 4.3.

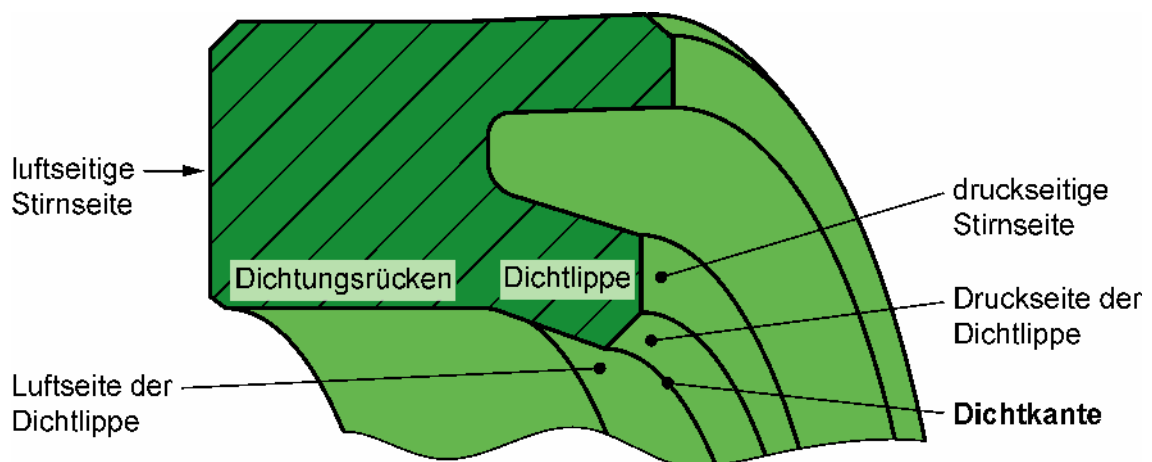


Bild 4.1: Dichtringbereiche und deren Bezeichnungen

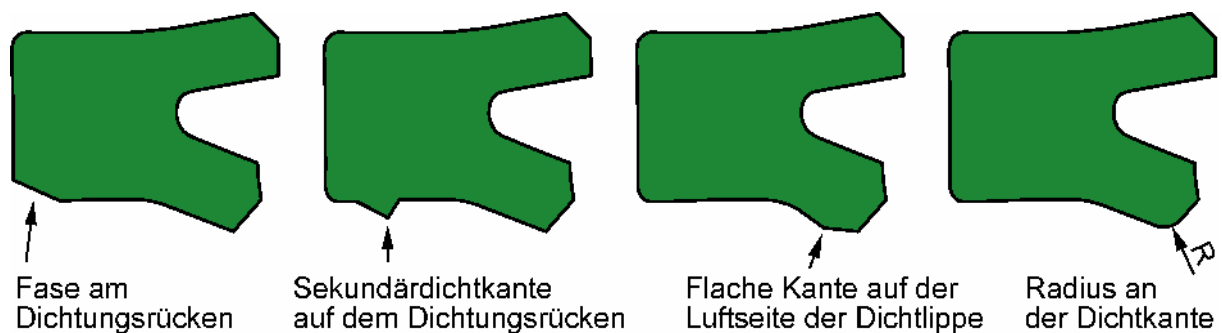
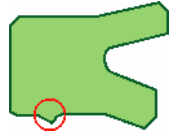




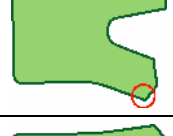

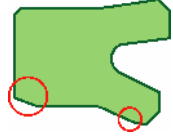




Bild 4.2: Merkmale der unterschiedlichen Prüfdichtringe

Tabelle 4-3: untersuchte Dichtringtypen

Typ	Beschreibung	Hersteller	Härte in Shore A	Profil
NU-A	Dichtring mit Sekundärdichtkante im Bereich des Dichtungsrücken	Busak + Shamban	93	
NU-B	Dichtring mit einer Dichtkante	Parker	94	
NU-BM	Dichtringgeometrie wie NU-B, Dichtkante mechanisch gerundet	Parker modifiziert	94	
NU-BR	gelaufener Dichtring NU-B mit Riefen auf Dichtungsrücken und auf der Luftseite der Dichtlippe, Dichtlippe druckseitig frisch abgestochen	Parker modifiziert	94	
NU-BT	Dichtringgeometrie wie NU-B, Dichtkante thermisch gerundet	Parker modifiziert	94	
NU-C	NU-B, Dichtlippe luftseitig abgestochen	Parker modifiziert	94	
NU-D	gedrehter Dichtring mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe und Fase am Dichtungsrücken	Economos	95	
NU-E	gedrehter Dichtring mit Radius an der Dichtkante	Economos	95	
NU-F	gedrehter Dichtring mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe und Fase am Dichtungsrücken	Economos	95	
NU-G	NU-F, am Dichtungsrücken mit großer Fase	Economos modifiziert	95	

4.3 Variation der Dichtringgeometrie

Allen untersuchten Dichtringen lag die Geometrie handelsüblicher Dichtringe für einen Stangendurchmesser von 50 mm, einer Nutbreite von 12,5 mm und einem Nutgrunddurchmesser von 65 mm zu Grunde. Hauptsächlich wurde die Geometrie ausgehend vom Dichtring B3 (Fa. Parker) verändert, teilweise auch vom Dichtring RU3 (früher Fa. Busak+Shamban, seit 2007 unter dem Namen Trelleborg Sealing Solutions). Diese Grundgeometrien wurden mit verschiedenen Verfahren variiert.

4.3.1 Verschleiß

Die Dichtringe wurden zum Teil über weite Strecken getestet. Die Anzahl der Hübe betrug zwischen 147.800 DH und 1.354.000 DH. Es wurden Laufstrecken zwischen 89 km und 812 km erreicht. Die Dichtringe veränderten über die Versuchszeit auf Grund von Verschleiß ihre Geometrie. Neben abrasivem Verschleiß ergaben sich auch Änderungen durch Relaxation des Werkstoffs und andere Effekte. Die Langzeitversuchsstaffeln zeigten, wie sich die Dichtringe durch Verschleiß veränderten und wie sich deren Dichtverhalten im gleichen Zeitraum veränderte. Bei den Staffeln S-01 bis S-06 wurden diese Veränderungen an handelsüblichen Dichtringen untersucht.

Bild 4.3 zeigt Topografiedarstellungen der Dichtkante, eines neuen Dichtrings vom Typ NU-B und eines gelaufenen Dichtrings vom Typ NU-B. Im Bild rechts ist gut die durch Verschleiß gerundete Dichtkante zu sehen.

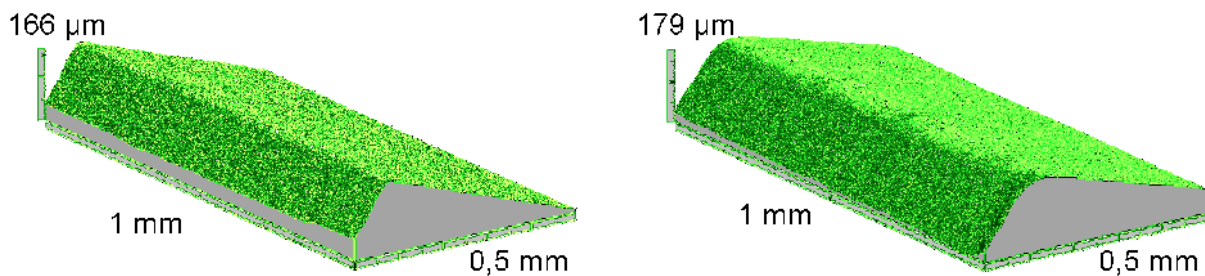


Bild 4.3: Topografien der Dichtkante, links neuer Dichtring, rechts gelaufener Dichtring

Die Dichtringe mit durch Verschleiß gerundeter Dichtkante waren besser dicht als im scharfkantigen Neuzustand. Daher wurden Dichtringe mit Radius im Neuzustand erzeugt – der positive Verschleiß wurde also vorweggenommen.

4.3.2 Thermische Bearbeitung des Dichtrings

Die Geometrie der Dichtkante wurde an Dichtringen vom Typ B3 durch Erwärmen verändert. Hierfür wurden Dichtringe mit der Dichtringaufnahme in das Dreibackenfutter einer Drehmaschine gespannt (Bild 4.4). Auf dem Werkzeugschlitten wurde mit Hilfe eines Messuhrenhalters ein kleiner Gasbrenner montiert. Bei der Bearbeitung berührte die Flamme des Brenners gerade die Dicht-

kante. Bei kleiner Drehzahl wurde der Gasbrenner an den Dichtring geführt. In mehreren Schritten wurde dabei die Dichtkante abgerundet. Nach jedem Schritt wurde der Dichtring aus der Drehmaschine entnommen und die Dichtkante vermessen, bis ein Radius an der Dichtkante von ca. 0,1 mm erreicht wurde. Bild 4.5 zeigt die Topografie einer solchen Dichtkante.

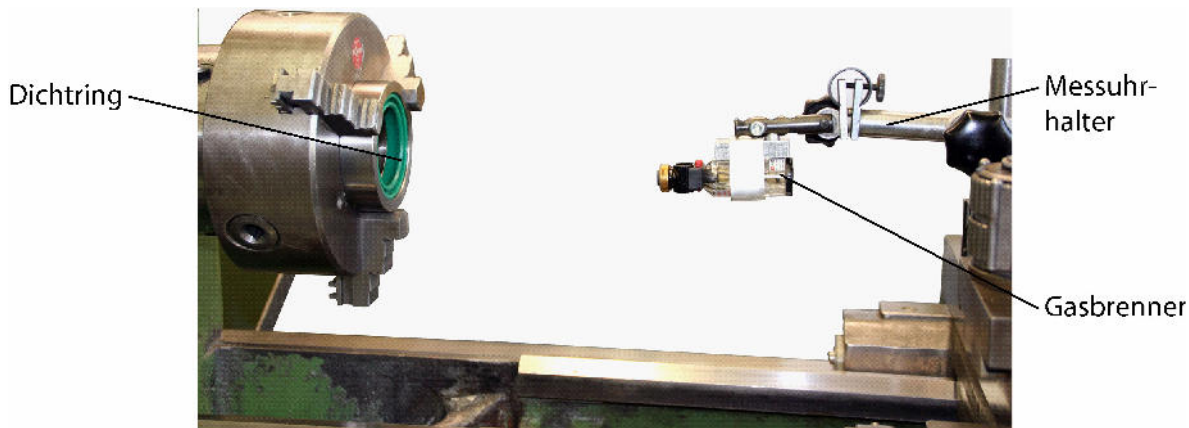


Bild 4.4: thermisches Bearbeiten eines Dichtrings /59/

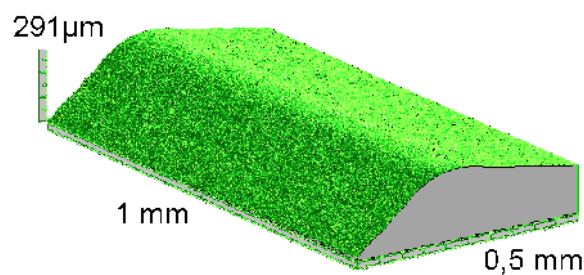


Bild 4.5: Topografie einer thermisch gerundeten Dichtkante

4.3.3 Abschleifen der Dichtkante

Neben der thermischen Verrundung der Dichtkante wurde diese auch mittels feinen Schleifpapiers (Körnung 800) bearbeitet. Wie beim thermischen Bearbeiten wurde dabei der Dichtring in der Dichtringaufnahme in die Drehmaschine eingespannt. Bei kleiner Drehzahl wurde die Dichtkante von Hand verschliffen. Nach dem Schleifvorgang wurde die Dichtkante vermessen. Dies wurde mehrfach wiederholt, bis der Radius an der Dichtkante ca. 0,1 mm betrug. Die Topografiedarstellung einer derart bearbeiteten Dichtkante zeigt Bild 4.6.

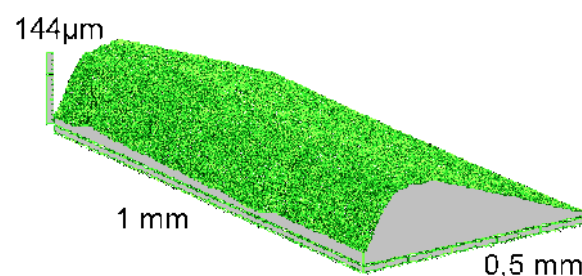


Bild 4.6: Topografie einer mechanisch gerundeten Dichtkante

4.3.4 Abstechen der Dichtlippe druckseitig

Für die Versuchsstaffel S-10 wurden die Dichtlippen der Dichtringe die in Versuchsstaffel S-06 bereits über eine Laufstrecke von 812 km getestet worden waren, druckseitig abgestochen. Die über die Laufstrecke abgerundeten Dichtkanten wurden dadurch wieder scharfkantig, die Riefen auf dem Dichtungsrücken und auf der Luftseite der Dichtlippe blieben erhalten. Zum Abstechen wurden die Dichtringe in der Dichtringaufnahme in die Drehmaschine eingespannt und mit einem sehr flachen Meisel abgestochen (Bild 4.7).

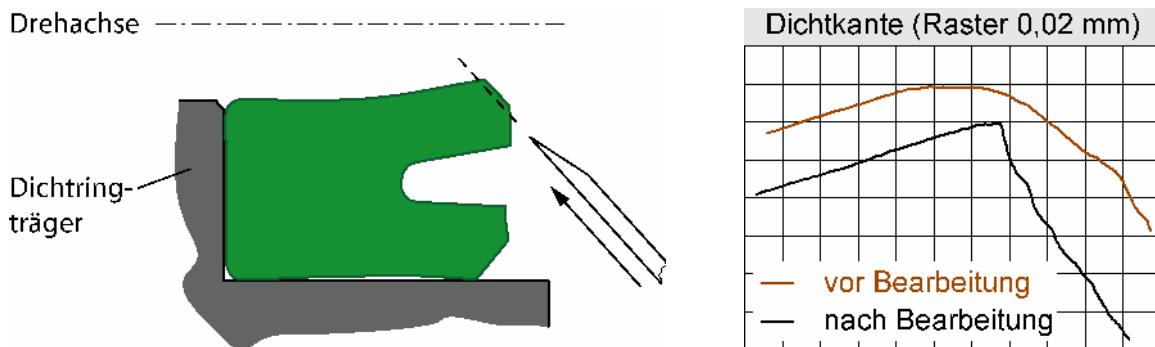


Bild 4.7: Prinzip des Abstechens der Dichtlippe druckseitig (links), Dichtkante vor und nach dem Abstechen (rechts)

4.3.5 Abstechen der Dichtlippe luftseitig

FEM-Untersuchungen (Kap. 5) zeigten im Differentialbetrieb (Kap. 4.4) gute Ergebnisse bei Dichtringen mit einer flachen Fase auf der Luftseite der Dichtlippe. Durch die Fase entstand auf der Luftseite der Dichtlippe eine Kante, deren angrenzenden Flächen einen sehr stumpfen Winkel zueinander aufwiesen. Diese Kante wurde als „flache Kante“ bezeichnet, um sie von der Dichtkante zu unterscheiden.

Damit der Einfluss der flachen Kante im Experiment untersucht werden konnte, wurde an einigen Dichtringen NU-B die Dichtlippe luftseitig abgestochen. Diese Dichtringe wurden mit NU-C bezeichnet. Das Verfahren entsprach dem Vorgehen beim Abstechen der Dichtlippe druckseitig.

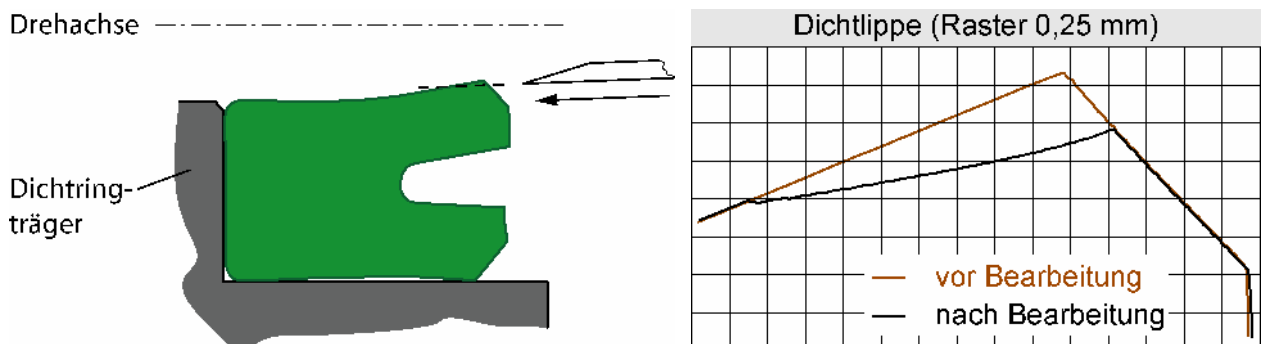


Bild 4.8: Prinzip des Abstechens der Dichtlippe luftseitig (links), Dichtlippe vor und nach dem Abstechen (rechts)

4.3.6 Gedrehte Dichtringe

Für vier Versuchsstaffeln wurden aus dem Vollen gedrehte Polyurethandichtringe verwendet. Aufbauend auf Ergebnissen aus gelaufenen Staffeln wurden in unterschiedlichen Varianten der Dichtkanteradius, eine flache Kante auf der Luftseite der Dichtlippe und eine Fase am Dichtungsrücken abweichend vom Dichtring B3 der Firma Parker gestaltet.

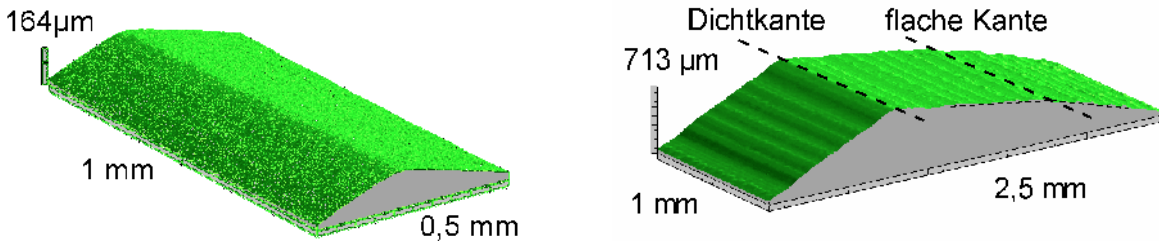


Bild 4.9: Topografie einer gedrehten Dichtkante mit Radius (links) und einer Dichtlippe mit zusätzlicher flacher Kante (rechts)

4.4 Varianten der Belastung

Die Versuche wurden mit permanenter Druckbeaufschlagung oder mit wechselndem Druck durchgeführt. Bei den Versuchen mit wechselndem Druck wurde der Druck nur in einer Bewegungsrichtung der Kolbenstange aufgebracht. Da in einer Prüfzelle jeweils zwei Prüfdichtungen spiegelbildlich eingebaut waren (Bild 3.3), ergaben sich daraus unterschiedliche Druckbeaufschlagungsmodi. Tabelle 4-4 zeigt diese und deren Bezeichnungen.

Tabelle 4-4: Druckbeaufschlagungsmodi

<p>Permanentdruck (PeD) Betriebsdruck liegt beim Aus- und Einfahren an</p>	
<p>Differentialbetrieb (DiB) Ausfahren drucklos, beim Einfahren liegt Betriebsdruck an</p>	
<p>Plungerbetrieb (PIB) Beim Ausfahren liegt Betriebsdruck an, Einfahren drucklos</p>	

4.5 Leckageversuch

Den überwiegenden Teil der Untersuchungen machte der Leckageversuch auf dem Leckageprüfstand aus. Über mehrere Tage wurden die Dichtringe ununterbrochen in diesem Aufbau getestet. Damit wurde die für die Verschleißbetrachtungen notwendige Laufstrecke erzielt. Beim Leckageversuch war die Prüfzelle auf jeder Seite mit einem PTFE-Gewebeführungsband und mit einem Dichtring bestückt (Bild 4.10). Dadurch wurde nur die Dichtwirkung einer einzelnen Dichtung bestimmt, ohne Beeinflussung durch Abstreifer oder Sekundärdichtungen. Auf der Luftseite der Prüfdichtung floss anfallende Leckage ab und wurde in Bechergläsern aufgefangen. In regelmäßigen Abständen wurde die Leckage gewogen und protokolliert.

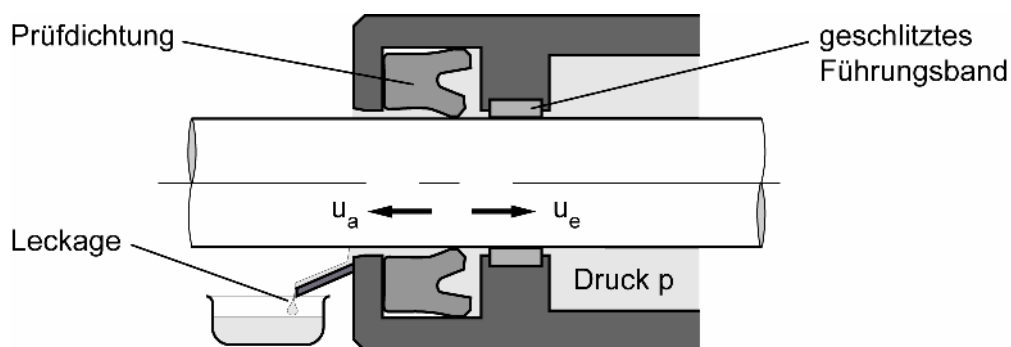


Bild 4.10: Prinzipdarstellung des Leckageaufbaus

Die Ergebnisse des Leckageversuchs wurden in Leckagediagrammen dargestellt. Da die Laufstrecken pro Versuchsstaffel und die aufgetretenen Leckagemengen stark unterschiedlich ausfielen, wurden unterschiedliche Skalierungen bei den Diagrammen verwendet. Um die unterschiedlichen Diagramme besser mit einander vergleichen zu können, wurde zum einen eine Linie mit 1 mg Leckage pro überstrichenem 1 m² in die Diagramme eingetragen (schwarze Strichzweipunktlinie). Zum anderen wurden jeweils ein graues Rechteck eingezeichnet. Die Breite entspricht dabei 20 km Laufstrecke, die Höhe 20 g kumulierte Leckage (Bild 4.11).

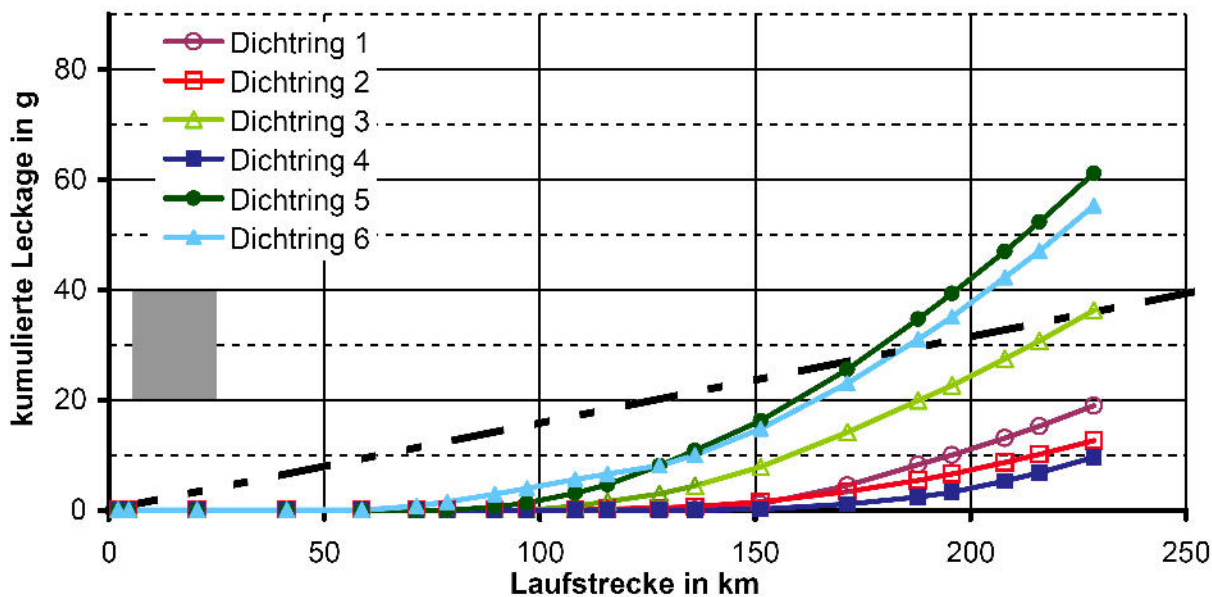


Bild 4.11: Beispieldiagramm kumulierte Leckage

4.6 Förderwertbestimmung

Um die Dichtwirkung besser zu charakterisieren wurde der Förderwert bestimmt. Hierfür wurde der Versuchsaufbau des Leckageprüfstands im Vergleich zum Leckageaufbau verändert. Auf der Luftseite der Prüfichtung wurde eine Nebendichtung eingebaut. Der Raum zwischen den beiden Dichtungen wurde über ein Steigrohr mit Öl gefüllt. Der Flüssigkeitsspiegel im Steigrohr zeigte die Veränderung des Ölvolumens zwischen den beiden Dichtungen (Bild 4.12). Damit wurde die Leckage oder Rückförderung der Prüfichtung gemessen. Dieser Versuchsaufbau wurde nur für wenige Hübe verwendet und diente ausschließlich der Bestimmung der Dichtwirkung. Im Vergleich zur Gesamtzahl an Hüben lag der Anteil der Hübe der Förderwertmessung nur bei ca. 1 % und wurde daher für die Verschleißbetrachtung vernachlässigt.

Für die Druckbeaufschlagung wurden neben der Einstellung, wie sie während des Leckageversuchs vorgenommen wurde, auch Alternativen gewählt.

Die Versuchsstaffeln mit Permanentdruck beim Leckage- und Verschleißversuch wurden auch mit Permanentdruck beim Förderwertversuch betrieben. Wurde der Leckage- und Verschleißversuch mit wechselndem Druck durchgeführt, wurde beim Förderwertversuch ebenfalls mit wechselndem Druck getestet. Zusätzlich wurden Förderwerte auch bei druckloser und bei unter Permanentdruck stehender Prüfzelle bestimmt.

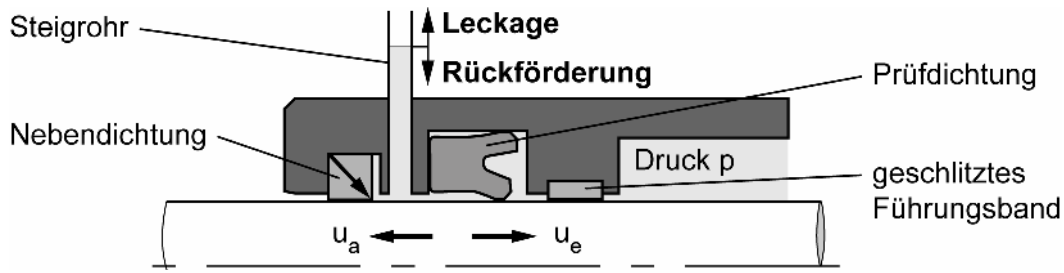


Bild 4.12: Prinzipdarstellung des Förderwertaufbaus

Damit die ermittelten Werte mit den Werten von Dichtungen anderer Stangendurchmesser vergleichbar sind, wurde aus den gemessenen Fördervolumen die Schmierfilmdickendifferenz Δh gebildet. Diese ergab sich aus dem Unterschied zwischen einfahrender und ausfahrender Schmierfilmdicke und ist für eine Förderung von außen in den Druckraum hinein positiv definiert (Gleichung (4.1)). Δh ist die Schmierfilmdickendifferenz in nm, ΔV_{SR} die Volumenänderung im Steigrohr in ml, d der Hydraulikstangendurchmesser in mm, H die Hublänge in mm und n die Hubanzahl.

$$\Delta h = 10^{-6} \cdot \frac{\Delta V_{SR}}{\pi \cdot d \cdot H \cdot n} \quad (4.1)$$

4.7 Schmierfilmdickenmessung

Absolute Schmierfilmdicken wurden mit dem Ellipsometer gemessen. Hierfür wurden mit dem Reibkraftprüfstand Schmierfilme auf einer polierten Kolbenstange erzeugt. Die Dicke dieser Schmierfilme auf der Kolbenstange wurde dann mit dem Ellipsometer gemessen.

Um eine Aussage über die Dichtwirkung machen zu können, muss die Schmierfilmdicke sowohl beim Ausfahren, als auch beim Einfahren bestimmt werden. Da bei (mit Hydraulikfluid) gefüllter Prüfkammer der beim Einfahren unter dem Dichtring durchgeschleppte Schmierfilm nicht erfasst werden kann, muss hierfür die Prüfkammer mit Gas gefüllt sein. Wird bei Gas gefüllter Kammer dem Dichtring auf der Luftseite ausreichend Hydraulikfluid zur Verfügung gestellt, bildet sich auf der einfahrenden Kolbenstange ein Schmierfilm. Da die Prüfkammer nur mit Gas gefüllt ist, bleibt dieser erhalten.

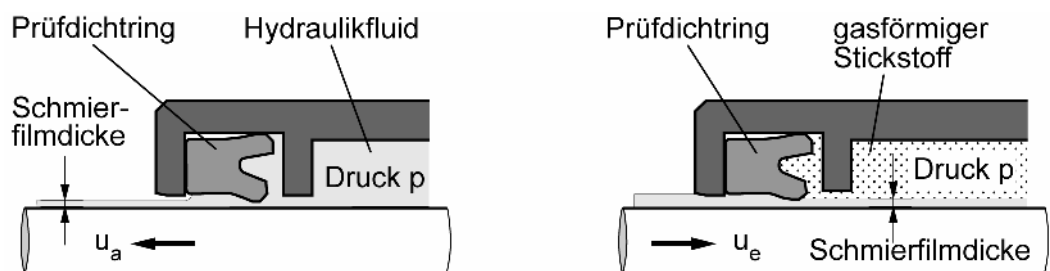


Bild 4.13: Schmierfilmerzeugung für Schmierfilmdickenmessung, links Ausfahren, rechts Einfahren

Für die Messung des Schmierfilms wurde die Kolbenstange mit dem Schmierfilm aus dem Reibkraftprüfstand ausgebaut und auf dem Ellipsometer mit dem Rotationsvorschub in Umfangsrichtung vermessen, Bild 4.14.

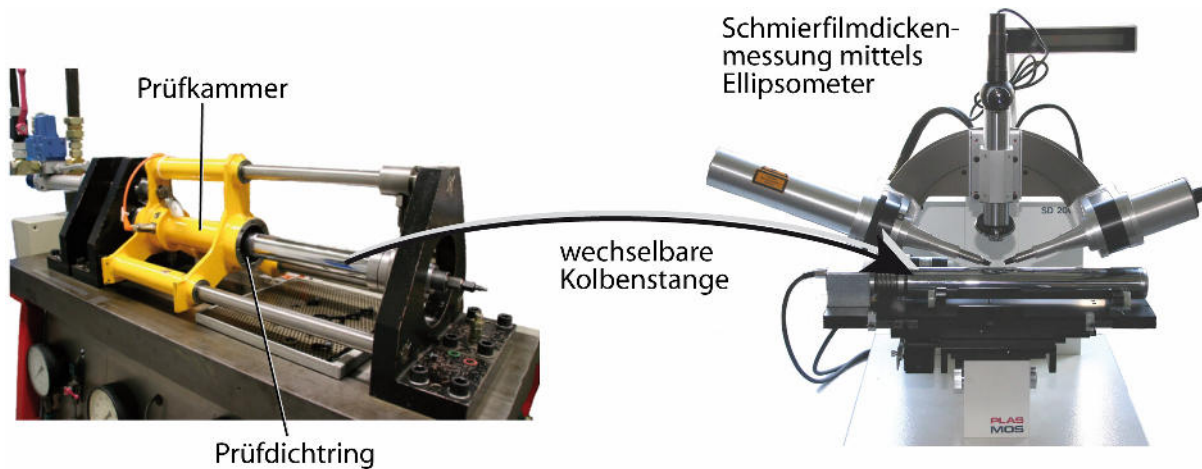


Bild 4.14 : links Reibkraftprüfstand, rechts Ellipsometer

Um die Unsicherheit in der Frage der richtigen Periode auszuschließen, wurde zu Beginn einer Schmierfilmdickenmessung eine Rampe im Schmierfilm vermessen. Ausgehend von einem vom Schmierfilm gesäuberten Bereich wurde der Schmierfilmanstieg vermessen. Dadurch konnte auch eine Schmierfilmdicke über mehrere Perioden bestimmt werden.

Bei den Ellipsometer-Messungen wurden mindestens drei mit demselben Dicht-ring erzeugte Schmierfilme vermessen. Daraus wurde für jede Messung die über den Stangenumfang durchschnittliche Schmierfilmdicke ermittelt. Für die Vergleiche mit den übrigen Messungen wurde für jeden Dichtring der Mittelwert aus den verschiedenen Messungen angegeben, zusätzlich dazu wurde jeweils der Minimal- und Maximalwert der durchschnittlichen Schmierfilmdicke durch Toleranzbalken angegeben.

Die Hydraulikstange des Reibkraftprüfstandes ist nicht temperierbar. Daher wurden die Schmierfilme für die Ellipsometermessung bei Raumtemperatur erzeugt. Die Öltemperatur wurde direkt vor der Schmierfilmerzeugung gemessen und protokolliert. Über die inverse Reynoldsgleichung ließen sich die mit dem Ellipsometer gemessenen Schmierfilmdicken auf andere Temperaturen umrechnen:

Die unter einem Dichtring durchgeschleppt Schmierfilmdicke ist /2/:

$$h = \sqrt{\frac{2}{9} \cdot \frac{\eta \cdot u}{w}} \quad (4.2)$$

Darin ist η die dynamische Viskosität, u die Stangengeschwindigkeit und w der maximale Pressungsanstieg im Dichtspalt in Bewegungsrichtung. Bei gegebenem u und w ist die Schmierfilmdicke proportional zur Wurzel aus η :

$$h = \sqrt{\frac{2}{9} \cdot \frac{u}{w}} \cdot \sqrt{\eta} \quad (4.3)$$

Damit ergeben sich Schmierfilmdicke $h_{\eta_{t1}}$ und $h_{\eta_{t2}}$ zu:

$$h_{\eta_{t1}} = \sqrt{\frac{2}{9} \cdot \frac{u}{w}} \cdot \sqrt{\eta_{t1}} \quad \text{und} \quad h_{\eta_{t2}} = \sqrt{\frac{2}{9} \cdot \frac{u}{w}} \cdot \sqrt{\eta_{t2}} \quad (4.4) \quad \text{und} \quad (4.5)$$

Für die Umrechnung einer Schmierfilmdicke $h_{\eta_{t1}}$ bei gegebener dynamischer Viskosität auf eine Schmierfilmdicke $h_{\eta_{t2}}$ bei anderer dynamischer Viskosität ergibt sich daraus:

$$h_{\eta_{t2}} = \frac{\sqrt{\eta_{t2}}}{\sqrt{\eta_{t1}}} \cdot h_{\eta_{t1}} \quad (4.6)$$

Die dargestellten Diagramme zeigen die Schmierfilmdicke bei Raumtemperatur, die gemittelten Schmierfilmdicken für den Vergleich mit den übrigen Messverfahren wurden auf eine Öltemperatur von 80 °C umgerechnet.

4.8 Profilveränderung

Die Veränderung am Dichtringprofil wurde mit dem Konturentaster erfasst. Während der Messung blieb der Dichtring in seiner Aufnahme, so dass sich durch die Messung der Einbauzustand an der statischen Seite des Dichtrings nicht veränderte.

Für die Messung wurde die Mittelachse der Dichtringaufnahmen parallel zur Vorschubrichtung des Konturentasters ausgerichtet. Mit dem Taster wurde ausgehend von der Dichtringaufnahme die Kontur des Dichtrings erfasst (Bild 4.15). Zum Auswerten wurden die Profile eines Dichtrings zu verschiedenen Verschleißzuständen in einem Bild übereinander gelegt.

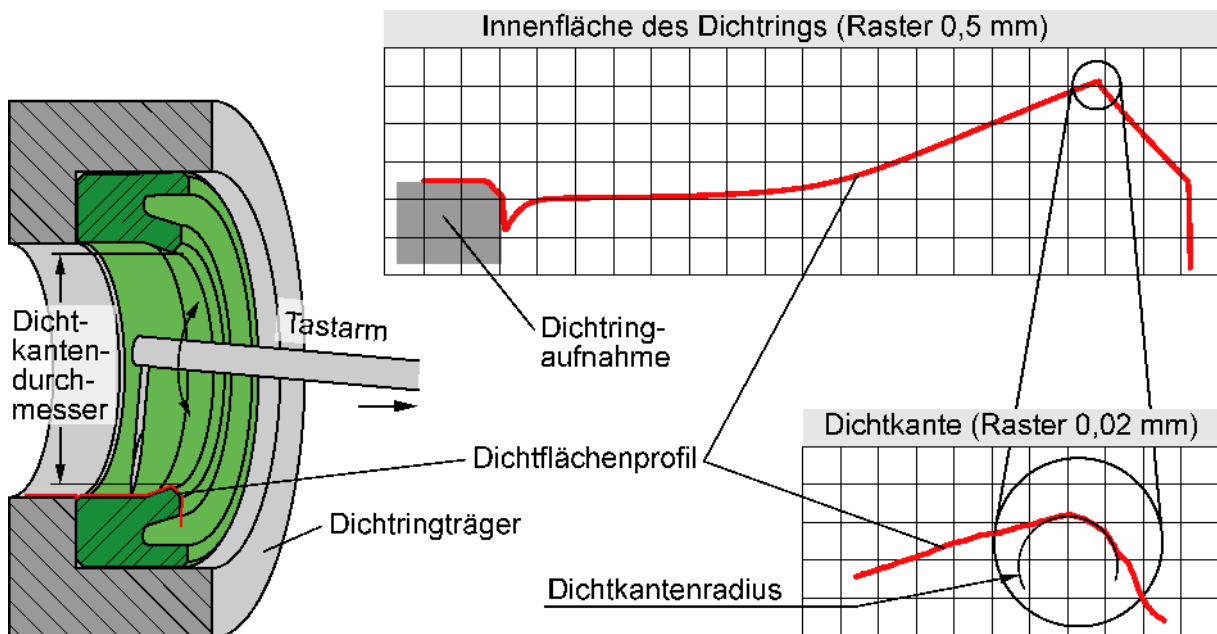


Bild 4.15: Erfassen der Profilveränderung mittels Konturmessgerät

Die erste Messung erfolgte am Dichtring im Neuzustand, die zweite nachdem am Dichtring die Radialkraft ermittelt wurde, d. h. nachdem die Dichtlippe zum ersten Mal auf den Kolbenstangendurchmesser aufgeweitet wurde. Danach wurde in regelmäßigen Abständen das Dichtringprofil erfasst. Die verschiedenen Aspekte der Veränderung am Dichtring wurden durch unterschiedliche Vergrößerungen und Detailaufnahmen der Dichtringkontur untersucht.

4.8.1 Gesamte Innenfläche des Dichtrings

Für die Darstellung des Profilverlaufs über die gesamte Innenfläche des Dichtrings wurden die Profile an der Kontur der Dichtringaufnahme ausgerichtet. Diese Darstellung ist geeignet um Extrusion am Dichtringrücken und das Aufweiten der Dichtlippe zu erkennen.

4.8.2 Dichtlippe

Um die Veränderung an der Dichtlippe zu ermitteln, wurden die einzelnen Profile an der druckseitigen Fläche der Dichtlippe und an der Kante zwischen druckseitiger Dichtlippe und druckseitiger Stirnseite ausgerichtet (Bild 4.16). Dargestellt wird der Bereich der Dichtlippe. Damit lässt sich beispielsweise abrasiver Verschleiß an der Dichtlippe erkennen.

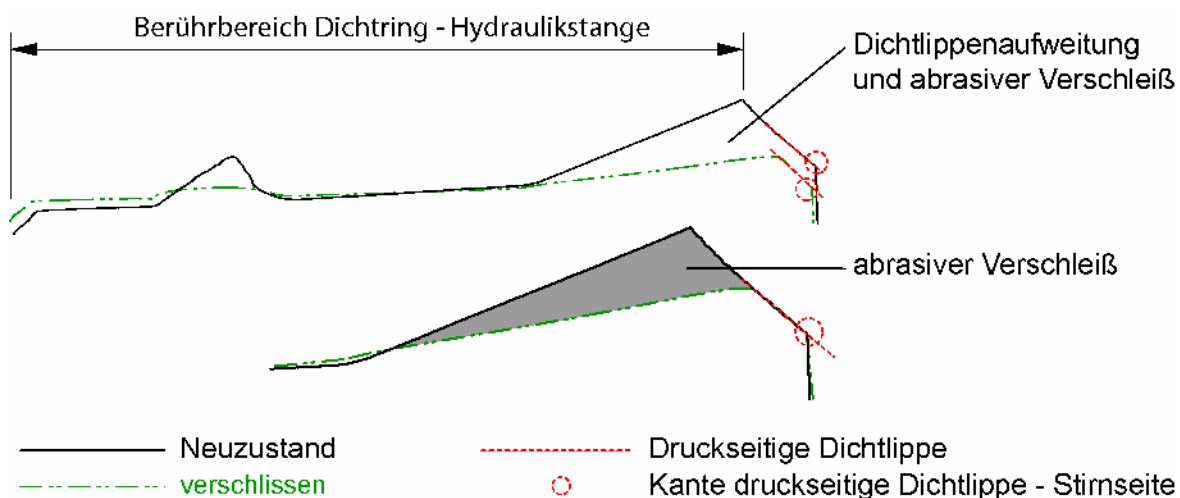


Bild 4.16: Ausrichten der Profile im Bereich der Dichtlippe; oben Profilvergleich ausgerichtet an Dichtringträger, unten im Bereich der Dichtlippe ausgerichtet

4.8.3 Dichtkante

Die Veränderungen direkt an der Dichtkante werden durch einen kleinen Ausschnitt des Profils in starker Vergrößerung gezeigt. Die Profile wurden so ausgerichtet, dass die druckseitige Dichtlippe der einzelnen Profile parallel ist. Der Vergleich der einzelnen Profile zeigt die Veränderung der Form der Dichtkante, eine Lageänderung der Dichtkante kann aus dieser Darstellung nicht abgeleitet werden.

4.9 FE-Simulationen

Die Druckverläufe im Dichtspalt wurden mittels der FEM ermittelt. Die Geometrie der FEM-Modelle wurde mit der Software Adobe Illustrator oder mit der Software Pro/ENGINEER erstellt. Grundlage hierfür waren Profilmessungen am realen Dichtring NU-B. Das Profil des Dichtrings wurde mehrfach überlappend von allen Seiten vermessen. Für die Geometriemodelle wurden daraus die Hauptabmessungen und die Grundgeometrie ermittelt. Ausgehend von der Grundgeometrie wurden der Radius an der Dichtkante und die Gestaltung der luftseitigen Dichtlippe variiert. Diese Geometriemodelle wurden mit der Software Patran vernetzt (Bild 4.17, links). Mit der Software Mentat wurden die Randbedingungen aufgebracht und die Simulationen durchgeführt. Die nicht-linearen, inkompressiblen Materialeigenschaften wurden mit dem Mooney-Rivlin-Modell beschrieben. Die zugehörigen Materialkonstanten wurden in einem früheren Forschungsprojekt ermittelt /56/. In der Simulation wurden zuerst die obere Begrenzung (Nutgrund) und die untere Begrenzung (Kolbenstange) auf das eigentliche Maß gebracht um den Einbau zu simulieren. Anschließend wurde auf der Stirnseite des Dichtrings der Druck in kleinen Schritten auf den Enddruck erhöht (Bild 4.17, rechts). Mentat bestimmte für jeden Knoten die Lage in x-Richtung und den Kontaktdruck zwischen Dichtring und Hydraulikstange. Diese Werte wurden mit der Software Excel ausgewertet und die maximalen Druckgradienten bestimmt. Bild 4.18 zeigt einen beispielhaften Pressungsverlauf und am Detail mit stark vergrößerter x-Achse den Pressungsverlauf an der Dichtkante. Zur Orientierung ist im Hintergrund des Schaubilds der Profilschnitt eines Dichtrings dargestellt.

Entsprechend der Inversen Reynoldsgleichung konnte aus den maximalen Druckgradienten mit der Viskosität des Fluids und der Geschwindigkeit der Hydraulikstange die unter dem Dichtring durchgeschleppte Schmierfilmdicke bestimmt werden.

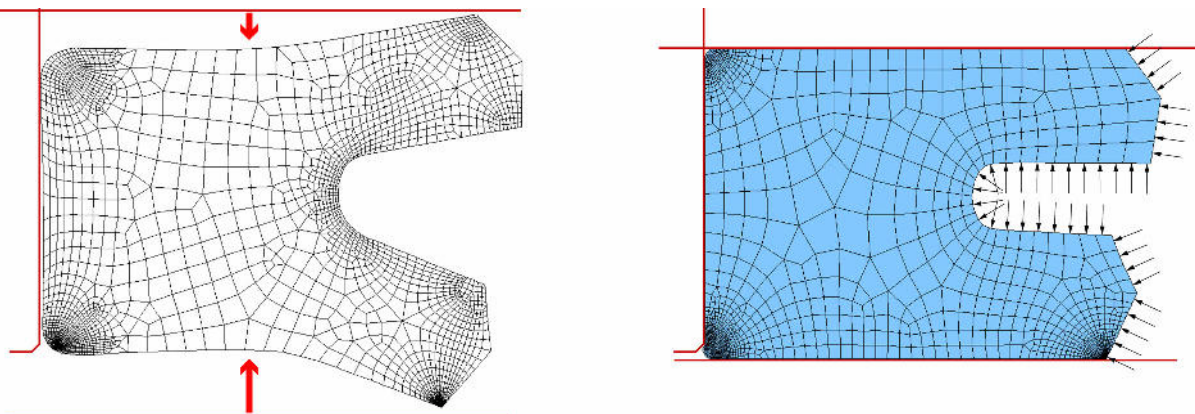


Bild 4.17: FE-Netz eines Nutrings im nicht eingebauten Zustand (links) und im eingebauten Zustand mit 20 MPa Druckbeaufschlagung (rechts)

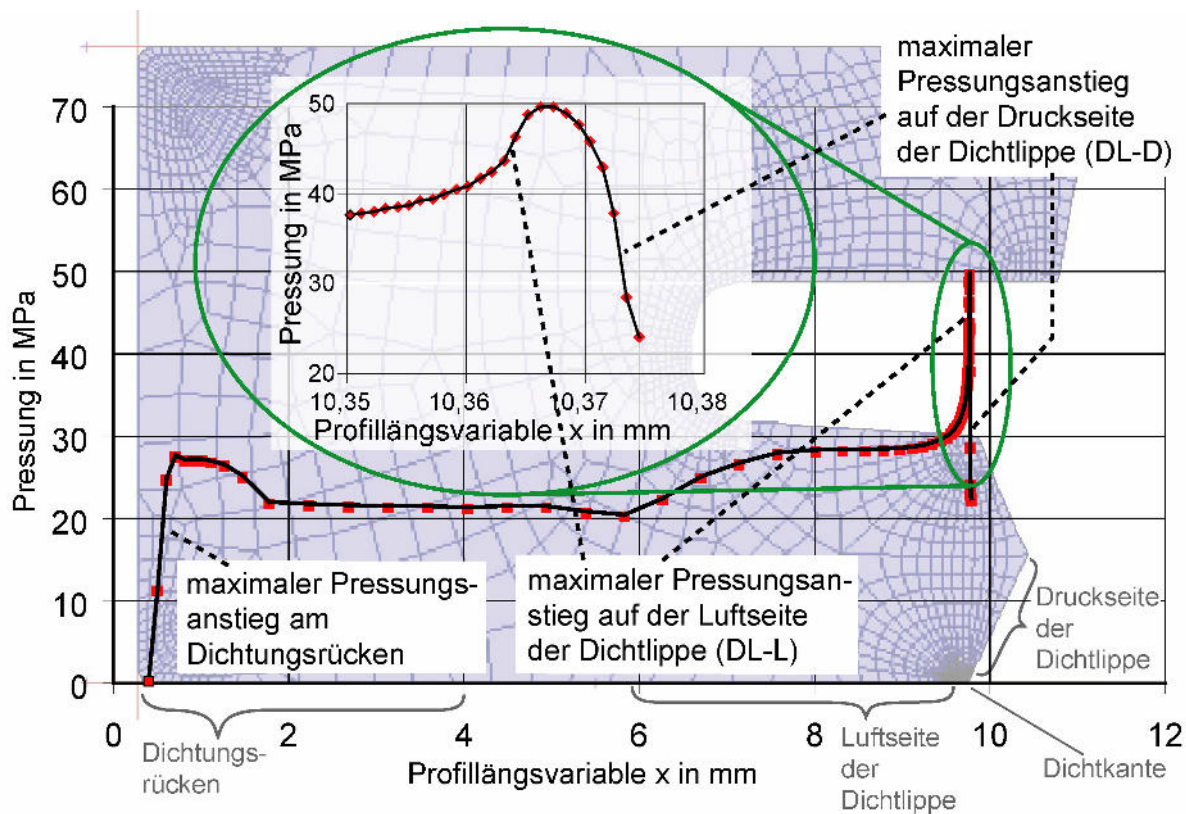


Bild 4.18: Pressungsverlauf und FE-Simulation eines Dichtrings bei 20 MPa

4.10 Übersicht über die Versuchsstaffeln

In Tabelle 4-5 sind die durchgeführten Versuchsstaffeln aufgeführt. Neben den verwendeten Dichtringen werden die Druckbeaufschlagungsmodi, die Hublänge und die in der Versuchsstaffel erzielte Laufstrecke miteinander verglichen.

Tabelle 4-5: Übersicht der durchgeführten Versuchsstaffeln

Bezeichnung	Dichtring Typ	Druckbeaufschlagung	Hublänge	Laufstrecke
S-01	NU-A	Permanent	540 mm	170 km
S-02	NU-A	Permanent	500 mm	122 km
S-03	NU-B	Permanent	533 mm	596 km
S-04	NU-B	Permanent	800 mm	285 km
S-05	NU-B	Permanent	300 mm	812 km
S-06	NU-BM	Permanent	300 mm	229 km
S-07	NU-BT	Permanent	300 mm	230 km
S-08	NU-E	Permanent	300 mm	89 km
S-09	NU-BR	Permanent	300 mm	341 km
S-10	NU-B	Differential/Plunger	300 mm	700 km
S-11	NU-C	Differential/Plunger	300 mm	620 km
S-12	NU-D	Differential/Plunger	300 mm	255 km
S-13	NU-F	Differential/Plunger	300 mm	27 km
S-14	NU-G	Differential/Plunger	300 mm	58 km

4.11 Ablauf der Versuchsstaffeln

Die Untersuchungen gliederten sich in mehrere Versuchsstaffeln, wobei in einer Versuchsstaffel mehrere gleiche Dichtringe über einen bestimmten Zeitraum untersucht wurden. Eine Versuchsstaffel schloss mehrere Versuche mit unterschiedlichen Versuchsaufbauten und Untersuchungsgegenständen mit ein. Der Grundsätzliche Ablauf einer Versuchsstaffel war gleich. Zu Beginn wurden die geometrischen Daten sowie die Radialkraft der Dichtringe erfasst. Wurden Förderwertmessungen durchgeführt, so schlossen sich diese daran an. Danach wurden die Dichtringe im Leckageaufbau in den Leckageprüfstand montiert und über große Laufstrecken untersucht. In bestimmten Abständen wurden die Dichtringaufnahmen mit den Dichtringen aus dem Prüfstand ausgebaut um die geometrischen Veränderungen an den Dichtringen zu bestimmen und um Förderwertmessungen durchzuführen.

5 FE Untersuchungen verschiedener Dichtringprofile

Bei den Versuchsstaffeln bildete sich an der Dichtkante über den Versuchszeitraum ein Radius, teilweise auch eine kleine, flache Fase auf der luftseitigen Dichtlippe. Der Winkel zwischen Fase an der Dichtkante und luftseitiger Dichtlippe war sehr stumpf, die zwischen Fase und luftseitiger Dichtlippe entstandene Kante wurde daher als „flach Kante“ bezeichnet. Einhergehend mit diesen Veränderungen an der Dichtkante verbesserte sich die Dichtwirkung.

Mittels FE Analysen wurden diese Veränderungen an den Dichtringprofile auf ihren theoretischen Einfluss auf die Dichtwirkung untersucht. An den Dichtringprofilen wurde zum einen der Dichtkanteradius variiert. Zum anderen wurde auf dem luftseitigen Dichtlippenbereich die flache Kante modelliert. Variiert wurden daran die Position und der Winkel der Kante (Bild 5.1). /60/, /61/

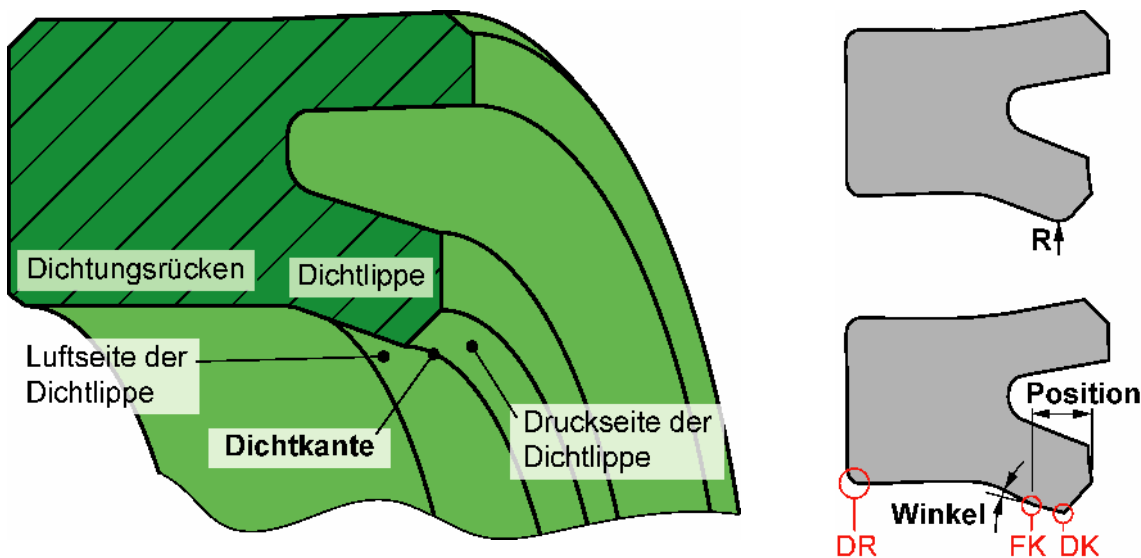


Bild 5.1: Dichtringbereiche und deren Bezeichnung sowie variierte Geometriemerkmale

Tabelle 5-1 zeigt die Bezeichnung der untersuchten Dichtringprofile und die zugehörigen Werte von Dichtantenradius sowie Winkel und Position der flachen Kante auf der luftseitigen Dichtlippe.

Die Bestimmung des Pressungsverlaufs der oben genannten Profile ergab die in Tabelle 5-2 gelisteten maximalen Pressungsgradienten. Aufgeführt sind für den drucklosen Fall die Werte an der Dichtkante DK und an der flachen Kante FK auf der Luftseite der Dichtlippe. Bei 20 MPa anstehendem Öldruck sind zusätzlich noch die Werte im Bereich des Dichtungsrückens DR aufgeführt. Bei den Dichtringen ohne flache Kante (NU-B R...) fehlt der entsprechende Wert. Bei den Dichtringen mit flacher Kante (NU-W ...) hebt die Dichtkante teilweise von der Stange ab. In diesen Fällen ist ebenfalls kein Wert in der Tabelle vermerkt.

Tabelle 5-1: Übersicht der mittels FEM untersuchten Dichtringprofile

Dichtringprofil	Dichtkantenradius (in mm)	Dichtringprofil	Dichtkantenradius (in mm)	Winkel der flachen Kante	Position der flachen Kante (in mm)
NU-B R0,003	0,003	NU-W 08,4-2,5	0,01	8,4°	2,5
NU-B R0,01	0,01	NU-W 10,6-2,5	0,01	10,6°	2,5
NU-B R0,05	0,05	NU-W 10,6-2,0	0,01	10,6°	2,0
NU-B R0,1	0,1	NU-W 10,6-3,0	0,01	10,6°	3,0
NU-B R0,3	0,3	NU-W 12,9-2,5	0,01	12,9°	2,5
NU-B R0,5	0,5	NU-W 15,2-2,5	0,01	15,2°	2,5
NU-B R1,0	1,0	NU-W 20,0-2,5	0,01	20°	2,5

Für die Dicke des durchgeschleppten Schmierfilms ist jeweils der maximale Pressungsanstieg in Bewegungsrichtung ausschlaggebend. Diese Werte sind in der Tabelle hervorgehoben.

Je größer der Radius an der Dichtkante ist, desto kleiner werden die maximalen Pressungsgradienten auf der Luft- und auf der Ölseite. Bei Druckbeaufschlagung mit 20 MPa wird bei den Dichtringen mit einem Radius von 0,5 mm an der Dichtkante und größer der maximale Wert auf der Luftseite am Dichtungsrücken erreicht und nicht mehr an der Dichtkante.

Bei den Varianten mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe hebt die Dichtkante in einigen Fällen von der Kolbenstange ab. Der maßgebende maximale Pressungsanstieg ist dann an der flachen Kante oder am Dichtungsrücken und damit deutlich kleiner als bei anliegender Dichtkante.

Hebt die Dichtkante nur bei Druckbeaufschlagung ab, ergeben sich für Dichtungen im Differentialbetrieb sehr günstige Verhältnisse. Beim Ausfahren der Kolbenstange ist der maximale Pressungsanstieg an der Dichtkante maßgebend. Dieser ist sehr groß und lässt folglich nur einen dünnen Schmierfilm zwischen Dichtring und Stange passieren. Liegt beim Einfahren Druck am Dichtring an, hebt die Dichtkante von der Stange ab und der maßgebende maximale Pressungsanstieg ist an der flachen Kante oder am Dichtungsrücken. Die Werte des maximalen Pressungsanstiegs sind hier deutlich kleiner als an der Dichtkante. Damit wird ein sehr gutes Rückfördervermögen erreicht.

Für die Bewertung der Dichtwirkung reichen einzelne maximale Pressungsgradienten nicht aus. Charakteristisch für die Dichtwirkung ist vielmehr der Unterschied der potentiellen Schmierfilmdicke beim Einfahren und der Schmierfilmdicke beim Ausfahren. Je größer die Schmierfilmdickendifferenz aus einfahrender Schmierfilmdicke und ausfahrender Schmierfilmdicke ist, desto besser ist das Rückfördervermögen der Dichtung. Je größer die Schmierfilmdickendifferenz ist, desto besser ist die Dichtung.

Tabelle 5-2: Übersicht über die mittels FEM ermittelten maximalen Pressungsgradienten

Dichtring	Max. Pressungsgradient in MPa/mm									
	0 MPa					20 MPa				
	Luftseite / Einfahren		Ölseite / Ausfahren		Luftseite / Einfahren			Ölseite / Ausfahren		
FK	DK	FK	DK	DR	FK	DK	DR	FK	DK	
NU-B R0,003		6021		7594	252		4981	9		15947
NU-B R0,01		2969		6034	252		2502	10		6899
NU-B R0,05		609		2492	252		569	10		2148
NU-B R0,1		443		1106	253		483	10		1066
NU-B R0,3		240		426	253		261	10		451
NU-B R0,5		133		224	254		138	10		246
NU-B R1,0		88		102	258		46	10		132
NU-W 08,4-2,5	57	2345	19	6597	454	29	1936	64	30	4640
NU-W 10,6-2,5	49	2069	25	6198	444	29	1263	64	35	3336
NU-W 10,6-2,0	27	1744	22	4442	450	25		64	28	
NU-W 10,6-2,0 F	27	1737	22	4323	117	25		14	28	
NU-W 10,6-3,0	32	2323	15	5949	446	32	1939	64	39	4662
NU-W 12,9-2,5	44	1740	25	4514	440	32		64	34	
NU-W 15,2-2,5	42	1146	30	3221	433	32		64	39	
NU-W 20,0-2,5	43		33		410	34		69	42	

Mit Hilfe der inversen Reynoldsgleichung kann aus den maximalen Pressungsgradienten die Schmierfilmdicke und damit auch die Differenz aus einfahrender Schmierfilmdicke und ausfahrender Schmierfilmdicke ermittelt werden.

Mit den in Tabelle 5-2 gezeigten Werten wurde dies für verschiedene Betriebszustände berechnet. Als Vergleich zu den Verschleißversuchen wurde die Schmierfilmdickendifferenz bei 20 MPa Permanentdruck berechnet. Außerdem wurden die Schmierfilmdickendifferenzen für Differentialbetrieb (Ausfahren bei 0 MPa, Einfahren bei 20 MPa) und bei Plungerbetrieb (Ausfahren bei 20 MPa, Einfahren bei 0 MPa) berechnet (Bild 5.2 und Bild 5.3).

Durch Reibung erhöht sich die Temperatur im Dichtspalt gegenüber dem Ölsumpf. Für die Berechnung wurde eine Temperatur im Dichtspalt von 80 °C angenommen /62/, was einer Temperaturerhöhung von 20 K gegenüber der Ölsumpftemperatur entspricht.

Die Viskosität des verwendeten Hydrauliköls HLPD 46 beträgt bei dieser Temperatur $\eta = 0,011 \text{ Ns/m}^2$. Dargestellt sind Diagramme mit variierter Einfahrgeschwindigkeit und mit variierter Ausfahrgeschwindigkeit, jeweils zwischen 10 mm/s und 1000 mm/s. Als Referenzgeschwindigkeit wurden 300 mm/s ge-

wählt, d.h. bei 300 mm/s sind die Geschwindigkeiten für Ein- und Ausfahren in den Schaubildern gleich.

Neben den maximalen Pressungsanstiegen wird die Schmierfilmdicke maßgeblich von der Verfahrensgeschwindigkeit beeinflusst. In den Diagrammen in Bild 5.2 und Bild 5.3 zeigt sich das in einem grundsätzlich ähnlichen Verlauf. Bei kleinen Einfahrtgeschwindigkeiten kann nur ein dünner Schmierfilm unter der Dichtkante zurück gefördert werden, bei hohen Einfahrtgeschwindigkeiten ein dicker Schmierfilm. Entsprechend zeigen die Schaubilder mit konstanter Ausfahrtgeschwindigkeit für die Schmierfilmdickendifferenz einen steigenden Verlauf. Je größer die Einfahrtgeschwindigkeit, desto größer der beim Einfahren potentiell durchgeschleppte Schmierfilm und desto größer auch der Wert für die Schmierfilmdickendifferenz. Bei konstanter Einfahrtgeschwindigkeit ergibt sich umgekehrt ein fallender Verlauf mit steigender Ausfahrtgeschwindigkeit.

5.1 Variation des Dichtkantenradius

Bild 5.2 oben zeigt die Diagramme für die Varianten des Dichtkantenradius bei Permanentdruck. Entsprechend den hohen Pressungsgradienten bei kleinen Dichtkantenradien sind die aus- und eingeschleppten Schmierfilme insgesamt sehr dünn. Auch die Differenz zwischen ausgeschleppten und eingeschleppten Schmierfilm ist gering, wie das Beispiel NU-B-R0,003 zeigt. Bei größerem Dichtkantenradius wird die Schmierfilmdickendifferenz größer, der Verlauf steiler. Die größten Schmierfilmdickendifferenzen werden bei einem Dichtkantenradius von 0,05 mm bis 0,1 mm erzielt. Lediglich bei sehr kleinen Einfahrtgeschwindigkeiten unter 100 mm/s ist die Schmierfilmdickendifferenz bei kleinerem Dichtkantenradius besser, allerdings ebenfalls negativ (Bild 5.2 oben links). Bei diesen Betriebsbedingungen tritt Leckage auf. Ein größerer Dichtkantenradius von mehr als 0,1 mm führt zu kleineren Schmierfilmdickendifferenzen. Bei $R=1,0$ mm ist über einen großen Bereich der Geschwindigkeitsverhältnisse die Schmierfilmdickendifferenz negativ, die Dichtung leckt.

Die Diagramme für Differentialbetrieb sind in der Mitte von Bild 5.2 dargestellt. Diese unterscheiden sich zum Permanentdruck kaum. Lediglich bei NU-B-R0,003 und bei NU-B-R1,0 sind die Schmierfilmdickendifferenzen im Vergleich zu permanenter Druckbeaufschlagung etwas kleiner.

Werden die Dichtringe im Plungerbetrieb eingesetzt, zeigt sich für Dichtkantenradien von 0,1 mm und kleiner ein ähnliches Bild (Bild 5.2 unten). Für Dichtringe mit größerem Dichtkantenradius ergeben sich deutlich größere Schmierfilmdickendifferenzen. Bei Geschwindigkeitsverhältnissen von Einfahrt- zu Ausfahrtgeschwindigkeit kleiner $2/3$ bleibt die Schmierfilmdickendifferenz kleiner null (Geschwindigkeiten kleiner 200 mm/s links bzw. größer 450 mm/s rechts unten in Bild 5.2).

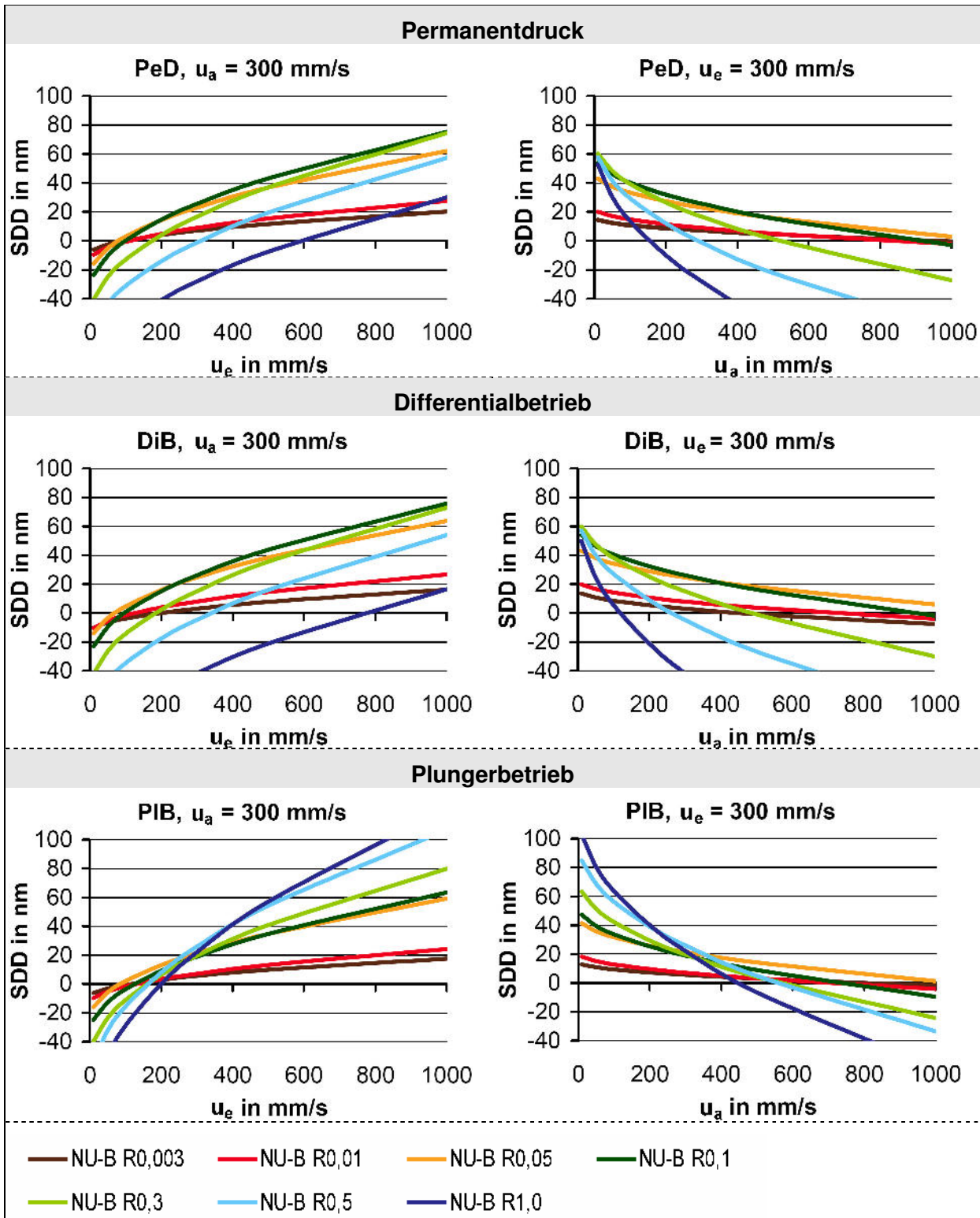


Bild 5.2: Schmierfilmdickendifferenz bei verschiedenen Dichtkantenradien

Vergleicht man global alle sechs Diagramme ergibt sich für einen Dichtkantenradius von 0,05 mm bis 0,1 mm ein Optimum. Bei Permanentdruck und im Differentialbetrieb werden damit über einen großen Bereich der Geschwindigkeitsverhältnisse große Schmierfilmdickendifferenzen erreicht. Im Plungerbetrieb

werden zwar bei Dichtringen mit größerem Dichtkantenradius für Verhältnisse von Einfahr- zu Ausfahrgeschwindigkeit größer 2 zu 3 höhere Schmierfilmdickendifferenzen erzielt. Durch die negativen Werte (Leckage!) der Schmierfilmdickendifferenz bei Geschwindigkeitsverhältnissen kleiner 2 zu 3 sind diese Dichtringformen aber keine Alternative.

5.2 Varianten mit zusätzlicher, flacher Kante auf der luftseitigen Dichtlippe

In den folgenden Diagrammen sind Werte der Dichtringe mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe dargestellt. Bild 5.3 oben zeigt die Ergebnisse bei Permanentdruck. Lediglich NU-W 08,4-2,5 und NU-W 10,6-2,5 zeigen über einen größeren Geschwindigkeitsbereich eine positive Schmierfilmdickendifferenz. Alle anderen Dichtringe lecken außer bei sehr kleinen Einfahrgeschwindigkeiten stark.

Für den Dichtring NU-W 20,0-2,5 gilt dies auch bei Differentialbetrieb (Bild 5.3 mitte). Bei NU-W 08,4-2,5 und NU-W 10,6-2,5 ergeben sich geringfügig größere Schmierfilmdickendifferenzen als bei permanenter Druckbeaufschlagung. Alle anderen Dichtringe zeigen sehr große Schmierfilmdickendifferenzen. Extrem hohe Werte zeigt NU-W 10,6-2,0 F. Dieser ist bei allen untersuchten Geschwindigkeitsverhältnissen dicht.

Im Plungerbetrieb sind die Schmierfilmdickendifferenzen von NU-W 08,4-2,5 und NU-W 10,6-2,5 etwas geringer als bei Permanentdruck. NU-W 20,0-2,5 weist nur bei im Verhältnis zur Ausfahrgeschwindigkeit hohen Einfahrgeschwindigkeiten eine positive Schmierfilmdickendifferenz auf. Alle anderen Dichtringe haben über die ganzen Geschwindigkeitsbereiche hinweg eine stark negative Schmierfilmdickendifferenz (Bild 5.3 unten).

Speziell NU-W 10,6-2,0 F (mit einer zusätzlichen Fase am Dichtungsrücken), aber auch NU-W 10,6-2,0, NU-W 12,9-2,5 und NU-W 15,2-2,5 zeigen im Differentialbetrieb sehr hohe Schmierfilmdickendifferenzen. Diese sind vor allem bei kleinen Einfahrgeschwindigkeiten höher als die besten Werte bei den Dichtringen mit Dichtkantenradiusvariation (vgl. Bild 5.2 Mitte).

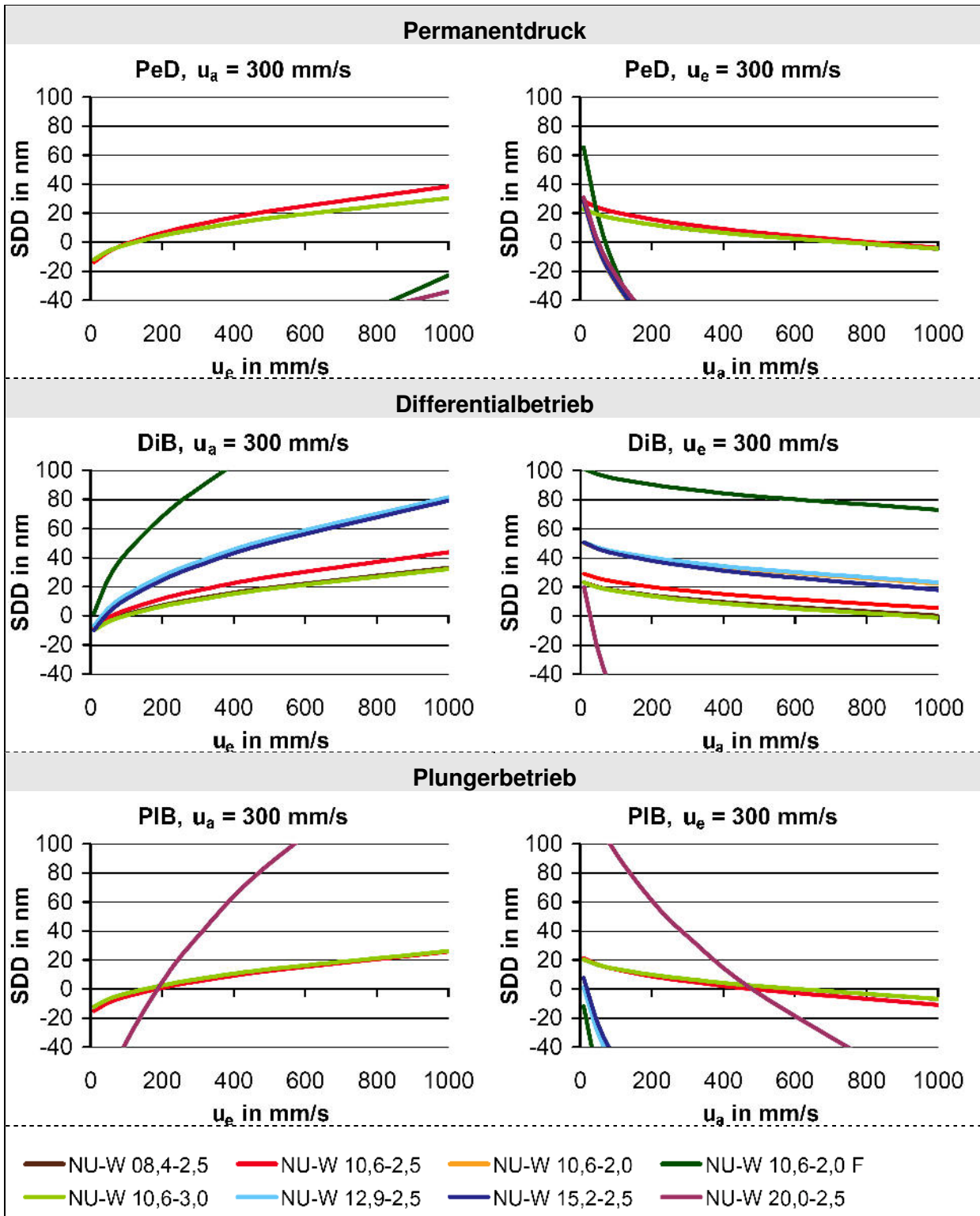


Bild 5.3: Schmierfilmdickendifferenz bei verschiedenen Varianten der Dichtlippengestaltung

Die gute Dichtwirkung bei Differentialbetrieb resultiert aus einem „Verkippen“ der Dichtlippe, dies wird im Folgenden näher erläutert. Bild 5.4 zeigt ein FE-Modell einer Variante mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe. Im eingebauten Zustand bei 0 MPa (Bild 5.4, rechts) ergeben sich kaum Unterschiede zum normalen Dichtring. An der Dichtkante wird die größte Pressung zwischen

Dichtung und Hydraulikstange erreicht. Die maximalen Pressungsanstiege liegen mit grob 2.000 MPa/mm auf der Luftseite und 4.000 – 6.000 MPa/mm auf der Druckseite in einem ähnlichen Bereich wie die eines Dichtrings mit gerader Luftseite der Dichtlippe und einem Dichtkantenradius von $R=0,01$ mm (Tabelle 5-2).

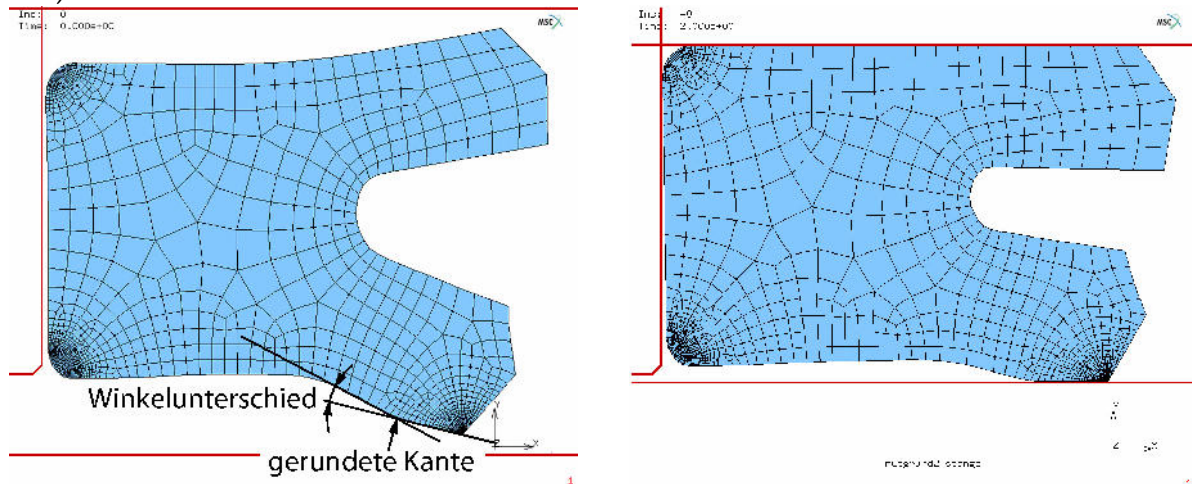


Bild 5.4: FE-Modell der Variante NU-W 12,9-2,5, rechts im eingebauten Zustand

Bei steigendem Druck wird die Dichtlippe gegen die Hydraulikstange gedrückt, die Dichtlippe verkippt leicht (Bild 5.5 links). Dabei stützt sich die Dichtlippe auf der flachen Kante des Winkelunterschieds ab. Dadurch ergibt sich an dieser Stützstelle die größte Pressung zwischen Dichtung und Stange. Die Pressungsgradienten sind aufgrund der flachen Winkel sehr klein. Bei den Varianten NU-W-106-20, NU-W-106-20F, NU-W-129-25, NU-W-152-25 und NU-W-200-25 hebt die Dichtkante unter 20 MPa Druckbeaufschlagung von der Hydraulikstange ab. Die Pressungsgradienten an der flachen Kante sind so klein, dass sich die maßgeblichen Pressungsgradienten am Dichtungsrücken ergeben. Bei 20 MPa Druckbeaufschlagung liegen diese beim Einfahren bei gut 400 MPa/mm und beim Ausfahren bei knapp 70 MPa/mm. Bei permanenter Druckbeaufschlagung ergibt sich ein sehr ungünstiges Verhältnis, bei Differentialbetrieb dagegen ein sehr günstiges (Tabelle 5-2).

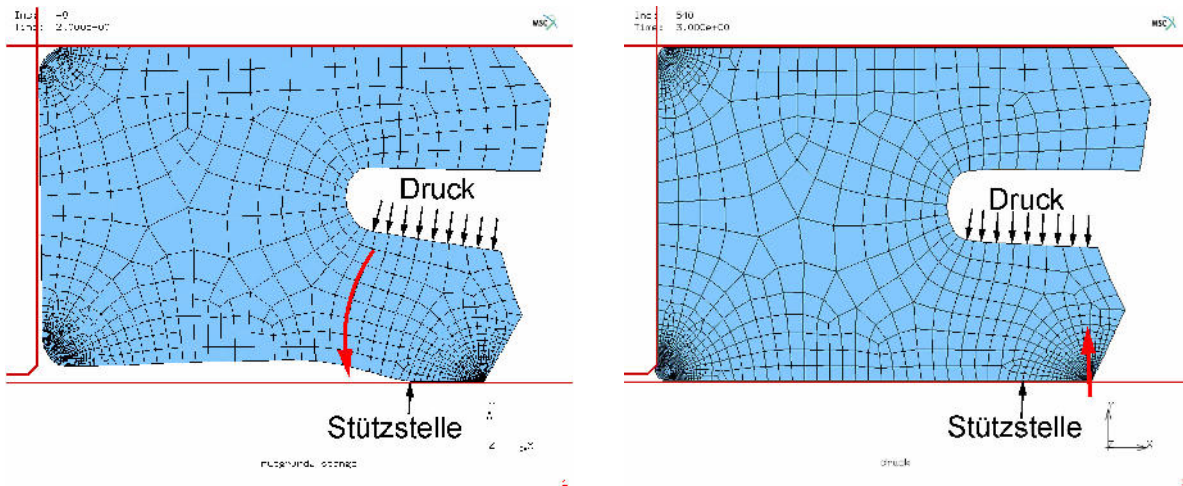


Bild 5.5: Simulation der Variante NU-W 12,9-2,5, links bei 0 MPa und rechts bei 20 MPa

Durch die Gestaltung der luftseitigen Dichtlippe mit einer flachen Kante kann der Pressungsverlauf zwischen Dichtung und Hydraulikstange druckabhängig gestaltet werden. Die Dichtlippe verkippt mit steigendem Druck und stützt sich auf der Kante ab (Bild 5.5). Speziell für übliche Hydraulikzylinder, bei denen die Stangendichtung im Differentialbetrieb abdichten, kann dadurch eine sehr gute Dichtwirkung erzielt werden.

Fazit

Die Berechnungen zeigen, dass durch geeignete Formgebung der Dichtung eine verbesserte Dichtwirkung erzielt werden kann. Ein Dichtkantenradius zwischen 0,05 mm und 0,1 mm ermöglicht in einem weiten Geschwindigkeitsbereich eine sehr gute Dichtwirkung. Diese stark verbesserte Dichtwirkung wird bei kleinen Schmierfilmen erreicht.

6 Ergebnis der Ellipsometermessungen

Mit Hilfe der Ellipsometermessungen wurden Verläufe der Schmierfilmdicke in Umfangsrichtung gemessen /63/, /64/. Für jede Messung wurde ein neuer Schmierfilm erzeugt, d. h. die Messstange wurde für jede Messung eines Schmierfilmdickenverlaufs gereinigt, neu in den Prüfstand eingebaut und es wurde ein neuer Schmierfilm erzeugt. Für alle Messungen wurde ein HLPD 46 Mineralöl mit einer dynamische Viskosität von $\eta = 0,140 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ bei $20 \text{ }^\circ\text{C}$ verwendet. Die Verfahrensgeschwindigkeit betrug $300 \text{ mm}/\text{s}$. Alle Schaubilder in Kap. 6 zeigen die bei Raumtemperatur gemessenen Schmierfilmdicken.

6.1 Neuer Dichtring vom Typ NU-B

Bild 6.1 zeigt die Schmierfilmdickenverläufe der Schmierfilme SmF 1 bis SmF 3, die ohne Druckbeaufschlagung bei einfahrender Kolbenstange erzeugt wurden. Außerdem ist mit der schwarzen Linie der Mittelwert der drei Schmierfilme dargestellt (MiW). Charakteristisch für diesen neuen Dichtring waren der Bereich mit dünnem Schmierfilm zwischen -35 mm und -10 mm der Messstrecke und der Bereich mit dickem Schmierfilm zwischen 45 mm und 65 mm der Messstrecke. Im Bereich zwischen -10 mm und 45 mm der Messstrecke war der Verlauf der drei gemessenen Schmierfilmdicken stark schwankend. Die Lage und Verteilung der Bereiche war reproduzierbar. Die absolute Schmierfilmdicke zeigte sehr große Unterschiede in Umfangsrichtung.

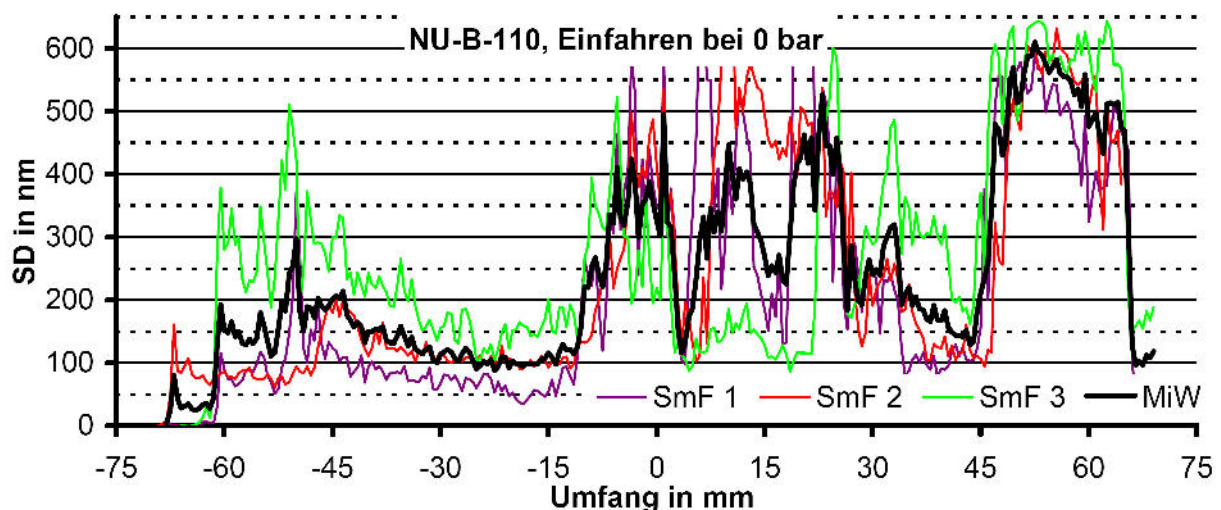


Bild 6.1: Gemessene Schmierfilmdicke eines neuen Dichtrings NU-B-110, ziehend ohne Druck

Mit Druckbeaufschlagung schwankte der Verlauf der Schmierfilmdicken nicht so stark als beim Versuch ohne Druck. In Umfangsrichtung gab es Bereiche mit Schmierfilmdicken, die etwa zwischen 50 nm und 75 nm lagen (45 mm bis

65 mm der Messstrecke). Andere Bereiche wiesen Schmierfilmdicken um 100 nm auf (0 mm bis 15 mm der Messstrecke). (Bild 6.2).

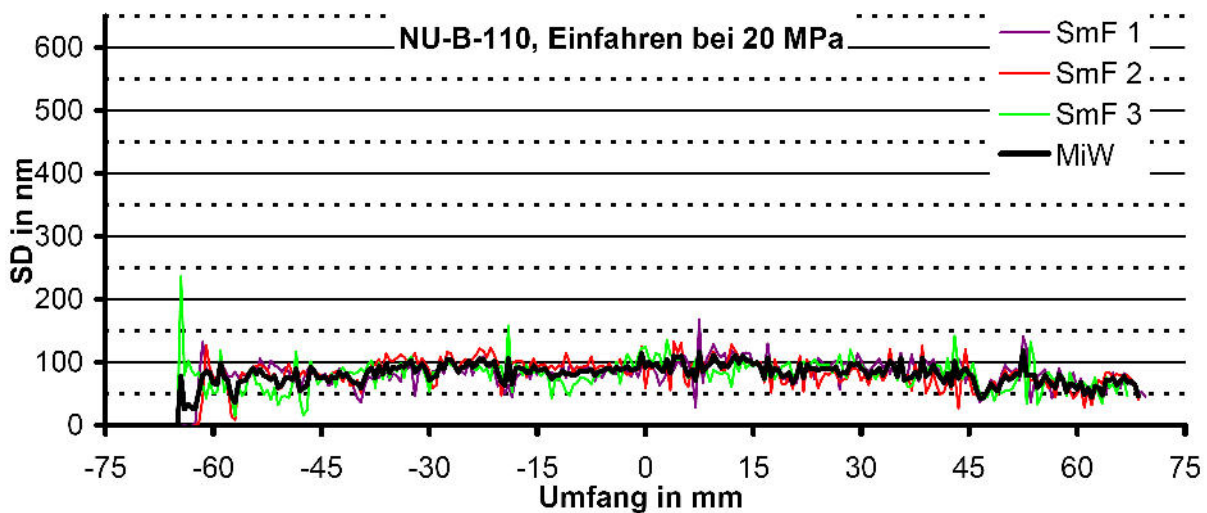


Bild 6.2: Gemessene Schmierfilmdicke eines neuen Dichtrings NU-B-110, ziehend bei 20 MPa Druck

Stemmend ohne Druck waren die Schmierfilmdicken deutlich dünner. Die Werte lagen um 20 nm Schmierfilmdicke, zwischen den 3 Schmierfilmen gab es nahezu keine Unterschiede (Bild 6.3).

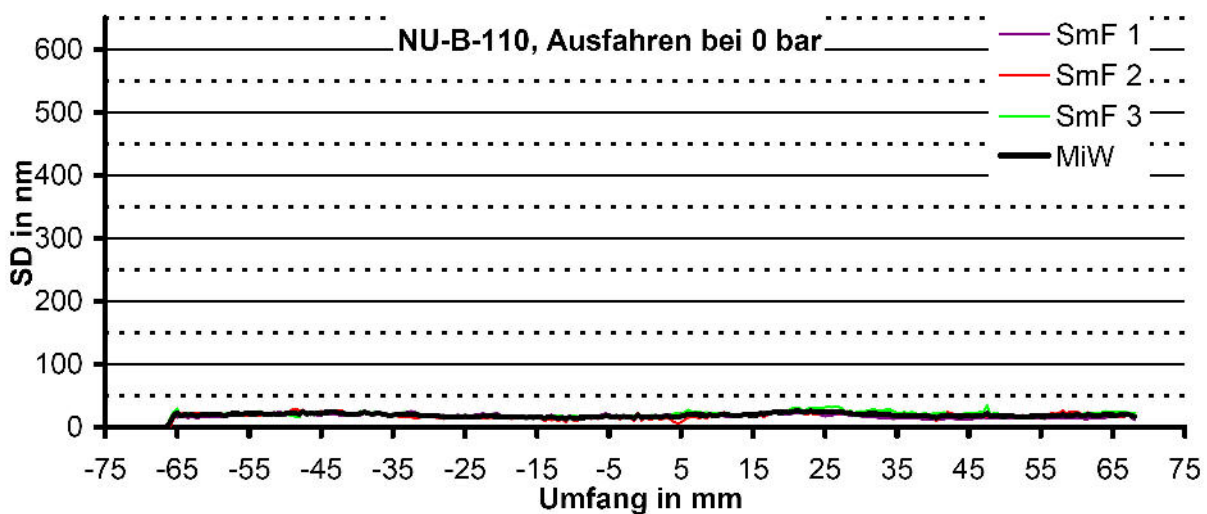


Bild 6.3: Gemessene Schmierfilmdicke eines neuen Dichtrings NU-B-110, stemmend ohne Druck

Bei stemmend mit 20 MPa Druckbeaufschlagung gab es geringe Schwankungen in Umfangsrichtung, die Schmierfilmdicke lag überwiegend zwischen 30 nm und 50 nm (Bild 6.4).

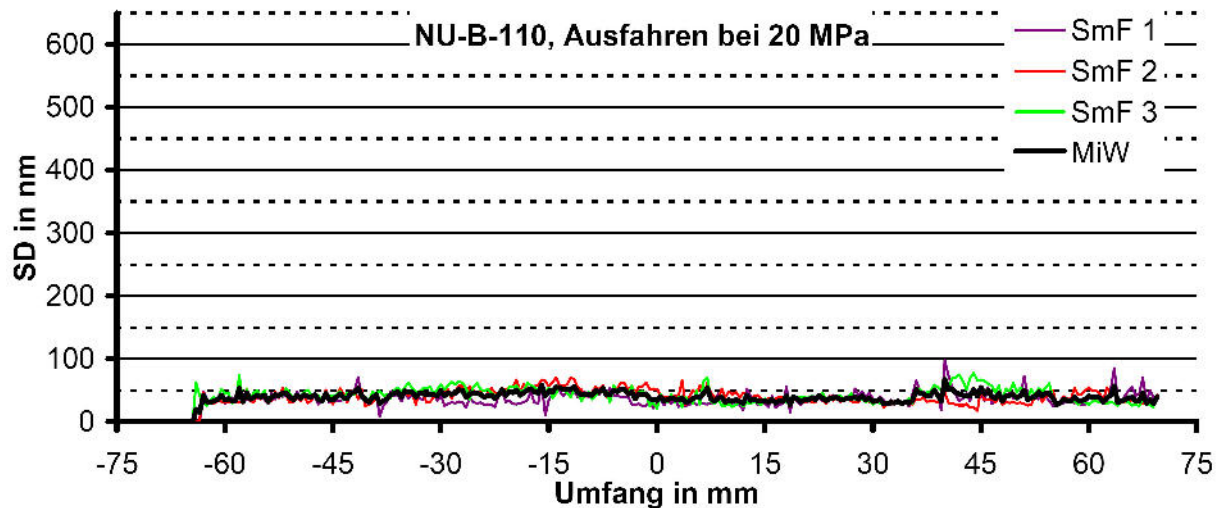


Bild 6.4: Gemessene Schmierfilmdicke eines neuen Dichtrings NU-B-110, stemmend bei 20 MPa Druck

6.2 Gebrauchter Dichtring des Typs NU-B

Bild 6.5 zeigt Schmierfilmdickenverläufe die mit dem gebrauchten Nutring NU-B-030 erzeugt wurden. Die vier Schmierfilme wurden ziehend ohne Druck erzeugt. Alle vier Schmierfilmdickenverläufe waren nahezu deckungsgleich, obwohl wie bei allen gezeigten Diagrammen der Schmierfilm für jede Messung neu erzeugt wurde. Die absoluten Schmierfilmdicken waren in Umfangsrichtung stark unterschiedlich. Beispielsweise war die Schmierfilmdicke bei -45 mm, 30 mm, 55 mm und 60 mm der Messstrecke nur ca. 150 nm stark, bei -50 mm, -30 mm und 65 mm wurden dagegen rund 400 nm Schmierfilmdicke gemessen.

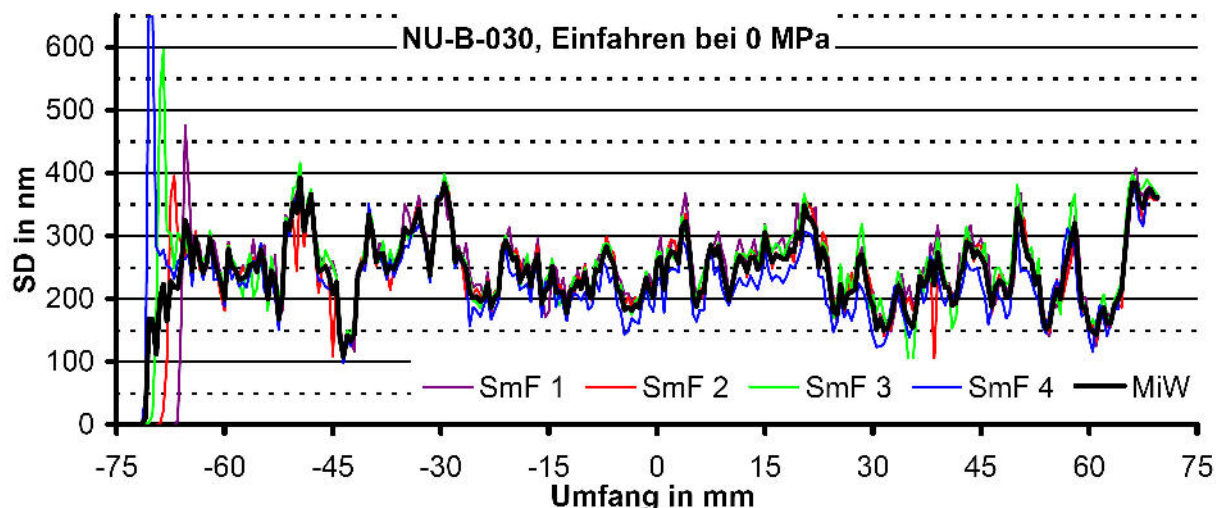


Bild 6.5: Gemessene Schmierfilmdicke eines gebrauchten Dichtrings NU-B-030, ziehend ohne Druck

In Bild 6.6 sind die Schmierfilmdickenverläufe des gebrauchten Nutrings bei 20 MPa ziehend dargestellt. Wie bei 0 MPa ziehend war auch hier eine gute

Übereinstimmung der 4 Einzelmessungen zu erkennen. Die Werte der Schmierfilmdicke waren über den Umfang stark unterschiedlich. Neben Bereichen mit etwa 100 nm Schmierfilmdicke (zwischen -65 mm und -55 mm, bei -50 mm und bei -35 mm der Messstrecke) wurden auch einige Bereiche mit über 300 nm Schmierfilmdicke gemessen (-55 mm, zwischen -45 mm und -40 mm).

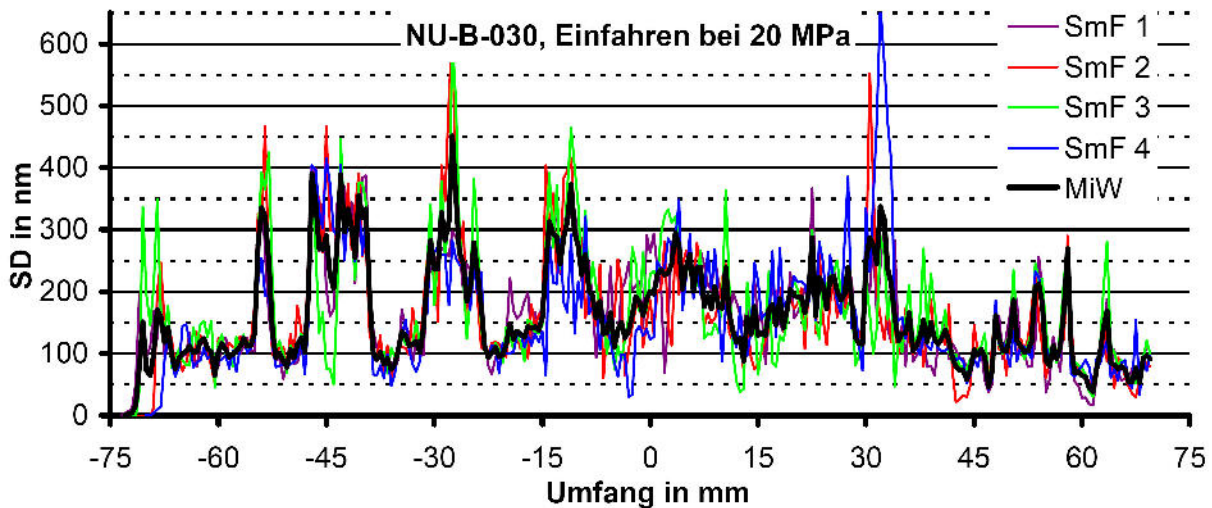


Bild 6.6: Gemessene Schmierfilmdicke eines gebrauchten Dichtrings NU-B-030, ziehend bei 20 MPa

Die Schmierfilmdickenverläufe bei 20 MPa stehend unterschieden sich stärker voneinander. Charakteristisch waren die Stellen mit dünner Schmierfilmdicke wie z. B. bei -30 mm, bei -15 mm und bei -5 mm der Messstrecke. Zwischen -30 mm und -15 mm war ein Bereich mit stark unterschiedlichen Schmierfilmdicken. Zwischen -5 mm und 10 mm zeigten alle 4 Schmierfilmdicken relativ hohe Werte. (Bild 6.7)

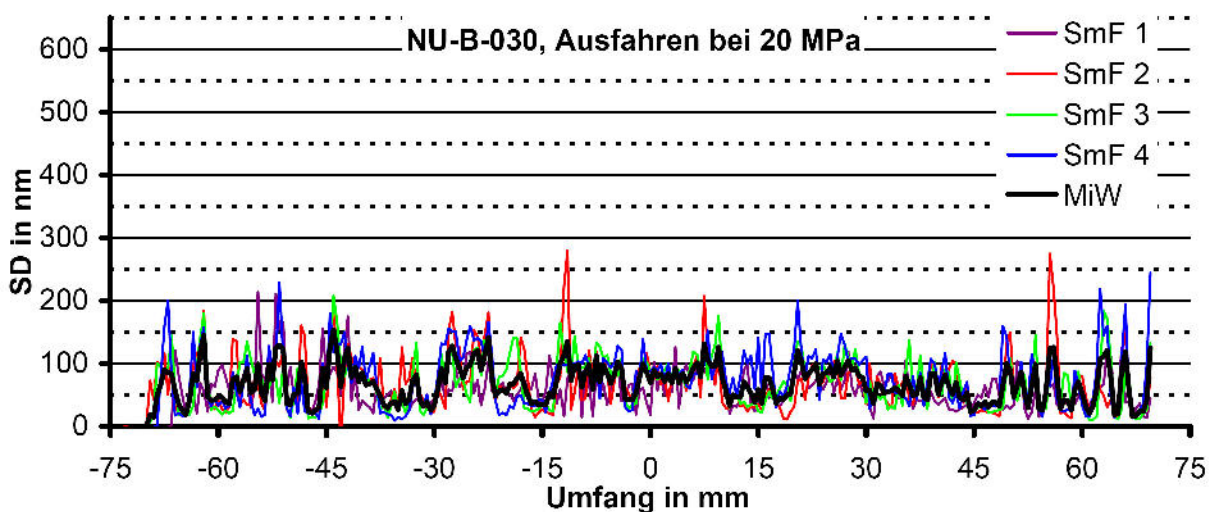


Bild 6.7: Gemessene Schmierfilmdicke bei gebrauchten Dichtrings NU-B-030, stehend bei 20 MPa

Die Schmierfilmdickenverläufe die mit dem gebrauchten Nutring erzeugt wurden zeigten bei allen Betriebsbedingungen starke Schwankungen über den Umfang. Diese waren außer bei einfahrender Stange ohne Druck mit größerer Amplitude als beim neuen Dichtring. Außerdem stimmten bei ziehender Bewegung die Schmierfilmdickenverläufe bei gleichen Betriebsbedingungen sehr gut überein. Die mit dem gebrauchten Dichtring erzeugten Schmierfilme stimmten besser überein als die mit neuen Dichtringen erzeugten. D. h. die Charakteristik des Schmierfilmdickenverlaufs wurde nach 800 km Teststrecke noch ausgeprägter und besser reproduzierbar als bei neuen Dichtringen.

6.3 Überlagerung von ziehend und stemmend erzeugten Schmierfilmen

Durch die in Umfangsrichtung schwankenden Schmierfilmdickenverläufe können Bereiche am Umfang entstehen, die lecken und Bereiche die dicht sind. Ein Beispiel hierfür zeigt Bild 6.8. Hier wurden die aus 4 Messungen gemittelten Schmierfilmdickenverläufe des Dichtrings NU-BT-082 bei 20 MPa Druckbeaufschlagung für einfahrende und ausfahrende Kolbenstange übereinander gelegt. Grau hinterlegt sind Bereiche, in denen mehr Hydraulikfluid aus- als eingeschleppt wird.

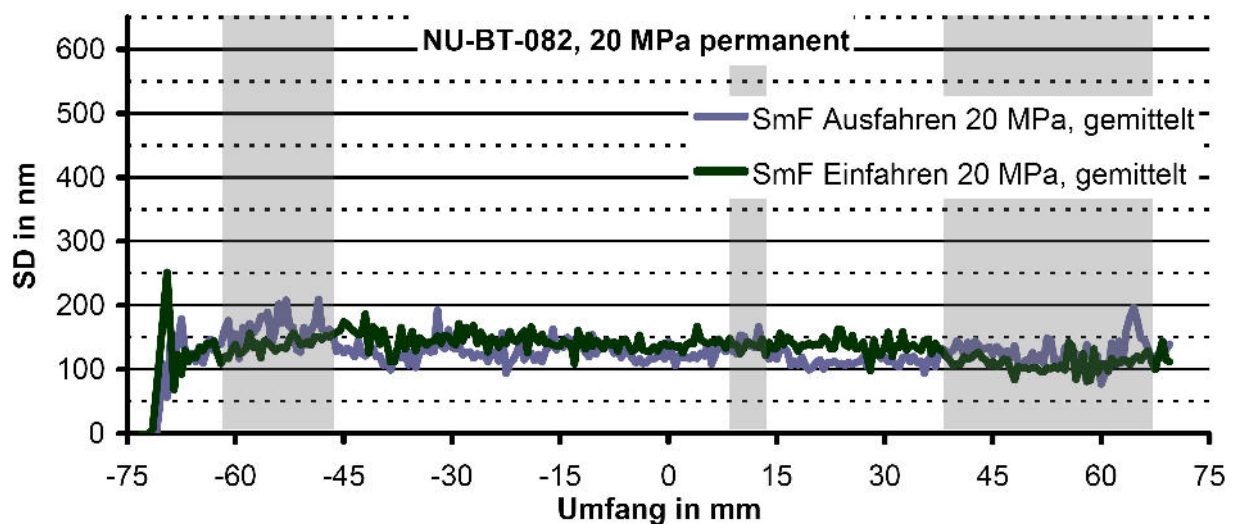


Bild 6.8: Gemessene Schmierfilmdicke des Dichtrings NU-BT-082, ziehend bei 20 MPa (Dichtring mit thermisch gerundeter Dichtkante)

Bei den im Differentialbetrieb untersuchten Dichtringen des aus dem Vollen gedrehten Typs NU-D zeigte sich ein ähnliches Bild. Bei ausfahrender Kolbenstange ohne Druckbeaufschlagung ergaben sich in Umfangsrichtung stark schwankende Schmierfilmdicken (Bild 6.9). Die drei mit dem selben Dichtring NU-D-009 erzeugten Schmierfilmdickenverläufe wiesen wiederum charakteristische Bereiche auf. Zwischen -35 mm und -25 mm in Umfangsrichtung lag ein

sehr dünner Schmierfilm mit weniger als 20 nm Dicke, zwischen -10 mm und 5 mm lagen stark schwankende Schmierfilmdicken mit Spitzen z. T. über 100 nm Schmierfilmdicke und zwischen 20 mm und 65 mm lag ein Bereich mit starken Schwankungen bei etwas geringeren Maximalwerten.

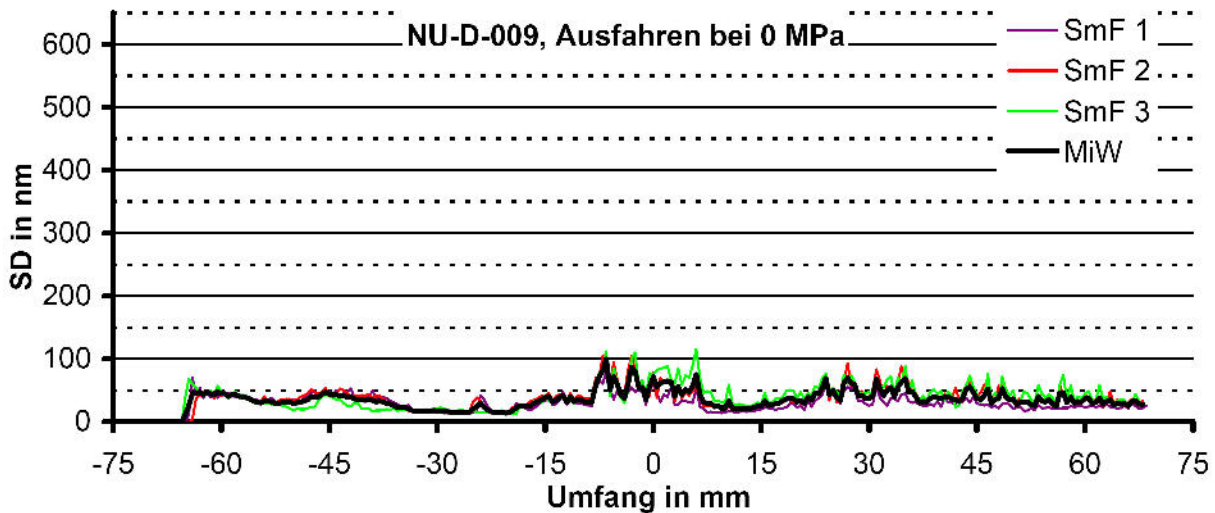


Bild 6.9: Gemessene Schmierfilmdicke NU-D-009, stehend ohne Druck

Dagegen zeigte sich bei Druckbeaufschlagung und einfahrender Kolbenstange ein über den Umfang gleichmäßiger Schmierfilmdickenverlauf mit einer Schmierfilmdicke um 20 nm (Bild 6.10).

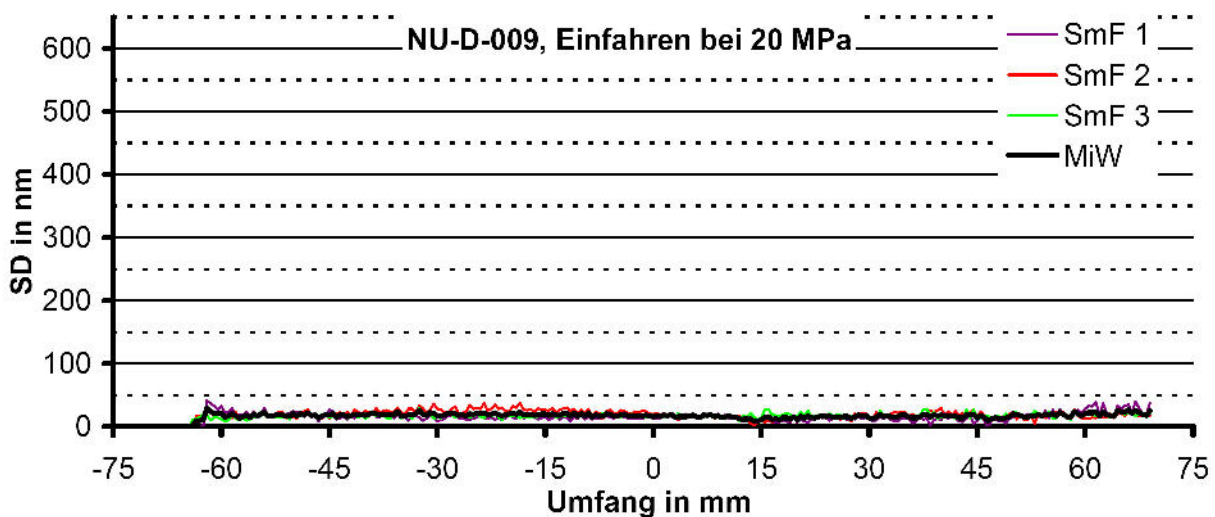


Bild 6.10: Gemessene Schmierfilmdicke NU-D-009, ziehend bei 20 MPa

In Bild 6.11 wurden die gemittelten Schmierfilmdickenverläufe übereinander gelegt. Nahezu am ganzen Umfang trat Leckage auf. Lediglich zwischen -35 mm und 20 mm in Umfangsrichtung war der eingeschleppte Schmierfilm tendenziell dicker als der ausgeschleppte.

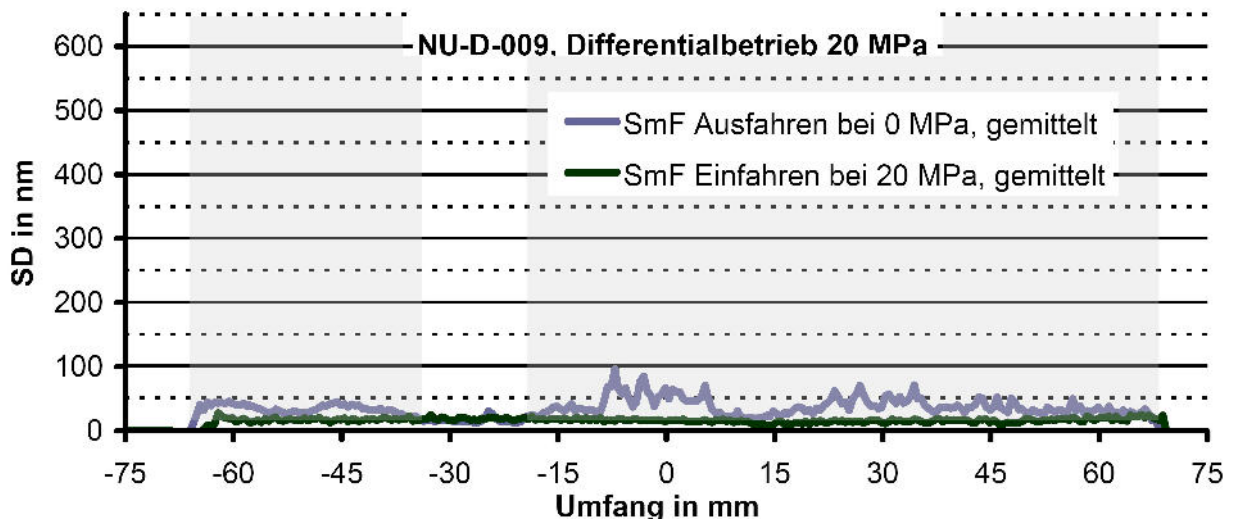


Bild 6.11: Vergleich der Mittelwerte von 0 MPa stemmend und 20 MPa ziehend des Dicht-rings NU-D-009 (Differentialbetrieb)

6.4 Inhomogenität des Materials

Bei thermoplastischem Polyurethan (TPU) ergeben sich die Materialeigenschaften aus den Weichsegmentdomänen die für die Elastizität sorgen und den Hartsegmentdomänen die Härte und Steifigkeit bedingen. Abhängig von der Strömung beim Spritzgießvorgang gibt es Bereiche mit einer größeren Dichte von Hartsegmentdomänen und solche mit einer kleineren. /65/

Der Dünnschnitt eines Dichtrings aus TPU zeigt sehr anschaulich die ungleichmäßige Verteilung der Domänen, erkennbar an den hellen und dunklen Bereichen (Bild 6.12 links). Die Ausdehnung der unterschiedlichen Domänen liegt im Bereich von 50 μm (Bild 6.12 rechts) was der Messpunktdichte der Ellipsometermessungen entspricht.

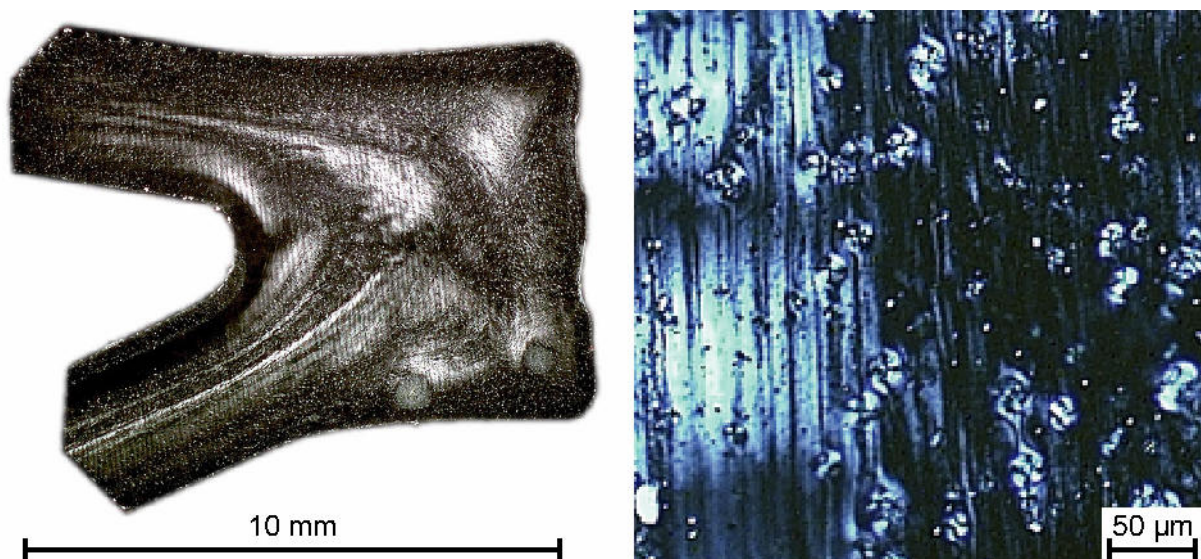


Bild 6.12: Dünnschnitt eines PU-Dichtrings

Daubner hat die Materialeigenschaften von PTFE-Compounds mit einem Nanoindenter untersucht. Die Messfläche ist hier nur wenige μm groß. Da die Graphitfüllstoffpartikel des von ihm untersuchten PTFE-Compounds zwischen 2,5 μm und 25 μm groß waren, konnte er im PTFE-Compound separate Werte für Matrix und Füllstoff ermitteln. Bei Messungen des Elastizitätsmoduls und der Materialhärte mit dem Nanoindenter konnte er bei Eindringtiefen bis 3 μm bis zum Faktor 3 unterschiedliche Werte für Messungen von Partikel oder Matrix nachweisen. /66/

Die Größe der Weich- und Hartsegmentdomänen sind bei TPU-Werkstoffe vergleichbar zu den Matrix- und Füllstoffpartikel des PTFE-Compounds, die Erkenntnisse von Daubner können daher auch auf die TPU-Werkstoffe übertragen werden. Die Materialeigenschaften eines TPU-Dichtrings fallen somit sowohl im Mikrometerbereich (Unterschied zwischen Weich- und Hartsegment) als auch im Millimeterbereich (Bereiche mit großer Hartsegmentdichte und solche mit kleiner Hartsegmentdichte) unterschiedlich aus. Da der Kontaktpressungsverlauf im drucklosen Zustand im Wesentlichen von der Elastizität des Dichtrings beeinflusst wird, kann davon ausgegangen werden, dass die Materialinhomogenitäten auch den Pressungsverlauf und damit auch die Dichtwirkung beeinflussen. Ein Indiz hierfür sind die gerade beim drucklosen Betrieb vorhandenen starken Schwankungen der Schmierfilmdicke in Umfangsrichtung.

6.5 Schlussfolgerungen aus den Ellipsometermessungen

Sowohl die gespritzten Nutringe (NU-B) als auch die gedrehten Nutringe (NU-D) zeigen in Umfangsrichtung teilweise starke Schwankungen der Schmierfilmdicke. Diese Schwankungen fallen bei dicken Schmierfilmen stärker aus als bei dünnen. Die unterschiedlichen Schmierfilmdickenniveaus am Umfang sind für den einzelnen Dichtring reproduzierbar. Teilweise ist sogar der detaillierte Verlauf des Schmierfilms reproduzierbar, vor allem bei gebrauchten Dichtringen und einfahrender Kolbenstange (Bild 6.5). Da alle Ellipsometermessungen auf derselben Stange durchgeführt wurden, kann der jeweilige Verlauf nur vom Dichtring hervorgerufen werden.

Durch die starken Schwankungen der Schmierfilmdicke in Umfangsrichtung ergeben sich an der Dichtung Bereiche, die lecken und solche, die dicht sind. Beim Leckageversuch kann dies dazu führen, dass Leckage an undichten Bereichen abtropft, obwohl andere Bereiche genug Rückförderpotential hätten um diese Leckage zu verhindern. Bei der Förderwertbestimmung dagegen erhält man nur ein über den Umfang summiertes Ergebnis. Ist das Rückförderpotential der dichten Bereiche hoch genug um die Leckage der undichten Bereiche zurückzuführen, wird die Förderwertbestimmung im Gegensatz zum Leckageversuch eine Dichtung ohne Leckage ausweisen.

Die Ellipsometermessungen zeigen, dass trotz gleicher äußerer Bedingungen am ganzen Umfang (neue Dichtringe mit intakter Dichtkante) starke Unterschiede der Schmierfilmdicke auftreten. Diese Unterschiede sind nicht zufällig am Umfang verteilt, sondern, wie die Wiederholung der Versuche zeigte, vom Dichtring vorgegeben. Neben den makroskopischen Einflussgrößen wie Dichtkantenwinkel und -radius müssen noch andere Faktoren einen maßgeblichen Einfluss auf die Schmierfilmdicke haben. Ein Faktor könnten die inhomogenen Materialeigenschaften von TPU-Werkstoffen sein, die sich aus den Hart- und Weich-Phasen ergeben. Ob tatsächlich diese Materialinhomogenitäten ausschlaggebend sind, konnte allerdings weder in der Literatur, noch im Rahmen dieser Arbeit, ermittelt werden.

Festzuhalten bleibt, dass Betrachtungen die von konstanten Bedingungen am ganzen Umfang von PU-Nutringen ausgehen, wie z. B. übliche FE-Simulationen oder Förderwertmessungen, sehr skeptisch zu beurteilen sind.

7 Versuchsstaffeln

Im Rahmen dieser Arbeit wurden umfangreiche experimentelle Langzeitversuche durchgeführt, die teilweise über mehrere Monate liefen. Die dabei entstandenen Ergebnisse sind in diesem Kapitel zusammengestellt.

7.1 Versuchsstaffeln mit unterschiedlichen Gegenaufläichen (S-01, S-02)

Bei den Versuchsstaffeln S-01 und S-02 wurde der Einfluss unterschiedlicher Gegenaufläichen auf Verschleiß und Leckage der Dichtsysteme untersucht /67/. In Versuchsstaffel S-01 wurden die Geschwindigkeit und der Prüfdruck variiert. Ziel war es, die Dichtung mit Mischreibung zu betreiben um möglichst starken Verschleiß zu erreichen und somit die Versuchszeit kurz zu halten. Allerdings gab es dadurch immer wieder Probleme mit Ruckgleiten. Daher wurden Druck und Geschwindigkeit in Versuchsstaffel S-01 mehrfach geändert. In Tabelle 7-1 und Tabelle 7-3 sind die Eckdaten der beiden Versuchsstaffeln aufgelistet. Eine Übersicht über die eingestellten Geschwindigkeiten und Drücke in Versuchsstaffel S-01 gibt Tabelle 7-2.

Tabelle 7-1: Eckdaten von Versuchsstaffel S-01

S-01	Dichtring: NU-A	Gegenaufläiche: Hartchrom und Keramik
Geschwindigkeit:	siehe Tabelle 7-2	Hublänge: 540 mm
Prüfdruck:	siehe Tabelle 7-2	Gesamtstrecke: 170 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl: 157 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 2 km, 12 km, 45 km, 88 km, 154 km, 170 km	
Förderwert bestimmt bei:	-	

Tabelle 7-2: Verteilung der Verfahrgeschwindigkeit und der Druckbeaufschlagung bei Versuchsstaffel S-01

Versuchsstaffel S-01		
Laufstrecke in km	Geschwindigkeit in mm/s	Druck in MPa
0,0 bis 1,3	100	20
1,3 bis 44,6	100	5
44,6 bis 154,0	250	20
154,0 bis 155,4	100	5
155,4 bis 170,0	250	25

Tabelle 7-3: Eckdaten von Versuchsstaffel S-02

S-02	Dichtring: NU-A	Gegenlauffläche: Hartchrom und Keramik
Geschwindigkeit:	100 mm/s	Hublänge: 500 mm
Prüfdruck:	5 MPa	Gesamstrecke: 122 km
Temperatur:	50 °C	Gesamthubzahl: 122 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 40 km, 78 km, 122 km	
Förderwert bestimmt bei:	-	

Leckage

Je nach Gegenlauffläche unterschied sich die Leckage der Dichtungen deutlich. Bei den auf Keramikstangen laufenden Dichtringen wurde sehr starke Leckage gemessen. Diese war so stark, dass der Prüfdruck für diese Dichtringe auf 0 MPa reduziert wurde. Nach 122 km wurden für wenige Doppelhübe diese Dichtringe wieder mit Prüfdruck beaufschlagt. Es stellte sich wieder starke Leckage ein. Im Folgenden trat auch bei drucklosem Betrieb Leckage auf (Bild 7.1). Die auf Hartchromstangen laufenden Dichtringe zeigten bis 45 km Laufstrecke keine Leckage. Danach wurde bis zum Versuchsende bei 170 km leichte Leckage festgestellt. Zwischen 45 km und 170 km wurde bei eingelaufener Stange eine kumulierte Leckage von 0,7 g und 2,3 g gemessen, bei den neuen Stangen 6,7 g und 14,0 g.

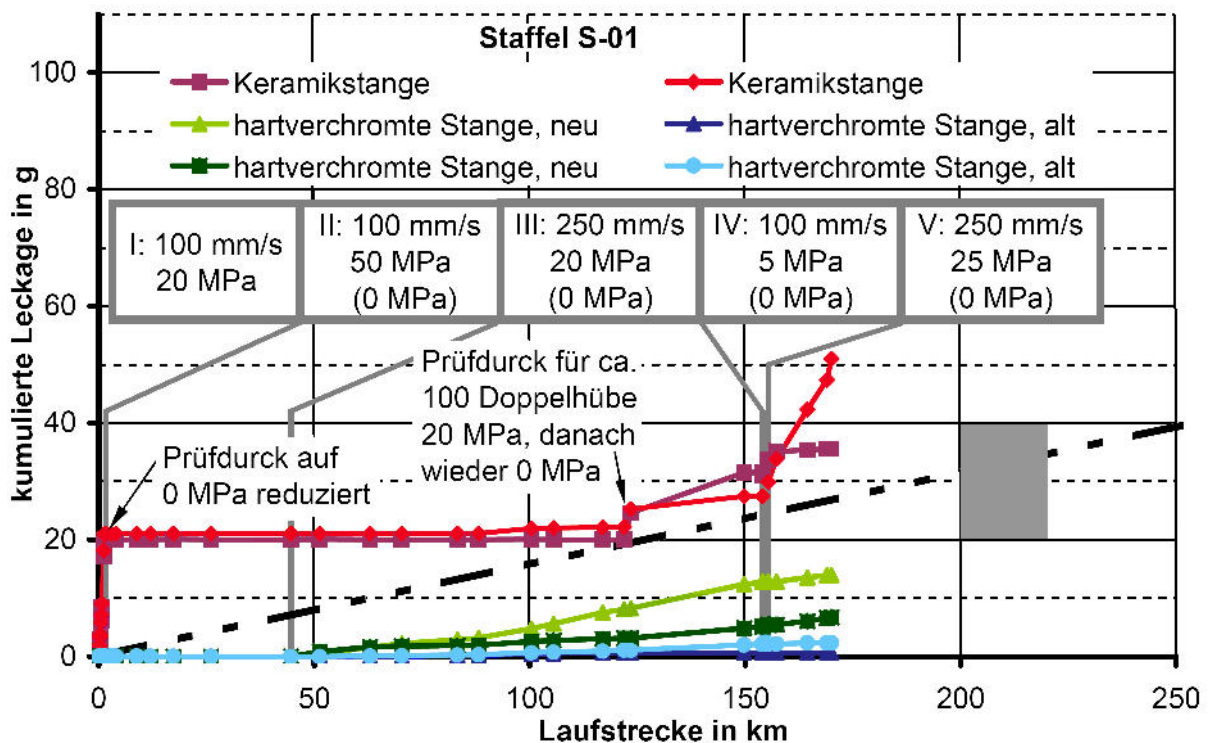


Bild 7.1: kumulierte Leckage, Versuchsstaffel S-01

Für Versuchsstaffel S-02 wurden eine konstante Geschwindigkeit von 100 mm/s und eine konstante Druckbeaufschlagung mit 5 MPa gewählt. Wie bei Versuchsstaffel S-01 zeigte sich bei den auf Keramikstangen betriebenen Dichtringen starke Leckage. Starker Verschleiß an diesen Dichtringen führte bei einem Dichtring zu Leckage bei still stehender Stange (40 km Laufstrecke) und zum Versagen der beiden auf Keramikstangen getesteten Dichtringen bei 57 km Laufstrecke. Diese Dichtringe wurden durch neue ersetzt, die drucklos betrieben wurden. Dabei zeigte eine der ersetzten Dichtringe ohne anliegenden Druck Leckage (Bild 7.2).

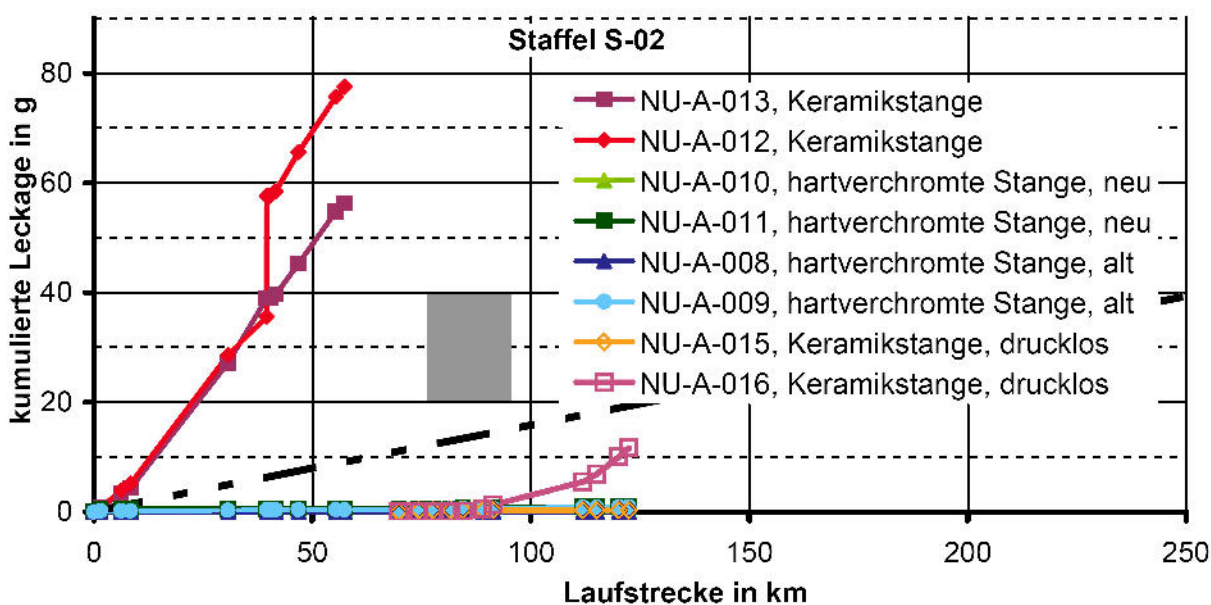


Bild 7.2: kumulierte Leckage, Versuchsstaffel S-02

Profilveränderung

Der Vergleich der Dichtringprofile bei unterschiedlichen Laufstrecken zeigt die Veränderungen aufgrund von Verschleiß. Beispielhaft für die Dichtringe, die auf einer Hartchromgegenlaufläche untersucht wurden, ist in Bild 7.3 die Veränderung am Dichtring NU-A-009 dargestellt. Gemessen wurde der Dichtring im Neuzustand, nach der Radialkraftmessung (gekennzeichnet mit „0 km, RK“) und danach etwa alle 40 km.

Die Sekundärdichtkante war bleibend verformt. Die ursprüngliche dreieckige Form war gestaucht und zur Druckseite gedrückt. Die Dichtlippe war aufgeweitet, dadurch vergrößerte sich der Durchmesser an der Dichtkante. Abrasiver Verschleiß war nicht feststellbar. An der Dichtkante bildete sich eine kleine Fase.

Bei Keramik beschichteter Hydraulikstange als Gegenlaufläche waren die Veränderungen am Dichtringprofil davon deutlich unterschieden (Bild 7.4). Die Dichtlippe weitete sich bereits beim ersten Aufdehnen ohne im weiteren Verlauf

sich stärker zu weiten. Abrasiver Verschleiß führte zu starkem Materialabtrag an der Dichtlippe und an der Sekundärdichtkante.

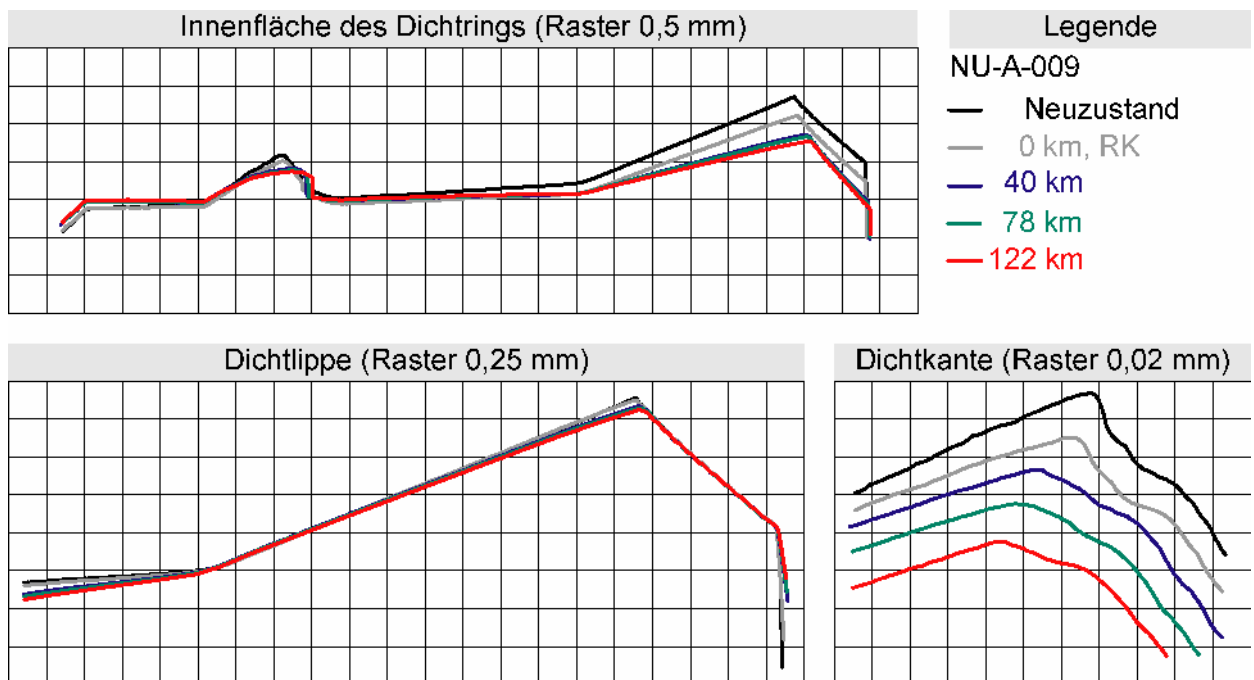


Bild 7.3: Profilveränderung, Versuchsstaffel S-02, Dichtring NU-A-009

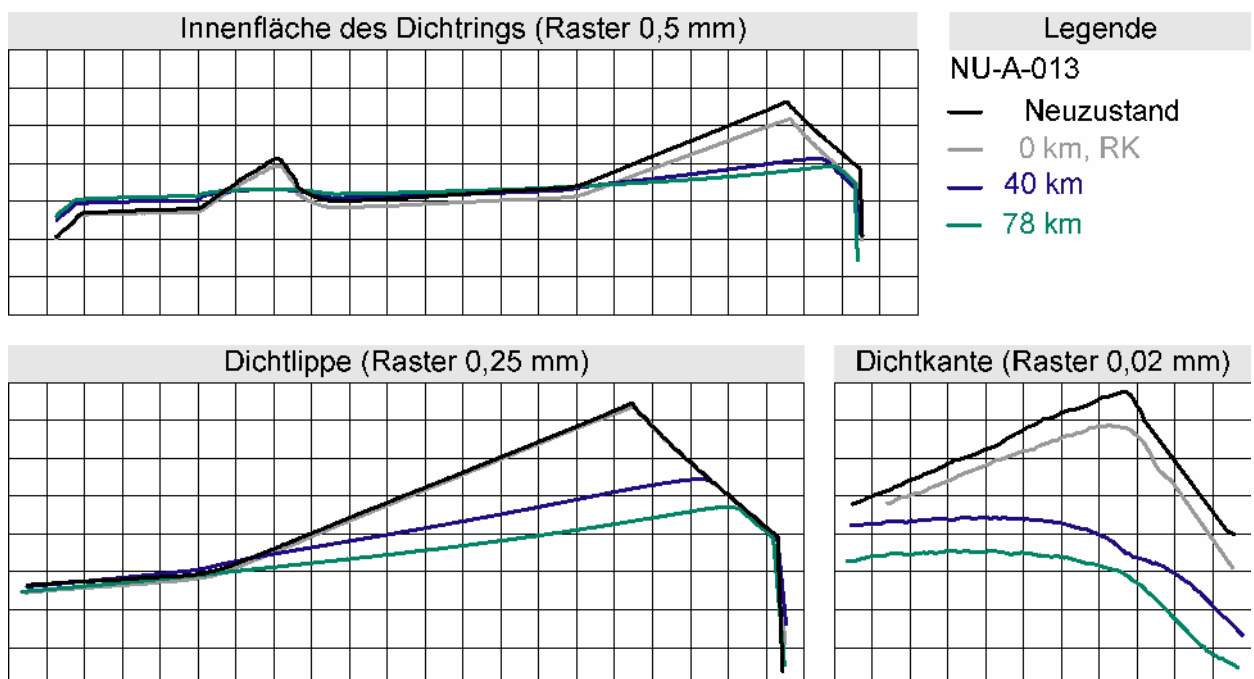


Bild 7.4: Profilveränderung, Versuchsstaffel S-02, Dichtring NU-A-013

Ergebnis

Mit Hartchromstangen als Gegenauflfläche war keine, bzw. nur geringe Leckage aufgetreten, wurde dagegen eine Keramik beschichtete Gegenauflfläche verwendet leckten die Dichtungen stark. Die Dichtringe auf Keramik beschichteter Gegenauflfläche verschlissen in starkem Maße abrasiv. Dies führte in Staffel

St-02 dazu, dass bei einem Dichtring im statischen, drucklosen Fall starke Leckage auftrat. Durch abrasiven Verschleiß vergrößerte sich der Dichtkantendurchmesser so stark, dass ohne Druck keine Pressung zwischen Dichtring und Stange vorhanden war.

An Dichtringen, die auf Hartchromstangen getestet wurden, trat kein abrasiver Verschleiß auf. Der Dichtring verformte sich im Bereich der Dichtkanten. An der Sekundärdichtkante wurde er gestaucht, die Dichtlippe weitete sich auf. Die auf Keramik beschichteten Hydraulikstangen getesteten Dichtringe verschlissen sehr stark abrasiv. Materialabtrag veränderte das Dichtringprofil, die Dichtkanten wurden regelrecht weggeschliffen. Dies ist mit den Veränderungen der Dichtringe auf Hartchromstangen nicht vergleichbar und damit nicht als Verschleißraffung zulässig. Eine Verschleißraffung durch abrasive, Keramik beschichtete Gegenauflflächen ist nicht möglich, da sich der Schadensmechanismus ändert.

7.2 Versuchstaffeln mit verchromten Hydraulikstange S-03

In den Versuchstaffeln S-03 bis S-07 wurden die Veränderungen der Dichtringe bei üblichen Betriebsbedingungen untersucht. Unter realitätsnahen Bedingungen wurden große Laufstrecken erzielt. Als Prüfdichtring wurden PU-Nutringe mit einer Dichtkante ausgewählt (NU-B), als Gegenauflfläche wurden Hartchrom Kolbenstangen verwendet. Variiert wurde Druck, Geschwindigkeit und Hublänge der Versuche.

In S-03 wurde der Dichtring NU-B mit einer Dichtkante untersucht /68/. Tabelle 7-4 zeigt die zugehörigen Betriebsbedingungen.

Tabelle 7-4: Eckdaten von Versuchstaffel S-03

S-03	Dichtring: NU-B	Gegenauflfläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	200 mm/s	Hublänge:	533 mm
Prüfdruck:	5 MPa	Gesamtstrecke:	596 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	559 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 29 km, 109 km, 196 km, 310 km, 403 km, 490 km, 592 km		
Förderwert bestimmt bei:	-		

Leckage

In S-03 trat nur vereinzelt Leckage auf. Die kumulierte Leckage betrug am Ende der Versuchstaffel bei einem Dichtring knapp 5 g, bei den übrigen Dichtringen ca. 2 g oder weniger.

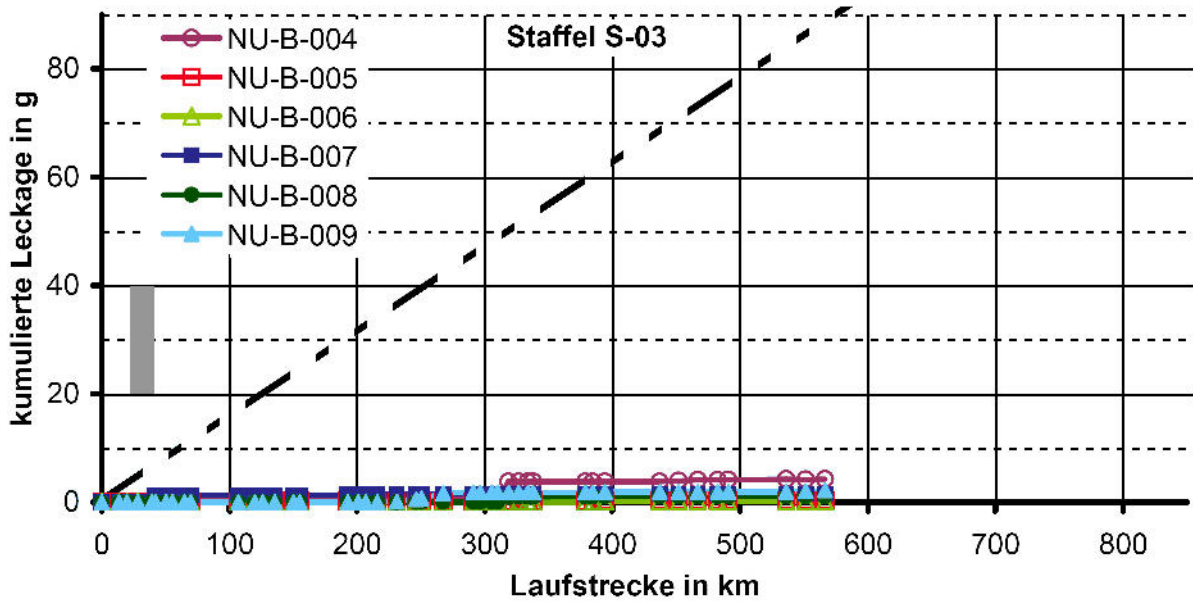


Bild 7.5: kumulierte Leckage, Staffel S-03

Profilveränderung

Im Bereich der Dichtungslippe wurden die Dichtringe stark aufgeweitet (Bild 7.6). Dies erfolgte größtenteils schon während den ersten 33 km des Versuchs. Danach veränderte sich das Dichtringprofil nur noch sehr wenig. Die Breite der Dichtlippe nahm während des Versuchs ab, an der Dichtkante bildete sich gegen Ende der Versuchsstaffel eine Fase aus.

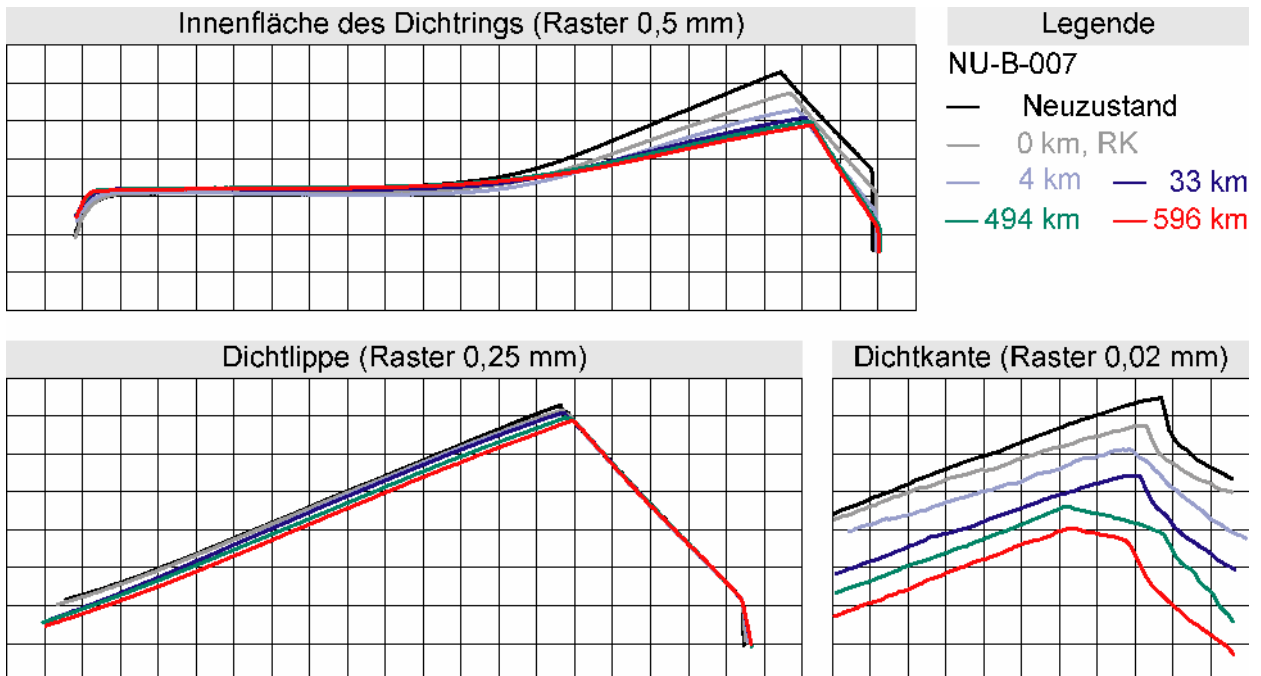


Bild 7.6: Profilveränderung, Staffel S-03, Dichtring NU-B-007

Ergebnis

Bei permanenter Druckbeaufschlagung mit 5 MPa und 200 mm/s Kolbenstangengeschwindigkeit trat nur äußerst geringe Leckage auf. Die Dichtlippe wurde

zu Beginn des Versuchs stark aufgeweitet, nach 33 km veränderte sich das Dichtringprofil kaum noch. Ein Zusammenhang zwischen Aufweiten der Dichtlippe und Leckage konnte nicht festgestellt werden.

7.3 Versuchsstaffel mit verchromter Hydraulikstange S-04

Für Versuchsstaffel S-05 wurden ebenfalls Dichtringe vom Typ NU-B verwendet /68/. Im Vergleich zu Versuchsstaffel S-04 wurde der Prüfdruck und die Hublänge erhöht (Tabelle 7-5).

Tabelle 7-5: Eckdaten von Versuchsstaffel S-04

S-04	Dichtring: NU-B	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	800 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke:	285 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	178 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 13 km, 86 km, 150 km, 195 km, 231 km, 285 km		
Förderwert bestimmt bei:	-		

Leckage

Bereits ab 25 km Laufstrecke leckten einige Dichtringe. Zwischen 100 km und 225 km trat bei allen Dichtringen ähnlich viel Leckage auf (erkennbar an vergleichbarer Steigung im Leckagediagramm). Diese fiel sehr stark aus, sodass nach knapp 300 km Versuch zwischen 21,3 g und 43,9 g gemessen wurden. Ab ca. 225 km wurde bei allen Dichtungen die Leckage geringer, wie die geringere Steigung im Leckagediagramm zeigt.

Profilveränderung

Das Dichtringprofil veränderte sich im Laufe der Versuchsstaffel ähnlich den Veränderungen in Versuchsstaffel S-03. Beispielhaft zeigt Bild 7.8, dass bereits auf den ersten 14 km die Dichtlippe stark aufgeweitet wurde. Im weiteren Verlauf der Versuchsstaffel verändert sich der Bereich der Dichtlippe nur noch unwesentlich. Am Dichtungsrücken ist ab 86 km Laufstrecke Extrusion zu erkennen. Die Dichtlippenbreite nahm auf die Laufstrecke bezogen ähnlich ab wie bei NU-B-007 aus Staffel S-03, an der Dichtkante bildete sich insbesondere ab 232 km ein Radius.

Ergebnis

Bei 20 MPa permanenter Druckbeaufschlagung und 800 mm Hub leckten die Dichtringe bereits nach kurzer Einlaufzeit. Nach 225 km Laufstrecke nahm die

Leckage bei allen Dichtringen ab, einhergehend mit einem sich deutlicher ausprägenden Radius an der Dichtkante.

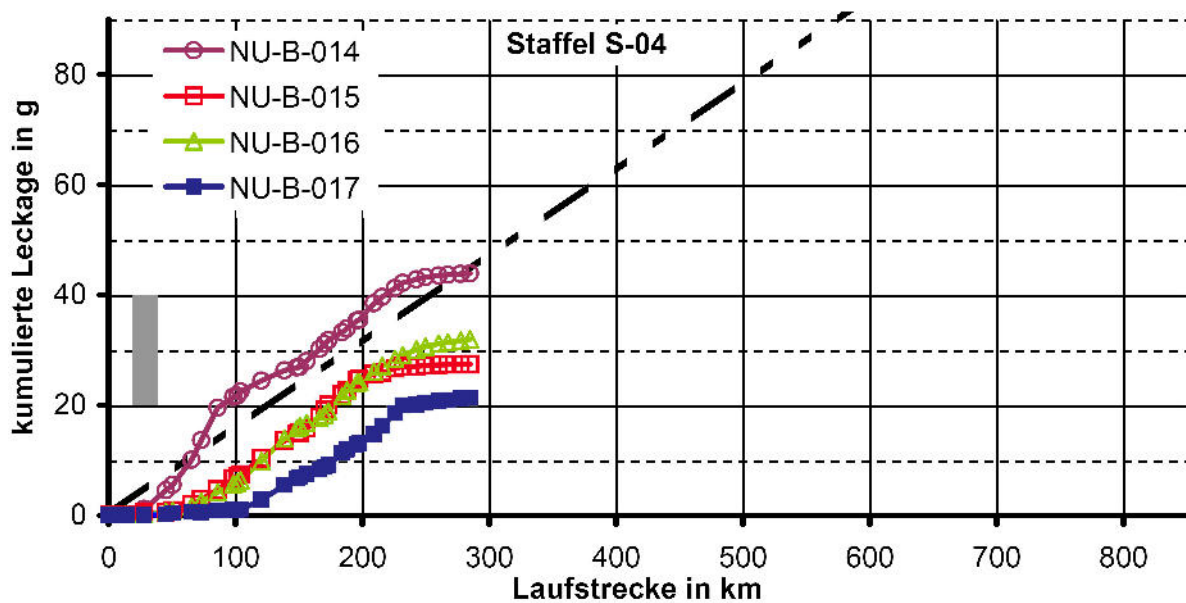


Bild 7.7: kumulierte Leckage, Staffel S-04

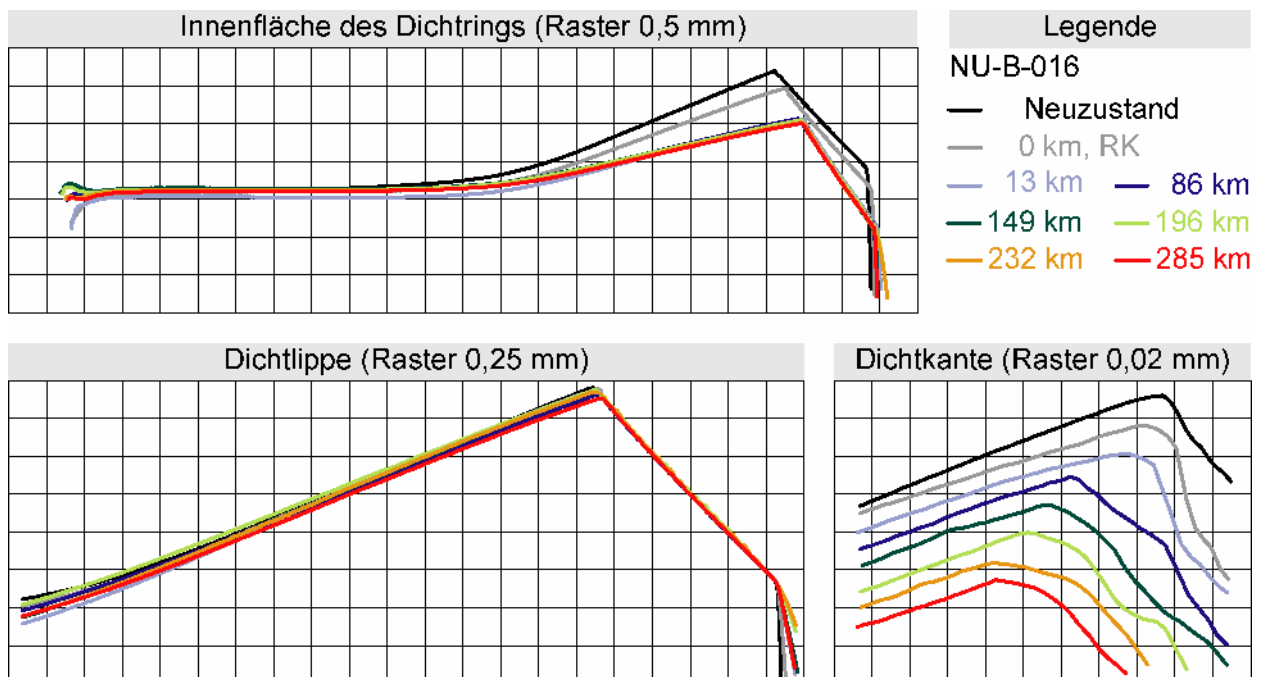


Bild 7.8: Profilveränderung des Dichtrings NU-B-016 aus S-04

7.4 Versuchsstaffel S-05

Geschwindigkeit, Druck und Prüftemperatur waren in Versuchsstaffel S-05 /69/ gleich wie in Versuchsstaffel S-04. Allerdings wurde die Hublänge auf 300 mm reduziert und eine wesentlich größere Laufstrecke erzielt. Zur besseren Be-

wertung der Dichtheit wurden Förderwertbestimmungen durchgeführt (Tabelle 7-6).

Tabelle 7-6: Eckdaten von Versuchsstaffel S-05

S-05	Dichtring: NU-B	Gegenlauffläche: Hartchrom
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge: 300 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke: 812 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl: 1354 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 4 km, 100 km, 199 km, 249 km, 300 km, 352 km, 402 km, 501 km, 602 km, 812 km	
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 100 km, 199 km, 300 km, 402 km, 602 km, 812 km	

Leckage

Bis 50 km trat keine Leckage auf. Zwischen 50 km und 300 km leckten alle Dichtungen in geringem Maße. Nach 300 km Laufstrecke bis zum Versuchsende trat äußerst geringe oder gar keine Leckage mehr auf. Die kumulierte Leckage betrug nach 812 km maximal 14 g (NU-B-032), minimal weniger als 1 g (NU-B-022 und NU-B-030, Bild 7.9).

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Die Überprüfung der Dichtheit wurde bei Versuchsstaffel S-05 zusätzlich zur Leckagemessung durch Förderwertbestimmungen ergänzt. Hierfür wurde punktuell der Versuchsaufbau abgeändert (siehe Kap. 4.6) und Förderwerte bestimmt. Bild 7.10 zeigt die daraus ermittelte Schmierfilmdickendifferenz. Diese war über die gesamte Versuchsdauer positiv, d.h. die Dichtung förderte mehr Hydraulikfluid von außen nach innen als umgekehrt. Mit neuen Dichtringen wurde eine Schmierfilmdickendifferenz zwischen 6 nm und 12 nm erreicht, nach 812 km waren es zwischen 28 nm und 55 nm. Tendenziell wurde die Schmierfilmdickendifferenz bei allen Dichtungen im Laufe der Versuchsstaffel größer.

Profilveränderung

Die Veränderungen am Dichtringprofil waren vergleichbar denen aus den Versuchsstaffeln S-03 und S-04, erkennbar an der Aufweitung der Dichtlippe und an Extrusion am Dichtungsrücken (Bild 7.11).

Die genaue Analyse der Veränderung an der Dichtkante zeigte, dass sich mit zunehmender Laufstrecke ein größerer Radius an der Dichtkante ausbildete.

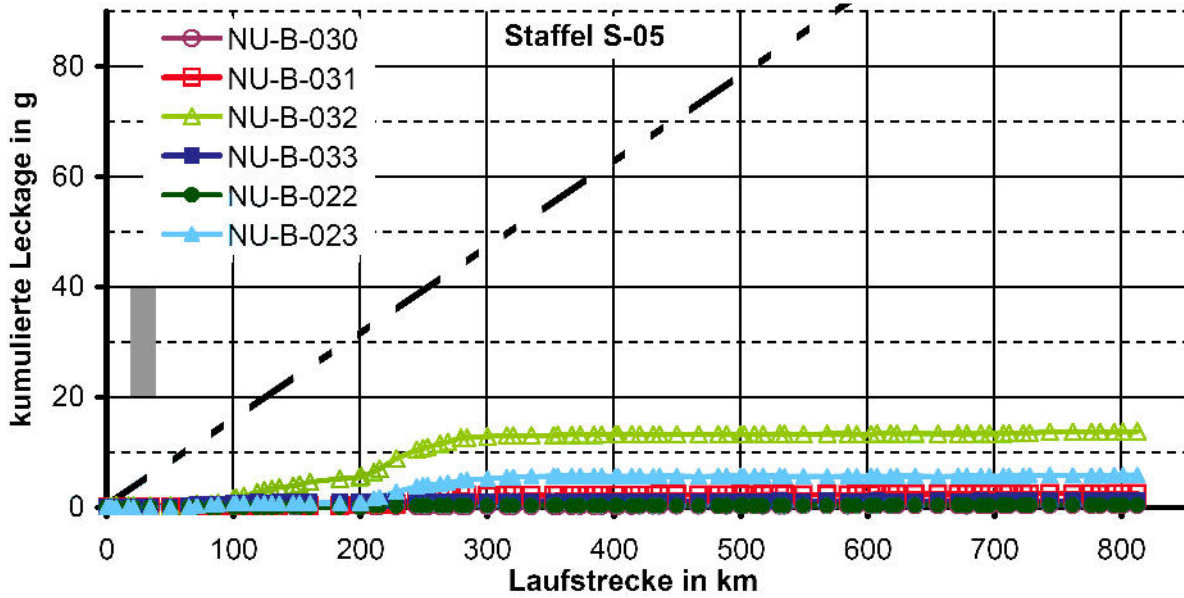


Bild 7.9: kumulierte Leckage, Staffel S-05

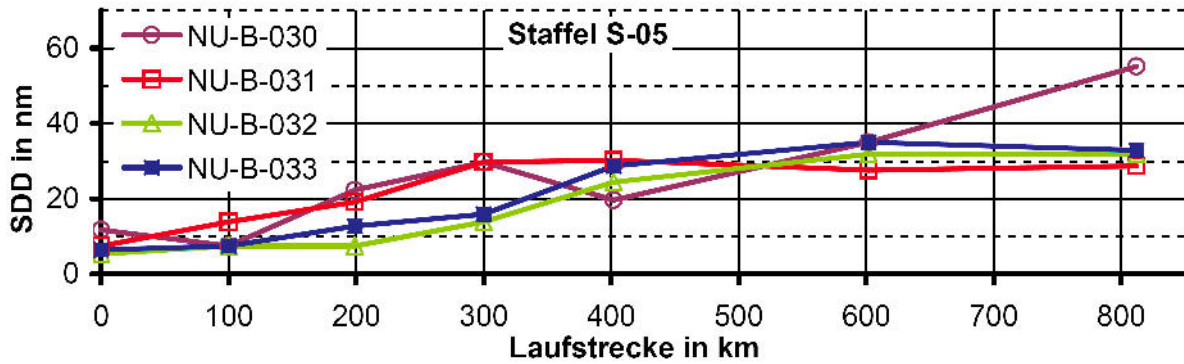


Bild 7.10: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-05

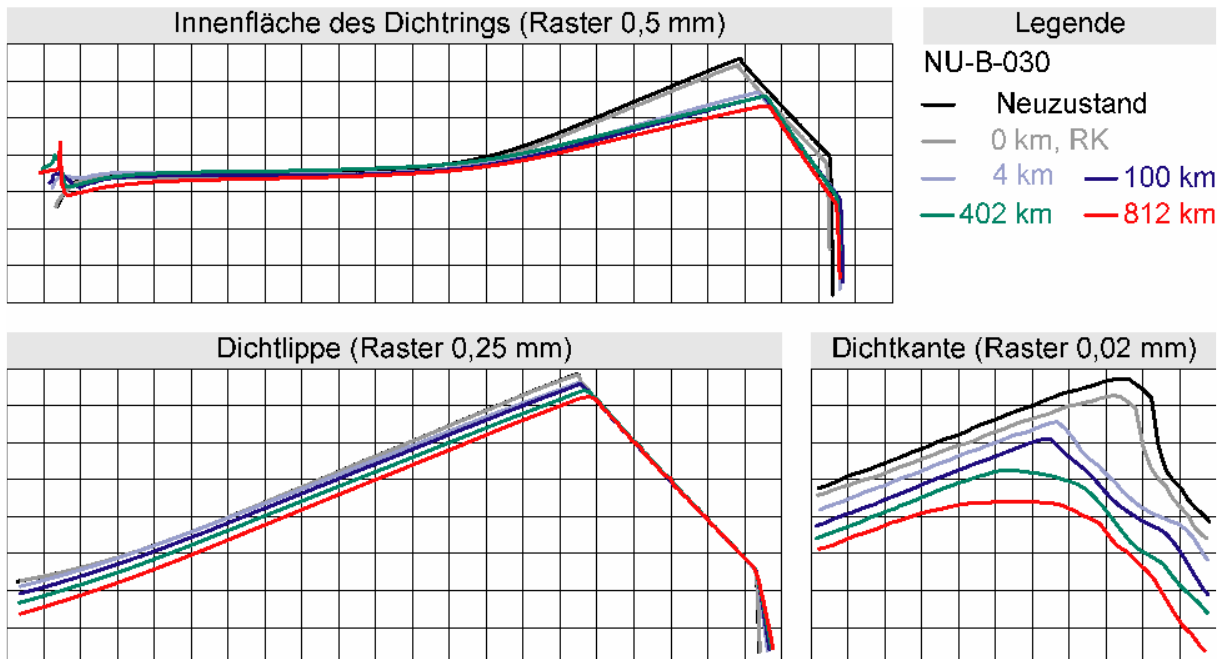


Bild 7.11: Profilveränderung, Staffel S-05, Dichtring NU-B-030

Schmierfilmdickenvergleich neuer Dichtringe vom Typ NU-B

Bild 7.12 zeigt die mit unterschiedlichen Verfahren ermittelten Schmierfilmdicken neuer Dichtringe. Die Werte aus den Ellipsometermessungen (EIM) sind, wie in Kap. 4.7 beschrieben, Mittelwerte aus Messungen über den Stangenumfang. Sie stammen vom Dichtring NU-B-101 (neuer Dichtring gleichen Typs wie die in S-05 eingesetzten Dichtringe), für die Werte der FEM Berechnung wurden das Modell NU-B R0,01 zu Grunde gelegt. Im Leckageversuch (LeV) trat keine Leckage auf, daher kann kein Wert für die Schmierfilmdickendifferenz angegeben werden. Der mit „FwB“ gekennzeichnete Wert wurde aus den Mittelwerten der Förderwertbestimmung zu Beginn der Versuchstaffeln S-05 und S-10 gebildet.

Das Diagramm mit den absoluten Schmierfilmdicken (SD) zeigt (Bild 7.12 links), dass bei ziehender Bewegung, besonders bei 0 MPa, aber auch bei 20 MPa die Werte der Ellipsometermessung größer als die die Werte aus der FE-Simulation sind. Für die stemmenden Bewegungen stimmen die Werte sehr gut überein.

Die Schmierfilmdickendifferenz (SDD, rechts im Bild 7.12) zeigen große Unterschiede zwischen den Verfahren. Die durch FE-Simulationen ermittelten Werte fallen deutlich geringer als die gemessenen Werte aus. Die Werte aus Ellipsometermessungen und Förderwertbestimmungen lagen etwa um den Faktor 2 auseinander, bei 0 MPa ergab die Förderwertbestimmung die höheren Werte, bei 20 MPa war es umgekehrt.

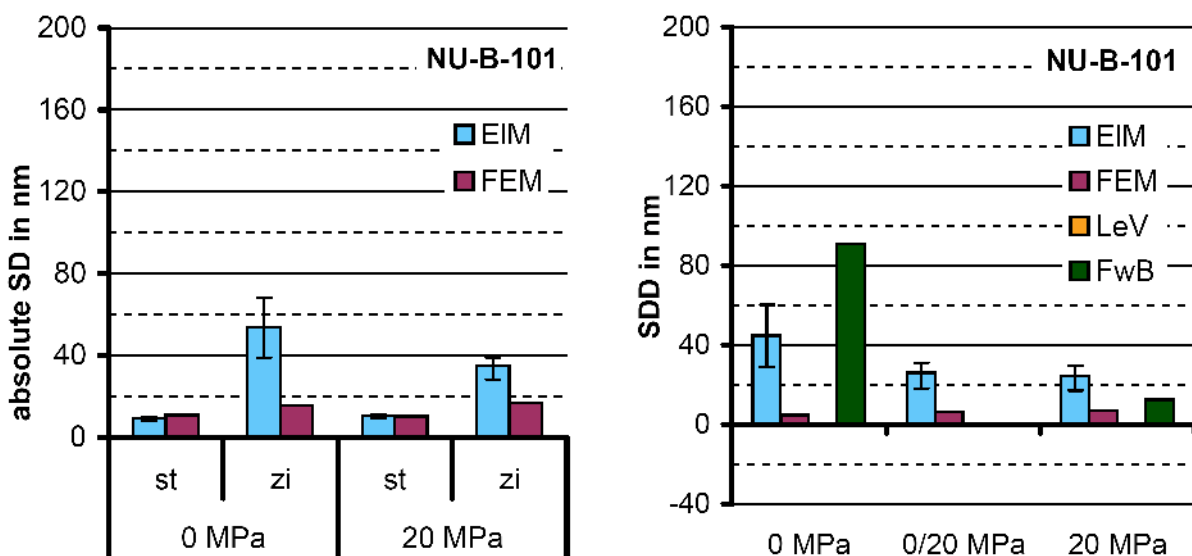


Bild 7.12: absolute Schmierfilmdicke und Schmierfilmdickendifferenz neuer Dichtringe

Schmierfilmdickenvergleich gebrauchter Dichtringe vom Typ NU-B

Die experimentell ermittelten Werte in Bild 7.13 stammen alle aus Versuchen mit dem Dichtring NU-B-030. Für die FEM-Berechnung wurde die Berechnung mit dem Modell NU-B R0,1 durchgeführt.

Beim Vergleich der absoluten Schmierfilmdickendifferenzen ergab sich bei 20 MPa stemmend eine sehr gute, bei 0 MPa ziehend eine gute Übereinstimmung zwischen den Ellipsometermessungen und der FE-Simulation. Bei 0 MPa dagegen wichen die Werte stark voneinander ab. Dabei war bei ziehender Bewegungsrichtung der Ellipsometerwert größer als der Wert der FE-Berechnung, bei stemmender Bewegung war er kleiner.

Die ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen unterschieden sich ebenfalls (Bild 7.13 rechts). Bei der Leckagemessung trat keine Leckage auf. Die mittels FE-Simulation ermittelten Werte ergaben wiederum die geringsten Schmierfilmdickendifferenzen. Bei den Veränderungen zwischen neuen und gelaufenen Dichtringen ergaben sich bei den unterschiedlichen Bewertungsverfahren gleiche Tendenzen. Außer bei der Förderwertbestimmung bei 0 MPa wurden bei allen Bewertungsverfahren beim gelaufenen Dichtring größere Schmierfilmdickendifferenzen ermittelt als beim neuen Dichtring. Der gelaufene Ring lief zwar auf dickeren Filmen als der neue Dichtring, die größere Schmierfilmdickendifferenz zeigt jedoch, dass er besser in der Lage war, Ölfilme wieder zurück in den Druckraum zu lassen – also besser dicht war.

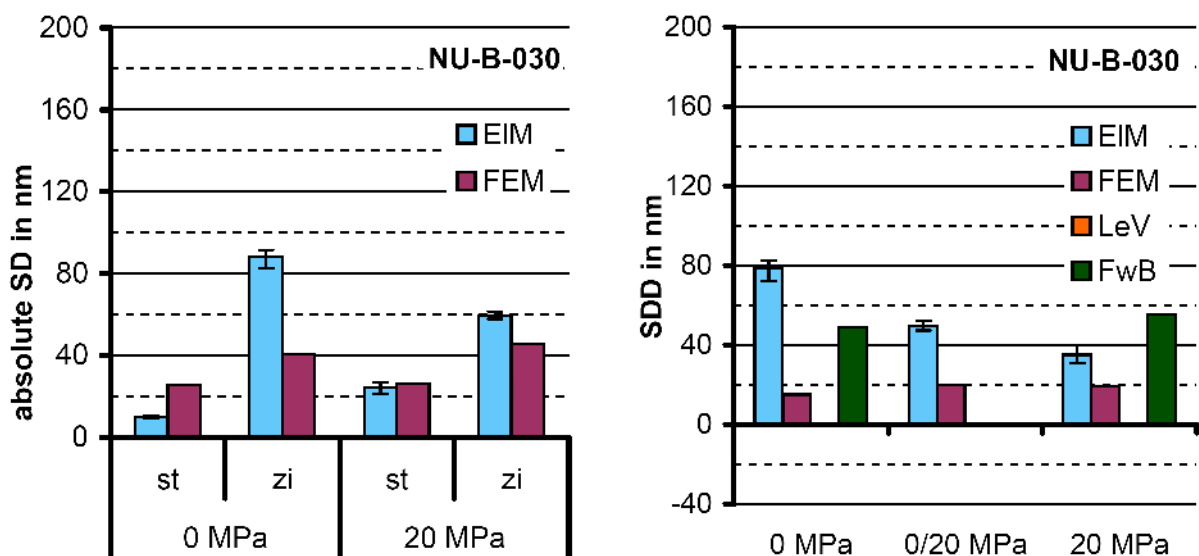


Bild 7.13: absolute Schmierfilmdicke und Schmierfilmdickendifferenz gelaufener Dichtringe

FE-Simulation

Bei den in Kap. 5 beschriebenen FE-Untersuchungen wurde das Profil eines NU-B Dichtrings mit unterschiedlichen Radien an der Dichtkante modelliert. Dabei zeigte sich, dass mit größerem Radius an der Dichtkante dickere Schmierfilme aus- und wieder eingeschleppt wurden. Die Versuche in Staffel S-05 zeigten das gleiche Bild.

Ergebnis

Auch in Versuchsstaffel S-05 leckten die Dichtungen hauptsächlich bis 300 km Laufstrecke. Bis zum Versuchsende nach über 800 km trat nahezu keine Leckage mehr auf. Aus den Förderwertbestimmungen wurden im Laufe der Versuchsstaffel zunehmende Schmierfilmdickendifferenzen ermittelt. Dies deckt sich insofern mit den Leckagewerten, dass diese im Laufe des Versuchs abgenommen haben. Allerdings zeigten sich zwischen 50 km und 300 km Laufstrecke Unterschiede. Es trat Leckage auf. Dagegen zeigten die in diesem Zeitraum aus der Förderwertbestimmung ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen positive Werte und damit eine funktionierende Dichtung.

7.5 Versuchsstaffel S-06

Der Einfluss eines Radius' an der Dichtkante, der sich in Staffel S-04 und S-05 zeigte, wurde in mehreren Versuchsstaffeln näher untersucht. In Versuchsstaffel S-06 wurden Versuche mit Dichtringen vom Typ NU-BM durchgeführt /59/. In mehreren Schritten wurde mit feinstem Sandpapier ein Radius von ca. 0,1 mm an der Dichtkante von Dichtringen des Typs NU-B geschliffen.

Tabelle 7-7: Eckdaten von Versuchsstaffel S-06

S-06	Dichtring: NU-BM	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke:	229 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	382 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 229 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 229 km		

Leckage

Alle untersuchten Dichtungen waren bis ca. 50 km Laufstrecke dicht. Zwischen 50 km und 150 km begannen alle Dichtungen zu lecken und behielten dieses Verhalten bis zum Ende der Versuchsstaffel bei 229 km bei (Bild 7.14).

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Das im Leckageversuch ermittelte Verhalten spiegelte sich auch in den aus den Förderwertbestimmungen ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen wieder. Wie Bild 7.15 zeigt, wurde zu Beginn der Versuchsstaffel bis auf einen Ausreißer eine positive Schmierfilmdickendifferenz von ca. 10 nm ermittelt. Bei Ende der Versuchsstaffel lagen die Werte bei 2 nm bzw. zwischen - 4 nm und - 15 nm, was Leckage bedeutet.

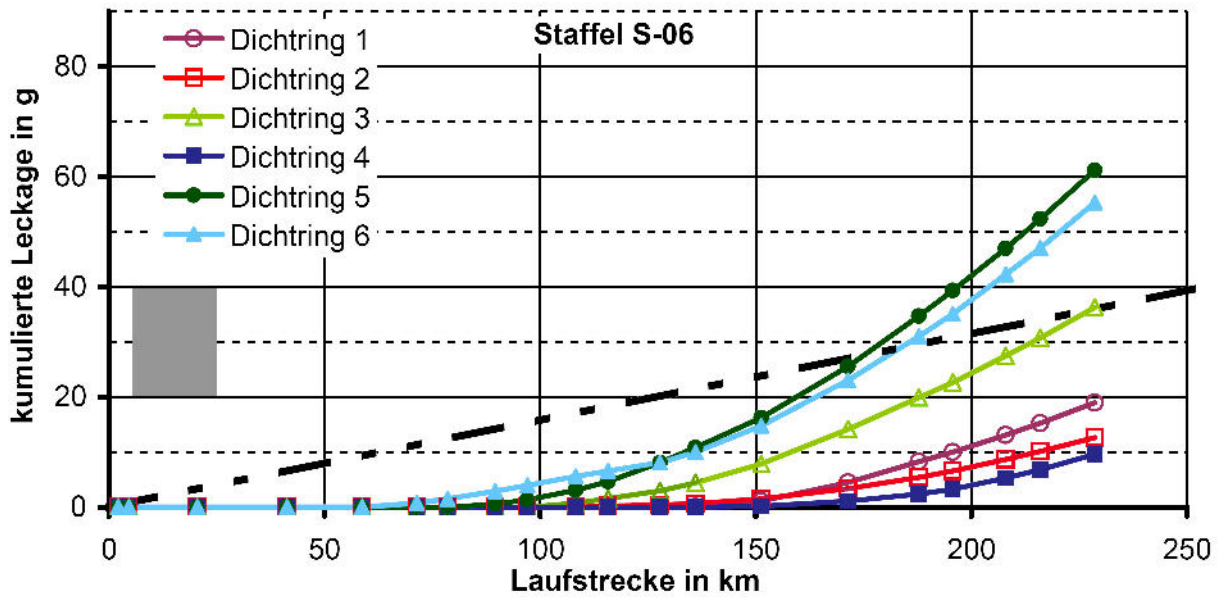


Bild 7.14: kumulierte Leckage, Staffel S-06

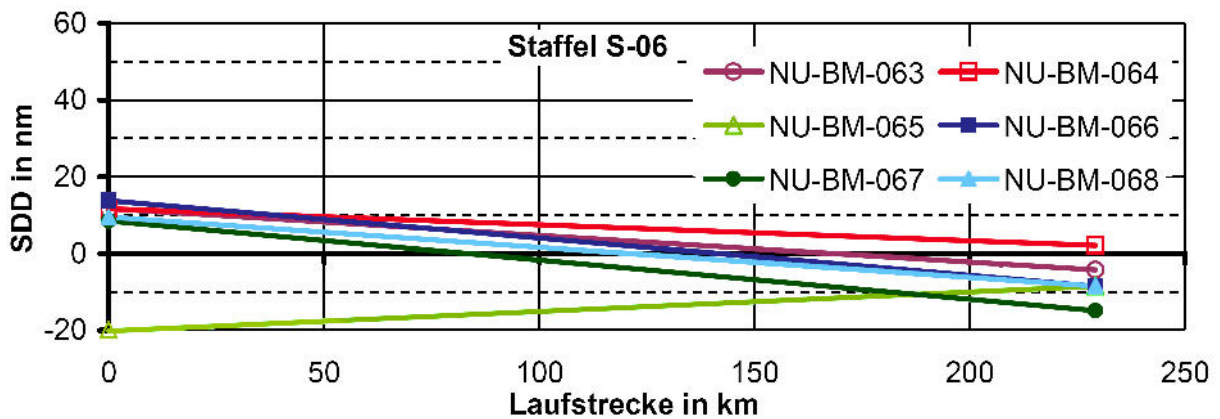


Bild 7.15: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-06

Profilveränderung

An der Dichtlippe weiteten sich die Dichtringe, allerdings deutlich weniger stark als bei den oben beschriebenen Versuchsstaffeln (Bild 7.16). An der Dichtkante waren bei Versuchsbeginn noch einige Riefen in Umfangsrichtung vorhanden, die aus der Bearbeitung der Dichtkante mit feinstem Schleifpapier resultierten. Nach 229 km Laufstrecke waren diese Riefen eingebnet.

Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken

Für den Dichtring NU-BM-066 zeigt Bild 7.17 die ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen sowie absoluten Schmierfilmdicken. Die Werte der FEM Berechnungen stammen vom Modell R0,1. Leckagemessung wurde nur bei 20 MPa durchgeführt, Förderwertbestimmung bei 0 MPa und bei 20 MPa.

Die Werte der absoluten Schmierfilmdicken sind bei 0 MPa stark unterschiedlich. Stemmend war der mittels Ellipsometermessung ermittelte Wert deutlich geringer als der Wert der FEM Berechnung. Ziehend lagen die Verhältnisse genau andersherum. Bei 20 MPa zeigte sich dagegen eine gute Übereinstimmung zwischen Ellipsometermessung und FEM Berechnung.

Bei der ermittelten Schmierfilmdickendifferenz lag der Wert aus der FEM Berechnung bei 0 MPa sehr niedrig. Die Werte aus den Ellipsometermessungen und aus der Förderwertbestimmung liegen ca. um den Faktor 2 auseinander. Bei Differentialbetrieb (0/20 MPa) waren die aus Ellipsometermessungen ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen etwa doppelt so groß wie die aus den FEM Berechnungen. Bei konstantem Druck von 20 MPa lagen die Werte der Ellipsometermessung und der FEM Berechnung im positiven Bereich. Dagegen zeigten der Leckageversuch und die Förderwertbestimmung Leckage.

Ergebnis

Sowohl der Leckageversuch als auch die Förderwertbestimmungen zeigten zu Beginn der Versuchsstaffel Dichtheit und bei Ende der Versuchsstaffel Leckage. Dies scheint mit Veränderungen an der Dichtringkante zusammenzuhängen. Diese zeigte zu Beginn der Versuchsstaffel in Umfangsrichtung Riefen. Bei Ende der Versuchsstaffel waren diese Riefen größtenteils eingeebnet. Die nach Ende der Versuchsstaffel durchgeführten Ellipsometermessungen sowie die FEM Berechnungen zeigten im Gegensatz dazu eine positive Schmierfilmdickendifferenz, also Dichtheit.

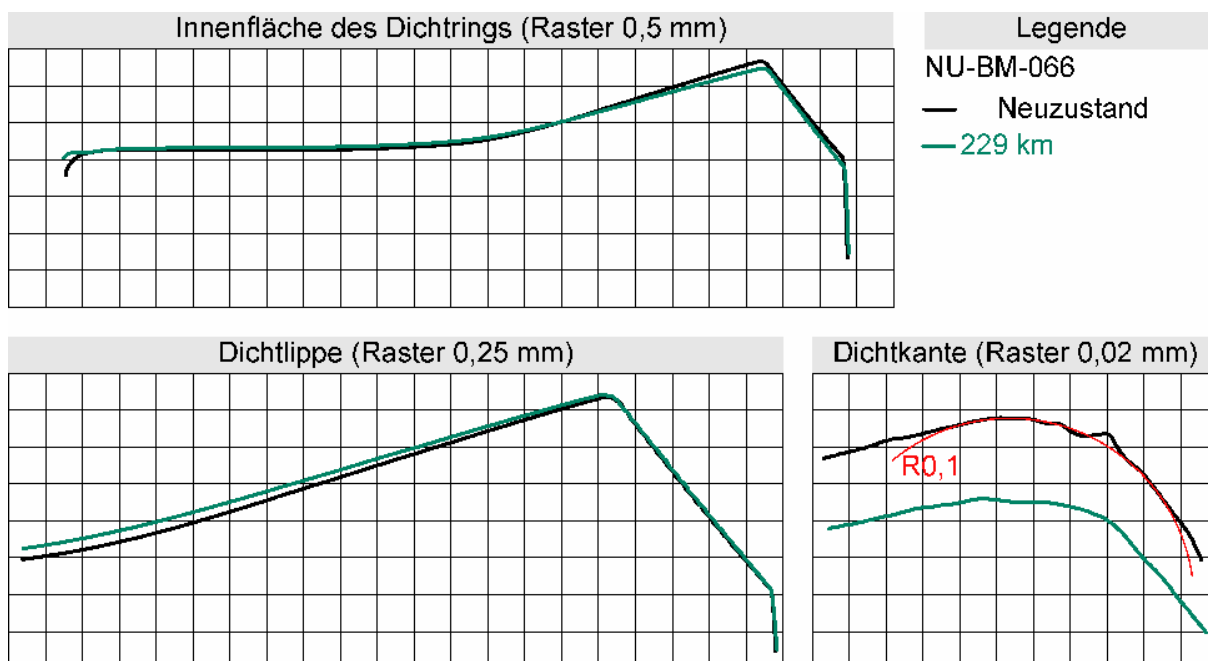


Bild 7.16: Profilveränderung, Staffel S-07, Dichtring NU-BM-066

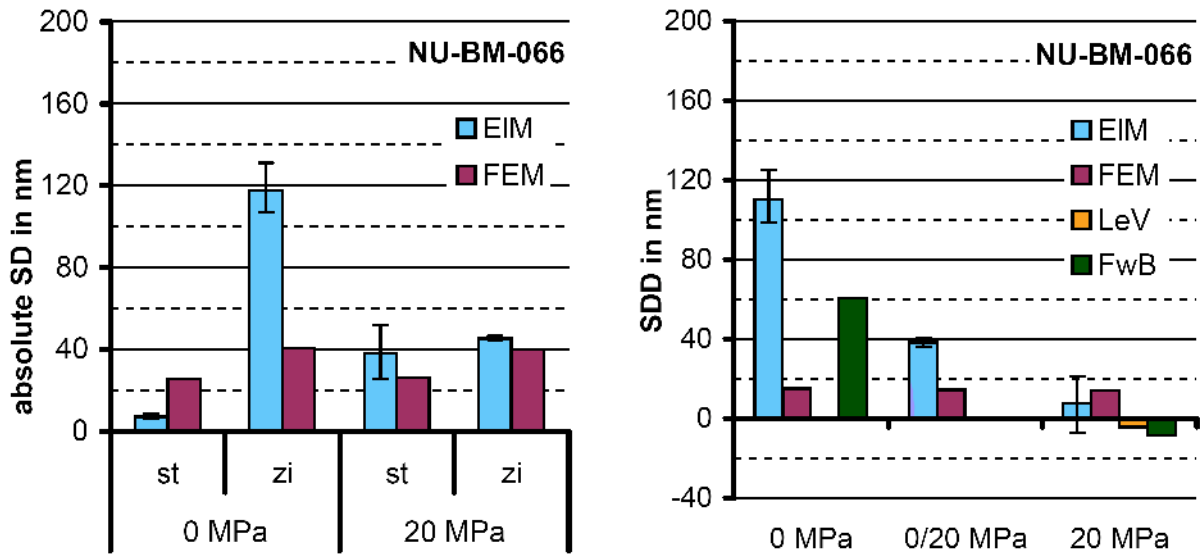


Bild 7.17: Schmierfilmdickendifferenz und absolute Schmierfilmdicke von an der Dichtkante mechanisch bearbeiteten Dichtringen

7.6 Versuchsstaffel S-07

In Versuchsstaffel S-07 wurden thermisch modifizierten Dichtkanten untersucht /59/. Die zugehörigen Randbedingungen sind in Tabelle 7-8 aufgeführt.

Tabelle 7-8: Eckdaten von Versuchsstaffel S-07

S-07	Dichtring: NU-BT	Gegenauflfläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke:	230 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	383 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 230 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 230 km		

Leckage

Von Beginn der Versuchsstaffel an leckten alle Dichtungen stark bis sehr stark. Bis auf eine Dichtung, die ab ca. 125 km Laufstrecke stärker leckte als davor, war die Leckrate bei den übrigen Dichtungen über die Versuchsstaffel nahezu konstant (Bild 7.18).

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Ähnliche Ergebnisse zeigte die Förderwertbestimmung (Bild 7.19). Die bei Beginn der Versuchsstaffel Schmierfilmdickendifferenzen zwischen -3 nm und -24 nm und bei Ende der Versuchsstaffel zwischen -5 nm und -33 nm ergab.

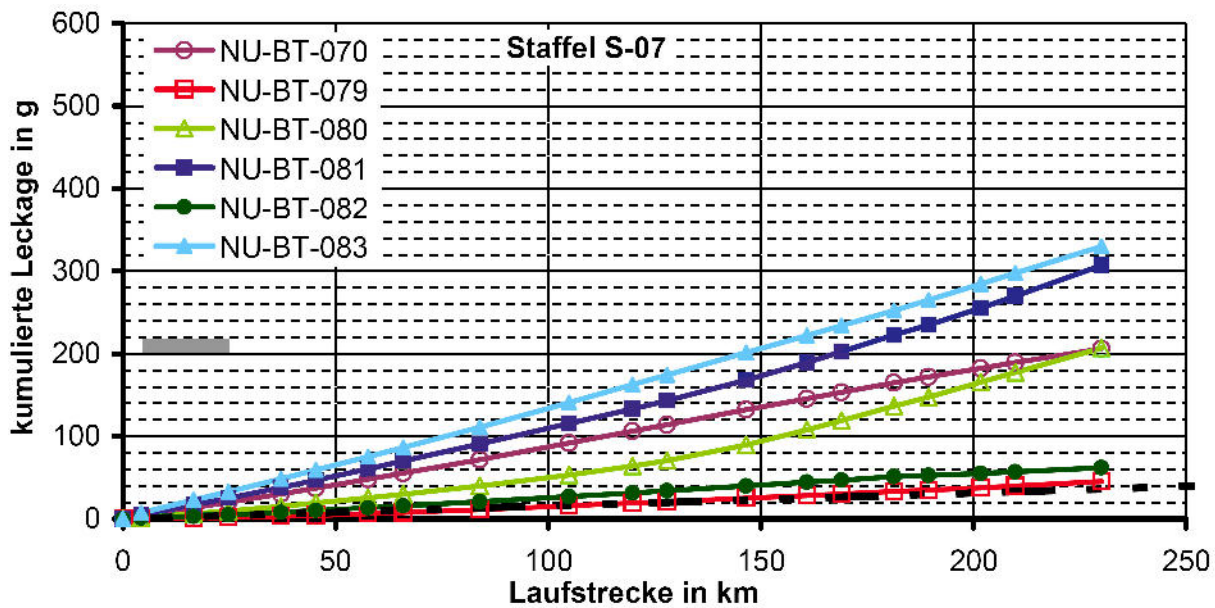


Bild 7.18: kumulierte Leckage, Staffel S-07

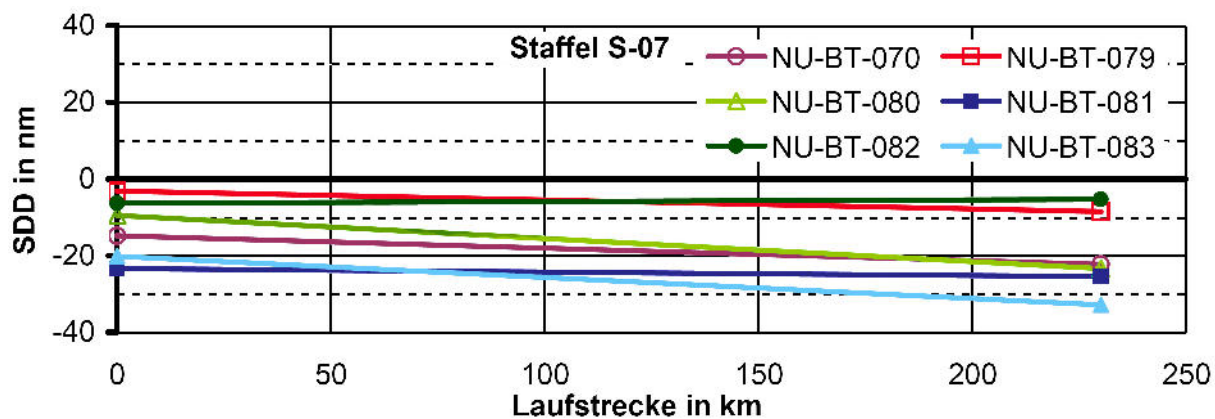


Bild 7.19: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-07

Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken

Für die thermisch gerundeten Dichtringe sind in Bild 7.20 beispielhaft Werte des Dichtrings NU-BT-082 dargestellt. Die Werte aus der FEM Berechnung basieren auf dem Modell R0,1.

Bei den absoluten Schmierfilmdicken ergab sich bei 0 MPa stehend und bei 20 MPa ziehend eine sehr gute, bei 20 MPa eine etwas eingeschränkte Übereinstimmung. Dagegen weichen die Werte bei 0 MPa ziehen stark voneinander ab. Dies spiegelt sich auch bei den ermittelten Schmierfilmdickendifferenzen wider. Bei 0 MPa liegt der Wert aus der FEM Berechnung viel niedriger als die Werte aus Ellipsometermessung oder Förderwertbestimmung. Bei 20 MPa zeigten Leckageversuch und Förderwertbestimmung negative Schmierfilmdickendifferenzen, die Werte aus der Ellipsometermessung schwankten relativ stark um Null. Die FEM Berechnung ergab eine positive Schmierfilmdickendifferenz.

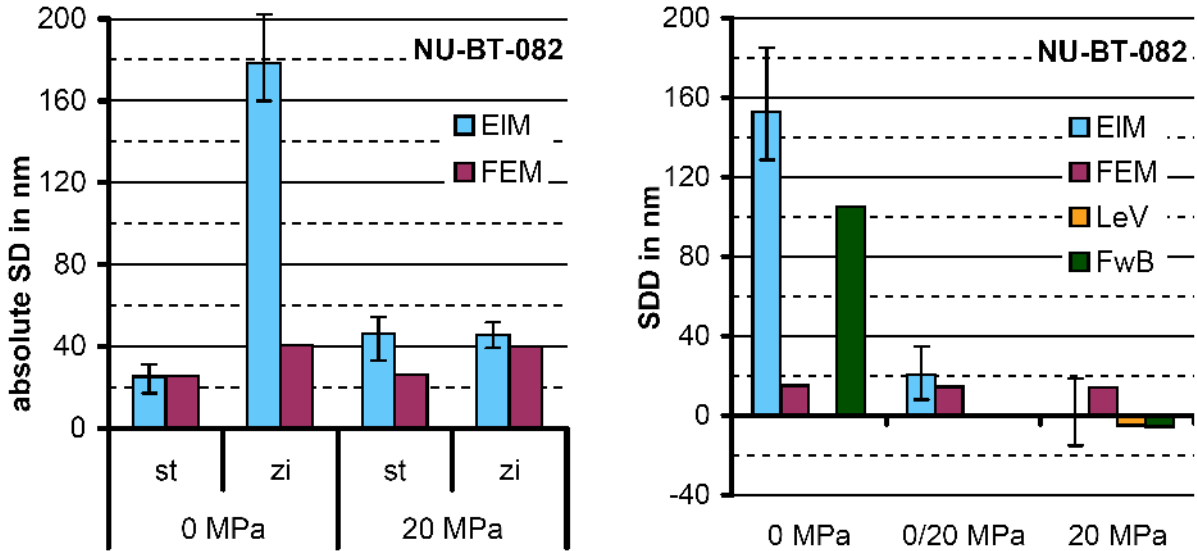


Bild 7.20: absolute Schmierfilmdicke und Schmierfilmdickendifferenz von an der Dichtkante thermisch bearbeiteten Dichtringen

Profilveränderung

Die an den Dichtringen ermittelten Profilveränderungen zeigten an der Dichtlippe die übliche Aufweitung. An der Dichtkante ergab sich durch das thermische Bearbeiten ein kleiner „Aufwurf“ zur Luftseite hin, der sich bei Ende der Versuchsstaffel eingebnet hatte.

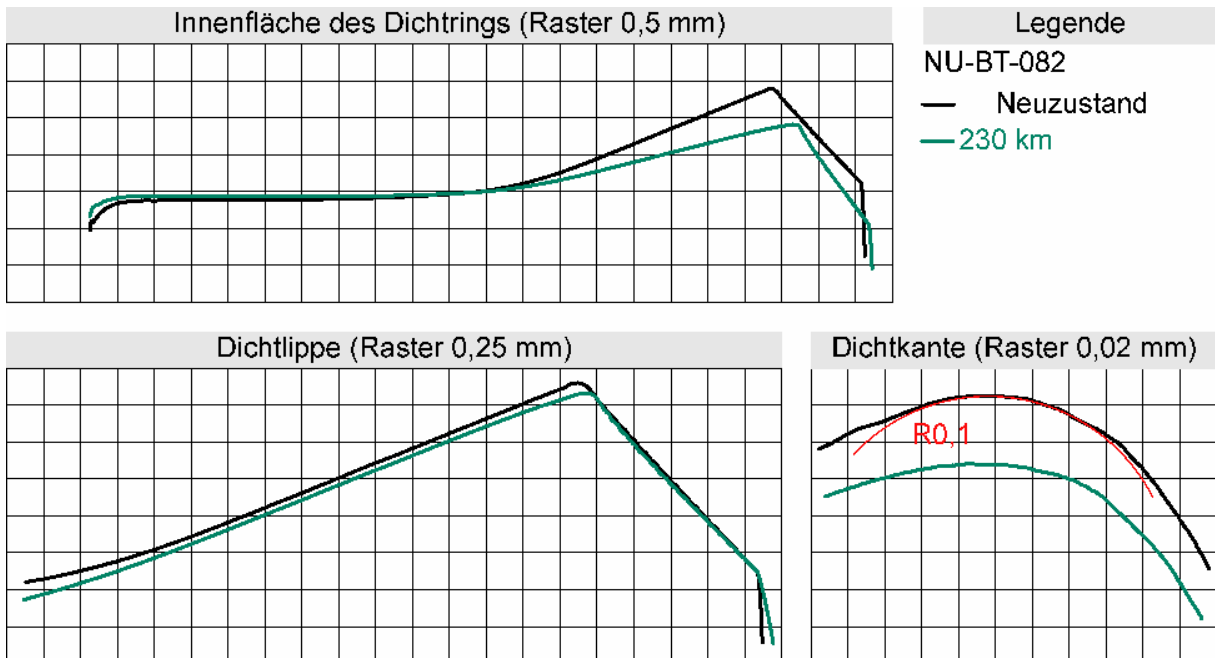


Bild 7.21: Profilveränderung, Staffel S-07, Dichtring NU-B-082

Ergebnis

Alle Dichtungen leckten während der ganzen Versuchsstaffel mit größtenteils gleich bleibender Leckagerate. Leckageversuch und Förderwertbestimmung

zeigten Übereinstimmung, die Dichtungen mit großer Leckagerate beim Leckageversuch ergaben bei der Förderwertbestimmung ebenfalls stark negative Schmierfilmdickendifferenzen. Bei einem Teil der Ellipsometermessungen konnte ebenfalls Leckage festgestellt werden. Dagegen ergaben die FEM Berechnungen positive Schmierfilmdickendifferenzen.

7.7 Versuchsstaffel S-08

In Versuchsstaffel S-08 wurden gedrehte Dichtringe untersucht. Merkmal dieser Dichtringe sollte ein Radius von 0,1 mm an der Dichtkante sein, was in der Praxis allerdings nicht herstellbar war, die Dichtkante war nahezu scharfkantig (Bild 7.24). Da die Dichtkante nicht den angestrebten Radius aufwies, wurde keine umfangreiche Versuchsstaffel durchgeführt (Tabelle 7-9).

Tabelle 7-9: Eckdaten von Versuchsstaffel S-08

S-08	Dichtring: NU-E	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke:	89 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	148 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 89 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km		

Leckage und Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Die Dichtungen leckten von Beginn an, die Leckrate blieb über die Versuchsstaffel pro Dichtung konstant. Die Leckrate lag unter denen aus Staffel S-06 und S-07 mit Dichtringen mit mechanisch bzw. thermisch gerundeten Dichtkanten (Bild 7.22). Die zu Beginn der Versuchsstaffel durchgeführte Förderwertbestimmung zeigte Schmierfilmdickendifferenzen mit Werten um -5 nm (Bild 7.23).

Profilveränderung

In Bild 7.24 sind die Profile von NU-E-004 dargestellt. Während der kurzen Versuchsstaffel traten nahezu keine Veränderungen auf. An der Dichtkante war kein Radius zu erkennen.

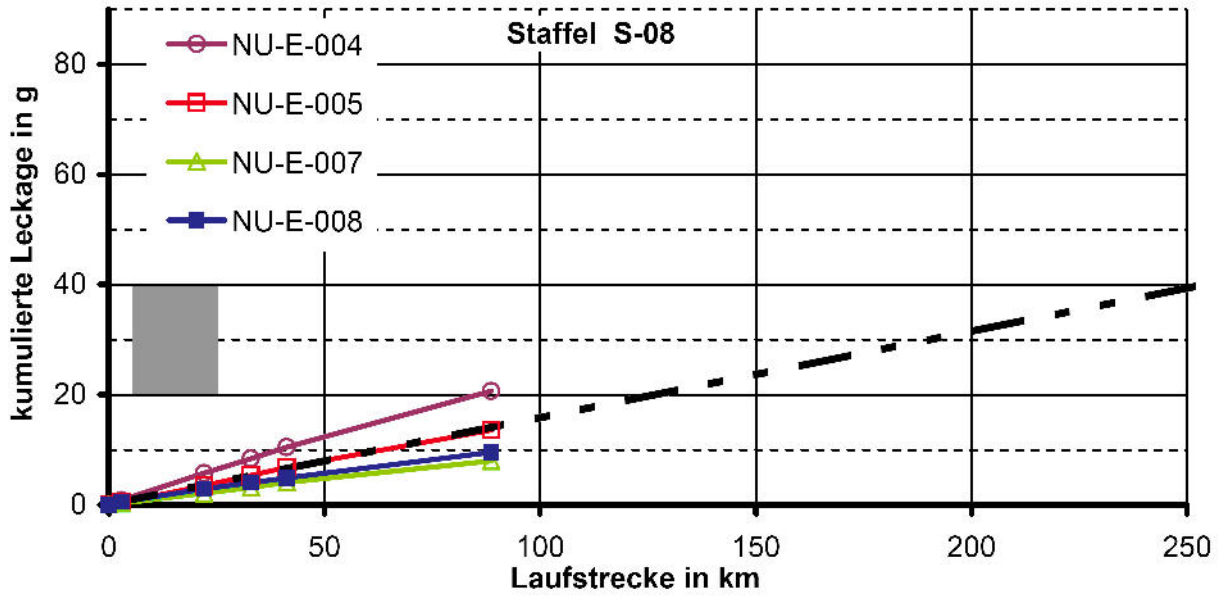


Bild 7.22: kumulierte Leckage, Staffel S-08

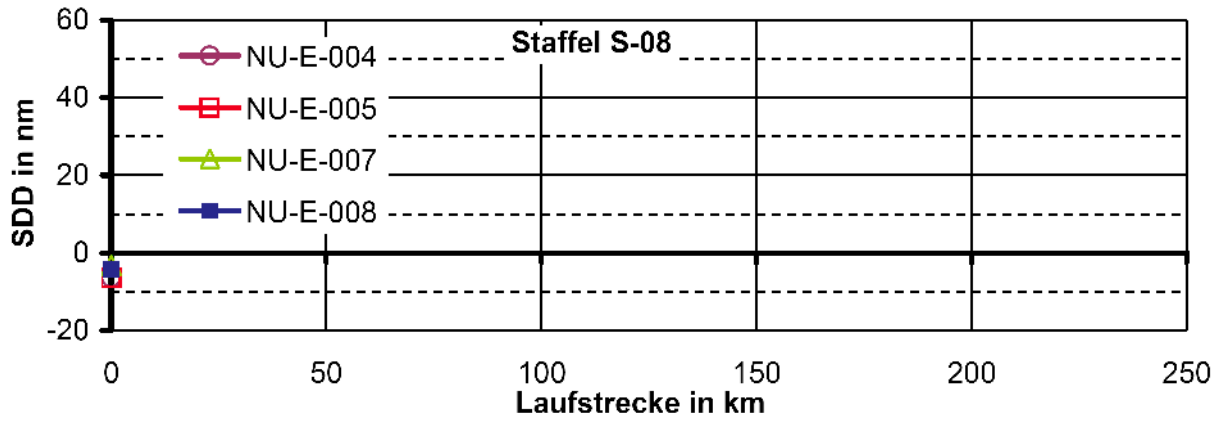


Bild 7.23: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-08

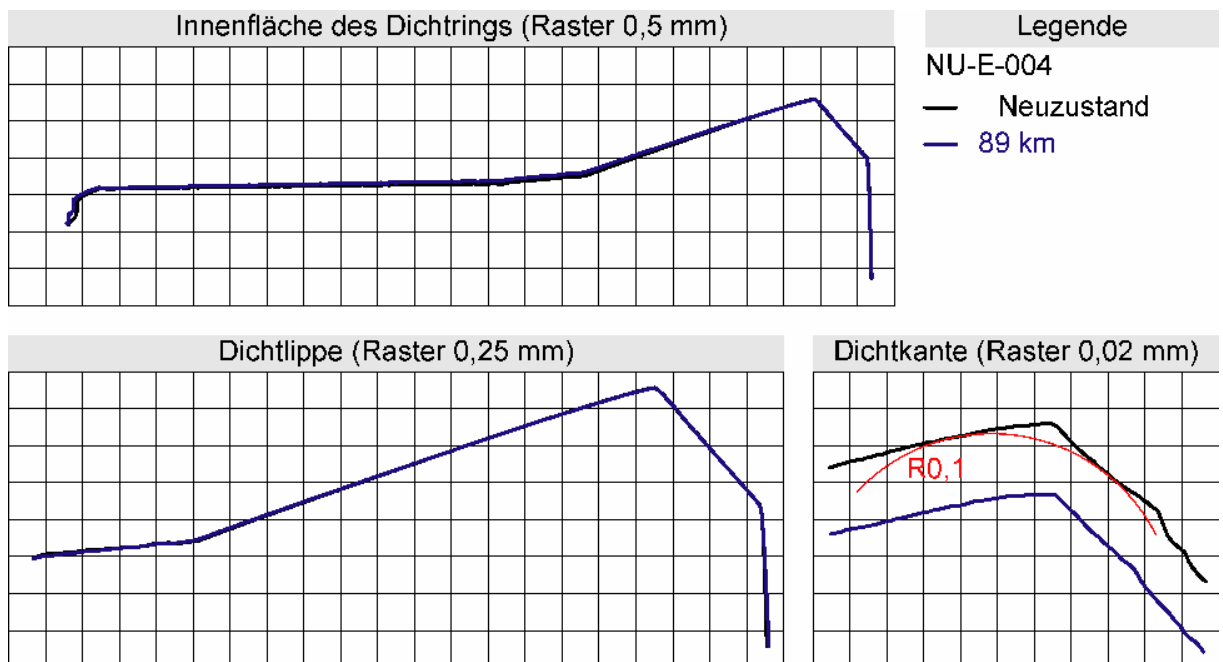


Bild 7.24: Profilveränderung, Staffel S-08 Dichtring NU-E-004

Bild 7.25 zeigt die Profile des Dichtrings NU-E-007. Hier weitete die Dichtlippe sich geringfügig. NU-E-007 wies von den Dichtringen NU-E den größten Radius an der Dichtkante auf, der allerdings deutlich kleiner als die angestrebten 0,1 mm war.

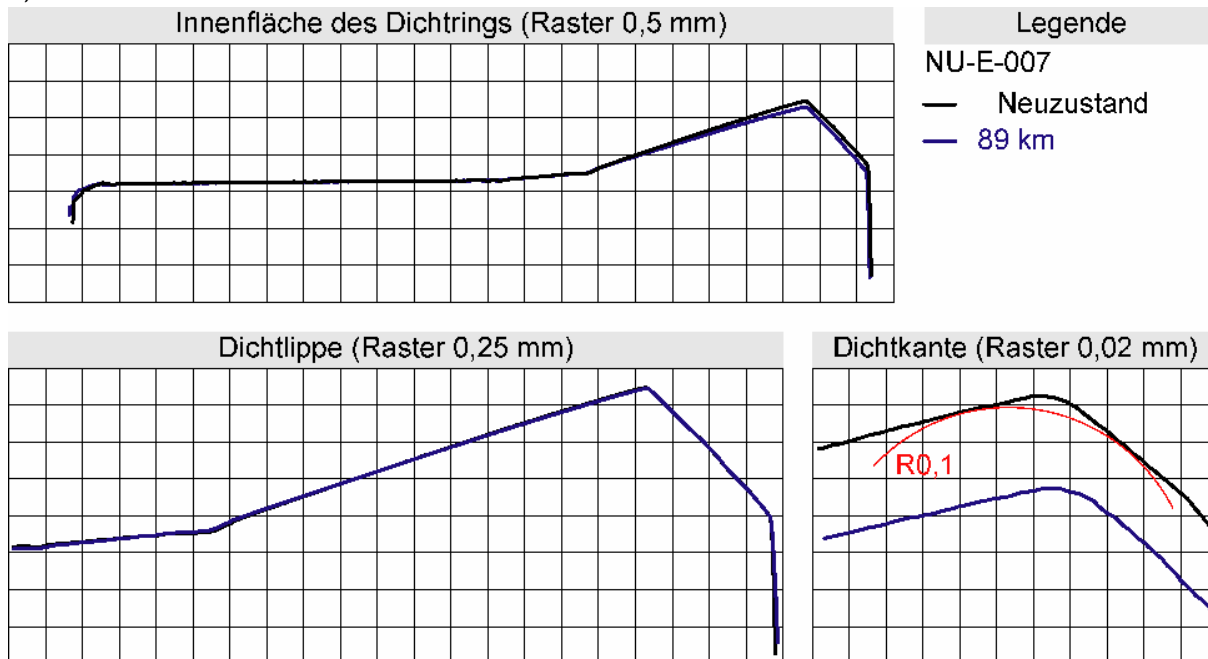


Bild 7.25: Dichtkante, Staffel S-08 Dichtring NU-E-007

Ergebnis

Die Dichtungen leckten von Beginn der Versuchsstaffel an, dabei war die Leckage an der Dichtung mit kantiger Dichtkante (NU-E-004) größer als bei der Dichtung mit gerundeter Dichtkante (NU-E-007). Die Fertigung des Radius an der Dichtkante bei den gedrehten Dichtringen wies Streuungen auf, der angestrebte Radius an der Dichtkante von 0,1 mm fiel deutlich kleiner aus bzw. war nicht vorhanden.

7.8 Versuchsstaffel S-09

Die oben dargestellten Ergebnisse zeigten, dass ein Radius an der Dichtkante allein nicht für eine gute Dichtwirkung entscheidend ist. Neben der Radiusbildung an der Dichtkante veränderte sich zudem die Dichtfläche der Dichtringe, es bildeten sich Riefen in Bewegungsrichtung der Hydraulikstange. Um den Einfluss dieser Riefen auf die Dichtwirkung zu untersuchen, wurden in Versuchsstaffel S-10 Dichtringe aus Versuchsstaffel S-06 an der Dichtkante abgestochen. Somit blieben die Riefen auf der Dichtfläche erhalten und die Dichtkante war wieder scharfkantig wie im Neuzustand (Dichtringe NU-BR-xxx). Als Referenz wurden in einer Prüfkammer zwei neue, unveränderte Dichtringe getestet, die ebenfalls eine scharfkantig Dichtkante aber keine Riefen auf der Dichtfläche aufwiesen (NU-B-RFx).

Tabelle 7-10: Eckdaten von Versuchsstaffel S-09

S-09	Dichtring: NU-BR	Gegenlauffläche: Hartchrom
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge: 300 mm
Prüfdruck:	20 MPa	Gesamtstrecke: 341 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl: 569 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 114 km, 208 km, 341 km	
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 208 km, 341 km	

Leckage

Bis 100 km Laufstrecke leckten die Dichtungen nur äußerst wenig. Danach trat zum Teil erhebliche Leckage auf, sowohl bei den abgestochenen Dichtringen, als auch bei den Referenzdichtungen.

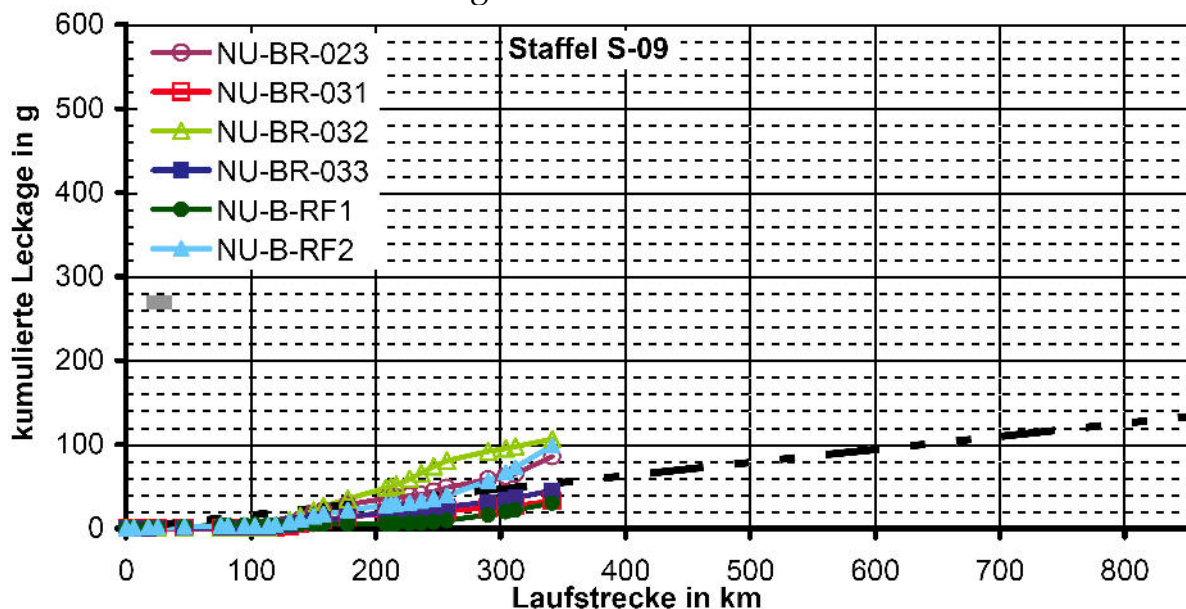


Bild 7.26: kumulierte Leckage, Staffel S-09

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Auch die Schmierfilmdickendifferenzen aus den Förderwertbestimmungen spiegeln dieses Verhalten wieder (Bild 7.27). Zu Beginn der Versuchsstaffel wurden positive Schmierfilmdickendifferenzen bis 38 nm ermittelt, bei 208 km lagen die Werte zwischen 6 nm und -8 nm und bei Ende der Versuchsstaffel lagen bis auf einen alle Werte bei negativen Schmierfilmdickendifferenzen bis -10 nm.

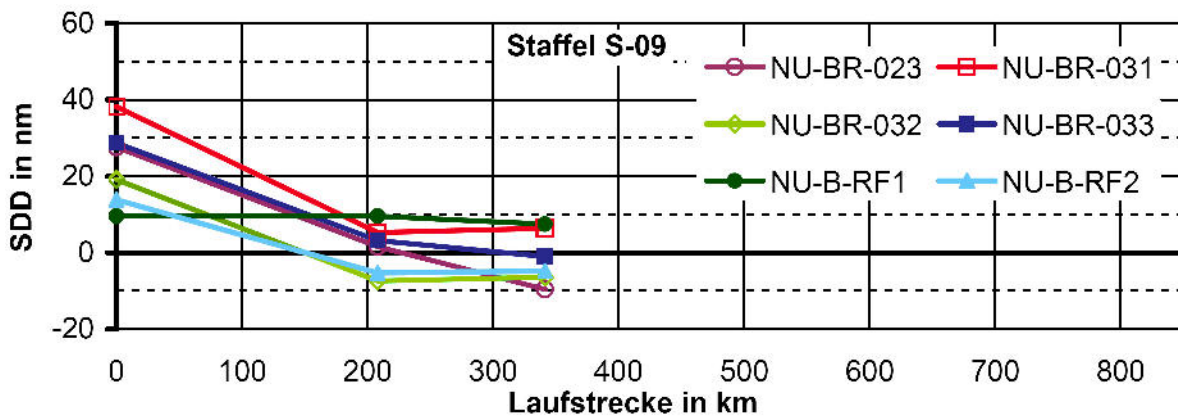


Bild 7.27: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-09

Profilveränderung

Die nach dem Abstechen wieder scharfkantige Dichtkante bildete im Laufe der Versuchsstaffel wieder einen Radius aus. Demgegenüber zeigte der Referenzdichtring NU-B-RF1 kaum eine Radiusbildung (Bild 7.28 und Bild 7.29).

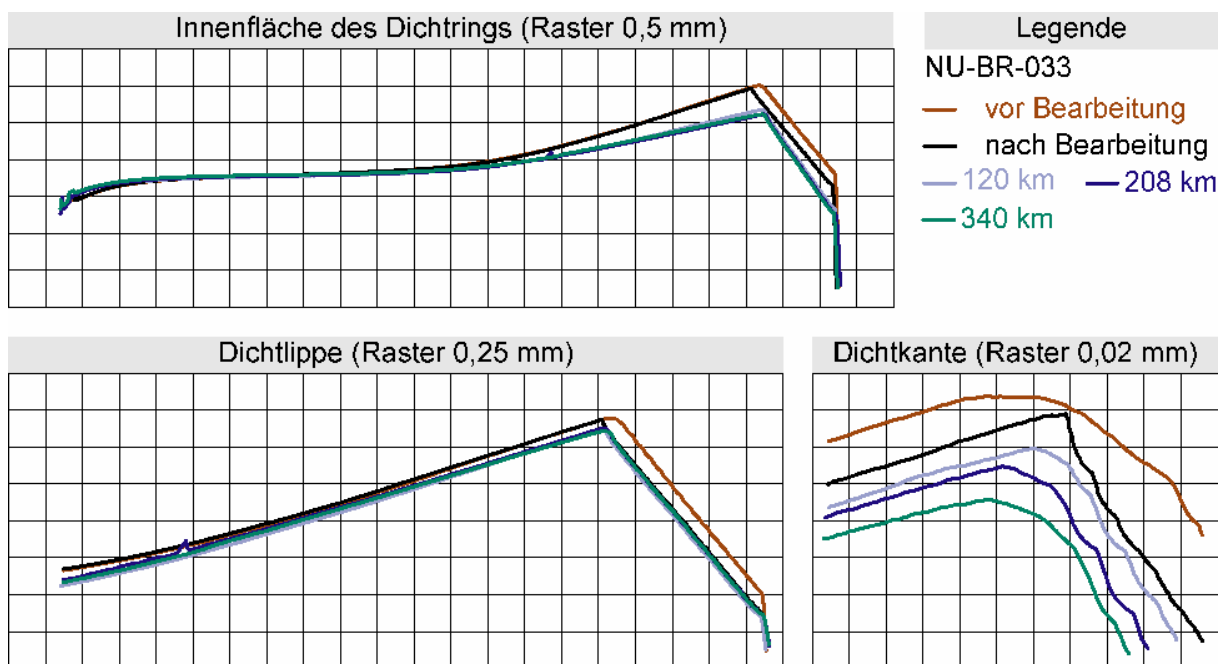


Bild 7.28: Profilveränderung, Staffel S-10, Dichtring NU-BR-033

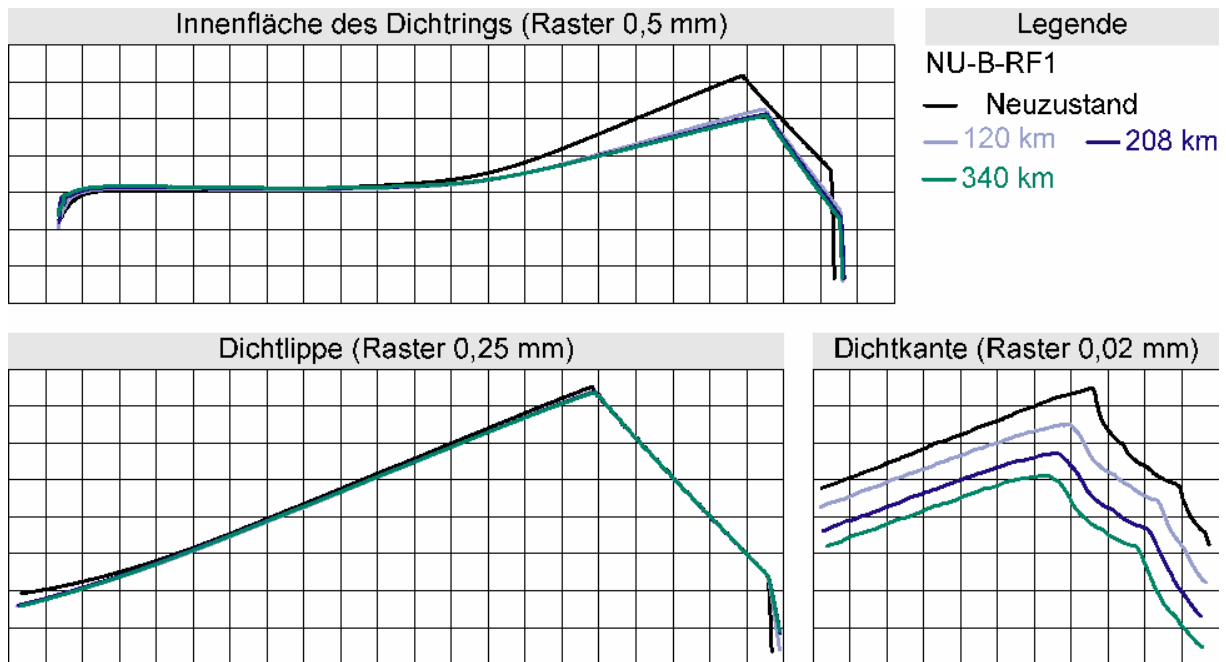


Bild 7.29: Profilveränderung, Staffel S-10, Dichtring NU-B-RF1

Ergebnis

Bis ca. 115 km leckten die Dichtungen nicht. Danach trat zum Teil erhebliche Leckage auf, die bis zum Ende der Versuchsstaffel bei 341 km Laufstrecke auch nicht mehr zurückging. Die Bildung eines Radius an der Dichtkante im Laufe der Versuchsstaffel verbesserte die Dichtheit nicht. Im Gegenteil, die Dichtwirkung verschlechterte sich insbesondere zwischen 0 km und 200 km Laufstrecke. Die Riefen auf der Dichtfläche führten folglich nicht zu einem dauerhaft guten Dichtverhalten, sie waren also nicht für die Verbesserung der Dichtwirkung in S-04 und S-05 verantwortlich.

7.9 Versuchsstaffel S-10

Um den tatsächlichen Betriebsbedingungen vieler Hydraulikstangendichtungen in Differentialzylindern näher zu kommen, wurde in Versuchsstaffel S-10 /59/ je nach Bewegungsrichtung ein unterschiedlicher Druck eingestellt. In der einen Bewegungsrichtung lagen 20 MPa an den Dichtringen an, bei umgekehrter Bewegungsrichtung wurde der Druck auf Umgebungsdruck reduziert. Prüfstandsbedingt bedeutete dies, dass drei Dichtringe im Differentialbetrieb getestet wurden und drei Dichtringe im Plungerbetrieb. Die Eckdaten der Versuchsstaffel S-10 sind in Tabelle 7-11 aufgeführt.

Tabelle 7-11: Eckdaten von Versuchsstaffel S-10

S-10	Dichtring: NU-B	Gegenlaufläche: Hartchrom
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge: 300 mm
Prüfdruck:	0/20 MPa	Gesamtstrecke: 700 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl: 1167 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 7 km, 100 km, 200 km, 300 km, 400 km, 500 km, 600 km, 700 km	
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 100 km, 200 km, 300 km, 400 km, 500 km, 600 km, 700 km	

Leckage

Die im Plungerbetrieb untersuchten Dichtungen leckten äußerst wenig. Nach 700 km Laufstrecke betrug die kumulierte Leckage bei allen drei Dichtungen weniger als 1 g. Das Bild bei den im Differentialbetrieb untersuchten Dichtungen ist sehr uneinheitlich. Bis ca. 150 km waren alle Dichtungen dicht. Danach trat Leckage auf, die sich vor allem ab 250 km stark unterschiedlich entwickelte. NU-B-052 leckte bei Laufstrecken über 300 km nicht mehr. NU-B-054 leckte stark und NU-B-050 leckte sehr stark. Nach den Unterbrechungen des Leckageversuchs für die Förderwertbestimmung waren auch NU-B-050 und NU-B-054 für eine gewisse Zeit dicht, begannen dann aber wieder zu lecken.

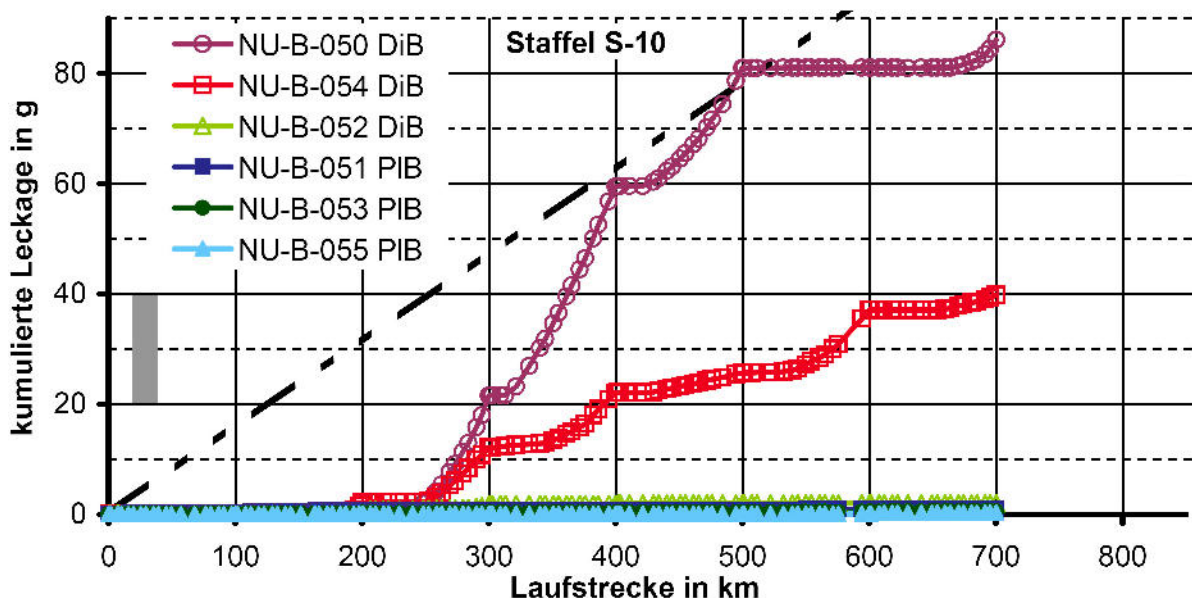


Bild 7.30: kumulierte Leckage, Staffel S-10

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Ab 300 km wurden Förderwertbestimmungen mit wechselndem Druck durchgeführt. Die Schmierfilmdickendifferenzen lagen deutlich höher als in Versuchsstaffel S-05. Bei den im Differentialbetrieb untersuchten Dichtringen wurden Werte zwischen 60 nm und 80 nm gemessen. Für die im Plungerbetrieb untersuchten Dichtringe ergaben sich Werte von 80 nm bis über 140 nm.

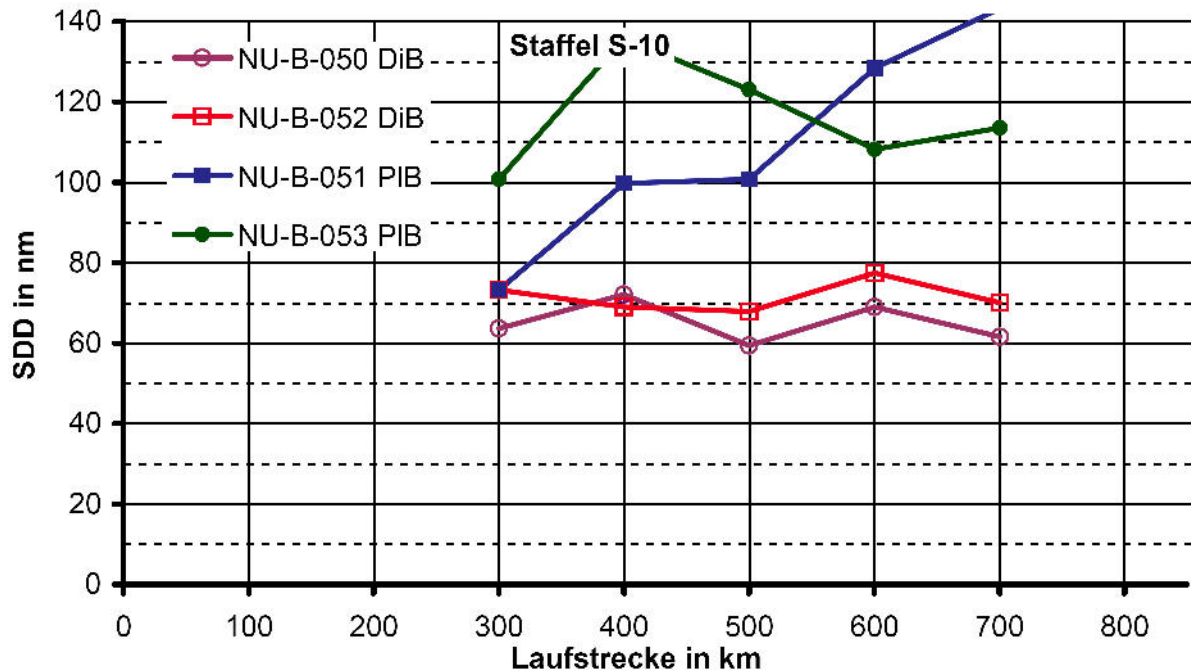


Bild 7.31: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-10

Profilveränderung

Auch die Dichringe aus Versuchsstaffel S-10 eine Aufweitung an der Dichtlippe (Bild 7.32). Diese fiel bei den im Differentialbetrieb und bei denen im Plungerbetrieb untersuchten Dichtringen ähnlich aus. Allerdings zeigten die Dichtringe im Plungerbetrieb an der Dichtlippe selbst eine Abflachung auf der luftseitigen Dichtlippe. Bei den Dichtringen die im Differentialbetrieb getestet wurden wurde dagegen eine Abnahme auf der ganzen luftseitigen Dichtlippe festgestellt. An der Dichtkante ergaben sich ebenfalls Unterschiede zwischen Differential- und Plungerbetrieb. Die im Plungerbetrieb untersuchten Dichtringe wiesen eine Radiusbildung an der Dichtkante auf. Bei den im Differentialbetrieb untersuchten Dichtringen wurde zur Luftseite hin ebenfalls ein Radius gebildet. Dieser läuft allerdings nicht tangential in die druckseitige Flanke der Dichtlippe. Stattdessen bleibt hier eine Kante.

Ergebnis

Im Plungerbetrieb wurde gute Dichtheit erzielt, dies wurde bei den Förderwertbestimmungen ebenfalls festgestellt. Im Differentialbetrieb dagegen wurde kein

einheitliches Bild festgestellt. Im Leckageversuch ergaben sich große Unterschiede zwischen den drei untersuchten Dichtungen. Diese unterschieden sich von nahezu leakagefrei bei NU-B-052 bis zu sehr starker Leakage bei NU-B-050. Bei den Förderwertbestimmungen zeigten dagegen beide eine sehr hohe Schmierfilmdickendifferenz, d.h. gute Dichtheit, die Profile der beiden Dicht-
ringe unterschieden sich nicht signifikant.

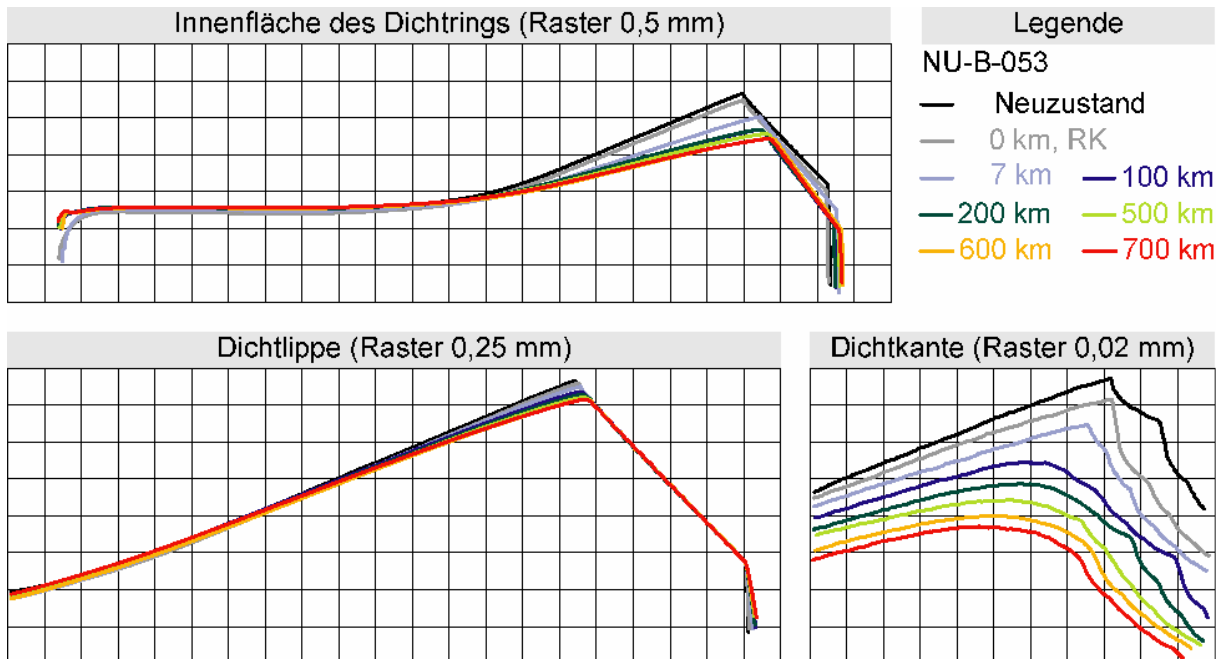


Bild 7.32: Profilveränderung, Staffel S-10, Dichtring NU-B-053

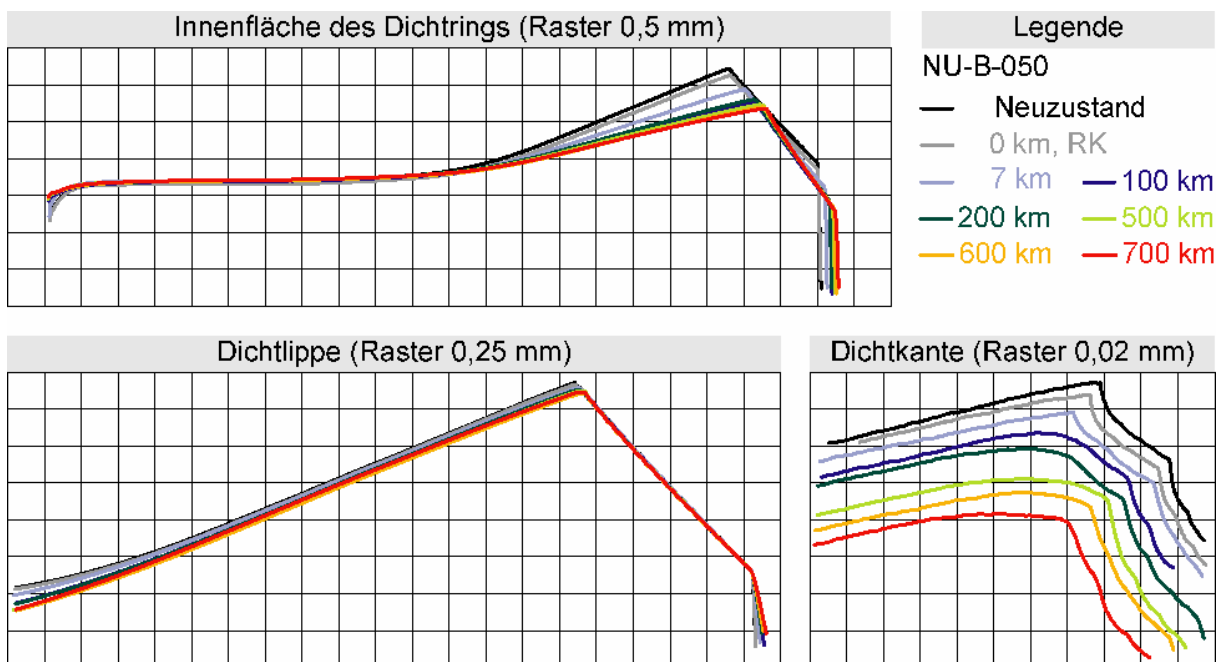


Bild 7.33: Profilveränderung, Staffel S-10, Dichtring NU-B-050

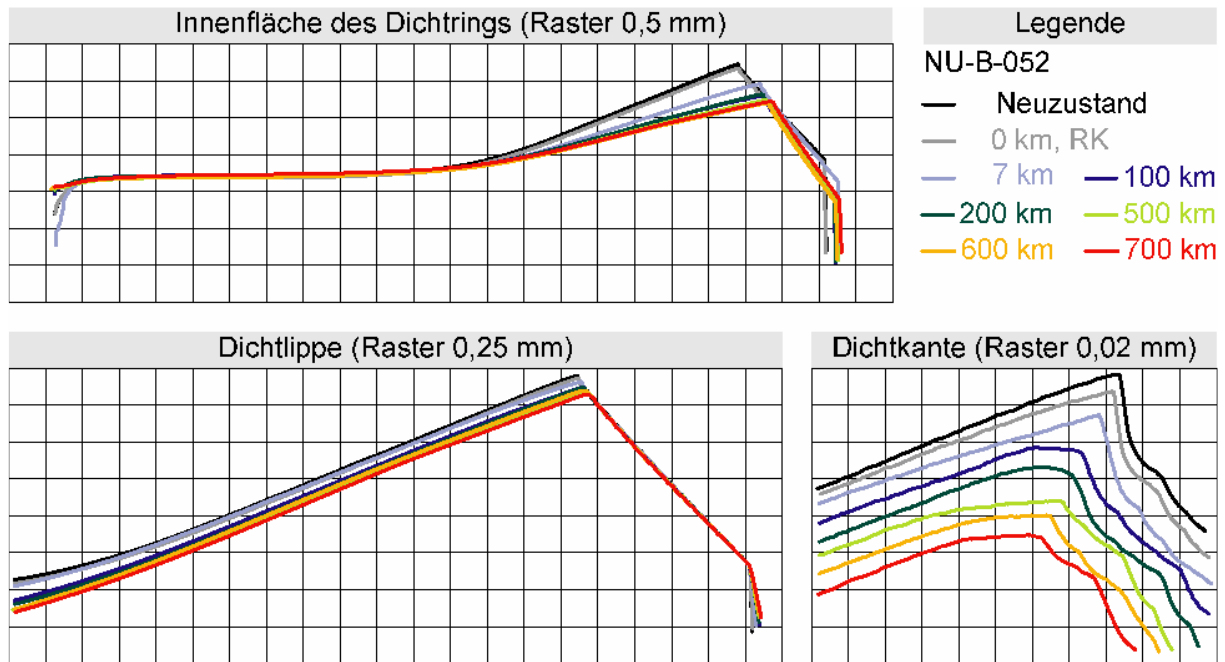


Bild 7.34: Profilveränderung, Staffel S-10, Dichtring NU-B-052

7.10 Versuchsstaffel S-11

Die Dichtringe NU-C für Versuchsstaffel S-11 basieren auf handelsüblichen Dichtringen NU-B deren Luftseite der Dichtlippe durch Abstechen modifiziert wurde. Wie in Versuchsstaffel S-10 wurden die Dichtringe nur in einer Bewegungsrichtung mit Druck beaufschlagt (Tabelle 7-12).

Tabelle 7-12: Eckdaten von Versuchsstaffel S-11

S-11	Dichtring: NU-C	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	0/20 MPa	Gesamtstrecke:	620 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	1033 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 200 km, 400 km, 620 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 200 km, 400 km, 620 km		

Leckage

Die im Plungerbetrieb untersuchten Dichtungen leckten nahezu nicht. Nach 620 km Laufstrecke betrug die kumulierte Leckage bei diesen Dichtungen weniger als 1 g. Bei den im Differentialbetrieb getesteten Dichtungen leckte eine Dichtung sehr stark. Bei Versuchsende betrug die kumulierte Leckage knapp 600 g. Die übrigen beiden im Differentialbetrieb untersuchten Dichtringe wiesen dagegen nur eine kumulierte Leckage von ca. 7,5 g auf.

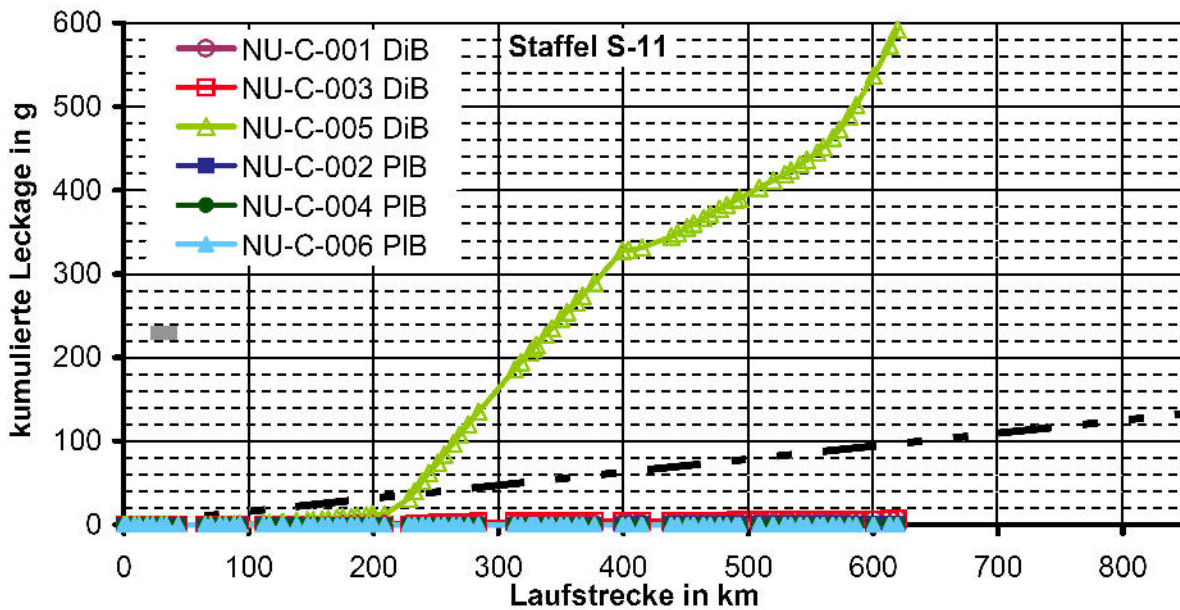


Bild 7.35: kumulierte Leckage, Staffel S-11

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Bei den gemessenen Schmierfilmdickendifferenzen zeigten sich deutliche Unterschiede zwischen den im Differentialbetrieb und den im Plungerbetrieb untersuchten Dichtungen. Im Differentialbetrieb wurden zu Beginn der Versuchsstaffel ca. 60 nm erreicht, nach 620 km Laufstrecke waren es sogar zwischen 92 nm und 115 nm. Im Plungerbetrieb lagen die Werte zu Beginn zwischen 10 nm und 34 nm gegen Ende zwischen 22 nm und 54 nm. Bild 7.36 zeigt die zwei „Klassen“, hohe Werte für die Dichtungen im Differentialbetrieb und deutlich geringere Werte für die im Plungerbetrieb.

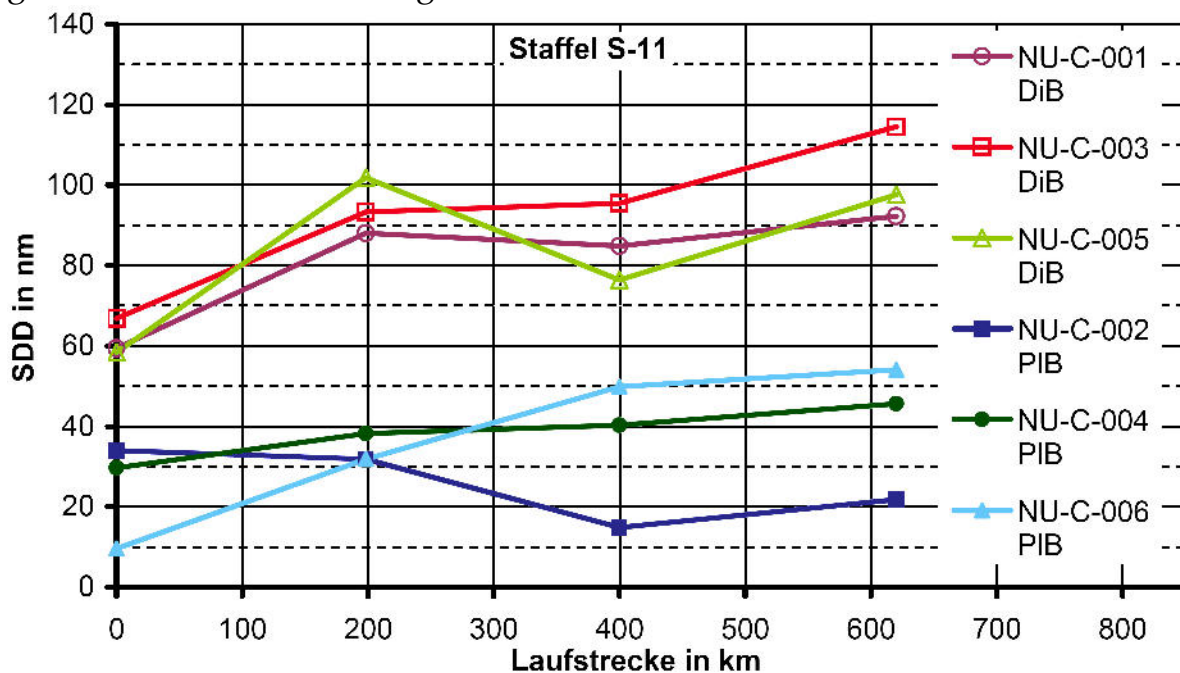


Bild 7.36: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-11

Vergleich ermittelter Schmierfilmdicken

Nach 620 km Leckageversuchen wurden Schmierfilme mit dem Ellipsometer vermessen, die Geometrie des Dichtrings modelliert und FE-Simulationen durchgeführt. Die absoluten Schmierfilmdicken stimmten bei stehend 0 MPa sehr gut zwischen Ellipsometermessung und FE-Berechnung überein (Bild 7.37, links). Bei den übrigen Betriebsbedingungen waren die mittels FE-Berechnung ermittelten Schmierfilmdicken deutlich kleiner als die mit dem Ellipsometer gemessenen. Bei ziehend 0 MPa waren die Schmierfilmdicken aus der Ellipsometermessung vielfach größer als die aus der FE-Berechnung. Dies deutet auf einen hydrodynamischen Druckaufbau hin, der die Dichtkante entlastete und zu einem wesentlich geringeren maximalen Pressungsanstieg führte. Die vor allem beim Einfahren („ziehend“) größeren Schmierfilmdicken ergaben für die Schmierfilmdickendifferenz ebenfalls größere Werte bei den Ellipsometermessungen im Vergleich zu den FE-Berechnungen (Bild 7.37, rechts). Bei drucklosem Betrieb und bei Differentialbetrieb bestätigte die Förderwertbestimmung der Schmierfilmdickendifferenz die Ellipsometermessung. Bei permanenter Druckbeaufschlagung ergab sich dagegen bei der Förderwertbestimmung eine Schmierfilmdickendifferenz, die sogar geringer als die aus der FE-Berechnung war.

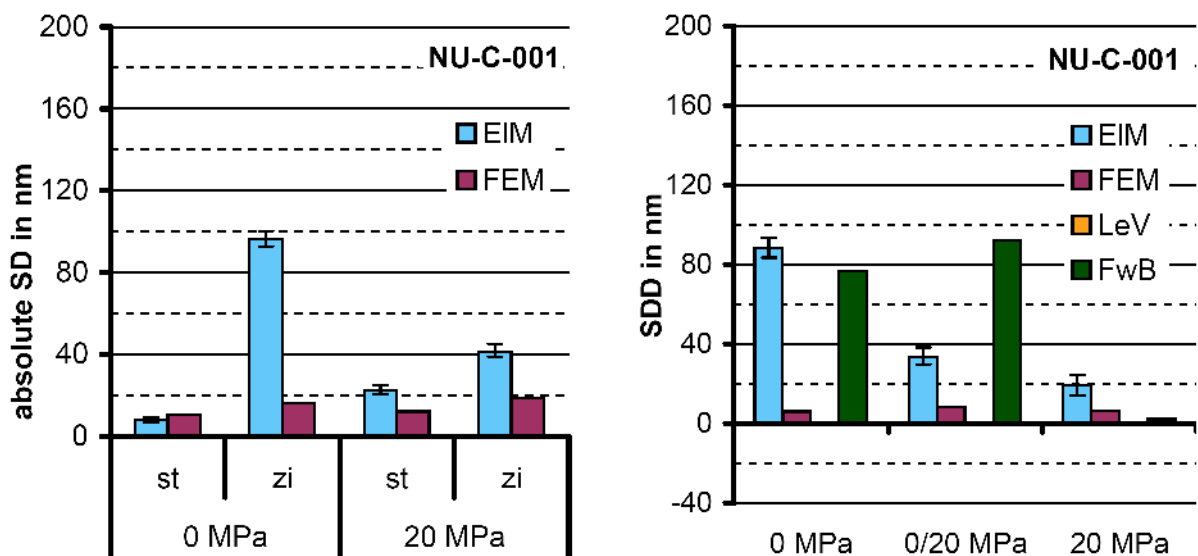


Bild 7.37: absolute Schmierfilmdicke und Schmierfilmdickendifferenz von NU-C-001 nach 620 km Leckageversuch

Profilveränderung

Die zur Luftseite hin abgestochene Dichtlippe zeigen die Darstellungen links und unten (Bild 7.38 bis Bild 7.40). Dort ergab sich auf der Luftseite der Dichtlippe eine weitere Kante.

Wie bei den zuvor beschriebenen Dichtringen wurde die Dichtlippe im Laufe der Versuchsstaffel aufgeweitet, unabhängig davon, ob die Dichtung im Differential- oder Plungerbetrieb untersucht wurde.

Die zweite Kante auf der Luftseite der Dichtlippe war zu Beginn des Versuchs noch stark ausgeprägt, am deutlichsten bei NU-C-005. Mit zunehmender Laufstrecke wurde diese weniger stark ausgeprägt.

Die eigentliche Dichtkante veränderte sich zwischen NU-C-001 und NU-C-005 unterschiedlich. Während sich an der Dichtkante von NU-C-001 kaum ein Radius bildete, zeigte sich bei NU-C-005 ein deutliches Verrunden der Dichtkante bis 400 km. Bei 600 km Laufstrecke zeigte sich ein gegensätzliches Bild. Bei NU-C-001 bildete sich ein kleiner Radius an der Dichtkante, während sich bei NU-C-005 die Dichtkante scharfkantig ausbildete.

Beispielhaft für die Veränderung an den im Plungerbetrieb untersuchten Dichtungen zeigt Bild 7.40 den Dichtring NU-C-004. An der Dichtkante bildete sich mit zunehmender Laufstrecke ein größer werdender Radius. Dieser blieb aber bis zum Versuchsende absolut betrachtet klein.

Ergebnis

Wie bei Versuchsstaffel S-10 waren die Dichtungen im Plungerbetrieb dicht. Im Differentialbetrieb zeigten zwei Dichtringe gute Dichtheit, ein Dichtring leckte ab 200 km stark. Bei der Förderwertbestimmung wurde für den Differentialbetrieb bessere Dichtheit als bei Plungerbetrieb ermittelt. Dies zeigt die Wirksamkeit der flachen Kante auf der Luftseite der Dichtlippe.

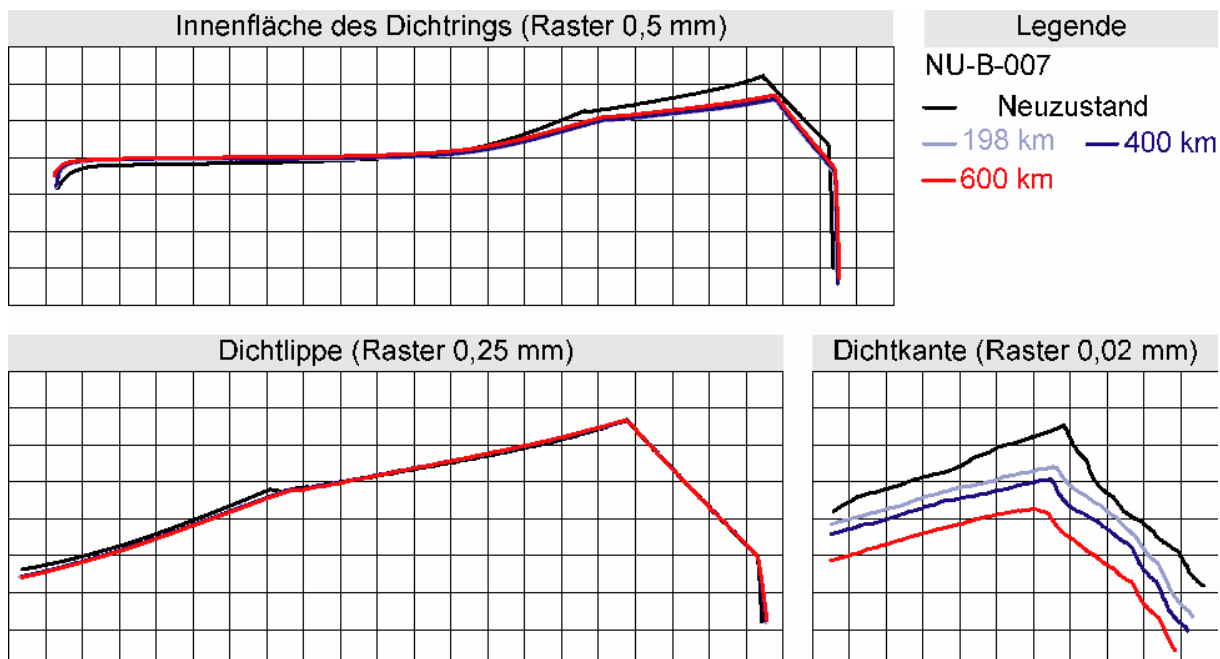


Bild 7.38: Profilveränderung, Staffel S-11, Dichtring NU-C-001, Differentialbetrieb

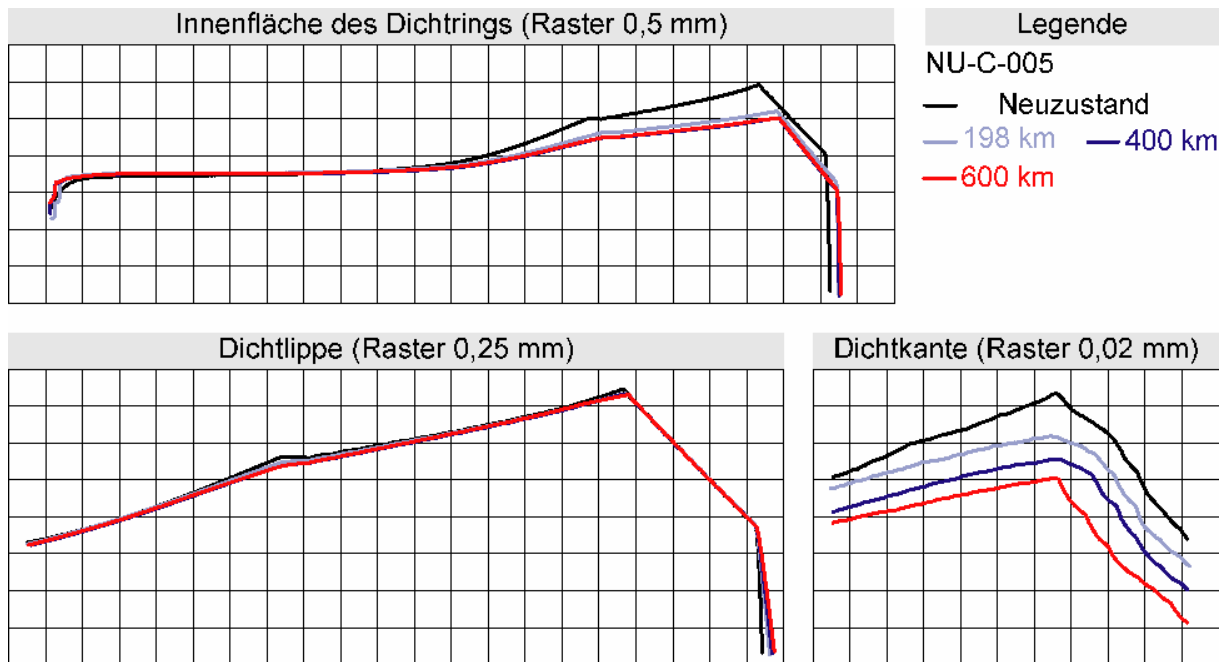


Bild 7.39: Profilveränderung, Staffel S-11, Dichtring NU-C-005, Differentialbetrieb

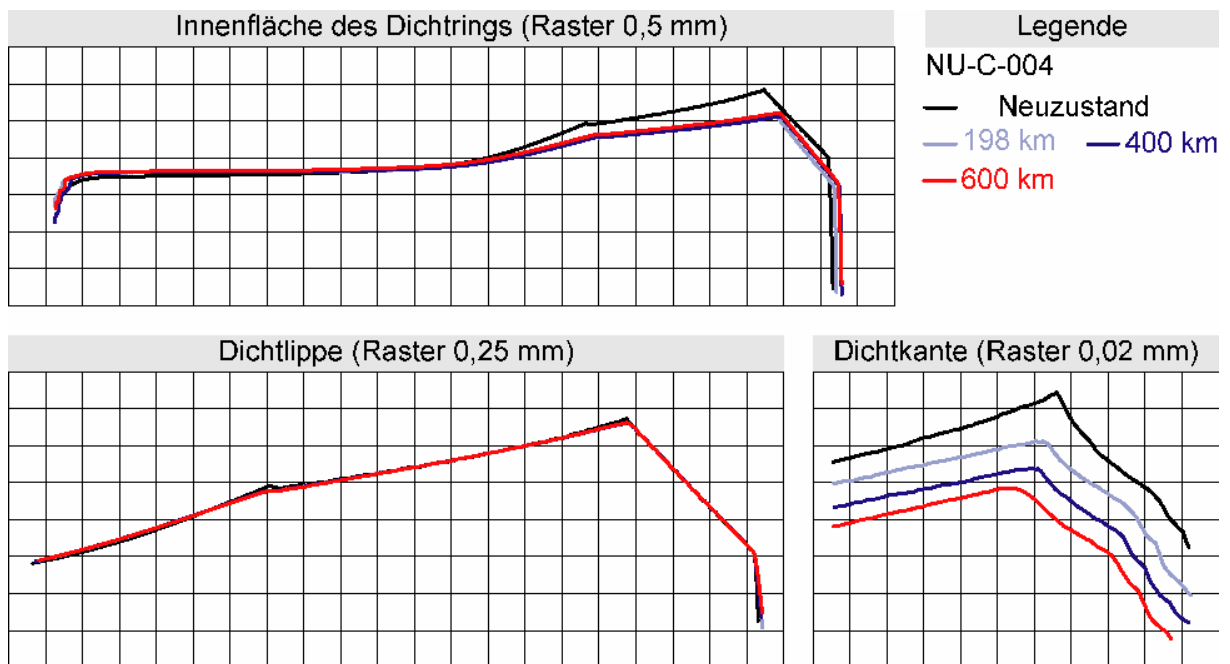


Bild 7.40: Profilveränderung, Staffel S-11, Dichtring NU-C-004, Plungerbetrieb

7.11 Versuchsstaffel S-12

Für Versuchsstaffel S-12 wurden gedrehte Dichtringe NU-D hergestellt. Diese wiesen wie die Dichtringe NU-C auf der Luftseite der Dichtlippe eine flache Kante auf, deren Lage im Vergleich zu den Dichtringen NU-C allerdings näher an der Dichtkante war. Zudem wurde am Dichtungsrücken eine 1,8 mm breite

Fase mit 20° angebracht. Auch für diese Versuchsstaffel wurden die Dichtringe nur in einer Bewegungsrichtung mit Druck beaufschlagt (Tabelle 7-13).

Der Innendurchmesser der Dichtringe fiel verglichen mit den übrigen untersuchten Dichtringen klein aus, was zu einer sehr hohen Radialkraft im Neuzustand führte (bei den Dichtringen für Stangendurchmesser von 50 mm lag die Radialkraft zwischen 968 N und 1036 N, die Radialkraft von handelsüblichen Dichtringen vom Typ NU-B lagen im Neuzustand im Bereich 550 – 650 N).

Tabelle 7-13: Eckdaten von Versuchsstaffel S-12

S-12	Dichtring: NU-D	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	0/20 MPa	Gesamtstrecke:	255 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	425 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km, 128 km, 255 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km, 128 km, 255 km		

Leckage

Von Beginn der Versuchsstaffel an leckten die Dichtungen stark (Bild 7.41). Die im Plungerbetrieb untersuchten Dichtungen wiesen über die gesamte Versuchsstrecke eine konstante Leckagerate auf. Die im Differentialbetrieb getesteten Dichtringe zeigten zu Beginn eine etwas kleinere Leckagerate (im Diagramm an der geringeren Steigung erkennbar). Ab etwa 150 km Laufstrecke glich sich die Leckagerate der im Differentialbetrieb getesteten Dichtringe derer im Plungerbetrieb untersuchten Dichtringen an.

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Im Gegensatz zum Leckageversuch zeigte die Förderwertbestimmung deutlich den Unterschied zwischen Differentialbetrieb und Plungerbetrieb. Die im Differentialbetrieb untersuchten Dichtungen waren vor dem Leckageversuch undicht und wiesen eine Schmierfilmdickendifferenz zwischen 0 und -5 nm auf. Bis zum Versuchsende vergrößerte sich die Schmierfilmdickendifferenz auf 10 nm bis 20 nm. Bei der Förderwertbestimmung waren diese Dichtungen also dicht.

Die im Plungerbetrieb getesteten Dichtungen leckten zu Beginn mit einer Schmierfilmdickendifferenz zwischen -20 nm und -26 nm. Bis zum Ende der Versuchsstaffel verschlechterte sich die Schmierfilmdickendifferenz auf -31 nm bis -34 nm.

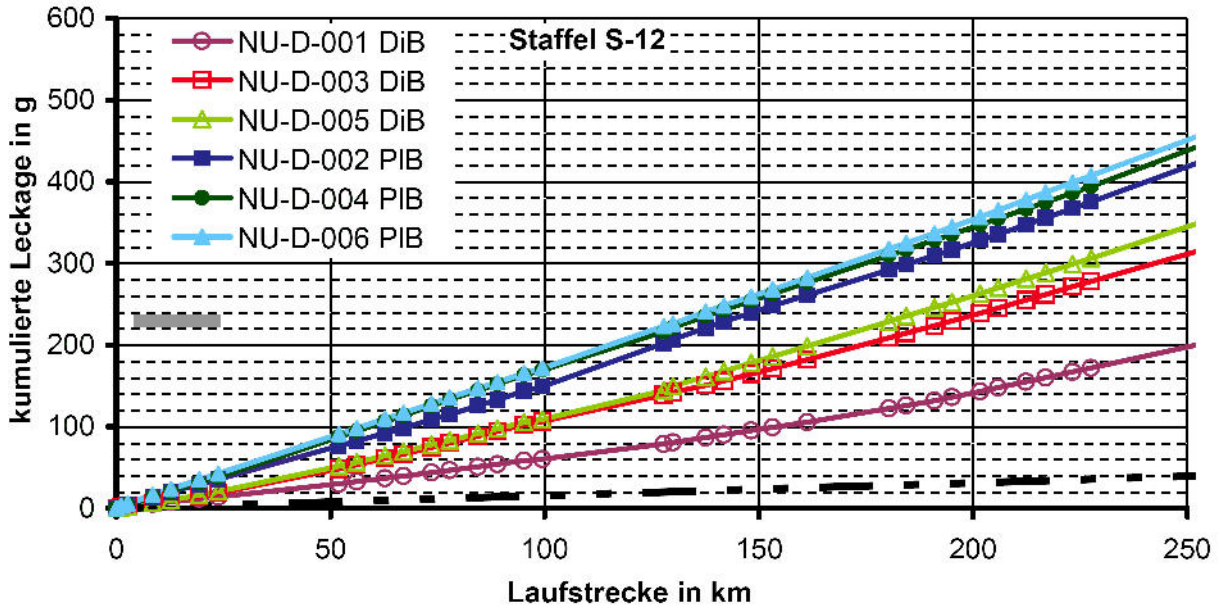


Bild 7.41: kumulierte Leckage, Staffel S-12

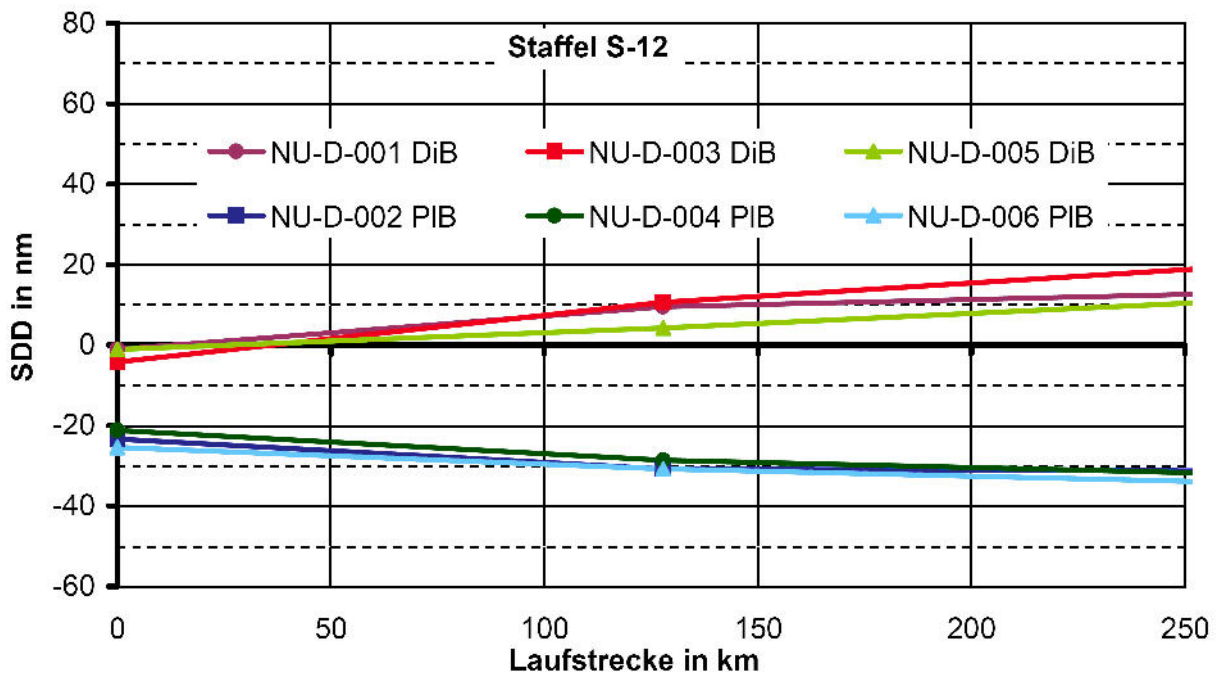


Bild 7.42: Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung, Staffel S-12

Für die Ellipsometermessungen wurden Schmierfilme mit einem neuen Dicht-ring, NU-D-009, erzeugt. Die absoluten Schmierfilmdicken aus Ellipsometermessungen und FE-Berechnungen sind links in Bild 7.43 gezeigt. Entgegen den Erfahrungen aus den zuvor beschriebenen Staffeln waren bei NU-D-009 die mit FE-Simulation bestimmten Werte bei allen Betriebsbedingungen größer als die aus den Ellipsometermessungen gewonnenen Werte. Die Werte aus den FE-Simulationen bei 20 MPa zeigten sehr dicke Schmierfilme entsprechend den Überlegungen zur 2. Kante auf der Dichtlippe aus Kap. 5.2. Im Gegensatz dazu

waren die mit dem Ellipsometer gemessenen Schmierfilmdicken sehr viel dünner. Die mit verschiedenen Verfahren bestimmten Schmierfilmdickendifferenzen stimmten nur sehr schlecht überein (Bild 7.43 rechts). Da mit NU-D-009 keine Förderwertbestimmungen und kein Leckageversuch durchgeführt wurden, sind als Vergleichswerte die Mittelwerte von NU-D-001, -003 und -005 der Förderwertbestimmung bei 0 km und die Schmierfilmdickendifferenz von zu Beginn des Leckageversuchs aufgeführt.

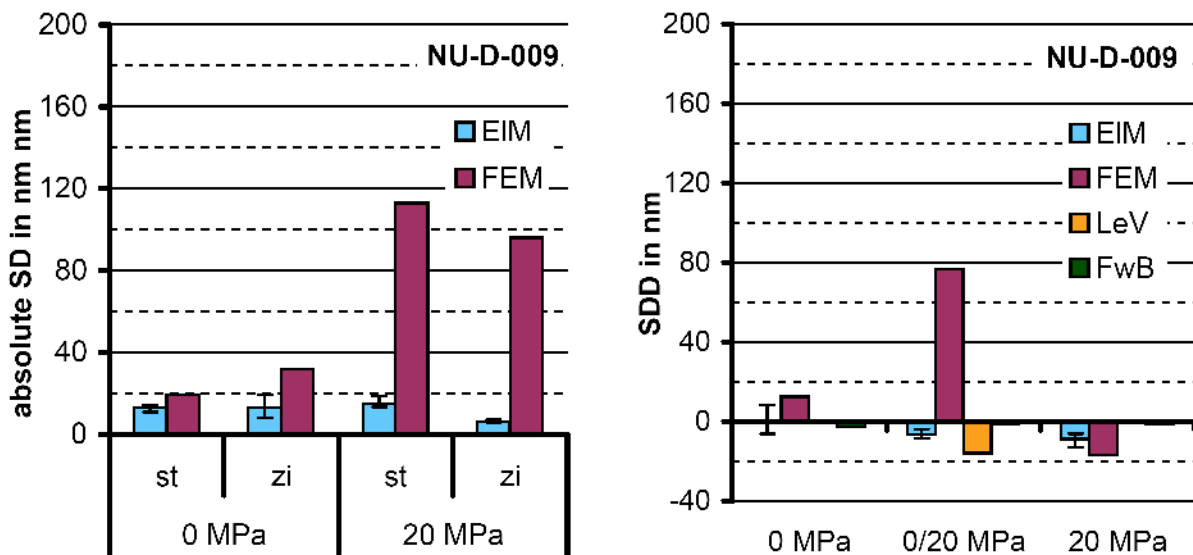


Bild 7.43: absolute Schmierfilmdicke und Schmierfilmdickendifferenz von Dichtringen mit 2. Kante

Profilveränderung

An der Dichtlippe zeigte sich ein Aufweiten des Dichtkantendurchmessers. Dies erfolgte zwischen Start der Versuchsstaffel und einer Laufstrecke von 128 km (Bild 7.44). Danach blieb der Dichtkantendurchmesser konstant. Am Dichtungsrücken wurde die Fase flacher, das Material des Dichtrings „wanderte“ in den freien Raum der Fase. Bei 25-facher Vergrößerung erkennt man dass die zweite, flache Kante auf der Luftseite der Dichtlippe nach 128 km abgerundet war und diesen Zustand bis 255 km behielt. An der Dichtkante selbst traten kaum Veränderungen auf. Die 500-fache Vergrößerung zeigt, dass die Drehriefen und die dadurch entstandenen „Spitzen“ bis 255 km Laufstrecke nahezu unverändert blieben. Zwischen den im Differentialbetrieb und dem im Plungerbetrieb untersuchten Dichtringe konnte keine Unterschiede bei der Profilveränderung festgestellt werden.

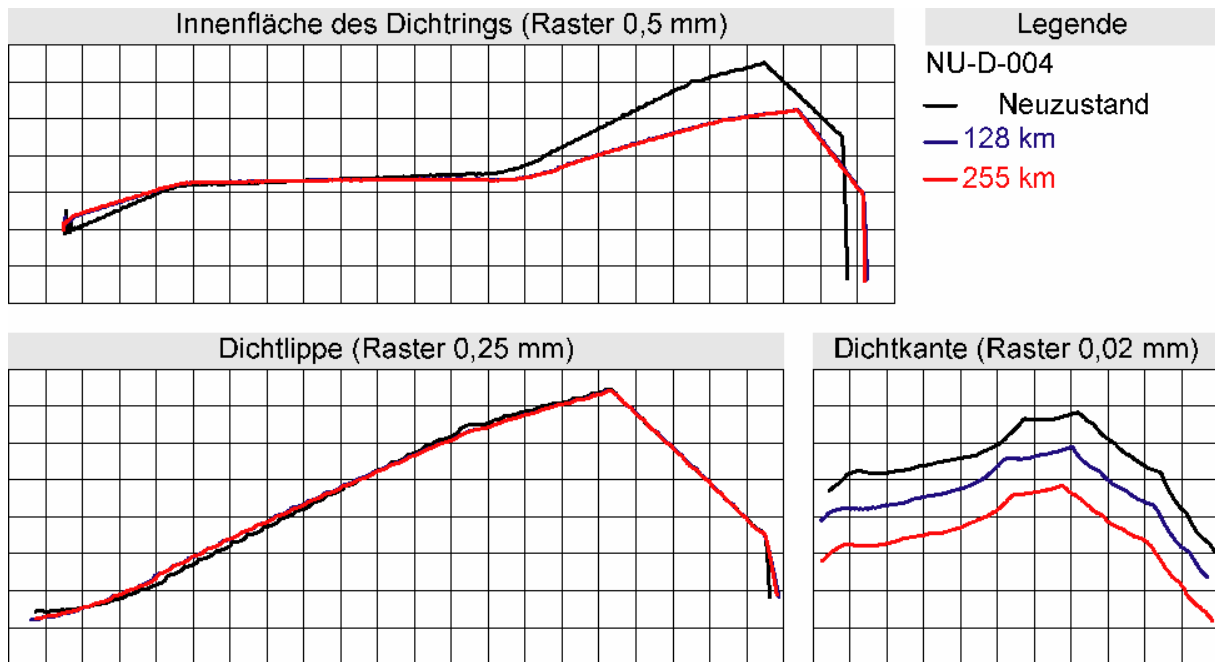


Bild 7.44: Profilveränderung, Staffel S-12, Differential, Dichtring NU-D-004

Ergebnis

Die Dichtungen leckten im Plungerbetrieb stark, im Differentialbetrieb zu Beginn der Versuchsstaffel etwas weniger. Mit zunehmender Laufstrecke leckten die im Differentialbetrieb untersuchten Dichtungen stärker, ab 150 km annähernd so stark wie die im Plungerbetrieb untersuchten.

Im Gegensatz dazu zeigte die Förderwertbestimmung größere Unterschiede zwischen beiden Betriebsarten. Die Unterschiede wurden bei den Messungen bei 128 km und 255 km noch größer als im Neuzustand, im Differentialbetrieb wurde hier Dichtheit ermittelt.

Die absoluten Schmierfilmdicken aus den FEM-Betrachtungen waren vor allem bei 20 MPa um ein vielfaches größer als die mit dem Ellipsometer gemessenen Schmierfilmdicken, d. h. die maximalen Pressungsanstiege waren sowohl bei aus- als auch beim einfahrender Kolbenstange deutlich größer als die mittels FEM ermittelten Werte.

Eine Ursache könnte darin liegen, dass der „Kippeffekt“ der Dichtlippe in der Realität nicht auftritt. Um dies zu überprüfen, wurde ein Druckeinguss von NU-D-009 angefertigt. Bild 7.45 zeigt den Profilschnitt dieses Druckeingusses. Vor allem die Detailaufnahme der Dichtlippe zeigt, dass die Dichtkante von der Stange leicht abgehoben ist, d. h. der im FE-Modell beobachtet „Kippeffekt“ der Dichtlippe tritt tatsächlich auf.

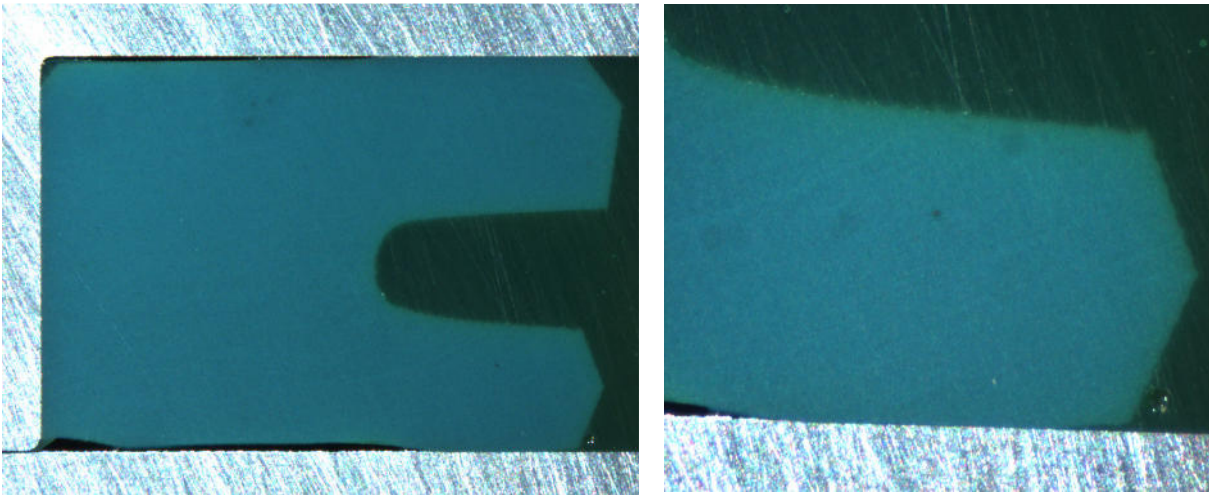


Bild 7.45: Profilschnitt des Druckeingusses von NU-D-009, rechts Detailbild der Dichtlippe

Ein anderer Grund für die großen Differenzen zwischen Ellipsometermessung und FE-Berechnung könnte in den Drehriefen des Herstellungsprozesses des Dichtrings liegen. Diese wurden im Modell der FE-Simulation nicht modelliert. Pressungsanstiege die sich aus diesen Drehriefen ergaben und zu dünnen Schmierfilmen führen könnten wurden bei der FE-Simulation nicht erfasst. Dafür spricht, dass die Unterschiede im Förderwert zwischen Differentialbetrieb und Plungerbetrieb über die Versuchsstaffel größer wurden, während die Höhe und Scharfkantigkeit der Drehriefen abnahm. Dies würde bedeuten, dass die Pressungsanstiege der Drehriefen kleiner wurden und über die Versuchszeit dadurch der Einfluss des „Kippeffektes“ größer wurde.

Salant stellte ebenfalls fest, dass mit steigender Rauheit des Dichtrings die Dichtwirkung nachlässt, die von ihm untersuchten Rauheiten waren allerdings um einige Größenordnungen kleiner als die der Drehriefen /13/.

Die Dichtringe wiesen die übliche Aufweitung an der Dichtlippe auf, zeigten aber im Gegensatz zu anderen Dichtringen keine Radiusbildung an der Dichtkante.

7.12 Versuchsstaffel S-13

Die Dichtringe NU-F weisen wie die Dichtringe NU-D eine Fase am Dichtungsrücken und eine zweite Kante auf der Luftseite der Dichtlippe auf. Allerdings wurde der Innendurchmesser etwas größer gewählt, zudem wurde die Dichtlippe etwas flexibler gestaltet (Bild 7.46). Dadurch lag die Radialkraft im Neuzustand zwischen 564 N und 611 N. Die Eckdaten zu Versuchsstaffel S-13 sind in Tabelle 7-14 aufgeführt.

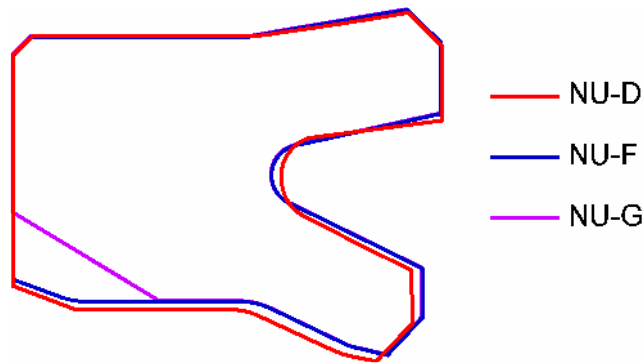


Bild 7.46: Dichtringprofile von NU-D, NU-F und NU-G

Tabelle 7-14: Eckdaten von Versuchsstaffel S-13

S-13	Dichtring: NU-F	Gegenlauffläche: Hartchrom	
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge:	300 mm
Prüfdruck:	0/20 MPa	Gesamtstrecke:	27 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl:	44 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km		
Förderwert bestimmt bei:	0 km		

Leckage

Wie Bild 7.47 zeigt, leckten die Dichtringe stark. Die im Differentialbetrieb getesteten Dichtungen leckten etwas weniger als die im Plungerbetrieb untersuchten. Da sich im Vergleich zu den Dichtringen NU-D keine Verbesserungen zeigten wurde die Versuchsstaffel nach 27 km abgebrochen.

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Eine Förderwertbestimmung wurde nur zu Beginn der Versuchsstaffel durchgeführt. Im Differentialbetrieb lagen die Werte zwischen -4,3 nm und 1,6 nm, im Plungerbetrieb zwischen -50,4 nm und -30,7 nm.

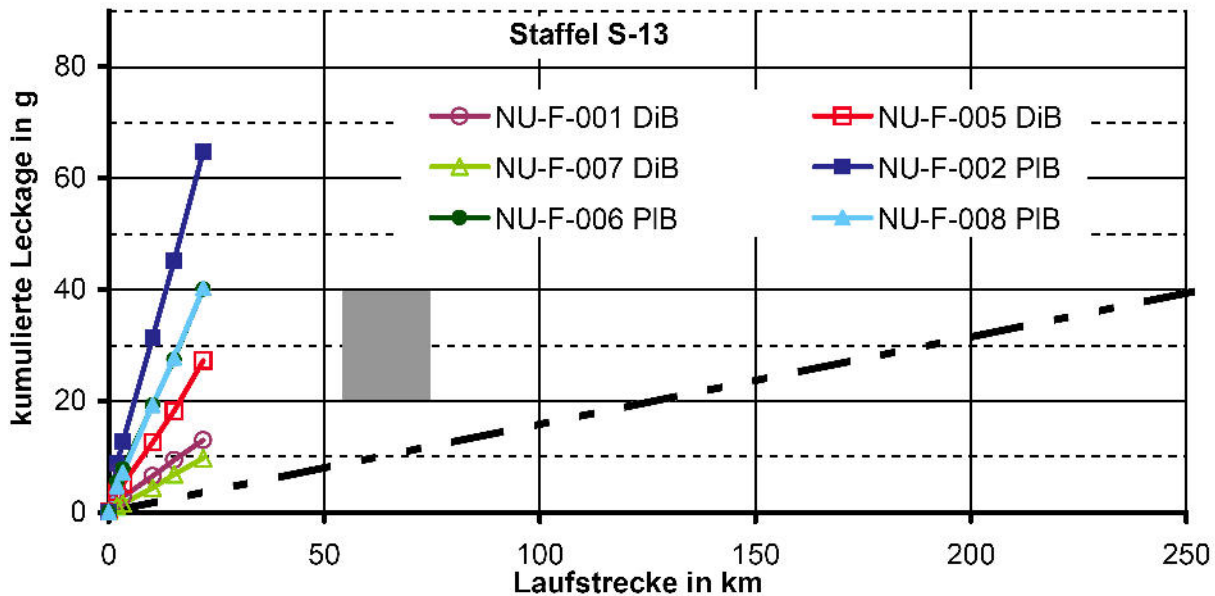


Bild 7.47: kumulierte Leckage, Staffel S-13

7.13 Versuchsstaffel S-14

Für die Versuchsstaffel S-14 (Tabelle 7-15) wurden die Dichtringe NU-F modifiziert. Die Fase am Dichtungsrücken wurde auf 30° und eine Breite von 3,9 mm vergrößert (Bild 7.46). Diese modifizierten Dichtringe wurden mit NU-G bezeichnet.

Tabelle 7-15: Eckdaten von Versuchsstaffel S-14

S-14	Dichtring: NU-G	Gegenlauffläche: Hartchrom
Geschwindigkeit:	300 mm/s	Hublänge: 300 mm
Prüfdruck:	0/20 MPa	Gesamtstrecke: 58 km
Temperatur:	60 °C	Gesamthubzahl: 97 TDH
Geometrie erfasst bei:	0 km	
Förderwert bestimmt bei:	0 km	

Leckage

Die Dichtungen leckten sowohl im Plunger- als auch im Differentialbetrieb stärker als mit der 20° Fase (NU-F). Die Leckage im Differentialbetrieb war geringer als im Plungerbetrieb (Bild 7.48).

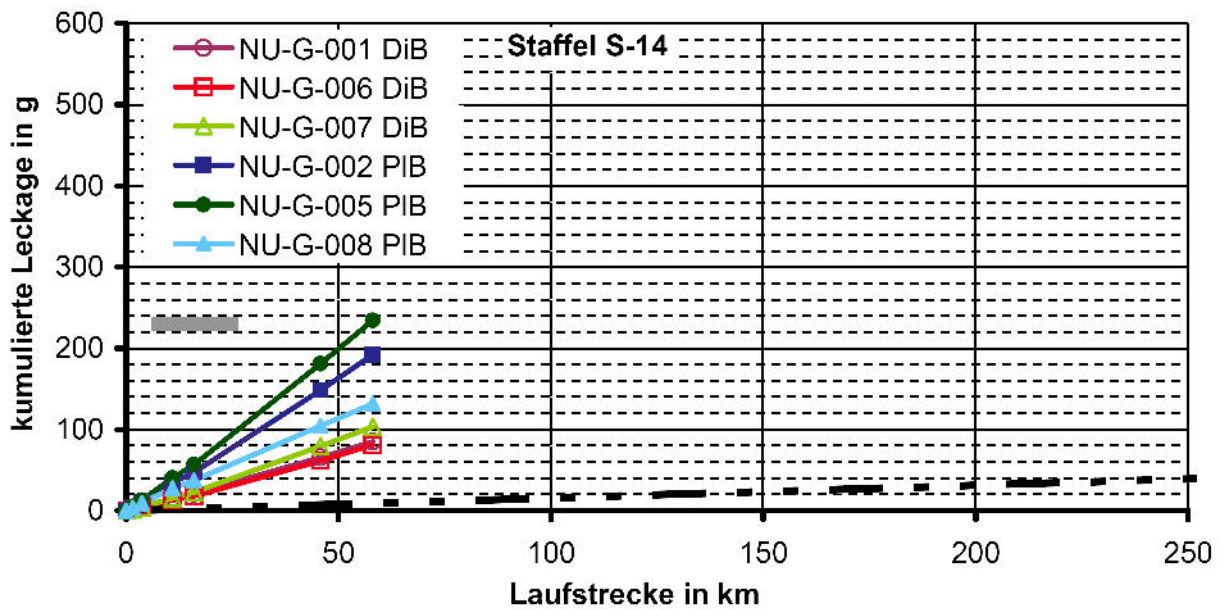


Bild 7.48: kumulierte Leckage, Staffel S-14

Schmierfilmdickendifferenz aus Förderwertbestimmung

Die schlechtere Dichtwirkung zeigte sich auch bei der Förderwertbestimmung. Im Differentialbetrieb lag die Schmierfilmdickendifferenz zwischen -14,9 nm und -8,4 nm, im Plungerbetrieb zwischen -60,5 nm und -43,5 nm.

8 Auswertung der Versuche

Erkenntnisse, die sich aus Vergleichen über mehrere Versuchsstaffeln hinweg ergaben, sind im Folgenden dargestellt. Dabei wird insbesondere auf die Leckage (bzw. Dichtgüte) und deren Bewertung und auf Veränderungen an der Dichtkante eingegangen.

8.1 Leckage bei permanenter Druckbeaufschlagung an Dichtringen vom Typ NU-B

Dieses Unterkapitel wurde bereits in /1/ vorveröffentlicht. In Bild 8.1 ist die kumulierte Leckage der Staffeln S-03 bis S-05 dargestellt. Bei diesen Staffeln wurden handelsübliche Dichtringe vom Typ NU-B bei permanenter Druckbeaufschlagung untersucht. Leckage trat nur zwischen ca. 50 km und ca. 300 km auf. In Staffel S-03 betrug die kumulierte Leckage nach knapp 600 km bei fünf Dichtungen weniger als 2,5 g. Lediglich eine Dichtung wies eine Leckage von knapp 5 g auf. In Staffel S-04 mit höherer Geschwindigkeit und höherem Druck leckten die Dichtungen stärker. Nach 285 km wurden zwischen 20 g und 45 g Leckage gemessen. In Staffel S-05 waren die Betriebsbedingungen bis auf die Hublänge gleich wie in Staffel S-04. Nach 300 km belief sich die Leckage bei vier Dichtungen auf weniger als 2,5 g. Bei einer Dichtung erreichte die Leckage 5 g, bei einer weiteren 13 g. Bei Laufstrecken größer 300 km war keine Leckage mehr feststellbar (waagrechter Verlauf im Schaubild). Auch Staffel S-04, die nur bis 285 km lief, zeigte gegen Versuchsende keine oder stark zurückgehende Leckage.

Staffel S-04 und Staffel S-05 liefen auf denselben Hydraulikstangen. Dennoch zeigten auch die Dichtringe in Staffel S-05 nur zwischen 50 km und 300 km Leckage. Diese Charakteristik hängt folglich nicht von einem „Einlaufverhalten“ der Hydraulikstange ab.

Die kumulierte Leckage von Staffel S-04 und S-05 über der Hubzahl ist in Bild 8.2 aufgetragen. Hier zeigt sich der Unterschied im Leckageverhalten zwischen Staffel S-04 und S-05 noch deutlicher. Die Steigung der Leckagelinien verläuft bei den Dichtungen aus Staffel S-04 deutlich steiler als bei den Leckagelinien der Dichtungen aus Staffel S-05. Der charakteristische Rückgang der Leckage bei rund 300 km zeigt sich aufgrund der unterschiedlichen Hublänge in Bild 8.2 für die beiden Versuchsstaffeln bei unterschiedlichen Hubzahlen. Dies zeigt anschaulich, dass dieses Leckageverhalten nicht von der Hubzahl, sondern von der Laufstrecke abhängt.

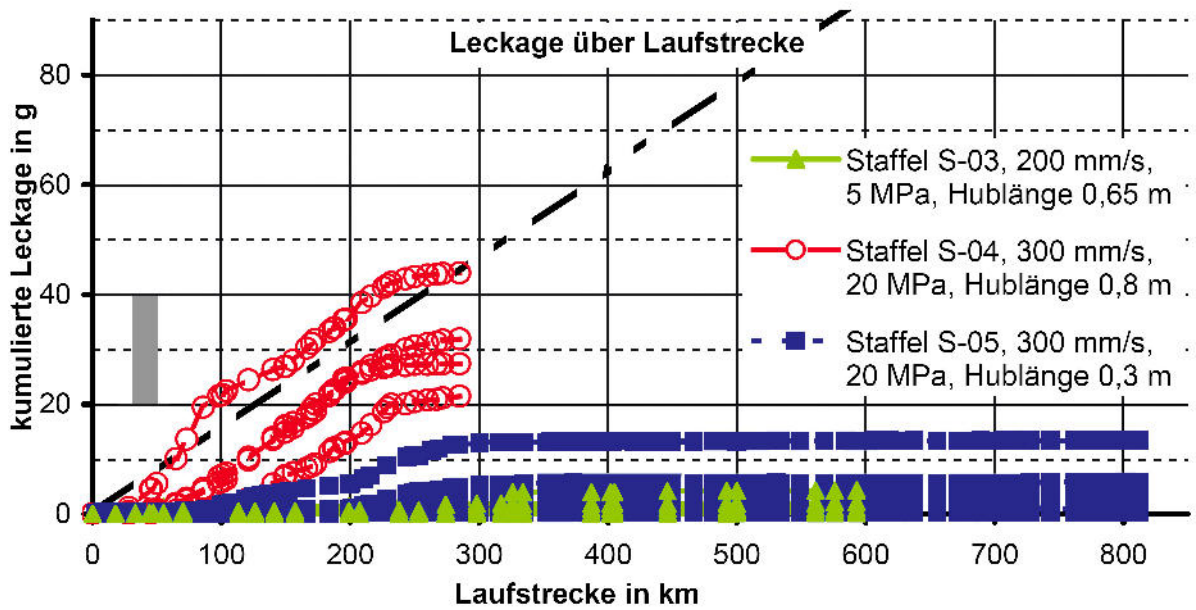


Bild 8.1: kumulierte Leckage, Staffeln S-03, S-04 und S-05

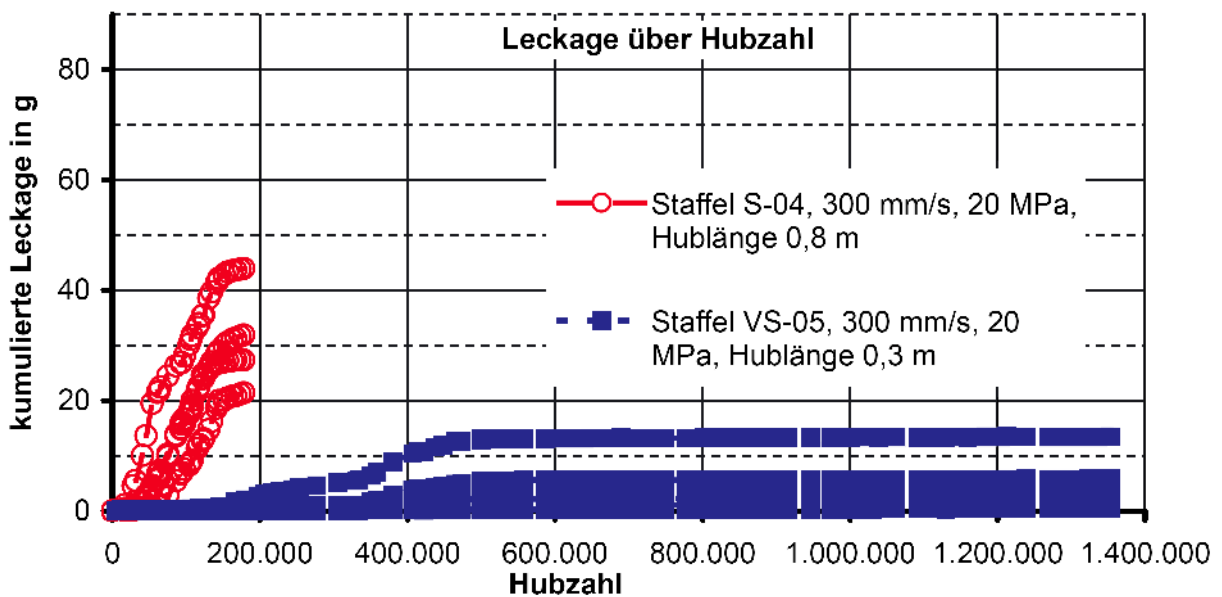


Bild 8.2: kumulierte Leckage, Staffeln S-04 und S-05

8.2 Veränderung der Dichtkante bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus den Staffeln verglichen, die mit 20 MPa Permanentdruck und Dichtringen des Typs NU-B durchgeführt wurden. In Bild 8.3 sind Profile der Dichtkante dargestellt. NU-B-016 und NU-B030 zeigten ähnliche Veränderungen. Bei rund 100 km Laufstrecke bildete sich zur Druckseite hin eine Fase an der Dichtkante, mit zunehmender Versuchsdauer

entstand ein Radius. NU-B-041 und NU-BR-033 wurden gemeinsam in Staffel S-09 untersucht. NU-B-041 ist ein handelsüblicher Dichtring vom Typ NU-B. Bei NU-BR-033 wurde die druckseitige Dichtlippe von NU-B-033 nach 812 km abgestochen (Kap 4.3.3). Damit wurde die Dichtkante wieder scharfkantig (siehe Profil „Neuzustand“ bei NU-BR-033), der Dichtungsrücken wies aber die im Vorversuch entstandenen Riefen auf. NU-B-041 veränderte sich kaum, lediglich die im Neuzustand sehr scharfe Dichtkante wurde etwas weniger spitz, ohne dass sich ein Radius oder eine Fase bildete. NU-BR-033 zeigte bereits nach 120 km Laufstrecke einen Radius der bis zum Versuchsende zunahm.

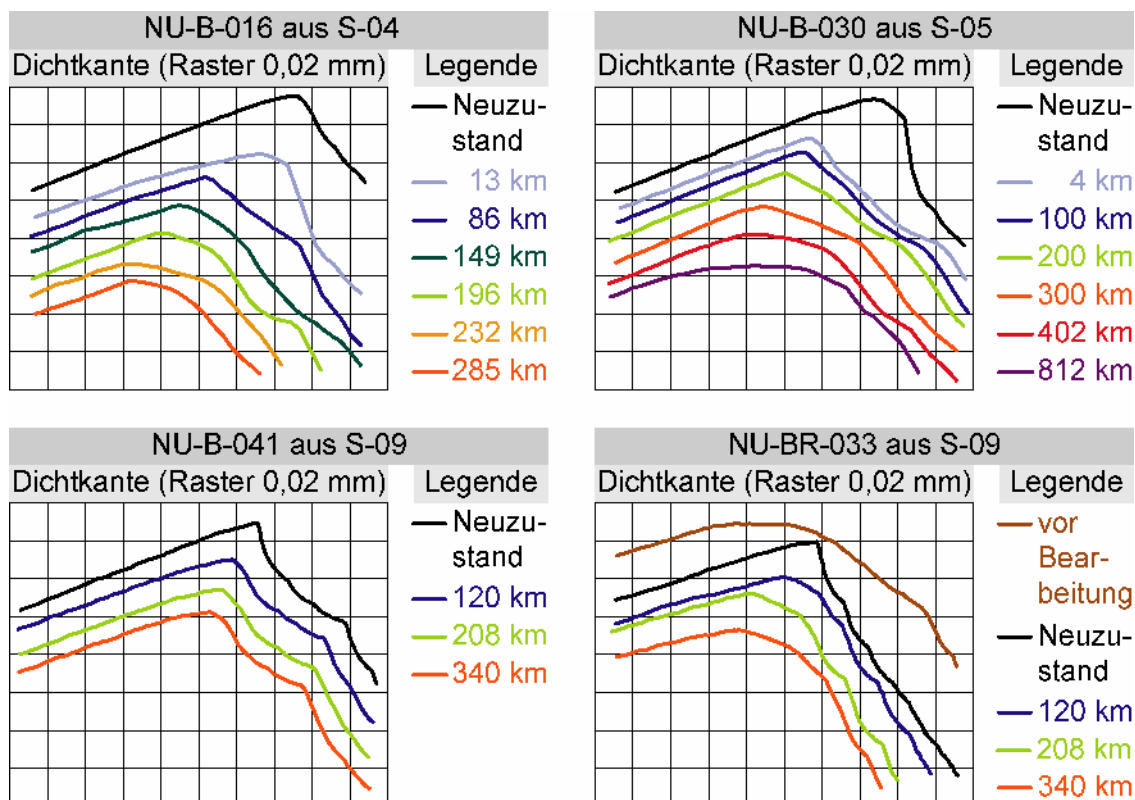


Bild 8.3: Dichtkantenprofile von Dichtringen NU-B, bei 20 MPa Permanentdruck getestet

Die kumulierte Leckage zeigte für S-04 und S-05 einen ähnlichen Verlauf (Bild 8.4). Bis ca. 250 km trat Leckage auf, danach leckten sie nicht mehr. Der Übergang vom Bereich mit Leckage zur Dichtheit fiel mit der Radiusbildung an der Dichtkante zusammen. Die Dichtringe NU-B aus Staffel S-09 leckten von Beginn an leicht, bis zum Versuchsende bei 340 km nahm die Leckage immer mehr zu. Eine Radiusbildung an der Dichtkante konnte nicht festgestellt werden. Demgegenüber waren die Dichtringe NU-BR in S-09 bis ca. 100 km dicht. Danach trat bis zum Versuchsende Leckage auf. D. h. die Dichtringe NU-BR begannen zu lecken, als sich an der Dichtkante der Radius ausbildete.

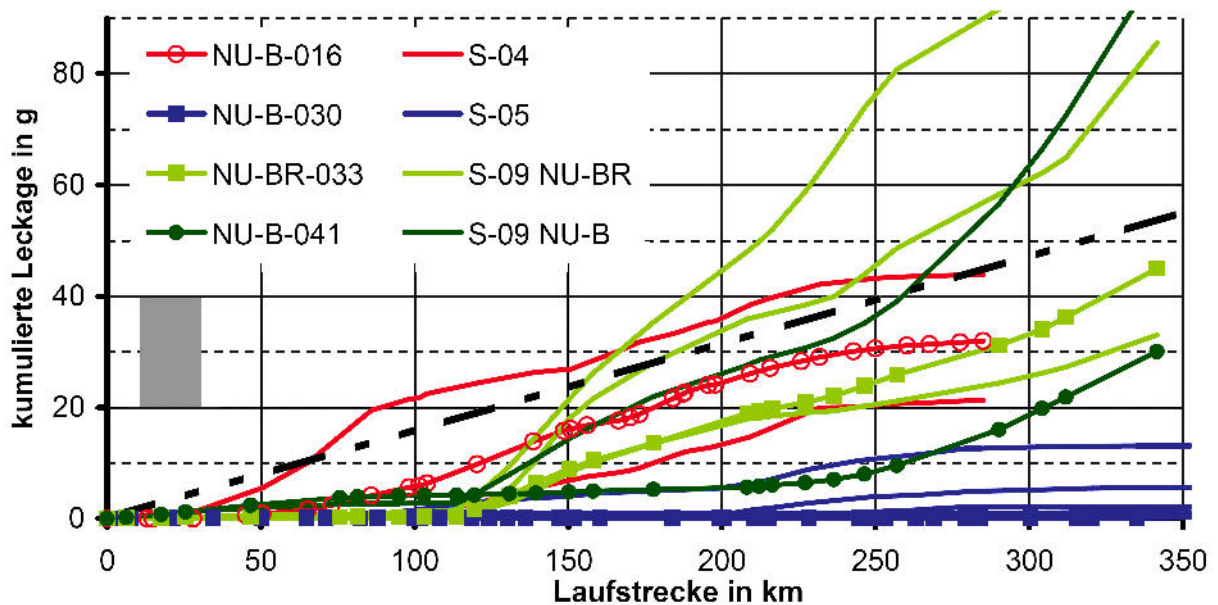


Bild 8.4: kumulierte Leckage der Staffeln mit NU-B bei Permantendruck

8.3 Vergleich der Dichtringe mit R 0,1 an der Dichtkante bei Permantendruck

Die FEM-Betrachtungen ergaben für einen Dichtkantenradius von R 0,1 mm eine gute Dichtgüte bei relativ dicken Schmierfilmen (Kap. 1). Nachfolgend sind die experimentellen Ergebnisse der Dichtringe mit R 0,1 mm an der Dichtkante zusammengestellt.

Bild 8.5 zeigt die Dichtringprofile der zu vergleichenden Dichtringe. Alle Dichtringe sind aus dem Typ NU-B entstanden, daher war die grundsätzliche Profilform gleich. Je nach Versuchsstaffel und Laufstrecke waren die Dichtlippen unterschiedlich stark aufgeweitet. NU-B-030 wies am Dichtungsrücken Extrusion auf. NU-BM-066 verformte sich am Dichtungsrücken ebenfalls plastisch, allerdings ohne dass sich eine Extrusionsfahne gebildet hätte. Die Dichtkante war bei allen als Rundung mit einem Radius von 0,1 mm ausgeführt, bei NU-B-030 mit einem leichten „Höcker“, beim neuen NU-BM-066 waren noch Riefen des Fertigungsprozesses vorhanden.

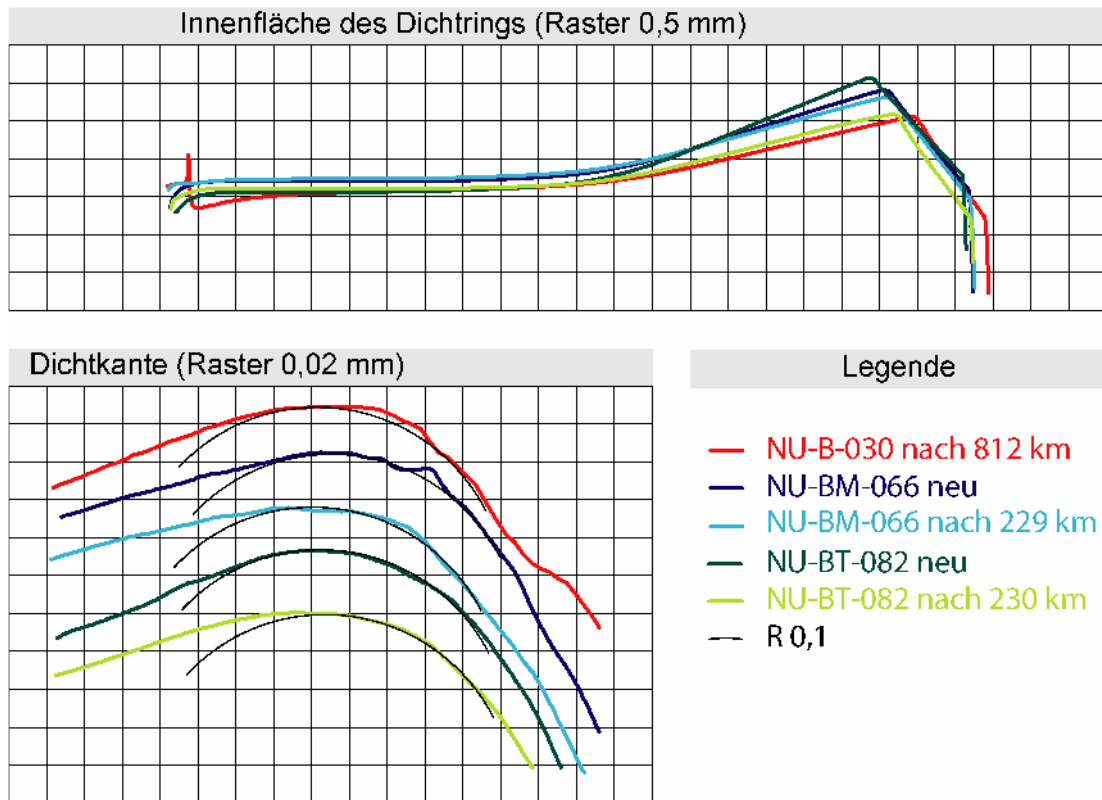


Bild 8.5: Dichtringprofile der Dichtringe mit R 0,1 an der Dichtkante

Bei der Dichtheitsbewertung ergaben sich zwei Klassen (Bild 8.6). Der gelaufene Dichtring NU-B-030 und der Dichtring NU-BM-066 im Neuzustand waren dicht. Dies zeigten übereinstimmend Leakageversuch, Förderwertbestimmung und Ellipsometermessung (bei NU-BM-066 und NU-BT-082 wurden im Neuzustand keine Ellipsometermessungen durchgeführt).

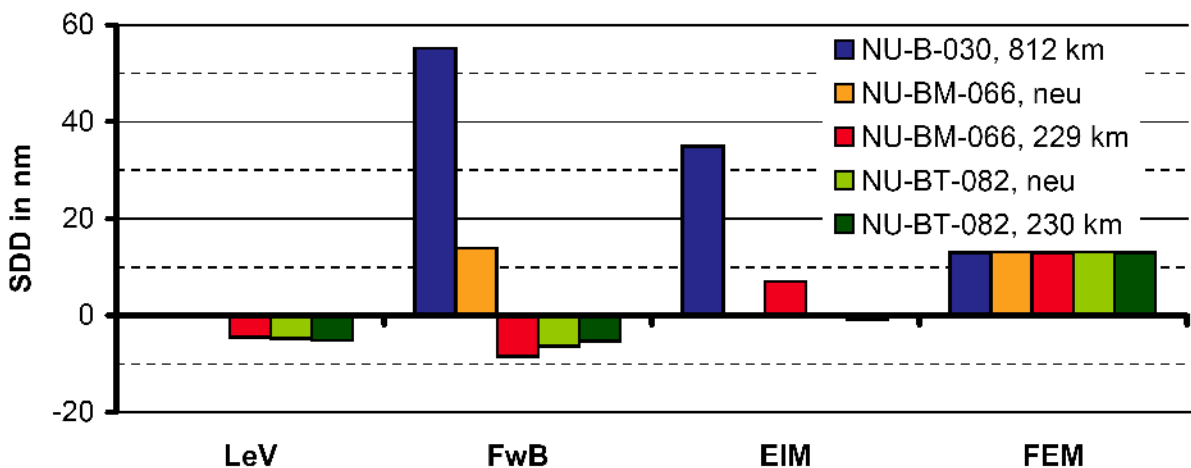


Bild 8.6: Schmierfilmdickendifferenz der Dichtringe mit R 0,1 an der Dichtkante

NU-BM-066 nach 229 km und NU-BT-082 im Neuzustand und nach 230 km waren im Leakageversuch und bei der Förderwertbestimmung undicht. Demgegenüber zeigte die FEM-Betrachtung Dichtheit für einen Dichtring der Form NU-B mit 0,1 mm Radius an der Dichtkante. Die Dichtkantenform des

gelaufenen NU-BM-066 und des NU-BT-082 passte besser zum idealen Radius, eigentlich sollte hier die Übereinstimmung mit den FEM-Betrachtungen besser sein.

8.4 Dichtringe für Differentialbetrieb

Bild 8.7 zeigt im Vergleich Profile von Dichtringen die mit Wechseldruck getestet wurden. Dargestellt sind ein handelsüblicher Dichtring NU-B, ein durch Abstechen der Luftseite der Dichtlippe aus einem Dichtring NU-B entstandener Dichtring NU-C und ein gedrehter Dichtring NU-D.

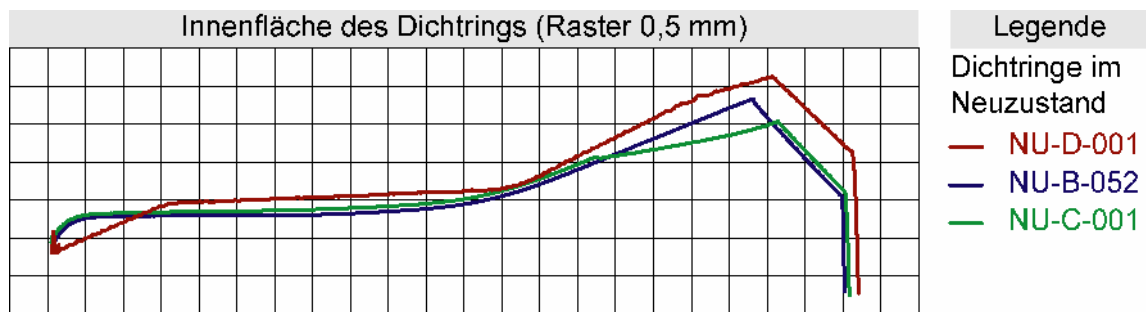


Bild 8.7: Dichtringprofile für Differentialbetrieb

Die Dichtringe NU-B waren im Plungerbetrieb dicht, im Differentialbetrieb leckten zwei von drei Dichtungen (Bild 8.8). Ein Dichtring vom Typ NU-C leckte im Differentialbetrieb stark, die beiden anderen im Differentialbetrieb getestet und die drei im Plungerbetrieb getesteten Dichtringe NU-C waren dicht. Die Dichtringe NU-D leckten, im Plungerbetrieb stärker als im Differentialbetrieb.

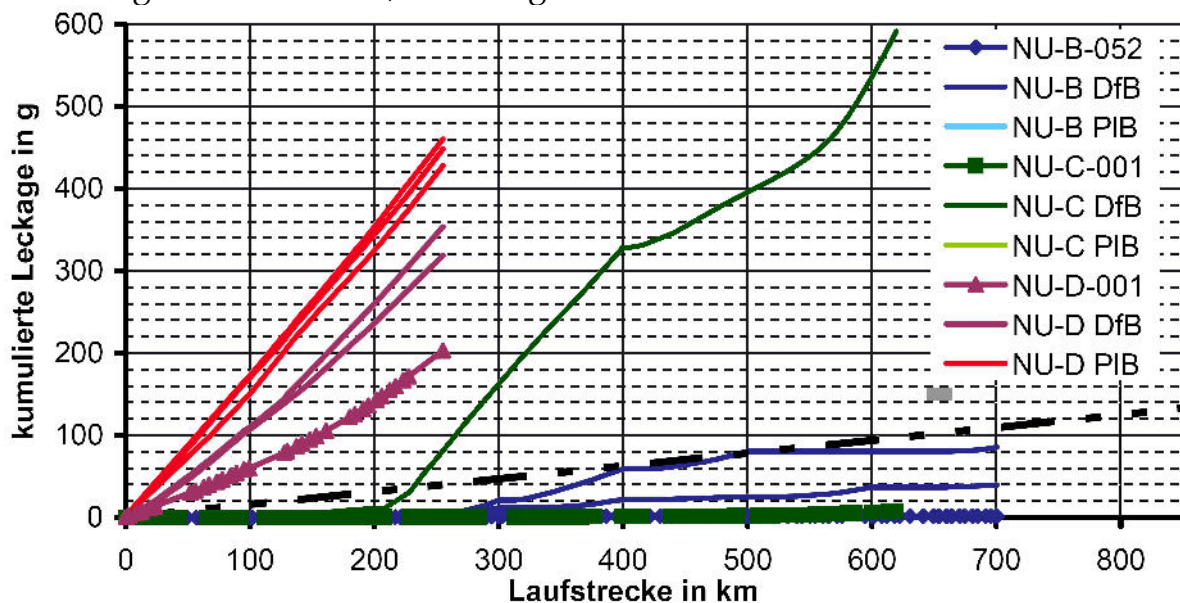


Bild 8.8: Leckagediagramm

Bei der Förderwertbestimmung traten die Unterschiede zwischen Differential- und Plungerbetrieb noch deutlicher in Erscheinung. Bei den handelsüblichen

Dichtringen NU-B waren die Förderwerte im Plungerbetrieb größer als die im Differentialbetrieb (Bild 8.9). Bei den Dichtringen mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe (NU-C und NU-D) waren dagegen die Förderwerte im Differentialbetrieb deutlich größer als im Plungerbetrieb. Dies bestätigte die These des „Kippeffekts“. D. h. die gezielte Beeinflussung des Pressungsverlaufs durch unterschiedliche Drücke die am Dichtring anlagen war möglich.

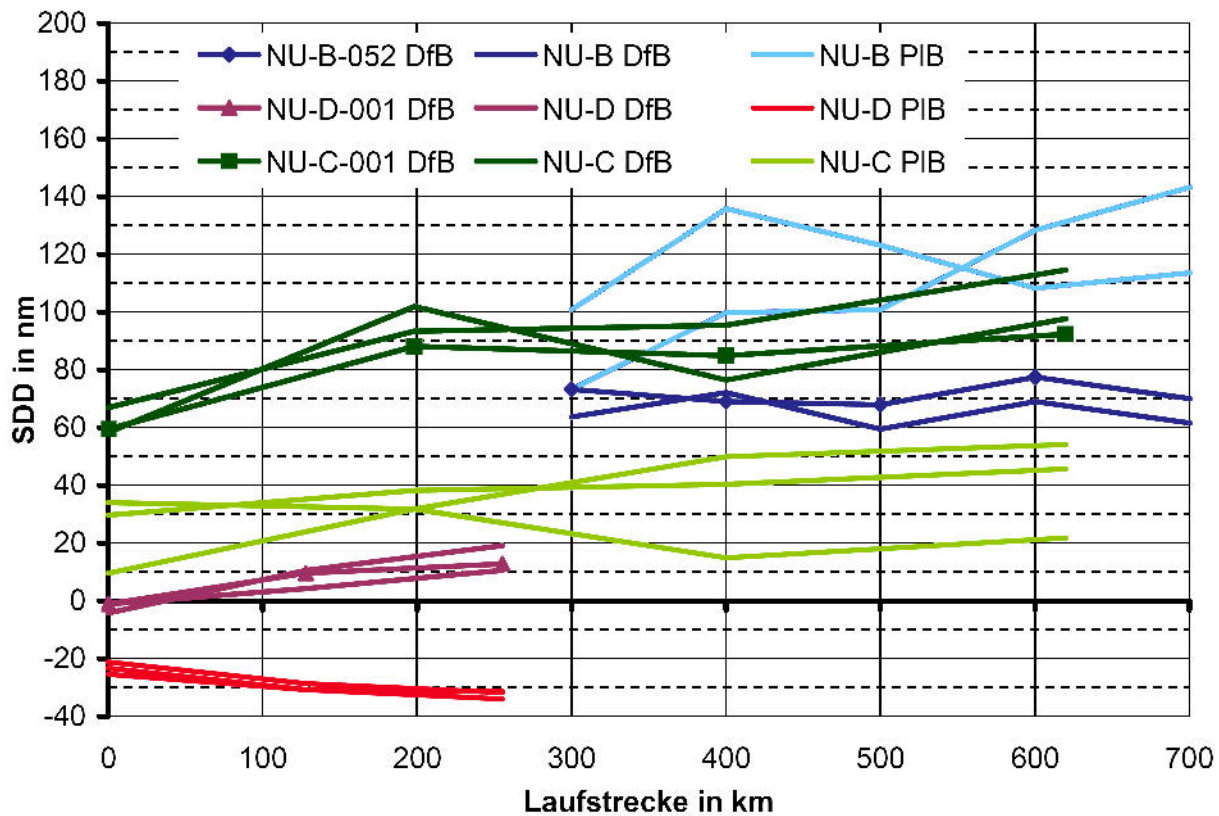


Bild 8.9: Förderwertbestimmung

8.5 Fase am Dichtungsrücken

Die in Staffel S-12 untersuchten Dichtringe NU-D leckten entgegen den Ergebnissen aus den FEM-Untersuchungen stark. Da die Dichtringe NU-D einen kleineren Innendurchmesser und eine höhere Radialkraft als die Dichtringe NU-B aufwiesen, wurden die Dichtringe NU-F mit etwas größerem Innendurchmesser und etwas weicherer Dichtlippe im Vergleich zu NU-D gestaltet. Wie der Vergleich der gemittelten kumulierten Leckagewerte in Bild 8.10 zeigt, leckten diese ebenfalls stark. Eine andere Ursache für die Leckage könnte in einem hohen Pressungsanstieg am Dichtungsrücken liegen. Durch den Betriebsdruck könnte der Dichtring in den Spalt zwischen Kolbenstange und Gehäuse gedrückt worden sein was in einen hohen Pressungsanstieg resultieren kann. Daher wurden für die Staffel S-14 Dichtringe mit einer vergrößerten Fase am Dichtrücken hergestellt (NU-G). Diese leckten allerdings noch stärker als die Dichtringe NU-D und NU-F (Bild 8.10). Im Rahmen dieser Arbeit konnte die Diskrepanz zwischen

experimentellen Leckagewerten und Ergebnissen aus FEM-Betrachtungen bei den Nutringen NU-D, NU-F und NU-G nicht geklärt werden.

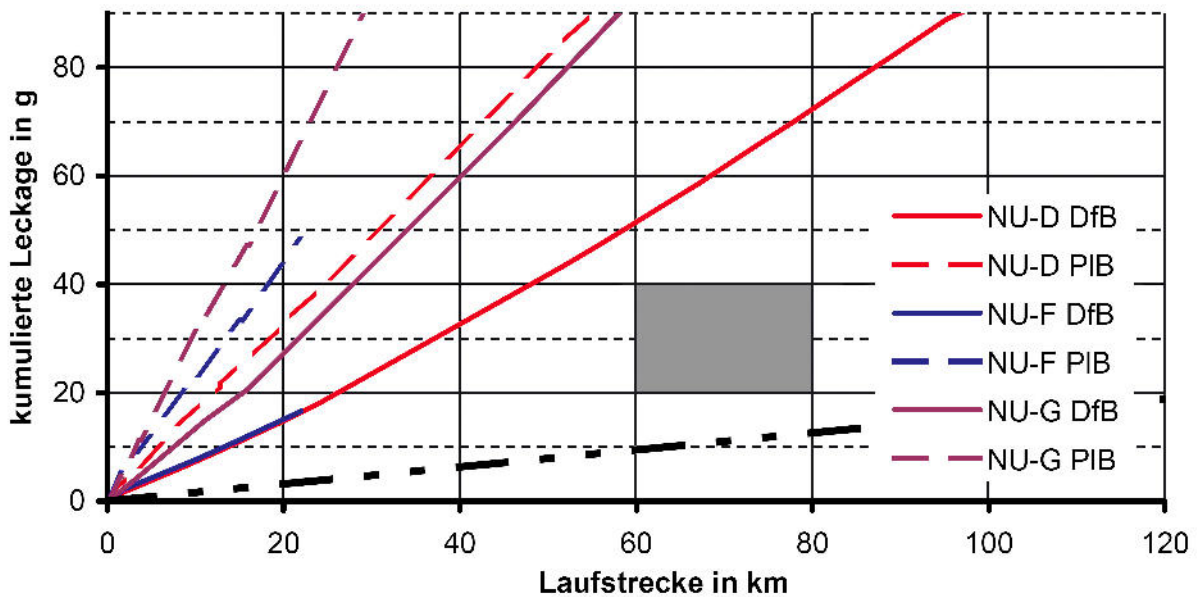


Bild 8.10: gemittelte kumulierte Leckage aus Staffel S-12, S-13 und S-14

8.6 Vergleich der Ergebnisse aus FEM-Betrachtungen mit experimentellen Versuchsdaten

In den folgenden Diagrammen sind Werte aus FEM-Betrachtungen denen aus experimentellen Versuchen gegenübergestellt. Zugrunde gelegt ist eine Öltemperatur von 80 °C. Bild 8.11 zeigt die Dicke der beim Ausfahren auf der Stange haftenden Schmierfilme ohne Druckbeaufschlagung. Die mittels FEM-Betrachtungen ermittelten Werte waren bis auf NU-E-001 etwas größer als die Werte aus den Ellipsometermessungen. Bei dem gelaufenen Dichtring (NU-B-030) und bei dem Dichtring mit mechanisch bearbeiteter Dichtkante (NU-BM-066) ergaben die FEM-Betrachtungen allerdings deutlich zu große Werte.

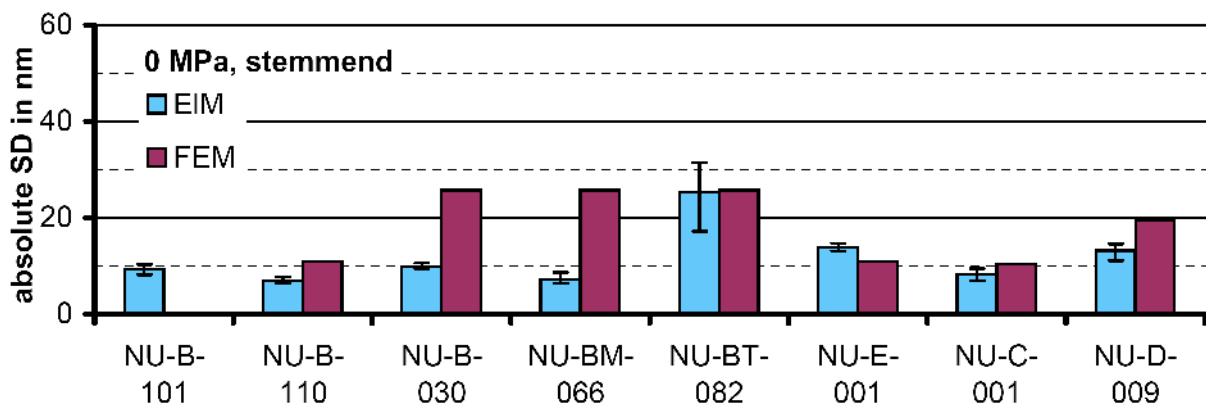


Bild 8.11: absolute Schmierfilmdicke bei 0 MPa, ausfahrende Kolbenstange (in nm)

Im Gegensatz zur Schmierfilmdicke beim Ausfahren waren die mittels FEM-Betrachtungen ermittelten Schmierfilmdicken beim drucklosen Einfahren bis auf NU-D-009 deutlich kleiner als die mit dem Ellipsometer gemessenen Werte (Bild 8.12).

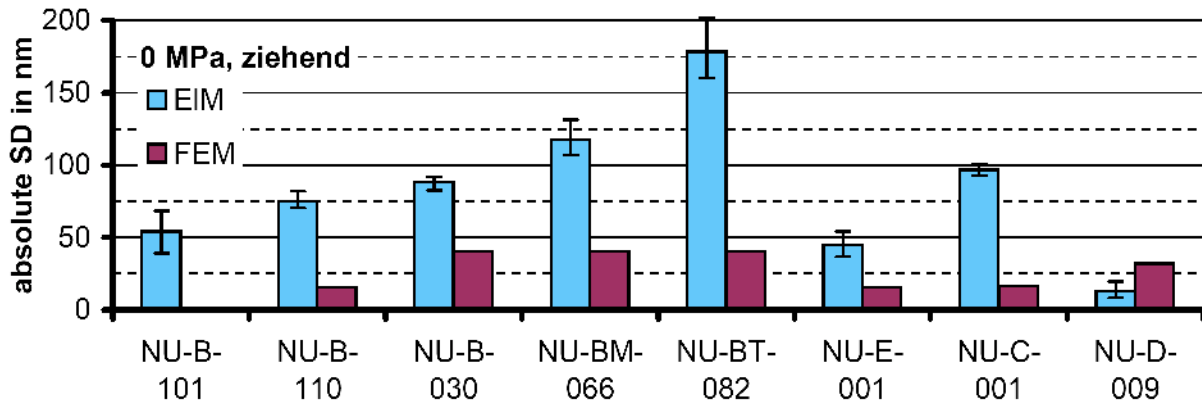


Bild 8.12: absolute Schmierfilmdicke bei 0 MPa, einfahrende Kolbenstange (in nm)

Bei Druckbeaufschlagung und ausfahrender Kolbenstange waren die meisten aus den FEM-Betrachtungen stammenden Werte kleiner als die entsprechenden Ellipsometerwerte (Bild 8.13). Nur bei NU-D-009 ist der FEM-Wert um ein vielfaches höher als der Wert aus der Ellipsometermessung.

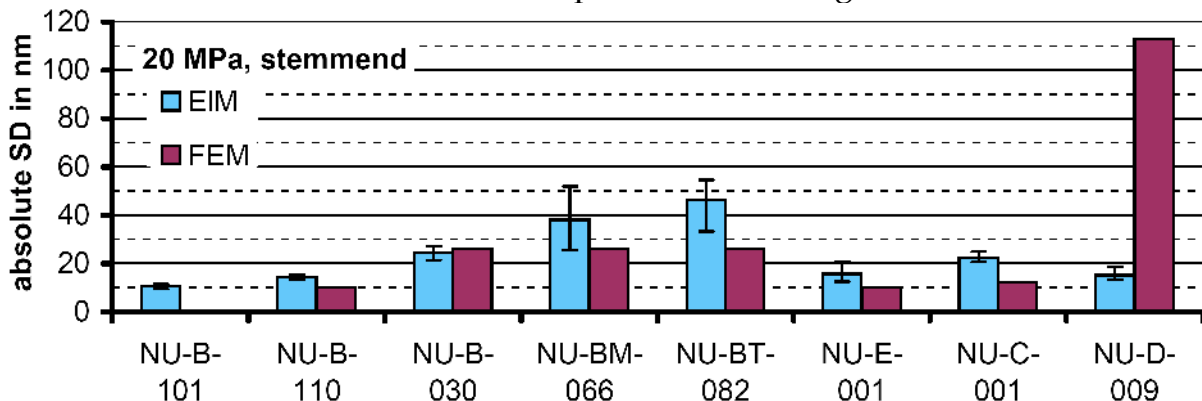


Bild 8.13: absolute Schmierfilmdicke bei 20 MPa, ausfahrende Kolbenstange (in nm)

Die Werte bei 20 MPa einfahrender Kolbenstange sind in Bild 8.14 dargestellt. Auch hier waren meist die FEM-Werte kleiner als die mit dem Ellipsometer gemessenen Werte. Bei den gedrehten Dichtringen NU-E-001 und NU-D-009 lagen die Verhältnisse umgekehrt, die Ellipsometermessungen ergaben deutlich kleinere Werte als die aus den FEM-Betrachtungen.

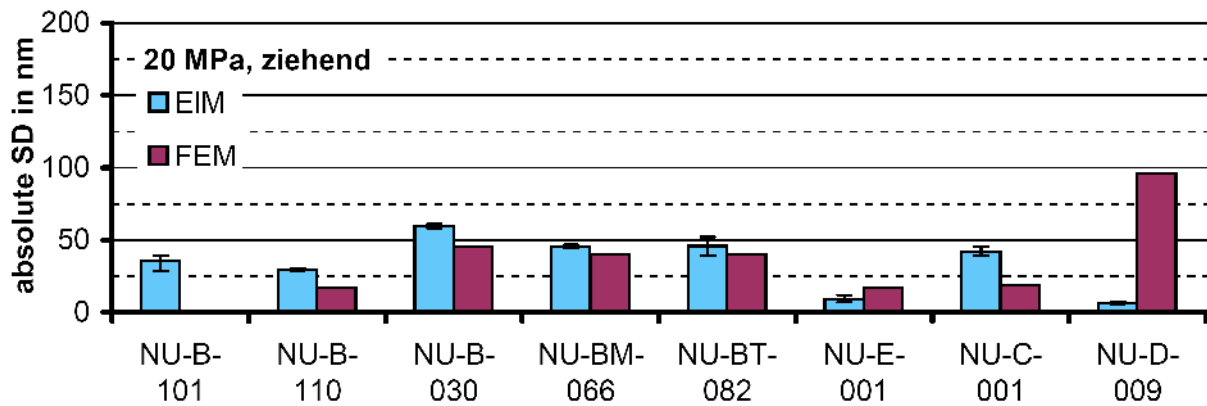


Bild 8.14: absolute Schmierfilmdicke bei 20 MPa, einfahrende Kolbenstange (in nm)

Für im Spritzgussverfahren hergestellte Dichtringe ergaben sich die folgenden Erkenntnisse: Unter Druckbeaufschlagung bei ein- und ausfahrender Kolbenstange, vor allem aber bei drucklos einfahrender Kolbenstange waren die aus den FEM-Betrachtungen gewonnenen Werte deutlich zu klein im Vergleich zu den mit dem Ellipsometer gemessenen Werten. Bei drucklos ausfahrender Kolbenstange waren dagegen die FEM-Werte größer als die aus den Ellipsometermessungen. Für die Grobauslegung von Dichtringen sind die FEM-Betrachtungen aber sicherlich sehr hilfreich und zielführend. Dies gilt insbesondere für die Auslegung von Dichtringen für den Differentialbetrieb, da hier die FEM-Betrachtungen in beiden Bewegungsrichtungen den im Vergleich zu den Ellipsometermessungen ungünstigeren Fall ergaben.

Die gedrehten Dichtringe passten nicht in diese Bilder. Die Ergebnisse zeigten, dass hier keine klaren Zusammenhänge herauszuarbeiten waren. Hier scheinen noch andere Effekte einen maßgebenden Einfluss zu haben. Denkbar wäre, dass durch die Drehriefen Pressungsanstiege entstanden sind, die die Schmierfilmdicke bestimmten. Diese Drehriefen wurden im FE-Modell nicht modelliert. Die Übertragung von FEM-Betrachtungen auf die Realität sollte hier mit deutlich größerer Vorsicht und umfangreicherer, experimenteller Begleitung erfolgen.

9 Diskussion der Ergebnisse

In den zurückliegenden Kapiteln wurden die Ergebnisse der umfangreichen Langzeitversuche und den begleitenden Dichtheitsbewertungen dargestellt. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse kritisch diskutiert, Schlüsse daraus gezogen und die Bedeutung für die Praxis erläutert.

9.1 Dichtheitsbewertung von Hydraulikdichtungen

In dieser Arbeit wurde die Dichtheit von Polyurethandichtringen mit vier unterschiedlichen Verfahren ermittelt: im Leckageversuch, mittels Förderwertbestimmung, mit Ellipsometerschmierfilmdickenmessung und durch Berechnung mittels der Finite Elemente Methode. Trotz teilweise unterschiedlichen Ergebnissen hat jedes Verfahren seine Berechtigung.

Leckageversuch

Beim Leckageversuch wird der Dichtring entsprechend seiner üblichen Einbausituation getestet (Bild 4.10). Auf der Druckseite erfolgt die Beaufschlagung mit dem Hydraulikfluid, das je nach zu testenden Betriebsbedingungen unter Druck steht. Auf der Luftseite liegen die Umgebungsbedingungen an. Zusätzlich kann der Versuchsaufbau mit weiteren Dichtringen, Abstreifern und Führungselementen ergänzt werden. Die Dichtheitsbewertung erfolgt durch Erfassen der Abtropfleckage.

Der große Vorteil dieser Messmethode liegt darin, dass reale Einbausituationen der Dichtringe nachgebildet werden können. Damit kann die Dichtheit genau bei den Verhältnissen bewertet werden, die einem tatsächlichen Einsatzzweck entsprechen. Zudem kann die Dichtheitsbewertung simultan zu Langzeit- bzw. Verschleißversuchen durchgeführt werden, ohne dass eine Veränderung am Versuchsaufbau für die Dichtheitsbewertung vorgenommen werden muss.

Ein klarer Nachteil der Dichtungsbewertung durch Leckagemessung ist, dass für eine quantitative Bewertung Leckage auftreten muss. D.h. ein zahlenmäßiger Vergleich verschiedener Dichtungen kann nur ergeben, wie schlecht eine Dichtung ist. Eine gute Dichtung, die keine Leckage aufweist, kann nicht weiter bewertet werden, als mit dem Prädikat dicht. Für die Weiterentwicklung von Dichtringen ist dies nicht ausreichend. Nachteilig ist zudem die integrale Bewertung über den ganzen Dichtungsumfang. Unterschiede am Umfang werden nicht erfasst. Wie die Schmierfilmdickenmessungen mit dem Ellipsometer zeigten, sind die Schmierfilmdicken am Stangenumfang teilweise sehr unterschiedlich (Kap. 6). Dadurch können Bereiche am Stangenumfang auftreten, die lecken und andere, die dicht sind und ein Rückfördervermögen aufweisen. Befindet sich bei horizontaler Kolbenstange der Bereich mit Rückfördervermögen oben und der mit Leckage unten, wird die Leckage abtropfen und beim Leckagever-

such als Leckage erfasst werden. Ist dagegen der Bereich mit Leckage oben eingebaut, wird die auftretenden Leckage am Dichtring entlang nach unten laufen und kann dort vom Bereich des Dichtrings mit Rückfördervermögen zumindest teilweise zurück in den Fluidraum gefördert werden. Bei senkrechter Kolbenstange und unten eingebauter Dichtung wird Leckage unabhängig von der Position am Dichtringumfang an der Stange entlang nach unten laufen und abtropfen. Bereiche mit Rückfördervermögen beeinflussen dies nicht. Ist die Dichtung dagegen oben eingebaut, wird Leckage sich als Ring am Dichtring ansammeln. Bereiche am Umfang mit Rückfördervermögen können dadurch zumindest teilweise Leckage kompensieren. Es ergibt sich eine über den ganzen Umfang integrale Bewertung der Dichtheit. Dies bedeutet, dass für ein- und denselben Dichtring im Leckageversuch je nach Einbaulage und Dichtringorientierung unterschiedliche Ergebnisse gemessen werden.

Wie die Versuchsstaffeln zeigten, verändern sich die Leckageraten über den Versuchszeitraum. Nur mit der Leckagemessung ist es möglich, Veränderungen der Dichtheit zu erfassen, ohne Veränderungen am Prüfaufbau vornehmen zu müssen. Zusammen mit der Möglichkeit, Dichtungssysteme aus mehreren Elementen untersuchen zu können, ist die Leckagemessung damit das ideale Verfahren um Langzeitversuche und Praxistests durchführen zu können.

Förderwertbestimmung

Für die Förderwertbestimmung wird durch eine zusätzliche Dichtung eine Kammer auf der Luftseite der Prüfdichtung gebildet. In dem diese Kammer mit Hydraulikfluid gefüllt wird, steht der zu untersuchenden Dichtung auf der Druckseite und auf der Luftseite Hydraulikfluid zur Verfügung (Bild 4.12). Über ein Steigrohr wird die Veränderung des Hydraulikfluidvolumens auf der Luftseite der Dichtung erfasst. Mit einem Steigrohr mit Millilitereinteilung (oder feiner) kann damit schon bei Laufstrecken von weniger als 1 km der Förderwert bestimmt werden.

Sehr vorteilhaft an dieser Methode ist, das Rückfördervermögen quantitativ erfassen zu können. Damit ist es möglich, auch bei funktionierender Dichtung deren Güte mit Werten zu beschreiben.

Ähnlich wie beim Leckageversuch wird auch bei der Förderwertbestimmung ein über den Dichtungsumfang gemittelter Wert bestimmt. Die Unterschiede am Umfang können damit nicht erfasst werden. Zudem ergeben sich durch die dauerhafte und vollständige Überflutung der Luftseite veränderte Bedingungen für die Prüfdichtung, durch die das Dichtverhalten beeinflusst werden könnte. Gestützt wird diese Annahme durch die Unterschiede beim Vergleich zwischen Leckagemessung und Förderwertbestimmung (z. B. Kap. 7.4 Versuchsstaffel S-05 oder Kap. 7.9 Versuchsstaffel S-10).

Die Förderwertbestimmung ist ein Verfahren, mit dem schnell die Dichtgüte ermittelt werden kann und dies quantitativ sowohl für dichte als auch für leckende Dichtungen. Damit ist diese Methode gut geeignet um viele verschiedene Dichtungsvarianten zu beurteilen. Für die effektive Weiterentwicklung von Dichtringen ist die Förderwertbestimmung daher ein gut geeignetes Mittel.

Ellipsometermessung

Bei der Ellipsometermessung wird direkt der unter dem Dichtring durchgeschleppte Schmierfilm vermessen, sowohl für ausfahrende als auch für einfahrende Kolbenstange. Hierfür wird mit dem Prüfstand ein Schmierfilm auf der Kolbenstange erzeugt. Für die Messung der einfahrenden Schmierfilmdicke wird dabei der Druckraum mit Gasdruck beaufschlagt (Kap. 4.7). Vergleicht man die Schmierfilme bei ausfahrender und bei einfahrender Kolbenstange, kann die Dichtgüte bewertet werden.

Zusammen mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Rotationsvorschubs können so Schmierfilme über den Stangenumfang gemessen werden. Damit wird direkt die Funktionsweise der Dichtung ermittelt, getrennt für ausfahrende und für einfahrende Kolbenstange. Anders als beim Leckageversuch oder der Förderwertbestimmung wird nicht das Ergebnis von Ausfahren und Einfahren in Summe ermittelt, sondern für beide Bewegungsrichtungen wird ein separater Wert gemessen. Zudem können durch die hohe Auflösung in Umfangsrichtung Unterschiede der Dichtwirkung am Umfang ermittelt werden.

Für die Messung mit dem Ellipsometer ist eine polierte Oberfläche notwendig, zudem lässt die Aufnahme für die Kolbenstange auf dem Ellipsometer nur Kolbenstangen bis ca. 400 mm Länge zu. Für die Ellipsometermessung müssen daher die Prüfdichtringe mit der für das Ellipsometer geeigneten Kolbenstange betrieben werden. Dies schränkt die Vergleichbarkeit mit anderen Kolbenstangen ein. Für Messungen im Rahmen von Langzeituntersuchungen muss daher der Dichtring aus dem Prüfstand ausgebaut werden.

Der große Vorteil der Ellipsometermessung in Verbindung mit dem Rotationsvorschub besteht darin, dass für die Bewertung von Dichtungen eine weitere Dimension erschlossen wurde. Diese liegt in der Bewertung der Dichtgüte in Abhängigkeit von der Position am Umfang. Zusammen mit der Möglichkeit, Schmierfilmdicken für ausfahrende und für einfahrende Kolbenstange unabhängig von einander zu bestimmen, ist die Schmierfilmdickenmessung mittels Ellipsometrie insbesondere für die genaue Analyse der Dichtwirkung unerlässlich und ein wichtiger Baustein um die Vorgänge im Dichtspalt noch besser zu untersuchen.

Finite Elemente Methoden

Anders als bei den zuvor beschriebenen Verfahren wird bei FEM-Verfahren nicht durch praktische Experimente die Dichtgüte bestimmt, sondern durch Simulation am Rechner. Das für diese Arbeit benutzte Verfahren (Kap. 4.9) verwendet ein axialsymmetrisches Modell. Hierbei wird der Querschnitt der Dichtung modelliert (Profil des Dichtrings sowie Nut und Kolbenstange). Das Simulationsprogramm errechnet daraus ein gedachtes dreidimensionales Modell mit dem der Einbau des Dichtrings, begrenzt von Nut und Kolbenstange, und die Druckbeaufschlagung simuliert werden. Durch das axialsymmetrische Modell werden am ganzen Umfang die gleichen Bedingungen verwendet. Als Ergebnis aus der Simulation liegt der Kontaktpressungsverlauf im Dichtspalt bei verschiedenen Drücken vor. Aus diesen werden die maximalen Pressungsanstiege bestimmt. Über die inverse Reynoldsgleichung wird damit die entstehende Schmierfilmdicke bestimmt. Veränderungen an der Kontaktpressung durch Reibung werden vernachlässigt.

Wie bei den Ellipsometermessungen können so die Schmierfilmdicken für ein- und ausfahrende Kolbenstange getrennt von einander ermittelt werden. Da am ganzen Umfang der gleich Dichtungsquerschnitt und die gleichen Randbedingungen verwendet werden, ist der Rechenaufwand überschaubar und die eigentliche Berechnung dauert weniger als eine halbe Stunde. Mit Modellerstellung und Simulationsauswertung kann damit innerhalb weniger Stunden eine Dichtringform bewertet werden, d.h. in kurzer Zeit können viele Dichtungsvarianten bewertet werden.

Einschränkungen ergeben sich aus den Vereinfachungen die bei der Simulation vorgenommen werden. Das Material wird mit einem homogenen Materialgesetz beschrieben (wogegen die kristallinen und amorphen Bereiche im thermoplastischen Elastomer sicherlich deutlich verschiedene Materialeigenschaften aufweisen dürften), für die Geometrie der Dichtung wird eine ideale Form angenommen und Unterschiede am Umfang werden komplett vernachlässigt. Zudem wird für die Berechnung des Schmierfilms der statische Kontaktpressungsverlauf herangezogen, Veränderungen im Druckverlauf z.B. aufgrund von Strömungen im Dichtspalt werden vernachlässigt.

Trotz der aufgezeigten Einschränkungen bieten Finite Elemente Methoden große Chancen für die Dichtheitsbewertung. Vor allem die Möglichkeit in kurzer Zeit viele Varianten einer Dichtung zu beurteilen ist für die Dichtungsentwicklung ein großer Vorteil. Würden Reibung und Hydrodynamische Effekte mit betrachtet, könnte vielleicht eine bessere Treffsicherheit erreicht werden. Der Aufwand für die Simulation würde allerdings dadurch stark erhöht werden.

Unterschiede in der Dichtheitsbewertung

Je nach verwendetem Verfahren zur Dichtheitsbewertung unterschieden sich die Ergebnisse teilweise deutlich. Ein Vergleich zwischen verschiedenen Dichtungen kann daher immer nur auf Grundlage des gleichen Verfahrens zur Dichtheitsbewertung erfolgen. Umfassend die Dichtgüte einer Dichtung zu ermitteln ist nur durch die Anwendung von mehreren, verschiedenen Verfahren möglich. Um tatsächliche Aussagen zur Dichtgüte eines konkreten Anwendungsfalles machen zu können, ist der Leckageversuch mit allen beteiligten Komponenten wie Abstreifern, Dichtringen, Führungen und Gegenlauffläche notwendig. Allerdings kann damit nur bei Leckage (also im „Versagensfall“) eine quantitative Aussage zur Dichtgüte gemacht werden. Daher sind auch andere Dichtheitsbewertungen zur Abschätzung des Verhaltens wichtig.

Hydrodynamischer Druckaufbau

Teilweise unterschieden sich Ergebnisse aus FE-Simulation und von Ellipsometermessungen sehr stark. Vor allem bei drucklos einfahrender Kolbenstange gab es große Differenzen. Die mit dem Ellipsometer gemessenen absoluten Schmierfilmdicken war viel größer als wie durch FE-Simulationen ermittelt. Eine Ursache dafür dürfte im hydrodynamischen Druckaufbau liegen. Liegt kein oder nur geringer Fluiddruck an der Dichtung an, ist der Dichtungsrücken von der Kolbenstange abgehoben. Bei einfahrender Kolbenstange bildet sich ein sehr langer Einlaufspalt, der einen globalen, makroskopischen hydrodynamischen Druckaufbau im sich verengenden Keilspalt begünstigt (Bild 5.4, rechts). Führt dies zum Anheben der Dichtlippe wird ein dickerer Schmierfilm durch den Dichtspalt geschleppt. Der Effekt der Spaltvergrößerung durch Schleppströmungen wurde auch von Gropp und Freitag festgestellt /7/.

Eine weitere Ursache könnte der Einfluss von Scherspannungen durch Reibung sein. Kanters berichtete insbesondere bei dünnen Schmierfilmen ($\ll 1 \mu\text{m}$) von größeren Dichtspalthöhen bei einfahrender Kolbenstange im Vergleich zu Betrachtungen, die die Dichtspalthöhe aus Pressungsverläufen ohne Reibungseinfluss bestimmen /9/.

Unterschiede zwischen FEM-Betrachtungen und experimentellen Ergebnissen

Bei gedrehten Dichtringen traten große Unterscheide zwischen experimentellen Werten (Ellipsometermessung, Förderwertbestimmung, Leckageversuch) und FEM-Betrachtungen auf. Diese Dichtringe weisen herstellungsbedingt Riefen in Umfangsrichtung auf. In Bewegungsrichtung der Kolbenstange ergeben sich also viele kleine „Berge“ und „Täler“. Die Theorie geht dagegen von glatten Flächen aus, für die FEM-Betrachtungen wurden ebenfalls glatte Flächen model-

liert. Offen ist, ob eine Modellierung der Drehriefen eine bessere Übereinstimmung ergeben würde.

Neue Dichtringe zeigten am Umfang große Unterschiede der Schmierfilmdicke, obwohl das Dichtringprofil am Umfang zumindest im Rahmen der Messauflösung gleich war (noch keine Veränderungen durch Verschleiß) und damit auch der Pressungsverlauf im Dichtspalt keine entscheidenden Unterschiede in Umfangsrichtung aufweisen dürfte. Offensichtlich gibt es aber diese Unterschiede. Die FEM-Betrachtungen, die von am Umfang gleichen Verhältnissen ausgehen, können diese Unterschiede am Umfang nicht abbilden. Hier sind weitere Untersuchungen notwendig, da bisher unklar ist, was diese Unterschiede der Schmierfilmdicke in Umfangsrichtung hervorruft. Die Reproduzierbarkeit der ungleichmäßigen Schmierfilmdickenverteilung am Umfang bei einigen Dichtungen lässt nur den Schluss zu, dass Eigenschaften des Dichtrings dafür verantwortlich sind. Eine mögliche Ursache könnte in den Materialinhomogenitäten liegen.

Veränderungen an der Dichtkante im Bereich von einigen Hundertstelmmillimetern in Form einer Radiusbildung konnten in FE-Modellen nachgebildet und ausgewertet werden. Die Ergebnisse konnten allerdings im Experiment nicht eindeutig nachvollzogen werden. Schon geringste Abweichungen von der Radiusidealform haben gravierende Auswirkungen.

Die inverse Reynolds Theorie hat die Dichtungstechnologie einen großen Schritt nach vorne gebracht. Auch heute ist deren Anwendung mit der FEM ein gutes und schnelles Mittel für die globale Dichtringauslegung. Um ein besseres Verständnis für die Vorgänge im Dichtspalt zu erlangen, sind die zahlreichen Versuche die inverse Reynolds Theorie zu verfeinern und zu ergänzen sicherlich sehr hilfreich (Kap. 2.2).

Allerdings zeigten die zeitlich und örtlich (am Umfang) unterschiedlichen Dichtwirkungen, die bisher nicht durch theoretische Beschreibungen nachvollziehbar sind, dass ein weiterer „Quantensprung“ im Verständnis notwendig sein wird, um diese Phänomene zu verstehen und simulativ abzubilden. Bis dahin sind neben theoretischen Betrachtungen auch weiterhin statistisch abgesicherte experimentelle Versuche erforderlich um die Eigenschaften von Dichtungen sicher zu beschreiben.

9.2 Geometrieinfluss

In dieser Arbeit wurden Veränderungen an der Dichtringgeometrie auf das Dichtverhalten untersucht. Dabei wurden sowohl Veränderung durch Verschleiß betrachtet, als auch Veränderungen, die durch Bearbeitung der Dichtringe hervorgerufen wurden.

Verschleiß

Starker abrasiver Verschleiß durch ungeeignete Gegenauflflächen führte zu schnellem Dichtungsversagen. Die verwendeten keramikbeschichteten Gegenauflflächen waren zwar bei den üblichen Rauheitsparametern (R_a , R_z und R_{max}) innerhalb bzw. nur ganz leicht außerhalb der von Dichtungsherstellern angegebenen Spezifikationen. Trotzdem verschlissen die Dichtringe innerhalb kürzester Zeit, gefolgt vom Versagen der Dichtung. Die Arbeiten geeignete Parameter zur Beschreibung der Gegenauflfläche zu finden sind daher für die Verwendung alternativer Kolbenstangenbeschichtungen (alternativ zu Hartchrom gehont) sehr wichtig. Sollen alternative Werkstoffe zu Stahl oder Hartchrom für Kolbenstangenoberflächen eingesetzt werden, reicht es nicht aus, die üblichen Rauheitsparameter (R_a , R_z und R_{max}) einzuhalten. Zusätzlich sind experimentelle Langzeitverschleißversuche notwendig, um geeignete Paarungen Dichtring – Gegenauflfläche zu finden.

Bei den oben gezeigten Laboruntersuchungen mit verchromten und gehonten Kolbenstangen und Tests bis 800 km Wegstrecke traten nur sehr kleine Änderungen an der Dichtringform auf. Eine nachlassende Dichtwirkung durch Verschleiß wurde nicht festgestellt. Nach anfänglicher, geringfügiger Leckage verbesserte sich die Dichtwirkung sogar, einhergehend mit einer Radiusbildung an der Dichtkante in der Größenordnung von wenigen hundertstel Millimetern. Gründe hierfür könnten in einem „Einlaufverschleiß“ mit Verformungen bzw. Geometrieänderungen im mikroskopischen Bereich liegen. Schmierfilme die im Bereich zwischen einigen 10 Nanometern und weniger als einem Mikrometer liegen deuten daraufhin, dass auch die tribologisch wirksamen Strukturen in dieser Größenordnung liegen und somit alles was größer als einige Mikrometer ist, vernachlässigt werden kann.

Bei der Verschleißbewertung sind makroskopische und mikroskopische Betrachtungen zu unterscheiden. Um die grundsätzlichen Funktionen einer Dichtung sicherzustellen, sind makroskopische Betrachtungen notwendig. Das heißt, die Dichtringform und die Dichtringabmessungen dürfen durch Verschleiß nicht zu stark verändert werden. Im drucklosen Fall muss z. B. die Vorspannung durch die Dichtringverformung groß genug sein, um Leckage zu verhindern. Für die Bildung des Schmierfilms zwischen Dichtring und Kolbenstange dagegen sind die mikroskopischen Strukturen verantwortlich. Die Versuche zeigen, dass selbst die Betrachtung der Dichtkante in der Größenordnung von Hundertstelmillimeter nicht ausreicht. Speziell die Ellipsometerschmierfilmdickenmessungen mit ihren Unterschieden am Stangenumfang zeigten, dass noch feinere Strukturen die Schmierfilmdicke entscheidend beeinflussen. Für eine feinfühligere Verschleißbewertung sind also mikroskopische und nicht makroskopische Betrachtungen zielführend.

FEM-Betrachtungen ergaben eine größere Schmierfilmdickendifferenz und eine bessere Dichtheit bei Dichtringen mit kleinem Radius an der Dichtkante. Dagegen leckten Dichtringe, bei denen vor Versuchsbeginn ein solcher Radius an der Dichtkante angebracht wurde. Eine Erklärung für das unterschiedliche Verhalten wurde nicht gefunden.

Die Verschleißbilder der auf verchromten und gehonten Kolbenstangen gelaufenen Dichtringe unterschieden sich grundsätzlich von denen auf abrasiven, hartstoffbeschichteten Kolbenstangen gelaufenen Dichtringen. Eine Verschleißraffung durch raue Oberflächen ist somit nicht möglich.

Die bei den Versuchen beobachtete makroskopische, plastische Verformung an den Dichtringen, die sich durch Aufweitung der Dichtlippe zeigte, hatte keinen negativen Einfluss auf die Dichtwirkung. Die Verformung des Dichtrings im eingebauten Zustand geht über die plastische Verformung hinaus, d.h. das Dichtringprofil im eingebauten Zustand verändert sich durch die plastische Verformung der Dichtlippe nicht. Damit bleibt auch der qualitative Pressungsverlauf im Dichtspalt erhalten, lediglich die Absolutwerte sind im drucklosen Zustand geringer. Mit Druckbeaufschlagung werden die Absolutwerte der Pressung zum größten Teil vom anliegenden Druck bestimmt, eine nachlassende Pressung durch eine aufgeweitete Dichtlippe wirkt sich dann noch weniger aus. Wenn die Aufweitung der Dichtlippe so stark wäre, dass im drucklosen Zustand keine Pressung zwischen Dichtring und Kolbenstange mehr vorhanden ist, dann würde Leckage entstehen. Bei den Versuchen zur vorliegenden Arbeit trat dieser Fall nicht ein.

Druckgesteuerte Pressungsverläufe

Eine zweite, sehr flache Dichtkante auf der Luftseite der Dichtlippe führte zu einer gezielten druckgesteuerten Veränderung des Pressungsverlaufs im Dichtspalt. Mit dem „Kippeffekt“ können die maximalen Pressungsanstiege stark unterschiedlich ausfallen, je nach dem wie stark der am Dichtring anliegende Fluiddruck ist. In Versuchen wurde die Wirkung der zweiten Dichtkante bestätigt, die auftretende Leckage war aber noch zu groß. Für eine praxistaugliche Auslegung sind daher weitere Untersuchungen notwendig. Speziell bei den vielfach eingesetzten, doppelt wirkenden Hydraulikzylindern sollten sich damit gute Möglichkeiten ergeben, um eine bessere Dichtgüte zu erzielen.

9.3 Schlussfolgerung: Robuste Auslegung von Dichtungen

Die im Labor gemachten Versuche zeigten trotz idealer Bedingungen (konstante Temperatur, konstante Geschwindigkeiten, keine Beeinträchtigung durch Schmutz, ...) teilweise nicht erklärbare Effekte.

Beispielsweise waren die Leckagewerte im Leckageversuch bei im Differentialbetrieb getesteten Dichtringen sehr unterschiedlich (Kap. 7.9 und 7.10). Um die Leistungsfähigkeit eines Dichtringtyps zu bestimmen, müssen immer mehrere Dichtringe untersucht werden, damit eine statistische Absicherung der Ergebnisse erreicht wird. Nach Unterbrechungen des Leckageversuchs veränderte sich teilweise das Dichtverhalten, sowohl zu besserer Dichtigkeit, als auch zu mehr Leckage hin. Ergebnisse aus Dauerlaufversuchen sind daher nur bedingt auf Einsatzbedingungen mit ausgeprägten Stillstandszeiten zu übertragen. Bei gedrehten Dichtringen trat trotz einer theoretisch guten Dichtringgeometrie teilweise starke Leckage auf. Die Wirkung von Radien an der Dichtkante ist nicht eindeutig. Durch Verschleiß im Versuchsverlauf entstandene Radien waren positiv für das Dichtverhalten. Durch Bearbeitung der Dichtringe hergestellte Radien führten trotz idealer Radiusform zu stärkerer Leckage.

Dies zeigt, dass die Auslegung eines Dichtsystems immer noch eine „heikle“ Angelegenheit darstellt, auch weil viele Faktoren mit einwirken. Dies sind nicht nur Umwelt- und Betriebsbedingungen (Aufbau des Dichtsystems aus Führung, Dichtring und Abstreifer, Gegenauflfläche, Fluid, Schmutz, Temperaturveränderungen, Geschwindigkeitsverhältnisse zwischen Ausfahren und Einfahren, Verhältnis Stillstandszeiten zu Betriebszeiten, ...), auch Faktoren des Dichtrings spielen eine große Rolle (Materialeigenschaften makroskopisch und mikroskopisch, globale Dichtringform, aber auch die mikroskopische Gestaltung im Bereich der Dichtkante, Verformungen und Verschleiß, Werkstoffalterung, Fertigungstoleranzen und Toleranzen bei den Materialeigenschaften, ...).

Für den praktischen Einsatz von Dichtungen ist daher eine robuste Auslegung notwendig, vor allem im rauen Betrieb von Hydraulikzylindern in Bau-, Forst- oder Landmaschinen, wo die Belastung mit Schmutzpartikel zu Verschleiß und damit zu Geometrieänderungen der Dichtringe führen wird. D. h. zugunsten einer guten Allgemeinfunktion sollte auf zu spezielle Ausprägungen (z. B. minimale Reibung, leckagefrei allerdings nur in einem engen Geschwindigkeitsverhältnis, etc.) verzichtet werden.

10 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden die Veränderung der Leckage und die Veränderung der Dichtringgeometrie von PU-Nutringen in Langzeitexperimenten untersucht.

Mittels FEM wurden verschiedene Querschnittsprofile von PU-Nutringen betrachtet, variiert wurde der Radius an der Dichtkante und eine zweite, flache Kante auf der Luftseite der Dichtlippe.

Ein Teil dieser Querschnittsprofile wurde an realen Dichtringen über große Distanzen getestet. Bei diesen Versuchen wurde die Dichtgüte mit Leckagemessungen und Förderwertbestimmungen überwacht. Zusätzlich wurden absolute Schmierfilmdicken am gesamten Umfang mittels Ellipsometrie gemessen.

Dichtringe mit anfänglich scharfer Dichtkante bildeten im Laufe des Versuchs einen kleinen Radius an der Dichtkante, Leckage trat bis ca. 300 km Laufstrecke auf, danach nicht mehr. FEM-Betrachtungen zeigten ebenfalls eine bessere Dichtwirkung bei Dichtringen mit einem Radius an der Dichtkante. Dagegen leckten Dichtringe, die vor Versuchsbeginn mit einem Radius an der Dichtkante versehen wurden.

Bei den Dichtringen mit zweiter, flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe konnte ein druckgesteuerter „Kippeffekt“ erzielt werden. Dadurch sollte vor allem im Differentialbetrieb eine hohe Dichtgüte möglich sein. Gedrehte Dichtringe mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe erfüllten die Erwartung nicht. Im Spritzguss hergestellte Dichtringe, bei denen an der Luftseite der Dichtlippe eine flache Fase abgestochen wurde, zeigten dagegen eine deutliche Verbesserung der Dichtwirkung im Differentialbetrieb, d.h. bei drucklosem Aus- und druckbeaufschlagtem Einfahren.

Vergleiche zwischen den unterschiedlichen Methoden zur Beurteilung der Dichtgüte, die für eine umfassende Bewertung einer Dichtung alle ihre Berechtigung haben, ergaben teilweise sehr unterschiedliche Ergebnisse. Letztlich muss sich im konkreten Aufbau mit Abstreifer, Dichtringen und Führungen sowie entsprechender Betriebsbedingungen zeigen, ob ein Dichtsystem leakagefrei abdichtet.

Bei den Langzeitversuchen trat zeitlich partiell Leckage auf. Zu Beginn des Versuchs wurde leakagefrei abgedichtet, danach folgte ein Bereich in dem die Dichtungen leckten um dann über lange Zeit hinweg wieder dicht zu sein. Neben den zeitlichen Unterschieden ergaben sich auch große Unterschiede am Umfang der Dichtung. Schmierfilmdickemessungen mit dem Ellipsometer zeigten, dass die Schmierfilmdicke am Stangenumfang teilweise sehr große Unterschiede aufweist. Beide Phänomene sind bisher nicht durch theoretische oder simulative Betrachtungen zu erklären.

Die Dichtringe mit flacher Kante auf der Luftseite der Dichtlippe sind eine Möglichkeit, durch druckgesteuerte Pressungsverläufe optimierte Dichtungen für Differentialbetrieb zu erhalten. Die mit dieser Arbeit erzielten Erkenntnisse können allerdings nur als Anfang gesehen werden. Hier sollte durch weitere Forschung eine praxistaugliche Dichtringauslegung erarbeitet werden.

Die experimentellen Ergebnisse, insbesondere die Schmierfilmdickenmessung am Stangenumfang, werfen Fragen zu den tatsächlichen Vorgängen im Dichtspalt auf. Um ein besseres Verständnis zu erhalten ist sicherlich noch viel Forschungsarbeit an Detailfragen erforderlich. Ein Ansatzpunkt hierfür könnten vergleichende Untersuchungen zwischen gedrehten und gespritzten Dichtringen mit gleichem Dichtringquerschnitt sein. Auch Versuche mit Dichtringen aus anderen Materialien können sicherlich hilfreich für ein besseres Verständnis sein. Insbesondere Werkstoffe mit homogenerem Gefüge als die thermoplastischen Elastomere, mit ihren amorphen und kristallinen Bereichen, bieten sich hier an. Dichtringe aus homogenem Werkstoff könnten zeigen, ob die am Umfang stark schwanken Schmierfilmdicken durch die Werkstoffstruktur hervorgerufen werden. Um durch solche Versuche ein besseres Verständnis der Vorgänge im Dichtspalt zu bekommen, sind Betrachtungen und Messungen erforderlich, die die Schmierfilmdicke am Stangenumfang auflösen. Dies wurde durch die Ellipsometermessungen in dieser Arbeit gezeigt.

Mit weiteren Forschungen auf diesem Gebiet können sicherlich die Vorgänge im Dichtspalt besser erklärt werden. Bis dadurch Simulationsmethoden entwickelt werden können, die die Leckage einer Dichtung treffend ermitteln können, wird noch viel Aufwand notwendig sein. Bis dahin sind für die Auslegung von Dichtungen Versuche und Experimente unerlässlich.

11 Literatur

- /1/ Nißler, U., Haas, W., Hörl, L.: *Betriebsgerecht gestaltete Hydraulikdichtinge*. Schlussbericht des AiF Forschungsvorhabens Nr. 13326 N/1, Frankfurt, 2005.
- /2/ Rühlmann, M.: *Hydraulische Pressen und hydraulische Accumulatoren, Geschichtliches und neuere Anwendungen derselben*. In.: Polytechnisch Journal (1865), Band 175, XXVII, S. 95-102
- /3/ Blok, H.: *Inverse problems in hydrodynamic lubrication and design directives for lubricated flexible surfaces*. Extended version of lecture at the Symposium on Lubrication and Wear. Houston, Texas USA, 1963.
- /4/ Müller, H. K.: *Schmierfilmbildung, Reibung und Leckverlust von elastischen Dichtringen an bewegten Maschinenteilen*. TH Stuttgart, Dissertation, 1962.
- /5/ Müller, H. K.: *Leckverlust und Reibung elastischer Dichtungen an hin- und herbewegten Kolbenstangn*. In: Konstruktion 15 (1963), H. 4, S. 149-157.
- /6/ Müller, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*. Medienverlag Müller, Waiblingen 1990.
- /7/ Gropp, A., Freitag, E.: *Untersuchung des Dichtmechanismus bei Kolbenstangendichtungen*. Konferenz-Einzelbericht: 12. Internationale Dichtungstagung, S. 415-433, Stuttgart, 2002.
- /8/ Freitag, E., Gropp, A.: *Vergleich der inversen Methode nach Blok und der EHL Theorie mit experimentellen Ergebnissen am Beispiel eines Nutringes*. Konferenz-Einzelbericht: 12. Internationale Dichtungstagung, S. 124-140, Stuttgart, 2010.
- /9/ Kanters, A. F. C.: *On the Calculation of Leakage and Friction of Reciprocating Elastomeric Seals*. TU Eindhoven, Dissertation, 1990.
- /10/ Gessat, J.: *Abdichtmechanismen von Hydraulikstangendichtungen*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1999.
- /11/ Kaiser, F., Bock, E., Sauer, B.: *Anwendung der dynamischen Dichtspaltsimulation auf Stoßdämfer- und Ventilschaftdichtungen*. Konferenz-Einzelbericht: 17. Internationale Dichtungstagung, S. 451-464, Stuttgart, 2012.
- /12/ Maoui, A, Omnès, B.: *Numerical Simulation of Leakage and Friction on Landing Gear's Hydraulic Seals*. Konferenz-Einzelbericht: 17. Internationale Dichtungstagung, S. 493-505, Stuttgart, 2012.

- /13/ Salant, R. F., Maser, N., Yang, B.: *numerical Model of a Reciprocating Hydraulic Rod Seal, Including Seal Roughness and Mixed Lubrication*. Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationale Dichtungstagung, S. 31-42, Stuttgart, 2008.
- /14/ Salant, R. F., Thatte, A.: *Transient model of a hydraulic rod seal*. Konferenz-Einzelbericht: 15. Internationale Dichtungstagung, S. 481-491, Stuttgart, 2008.
- /15/ Crudu, M., Fatu, A., Hajjam, M., Cristescu, C.: *Numerical and experimental study of reciprocating rod seals including surface roughness effects*. Sealing Technology, Ausgabe Juni 2013, S. 8-11.
- /16/ Achenbach, M.: *Numerische Simulation von Dichtungseigenschaften*. Konferenz-Einzelbericht: 12. Internationale Dichtungstagung, S. 381-401, Stuttgart, 2002.
- /17/ Duarte, J., Achenbach, M.: *A Finite Element Methodology to predict age-related Mechanical Properties and Performance Changes in Elastomeric Seals*. Konferenz-Einzelbericht: 12. Internationale Dichtungstagung, S. 479-498, Stuttgart, 2002.
- /18/ Ho, E.: *Life Performance Software Prediction of Elastomer Seals Used in Fluid Power Machinery*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 196-207, Stuttgart, 2004.
- /19/ Li, W., Mays, S.: *Temperature Effects on Elastomeric Seals Using the Finite Element Method*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 476-483, Stuttgart, 2004.
- /20/ Boschet, R., Achenbach, M.: *On the Modelling of Ageing on Rubbery Seals*. Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationale Dichtungstagung, S. 179-190, Stuttgart, 2006.
- /21/ Ziegler, C., Baaser, H.: *Simulation von Setz- und Relaxationsvorgängen von Elastomerbauteilen mit Hilfe des mehrachsiger formulierten Freudenberg-Alterungsmodells*. Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationale Dichtungstagung, S. 573-546, Stuttgart, 2006.
- /22/ Pasięka, L.: *Reversibles Rückstellverhalten von Elastomeren – experimentelle Untersuchungen und FEM-Analyse*. Konferenz-Einzelbericht: 15. Internationale Dichtungstagung, S. 431-442, Stuttgart, 2008.
- /23/ Nikas, G. K., Sayles, R. S.: *Study of leakage and friction of flexible seals for steady motion via a numerical approximation method*. Journal of Tribology International 39, S. 921-936, 2006.

- /24/ Goerres, M., Murrenhoff, H.: *Schmierfilmdickenmessung mit Hilfe der Interferenz- und Fluoreszenzmethode*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 254-265, Stuttgart, 2004.
- /25/ Kawahara Y., Ohtake Y., Hirabayashi H.: *Oil Film Formation of Oil Seals for Reciprocating Motion*. 9th Int. Conf. On Fluid Sealing, Paper C2, BHRA Fluid Engineering, 1981.
- /26/ Frenzel, U. K.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum axialen Verformungsverhalten von PTFE-Dichtkantenringen mit Sonderstützring unter Druckbelastung*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1986.
- /27/ Ottink, K., Wennehorst, B., Poll, G.: *Analysis of rod seals by application of light induced fluorescence method*. Konferenz-Einzelbericht: 16. Internationale Dichtungstagung, S. 101-111, Stuttgart, 2010.
- /28/ Suzuki, N., Hirotaka, H., Sato, Y.: *An Experimental Approach to the Sealing Mechanism of the Reciprocating Seals*. Konferenz-Einzelbericht: 17. Internationale Dichtungstagung, S. 483-490, Stuttgart, 2012.
- /29/ Hörl, L., Haas, W.: *Bestimmung von Ölfilmdicken zur Dichtungsoptimierung*. Konferenz-Einzelbericht: 11. Internationales Kolloquium Industrie- und Kraftfahrzeugschmierung, Band 1 S. 737-744, Esslingen, 1998.
- /30/ Hörl, L., Hass, W.: *Innovative Dichtungsbewertung durch Schmierfilm-Dickenmessung*. Konferenz-Einzelbericht: 12. Internationale Dichtungstagung, S. 434-446, Stuttgart, 2002.
- /31/ Frenzel, U. K.: *Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan*. Universität Stuttgart, Dissertation, 2000.
- /32/ N. n.: *New rod seal is friction-optimised and pressurecontrolled*. Sealing Technology, Ausgabe Juni 2009, S. 1.
- /33/ N. n.: *New rod seal is friction-optimised and pressurecontrolled*. Sealing Technology, Ausgabe August 2006, S. 2.
- /34/ Lee, K. O., Hur, Y. M., Kang, J. H., Kang, S. S.: *Performance estimation of dust wipers for hydraulic cylinders and optimization of geometric design variables*. Journal of Materials Processing Technology, S. 215-219, 2007
- /35/ Patentschrift US 4723782: *Arrangement for sealing a rod*. Müller H. K., 1986.
- /36/ Patentschrift DE 37 38 988 C2: *Dichtungsanordnung*. Müller H. K., 1987.
- /37/ Jordan, H., Frenzel, U.: *Verbesserte Stangenabdichtung durch Druckentlastungstechnologie*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, Stuttgart, 2004.

- /38/ Patentanmeldung WO 2007/095915 A1: *Dichtungssystem mit Druckentlastungselementen und Verwendung eines Dichtungssystems zur Einstellung einer Zwischenraumdruckkaskade*. Jordan, H., 2006.
- /39/ Patentanmeldung WO 92/19893: *Sealing Device*. Edlund, R., Jordan, H., 1991.
- /40/ Patentanmeldung WO 91/12447: *Hydraulic Seal Assembly*. Lee, J., Vernon, R., Janian, R., Rossi, D., Charles, S., 1990.
- /41/ Igers, W., Papatheodorou, T.: *Reibungsoptimierung bei Hydraulik-Stangendichtungen*. Konferenz-Einzelbericht: 16. Internationale Dichtungstagung, S. 529-541, Stuttgart, 2010.
- /42/ Papatheodorou, T.: *Influence of Hard Chrome Plated Rod Surface Treatments on Sealing Behaviour of Hydraulic Rod Seals*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 211-228, Stuttgart, 2004.
- /43/ Schwarz, T., Mitterhuber, M., Schreymayer, S., Hausberger, A.: *Characterization of Sealing Materials Against Alternative Piston Rod Coatings*. Konferenz-Einzelbericht: 17. Internationale Dichtungstagung, S. 643-662, Stuttgart, 2012.
- /44/ Raidt, A.: *Erweiterter Ansatz zur Einstufung der Qualität von Gegenläuflächen*. Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationale Dichtungstagung, S. 322-334, Stuttgart, 2006.
- /45/ Steep, F., Wüstenhagen, G.: *Counter Surfaces of hydraulic seals for heavy-duty applications*. Konferenz-Einzelbericht: 15. Internationale Dichtungstagung, S. 346-354, Stuttgart, 2008.
- /46/ Buck, A., Hörl, L., Haas, W.: *Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Verschleiß an Hydraulikstangendichtungen*. Konferenz-Einzelbericht: 44. Tribologie Fachtagung „Reibung, Schmierung, Verschleiß“, Band I, Göttingen, 2011.
- /47/ Nißler, U., Haas, W.: *Verschleiß an Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 269-281, Stuttgart, 2004.
- /48/ Schwarz, T., Moitzi, M.: *Characterization of the Wear and Leakage Behaviour of Composite Seals made from Polyurethane and PTFE*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 282-294, Stuttgart, 2004.
- /49/ Möschel, J., Papatheodorou, T.: *TPU-Hochleistungswerkstoff für erhöhte Anforderungen bei Hydraulikzylindern und Motoren*. Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationale Dichtungstagung, S. 299-312, Stuttgart, 2006.

- /50/ Galle-Gutbrecht, R., Jordan, H., Brielmann, R.: *Verbesserte Leistungsfähigkeit für Hydraulikdichtungen aus TPU*. Konferenz-Einzelbericht: 16. Internationale Dichtungstagung, S. 262-271, Stuttgart, 2010.
- /51/ Freitag, E., Jäckel, J., Hohmann, G.: *HDR – 2-C – Eine Zweikomponenten-Polyurethandichtung für extreme Belastung*. Konferenz-Einzelbericht: 15. Internationale Dichtungstagung, S. 335-345, Stuttgart, 2008.
- /52/ Dehnen, U.: *Konstruktion eines Radialkraftmessgeräts*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1992.
- /53/ Lahr, M.: *Schmierfilmdickenmessungen auf rauen und gekrümmten Oberflächen*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000.
- /54/ Tompkins, H. G.: *A Users's Guide to Ellipsometry*. Academic Press, New York, 1993.
- /55/ Reiter, T.: *Konstruktion eines Rotationsvorschubs für das Ellipsometer*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2004.
- /56/ Gütlein, A., Janssen, M.: *Abdichtung von Linearführungen*. FWF Abschlussbericht, Frankfurt, 2002.
- /57/ N.N.: *Hydraulik Dichtungen – linear*. Firmenschrift Trelleborg Sealing Solutions, Stuttgart, 2007.
- /58/ N.N.: *Hydraulik-Dichtungen*. Firmenschrift Parker Hannifin GmbH, Bietigheim-Bissingen, 2011.
- /59/ Schmidt, H.: *Verschleißuntersuchungen und Variation der Dichtkante an Polyurethan-Nutringen*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006.
- /60/ Pfister, O.: *FEM-Untersuchungan PU-Hydrauliksatzdichtungen*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005.
- /61/ Grandel, T.: *Untersuchung von druckgesteuerten Pressungsverläufen zwischen Nutring und Hydraulikstange mittels FEM*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006.
- /62/ N.N.: *Merkel – Technisches Handbuch*, Firmenschrift Merkel Freudenberg Fluidtechnik GmbH, Hamburg
- /63/ Häfele, M.: *Schmierfilmdickenmessung auf Hydraulikstangen mittels Ellipsometrie*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006

- /64/ Zhu, H.: *Ellipsometrische Bestimmung der Schmierfilmdicke von Hydraulikdichtungen aus Polyurethan*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2007.
- /65/ Rochman, A., Frick, A.: *Einfluss der Herstellbedingungen auf die Morphologie und Geberauchseigenschaften von Hydraulikdichtungen aus TPU*. Konferenz-Einzelbericht: 13. Internationale Dichtungstagung, S. 524-531, Stuttgart, 2004.
- /66/ Daubner, A.: *Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound*. Universität Stuttgart, Dissertation, 2014.
- /67/ Nißler, U.: *Verschleißuntersuchungen an Hydraulikstangendichtungen*. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2002.
- /68/ Schmitt, H.: *Verschleißuntersuchungen an Polyurethan-Nutringen*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2003.
- /69/ Bausch, C.: *Verschleißuntersuchungen an Hydraulikstangendichtungen*. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente. Universität Stuttgart, 2005.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Bernd Ulrich Nißler
Geburtsdatum: 19.11.1974
Geburtsort: Schorndorf
Familienstand: verheiratet mit Elisabeth Ruth Nißler

Schulbildung

08/1981 – 07/1985 Friedrich-Schiller-Grundschule in Weinstadt Großheppach
08/1985 – 06/1994 Remstal-Gymnasium-Weinstadt
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Zivildienst

09/1994 – 10/1995 Mobiler sozialer Dienst beim DRK in Stuttgart

Studium

10/1995 – 07/2002 Studiengang Maschinenwesen an der Universität Stuttgart
Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Werkzeugmaschinen

Berufstätigkeit

08/2002 – 08/2007 Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Bereich
Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente der
Universität Stuttgart
seit 09/2007 Entwicklungsingenieur bei
Bosch Packaging Systems GmbH in Remshalden

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
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszylinderschalendichtung: 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-Verzahn 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 Radialwellendichtungen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elasto-hydrodynamischen 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 außenverzahnter 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-Wellendichtungen
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; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
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. Borenus	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; H.K. Müller	□erührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog

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 Wälzlagereinheiten 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 geradzahnnten 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 Tragbildfassung 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 Flächendichtungen
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 Qualitätsinformationssystems 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 Fanglabryrinthe
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 Wälzfräserherstellung 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 Kraftfahrzeuge 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-Wellendichttring, Gegenauflfläche 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 Dichtungsgegenauflflächen

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 Gegenaufläufen 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 additiven 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 – Reibungsminderung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenaufläufen
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