

Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme

Von der Fakultät Maschinenbau
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

von

Dipl.-Ing. Gerd Schöllhammer
geboren in Nürtingen

Hauptberichter: Professor Dr.-Ing. habil. W. Haas

Mitberichter: Professor Dr.-Ing. W. Schinköthe

Tag der Einreichung: 19. Mai 2004

Tag der mündlichen Prüfung: 21. September 2004

Institut für Maschinenelemente

2004

Meinen Eltern

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die Untersuchungen waren Teil eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsprojekts.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente, für die Ermöglichung dieser Arbeit und für die fachliche und menschliche Unterstützung während ihrer Entstehung.

Herrn Professor Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, Direktor des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik, danke ich für die Durchsicht meiner Arbeit und für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Bertsche, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen während meiner Tätigkeit am Institut.

Herzlichen Dank auch meinen Kollegen am Institut, sowie den wissenschaftlichen Hilfskräften und Studenten, für ihre Unterstützung und das besonders angenehme und freundschaftliche Arbeitsklima.

Nürtingen, im September 2004

Gerd Schöllhammer

Inhalt

Abstract	V
Bezeichnungen und Formelzeichen	VII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik.....	3
3 Ziel und Vorgehensweise	6
4 Versuchseinrichtungen	7
4.1 Universalprüfstand.....	7
4.1.1 Hydraulik-Aggregat.....	10
4.2 6-Zellen-Dauerlaufprüfstand.....	12
4.3 Sonstige Versuchseinrichtungen	13
4.3.1 Abdichtende Flüssigkeit.....	13
4.3.2 Hydraulische Laborpresse und Pressformen.....	14
4.3.3 3D-Topografiemessung	15
4.3.4 Mikroskopie und digitales Bildverarbeitungssystem	16
4.3.5 Zugprüfeinrichtung	16
4.3.6 Statistische Versuchsplanungs-Software.....	17
4.3.7 Finite-Elemente-Analyse	18
5 Statistische Versuchsplanung und -auswertung.....	19
5.1 Allgemeine Bemerkungen.....	19
5.2 Begriffe der statistischen Versuchsplanung.....	20
5.3 Statistischer Versuchsplan	21
5.4 Regressionsanalyse	22
5.5 Signifikanztests zur Beurteilung des Regressionspolynoms	23
5.6 Effekt von Einflussfaktoren auf Zielgrößen	26
6 Analyse handelsüblicher Dichtsysteme	27
6.1 Grundelemente und –funktionen dynamischer Dichtsysteme	27
6.2 Analyse handelsüblicher, berührender Dichtelemente	28
7 Grundlagenuntersuchungen.....	31
7.1 Klassifizierung inverser Wellendichtsysteme	31
7.2 Entwicklung eines modularen Versuchslichtsystems.....	32
7.3 Nomenklatur und variierte Einflussfaktoren.....	34
7.4 Versuchsdurchführung.....	36
7.5 Experimentelle Ergebnisse.....	37
7.5.1 Verifikation von iVDS 1 und iVDS 2	37
7.5.2 Einfluss der Kontaktflächenwinkel, Fasenbreite und Öltemperatur	39
7.5.3 Einfluss der Spitzegeometrie	47
7.5.4 Einfluss der Elastomerhärte und –art der Versuchsdichtung.....	51
7.5.5 Einfluss der Federkraft	55

7.5.6	Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit	56
7.5.7	Dichtungswerkstoff PTFE-Compound	58
7.5.8	Dauerversuche	60
7.6	Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse	62
7.7	Optimierte inverse Axialdichtung	64
7.7.1	Aufbau des CM-Dichtsystems	64
7.7.2	Experimentelle Ergebnisse	65
7.8	Theoretische Betrachtungen mit Hilfe der FEM	66
8	Praxisnahe inverse Wellendichtsysteme	71
8.1	Vorbetrachtungen	71
8.1.1	Vorgehensweise	71
8.1.2	Konstante Versuchsparameter	72
8.2	Experimentelle Ergebnisse	72
8.2.1	Dichtringe Typ WKDR-M1	72
8.2.2	Dichtringe Typ WKDR-R1.5	77
8.2.3	Dichtringe Typ WKDR-Q45	84
8.2.4	Dichtringe Typ WKDR-Q45s	90
8.3	Inverse Radialdichtung	92
9	Diskussion	94
10	Zusammenfassung	98
	Literatur	100

Abstract

Safe and reliable sealing systems are an important requirement for competitive, economic and environmental products. The breakdown of a single sealing system can lead to the standstill of a complete machine or plant. Currently sealing tasks in-between rotating and non-rotating machine parts are mainly sealed by contacting sealing elements like the rotary shaft seal. These sealing systems always have a hard plain shaft and as far as existing a profiled sealing edge formed on the sealing element. This means for the sealing element, that it is a relatively complex machine element, which can only be manufactured cost-efficiently by specialists (sealing manufacturers).

More cost-efficient are simple formed sealing rings (e.g. rectangular profile) used for dynamic sealing tasks. For these sealing arrangements the sealing edge has to be formed on the hard metal shaft or the housing. Sealing arrangements for dynamic sealing tasks, using a simple formed “soft” sealing element in combination with a profiled “hard” shaft or housing are called inverted sealing arrangements. These arrangements are the subject of this research work.

Secured guidelines and recommendations are the main goal of this research work, based on fundamental experimental results, for the common use of inverted sealing arrangements as well as suggestions for “industrial-relevant” designs of inverted sealing arrangements.

One global result of the experimental investigations is - independent of the investigated arrangement - that the effect of changing the fluid-side contact angle α to the measurand *leakage* always turned out to be larger than changing the air-side contact angle β . This means, by changing α the reduction of leakage is larger than when changing β . In dynamic service leakage is minimized by choosing steep contact angles for both α and β . At the same time the wear of the sealing element increases strongly. Within the basic investigations, sealing edges with a plain air-side ($\beta = 10 \dots 20^\circ$) and a steep oil-side ($\alpha = 50 \dots 60^\circ$) contact angle produce minimum leakage and at the same time little wear of the sealing element. The friction in service compared to sealing edges with both contact angles steep is marginal increased. The dimension of the point of the sealing edge has to be small. In comparison a radius is more favourable against wear than a chamfer. The lip load has to be minimized. Within the basic investigations a lip load in-between $27 \text{ N} < F_{\min} \leq 46 \text{ N}$ turned out to be beneficial. In general, the choice of sealing materials are primarily determined by chemical and physical boundary conditions in service. The hardness of rubber proofed to be beneficial in-between $70 \dots 80 \dots 90^\circ$ Shore A.

Based on these results, different types of “industrial-relevant” designs for inverted sealing elements were developed and investigated. The results are as follows:

Sealing rings type WKDR-R1.5 and WKDR-M1

The experimental investigations showed in general, that for comparable test conditions, sealing elements type WKDR-M1 allows in comparison to sealing elements type WKDR-R1.5 a less frictional service with lower wear of the sealing element. This conclusion is especially valid for high circumferential velocity of the shaft. At the same time, the expected leakage is less. Sealing elements type WKDR-R1.5 do have the feature, that movements of adjoining parts have to be compensated against the static frictional force of the secondary sealing interface. The acquired space on the machine is less compared to WKDR-M1-sealing rings, the profile less complex.

Sealing rings type WKDR-Q45

It can be said, that for common installation sealing elements type WKDR-Q45 cause a higher frictional torque and leakage compared to WKDR-M1-sealing rings and a lower frictional torque and leakage compared to WKDR-R1.5-sealing rings. This conclusion is valid for comparable test conditions. The wear of the sealing ring is comparable to the state of wear of a WKDR-R1.5-sealing ring.

By mounting the sealing ring in radial moveable position, a markable reduction of frictional torque and therefore of thermal load of adjoining parts can be achieved. For pressurised sealing tasks the requirements against the “almost-linear” surface of the secondary sealing interface are increased.

By reducing the sealing element's width in longitudinal direction for the so called WKDR-Q45s-sealing rings again a further reduction of the friction in service can be achieved. Another positive aspect, is a decreasing wear of the sealing element. One reason for this effect is a higher system elasticity for this kind of arrangement. Unfortunately the measured leakage in these runs was high. A reason therefore could not be found.

Bezeichnungen und Formelzeichen

A	mm ²	Fläche
ANOVA		Analysis of Variance
APR		Anpresseinrichtung
AWDR		Axial-Wellendichtring
B		Bestimmtheitsmaß
b	mm	Breite
b		Ordinatenabschnitt
D		Lagesicherung
d	mm	Durchmesser
DK		Dichtkörper
DLP		Dauerlauf-Prüfstand
DoE		Design of Experiments
DS		Dichtspalt
DVR		Druckverformungsrest
f		Freiheitsgrad
F		F-Value
F	N	Anpressung, Kraft
FEM		Finite-Elemente-Methode
FPM		Flour-Polymer-Kautschuk
GLRD		Gleitringsdichtung
H ₀		Nullhypothese
HE		Haupteffekt
h _{RS}	mm	Radialspalthöhe
iVDS		Inverses Versuchsdichtsystem
iWDS		Inverses Wellendichtsystem
K		Koeffizient
k		Anzahl Einflussfaktoren
L	g	Leckage
LGS		Lineares Gleichungssystem
m		Steigung, Anzahl Terme

VIII

MQ		Mittlere quadrierte Abweichungen
M_{Reib}	Nm	Reibmoment
N		Nebenabdichtung, Anzahl Messwerte
NBR		Nitril-Butadien-Rubber
p	MPa	Druck
p_L	N/mm	Linienpressung
PC		Personal Computer
PTFE		Polytetrafluorethylen
r	mm	Radiusgröße
R-Square		Bestimmtheitsmaß
RWDR		Radial-Wellendichtring
s^2		geschätzte Varianz
SPS		Speicherprogrammierbare Steuerung
SQ		Summe der quadrierten Abweichungen
t	mm	Tiefe
t	min	Zeit
T	°C	Temperatur
UPS		Universalprüfstand
v_u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
WE		Wechselwirkungseffekt
WKDR		Wellenkantendichtring
WKDS		Wellenkantendichtsystem
x		Einflussfaktor
y		Zielgröße
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
α	°	fluidseitiger Kontaktflächenwinkel
α	°	Kegelwinkel
α		Sternpunktastand, Signifikantsniveau
β	°	luftseitiger Kontaktflächenwinkel
σ		wahre Varianz

1 Einleitung

Zuverlässig funktionierende Dichtsysteme sind eine wichtige Voraussetzung für wettbewerbsfähige, wirtschaftliche und umweltschonende Produkte. Das Versagen einer einzelnen Abdichtstelle kann zum Stillstand der gesamten Maschine oder Anlage führen. Als weitere Konsequenz können, neben der Unzufriedenheit des Betreibers, hohe Folge- und Stillstandskosten für den Hersteller der Maschine oder Anlage entstehen. Eine Schädigung der Umwelt im Fall ausgetretener Schadstoffe ist eine weitere, unerwünschte Erscheinung beim Versagen einer Dichtstelle.

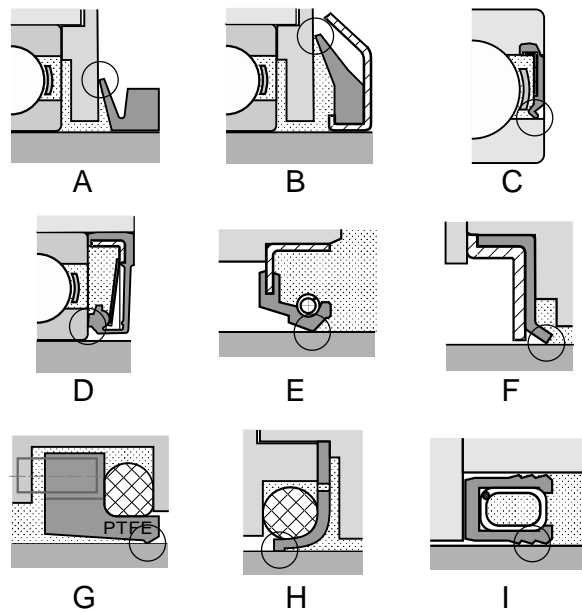
Der technische Fortschritt in der Dichtungstechnik war in den vergangenen Jahrzehnten nicht zuletzt auf Grund der Entwicklung neuer, immer leistungsfähigerer Werkstoffe groß. Der entscheidende Bereich um den dynamischen Dichtkontakt änderte sich jedoch nur noch marginal.

Gegenwärtig werden Fluide an rotierenden Bauteilen größtenteils mit den in Bild 1-1 abgebildeten, berührenden Dichtungen oder Varianten davon, abgedichtet.

Als Dichtungswerkstoff kommen neben Elastomerwerkstoffen (A bis F) auch Polymerwerkstoffe - meist Polytetrafluorethylen (PTFE)-Compound-Werkstoffe (G bis I) - zum Einsatz.

Allen Abdichtvarianten gemeinsam ist, dass die „harte“ Welle im dynamischen Dichtkontakt glatt und die Dichtkante immer an der „weichen“ Dichtung angeformt ist.

Vom Radialwellendichtring (RWDR) (E) ist bekannt, dass die asymmetrische Profilierung der Dichtkante maßgeblichen Einfluss auf die dynamische Dichtfunktion des Dichtrings und damit auf die



*Bild 1-1: Handelsübliche Dichtsysteme;
O: dynamischer Dichtkontakt*

Dichtheit der Abdichtstelle hat. Gegenwärtig gibt es mehrere Hypothesen, die die dynamische Dichtfunktion von RWDR erklären [/1-1/ bis /1-5/]. Eine Profilierung des Dichtrings im dynamischen Dichtkontakt ist somit aus technischer Sicht sinnvoll und notwendig.

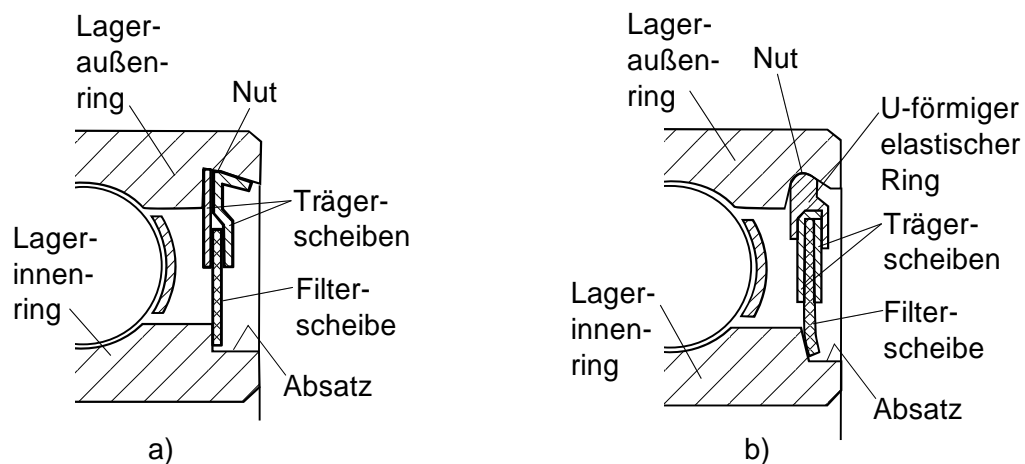
Für die Dichtringe bedeutet dies, dass die relativ kompliziert geformten Maschinenelemente nur von Spezialfirmen (Dichtungshersteller) kostengünstig herstellbar sind. Kostengünstiger und daher wünschenswert wäre es, relativ einfach geformte Dichtringe, z.B. Rechteckringe oder einfache, glatte Gummischeiben, zur dynamischen Abdichtung einzusetzen. Die Dichtkante müsste für solche Anordnungen an der Welle oder am Gehäuse, also dem „harten“ Kontaktpartner, vorhanden sein.

Dynamische Dichtsysteme, bei denen die „weiche“ Dichtung einen „einfachen“ Querschnitt hat und die Dichtkante am „harten“ Kontaktpartner (Welle) angeformt ist, werden als *inverse Wellendichtsysteme* bezeichnet. Sie sind Gegenstand der Untersuchungen der vorliegenden Arbeit.

2 Stand der Technik

Der nachfolgend dargelegte geringe Umfang zum Stand der Technik ist das Ergebnis einer eingehenden Literatur- und Patentrecherche zu Beginn der vorliegenden Arbeit. Wiederkehrende Recherchen über den Bearbeitungszeitraum brachten keine neuen Literaturstellen bzw. Patentstellen zutage. Der geringe Umfang kann als Indiz für die praktisch nicht vorhandene Verbreitung bzw. industrielle Anwendung inverser Wellendichtsysteme sowie das Fehlen einer systematischen Forschung und Entwicklung gewertet werden.

Tsumori und Takubo /2-1/ beschreiben in ihrer Patentschrift aus dem Jahre 1988 eine Möglichkeit zum Schutz von Wälzlagern vor Schmutz, Bild 2-1. Die Intention dieser Erfindung ist es nicht, den Austritt von Schmierstoff in die Umwelt zu verhindern, sondern vielmehr dem Eindringen von im Schmieröl enthaltenem Schmutz in das Wälzlager entgegenzuwirken. Die Literaturstelle sei jedoch aufgeführt, da der Grundgedanke invertierter Dichtsysteme prinzipiell umgesetzt wurde.



*Bild 2-1: Schleifende Filterscheiben nach /2-1/:
herkömmliche (a) und neue (b) Ausführung*

Bock stellt in /2-2/ ein „Kantenläufer“-Dichtsystem vor, in dem ein handelsüblicher O-Ring zur dynamischen Abdichtung von Flüssigkeiten eingesetzt wird, Bild 2-2. Der O-

Ring wird bei der Montage durch axiales Zustellen des Rotorkonus radial aufgedehnt und an die Laufkanten gepresst. Die Höhe der Anpressung nimmt mit zunehmender Zustellung zu. Im Betrieb rotiert der O-Ring mit einer Winkelgeschwindigkeit $\omega_{\text{O-Ring}}$, wobei gilt: $\omega_{\text{Stator}} = 0 \leq \omega_{\text{O-Ring}} \leq \omega_{\text{Rotor}}$. Durch die Relativbewegung des O-Rings verteilt sich die entstehende Reibwärme auf zwei Laufflächen, die thermische Belastung der beteiligten Komponenten wird reduziert. Schleuderscheibe und Gehäusewand bilden mit dem O-Ring Radialspalte der Höhe h_{RS} , die die Dichtsicherheit erhöhen sollen.

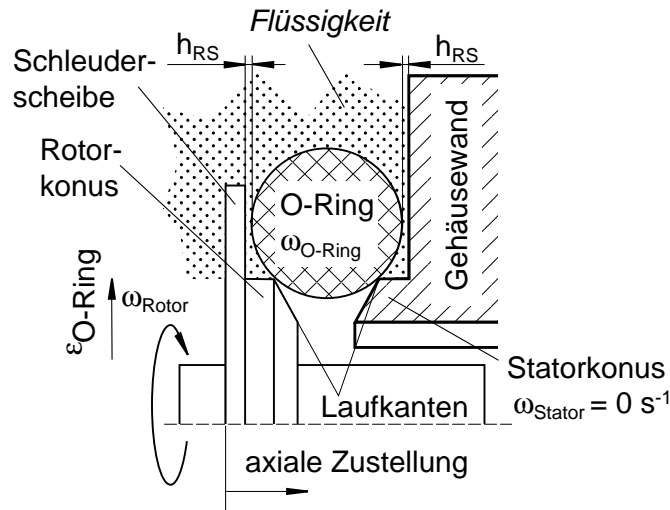


Bild 2-2: „Kantenläufer“-Dichtsystem nach /2-2/

Der in Bild 2-3 dargestellte „Liquid Rotary Seal“ nach Visser /2-3/ besteht aus zwei identischen Elastomer-Lippendichtungen mit Federvorspannung.

Der fluidseitige Hochdruckdichtring hat die Aufgabe, den abzudichtenden Betriebsdruck zu reduzieren. Die nachgeschaltete Niederdruckdichtung dichtet den Wellendurchtritt zur Atmosphärenseite hin drucklos ab. Der Rücklauf verhindert den Aufbau eines Überdrucks im Raum zwischen den Dichtringen. In die Wellenhülse der Hochdruckdichtung sind kleine gewindeförmige Rillen mit asymmetrischem Querschnitt eingedreht. Dadurch soll im Betrieb der Aufbau eines stabilen Schmierfilms im Dichtkontakt gewährleistet werden.

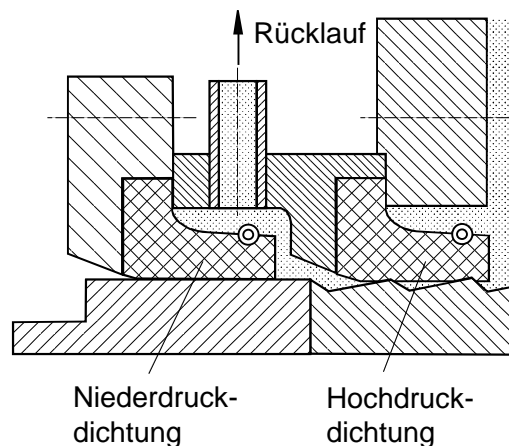


Bild 2-3: Liquid Rotary Seal nach /2-4/

Bild 2-4 zeigt eine Vorrichtung zur Abdichtung von Getriebe- und Zahnradkästen der Firma BBC Aktiengesellschaft, Mannheim /2-4/. Die patentrechtlich geschützte Abdichtung aus dem Jahr 1959 wurde insbesondere für den Einsatz in Triebfahrzeugen zur Abdichtung der die Kastenwandung durchdringende Achsen oder Wellen entwickelt. Eine aus plattenförmigem Leder-, Gummi-, Kunstgummi- oder ähnlichem Material hergestellte Dichtung wird an ihrem inneren Rand gegen einen mit dem Zahnrad und der Welle verbundenen Laufkörper federnd angelegt. Die Dichtung weist dabei keine axialen Vorsprünge auf. Zur Erzeugung der notwendigen Anpressung werden am Umfang der Dichtung verteilte Blattfedern angeordnet. Es wird darauf hingewiesen, dass bei entsprechender Ausführung der Dichtung auf die Blattfedern verzichtet werden kann. Dichtung und Blattfedern sind formschlüssig mit dem stationären Haltering und dem Getriebekasten verbunden.

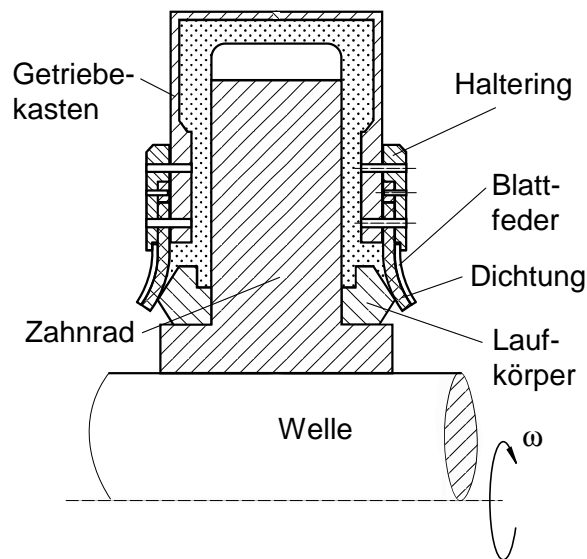


Bild 2-4: Abdichtung von Getriebekästen für Triebfahrzeuge nach /2-4/

3 Ziel und Vorgehensweise

Inverse Wellendichtsysteme (iWDS) haben in der industriellen Praxis eine untergeordnete Bedeutung und finden praktisch keine Anwendung. Als Gründe hierfür sind, neben dem mangelnden Bekanntheitsgrad, die kaum vorhandene Erfahrung sowie das Fehlen einer systematischen Forschung und Entwicklung zu nennen.

Die vorliegende Arbeit hat daher zum Ziel, einen Beitrag zum Schließen dieser Lücke zu leisten und konzentriert sich im Wesentlichen auf folgende Punkte:

- Grundlagenuntersuchungen und -analysen zum Verständnis der prinzipiellen Funktion inverser Wellendichtsysteme mit Hilfe von Experimenten und Finite-Elemente-Simulationen.
- Entwicklung experimentell verifizierter Bauformen „praxisnaher“ inverser Wellendichtsysteme.

Hieraus ergab sich folgende Vorgehensweise:

- Recherche zum Stand der Technik und Analyse handelsüblicher Dichtsysteme,
- Entwicklung eines modularen, inversen Versuchsdichtsystems (iVDS) zur Durchführung experimenteller Grundlagenuntersuchungen im Laborbetrieb,
- experimentelle Grundlagenuntersuchungen in Kurzzeitversuchen
Ziel: Ermittlung des Effekts einer Veränderung grundlegender Einflußfaktoren auf die Zielgrößen *Reibung im Dichtkontakt*, *Dichtheit* und *Verschleiß*.
Hierzu: Einsatz statistischer Versuchsplanungs-Software,
- Finite-Elemente-Kontaktsimulationen an einfachen Modellen,
- stichprobenhafte Untersuchung des iVDS in Dauerversuchen,
- Auswertung der experimentellen und theoretischen Ergebnisse der Grundlagenuntersuchungen zur Ableitung von Richtlinien und Empfehlungen,
- konstruktive Weiterentwicklung verschiedener inverser Wellendichtsysteme mit experimenteller Verifikation (Stichversuch) und Funktionsbeurteilung, detaillierte Untersuchung und Analyse positiv bewerteter, „praxisnaher“ inverser Wellendichtsystemen in Kurzzeit- und Dauerversuchen.

4 Versuchseinrichtungen

Für praxisnahe Untersuchungen wurden mehrere Versuchseinrichtungen zum Erfassen des Betriebsverhaltens von iWDS konstruiert und aufgebaut. Hierbei konnten Teile des Versuchsfelds eines abgeschlossenen Forschungsprojektes /4-1/ übernommen werden. Die dynamischen Versuchseinrichtungen, im Folgenden als „Prüfstände“ bezeichnet, erlauben die statische und dynamische Untersuchung verschiedener Varianten von iWDS. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten und experimentell untersuchten Versuchsdichtungen wurden vom Verfasser überwiegend selbst hergestellt.

Begleitende Untersuchungen der experimentellen Versuchsreihen waren die 3D-Oberflächenmessung sowie die optische und analytische Begutachtung der tribologischen Partner (Dichtung und Gegenlaufläche) mittels Mikroskopie und digitaler Bildanalyse. Hierfür konnte auf vorhandene Institutseinrichtungen zurückgegriffen werden.

Die statistische Planung der Versuchsreihen bzw. die Analyse der experimentellen Versuchsdaten erfolgte mittels der statistischen Versuchsplanungs-Software CORNERSTONE™.

Versuchsbegleitend wurden numerische Analysen mittels der Finiten Elemente Methode (FEM) durchgeführt. Zur Kontakt- und Spannungs-Simulation wurde das FE-Programmpaket MARC/MENTAT eingesetzt.

4.1 Universalprüfstand

In Bild 4-1 ist das Funktionsprinzip des Universalprüfstands (UPS) zur Erfassung des Betriebsverhalten inverser Wellendichtsysteme dargestellt. Das aerostatische Lager und das Lagergehäuse des UPS konnten aus einem abgeschlossenen Forschungsprojekt /4-1/ übernommen werden. Alle weiteren Komponenten wurden vom Verfasser entsprechend den veränderten Anforderungen neu konstruiert und aufgebaut. Bild 4-2

zeigt einen Längsschnitt des Universalprüfstands, wesentliche Leistungsdaten können Tabelle 4-1 entnommen werden.

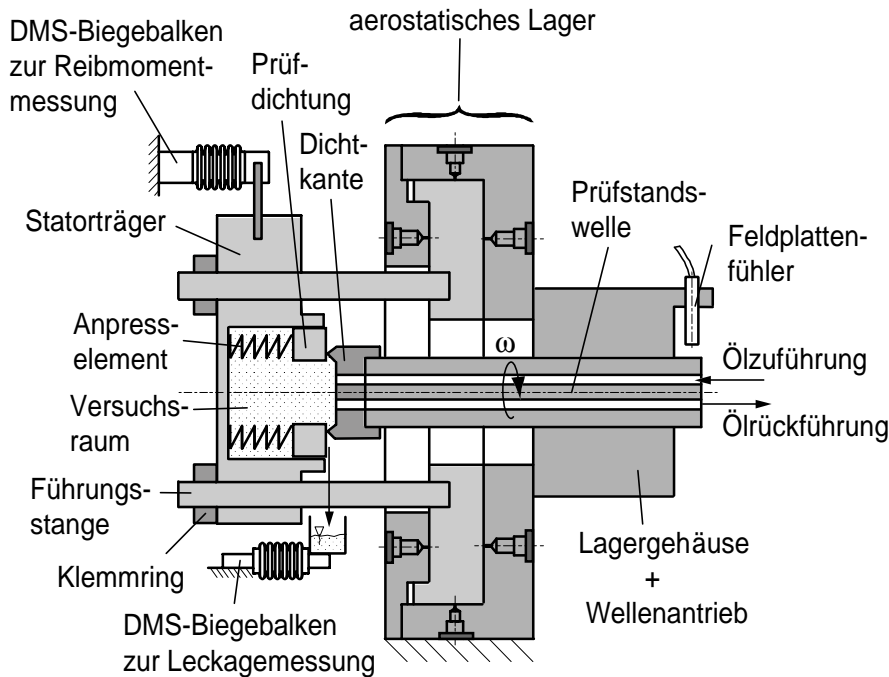


Bild 4-1: Prinzipskizze des Universalprüfstands

Der axial verschiebbare Statorträger dient zur Aufnahme des stehenden, dichtspaltbildenden Partners (hier: Prüf-dichtung) sowie der Anpresselemente. Die Anpresselemente (hier: zylindrische Schraubendruckfedern) erzeugen die im Betrieb notwendige, dichtungstechnische Anpressung der Kontaktpartner. Klemmringe fixieren die axiale Position des Statorträgers relativ zur Prüfstandswelle bzw. zum rotierenden dichtspaltbildenden Partner (hier: Dichtkante). Der Statorträger ist über Führungsstangen mit dem Läufer des aerostatischen Lagers verbunden.

Das aerostatische Lager erlaubt eine im Betrieb quasi reibungsfreie Abstützung des im Dichtkontakt induzierten Reibmoments über einen DMS-Biegebalken. Kleinste Änderungen im Reibverhalten können dadurch erfasst und gemessen werden.

Einheitliche Versuchsbedingungen sind in erheblichem Maße von der Viskosität des abzudichtenden Fluids abhängig. Aus diesem Grund wurde eine Umlauf temperierung aufgebaut, bei der temperiertes Fluid im Betrieb durch den Versuchsraum zirkuliert (Spülbetrieb). Verwendung findet hierzu ein vom Verfasser aufgebautes, mobiles Hydraulikaggregat (Bild 4-3). Über einen Zweifach-Drehübertrager (Bild 4-2) wird das abzudichtende Fluid in die Prüfstandswelle eingeleitet und über eine Zuführbohrung in der Prüfstandswelle in den Versuchsraum geleitet. Die Ölrückführung erfolgt entsprechend durch die Rücklaufbohrung in der Welle über den Drehübertrager zurück zum

Hydraulik-Aggregat. Ein ständiger Fluid-Austausch ist dadurch gewährleistet. Als Temperatursensor dient ein am Drehübertrager angeordneter Widerstandsthermometer Pt 100.

Ein bürstenloser Servomotor treibt die Welle über einen Poly-V-Riemen an. Die Motordrehzahl wird von einem Sollwertgeber gesteuert und über einen Servoverstärker geregelt.

Die Erfassung der Wellendrehzahl erfolgt mittels eines Feldplattenfühlers. Dieser berührungslose Näherungsschalter erlaubt durch zwei phasenverschobene Ausgangssignale eine Drehrichtungserkennung (Rechts-, Linkslauf). Ein universelles Frequenzmessgerät zeigt die Wellendrehzahl und -drehrichtung an und gibt eine Analogspannung an die Datenerfassung aus.

Die Leckageerfassung erfolgt gravimetrisch. Die Leckage fließt auf kurzem Weg nach außen in einen auf einem DMS-Biegebalken befindlichen Messbecher.

Eine rechnergestützte Datenerfassung zeichnet sämtliche Messwerte auf.

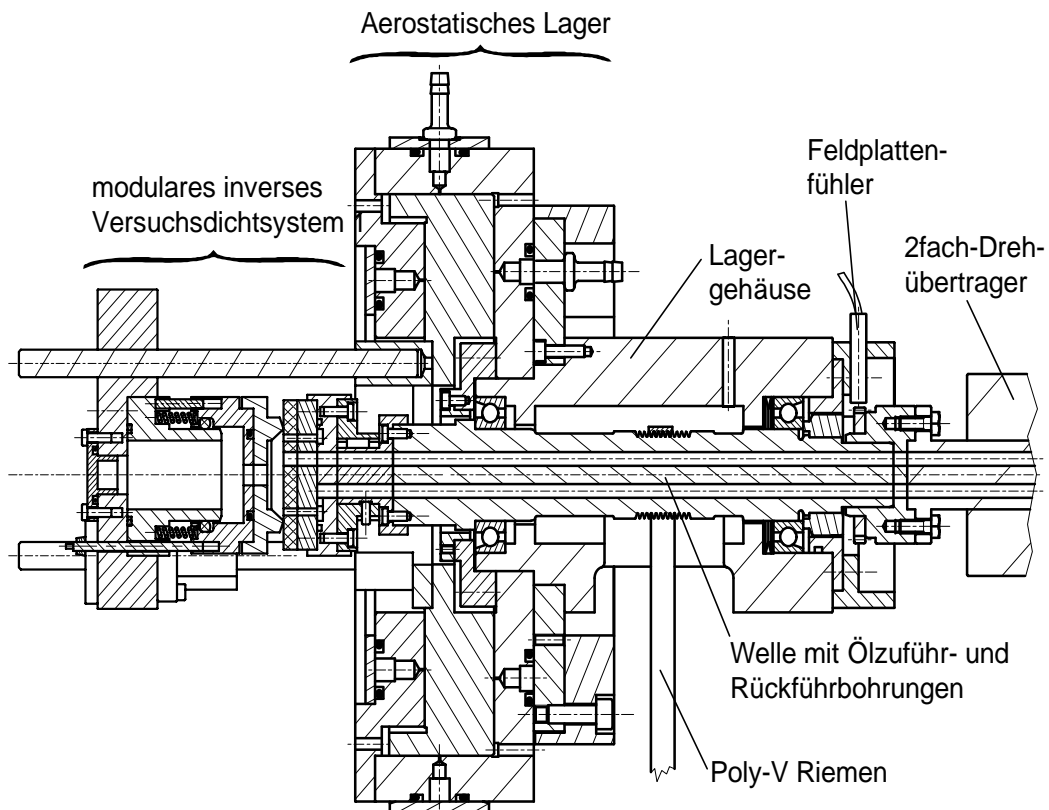


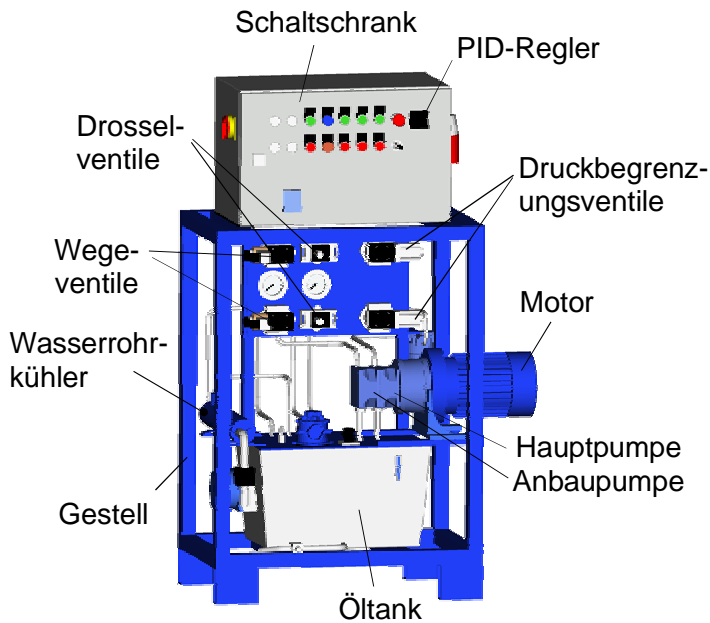
Bild 4-2: Universalprüfstand im Längsschnitt

Tabelle 4-1: Leistungsdaten des Universalprüfstands

Abdichtdurchmesser	25 ... 40 ... 65 mm
Anzahl der Versuchs-dichtungen	1
Umfangsgeschwindigkeit (d = 40 mm)	- 20 ... + 20 m/s
Wellendrehzahl	- 9 500 ... + 9 500 min ⁻¹
Drehzahlmessung Welle	Feldplattenfühler IMRM 12G3501/S14L. Universalmeßgerät DPZ 924-F-VZ, Analog-Ausgang 0...±10V.
Wellenantrieb (Poly-V-Riemenantrieb)	Bürstenloser Servomotor Siemens Simodrive 1FT5072 A 01; P _n = 2,8kW; n _n = 3000 min ⁻¹ ; Ansteuerung über Transistorverstärker Servalco; Typ TWR 240; i = 1 : 3,6.
Überdruck Versuchsöl	0 ... 3 MPa.
Temperierung Versuchsöl	20°C ... 100°C, Öl-Umlauf temperierung.
Temperaturmessung Versuchsöl	Widerstandsthermometer Pt 100.
Reibmomentmessung	Abstützung des Luftlagerstators. Temp.-kompensierter Biegebalken-Kraftaufnehmer Typ 8511. Digital-Anzeiger Typ 9180-V0100, Analog-Ausgang 0...10V.
Messdatenerfassung	Mess-PC mit Messdatenerfassungskarte PCI-20428W

4.1.1 Hydraulik-Aggregat

Der Universalprüfstand wird von dem in Bild 4-3 links dargestellten mobilen Hydraulik-Aggregat gespeist. Bild 4-3 rechts gibt wesentliche Leistungsdaten wieder, Bild 4-4 zeigt den hydraulischen Schaltplan. Die Temperierung des im Tank befindlichen Fluids erfolgt über die eingebaute Heizung und den vom Kühlwasser durchflossenen Wärmetauscher (Wasserrohrkühler). Die Umwälzung des im Tank befindlichen Fluids bzw. die Zirkulation durch den Wärmetauscher erfolgt durch die Anbaupumpe. Die Hauptpumpe saugt das dem Prüfstand zuzuführende Fluid aus dem Tank an. Die Reinigung des Fluids übernimmt ein nach der Hauptpumpe angeordneter Druckfilter. Die Auswahl zwischen druckbeaufschlagten (Rücklauf 1) und überdrucklosen (Rücklauf 2) Untersuchungen erfolgt über die Schaltstellung der Absperrhähne im verzweigten Rücklauf. Für überdrucklose Untersuchungen ist Rücklauf 1 gesperrt und Rücklauf 2 offen. Für druckbeaufschlagte Untersuchungen (Rücklauf 1 offen - Rücklauf 2 gesperrt) erfolgt die Einstellung des im Versuchsraum abzudichtenden Drucks durch zwei hintereinander geschaltete Drosselventile. Der maximal abzudichtende Druck im Versuchsraum ist durch die axiale Luftlagersteifigkeit begrenzt.



Leistungsdaten:

Antriebsleistung Pumpen:
1,5 kW

Volumenstrom Pumpe:
4 l (konst.)

Öltemperatur:
20°C ... 100°C ± 0,5°C

Tankvolumen:
30 l

Bild 4-3: Hydraulik-Aggregat

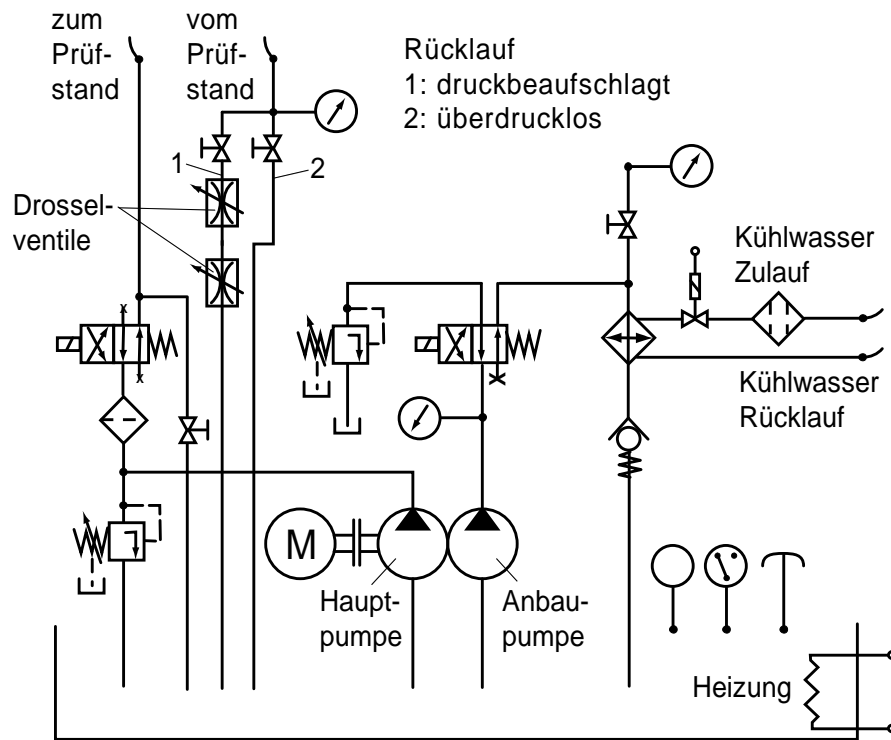


Bild 4-4: Hydraulikplan des Hydraulik-Aggregats

4.2 6-Zellen-Dauerlaufprüfstand

Der 6-Zellen-Dauerlaufprüfstand (6-Zellen-DLP) ermöglicht Langzeitversuche an bis zu sechs Versuchsdichtungen gleichzeitig. Jede Prüfzelle verfügt über einen eigenen Antriebsmotor. Die Motorwellen der Drehstrom-Flachmotoren sind dynamisch feinst gewuchtet, so dass auch bei hohen Drehzahlen gute Laufeigenschaften erreicht werden. Über eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) können beliebige Drehzahlprogramme vorgegeben werden. Die Leckageerfassung erfolgt gravimetrisch. Die Leckage fließt auf kurzem Weg in einen auf einem DMS-Kraftaufnehmer befindlichen Becher. Sämtliche Messwerte werden von einem Mess-PC aufgezeichnet. Bild 4-5 oben zeigt eine Gesamtansicht, Bild 4-5 unten einen Schnitt durch die Prüfzelle des 6-Zellen-Dauerlaufprüfstands. Tabelle 4-2 gibt wesentliche Leistungsdaten wieder. Der Prüfstand wurde vom Verfasser konstruiert und aufgebaut.

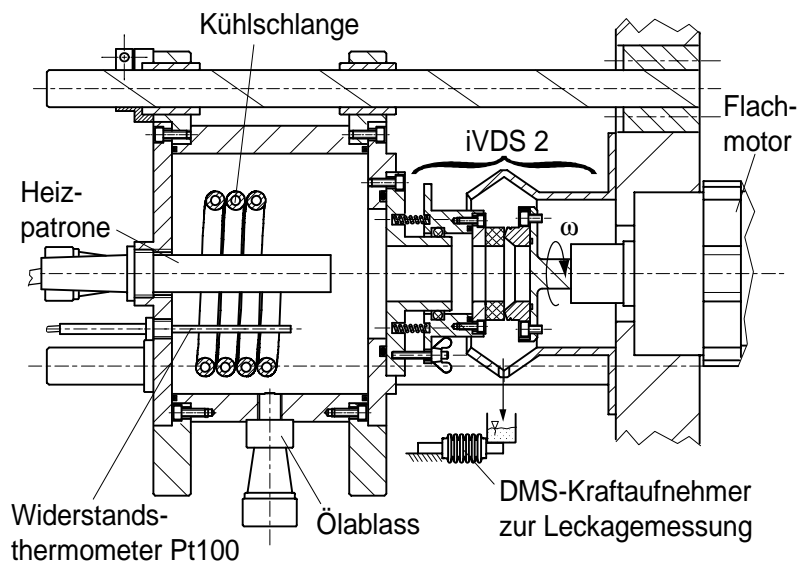
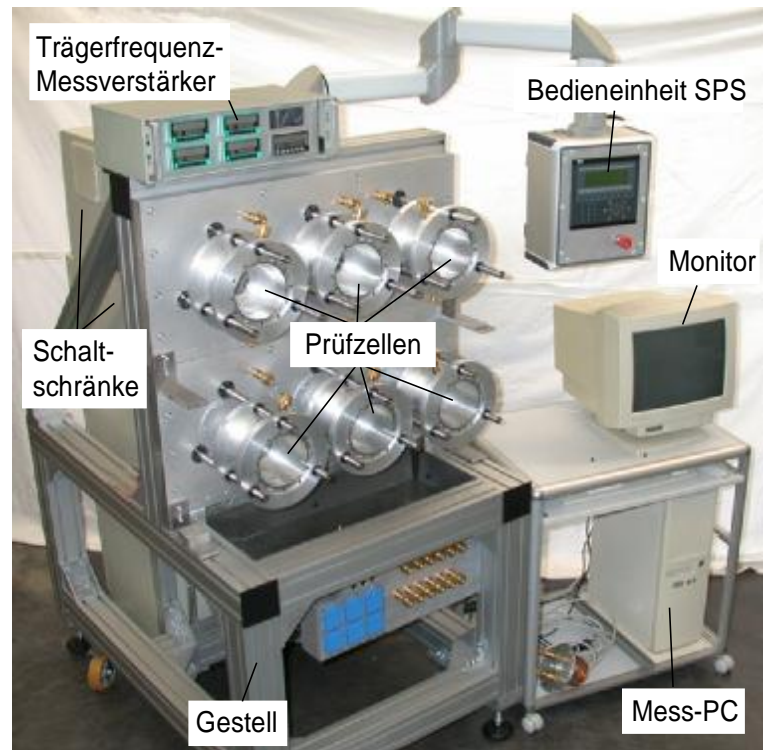


Bild 4-5: 6-Zellen-Dauerlaufprüfstand: Gesamtansicht (oben) und Schnitt durch die Prüfzelle (unten)

Tabelle 4-2: Leistungsdaten des 6-Zellen-Dauerlaufprüfstands

Abdichtdurchmesser	5 ... 40 ... 140 mm
Maximale Anzahl Versuchs-dichtungen	6
Umfangsgeschwindigkeit (d = 40 mm)	- 24 ... + 24 m/s
Motorwellendrehzahl	- 11 700 ... + 11 700 min ⁻¹
Wellenantrieb (Direktantrieb)	Drehstrom-Flachmotor EMOD VKHS 55/24-140 B3S, dynamisch feinstgewuchtet mit Fremdbelüftung, 1,3 kW; 0...11 700 min ⁻¹ ; Ansteuerung über Frequenz-Umrichter Mitsubishi FR-A 540 EC.
Druckbeaufschlagung	überdrucklos
Temperierung	20°C ... 100°C, Öl-Sumpftemperierung.
Temperaturmessung	Widerstandsthermometer Pt 100.
Leckagemessung	Doppelbiegebalken Typ DF2S-5. Digital-Anzeiger Typ 9180-V0100, Analog-Ausgang 0...10V.
Messdatenerfassung	Mess-PC mit Messdatenerfassungskarte PCI-20428W

4.3 Sonstige Versuchseinrichtungen

4.3.1 Abzudichtende Flüssigkeit

Als abzudichtende Flüssigkeit wurde das niedrig legierte Hydrauliköl NUTO H68 der Firma ESSO eingesetzt. Durch seine universelle Verträglichkeit mit handelsüblichen Dichtungswerkstoffen erlaubt es Untersuchungen auf breiter Basis. Im Standardversuch betrug die Öltemperatur $T_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$. Die Abdichtung erfolgte gegen Raumluft. Im Diagramm Bild 4-6 ist die dynamische Viskosität des Hydrauliköls in Abhängigkeit der Temperatur dargestellt.

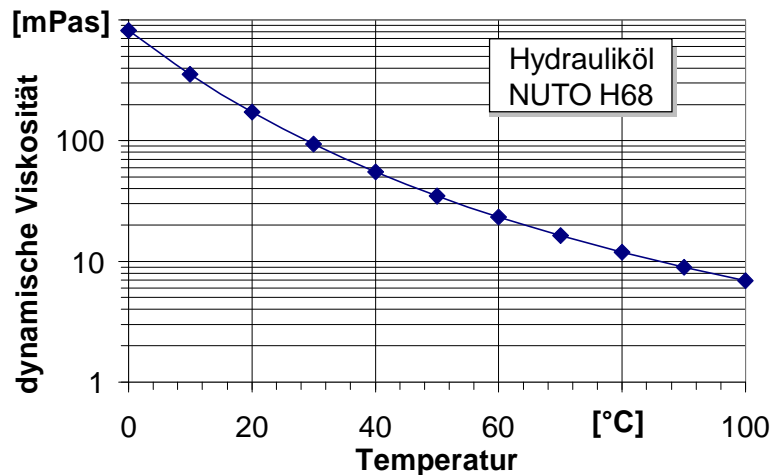


Bild 4-6: Viskositäts-Temperatur-Diagramm der abzudichtenden Flüssigkeit

4.3.2 Hydraulische Laborpresse und Pressformen

Für die am Institut gefertigten Versuchsdichtungen stand eine handbetätigte hydraulische Laborpresse (Bild 4-7 links) mit beheizbaren Pressplatten bereit. Tabelle 4-3 gibt wesentliche Leistungsdaten wieder. Die handbetätigte Hydraulikpumpe fördert bei geschlossenem Drosselventil mit jedem Hub des Handhebels Hydrauliköl durch die Druckleitung in den Pressenzylinder und schließt damit die Presse bis zum Presskraftaufbau. Über ein Drosselventil im Rücklauf wird die Presse geöffnet. Bild 4-7 rechts zeigt den hydraulischen Schaltplan der Laborpresse. Die austauschbaren Pressplatten sind elektrisch beheizt, die Plattentemperatur ist geregelt und einstellbar. Die Anzeige der Pressplatten-IST-Temperatur erfolgt mittels in die Platten integrierter Flüssigkeitsglasthermometer.

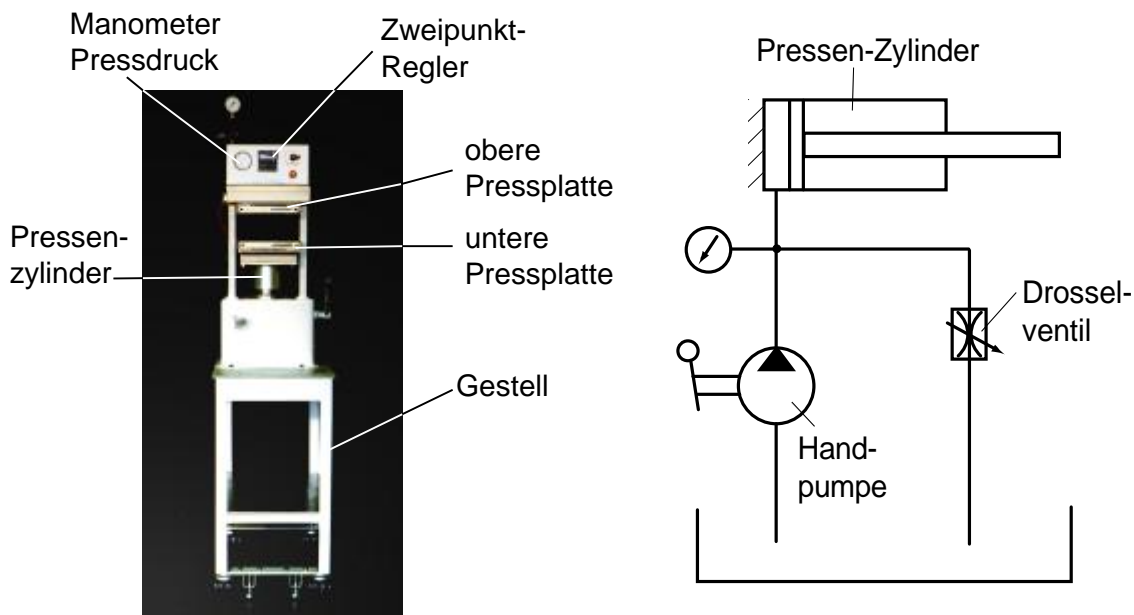


Bild 4-7: Hydraulische Laborpresse: Gesamtansicht und Hydraulikplan

Tabelle 4-3: Leistungsdaten hydraulische Laborpresse

Maximale Presskraft [kN]	200
Pressplattenabmessung [mm]	220 x 300
Hub [mm]	100

Auf Grund der benötigten geringen Stückzahlen (Kleinserien) an verschiedenen Versuchsdichtungs-Typen wurden sämtliche im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, elastomeren Dichtungsvarianten im Kompressionsverfahren /4-3/ hergestellt. Neue Dichtringvarianten waren dadurch flexibel herstell- und verfügbar. Größere Stückzahlen lassen sich im Spritzgießverfahren kostengünstig fertigen /4-4/. Bild 4-8 zeigt exemplarisch eine zweiteilige (links) und eine mehrteilige (rechts) Pressform für zwei im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Dichtungsvarianten.

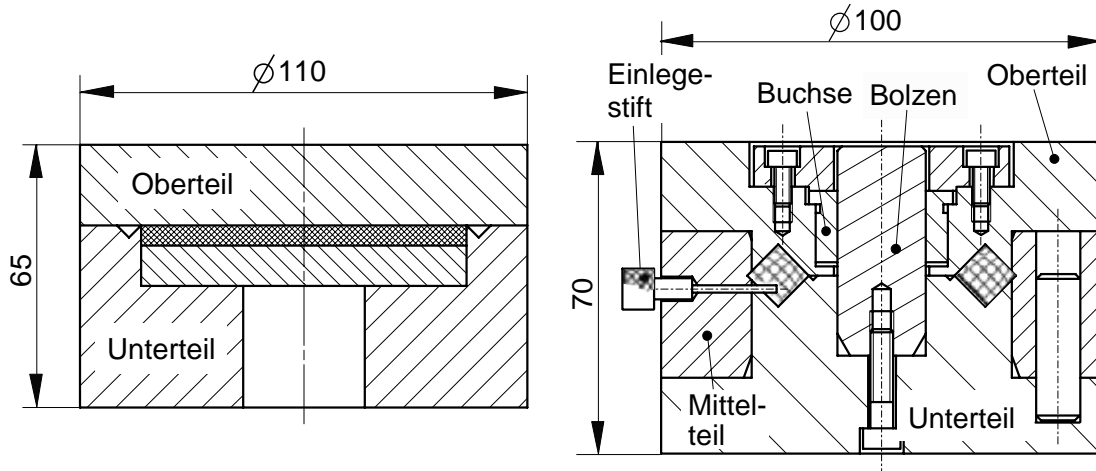


Bild 4-8: Zwei- (links) bzw. mehrteilige (rechts) Pressform

4.3.3 3D-Topografiemessung

Die Oberflächentopografie wurde mit einem 3D-Oberflächenmessgerät Hommel Tester T8000 der Firma HOMMELWERKE vermessen. Das Messgerät arbeitet nach dem Tastschnittverfahren mit berührender Tastspitze aus Diamant mit einem Kegelwinkel von $\alpha = 60^\circ$. Die einzelnen Messbahnen werden von der zugehörigen Auswertesoftware zu einer Oberflächentopografie zusammengefügt. Mittels dieser sind weitere Analysen der Oberflächen wie z.B. Ausrichten, Filterung und 2D-/3D-Oberflächenkennwerte möglich.

In der vorliegenden Arbeit wurde primär die Topografie der Versuchsdichtungen im Laufspurbereich nach Versuchsende vermessen. Das Ziel war hierbei die Ermittlung der Laufspurtiefe und -breite in der Versuchsdichtung. Beide Größen sind Gradmesser für den Dichtungsverschleiß. Um aus dem berührenden Messverfahren resultierende Kratzspuren auf der Elastomerlauffläche zu vermeiden, wurde an neuen Dichtringen die Topografie nur stichprobenartig vermessen.

Als Messbereich stellte sich im Falle ebener Versuchsdichtungen eine Fläche von 3 mm x 1,5 mm (bei 51 Messbahnen), im Falle gekrümmter Versuchsdichtungen von

3 mm x 0,5 mm (bei 21 Messbahnen) als geeignet heraus. Der schmalere Messbereich gekrümmter Versuchsrichtungen resultiert aus dem Messbereich des Rauheitstasters in z-Richtung. Die Tastgeschwindigkeit betrug $v_x = 0,15$ mm/s, die Anzahl der Messwerte $n = 800$.

Ein Verschleiß der metallischen Dichtkanten konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht festgestellt werden. Dies gilt sowohl für die in Kurzzeituntersuchungen aber auch für die in Dauerversuchen verwendeten Dichtkanten.

4.3.4 Mikroskopie und digitales Bildverarbeitungssystem

Zum Messen der Dichtkantenberührbreite in den Grundlagenuntersuchungen und zur optischen Begutachtung von Dichtungen und Dichtkanten stand ein Stereo-Messmikroskop zur Verfügung.

Für qualitative und quantitative Analysen von kompletten Dichtsystemen und deren Komponenten fand ein digitales Bildverarbeitungssystem bestehend aus einem Personal Computer (PC) mit entsprechender Auswerte-Software, CCD-Farbkamera und verschiedenen Kameraobjektiven Verwendung. Das vorwiegend eingesetzte Makro-Objektiv der Firma Navitar ermöglicht bis zu 12-fache Vergrößerungen. Durch Vorsatzlinsen (2-fach-, bzw. 0,25-fach) kann der betrachtete Bildbereich entsprechend modifiziert werden. Unterschiedliche Beleuchtungsmittel ermöglichen reproduzierbare Belichtungsergebnisse.

Quantitative Analysen erfolgten mit der Software IMAGE ACCESS 3.20 Release 7 der Firma Imagic Bildverarbeitungs AG, Glattbrugg (CH) unter Windows NT 4.0. Ein integriertes Messmodul ermöglicht analytische Bewertungen und Vergleiche.

4.3.5 Zugprüfeinrichtung

Die experimentelle Untersuchung der Reibung an der Nebenabdichtung von WKDR-R1.5-Dichtringe erfolgte mit einer am Institut vorhandenen Zugprüfmaschine der Firma MTS Systems GmbH. Der Prüfstands Aufbau ist in Bild 4-9 schematisch dargestellt. Die Rahmenkonstruktion besteht aus einem Doppel-T-Träger mit Bodenplatte. Die Krafteinleitung erfolgt über die Antriebseinheit, bestehend aus Servomotor, Getriebe und Spindel mit Querhaupt.

Die Kraftmessung erfolgt durch eine mit dem Prüfkörper in Reihe geschaltete Kraftmessdose. Die Steuerung der Zugprüfmaschine und die Messwernerfassung erfolgen über einen PC. Der Benutzer kann nahezu beliebige Versuchsabläufe programmieren.

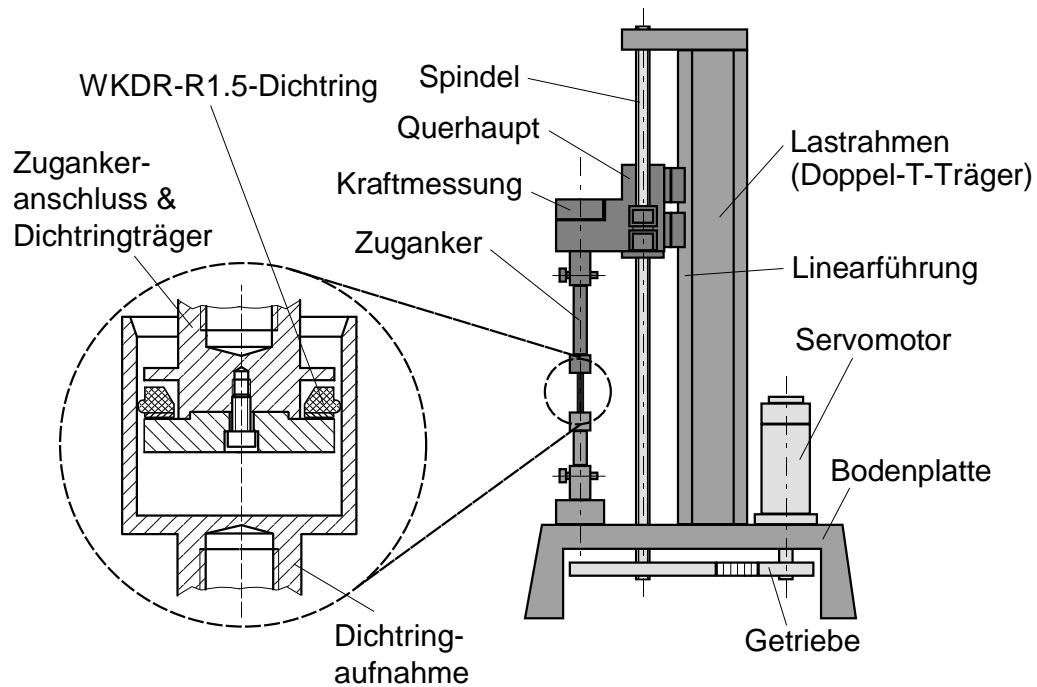


Bild 4-9: Zugprüfmaschine: Gesamtansicht (rechts) und Aufbau zur Reibkraftmessung (links)

Die Leistungsdaten der Zugprüfmaschine sind in Tabelle 4-4 aufgeführt.

Tabelle 4-4: Leistungsdaten der Zugprüfmaschine

Modell	MTS ADAMEL LHOMARGY 400/M
Lastrahmen	1 Ständersäulenmaschine
Lastbereich	- 2 kN bis + 2 kN
Genauigkeitsklasse der Lastmessung	Klasse 0,5 nach DIN 51221 $\pm 0,5\%$ des Anzeigewerts
Querhauptgeschwindigkeit	$\pm 0,001$ mm/min ... ± 1000 mm/min
Genauigkeit der Querhauptgeschwindigkeit	$\pm 0,1\%$ der geforderten Geschwindigkeit bei konstanter Last
Wegmessbereich	Querhauptmessung: 900 mm
Genauigkeit der Wegmessung mit dem Querhaupt	Genauigkeit: $\pm 0,125\%$ der Verschiebung Auflösung: 0,01 mm
Probenabmessungen	Variabel

4.3.6 Statistische Versuchsplanungs-Software

Zur Planung experimenteller Versuchsreihen und zur statistischen Auswertung der Versuchsdaten wurde die statistische Versuchsplanungs-Software CORNERSTONE™ 3.0 der Firma Domain Manufacturing Corporation unter Windows NT 4.0 eingesetzt.

In Bild 4-10 ist die Vorgehensweise bei der Durchführung statistisch geplanter Untersuchungen wiedergegeben. Diese lässt sich in drei Schritte gliedern: Planung - Experiment - Analyse & Interpretation. Die Software wird hierbei in Schritt 1 und 3 eingesetzt.

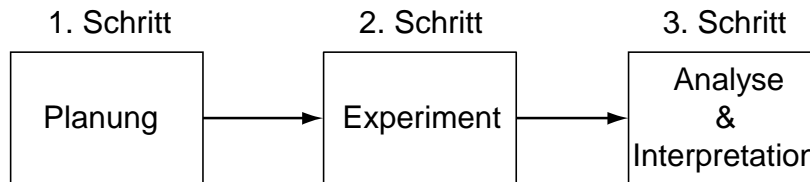


Bild 4-10: Vorgehensweise bei statistisch geplanten Untersuchungen

4.3.7 Finite-Elemente-Analyse

Die Finite-Elemente-Analyse (FEM) wurde zur theoretischen Untersuchung des Pressungsverlaufs im Dichtkontakt inverser Wellendichtsysteme eingesetzt. Hierzu wurden Kontaktsimulationen durchgeführt. Ferner wurde sie bei der versuchsbegleitenden Simulation der experimentellen Untersuchungen zur Abschätzung der auftretenden Kräfte, Spannungen und Verformungen an den Dichtelementen herangezogen.

Die Berechnungen wurden mit dem Programmpaket MARC/MENTAT von MARC Analysis Research Corporation auf SUN-Workstations durchgeführt. Zum Pre- und Postprozessing wurde das Programm MENTAT /4-5/, als Berechnungsprogramm MARC /4-6/ eingesetzt. Die Geometriemodelle wurden mit dem CAD-Programm CADRA V 11.2.2-001 der Firma SofTech Inc. (USA) unter Windows NT 4.0 erstellt und an das Programm MENTAT übergeben. Alle weiteren Schritte (Vernetzung, Randbedingungen, Belastungen) zur Fertigstellung des Eingabefiles in das Berechnungsprogramm MARC wurden im Programm MENTAT durchgeführt. Zur Darstellung der Berechnungs-Ergebnisse kam wieder das Programm MENTAT zum Einsatz.

Durch die vorhandene Rotationssymmetrie der Dichtringe war es ausreichend $2^{1/2}$ -D-Modelle durch Eingabe des Querschnittes und durch Definition der Rotationsachse zu erzeugen. Diese Vereinfachung reduziert den Aufwand beim Modellieren und die Berechnungsdauer erheblich im Vergleich zu 3-D-Modellen.

Die Beschreibung des Werkstoffverhaltens der elastomeren Versuchsichtungen erfolgte nach der nicht-linearen Näherung nach Mooney [/4-7/ bis /4-9/]. Alle am System beteiligten metallischen Körper wurden als starr und nicht deformierbar angenommen. Das in der Realität vorliegende elastisch-plastische Verhalten metallischer Bauteile führt auf Grund des im Vergleich zu Elastomeren großen Elastizitätsmoduls zu vernachlässigbaren Verformungen.

5 Statistische Versuchsplanung und -auswertung

Das Ziel jeder Forschungs- oder Entwicklungsarbeit ist es, möglichst viele Informationen auf möglichst rationellem Wege über das Untersuchungsobjekt zu erhalten. Besonders bei Neuentwicklungen sind die Systemeigenschaften meist unbekannt und die Anzahl möglicher Einflussfaktoren auf das System groß. Deshalb erfordert es besondere Methoden und Werkzeuge, um das erklärte Ziel zu erreichen. Ein solches Werkzeug ist die statistische Versuchsplanung (Design of experiments (DoE)).

5.1 Allgemeine Bemerkungen

Statistische Versuchsplanung wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzt, um:

- die Dauer der experimentellen Versuchsreihen zeitlich planen zu können,
- den Versuchsumfang möglichst klein, aber doch so groß zu halten, um relevante Unterschiede erkennen zu können,
- eine systematische Darstellung der Versuchsergebnisse zu gewährleisten,
- eine personenunabhängige Aussage zum Effekt einer Veränderung von Einflussfaktoren auf die Zielgrößen machen zu können.

Das Ergebnis der Versuchsplanauswertung ist ein empirisches Modell (Regressionspolynom). Auf dessen Basis erfolgt die statistische Analyse der Versuchsergebnisse. Bild 5-1 veranschaulicht den Zusammenhang zwischen Einfluss-, Stör- und Zielgrößen, die alle über das zunächst unbekanntes Regressionspolynom gekoppelt sind. Bei Durchführung der experimentellen Untersuchungen ist darauf zu achten, dass Störgrößen bestmöglich eliminiert werden.

Sie führen zu Verfälschungen in der Ergebnisdarstellung. In der vorliegenden Arbeit wurde hierzu die Versuchsreihenfolge randomisiert und Versuchswiederholungen in den einzelnen Versuchspunkten durchgeführt. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Blockbildung /5-1/.

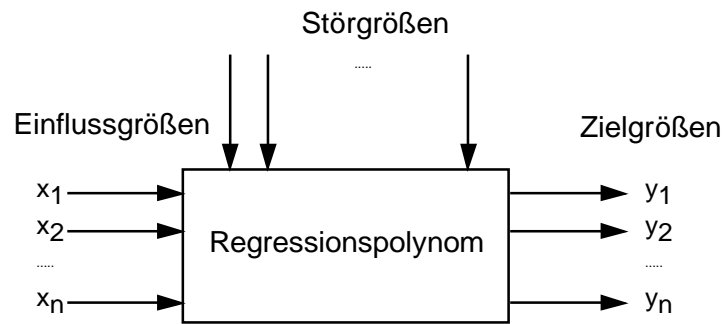


Bild 5-1: Zusammenhang zwischen Einfluss- Ziel- und Störgrößen

5.2 Begriffe der statistischen Versuchsplanung

Die Beschreibung nachfolgender Begriffe der statistischen Versuchsplanung ist in Anlehnung an /5-1/ bzw. /5-2/. Die in Tabelle 5-1 gewählten Beispiele sind aus dem Fachgebiet der vorliegenden Arbeit.

Tabelle 5-1: Begriffe der statistischen Versuchsplanung

Begriff	Beschreibung	Beispiel
Zielgrößen	Beschreiben das Ergebnis eines Versuchs. Können Messwerte, aber auch aus einem oder mehreren Messwerten errechnete Größen sein.	Zielgröße: Reibung im Dichtkontakt; Messgröße: Reibmoment
Einflussgrößen	Größen, die die Zielgröße(n) möglicherweise beeinflussen. Werden unterteilt in <i>Steuer-</i> und <i>Störgrößen</i> .	
<i>Steuergrößen</i>	Einflussgrößen, die auf einen bestimmten Wert eingestellt und gehalten werden können.	Öltemperatur, Wellendrehzahl
<i>Störgrößen</i>	Einflussgrößen, deren Wert nicht vorgegeben werden können.	Umgebungstemperatur
Einflussfaktoren	Auswahl der vermuteten, wesentlichen Einflussgrößen, werden im Versuch variiert.	
<i>Quantitative Einflussfaktoren</i>	Kontinuierliche Einflussgrößen; Kardinalgrößen.	Wellendrehzahl
<i>Qualitative Einflussfaktoren</i>	Kategorische Einflussgrößen; Nominal- oder Ordinalgrößen.	Werkstoffart, Dichtringtyp
Faktorstufen	Werte, die die untersuchten Einflussfaktoren im Versuch annehmen können.	Öltemperatur: 40 .. 80°C

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird im Folgenden nicht weiter zwischen den Begriffen 'Zielgröße' und (zugehöriger) 'Messgröße' differenziert. Zur Vereinfachung wird die Messgröße *Reibmoment* auch als Zielgröße bezeichnet. Selbiges gilt für die Messgrößen *Leckage* (Zielgröße: *Dichtheit*) und die Messgrößen Laufspurbreite und -tiefe in der Versuchsdichtung (Zielgröße: *Verschleiß*). Die in den Versuchsreihen konstant gehaltenen Einflussfaktoren werden auch als 'konstante Parameter' bezeichnet.

5.3 Statistischer Versuchsplan

Bild 5-2 links zeigt das Modell eines vollständig faktoriellen Zweistufenplanes vom Typ 2^k für $k = 3$ Einflussfaktoren x_i ($i = 1 \dots 3$) mit Zentrumsversuch. Dieser Modellansatz war Basis sämtlicher, im Rahmen dieser Arbeit durchgeführter, statistisch geplanter Versuchsreihen. Er findet nach /5-1/ Anwendung bei der Untersuchung von Prozessen, bei denen die funktionalen Zusammenhänge zwischen Einfluss- und Zielgrößen nicht oder kaum bekannt sind.

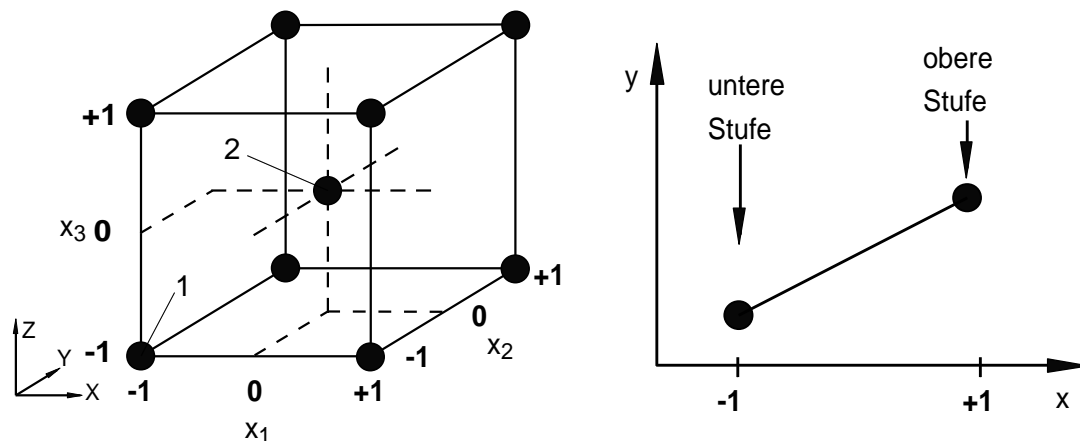


Bild 5-2: Vollständig faktorieller Zweistufenplan vom Typ 2^3 (links) und linearer Modellansatz (rechts). Einflussfaktoren x_i in normierter (dimensionsloser) Darstellung.

Bei diesem linearen Modellansatz werden die k Einflussfaktoren im Versuch auf zwei Stufen (untere / obere Stufe: $x_i = -1$ und $x_i = +1$) eingestellt, Bild 5-2 rechts. Der von den Einflussfaktoren aufgespannte Versuchsraum ist ein Würfel (Bild 5-2 links), dessen Eckpunkte die in den einzelnen Versuchsreihen einzustellenden Parameterwerte wiedergeben (Beispiel Punkt 1: $x_1 : x_2 : x_3 = -1 : -1 : -1$). Im Zentrum werden alle Einflussfaktoren auf ihr mittleres Niveau eingestellt (Punkt 2: $x_1 : x_2 : x_3 = 0 : 0 : 0$). Zentrumsversuche dienen der Überprüfung, inwieweit die angenommene Linearität zwischen Einfluss- und Zielgröße gerechtfertigt war /5-1/.

Die Wahl eines vollständig faktoriellen 2^k -Planes bietet folgende Vorteile:

- eine in allen Richtungen gleiche Vorhersagewahrscheinlichkeit,
- eine, bei Bedarf, einfache Erweiterung in einen Versuchsplan höherer Ordnung,
- eine unabhängige Schätzung aller Regressionskoeffizienten,
- drehbar und orthogonal.

5.4 Regressionsanalyse

Mit Hilfe der Regressionsanalyse wird ein mathematisches Modell für den Zusammenhang zwischen Einflussgröße(n) und Zielgröße an vorhandene Daten angepasst /5-4/, /5-5/. Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Regressionsanalysen handelt es sich überwiegend um multiple, lineare Regressionsanalysen im Modell I. Die Anpassung des Regressionspolynoms an die Versuchsdaten erfolgt für diesen Fall entsprechend dem Ansatz

$$y = m \cdot x + b$$

Gl. 5-1

Die Regressionsgerade wird nach der „Methode der kleinsten (Fehler-) Quadrate“ ermittelt.

Bild 5-3 veranschaulicht diese Methode am Beispiel einer einfachen, linearen Regression für eine Zielgröße y in Abhängigkeit einer Einflussgröße x . Die Koeffizienten m und b der Regressionsgerade werden so bestimmt, dass die Summe der quadrierten Abweichungen (SQ) zwischen den Schätzwerten \hat{y}_i und den Messwerten y_i über alle N Messwerte so klein wie möglich wird.

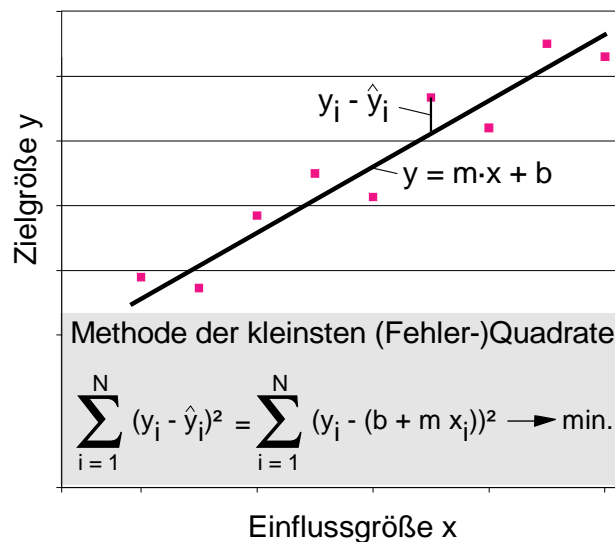


Bild 5-3: Beispiel einer einfachen linearen Regression

Im Fall multipler Regressionsanalyse ist die Lösung dieser „Optimierungsaufgabe“ mit der Lösung eines linearen Gleichungssystems (LGS) verknüpft. Die berechneten Modellgleichungen beschreiben dann Ebenen oder Hyperebenen im 2- oder mehrdimensionalen Raum.

5.5 Signifikanztests zur Beurteilung des Regressionspolynoms

Die Güte bzw. Qualität der mittels Regressionsanalyse berechneten Regressionspolynome ist zu bewerten. Grundlage sämtlicher Tests zur Beurteilung der Modellqualität ist die Tatsache, dass bei experimentellen Versuchen, trotz größter Sorgfalt, meist nie genau der gleiche Zahlenwert als Ergebnis vorliegt. Zufällige Unterschiede führen zu einer Streuung, die sich berechnen lässt /5-1/.

Ausgangspunkt ist die Gesamtsumme der quadrierten Abweichungen (SQ_{Ges}). Diese lässt sich berechnen und in verschiedene (Streuungs-)Ursachen zerlegen. Die einzelnen Streuungsanteile lassen sich wiederum berechnen /5-3/. Die SQ-Werte (Sum of Squares) sind untereinander nicht vergleichbar, da sie aus unterschiedlicher Anzahl von freien Werten (Freiheitsgraden) berechnet werden /5-3/. Vergleichbar sind „Mittelungen“ dieser SQ-Werte, die so genannten MQ-Werte (Mittlere quadrierte Abweichungen, Mean Squares). Gleichung 5-2 gibt den Zusammenhang zwischen mittlerer quadrierter Abweichung (MQ) und der Summe der quadrierten Abweichungen (SQ) wieder.

$$MQ = \frac{SQ}{f} = s^2 \quad \text{Gl. 5-2}$$

MQ-Werte sind miteinander vergleichbare Varianzen s^2 , welche die Grundlage für die weitere statistische Modellbeurteilung darstellen /5-2/.

Die Berechnung dieser Größen erfolgt heutzutage mittels Software. Eine zusammenfassende Darstellung dieser Kenngrößen erfolgt in so genannten ANOVA- Tabellen (**A**nalyse of **V**ariance –Table, vgl. Bild 5-4).

Alle Signifikanztests beruhen auf einem Vergleich von Varianzen mittels F-Test, /5-1/ bis /5-7/. Dieser ist von universeller Bedeutung. Bei der Versuchsauswertung werden hierzu verschiedene MQ-Werte geeignet miteinander verglichen /5-3/.

Die Beurteilung der Modellgüte erfolgt in zwei Schritten (Tabelle 5-2):

1. Schritt: **Test auf Modellakzeptanz**,
2. Schritt: **Test auf Anpassungsdefekte**.

Tabelle 5-2: Tests zur Beurteilung der Modellgüte

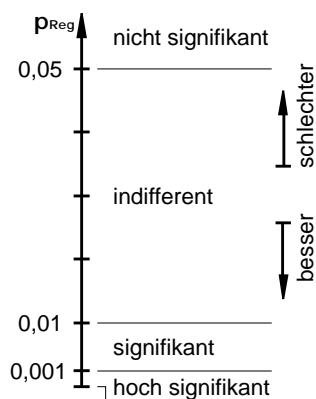
Test auf ...	Nullhypothese	Inhaltliche Aussage	Verwerfkriterium
Modellakzeptanz	$H_0 : S_{Reg} \leq S_{Res}$	„Modell ist nicht akzeptabel“	$F > F_{f_{Reg}, f_{Res}, 1-\alpha}$
Anpassungsdefekte	$H_0 : S_{Lof} \leq S_{PE}$	„Modell besitzt keine Anpassungsdefekte“	$F > F_{f_{PE}, f_{Lof}, 1-\alpha}$

Mit: H_0 : Nullhypothese,
 σ : wahre Varianz
 F: F-Value
 f: Freiheitsgrad der (geschätzten) Varianz,
 α : Signifikanzniveau ($\alpha = 0,001$; $\alpha = 0,01$, $\alpha = 0,05$).

In jedem Schritt wird eine **Nullhypothese H_0** auf ihre Akzeptanz überprüft. Ist das Verwerfkriterium erfüllt, so ist die zu prüfende Nullhypothese zu verwerfen.

7:6	Source	df	SQ	MQ	F-Value	p-Value
1	Total	52	16,62656			
2	Regression	13	16,49627	1,26894	379,83000	0,00000
3	Linear	6	6,17220	1,02870	307,92000	0,00000
4	Non-linear	7	5,26472	0,75210	225,12000	0,00000
5	Residual	39	0,13029	0,00334		
6	Lack of Fit	31	0,07451	0,00240	0,34000	0,98450
7	Pure Error	8	0,05578	0,00697		

Test auf Modellakzeptanz



Test auf Anpassungsdefekte

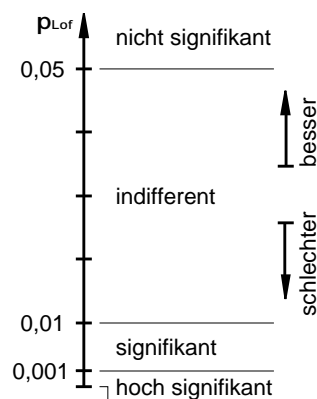


Bild 5-4: Beispiel-ANOVA-Tabelle (oben), Bewertungsschemata (unten)

Software-Produkte unterschiedlicher Hersteller verwenden verschiedene Verfahren zur Handhabung dieser Tests. Die Testentscheidung in der eingesetzten Software basiert auf der amerikanischen Methode des „p-value“. Der p-value ist der Grenzwert für α , bei dem die Nullhypothese H_0 gerade noch nicht verworfen wird /5-3/. In den Verwerfkriterien Tabelle 5-2 ist hierzu α durch p zu ersetzen. Zusammengefasst sind die Ergebnisse zur Durchführung der Signifikanztests in der ANOVA-Tabelle, Bild 5-4 oben. Eine Beurteilung der Modellgüte erfolgt entsprechend den Bewertungsschemata Bild 5-4 unten.

Für das vorliegende Beispiel in Bild 5-4 oben führt der Test auf Modellakzeptanz zum Verwerfen der Nullhypothese $H_0: \sigma_{\text{Reg}} \leq \sigma_{\text{Res}}$ ($p_{\text{Reg}} = 0,00000 \lll 0,001$), d.h. das Modell ist akzeptabel. Der Test auf Anpassungsdefekte führt zu einer Annahme der Nullhypothese $H_0: \sigma_{\text{Lof}} \leq \sigma_{\text{PE}}$ ($p_{\text{Lof}} = 0,98450 \ggg 0,05$), d.h. das Modell hat keine Anpassungsdefekte.

Weitere Kennzahlen zur Beurteilung der Modellgüte eines Regressionspolynoms sind das Bestimmtheitsmaß B (R-Square) bzw. das adjustierte Bestimmtheitsmaß B_{adj} (adjusted R-Square). Beide werden zur zusammenfassenden „Schnellbeurteilung“ der Modellgüte eingesetzt /5-3/.

Das Bestimmtheitsmaß B gibt an, welcher Anteil der Streuung der y-Werte mittels des Modells aus der Streuung der x-Werte erklärt werden kann. Die Berechnung erfolgt entsprechend dem Ansatz Gl. 5-3.

$$B := \frac{SQ_{\text{Reg}}}{SQ_{\text{Ges}}} = 1 - \frac{SQ_{\text{Res}}}{SQ_{\text{Ges}}} \quad \text{Gl. 5-3} \quad \text{Mit: } 0 \leq B \leq 1$$

$$B_{\text{adj.}} = \frac{MQ_{\text{Ges}} - MQ_{\text{Res}}}{MQ_{\text{Ges}}} \quad \text{Gl. 5-4} \quad B_{\text{adj.}} < B < 1$$

Das adjustierte (freiheitsgradbezogene) Bestimmtheitsmaß B_{adj} (adjusted R-Square) wird zum einen in Modellgleichungen mit vielen Koeffizienten verwendet /5-9/ und zum anderen, um festzustellen, ob die Herein- oder Herausnahme von Termen in die Modellgleichung zu einer Verbesserung bzw. Verschlechterung der Modellgüte führt. Beide Größen indizieren eine gute Anpassung des Regressionspolynoms an die vorhandenen Experimentaldaten, wenn ihr Wert nahe 1 liegt. Sowohl B als auch B_{adj} werden von der eingesetzten Software im Regressionsfenster dargestellt.

Eine Beurteilung der Modellgüte nach nur diesen Größen ist aus mathematischer Sicht kritisch /5-3/.

5.6 Effekt von Einflussfaktoren auf Zielgrößen

Durch Veränderung eines Einflussfaktors x kann sich eine Zielgröße y um einen bestimmten Betrag Δy ändern. Dieser Betrag ist ein Maß für Größe und Richtung der Wirkung und wird (Haupt-) Effekt (HE) genannt. Er hat die gleiche Dimension wie die Zielgröße /5-1/. Für den multiplen Fall, d.h. bei gleichzeitiger Untersuchung mehrerer Einflussfaktoren können zusätzlich (statistische) Wechselwirkungseffekte (WE) auftreten /5-1/. Diese deuten darauf hin, dass der Effekt eines Einflussfaktors auf die Zielgröße von der eingestellten Stufe des anderen abhängig ist. In Abhängigkeit der Anzahl untersuchter Einflussgrößen können 2-Faktor-WE (bei 2 Einflussfaktoren) oder n -Faktor-WE (bei n Einflussfaktoren) auftreten. In technischen Prozessen sind bei richtiger Wahl der Faktorstufen oft schon 2-Faktor-WE deutlich kleiner als die wesentlichen HE /5-1/.

In der eingesetzten Software erfolgt eine zusammenfassende Darstellung der Effekte im Pareto-Diagramm, Bild 5-5.

Im Pareto-Diagramm sind auf der x -Achse alle Terme mit (signifikantem) Effekt auf die gewählte Zielgröße (y -Achse) aufgetragen. Terme mit großem Effekt stehen außen, Terme mit kleinem Effekt in der Mitte. Die Vorzeichenrichtung ist Ausdruck der Wirkungsweise einer Veränderung des Einflussfaktors auf die Zielgröße.

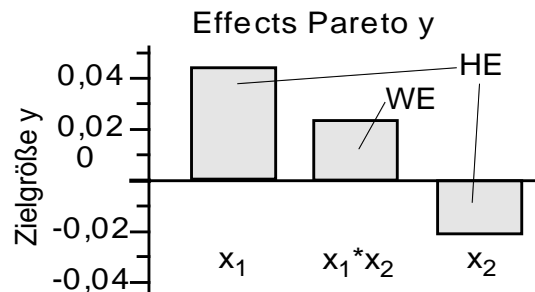


Bild 5-5: Pareto-Diagramm

Hierbei gilt:

- positiver Effekt:** Zielgröße nimmt (mit zunehmendem Einflussfaktor) zu.
- negativer Effekt:** Zielgröße nimmt (mit zunehmendem Einflussfaktor) ab.

6 Analyse handelsüblicher Dichtsysteme

Im nachfolgenden Abschnitt (6.1) wird zunächst der allgemeine Aufbau dynamischer Dichtsysteme beleuchtet. Die anschließende Analyse ausgewählter, handelsüblicher Dichtsysteme mit den dort eingesetzten Dichtelementen hat zum Ziel, die technische Umsetzung der Grundfunktionen für verschiedene Anordnungen zu ermitteln. Die Ergebnisse dieser Analyse dienen als Grundlage bei der Entwicklung eines inversen Versuchsdichtsystems (iVDS).

6.1 Grundelemente und –funktionen dynamischer Dichtsysteme

In Bild 7-1 sind die Grundelemente eines Dichtsystems nach /6-1/ wiedergegeben.

Ein beweglicher Dichtkörper (DK) bildet zusammen mit einem bewegten Maschinenteil einen Dichtspalt (DS). Eine Nebenabdichtung (N) verschließt den Undichtheitsweg zwischen Dichtkörper und dem Bauteil, in dem dieser gelagert ist. Eine Anpresskraft (F) bewirkt die Ein-

und Nachstellung des Dichtspalts und/oder der Nebenabdichtung. Eine Lagesicherung (D) verhindert, dass das relativ bewegte Maschinenteil den Dichtkörper mitschleppt. Für Dichtsysteme im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind die Achsen I-I und III-III mögliche Rotationsachsen (Wellendichtungen). Die Relativbewegung zwischen stehendem und bewegtem Teil erfolgt in z-Richtung (Umfangsrichtung). Weiterhin sind

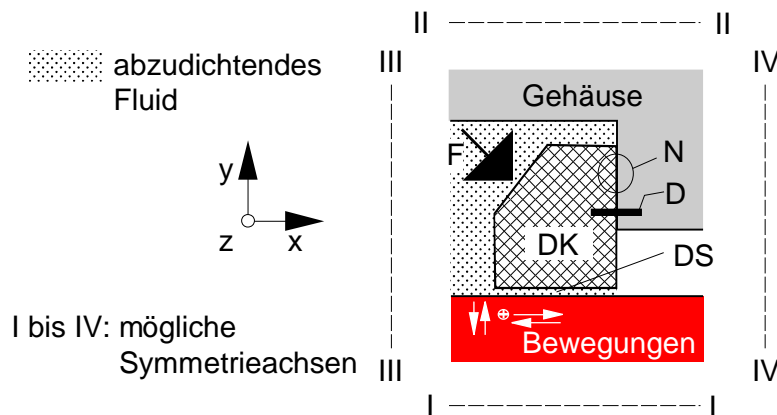


Bild 6-1: Grundelemente eines Dichtsystems nach /6-1/

nach /6-1/ Relativbewegungen der Spaltwände in y-Richtung von besonderer Bedeutung. Um deren Einflüsse auf die Abdichtaufgabe klein zu halten, muss der Dichtkörper relativ zum Gehäuse leichtgängig verschiebbar angeordnet sein. Die relative Beweglichkeit der dichtspaltbildenden Kontaktpartner in y-Richtung wird im Folgenden als „*Dichtsystem-Elastizität*“ bezeichnet.

6.2 Analyse handelsüblicher, berührender Dichtelemente

Tabelle 6-1 und 6-2 enthält eine Auswahl an handelsüblichen, berührenden Dichtelementen zur Abdichtung von Wellendurchtrittsstellen in Maschinengehäusen. Bei den abgebildeten Dichtungen handelt es sich um Katalogelemente, wie sie von Dichtungsherstellern vertrieben werden. Die Dichtelemente lassen sich in zwei Gruppen unterteilen. Für Dichtelemente der Gruppe 1 ist der dynamische Dichtkontakt zwischen einem elastomeren, „weichen“ Dichtelement und einer metallischen, „harten“ Gegenlauffläche realisiert, für Dichtelemente der Gruppe 2 sind beide Kontaktpartner „hart“ (Metall - Metall - Kontakt bzw. Keramik – Kohlegraphit - Kontakt).

Bei Vertretern der **ersten Gruppe** (Tabelle 6-1 bzw. 6-2) wird die Dichtsystem-Elastizität durch eine geeignete konstruktive Gestaltung des Dichtringquerschnitts in Kombination mit den elastischen Eigenschaften von Gummiwerkstoffen erreicht. Für den RWDR Typ BAUMX7 bzw. den AWDR ist der am tribologischen Kontakt teilnehmende Teil des Dichtkörpers über eine dünne, biegeeweiche Membran an den im stationären Gehäuse montierten Grundkörper des Dichtrings angebunden. V-Seal und Axialdichtung besitzen eine gegenüber dem Grundkörper deutlich dünnere und somit flexiblere Dichtkantenmembran, die an die Gegenlauffläche angepresst wird.

Bei Vertretern der **zweiten Gruppe** (Tabelle 6-1 bzw. 6-2) wird die Dichtsystem-Elastizität mittels einer „elastischen“ Lagerung der beiden „harten“ dichtspaltbildenden Kontaktpartner erreicht. Typische Vertreter der zweiten Gruppe sind Gleitring-Dichtungen (GLRD). Die am dynamischen Dichtkontakt beteiligten Kontaktpartner sind im Fall einer GLRD Bauform HN 406 über handelsübliche, elastomere O-Ringe gegenüber der Welle (DK1) bzw. dem Gehäuse (DK2) abgestützt. Bei HDDF-GLRD erfolgt eine Lagerung der Kontaktpartner über elastomere Tellerfedern, TLDOA-GLRD verwenden wiederum O-Ringe.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die elastischen Werkstoffeigenschaften von Elastomeren in handelsüblichen Dichtsystemen mitunter dazu eingesetzt werden, Relativbewegungen der Spaltwände in y-Richtung zu ermöglichen. Die so in das Dichtsystem eingebrachte Dichtsystem-Elastizität ermöglicht es, den im tribologischen Kontakt befindlichen Teil des Dichtkörpers im Betrieb relativ zum Gehäuse leichtgängig zu verschieben.

Tabelle 6-1: Analyse ausgewählter handelsüblicher Dichtelemente - 1

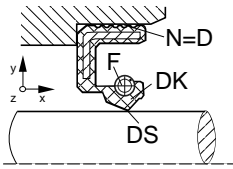
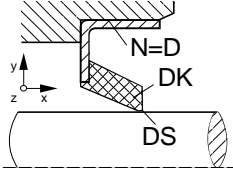
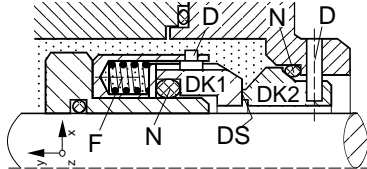
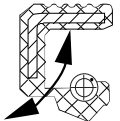
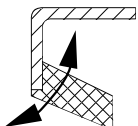
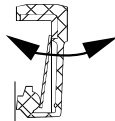
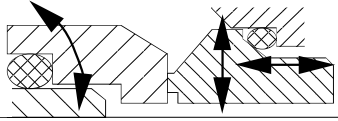
Name		Radialwellendichtring (RWDR)	Axialwellendicht- ring (AWDR)	Gleitring-Dichtung (GLRD)	
Symbol	D: Lagesicherung DK: Dichtkörper DS: Dichtspalt F: Anlegkraft N: Nebenabdichtung				
Bauform		BAUMX7, /6-2/	HM14, /6-3/	TAI, /6-4/ HN 406, /6-5/	
Werkstoffpaarung dynamische Kontaktpartner (exemplarisch)		Elastomer – Stahl	Elastomer – Stahl	Elastomer – Stahl Keramik - Kohlegraphit	
Initiale Anpressung		Einbauüberdeckung und Feder	Einbauüberdeckung	Einbauposition und Feder	Feder(n)
Lagesicherung		Presssitz	Presssitz	Presssitz	Mitnehmerblech / Zylinder- stift
Dichtsystem-Elastizität		Elastomermembran	Elastomermembran	Elastomermembran	O-Ring Sitz
					

Tabelle 6-2: Analyse ausgewählter handelsüblicher Dichtelemente - 2

Name		Gleitring-Dichtung (GLRD)		Axialdichtung	V-Seal
Symbol	D: Lagesicherung DK: Dichtkörper DS: Dichtspalt F: Anlegkraft N: Nebenabdichtung				
Bauform		TLDOA, /6-4/	HDDE, /6-3/	CT1, /6-3/	TWVA, /6-4/
Werkstoffpaarung dynamische Kontaktpartner (exemplarisch)		Stahl – Stahl	Stahl – Stahl	Elastomer – Stahl	Elastomer – Stahl
Initiale Anpressung		Einbauposition und Elastomerfedern	Einbauposition und Elastomerfedern	Einbauposition	Einbauposition
Lagesicherung		Presssitz	Presssitz	Presssitz / Feder	Presssitz
Dichtsystem-Elastizität		O-Ring-Sitz	Elastomer-Tellerfeder(n)	Elastomermembran	Elastomermembran

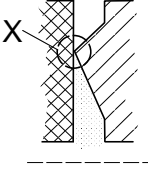
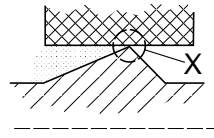
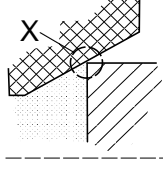



7 Grundlagenuntersuchungen

Zur Durchführung experimenteller Grundlagenuntersuchungen war es zunächst erforderlich, ein Dichtsystem mit invertiertem Dichtkontakt zu entwickeln. Die experimentellen Grundlagenversuche wurden anschließend mit den in Kapitel 4 beschriebenen Versuchseinrichtungen im Labor durchgeführt. Ziel der Grundlagenversuche war die Ermittlung der Wirkung (Effekt) einer Veränderung grundlegender Einflussfaktoren auf die Zielgrößen *Reibung*, *Leckage* und *Verschleiß*. Basierend auf diesen Untersuchungsergebnissen wurden „günstige“ Faktorstufen bestimmt und für inverse Dichtungsanordnung relevante Einflussfaktoren ermittelt. Versuchsbegleitend erfolgten theoretische Betrachtungen mit Hilfe der FEM.

7.1 Klassifizierung inverser Wellendichtsysteme

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten inversen Wellendichtsysteme lassen sich nach der Lage der dynamischen Dichtspaltflächen relativ zur Rotationsachse einteilen, Tabelle 7-1. Die Klassifizierung ist in Anlehnung an [7-1], erweitert um Radialaxial-Dichtungen.

Tabelle 7-1: Einteilung inverser Wellendichtsysteme

	Axial-Dichtungen	Radial-Dichtungen	Radialaxial-Dichtungen
Skizze			
Detail X			
Dichtspaltfläche	Stirnfläche	Umfangsfläche	Stirn-Umfangsfläche

7.2 Entwicklung eines modularen Versuchs-dichtsystems

Ausgehend vom Stand der Technik wurde zur Durchführung experimenteller Grundlagenuntersuchungen ein modulares, inverses Versuchs-dichtsystem (iVDS) entwickelt. Der modulare Aufbau ist zur gezielten Variation einzelner Parameter am Dichtsystem günstig. Die Entwicklungsstufen des in Bild 7-1 oben dargestellten modularen iVDS 1 sind in /7-2/ nachzulesen. Durch Modifikation angrenzender Bauteile entstand iVDS 2, Bild 7-1 unten.

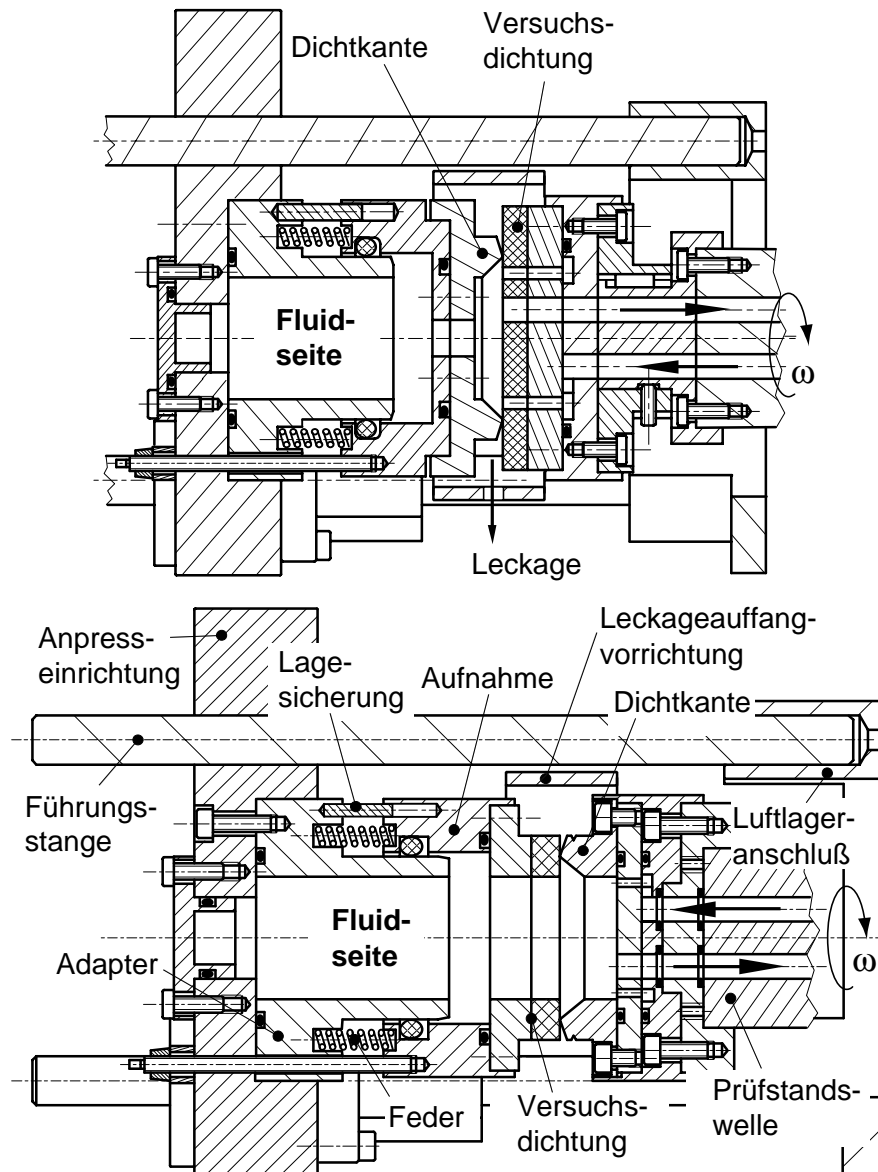


Bild 7-1: Modulares iVDS 1 (oben) und iVDS 2 (unten)

Entsprechend Tabelle 7-1 handelt es sich bei beiden iVDS um Axial-Dichtungen. Die Funktion von iVDS 1 und iVDS 2 ist prinzipiell gleich, beide sind im Aufbau ähnlich handelsüblichen GLRD. Sie unterscheiden sich darin, dass bei iVDS 1 die Dichtung rotiert und die Dichtkante steht, bei iVDS 2 die Dichtkante rotiert und die Dichtung steht, Bild 7-1. Für den Dichtkanten-Neindurchmesser (= Abdichtdurchmesser) gilt: $d_{DK} = 40 \text{ mm}$.

Das abzudichtende Fluid strömt nahe dem Dichtkanten-Neindurchmesser über 24, radial am Umfang verteilte Zufuhrbohrungen ($\varnothing 2 \text{ mm}$) in den Versuchsraum. Der Austausch des im dynamischen Betrieb durch Fliehkraft radial nach außen gedrängten Öls in der Nähe des dynamischen Dichtkontaktes wird dadurch verbessert. Die Ölrückführung erfolgt über eine Rücklaufbohrung $\varnothing 6 \text{ mm}$.

Die axial verschiebbare Anpresseeinrichtung (APR) ist über Führungsstangen und den Lufterlageranschluss an den Läufer des aerostatischen Lagers angebunden (Bild 4-2). Die APR dient zur Aufnahme der stehenden Dichtsystemkomponenten. Über einen Adapter und eine O-Ring-gelagerte Aufnahme ist die Dichtkante bzw. die Versuchs-dichtung mit der APR verbunden. Mittels O-Ring (einfach elastische Lagerung /7-4/) wird die notwendige Dichtsystem-Elastizität erzeugt. Der verwendete O-Ring besitzt die Abmessungen $40,64 \text{ mm} \times 5,33 \text{ mm}$ und eine Härte von 70°Shore A . Für den Abdichtdurchmesser des O-Rings gilt: $d_{O\text{-Ring}} = d_{DK} = 40 \text{ mm}$, Bild 7-2.

Dadurch wird, unter Vernachlässigung geometrischer Randbedingungen im Dichtspalt ($A_1' \approx A_1$), eine hydraulische Anpressung der Kontaktpartner auf Grund des Staudrucks im Versuchsraum verhindert ($F_{Hydr} = 0 \text{ N}$), Bild 7-2. Der Staudruck entsteht prinzipbedingt bei Umlauftemperierung auf Grund von Strömungswiderständen im Rücklauf. Die Anpressung der Kontaktpartner wird durch radial am Umfang angeordnete, zylindrische Schraubendruckfedern (Gruppenbefederung /7-4/) erzeugt, Bild 7-1. Die Lagesicherung des stehenden Kontaktpartners erfolgt form-schlüssig mittels Zylinderstift. Der rotierende, dichtspaltbildende Partner ist mit der Prüfstandwelle starr verbunden. Die radial abgeschleuderte Leckage wird gesammelt und über eine Ablaufbohrung dem auf einem Kraftaufnehmer befindlichen Messbecher zugeführt.

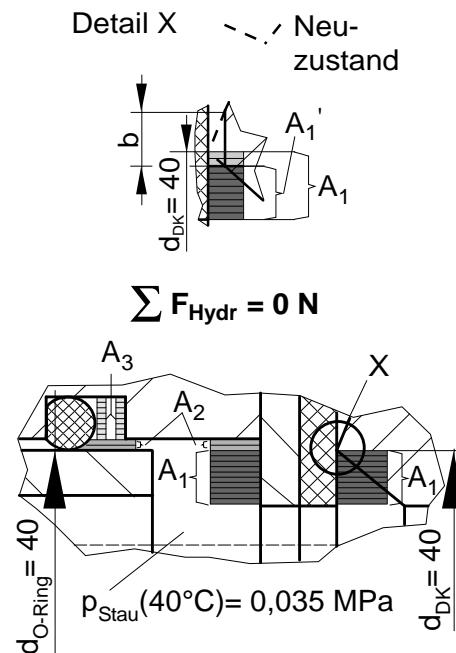


Bild 7-2: Druckentlasteter Aufbau der iVDS am Beispiel von iVDS 2

Aus Bild 7-3 sind die geometrischen Abmessungen der dichtspaltbildenden Kontaktpartner für iVDS 1 (links) und iVDS 2 (rechts) abzulesen. Die Versuchsichtung bei der Dichtsysteme ist ein Metall-Gummi-Bauteil.

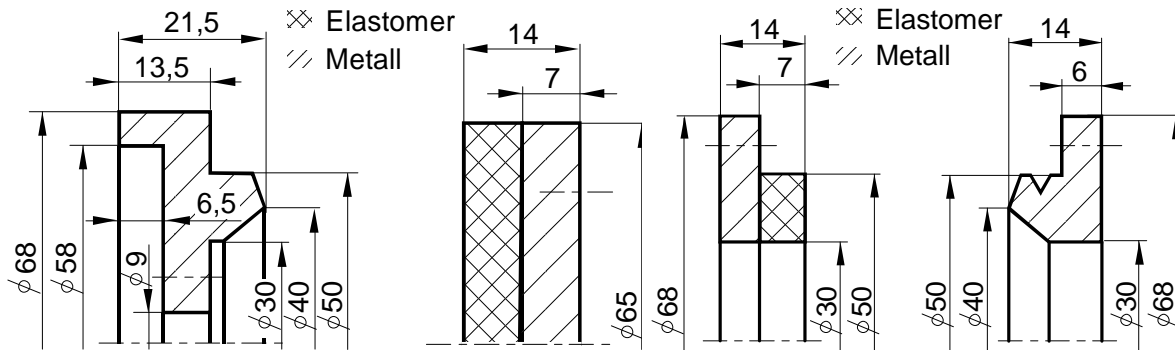


Bild 7-3: Abmessungen der Dichtkanten und Dichtungen

7.3 Nomenklatur und variierte Einflussfaktoren

Zur Kennzeichnung der eingestellten Faktorstufen an Dichtkante und Dichtung wurde folgende Nomenklatur festgelegt:

Dichtkanten-Nomenklatur:

1. Term: Nenndurchmesser der Dichtkante d_{DK}
2. Term: luftseitiger Kontaktflächenwinkel β
3. Term: fluidseitiger Kontaktflächenwinkel α

Beispiel: *DK40_20-50* bedeutet:
Dichtkante (Nenndurchmesser $d_{DK} = 40$ mm) mit luftseitigem Kontaktflächenwinkel $\beta = 20^\circ$ und fluidseitigem Kontaktflächenwinkel $\alpha = 50^\circ$.

Elastomer-Nomenklatur:

1. Term: Dichtungswerkstoff
2. Term: Elastomerhärte

Beispiel: *NBR30* bedeutet:
Versuchsichtung aus Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) der Härte 30° Shore A.

In Tabelle 7-2 sind die in den experimentellen Grundlagenuntersuchungen variierten Einflussfaktoren mit zugehörigen Faktorstufen aufgeführt.

Tabelle 7-2: Varies Einflussfaktoren und Faktorstufen

Dichtung	<ul style="list-style-type: none"> - stehend / rotierend - Werkstoffart: Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) Fluor-Polymer-Kautschuk (FPM) Polytetrafluorethylen- (PTFE-) Compound - Werkstoffhärte: 30°; 50°, 70°, 90°Shore A
Dichtkante	<ul style="list-style-type: none"> - rotierend / stehend - luftseitiger Kontaktflächenwinkel β ($\beta = 10 \dots 20 \dots 60^\circ$) - fluidseitiger Kontaktflächenwinkel α ($\alpha = 10 \dots 50 \dots 60^\circ$) - Art der Spitzengeometrie: Fase b, Radius r - Fasenbreite b ($b = 0,1 \dots 0,4 \text{ mm}$) - Radiusgröße r ($r = 0,1 \dots 1 \text{ mm}$)
Umgebung	<ul style="list-style-type: none"> - Umfangsgeschwindigkeit v_u ($v_u = 2 \dots 8 \dots 20 \text{ m/s}$) - Drehrichtung (Rechtslauf / Linkslauf) - Federkraft F_{Feder} ($F_{\text{Feder}} = 27 \dots 46 \dots 80 \text{ N}$) - Öltemperatur $T_{\text{Öl}}$ ($T_{\text{Öl}} = 40 \dots 80^\circ\text{C}$)

Wurden in einer Versuchsreihe gleichzeitig mehrere Einflussfaktoren untersucht, waren die in den Einzelversuchen eingestellten Faktorstufen auf Basis eines mit CORNERSTONE™ erstellten Versuchsplans. Die Analyse der Versuchsergebnisse erfolgte für diesen Fall mittels Tabellenkalkulations-Programm und CORNERSTONE™.

War in der Versuchsreihe nur ein Einflussfaktor Gegenstand des Interesses, erfolgte keine statistische Versuchsplanung. Der untersuchte Einflussfaktor wurde stufenweise innerhalb der betrachteten Faktorstufen variiert. Die Ergebnisdarstellung der Messergebnisse erfolgte für diesen Fall primär mittels Tabellenkalkulations-Programm.

7.4 Versuchsdurchführung

Als Standardversuch wurde ein Kurzzeitversuch definiert. Die Versuchsdauer im Kurzzeitversuch wurde auf $t = 8 \text{ h}$ festgelegt.

Waren die nachfolgenden Einflussfaktoren nicht selbst Gegenstand der Untersuchung, wurden sie per Definition auf folgende Werte eingestellt:

- Umfangsgeschwindigkeit $v_u = 8 \text{ m/s} = \text{konst.}$; Rechtslauf,
- Federkraft $F_{\text{Feder}} = 46 \text{ N}$,
- Öltemperatur $T_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$,
- abzudichtender Überdruck $p_{\text{ü}} = 0 \text{ MPa}$; ($p_{\text{Stau}} = 0,035 \text{ MPa}$),
- Versuchsichtung NBR, 70°Shore A,
- Dichtkanten-Typ: $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 50^\circ$, Kontaktflächen im Einstich gedreht und rolliert, $b = 0,1 \text{ mm}$, geläppt

Messgrößen während des Versuchs waren das Reibmoment, die Leckage und die Temperatur in der Nähe des dynamischen Dichtkontaktes, Bild 7-4. Nach Versuchsende wurde die Topografie der Versuchsichtung im Bereich der Laufspur vermessen. Weiterhin erfolgte eine optische Begutachtung von Dichtkante und Dichtung mittels Stereo-Mikroskop bzw. digitaler Bildanalyse.

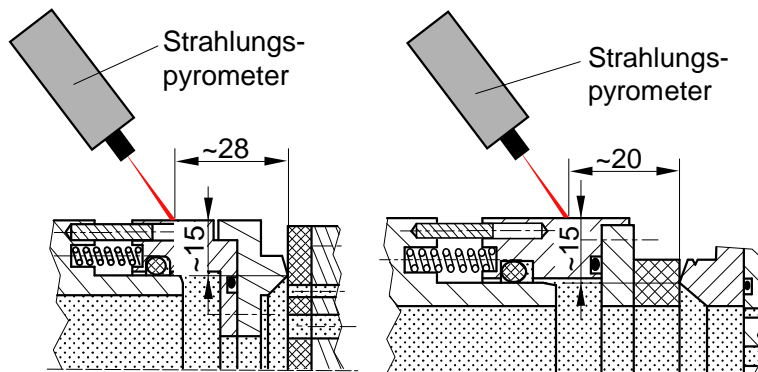


Bild 7-4: Temperaturmessung: iVDS 1 (links) und iVDS 2 (rechts)

In sich abgeschlossene, experimentelle Versuchsreihen wurden immer von derselben Person durchgeführt. Dadurch wird sichergestellt, dass der Versuchseinbau und -ablauf systematisch erfolgt.

Stichprobenartig wurden für beide iVDS Versuche über einen längeren Zeitraum (Dauerversuche) durchgeführt.

7.5 Experimentelle Ergebnisse

7.5.1 Verifikation von iVDS 1 und iVDS 2

Zweck der Untersuchungen war es, zu ermitteln, inwieweit die Messergebnisse beider iVDS miteinander vergleichbar sind. Ebenso wurde die Reproduzierbarkeit der Messgrößen überprüft. Die Untersuchungen erfolgten im Standardversuch.

Im Diagramm Bild 7-5 das Reibmoment als Funktion der Zeit für je zwei Versuchsläufe mit iVDS 1 und iVDS 2 aufgetragen.

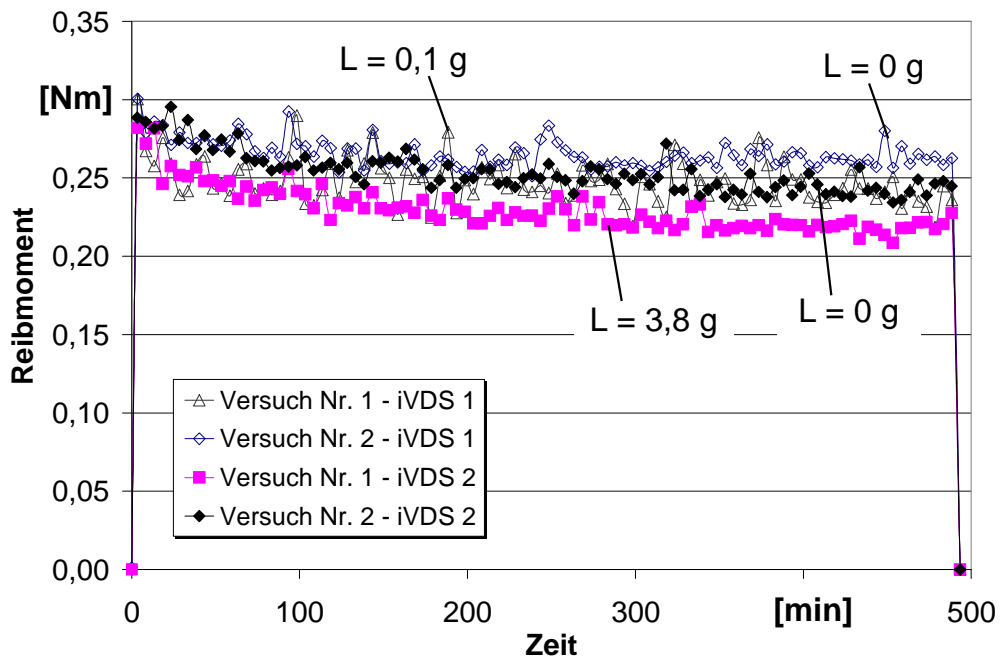


Bild 7-5: Reibmoment als Funktion der Zeit für iVDS 1 und iVDS 2

Es ist abzulesen, dass für beide Anordnungen die Reibmomentkurven in einem relativ engen Band verlaufen. Die maximale Abweichung der medialen Reibmomentwerte aller 4 Versuchsläufe beträgt 13%. Innerhalb derselben iVDS-Variante ist diese Abweichung $< 9\%$. Ein unmittelbarer Einfluss auf die Zielgröße *Reibmoment* ist auf Grund der gewählten iVDS-Variante nicht festzustellen.

Die Endleckage für Versuch Nr. 1 mit iVDS 2 beträgt $L = 3,8\text{ g}$. Dieser Wert weicht deutlich von den in den anderen Versuchsläufen gemessenen Endleckagen ($L \approx 0\text{ g}$) ab. Nachfolgende Untersuchungen bestätigen die Streuung dieser Messgröße, welche auch im Zusammenhang mit RWDR bekannt ist /7-5/. Ein Einfluss der iVDS-Variante ist auch für diese Zielgröße nicht festzustellen.

Die Temperatur in der Nähe des dynamischen Dichtkontaktes betrug für die beiden Läufe mit iVDS 1 im Mittel $T \approx 54 \text{ }^\circ\text{C}$, für iVDS 2 $T \approx 39 \text{ }^\circ\text{C}$, Bild 7-6.

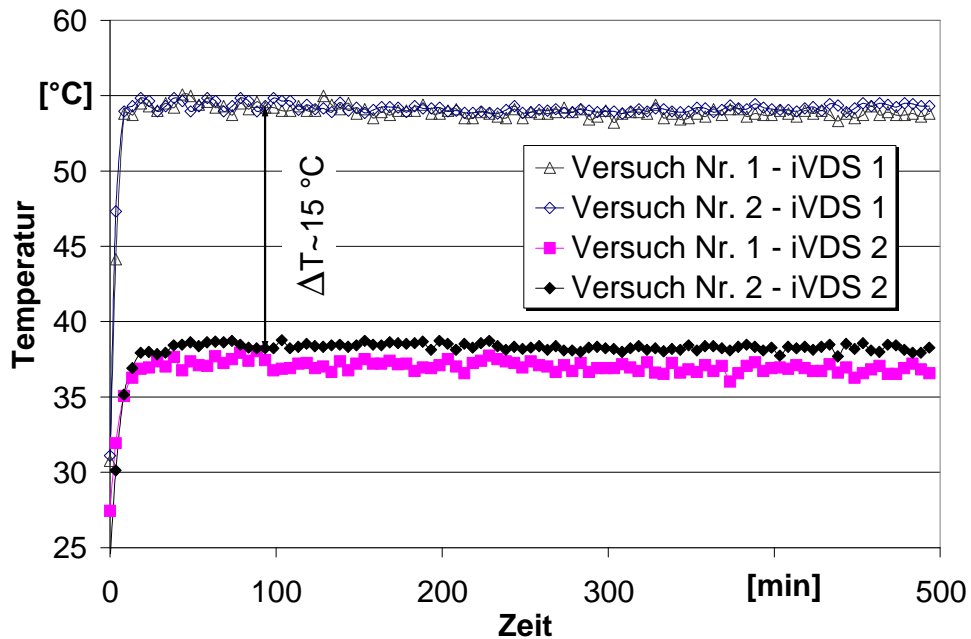


Bild 7-6: Temperatur als Funktion der Zeit für iVDS 1 und iVDS 2

Der deutliche Unterschied im gemessenen Temperaturniveau ist auf die unterschiedliche Anordnung der dichtspaltbildenden Kontaktpartner relativ zur Temperaturmessstelle zurückzuführen (Bild 7-4). Auf Grund der geringeren Wärmeleitfähigkeit elastomerer Werkstoffe gegenüber metallischen ist das in Versuchsläufen mit iVDS 2 gemessene Temperaturniveau niedriger als das in Versuchsläufen mit iVDS 1 gemessene.

In den nachfolgend dargelegten Untersuchungen bestätigte sich, dass unabhängig der iVDS-Variante, die Temperatur in der Nähe des Dichtkontaktes Änderungen der Reibung im Dichtkontakt widerspiegelt. Wie zu erwarten, steigt mit Zunahme der Reibung das gemessene Temperaturniveau zeitverzögert an. Ebenso gilt der umgekehrte Fall: mit Abnahme der Reibung sinkt die gemessene Temperatur entsprechend zeitverzögert. Auf eine Darstellung der Messergebnisse dieser Größe wird im Weiteren verzichtet.

In Bild 7-7 ist ein Profilschnitt der Laufspur in der Versuchsichtung nach Versuche für Versuch Nr. 1 mit iVDS 2 abgebildet.

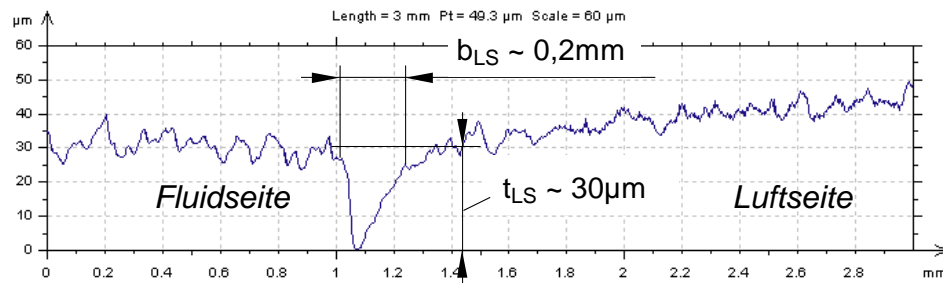


Bild 7-7: Profilschnitt der Laufspur in der Dichtung für Versuch Nr. 1 mit iVDS 2

Die Laufspurtiefe beträgt $t_{LS} \approx 30 \mu\text{m}$, die Laufspurbreite $b_{LS} = 0,2 \text{ mm}$. Für die anderen Versuchsläufe wurden Werte in ähnlicher Größenordnung gemessen. Auch für diese Messgröße ist kein unmittelbarer Einfluss der Versuchsichtungs-Variante feststellbar.

Fazit: Für iVDS 1 und iVDS 2 ist für die Zielgrößen *Reibmoment*, *Leckage*, *Laufspurtiefe* und *-breite* kein erkennbarer Einfluss auf Grund der Anordnung der dichtspaltbildenden Partner (rotierend oder stehend) festzustellen. Die Messergebnisse sind somit untereinander vergleichbar. Für die Temperatur in der Nähe des dynamischen Dichtkontaktes wurde ein deutlicher Unterschied der mittleren Temperaturen gemessen. Dieser resultiert aus der unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeit von metallischen und elastomeren Werkstoffen.

7.5.2 Einfluss der Kontaktflächenwinkel, Fasenbreite und Öltemperatur

Die Untersuchungen dieses Abschnitts wurden auf Basis von iVDS 2 gewonnen und waren Inhalt der Arbeit von Nitsche /7-6/. Ziel der Untersuchungen war die Ermittlung des Einflusses des fluid- und luftseitigen Kontaktflächenwinkels α und β , der Fasenbreite b sowie der Öltemperatur $T_{Öl}$ auf die Zielgrößen *Reibung*, *Leckage* und *Verschleiß*. Da vier Einflussfaktoren gleichzeitig untersucht wurden, erfolgte die Planung der Versuchsreihe mittels statistischer Versuchsplanungs-Software. Für den gewählten vollständig faktoriellen Zweistufenplan vom Typ 2^4 ergaben sich 18 Einzelversuche $\cdot 2 \text{ runs} = 36$ Versuche. Die Auswertung mittels Tabellen-Kalkulationsprogramm und statistischer Versuchsplanungs-Software werden auf Korrelation überprüft.

Auswertung der Versuchsdaten mittels Tabellenkalkulations-Programm

Aus Bild 7-8 ist der Einfluss des fluid- und luftseitigen Kontaktflächenwinkels α und β , der Berührbreite b und der Öltemperatur $T_{\text{Öl}}$ auf das Reibmoment abzulesen. Im Diagramm sind auf der x-Achse die untersuchten Dichtkanten-Typen, auf der primären y-Achse der Median der Versuchsläufe 1 und 2, auf der sekundären y-Achse der Mittelwert der Media aus Versuchslauf 1 und 2 des Reibmoments aufgetragen. Unterteilt ist das Diagramm nach der Fassenbreite b und der Öltemperatur.

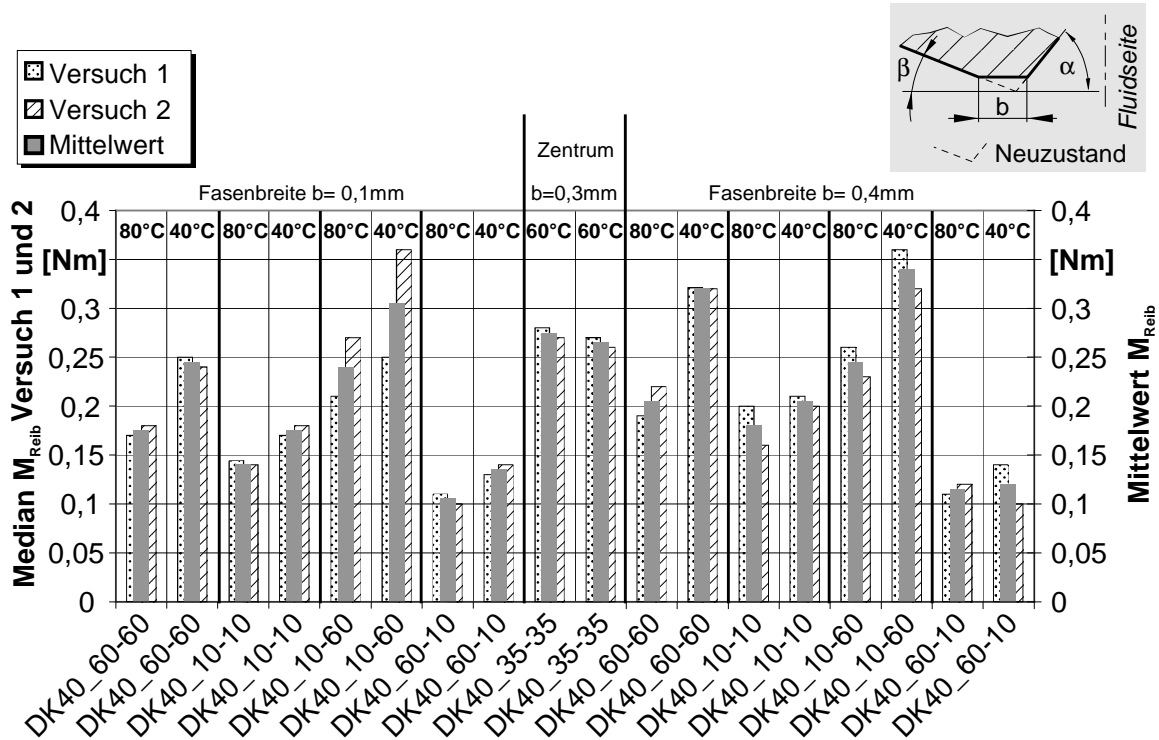


Bild 7-8: Reibmoment als Funktion der Kontaktflächenwinkel, Fassenbreite und Öltemperatur

Es ist zu erkennen, dass unabhängig der Kontaktflächenwinkel α , β und der Fassenbreite b das Reibmoment für $T_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$ höher ist als für $T_{\text{Öl}} = 80^\circ\text{C}$. Als eine Ursache hierfür kann die geringere Viskosität des Versuchsöls bei 80°C ($\eta \approx 12 \text{ mPa}\cdot\text{s}$) gegenüber 40°C ($\eta \approx 55 \text{ mPa}\cdot\text{s}$) und der daraus resultierenden geringeren Scherspannung des Öls im tribologischen Kontakt genannt werden. Ein eindeutiger Rückschluss auf den vorliegenden Reibungszustand im Dichtkontakt (Mischreibung \leftrightarrow Flüssigkeitsreibung) ist jedoch nicht möglich [7-7].

Weiterhin ist abzulesen, dass mit zunehmender Fassenbreite b das Reibmoment im Mittel zunimmt [Ausnahme: DK40_60-10, $T_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$].

Die Reproduzierbarkeit der Messgröße *Reibmoment* ist zufrieden stellend. Für die Zentrumsversuche (DK40_35-35, $b = 0,3 \text{ mm}$) ist die Abweichung maximal 7%.

Schließlich ist aus Bild 7-8 abzulesen, dass Dichtkanten mit luftseitig flachem und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel ein höheres Reibmoment erzeugen als deren Umkehr. Eine Ursache hierfür ist, dass die für beide Dichtkantentypen resultierenden fluid- und luftseitigen Kontaktbreiten b_{δ} und b_L sich deutlich unterscheiden, Bild 7-9. In Bild 7-9 sind Schliffbilder von in Epoxidharz eingegossenen Dichtkanten und Versuchsdichtungen abgebildet. Die Anpressung der Kontaktpartner im Einguss entspricht der im Standardversuch eingestellten Federkraft $F_{\text{Feder}} = 46 \text{ N}$. Die Versuchsdichtung ist in beiden Abbildungen aus NBR30. In Bild 7-9 oben links ist eine Dichtkante vom Typ DK40_20-50, unten links eine Dichtkante vom Typ DK40_50-20 zu erkennen, jeweils rechts die zugehörigen Details.

Unter der Annahme, dass die dem Fluid zugewandte Kontaktbreite b_{δ} im Betrieb einen günstigeren Schmierungszustand besitzt als die der Luftseite zugewandten Kontaktbreite b_L , nimmt für einen luftseitig flachen Kontaktflächenwinkel und einer daraus resultierenden größeren Kontaktbreite b_L die Fläche mit ungünstigem Schmierungszustand zu. Im Gebiet der Mischreibung ist das beobachtete, erhöhte Reibmoment die Folge. Eine luftseitig kurze Kontaktbreite b_L (Bild 7-9 unten) erzeugt ein entsprechend niedrigeres Reibmoment. Die in den Einzelversuchen gemessenen Endleckagen bestätigen diese Annahme.

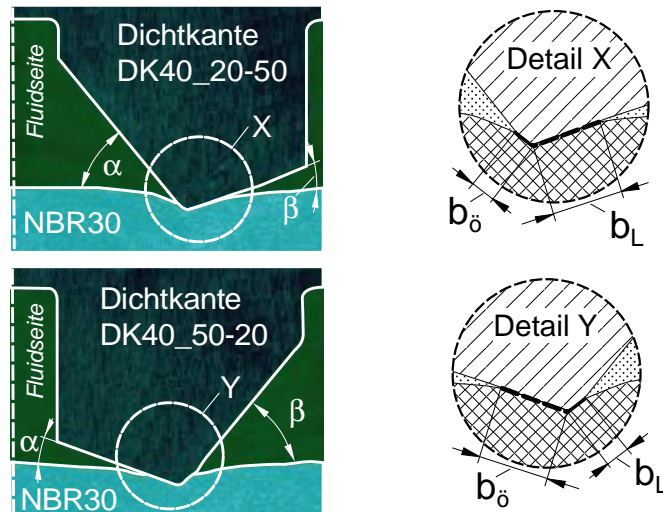


Bild 7-9: Schliffbilder von Harzeingüssen: DK40_20-50 (oben links) und DK40_50-20 (unten links)

Die korrespondierenden Leckagewerte dieser Untersuchung sind in Bild 7-10 dargestellt. Im Diagramm ist der Mittelwert der Endleckage aus Versuch 1 und 2 wiederum als Funktion der Kontaktflächenwinkel α und β aufgetragen. Unterteilt ist das Diagramm wie zuvor nach der Fasenbreite und der Öltemperatur. Dargestellt sind ebenso die Streubereiche.

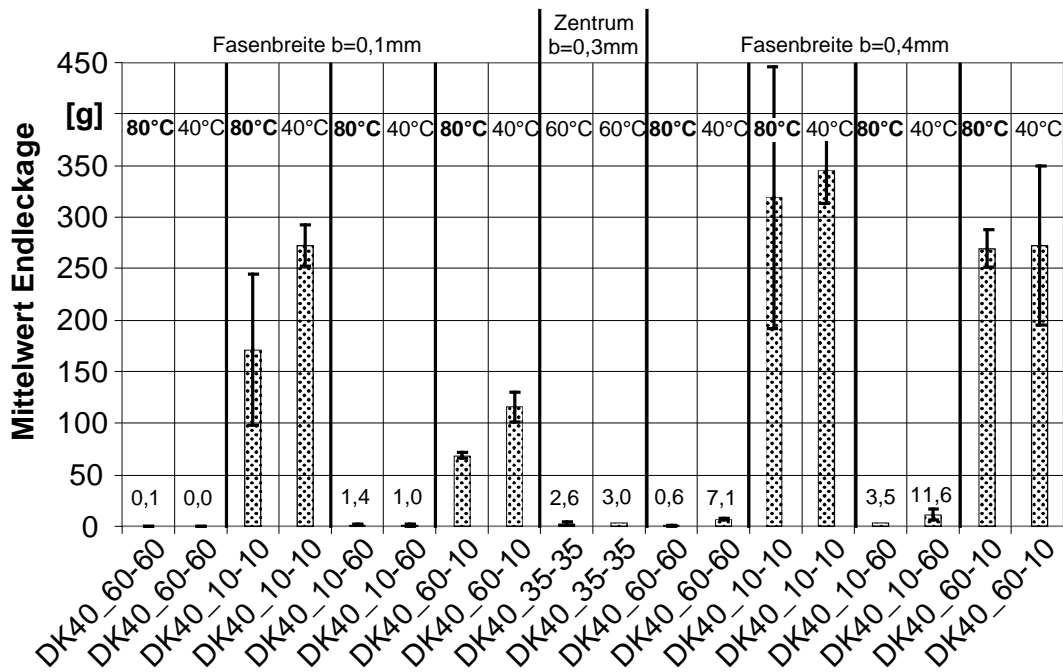


Bild 7-10: Leckage als Funktion der Kontaktflächenwinkel, Faserbreite und Öltemperatur

Betrachtet man zunächst Versuche mit hohen Leckagen, so ist zu erkennen, dass für $T_{Öl} = 80\text{ °C}$ die Mittelwerte stets niedriger sind als für $T_{Öl} = 40\text{ °C}$ (Ausnahme: DK40_60-10; $b = 0,4\text{ mm}$). Schließt man in die weitere Betrachtung die Streubereiche ein, so ist zum Einfluss der Öltemperatur auf die Leckage keine eindeutige Aussage möglich. Zu erkennen ist, dass hohe Leckagewerte in den Versuchsläufen auftreten, in denen Dichtkanten mit fluidseitig flachem Kontaktflächenwinkel untersucht wurden. Dieser Sachverhalt ist unabhängig von der Größe des luftseitigen Kontaktflächenwinkels β , der Faserbreite b und der Öltemperatur $T_{Öl}$. Andersherum heißt das, dass unabhängig von b und $T_{Öl}$ für Dichtkanten mit fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel die zu erwartende Leckage minimal wird. Es kann somit gesagt werden, dass Dichtkanten vom Typ DK40_60-60 bzw. DK40_10-60 günstig hinsichtlich minimaler Leckage sind. Diese Erkenntnis ist übertragbar auf experimentelle Untersuchungsergebnisse im Rahmen der Arbeiten von Hupfeld /7-8/ und Wahl /7-9/ mit iVDS 1.

Fazit: Für beide iVDS wurde festgestellt, dass für Dichtkanten mit luftseitig flachem ($\beta = 10^\circ \dots 20^\circ$) und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel ($\alpha = 50^\circ \dots 60^\circ$) die zu erwartende Leckage minimal wird. Die Reibung ist gleichzeitig geringfügig höher als bei Dichtkanten mit umgekehrten Kontaktflächenwinkeln. Die gefundenen Wertebereiche der Kontaktflächenwinkel bei invertierter Dichtgeometrie korrelieren mit denen moderner RWDR /7-10/. Für RWDR ist bekannt, dass die Kontaktflächenwinkel merklichen Einfluss auf die dynamische Dichtfunktion haben /7-10/.

Die Faserbreite b an der Dichtkante ist für beide iVDS sowohl hinsichtlich Reibmoment- als auch Leckageminimierung schmal zu wählen ($b = 0,1$ mm). Mit Erhöhung der Temperatur des abzudichtenden Fluids nimmt das Reibmoment auf Grund abnehmender Viskosität des Fluids und daraus resultierenden geringeren Scherspannungen im tribologischen Kontakt ab. Zum Einfluss dieses Faktors auf die Leckage ist in der Darstellung Bild 7-10 keine Aussage möglich.

Statistische Auswertung der Versuchsdaten

Die statistische Auswertung erfolgte für die Zielgrößen *Reibmoment* und *Leckage*. Die Regressionsanalyse lieferte nach einer Zielgrößentransformation und Entfernung nicht-signifikanter Terme die Regressionspolynome Gl. 7-1 und Gl. 7-2.

$$M_{\text{Reib}}\langle\text{mean}\rangle = K_0 + K_1 \cdot T_{\text{Öl}} + K_2 \cdot \beta + K_3 \cdot \alpha + K_4 \cdot b + K_{31} \cdot \alpha \cdot T_{\text{Öl}} \quad \text{Gl. 7-1}$$

$$\text{Log } L\langle\text{mean}\rangle = K_5 + K_6 \cdot \beta + K_7 \cdot \alpha + K_8 \cdot b \quad \text{Gl. 7-2}$$

Mit: K_i : Koeffizient linearer Glieder; Absolutglied,
 K_{ij} : Koeffizient bilinearer Glieder; wobei $i \neq j$

Die Beurteilung der Modellgüte der Zielgröße *Reibmoment* erfolgt auf Basis der ANOVA-Tabelle Bild 7-11. Die lineare An-

Model Anova für $M_{\text{Reib}}\langle\text{mean}\rangle$ Orthogonal Scaling					
Source	df	Sum of Squares	Mean Square	F-Value	Significance
Total	17	0,090733778			
Regression	5	0,081014859	0,016202972	20,00589505	0,000019
Linear	4	0,077077297	0,019269324	23,7919365	0,000012
Non-linear	1	0,003937563	0,003937563	4,861729241	0,047713
Residual	12	0,009718918	0,00080991		
Lack of Fit	11	0,009668918	0,000878993	17,57985172	0,184124
Pure Error	1	5,00E-05	5,00E-05		

Bild 7-11: Modell-ANOVA des linearen Modellansatzes

passung des Regressionspolynoms an die Versuchsdaten ist akzeptabel. Die Nullhypothese $H_0: \sigma_{\text{Reg}} \leq \sigma_{\text{Res}}$ ist hochsignifikant zu verwerfen ($p_{\text{Reg}} \langle\text{lin}\rangle = 0,000019 \ll 0,001$). Weiterhin ist abzulesen, dass die angenommene Linearität zwischen den untersuchten Einflussfaktoren und der Zielgröße *Reibmoment* zu einem indifferenten Ergebnis führt ($p_{\text{Reg}} \langle\text{non-linear}\rangle = 0,047712542$). Somit gilt, dass für mindestens einen der untersuchten Einflussfaktoren die angenommene Linearität nicht berechtigt war. Eine Versuchsplan-Erweiterung liefert hierzu weitere Erkenntnisse.

Das Bestimmtheitsmaß des Regressionspolynoms der Zielgröße *Reibmoment* beträgt $B = 0,89$. Der in Bild 7-11 indizierte nicht-lineare Einfluss ist mit dieser Kenngröße nicht feststellbar.

Versuchsplan-Erweiterung: Überführung des linearen Modellansatzes in einen nichtlinearen

Die Überführung des gewählten vollständig faktoriellen Zweistufenplans in einen nichtlinearen Versuchsplan höherer Ordnung ist einfach möglich. Die vorhandene Datenbasis kann vollständig übernommen werden.

Bild 7-12 veranschaulicht das Prinzip der Versuchsplanerweiterung und zeigt unten das Modell eines erweiterten, zentral zusammengesetzten Versuchsplans für $k=3$ Einflussfaktoren. Die vom linearen Ansatz vorhandenen Eckpunktversuche sowie der Zentrumsversuch werden für diesen nicht-linearen Modellansatz um die Sternpunktversuche erweitert. Für $\alpha=1$ (α : Sternpunktabstand) handelt es sich um einen zentral zusammengesetzten, flächenzentrierten (CCF-) Versuchsplan.

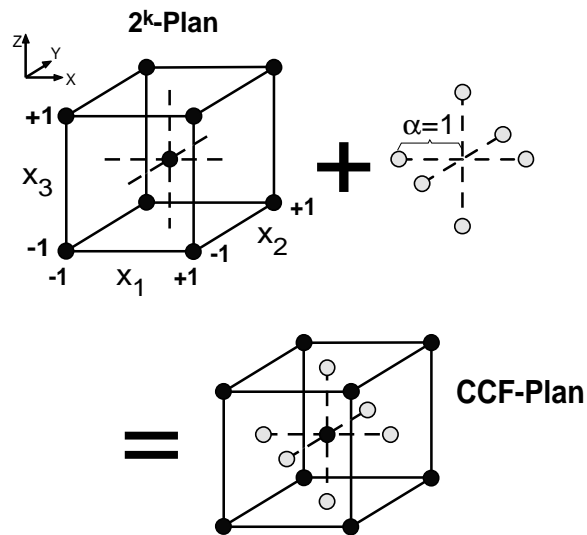


Bild 7-12: Versuchsplan 2. Ordnung: CCF-Plan

Die nicht-lineare Regressionsanalyse des CCF-Versuchsplans liefert nach einer Zielgrößentransformation und Entfernung nicht-signifikanter Terme die Regressionspolynome Gl. 7-3 und Gl. 7-4.

$$M_{\text{Reib}}\langle \text{mean} \rangle = K_0 + K_1 \cdot T_{\text{Ö1}} + K_2 \cdot \beta + K_3 \cdot \alpha + K_4 \cdot b + K_{31} \cdot \alpha \cdot T_{\text{Ö1}} + K_{33} \cdot \alpha^2 \quad \text{Gl. 7-3}$$

$$\text{Log } L\langle \text{mean} \rangle = K_5 + K_6 \cdot \beta + K_7 \cdot \alpha + K_8 \cdot b + K_9 \cdot T_{\text{Ö1}} + K_{77} \cdot \alpha^2 + K_{78} \cdot \alpha \cdot b + K_{68} \cdot \beta \cdot b + K_{78} \cdot \alpha \cdot b \quad \text{Gl. 7-4}$$

Mit: K_i : Koeffizient linearer Glieder; Absolutglied,

K_{ij} : Koeffizient bilinearer Glieder

$i = j$: Koeffizient quadratischer Glieder

$i \neq j$: Koeffizient von Wechselwirkungs-Glieder

Die Beurteilung der Modellgüte des nicht-linearen Modellansatzes erfolgt auf Basis der in Bild 7-13 abgebildeten ANOVA-Tabellen.

Für die Zielgröße *Reibmoment* gilt, dass sowohl $p_{\text{Reg}} < \text{lin} > = 0,00000$ als auch $p_{\text{Reg}} < \text{non-lin} > = 0,00097$ hochsignifikant sind.

Die Nullhypothese $H_0: \sigma_{\text{Reg}} \leq \sigma_{\text{Res}}$ ist hochsignifikant zu verwerfen. Das Regressionspolynom ist akzeptabel. Weiterhin ist abzulesen, dass das Modell keine Anpassungsdefekte (deutliches

Verwerfen von $H_0: \sigma_{\text{Lof}} \leq \sigma_{\text{PE}}$, da $p_{\text{Lof}} = 0,20048 > 0,0500$) besitzt. Für die Zielgröße *Leckage* ist die Nullhypothese zum Test der Modellakzeptanz hochsignifikant ($p_{\text{Reg}} = 0,00000$) zu verwerfen. Der Test auf Anpassungsdefekte liefert ebenso eine zu verwerfende Nullhypothese $H_0: \sigma_{\text{Lof}} \leq \sigma_{\text{PE}}$ ($p_{\text{Lof}} = 0,076402 > 0,0500$).

Fazit: Die Versuchsplanerweiterung des linearen Modellansatzes in einen nichtlinearen führt zu Regressionspolynomen mit höherer Modellgüte. Der nichtlineare Einflussfaktor ist eindeutig bestimmt. Auf der vorhandenen Datenbasis hat der fluidseitige Kontaktflächenwinkel α einen nichtlinearen (quadratischen) Einfluss auf beide Zielgrößen.

Der Effekt einer Veränderung der untersuchten Einflussfaktoren auf die Zielgrößen *Reibmoment* und *Leckage* ist aus Bild 7-14 abzulesen. Im Gegensatz zu den Diagrammen Bild 7-8 und Bild 7-10 ist es in dieser Darstellung möglich, den Effekt der Kontaktflächenwinkel auf die Zielgrößen getrennt zu betrachten.

Model Anova für $M_{\text{Reib}} < \text{mean} >$ Orthogonal Scaling					
Source	df	Sum of Squares	Mean Square	F-Value	Significance
Total	25	0,128121			
Regression	6	0,114524	0,019087404	26,67287158	0,00000
Linear	4	0,097385	0,024346151	34,02148036	0,00000
Non-linear	2	0,014621	0,007310629	10,21592321	0,00097
Residual	19	0,013597	0,000715611		
Lack of Fit	18	0,013547	0,00075259	15,05179104	0,20048
Pure Error	1	0,000050	5,00E-05		

Model Anova für $\text{Log L} < \text{mean} >$ Orthogonal Scaling					
Source	df	Sum of Squares	Mean Square	F-Value	Significance
Total	25	218,3507422			
Regression	9	200,4673971	22,27415523	19,92840165	0,000000
Linear	4	177,2943685	44,32359213	39,65575069	0,000000
Non-linear	5	28,11843507	5,623687013	5,031440807	0,000471
Residual	16	17,88334508	1,117709068		
Lack of Fit	15	17,87201212	1,191467475	105,1329334	0,076402
Pure Error	1	0,011332961	0,011332961		

Bild 7-13: Modell-ANOVA des nichtlinearen Modellansatzes

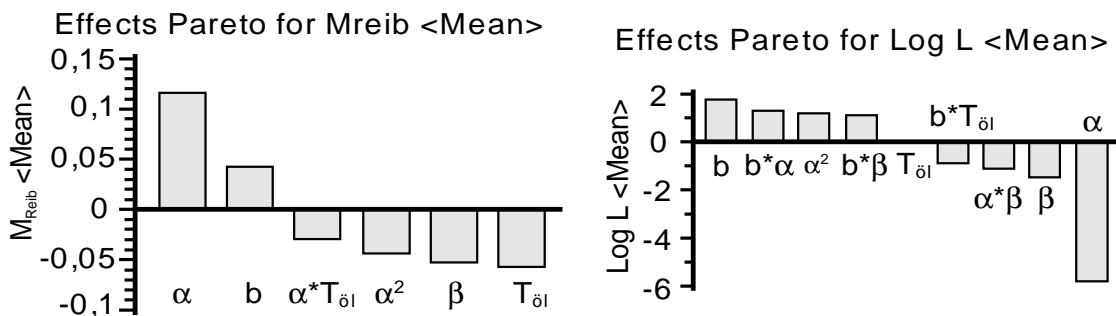


Bild 7-14: Pareto-Diagramm für Reibmoment (links) und Leckage (rechts)

Für die Zielgröße *Reibmoment* (Bild 7-14 links) ist abzulesen, dass die Veränderung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels α ($\alpha = 10^\circ$ \rightarrow $\alpha = 60^\circ$) den größten Effekt auf die Zielgröße Reibmoment hat. Eine Erhöhung von α bewirkt, wie die Erhöhung von b eine Zunahme der Reibung im Dichtkontakt. Eine Erhöhung von β bzw. $T_{\text{Öl}}$ bewirkt jeweils eine Abnahme des Reibmoments. Diese Ergebnisse sind bekannt und konform zu denen aus Bild 7-8. Erweiternde Erkenntnisse sind:

1. eine Erhöhung von α bewirkt eine annähernd 3x so große Zunahme der Reibung als eine Erhöhung von b ,
2. der Effekt einer Veränderung von α ist abhängig von der eingestellten Stufe der Öltemperatur bzw. der Effekt einer Veränderung von $T_{\text{Öl}}$ ist abhängig von der eingestellten Stufe von α ,
3. eine Veränderung von α hat einen nichtlinearen Einfluss auf das Reibmoment

Erweiternde Erkenntnisse auf Basis der vorliegenden Versuchsdaten für die Zielgröße *Leckage* (Bild 7-14 rechts) sind:

1. eine Erhöhung von α bewirkt eine annähernd 4x so große Reduktion der zu erwartenden Leckage gegenüber einer Erhöhung von β ,
2. die Veränderung von α hat einen nichtlinearen Einfluss,
3. eine Veränderung der Temperatur des abzudichtenden Fluids hat einen nicht-signifikanten Einfluss,
4. eine Erhöhung von b bewirkt eine Erhöhung der Leckage (bei konstanter Federkraft),
5. zahlreiche (statistische) Wechselwirkungseffekte beeinflussen die Zielgröße *Leckage*.

Fazit: Mit der Versuchsplanerweiterung wurde die Modellgüte verbessert. Gegenüber der Versuchsauswertung mittels Tabellenkalkulationsprogramm erlaubt die Auswertung der Versuchsdaten mittels statistischer Versuchsplanungs-Software eine systematische und vor allem personenunabhängige Interpretation der Ergebnisse (z.B. Effekt von Einflussfaktoren auf Zielgrößen).

Wird als weiteres Kriterium die Zielgröße *Verschleiß* in die Betrachtung mit eingeschlossen, so ist festzuhalten: ein fluidseitig steiler Kontaktflächenwinkel in Kombination mit einem ebenfalls steilen luftseitig Kontaktflächenwinkel stellt eine scharfe „Schneide“ dar, die - besonders bei schmaler Fasenbreite - sehr tiefe Laufspuren in der elastomeren Gegenauflfläche erzeugt (Bild 7-15 rechts). So wurde nach Versuchsende für Dichtkanten vom Typ DK40_60-60 eine Laufspurtiefe von $t_{\text{LS}} \approx 80 \mu\text{m}$ in der Ver-

suchsdichtung gemessen, wohingegen für DK40_10-60 die Laufspurtiefe $t_{LS} \approx 22 \mu\text{m}$ betrug, Bild 7-15 links. Für hohe Temperaturen des abzudichtenden Fluids wurde ein ähnlicher Trend für $b = 0,4 \text{ mm}$ festgestellt. Dieser kann auf den bei höherer Temperatur auf Grund der geringeren Viskosität des Fluids weniger tragfähigen Schmierfilm zurückgeführt werden.

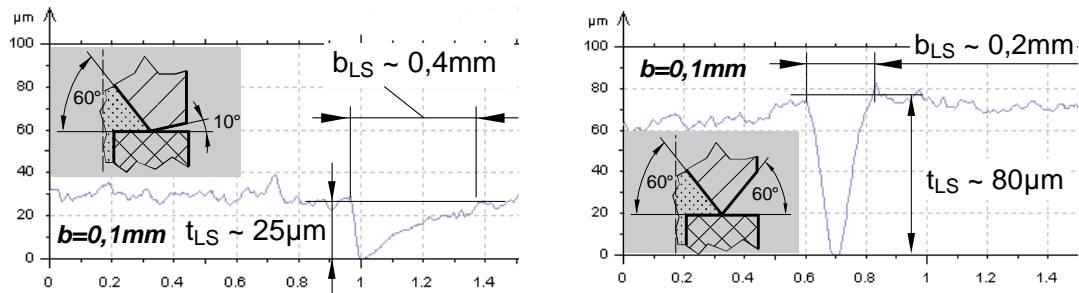


Bild 7-15: Profilschnitt des Laufspurbereichs der Versuchsichtung: Dichtkante DK40_60-60 (rechts) und DK40_10-60 (links)

Fazit: Unter Berücksichtigung des Gesichtspunkts „Verschleiß“ sind Dichtkanten mit luftseitig flachem und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel (DK40_10-60, DK40_20-50) einzusetzen. Die in der Versuchsichtung resultierende Laufspurtiefe ist deutlich geringer als bei Dichtkanten vom Typ DK40_60-60. Die Leckage ist gleichzeitig nur geringfügig höher.

Zusammenfassend lässt sich für die in Kapitel 7.5.2 untersuchten Einflussfaktoren folgende **Erkenntnis** formulieren: Das Ziel „minimale Leckage und Verschleiß“ ist für die untersuchten Anordnungen mit Dichtkanten mit luftseitig flachem ($b = 10 \dots 20^\circ$) und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel ($a = 50 \dots 60^\circ$) zu erreichen. Die Fasenbreite b an der Dichtkante ist schmal ($b = 0,1 \text{ mm}$) zu wählen. Die im Dichtkontakt induzierte Reibung ist geringfügig erhöht.

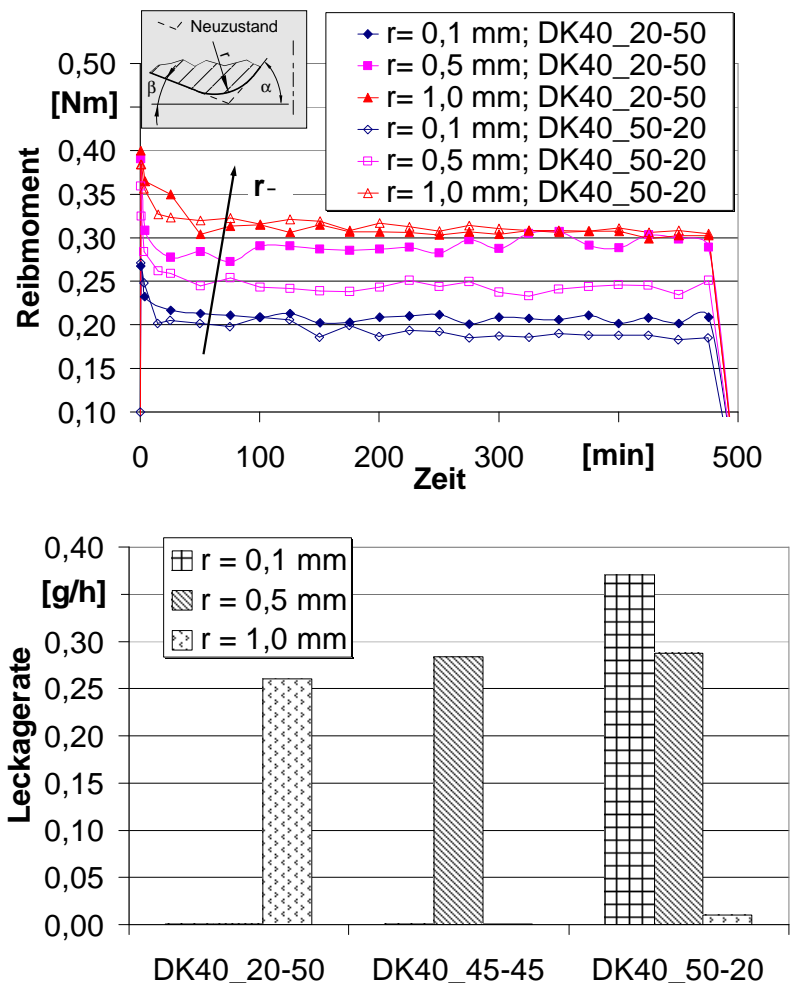
7.5.3 Einfluss der Spitzengeometrie

Die Untersuchungen dieses Kapitels erfolgten mit iVDS 1. Untersucht wurde der Einfluss der Spitzengeometrie (Radiusgröße an der Dichtkantenspitze) auf die Zielgrößen *Reibmoment*, *Leckage* und *Verschleiß*. Die Fertigung der Radius-Dichtkanten erfolgte auf einer CNC-Drehmaschine. Die Vorschubrichtung des Drehmeißels war von innen nach außen (Vorschub $f = 0,075 \text{ mm}$). Abschließend wurden die Kontaktflächen der Dichtkante rolliert.

Die richtige Bearbeitung der Welle ist nach /7-13/ ein entscheidender Faktor für die Funktionsfähigkeit handelsüblicher, berührender Dichtsysteme. Bei drehend im Vorschub hergestellten Dichtring-Gegenläufigen kann vor allem eine durch den Dreh-

vorgang verbleibende Drallwirkung in Form einer eingängigen Schraube auf die Dichtfunktion kritisch werden. Drallstrukturen, d.h. fertigungstechnisch bedingte Rauheiten auf der Dichtring-Gegenläufigkeit, äußert sich in Form von drehrichtungsabhängig auftretender Leckage. Ein Drehrichtungswechsel des rotierenden Kontaktpartners kann, bei zuvor leakagefreien Dichtsystemen, zu erheblicher Leckage führen. Die Einzelversuche im Rahmen dieses Kapitels erfolgten alle in gleicher Drehrichtung - im Rechtslauf. Möglicherweise vorhandene Drallstrukturen treten dadurch systematisch auf. Dichtungstechnisch günstiger sind drallfrei im Einstich geschliffene Gegenläufigkeiten /7-14/. Die Querschnittsgeometrie der verwendeten Dichtkanten erfordert zur Herstellung unterschiedlicher Radiengrößen spezielle Formscheiben mit jeweils zugehörigen Abrichtwerkzeugen. Im Rahmen der Grundlagenuntersuchungen wurden daher mittels Drehen hergestellte Dichtkanten verwendet.

Im Diagramm Bild 7-16 oben ist das Reibmoment als Funktion der Zeit, unten die zugehörige Leckagerate für unterschiedliche Dichtkanten-Typen aufgetragen. In den Untersuchungen wurden Dichtkanten vom Typ DK40_20-50 und DK40_50-20 verwendet. Variiert wurde die Radiusgröße an der Dichtkantenspitze, vgl. Skizze Bild 7-16 oben. Die untersuchten Radiusgrößen betragen: $r = 0,1$ mm, $r = 0,5$ mm und $r = 1,0$ mm.



Für das Reibmoment ist abzulesen, dass unabhängig des Dichtkantentyps die

Bild 7-16: Einfluss der Radiusgröße auf das Reibmoment (links) und die Leckage (rechts)

Reibung im Dichtkontakt mit zunehmender Radiusgröße r zunimmt. Dieses Ergebnis ist konform zu den Untersuchungsergebnissen aus Kapitel 7.5.2 ($b \uparrow \rightarrow M_{\text{Reib}} \uparrow$).

Aus dem Diagramm Bild 7-16 unten ist abzulesen, dass für Dichtkanten vom Typ DK40_50-20 und $r = 0,1$ mm bzw. $r = 0,5$ mm deutlich höhere Leckageraten gemessen wurden, als in Versuchen mit Dichtkante Typ DK40_20-50. Für $r = 1$ mm war dies genau andersherum. Ursache sind die aus den unterschiedlichen Radiusgrößen resultierenden tribologischen Kontaktverhältnisse (Bild 7-17).



Bild 7-17: Schliffbilder von Harzeingüssen: $r = 0,1$ mm (links) und $r = 1$ mm (rechts)

In Bild 7-17 abgebildet, sind Schliffbilder von in Epoxidharz eingegossenen Anordnungen der tribologischen Kontaktpartner. Die Anpressung der Kontaktpartner beider Eingüsse entspricht derjenigen im Standardversuch. Die Versuchsdichtung ist in beiden Abbildungen aus NBR70, die Dichtkanten vom Typ DK40_20-50. In Bild 7-17 links ist eine Dichtkante mit $r = 0,1$ mm, in Bild 7-17 rechts eine mit $r = 1$ mm abgebildet.

Es ist zu erkennen, dass im Einguss Bild 7-17 rechts nur der Radius im Kontakt mit dem Elastomer ist, wohingegen im Einguss Bild 7-17 links auch Teile der fluid- und luftseitigen Kontaktfläche im Kontakt mit dem Elastomer sind. Dies bedeutet, dass für „kleine“ Radien die Wahl der Kontaktflächenwinkel einen größeren Einfluss auf die Zielgröße *Leckage* hat, als für „große“ Radien. Die Messergebnisse aus Bild 7-16 unten lassen sich damit wie folgt interpretieren. Für $r = 0,1$ mm und $r = 0,5$ mm trägt der experimentell verifizierte Einfluss der Kontaktflächenwinkel auf die Zielgröße *Leckage* (vgl. Abschnitt 7.5.2) maßgeblich zu dem aus Diagramm Bild 7-16 unten abzulesenden Unterschied der experimentell gemessenen Leckageraten bei. Ein Einfluss des Radius auf die Leckage ist für diese Werte von r untergeordnet. Entsprechend Bild 7-17 rechts ist in Versuchsläufen mit $r = 1$ mm von einem geringen Einfluss der Kontaktflächenwinkel auf die Zielgröße *Leckage* auszugehen. Andere Einflüsse, wie z.B. vom Fertigungsprozess herrührende Oberflächenstrukturen, beeinflussen die in diesen Versuchsreihen messbare Leckage.

Die in Abschnitt 7.8 durchgeführte theoretische Betrachtung zur Pressungsverteilung im Dichtkontakt stützen diese Aussage.

Aus Bild 7-18 oben ist der Einfluss der Spitzengeometrie auf die Laufspur in der Versuchsdichtung ersichtlich. Die in den Untersuchungen verwendeten Dichtkanten-Typen sind Bild 7-18 zu entnehmen. Es ist abzulesen, dass die Laufspurtiefe in der Versuchsdichtung für Dichtkanten mit Radius-Spitzengeometrie (Bild 7-18 oben links) geringer ist als für Dichtkanten mit Berührbreite (Bild 7-18 oben rechts). Als Grund kann die aus einer gleichen Belastung resultierende, geringere maximale Pressung genannt werden, vgl. Abschnitt 7.8.

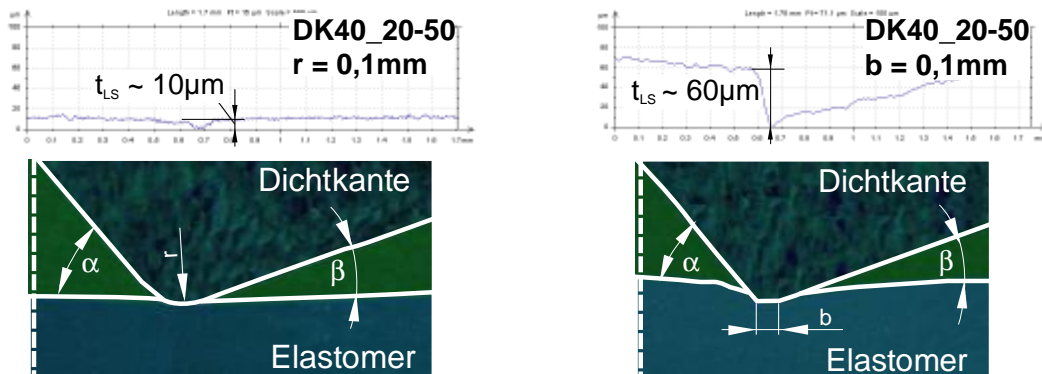


Bild 7-18: Einfluss der Spitzengeometrie auf die Laufspur in der Versuchsdichtung: Radius (links) und Berührbreite (rechts)

Die deutlich tiefere Laufspur ist vor allem bei „kleinen“ Nennmaßen der Spitzengeometrien z.B. $b = 0,1 \text{ mm}$, bzw. $r = 0,1 \text{ mm}$ zu beobachten. Im Umkehrschluss gilt, dass mit zunehmender Fasenbreite ($b \gg 0,1 \text{ mm}$) als auch Radiusgröße ($r \gg 0,1 \text{ mm}$) die Laufspurtiefe in der Versuchsdichtung abnimmt (bei konstanter Federkraft). Jedoch werden dann die Anforderungen an die „richtige Bearbeitung“ der Dichtkanten-geometrie von zunehmender Bedeutung.

Fazit: Bei Erhöhung der Radiusgröße an der Dichtkantenspitze nimmt, bei konstanter Anpresskraft, die Reibung im Betrieb zu. Ein unmittelbarer Einfluss dieses Faktors auf die Leckage konnte nicht festgestellt werden. Schließlich wurde festgestellt, dass Radian an der Dichtkantenspitze eine tendenziell geringere Laufspurtiefe in der Versuchsdichtung hinterlassen als Dichtkanten mit Fasen. Dies ist vor allem für kleine Radian und Fasenbreiten zu beobachten.

7.5.4 Einfluss der Elastomerhärte und –art der Versuchsichtung

Die Untersuchungen dieses Kapitels wurden mit iVDS 1 durchgeführt. Im Diagramm Bild 7-19 oben ist das Reibmoment als Funktion der Elastomerhärte und der Kontaktflächenwinkel abgebildet, in Diagramm Bild 7-19 unten die zugehörigen Endleckagen der Versuchsreihen. Die Faserbreite an der Dichtkante betrug $b = 0,1 \text{ mm}$.

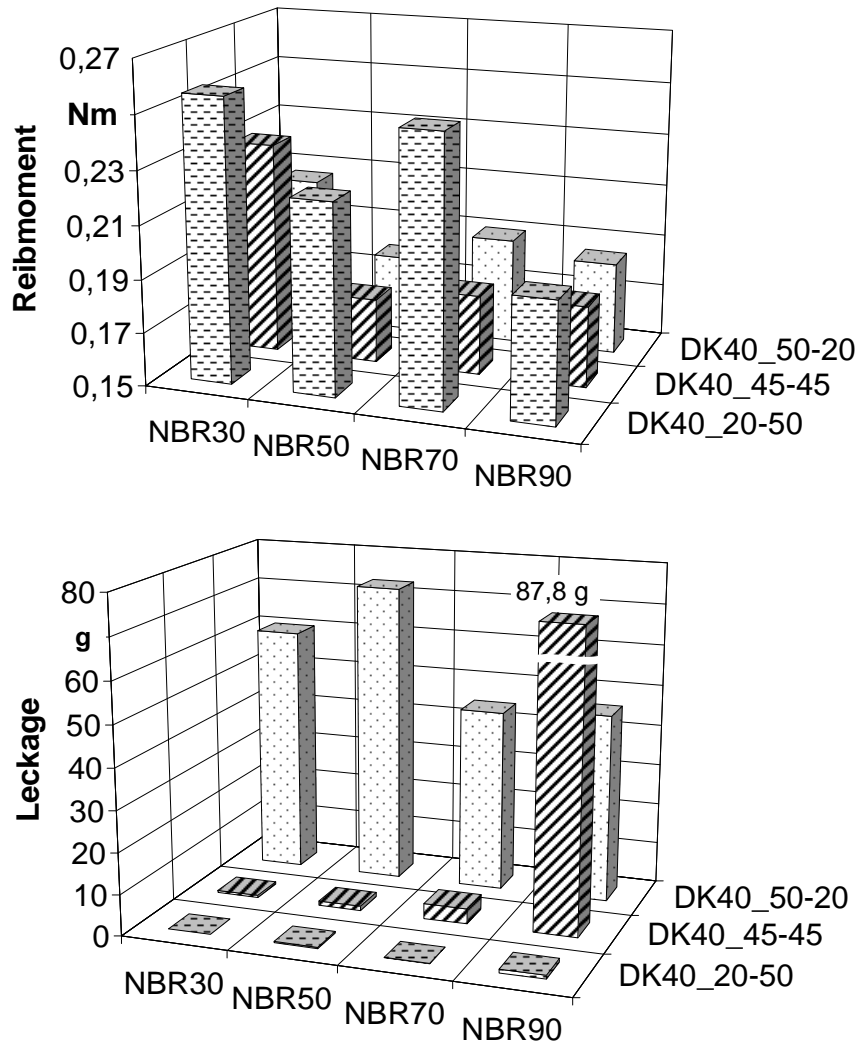


Bild 7-19: Einfluss der Elastomerhärte auf Reibmoment (oben) und Leckage (unten)

Für das Reibmoment ist abzulesen, dass für „weiche“ Versuchsichtungen aus NBR30 das im Dichtkontakt induzierte Reibmoment für den gleichen Dichtkanten-Typ immer am höchsten ist. Ebenso wird die Aussage, dass Dichtkanten mit luftseitig flachem und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel ein höheres Reibmoment erzeugen als Dichtkanten mit umgekehrten Kontaktflächenwinkeln, bestätigt. Dies gilt unabhängig der

Elastomerhärte. Für Dichtkanten vom Typ DK40_45-45 wurden bei gleicher Elastomerhärte immer geringere Reibwerte gemessen als für Dichtkanten Typ DK40_20-50. Ein Grund ist der in Abschnitt 7.5.2 beschriebene Einfluss der fluid- und luftseitigen Kontaktlängen und daraus resultierenden unterschiedlichen tribologischen Schmierungsverhältnisse. Im Vergleich mit Dichtkanten vom Typ DK40_50-20 ist das Ergebnis indifferent. Es sind für Dichtkanten DK40_45-45 sowohl höhere als auch niedrigere Reibwerte abzulesen.

Die zugehörigen Endleckagen gibt Bild 7-19 unten wieder. Es ist zu erkennen, dass für Dichtkanten DK40_50-20 die gemessenen Endleckagen stets am höchsten waren [Ausnahme: DK40_45-45 und NBR50]. Aus der hohen Leckage resultiert eine gute Schmierung der Kontaktpartner, was sich in den beobachteten niedrigen Reibwerten in den Versuchen mit dieser Dichtkante widerspiegelt. Die in Kapitel 7.5.2 gewonnene Erkenntnis, dass Dichtkanten mit luftseitig flachem und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel günstig hinsichtlich minimaler Leckage sind, wird durch diese Untersuchungen bestätigt. Ein Einfluss der Elastomerhärte auf die Leckage ist in dieser Darstellung nicht erkennbar.

Ein deutlicher Einfluss der Elastomerhärte ist auf die Laufspurtiefe und -breite und somit auf den Verschleiß der Versuchsdichtung aus Bild 7-20 abzulesen.

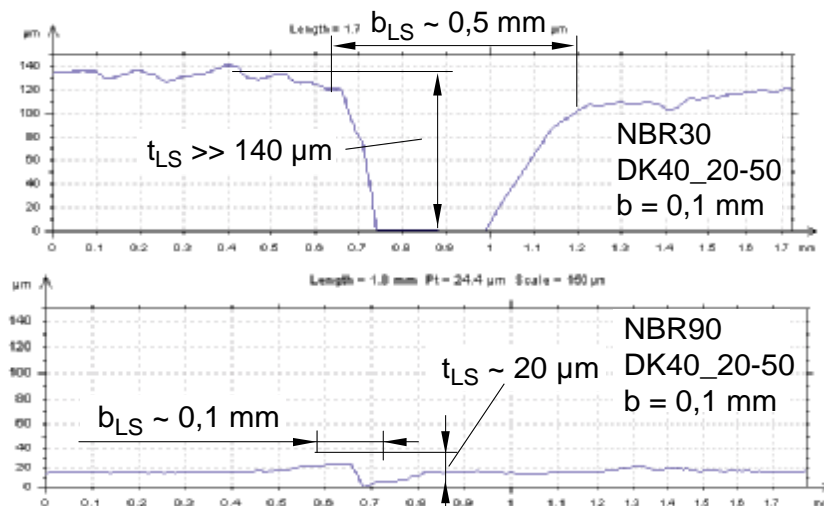


Bild 7-20: Einfluss der Elastomerhärte auf die Laufspurtiefe und -breite in der Versuchsdichtung: NBR30 (oben) und NBR90 (unten)

Es ist zu erkennen, dass die Laufspurtiefe in der „weichen“ Versuchsdichtung um mehr als das 7-fache und die Laufspurbreite um mehr als das 3-fache größer ist als in der „harten“ Versuchsdichtung.

Ursache ist die bei gleicher Anpressung (hier: $F_{\text{Feder}} = 46 \text{ N}$) deutlich tiefer in eine NBR30-Dichtung eindringende Dichtkante, Bild 7-21 links.



Bild 7-21: Kontaktverhältnisse in Abhängigkeit der Elastomerhärte

Eine daraus resultierende größere Kontaktlänge der „harten“ Dichtkante mit dem Elastomer ist die Folge. Im Betrieb entsteht letztendlich auf Grund der besseren Anschmiegung zwischen Dichtung und Dichtkante für „weiche“ Dichtungen eine deutlich größere Berührfläche als für „harte“ Dichtungen. Die damit abnehmende Wahrscheinlichkeit, dass zur Luftseite führende „Leckagekanäle“ nicht verschlossen werden, kann als Ursache für geringere Endleckagen im Fall „weicher“ Dichtungen angesehen werden. Gleichzeitig nimmt jedoch auf Grund des geringeren Verschleißwiderstandes „weicher“ Elastomerwerkstoffe die Laufspurtiefe und -breite stark zu.

Fazit: „Weiche“ Elastomerwerkstoffe (30°Shore A) sind günstig hinsichtlich minimaler Leckage. Gleichzeitig nimmt die Reibung im Betrieb und nicht tolerierbar die Laufspurtiefe und -breite in der Versuchsichtung gegenüber „harten“ Elastomerwerkstoffen (70 / 90°Shore A) zu. Für die Praxis ist eine Elastomerhärte im Bereich 70 ... 80°Shore A zu wählen.

In einer zweiten Versuchsreihe wurde überprüft, ob ein **Einfluss der Elastomerart** auf die Zielgrößen *Reibung*, *Leckage* und *Verschleiß* festgestellt werden kann. Von handelsüblichen Dichtelementen ist bekannt, dass die Wahl des Elastomerwerkstoffs primär durch die Betriebsbedingungen (Temperatur und Art des abzudichtenden Fluids, etc.) bestimmt wird /7-13/.

Im Diagramm Bild 7-22 ist das Reibmoment als Funktion der Zeit in Abhängigkeit des Elastomerwerkstoffs und –härte aufgetragen.

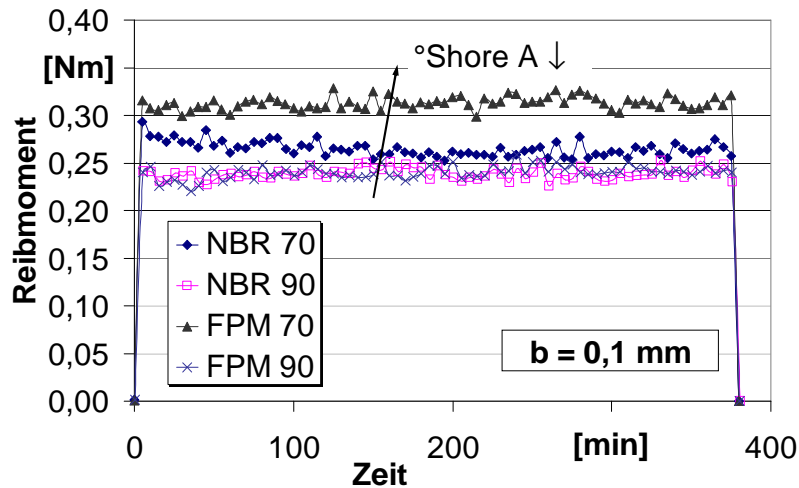


Bild 7-22: Einfluss des Elastomerwerkstoffs auf das Reibmoment

Es ist abzulesen, dass für eine Elastomerhärte von 90°Shore A unabhängig der Art des Werkstoffs die Kurven in einem relativ engen Band liegen. Für Versuchs dichtungen der Härte 70°Shore A verläuft die Reibkraftkurve der FPM-Dichtung deutlich über der der NBR- Dichtung. Ursache hierfür ist ein Härteunterschied von $\Delta H \approx 9^\circ\text{Shore A}$ des „weicheren“ FPM-Werkstoffs (IST-Härte 66°Shore A) gegenüber dem NBR-Werkstoff (IST-Härte 74°Shore A). In allen Versuchsläufen trat keine Leckage auf.

Fazit: Ein Einfluss der Elastomerart war, wie zu erwarten, nicht festzustellen. Die Art des Werkstoffes ist entsprechend den Randbedingungen (Art und/oder Temperatur des abzudichtenden Fluids etc.) im Betrieb zu wählen.

7.5.5 Einfluss der Federkraft

Die Untersuchungen dieses Abschnitts erfolgten mit iVDS 1. Untersucht wurde der Einfluss der Federkraft auf die Zielgrößen *Reibung*, *Leckage* und *Verschleiß*. Von handelsüblichen Dichtelementen ist bekannt, dass die Höhe der Anpressung der dichtspaltbildenden Kontaktpartner auf das notwendige Minimum zu reduzieren ist. Im Diagramm Bild 7-23 ist das Reibmoment (oben) und die Leckage (unten) jeweils als Funktion der Zeit aufgetragen.

Für das Reibmoment ist abzulesen, dass mit Erhöhung der Anpressung (= zunehmende Federkraft) die Reibung im Dichtkontakt zunimmt. Weiterhin ist ersichtlich, dass der Reibmomentverlauf für $F_{\text{Feder}} = 80 \text{ N}$ instationär ist. Als mögliche Ursache hierfür kann der durch übermäßiges Anpressen gestörte Schmierfilmaufbau und daraus erhöhten Festkörperkontakten genannt werden. Weitere Untersuchungen, bei denen die rechnerische Flächenpressung im Dichtkontakt konstant gehalten wurde, bestätigen diese Aussage [7-15].

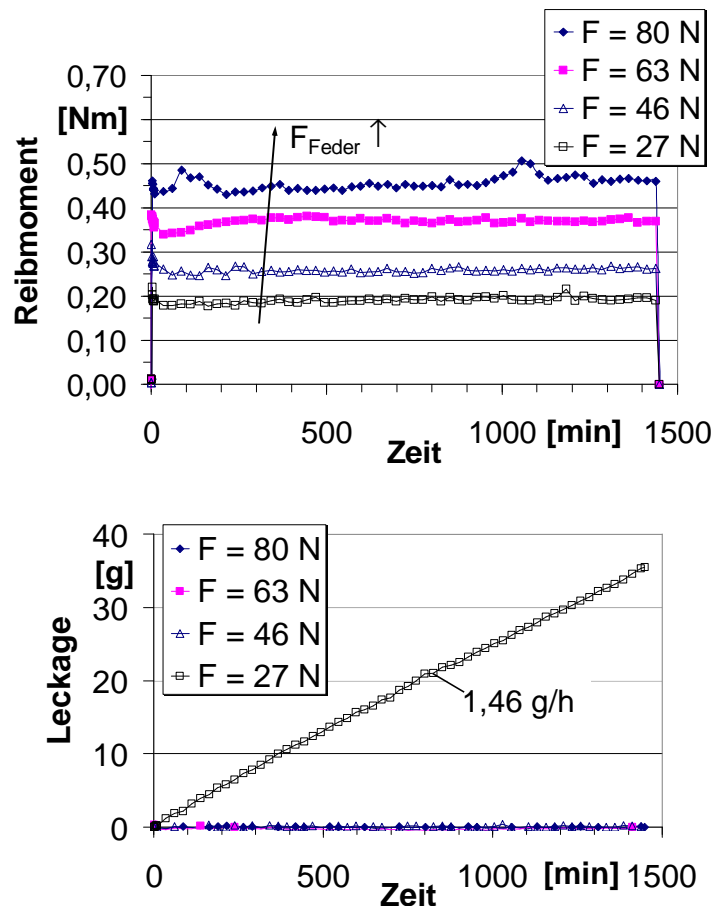


Bild 7-23: Einfluss der Federkraft auf Reibung (oben) und Leckage (unten)

Für die in den Versuchen ausgetretene Leckage ist aus Bild 7-23 unten abzulesen, dass nur im Versuch mit $F_{\text{Feder}} = 27 \text{ N}$ Leckage auftrat. Die Endleckage für diesen Versuch beträgt $L = 35 \text{ g}$. Dies kann als Indiz dafür gewertet werden, dass die Anpressung in dieser Höhe zu gering war.

Aus den Profilschnitten Bild 7-24 ist abzulesen, dass die nach Versuchsende in der Versuchsichtung gemessene Laufspurtiefe im Versuch mit „hoher“ Federkraft (oben) annähernd 5x so tief ist wie im Versuch mit „niedriger“ Federkraft (unten). Die gleiche Tendenz ist für die Laufspurbreite abzulesen.

Fazit: Eine übermäßige Erhöhung der Anpressung von Dichtung und Dichtkante führt auch bei inversen Wellendichtsystemen zu deutlich erhöhter Reibung im Betrieb. Der Reibkraftverlauf kann dabei instationär werden. Die Laufspurtiefe und -breite in der Versuchsichtung nimmt gleichzeitig deutlich zu. Ein leakagefreier Betrieb ist schon mit einer niedrigeren, dichtungstechnisch notwendigen Anpressung der dichtspaltbildenden Partner möglich. Für die vorliegenden Untersuchungen liegt diese im Bereich $27 \text{ N} < F_{\min} \leq 46 \text{ N}$ ($0,21 \text{ N/mm} < p_L \leq 0,36 \text{ N/mm}$). Im Vergleich dazu liegt die auf den Umfang bezogene Radialkraft moderner RWDR im Bereich $p_L = 0,1 \dots 0,15 \text{ N/mm}$ /7-1/.

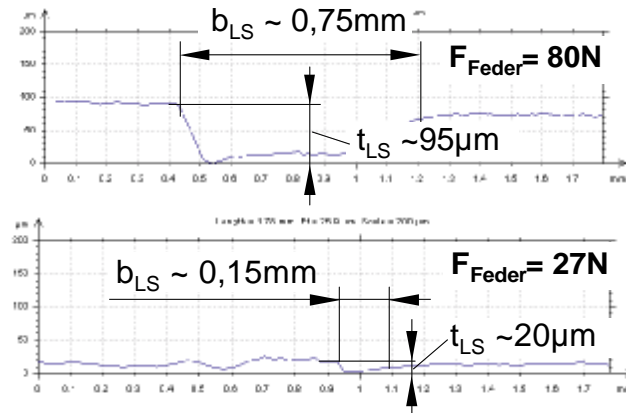


Bild 7-24: Einfluss der Federkraft auf den Verschleiß der Versuchsichtung

7.5.6 Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit

Die Untersuchungen dieses Abschnitts dienen der Untersuchung des Einflusses der Umfangsgeschwindigkeit auf die Zielgrößen *Reibung* und *Leckage*. Die Versuche wurden mit iVDS 2 durchgeführt. In Diagramm Bild 7-25 oben ist das Reibmoment als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit für unterschiedliche Fasenbreiten b aufgetragen. Diagramm Bild 7-25 unten zeigt die korrespondierenden Leckageverläufe als Funktion der Zeit. In jedem Versuch wurde ein treppenförmiges Drehzahlprogramm durchlaufen, Bild 7-25 unten. Die Umfangsgeschwindigkeit wurde in Stufen $\Delta v_u = 2 \text{ m/s}$ von $v_u = +2 \dots +20 \text{ m/s}$ erhöht. Die Stufendauer beträgt $t = 60 \text{ min}$.

Aus Bild 7-25 oben ist abzulesen, dass für eine Fasenbreite $b = 0,1 \text{ mm}$ bzw. $b = 0,2 \text{ mm}$ die Reibung im Dichtkontakt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunächst tendenziell zu- und im weiteren Verlauf wieder abnimmt. Mögliche Ursache des Anstiegs und anschließendem Abfall ist die mit steigender Umfangsgeschwindigkeit zunehmende Temperatur im Dichtkontakt. Derartige Kurvenverläufe sind charakteristisch und wurden mehrfach für RWDR [7-10/, 7-28/] bzw. für PTFE-SWDR [7-29/] ermittelt.

Beide Kurvenverläufe mit Fasenbreite $b = 0,4 \text{ mm}$ weichen mehr (Versuch Nr. 2) oder weniger (Versuch Nr. 1) von diesem Verlauf ab. Für Versuch Nr. 2 ist für $v_u \geq 8 \text{ m/s}$ ein merklicher Abfall des Reibmoments abzulesen. Als Grund kann die in Bild 7-25 unten ersichtliche starke Zunahme der Leckage genannt werden. Es ist abzulesen, dass für $v_u \geq 4 \text{ m/s}$ die Leckage deutlich zunimmt. Die Leckagezunahme für $v_u \geq 10 \text{ m/s}$ ist als Versagen

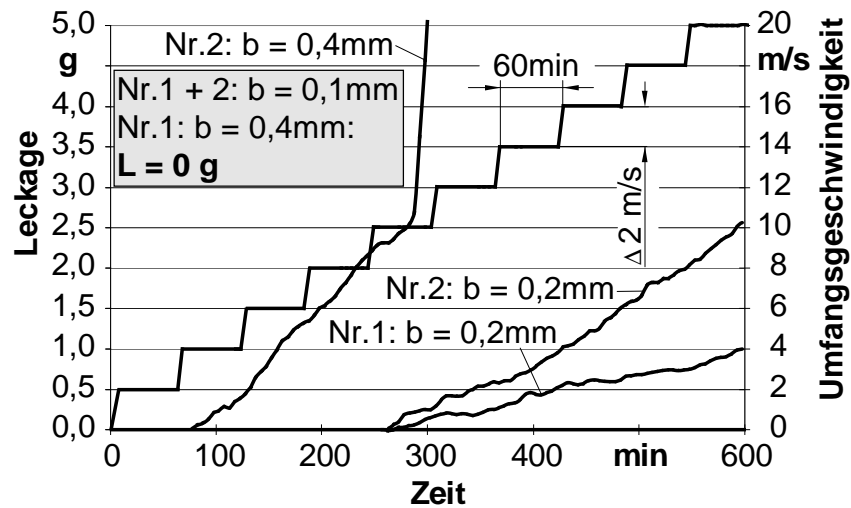
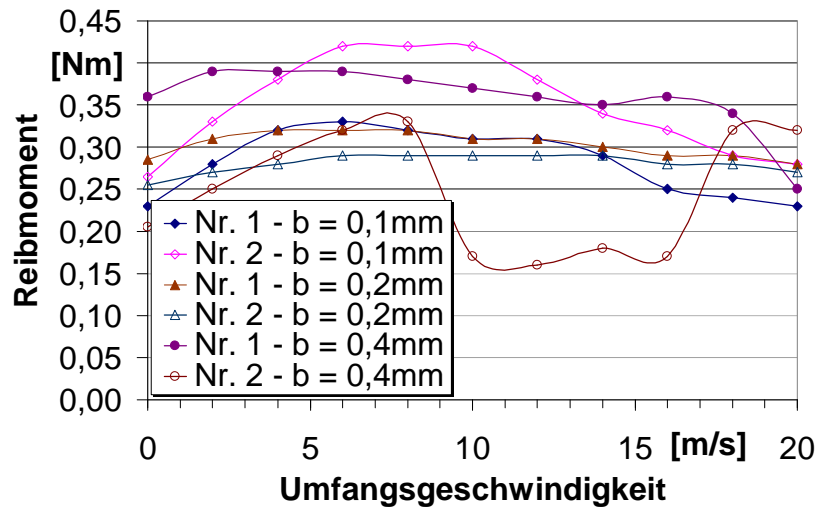


Bild 7-25: Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf Reibung (oben) und Leckage (unten)

zu werten. Die Endleckage dieses Versuchs betrug $L = 134 \text{ g}$. Für Versuch Nr. 1 $b = 0,4 \text{ mm}$ wurde, wie für beide Versuche mit $b = 0,1 \text{ mm}$, keine Leckage gemessen. Die Endleckage für Versuch Nr. 1 $b = 0,2 \text{ mm}$ betrug $L = 1 \text{ g}$, für Versuch Nr. 2 $b = 0,2 \text{ mm}$ $L = 2,5 \text{ g}$.

Fazit: Die Untersuchungen haben gezeigt, dass innerhalb des untersuchten Wertebereichs der Umfangsgeschwindigkeit für Dichtkanten mit schmaler Fasenbreite ($b = 0,1 \text{ mm}$) die Dichtsicherheit am größten ist. Die mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit gemessenen Reibmomentverläufe weisen einen charakteristischen, von handelsüblichen Dichtelementen bekannten Verlauf auf. Hierbei nimmt das Reibmoment vom Start weg zunächst bis zu einem Maximum zu und im weiteren Verlauf

wieder ab. Ein unmittelbarer Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Leckage konnte nicht festgestellt werden.

7.5.7 Dichtungswerkstoff PTFE-Compound

Mittels nachfolgend beschriebenen Untersuchungen wurde überprüft, inwieweit sich PTFE-Compound-Werkstoffe als Dichtungswerkstoff für inverse Wellendichtsysteme eignen und inwieweit die von handelsüblichen Dichtelementen bekannte Absenkung des Reibmoments auch hier festgestellt werden kann.

Die Untersuchungen erfolgten mit iVDS 2 im Standardversuch. Die elastomere Versuchsichtung (Metall-Gummi-Verbundteil, Bild 7-3) wurde durch eine PTFE-Compound-Dichtung mit den gleichen geometrischen Abmessungen ersetzt.

Aus den Diagrammen Bild 7-26 ist der Einfluss des Dichtungswerkstoffes auf das Reibmoment (oben) und die Leckage (unten) in Abhängigkeit der Fasenbreite ersichtlich.

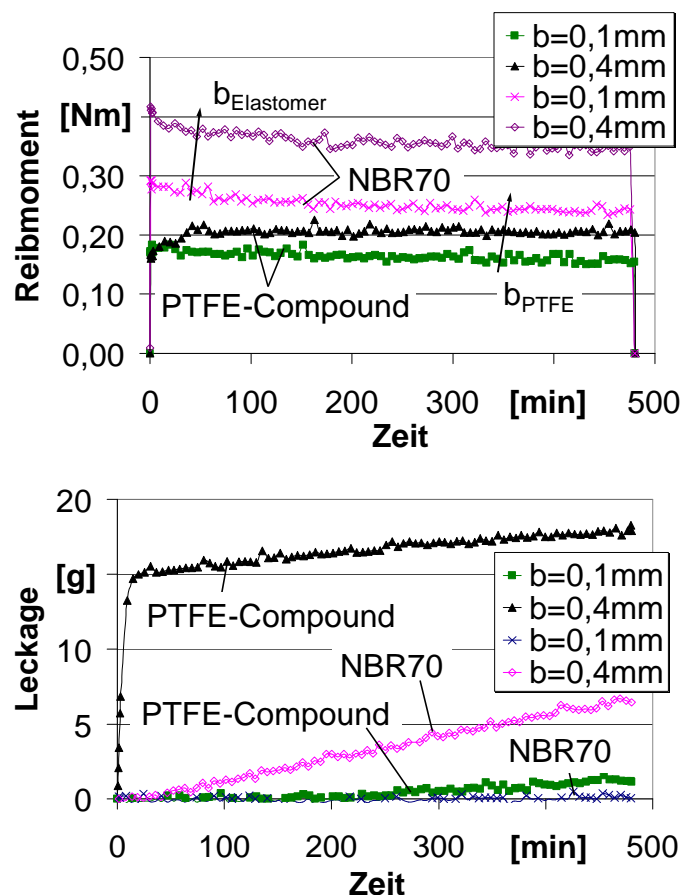


Bild 7-26: PTFE-Compound-Dichtung: Einfluss auf Reibung und Leckage

Für das Reibmoment ist abzulesen, dass für Dichtungen aus PTFE-Compound-Werkstoff die Reibung im Dichtkontakt mit zunehmender Fasenbreite wie bei elastomeren Dichtungen zunimmt. Weiterhin gilt, dass bei gleichem b die Reibung für Dichtungen aus PTFE-Compound-Werkstoff niedriger ist als im Fall elastomerer Dichtungen. Ursache ist der geringere Reibungskoeffizient der Werkstoffpaarung PTFE - Stahl gegenüber Elastomer – Stahl-Werkstoffpaarungen.

Gegenüber den elastomeren Versuchsichtungen beträgt die rechnerische Abnahme des mittleren Reibmoments für die PTFE-Compound-Dichtung ungefähr 60% ($b = 0,1$ mm) bzw. 58% ($b = 0,4$ mm). Dies bedeutet, dass die erzeugte Reibleistung, unabhängig der Fasenbreite, durch den Einsatz von PTFE-Compound-Werkstoff mehr als halbiert wurde. Die thermische Belastung der Bauteile wurde dadurch erheblich reduziert.

Für die Leckage (Bild 7-26 unten) ist abzulesen, dass bei vergleichbarer Fasenbreite die Endleckage für Versuche mit PTFE-Dichtung immer höher waren als für die Versuche mit Elastomerichtung. Für $b = 0,1$ mm beträgt die Endleckage $L_{\text{PTFE}} \approx 6,5$ g. Die Leckagezunahme ist quasi-linear. Für die elastomere Versuchsichtung wurde für $b = 0,1$ mm keine Leckage gemessen. Für $b = 0,4$ mm beträgt die Endleckage des Versuchs mit elastomere Versuchsichtung $L_{\text{Elastomer}} \approx 6,5$ g, die Leckagezunahme ist wiederum quasi-linear. Für die PTFE-Compound-Dichtung nimmt die Leckage in den ersten 15 Minuten zunächst stark zu. Die Leckagemenge nach dieser Zeit beträgt $L_{\text{PTFE}} (t \approx 15 \text{ min}) \approx 14,5$ g. Für Zeiten $t > 15$ min nimmt die Leckage nur noch geringfügig zu, die Endleckage beträgt $L = 18,25$ g. Für Zeiten $t > 15$ min gilt: $L_{\text{Elastomer}} \approx 0,8 \text{ g/h} > L_{\text{PTFE}} \approx 0,5 \text{ g/h}$.

Eine anfänglich hohe Startleckage kann als Indiz dafür gewertet werden, dass die tribologischen Partner zu Beginn des Versuchs noch nicht konditioniert waren. Ist dieser Einlaufvorgang, bei dem erhöhter mechanischer Verschleiß vorzugsweise an der „weichen“ PTFE-Dichtung auftritt, abgeschlossen, befindet sich das System in einem tribologisch stabilen Zustand. Diese stabile Phase ist durch (quasi-) stationäre Betriebsbedingungen mit konstantem Reibmomentverlauf und konstanter Leckage- und Verschleißrate gekennzeichnet /7-27/.

In Bild 7-27 ist die Laufspur in der PTFE-Compound-Dichtung nach Versuchsende für $b = 0,1$ mm abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die Laufspurtiefe den Messbereich des Profiltasters übersteigt, $t_{\text{LS}} \gg 80 \mu\text{m}$. Für $b = 0,4$ mm ist, bei konstanter Anpresskraft, wie zu erwarten die Laufspurtiefe geringer. Sie betrug $t_{\text{LS}} \approx 40 \mu\text{m}$.

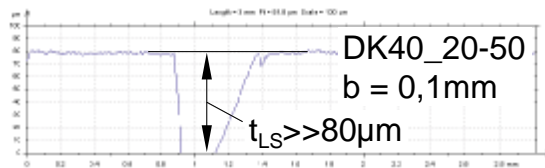


Bild 7-27: Laufspur in der PTFE-Compound-Dichtung

In einem weiteren Versuch wurde die Einsatzmöglichkeit von Dichtkanten mit Radius untersucht. Diese Versuche waren alle dadurch charakterisiert, dass bereits statische Leckage vor Versuchsbeginn auftrat. Grund ist die deutlich schmalere, quasi-linienförmige Anlage der „Radiendichtkante“ auf der gegenüber elastomeren Versuchsichtungen deutlich „härteren“ PTFE-Compound-Dichtung. Kleinste Oberflächenunregelmäßigkeiten reichen aus, statische Leckage im Stillstand zu verursachen.

Fazit: Durch den Einsatz von PTFE-Compound als Dichtungswerkstoff kommt es auch bei inversen Wellendichtsystemen zu der gegenüber elastomeren Versuchsdichtungen bekannten Absenkung der Reibung im Dichtkontakt. Diese tritt unabhängig der Fasenbreite b an der Dichtkante auf. Mit Wahl einer schmalen Fasenbreite ($b = 0,1 \text{ mm}$) ist ein leakagearmer Betrieb möglich, die Laufspurtiefe in der Versuchsdichtung ist jedoch deutlich erhöht. In der untersuchten Anordnung wird der durch den Einsatz von PTFE-Compound-Werkstoff erzielbare Vorteil (deutliche Reduktion der thermischen Belastung) durch zahlreiche Nachteile (hoher Dichtungsverschleiß, statische Undichtheit, hohe Anforderung an Planparallelität der Kontaktpartner usw.) egalisiert.

7.5.8 Dauerversuche

Die nachfolgenden beschriebenen Dauerversuche erfolgten sowohl mit iVDS 1 als auch mit iVDS 2. Ziel war es, das Betriebsverhalten beider Anordnungen über längere Zeiträume zu untersuchen. Im Dauerversuch Nr. 1 mit iVDS 1 wurde eine Dichtkante vom Typ DK40_20-50, im Dauerversuch Nr. 2 mit iVDS 2 eine Dichtkante vom Typ DK40_10-60 eingesetzt. Beide Dichtkanten-Typen sind nach Abschnitt 7.5.2 günstig hinsichtlich minimaler Leckage. Die restlichen Parameter entsprechen denen des Standardversuchs.

Im Diagramm Bild 7-28 oben ist das Reibmoment, im Diagramm unten die Leckage jeweils als Funktion der Zeit aufgetragen.

Aus Bild 7-28 oben ist abzulesen, dass für Dauerversuch Nr. 2 das Reibmoment nach einer anfänglich hohen Startreibung ($M_{\text{Reib}} \approx 0,5 \text{ Nm}$) merklich abfällt und im weiteren Verlauf wieder ansteigt. Der Abfall lässt sich durch die in dieser Phase erhöhte Leckage und einer daraus resultierenden, besseren Schmierung des tribologischen Kontakts erklären. Für Versuchszeiten $t > 80 \text{ h}$ ist der Reibmomentverlauf (quasi-) horizontal. Dies kann als Indiz für konstante tribologische Schmierungsverhältnisse gewertet werden. Das mittlere Reibmoment während dieser Phase beträgt $M_{\text{Reib}} \approx 0,43 \text{ Nm}$. Dem gegenüber zeigt der in Dauerversuch Nr. 1 gemessene Reibmomentverlauf kein ausgeprägtes Einlaufverhalten. Der Kurvenverlauf pendelt um ein mittleres Reibmoment von $M_{\text{Reib}} \approx 0,30 \text{ Nm}$. Deutlich zu erkennen ist der auf die verschiedenen Dichtkantentypen zurückzuführende Unterschied im Reibkraftniveau, vgl. Kapitel 7.5.2. Das Reibmoment des Dauerversuchs Nr. 2 ist für Zeiten $t > 80 \text{ h}$ (= stationärer Betriebszustand) um ca. 40 % höher als für Dauerversuch Nr. 1. Bild 7-28 unten zeigt die korrespondierenden Leckageverläufe. Für Dauerversuch Nr. 2 nimmt die Leckage zunächst stark zu [Leckagerate ($t < 80 \text{ h}$) $\approx 1 \text{ g/h}$], für Zeiten $t > 80 \text{ h}$ ist diese Zunahme deutlich geringer [Leckagerate ($t > 80 \text{ h}$) $\approx 0,01 \text{ g/h}$]. Für die starke Leckagezunahme zu Beginn der Untersuchung konnte keine Ursache gefunden werden.

Die gemessene Endleckage für Dauerversuch Nr. 2 beträgt $L \approx 16$ g, für Dauerversuch Nr. 1 $L \approx 3$ g. Die Leckagezunahme für Versuch Nr. 1 ist konstant, der Leckageverlauf (quasi-)linear. Schwankungen im Kurvenverlauf sind auf Störungen im Messsignal zurückzuführen.

Die nach Versuchsende in der Versuchsrichtung gemessenen Laufspurtiefen zeigen die in Bild

7-29 abgebildeten Profilschnitte. Zu berücksichtigen ist hierbei die unterschiedliche Versuchsdauer. Für Dauerversuch Nr. 1 betrug diese $t = 536$ h, für Dauerversuch Nr. 2 $t = 694$ h.

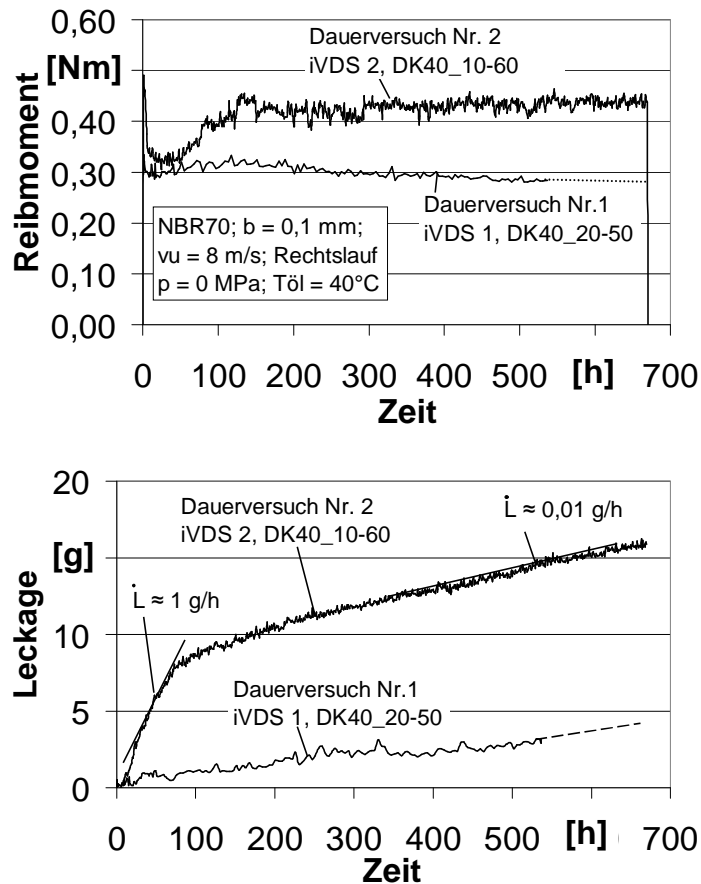


Bild 7-28: Dauerversuche mit iVDS 1 und iVDS 2: Reibmoment (oben) und Leckage (unten) als Funktion der Zeit

Es ist abzulesen, dass die Laufspurtiefe in der Versuchsichtung für den kürzeren Dauerversuch Nr. 1 ungefähr $t_{LS} \approx 80 \mu\text{m}$ beträgt, für den längeren Dauerversuch Nr. 2 ist die Laufspurtiefe $t_{LS} > 80 \mu\text{m}$.

Bezogen auf die Elastomerdicke der Versuchsichtung im Neuzustand ($t_{EI}^{\text{neu}} = 7 \text{ mm}$; vgl. Bild 7-3), ist die gemessene Laufspurtiefe hinsichtlich eines zeitnahen Versagens des Dichtsystems auf Grund fortschreitendem Dichtungsverschleiß als unkritisch zu bezeichnen.

Fazit: Die Dauerversuche haben gezeigt, dass bei geeigneter Wahl der Parameter an Dichtung und Dichtkante mit den entwickelten iVDS über längere Zeiträume sicher und leakagearm abgedichtet werden kann. Die gemessenen Endleckagen waren sehr gering, die Reibung quasi-konstant.

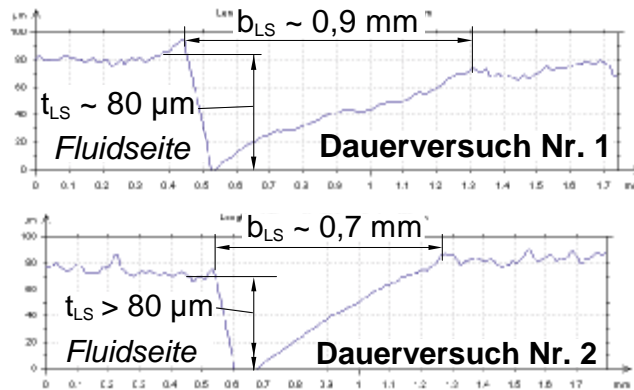


Bild 7-29: Profilschnitt der Laufspuren in den Versuchsichtungen nach Versuchsende: Dauerversuch 1 (oben), Dauerversuch 2 (unten)

7.6 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse

Insbesondere bei der Entwicklung von iVDS 1 hat sich gezeigt, dass das Funktions- und Betriebsverhalten inverser Wellendichtsysteme in erheblichem Maße von der Dichtsystem-Elastizität, d.h. der relativen Beweglichkeit der dichtspaltbildenden Wände abhängig ist. Eine zu geringe Beweglichkeit der dichtspaltbildenden Kontaktpartner bewirkt einen erhöhten Dichtungsverschleiß. Dieser äußert sich durch ein übermäßiges Einlaufen der „harten“ Dichtkante in die „weiche“ Dichtung und führt im Weiteren zu einem frühzeitigen Ausfall des Dichtsystems.

Tabelle 7-3 enthält eine Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse der Grundlagenuntersuchungen (Abschnitt 7.5). Für die untersuchten Einflussfaktoren (Spalte 1) ist der Effekt einer Veränderung innerhalb der untersuchten Faktorstufen (Spalte 2) auf die Zielgrößen *Reibmoment* (Spalte 3), *Leckage* (Spalte 4) und *Verschleiß* (Spalte 5) angegeben. Die Empfehlungen (Spalte 6) basieren auf der mit den iVDS 1 und 2 im Laborbetrieb ermittelten Datenbasis.

Tabelle 7-3: Zusammenfassung der experimentellen Versuchsergebnisse der Grundlagenuntersuchungen

	1	2	3	4	5	6
	Einflussfaktor	Faktorstufen min ® max.	Effekt			Empfehlung
Reibung			Leckage	Laufspurtiefe		
	Art des modularen iVDS	iVDS 1 ↔ iVDS 2	↔	↔	↔	↔
Dichtkante	luftseitiger Kontaktflächenwinkel β	10° → 60°	↓	↓	↑	10° ... 20°
	fluidseitiger Kontaktflächenwinkel α	10° → 60°	↑	↓↓	↑	50° ... 60°
	Spitzengeometrie: 1. Fasenbreite b^* 2. Radius r^*	0,1 → 0,4 mm 0,1 → 1 mm	↑ ↑	↑ ↑	↓ ↓	$b = 0,1$ mm $r = 0,1$ mm
Dichtung	Elastomerhärte	30 → 90°Shore A	↓	(↑)	↓	70 .. 80 .. 90°Shore A
	Elastomerwerkstoff	NBR; FPM	↔	↔	↔	entspr. chem. + phys. RB**
Sonstige	Öltemperatur	40°C → 80°C	↓	↔	↑	Hins. Alterung: 40°C
	Höhe der Anpressung (Federkraft)	27 N → 80 N	↑↑	↓	↑↑	27 N < F_{\min} ≤ 46 N
	Umfangsgeschwindigkeit	2 → 20 m/s	↓	↑	↑	-

Legende	↑ : Erhöhung
	↓ : Absenkung
	↔ : kein Einfluß
	- : keine Angabe

* der Effekt zunehmender Fasenbreite wurde bei konstanter Federkraft ermittelt

** RB: Randbedingungen

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Einflussfaktoren α und β wichtige Parameter an der Dichtkante sind, die die Leckage wesentlich beeinflussen. Sie sind entsprechend Tabelle 7-3 zu wählen. Eine schmale Fasenbreite bzw. ein kleiner Radius an der Dichtkante sind hinsichtlich minimaler Leckage günstig. Im Hinblick auf Dichtungsverschleiß sind Radien gegenüber Fasen vorzuziehen. Auf ein geeignetes Fertigungsverfahren der Radien ist zu achten (Drall), insbesondere dann, wenn im Betrieb wechselnde Drehrichtungen auftreten. Für industrielle Anwendungen sind mittels geometrisch unbestimmter Schneide (Schleifen, Läppen) hergestellte Dichtkanten zu bevorzugen. Diese sind unter Umständen fertigungstechnisch aufwendiger.

7.7 Optimierte inverse Axialdichtung

Primäres Ziel der nachfolgenden Untersuchungen war es, die Baulänge des iVDS in axialer Richtung zu verkürzen sowie die Anzahl der Dichtsystemkomponenten zu reduzieren. Maßgabe war, Dichtung und Dichtkante des iVDS zu übernehmen. Mit einer solchen Anordnung war im Experiment zu überprüfen, ob die Ergebnisse aus Kapitel 7.5 auch für diese bauraumoptimierte, kompakt-modulare (Compact-Modular) Anordnung (CM-Anordnung) Gültigkeit haben.

7.7.1 Aufbau des CM-Dichtsystems

Zur Reduktion der axialen Baulänge wurde die Aufnahme (Bild 7-1 unten) ersatzlos substituiert. Die einfach elastische Lagerung ist in die Metallscheibe der Versuchs-dichtung integriert, Bild 7-30. Die Abmessungen des verwendeten O-Rings betragen 29,74 mm x 3,53 mm. Die Verdreh-sicherung erfolgt formschlüssig mittels Zylinderstift. Zur Reduktion der Anzahl der Dichtsystemkomponenten sind die sechs, am Umfang verteilten, zylindrischen Schraubendruckfedern durch eine zentrale Flachdraht-Druckfeder (Einzelbefederung, /7-4/) ersetzt.

In Bild 7-33 ist das optimierte CM-Dichtsystem im Detail abgebildet. Gegenüber iVDS 2 wurde eine Reduktion der axialen Baulänge von ca. 40 % ($l_{iVDS\ 2} \approx 40\text{ mm}$) erreicht.

Konstruktiv ist in dieser Anordnung kein druckneutraler Aufbau möglich. Unter Vernachlässigung von A_2 ($A_2 \ll A_1$) berechnet sich die bei Umlauf-temperierung resultierende, spaltöffnende hydraulische Kraft F_{Hydr} zu:

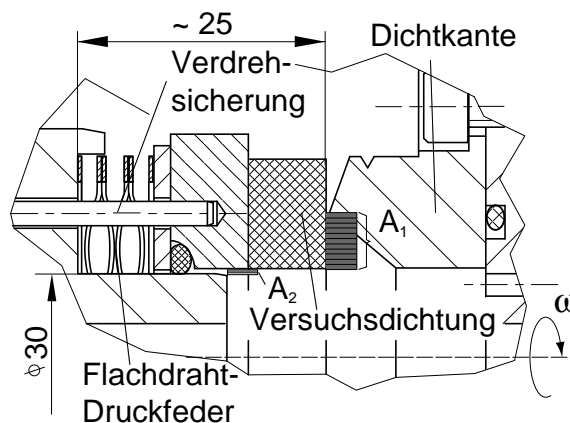


Bild 7-30: CM-Dichtsystem

$$F_{Hydr} = p_{Stau} \cdot A_1 = p_{Stau} \cdot \frac{P}{4} (d_{DK}^2 - d_i^2) = 0,035\text{MPa} \cdot \frac{P}{4} (40^2 - 30^2)\text{mm}^2 \approx 19\text{ N}$$

In den experimentellen Untersuchungen wurde die dichtspaltöffnende Kraft durch eine gegenüber dem Standardversuch erhöhte Federkraft F_{Feder}^{CM} kompensiert. Alle weiteren Parameter entsprechen denen des Standardversuchs aus Kapitel 7.4.

Die Versuchsreihe wurde mittels statistischer Versuchsplanungs-Software geplant und ausgewertet. Die untersuchten Einflussfaktoren waren der fluid- und luftseitige Kontaktflächenwinkel sowie die Fasenbreite. Die Zielgrößen wie zuvor das *Reibmoment* und die *Leckage*. Entsprechend Kapitel 7.5 wurde die Zielgröße *Verschleiß* ergänzend in die Ergebnisanalyse einbezogen.

7.7.2 Experimentelle Ergebnisse

Die Regressionsanalyse lieferte die Regressionspolynome Gl. 7-5 und Gl. 7-6:

$$M_{Reib<mean>} = K_0 + K_1 \cdot \beta + K_2 \cdot \alpha + K_3 \cdot b \quad \text{Gl. 7-5}$$

$$\text{Log L<mean>} = K_4 + K_5 \cdot \beta + K_6 \cdot \alpha + K_7 \cdot b + K_{67} \cdot \alpha \cdot b \quad \text{Gl. 7-6}$$

Mit: K_i : Koeffizient linearer Glieder; Absolutglied,

K_{ij} : Koeffizient bilinearer Glieder; wobei $i \neq j$

Für die Zielgröße *Reibmoment* ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,8853$, für die Zielgröße *Leckage* $R^2 = 0,9071$. Mittels Schnellbeurteilung ist die Anpassung der Regressionspolynome als akzeptabel zu bezeichnen. Diese Aussage wird durch die Varianzanalyse bestätigt. Für die Zielgröße *Reibmoment* ist die Nullhypothese $H_0: \sigma_{Reg} \leq \sigma_{Res}$ signifikant ($p_{Reg} = 0,0032 < 0,01$) zu verwerfen. Der Test auf Anpassungsdefekte führt zu einer Annahme der Nullhypothese $H_0: \sigma_{Lof} \leq \sigma_{PE}$. Selbige Aussagen sind auf die Modellgleichung der Zielgröße *Leckage* übertragbar ($p_{Reg} = 0,0086$; $p_{Lof} = 0,19$).

Der Effekt einer Veränderung der Einflussfaktoren auf die Zielgrößen *Reibmoment* und *Leckage* ist aus Bild 7-31 abzulesen.

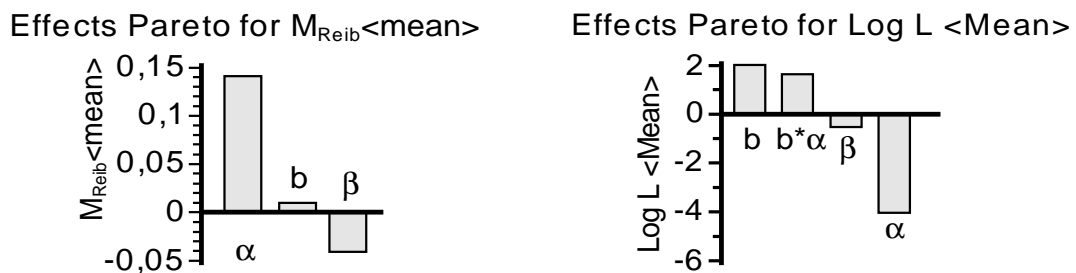


Bild 7-31: Pareto-Diagramm für Reibmoment (links) und Leckage (rechts)

Es ist zu erkennen, dass eine Erhöhung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels α einen positiven Effekt auf die Zielgröße *Reibmoment* hat, d.h. die Reibung nimmt bei Erhöhung von $\alpha = 10^\circ$ \rightarrow $\alpha = 60^\circ$ zu. Eine Erhöhung von β bewirkt nach Bild 7-31 links eine Abnahme der Reibung. Der Effekt einer Veränderung von b ist gering. Aus dem Pareto-Diagramm der Zielgröße *Leckage* (Bild 7-31 rechts) ist abzulesen, dass sowohl eine Erhöhung von α als auch von β zu einer Reduktion dieser Zielgröße führt. Mit Erhöhung von b nimmt die zu erwartende Leckage zu (bei konstanter Federkraft).

Der Vergleich der Pareto-Diagramme Bild 7-31 und Bild 7-14 (Abschnitt 7.5.2) zeigt, dass die linearen Haupteffekte sowie der WE $\alpha \cdot b$ in beiden Versuchsreihen die gleiche Vorzeichenrichtung haben. Der Effekt einer Veränderung der Fasenbreite b auf die Zielgröße *Reibmoment* ist für die Untersuchungen dieses Abschnittes jedoch deutlich geringer. Ansonsten gilt, dass die Höhe der Effekte für beide Versuchsreihen nahezu identisch ist.

Fazit: Die in Tabelle 7-3 Abschnitt 7.6 dargestellten Richtlinien haben auch für das optimierte CM-Dichtsystem Gültigkeit.

7.8 Theoretische Betrachtungen mit Hilfe der FEM

Von funktionsfähigen RWDR ist bekannt, dass unter der Dichtkante zur Luftseite gelangte Flüssigkeit zurück in den abzudichtenden Raum (Flüssigkeitsseite) gefördert wird [7-18/]. Dieser Effekt wird als aktiver Dichtmechanismus bezeichnet. Kawahara [7-19/ bis 7-21/] entdeckte als Erster den phänomenologischen Zusammenhang zwischen der Förderwirkung und der Pressungsverteilung unter der Dichtkante. Durch die Arbeiten von Kammüller [7-10/] und Jenisch [7-17/] stehen verschiedene physikalische Hypothesen, die die Vorgänge im Dichtspalt und damit diesen Rückfördermechanismus erklären, bereit. Neuere Untersuchungen von Olivera, Wollesen und Vötter [7-22/, 7-23/] führten zu einer weiteren Hypothese.

Allen Hypothesen gemeinsam ist, dass eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtkontakt mit steilerem Pressungsgradienten auf der Flüssigkeitsseite von ausschlaggebender Bedeutung für die Rückförderung ist. Die asymmetrische Pressungsverteilung wird im Falle des RWDR durch die geometrische Asymmetrie der Kontaktflächenwinkel an der Dichtkante erreicht, Bild 7-32 links. Im montierten Zustand wird die asymmetrische Dichtkante auf der Welle abgeplattet und es entsteht eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtkontakt, Bild 7-32 rechts. Hirano [7-24/] und Kawahara [7-25/] verifizieren in ihren Arbeiten diese Pressungsverteilung experimentell, Shouten [7-26/] liefert einen rechnerischen Nachweis mit Hilfe der FEM.

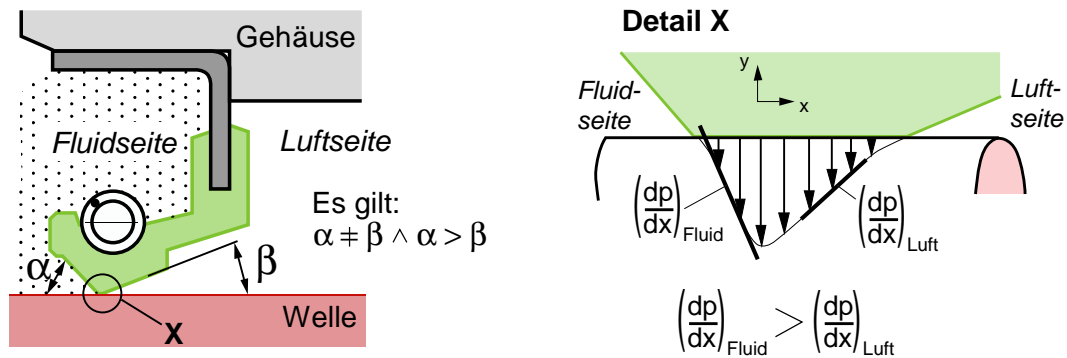


Bild 7-32: Asymmetrische Pressungsverteilung beim RWDR

Allen Hypothesen ist auch gemeinsam, dass sie keine Aussage darüber machen, auf welchem der Gleitpartner - Dichttring oder Welle - die konturierte Dichtkante sein muss. Theoretische Überlegungen lassen vermuten, dass auch mit invertierter Dichtgeometrie, d.h. glattem Elastomer und profilierter „Welle“, eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtkontakt erzeugt werden kann, Bild 7-33 rechts.

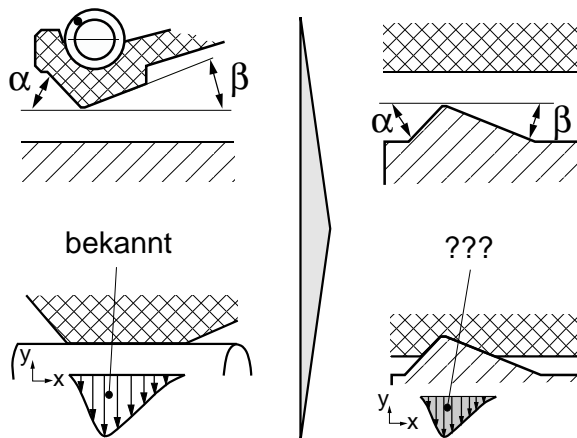


Bild 7-33: Möglichkeiten zur Erzeugung asymmetrischer Pressungsverteilung

Untersucht wurde dieser Zusammenhang mittels FE-Kontaktsimulationen an einfachen Modellen.

Hierzu wurde wie folgt vorgegangen: die vom RWDR bekannten Kontaktflächenwinkel α und β wurden als harte Schneide (rigid body) nachgebildet. Die Kontaktflächenwinkel wurden zu $\alpha = 20^\circ$ und $\beta = 50^\circ$ gewählt. Die entstandene dreieckförmige Geometrie wurde an der Spitze mit einer Fase (vgl. Skizze Bild 7-34 oben) bzw. einem Radius (Skizze Bild 7-34 unten) versehen. Die

Dichtkante wurde anschließend in ein an seiner Rückseite eingespanntes, hart aufliegendes Elastomer (Rechteckquerschnitt, Dicke 7 mm) eingedrückt. Für unterschiedliche Verschiebestrecken in x-Richtung wurden die im Kontakt befindlichen Knoten bestimmt und die in diesen Knoten herrschende Normalspannung $p(x)$ (= Pressung unter der Dichtkante) ermittelt.

Bild 7-34 zeigt das Ergebnis der Simulation. In beiden Diagrammen ist die Normalspannung (y-Achse) über der Berührbreite (= im Kontakt befindliche Knoten, x-Achse) aufgetragen.

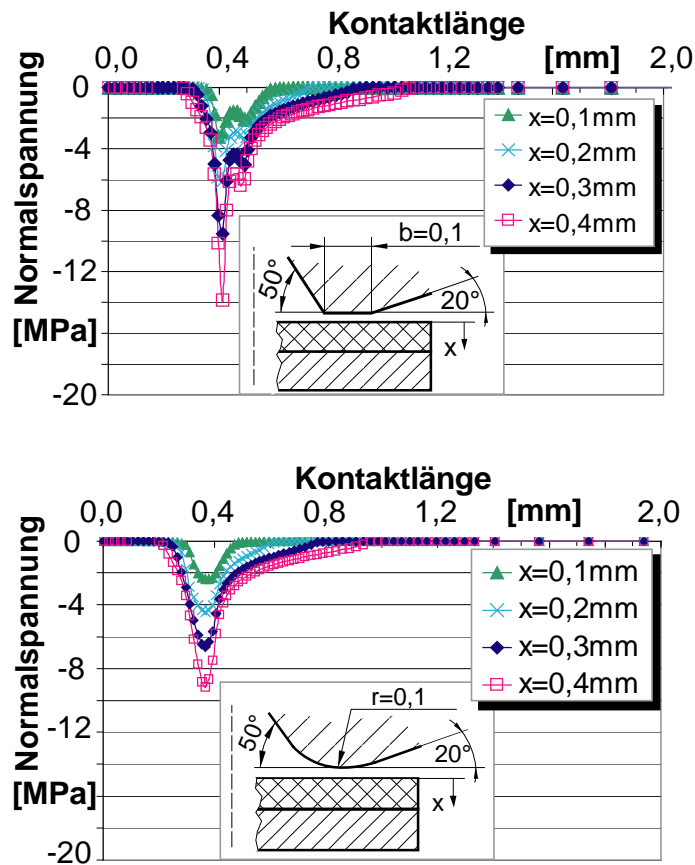


Bild 7-34: Rechnerischer Pressungsverlauf im Dichtkontakt: Fase (oben) und Radius (unten)

Aus Bild 7-34 unten ist abzulesen, dass mit zunehmender Eindringtiefe (= Verschiebung x) sich eine asymmetrische Pressungsverteilung einstellt. Für kleine Verschiebungen ist nur der Radius im Kontakt mit dem Elastomer. Dieser Sachverhalt ist aus der Kontaktlänge abzulesen. Der Pressungsverlauf ist dann - wie zu erwarten - symmetrisch. Aus Bild 7-34 oben ist abzulesen, dass an den Übergängen in die Kontaktflächen (Kanten) für eine Dichtkante mit Fase eine Spannungsüberhöhung entsteht. Der rechnerische Pressungsverlauf ist W-förmig, der mit zunehmender Verschiebung der Dichtkante in das Elastomer zu starken Spannungsspitzen auf Seite des steileren Kontaktflächenwinkels führt. Wie schon bei Dichtkanten mit Radien stellt sich ein qualitativ asymmetrischer Pressungsverlauf erst mit zunehmender Verschiebung ein.

In der Praxis ist davon auszugehen, dass Dichtkanten mit Fasen keine „ideal scharfkantigen“ Übergänge der Fase in die Kontaktfläche haben, sondern die Ecken abgerundet sind. Die Auswirkungen abgerundeter Übergänge (Radien) auf den Pressungsverlauf zeigt Bild 7-35. Dargestellt sind die Berechnungsergebnisse für die Radien $r_1 = 0,01$ mm (Fluidseite) und $r_2 = 0,125$ mm (Luftseite). Der Pressungsverlauf in Bild 7-35 oben wurde für eine Dichtkante Typ DK40_20-50, in Bild 7-35 unten für eine

Dichtkante Typ DK40_10-60 ermittelt. Die Fasenbreite beträgt jeweils $b = 0,1$ mm. Es ist abzulesen, dass Spannungsspitzen an den Übergängen durch die Radien geglättet bzw. verhindert werden können.

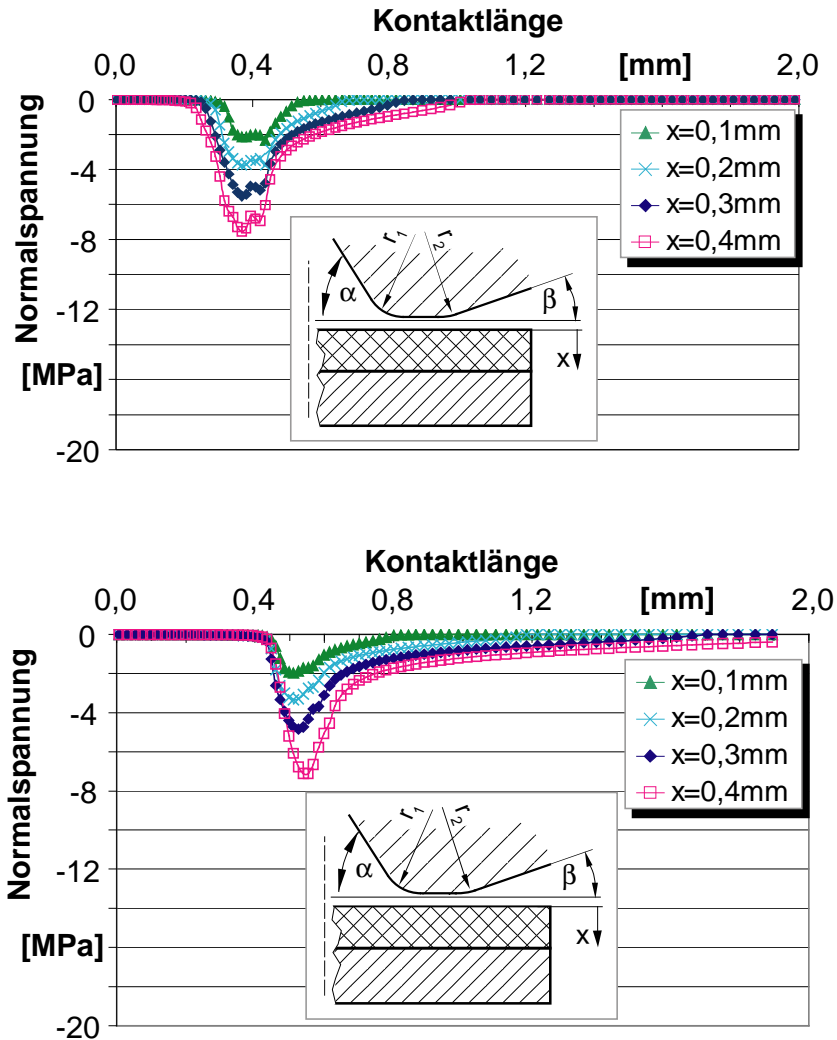


Bild 7-35: Pressungsverlauf „abgerundeter“ Dichtkanten: DK40_20-50 (oben) und DK40_10-60 (unten)

Der Pressungsverlauf ist schon für kleine Verschiebungen asymmetrisch, die maximale auftretende Spannung bei einer Verschiebung $x = 0,4$ mm ist um ca. 20 % niedriger als bei gleicher Verschiebung einer Dichtkante mit Radius $r = 0,1$ mm. Qualitativ sind diese Ergebnisse dem vom RWDR bekannten Pressungsverlauf sehr ähnlich.

Fazit: Die Ergebnisse der Simulation haben gezeigt, dass sich bei geeigneter Wahl der Parameter auch bei inverser Dichtungsanordnung eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtkontakt einstellt. Es liegt somit nahe, dass neben Effekten resultierend

aus den Kontaktverhältnissen (z.B. Kontaktlängen vgl. Bild 7-9), auch die berechnete asymmetrische Pressungsverteilung maßgeblich zu der experimentell ermittelten Tatsache beiträgt, dass Dichtkanten mit luftseitig flachem und fluidseitig steilen Kontaktflächenwinkel deutlich geringere Leckagen zulassen als Dichtkanten mit umgekehrten Kontaktflächenwinkeln. Die vom RWDR bekannte Fluidförderung unter der Dichtkante konnte für die entwickelten iVDS experimentell jedoch nicht nachgewiesen werden. Erschwert wird dieser Nachweis für die vorhandene Axial-Dichtung durch die bei Rotation der Welle wirkenden Fliehkräfte, die das in den Dichtkontakt von der Luftseite eingespritzte Öl radial abschleudern.

8 Praxisnahe inverse Wellendichtsysteme

Mit den Erkenntnissen aus Kapitel 7 wurden praxisnahe, inverse Wellendichtsysteme entwickelt und experimentell verifiziert. Diese verwenden einen konstruktiv vorhandenen Wellenabsatz als Dichtkante. Sie werden als Wellenkantendichtsystem (WKDS) bezeichnet, der Dichtring entsprechend als Wellenkantendichtring (WKDR).

8.1 Vorbetrachtungen

Im Folgenden werden zunächst die Vorgehensweise bei der Entwicklung praxisnaher inverser Wellendichtsysteme sowie die in den experimentellen Untersuchungen konstanten Parameter vorgestellt.

8.1.1 Vorgehensweise

Die auf breiter Basis durchgeführte, konstruktive Entwicklung von WKDS erfolgte unter den Gesichtspunkten „Komponentenanzahl“, „Bauraum“ und „praktische Handhabung“. Nach erfolgter Bewertung wurden von „positiven Varianten“ Versuchs dichtungsprototypen hergestellt.

Bei der experimentellen Untersuchung der Versuchs dichtungsprototypen wurde wie folgt vorgegangen:

1. **Funktionsuntersuchung** mittels Kurzzeitversuch (Stichversuch),
2. **Ergebnisbewertung:**
Bewertungskriterien: Handhabung, Leckage, Reibmoment.
Ziel: Identifizierung praxistauglicher Varianten
3. **detaillierte Untersuchung** praxisrelevanter Varianten.

Die detailliertere Untersuchung erfolgte sowohl auf Basis statistisch geplanter Versuchsreihen als auch nach herkömmlicher Methode. Die Ergebnisdarstellung und Ergebnisanalyse erfolgt entsprechend des gewählten Ansatzes mittels statistischer Versuchsplanungs-Software bzw. Tabellenkalkulationsprogramm.

Auf die Darstellung der Ergebnisse des Funktionsnachweises wird bei anschließend durchgeführter detaillierter Untersuchung verzichtet.

8.1.2 Konstante Versuchsparameter

Die in den experimentellen Untersuchungen (Abschnitt 8.2.1ff) konstanten Einflussfaktoren sind Tabelle 8-1 zu entnehmen. Abweichungen sind an entsprechender Stelle gekennzeichnet.

Die in den einzelnen Versuchsreihen variierten Einflussfaktoren sind in den entsprechenden Abschnitten aufgeführt.

Tabelle 8-1 Konstante Einflussfaktoren

	Einflussfaktor	Faktorstufe
Dichtung	Relativbewegung	stehend
	Werkstoffart	NBR
	Werkstoffhärte	70°Shore A
Dichtkante	Nenndurchmesser d_{DK}	40 mm
	Relativbewegung	rotierend
Umgebung	Drehrichtung	Rechtslauf
	Öltemperatur $T_{Öl}$	40°C
	Staudruck p_{Stau}	0,035 MPa
	Versuchsdauer	8 Stunden

8.2 Experimentelle Ergebnisse

In den nachfolgenden Abschnitten werden experimentelle Ergebnisse mit praxisnahen WKDS vorgestellt und diskutiert.

8.2.1 Dichtringe Typ WKDR-M1

Bild 8-1 rechts zeigt die Einbausituation von WKDR-M1-Dichtringen am Prüfstand. WKDR-M1-Dichtringe sind Metall-Gummi-Verbundteile, der metallische Ring hat einen L-förmigen Querschnitt. Aus Bild 8-1 links sind die Nennmaße der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtringe abzulesen.

Die dichtungstechnisch notwendige Anpressung wird primär mittels einer zentralen Flachdraht-Druckfeder (Wellfeder) erzeugt. Eine zusätzliche Anpresskraft entsteht für WKDR-M1-Dichtringe durch Rückbiegung der im demontierten Zustand um $\delta = 6^\circ$ gegenüber der Vertikalen geneigten Membran (siehe Detail Bild 8-1 links). Die hieraus im Betrieb wirkende Reaktionskraft (Elastomer-Feder) wurde experimentell zu $F_{\text{Membran}} \approx 15 \text{ N}$ ermittelt. Der aus der Öl-Umlauftemperaturen resultierende Staudruck im abzudichtenden Raum verursacht eine zusätzliche hydraulische Komponente der Anpressung. Unter Vernachlässigung des radialen Anteils ($F_{\text{Hydr, rad}} \ll F_{\text{Hydr, ax}}$) setzt sich die im Betrieb wirkende Gesamtkraft F_{Ges} zusammen aus:

$$F_{\text{Ges}} = F_{\text{Feder}} + F_{\text{Membran}} + F_{\text{Hydr, ax}}$$

Für den Fall überdruckloser Untersuchungen ($p_{\text{Stau}} = 0 \text{ MPa}$) ist die hydraulische Komponente durch einen erhöhten Federkraftanteil kompensierbar.

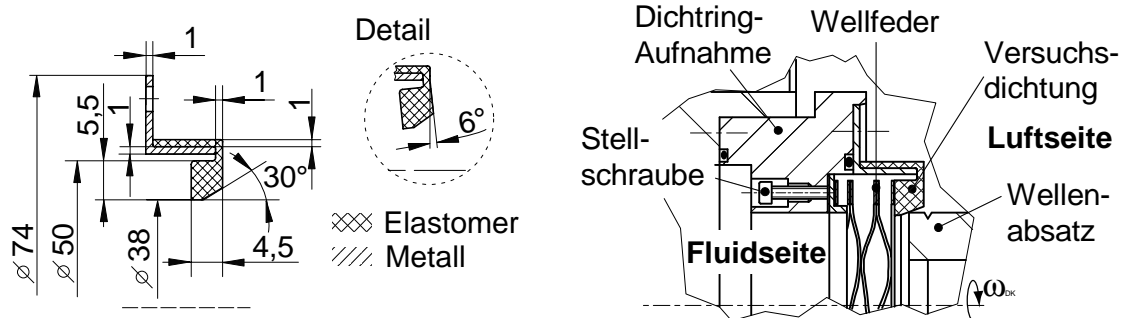


Bild 8-1: Nennmaße (links) und Einbausituation (rechts) von WKDR-M1-Dichtringen

Die Einstellung der Federkraft erfolgt für die Laborvariante durch Anstellen der Versuchs-dichtung an die Dichtkante und Fixierung der Anpresseinrichtung über Stell-schrauben. Für die industrielle Praxis ist eine Einstellung der Federkraft wegabhängig durch Verschieben der Dichtkante gegenüber dem Dichtring vorzusehen.

Bild 8-2 veranschaulicht die in Tabelle 8-2 spezifizierten Einflussfaktoren grafisch.

Die in der statistisch geplanten Versuchsreihe (vollständig faktorieller Zweistufenplan vom Typ 2³) variierten Einflussfaktoren mit den zugehörigen Faktorstufen sind Tabelle 8-2 zu entnehmen.

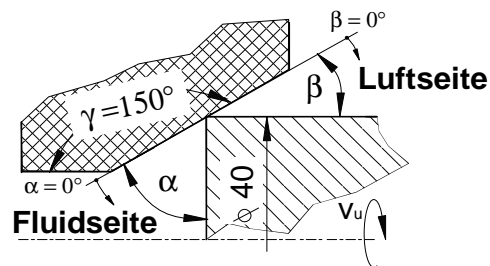


Bild 8-2: Untersuchte Einflussfaktoren (grafisch)

Weiterhin sind die in den Untersuchungen konstanten Einflussfaktoren aus Tabelle 8-2 abzulesen. Die Höhe der Anpressung (F_{Ges}) entspricht in etwa der in den Grundlagenuntersuchungen im Standardversuch eingestellten Federkraft.

Tabelle 8-2 Untersuchte Einflussfaktoren (analytisch)

	Einflussfaktor	Faktorstufen
Dichtkante	fluidseitiger Kontaktflächenwinkel	$\alpha = 5 \dots 60^\circ$
	luftseitiger Kontaktflächenwinkel	$\beta = 5 \dots 30^\circ$
Umgebung	Umfangsgeschwindigkeit	$v_u = 2 \dots 20 \text{ m/s}$
Konstante	Anpressung	$F_{\text{Ges}} = 45 \text{ N}$
	Öltemperatur	$T_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
	abdichtender Druck	$p_{\text{ü}} = 0 \text{ MPa}$

Die statistische Auswertung der Versuchsdaten lieferte für das Regressionspolynom der Zielgröße *Reibmoment* ein R-Square von $R^2 = 0,9297$, für die Zielgröße *Leckage* von $R^2 = 0,3382$. Es kann gesagt werden, dass das Regressionspolynom der Zielgröße *Reibmoment* eine deutlich höhere Modellgüte aufweist als das der Zielgröße *Leckage*. Eine Varianzanalyse bestätigt dieses Ergebnis [Zielgröße *Reibmoment*: ($p_{\text{Reg}} = 0,0022$; $p_{\text{Lof}} = 0,1966$); Zielgröße *Leckage* ($p_{\text{Reg}} = 0,036$; $p_{\text{Lof}} = 0,1054$)].

Eine Aussage über den Effekt einer Veränderung der untersuchten Einflussfaktoren auf die Zielgrößen *Reibmoment* und *Leckage* erfolgt mit Hilfe der Pareto-Diagramme Bild 8-3.

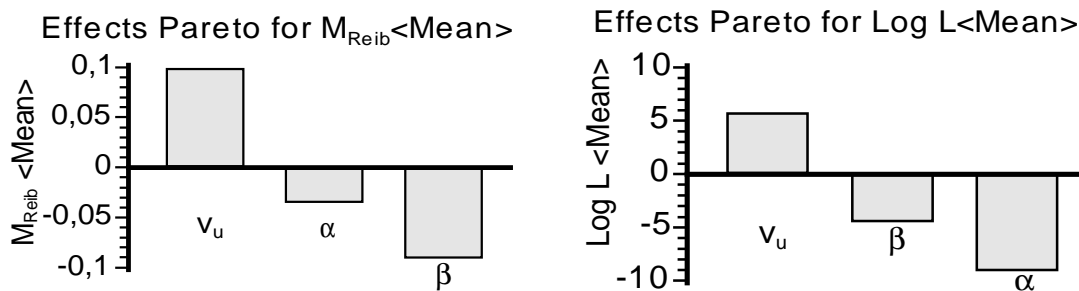


Bild 8-3: Pareto-Diagramm für das Reibmoment (links) und die Leckage (rechts)

Für die Zielgröße *Reibmoment* gilt, dass eine Erhöhung der Kontaktflächenwinkel einen negativen Effekt hat. Das heißt, eine Erhöhung von $\beta = 5^\circ \text{ à } 30^\circ$ bzw. $\alpha = 5^\circ \text{ à } 60^\circ$ führt jeweils zu einer Abnahme der Reibung im Dichtkontakt. Es kann somit gesagt werden, dass Dichtkanten vom Typ DK40_30-60 ein geringeres Reibmoment bei Rotation der Welle erzeugen als Dichtkanten vom Typ DK40_5-5. Als Grund ist der schon in Abschnitt 7.5.2 beschriebene Einfluss einer abnehmenden Berührfläche im tribologischen Dichtkontakt zu nennen. Weiterhin ist ersichtlich, dass der Effekt einer Veränderung von β auf Grund der „schlechteren“ Schmierung der luftseitigen Kontaktfläche (vgl. Bild 7-9) auch hier größer ist als der Effekt einer Ver-

änderung von α . Schließlich hat die Veränderung der Umfangsgeschwindigkeit einen positiven Effekt auf die Zielgröße *Reibmoment*. Mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Reibung im Dichtkontakt zu (vgl. /8-1/ bzw. Kapitel 9).

Für die Zielgröße *Leckage* gilt, dass die Richtung der Effekte gleich ist wie für die Zielgröße *Reibmoment*. Der in den Grundlagenuntersuchungen gefundene Zusammenhang, dass die Veränderung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels α einen größeren Effekt auf die Zielgröße *Leckage* hat als die Veränderung des luftseitigen Kontaktflächenwinkels β , gilt auch hier.

Die in den einzelnen Versuchen gemessenen Endleckagen sind aus dem Diagramm Bild 8-4 abzulesen. Aufgetragen ist die Endleckage als Funktion des Dichtkantentyps. Unterteilt ist das Diagramm nach den Stufen der Umfangsgeschwindigkeit.

Es ist ersichtlich, dass die Endleckagen sehr gering und meist kleiner als $L = 0,5 \text{ g}$ sind. Für die untere Stufe der Umfangsgeschwindigkeit ($v_u = 2 \text{ m/s}$) trat keine Leckage auf. Zwei Versuchsläufe bei „höherer“ Umfangsgeschwindigkeit sind durch erhöhte Endleckagewerte auffällig.

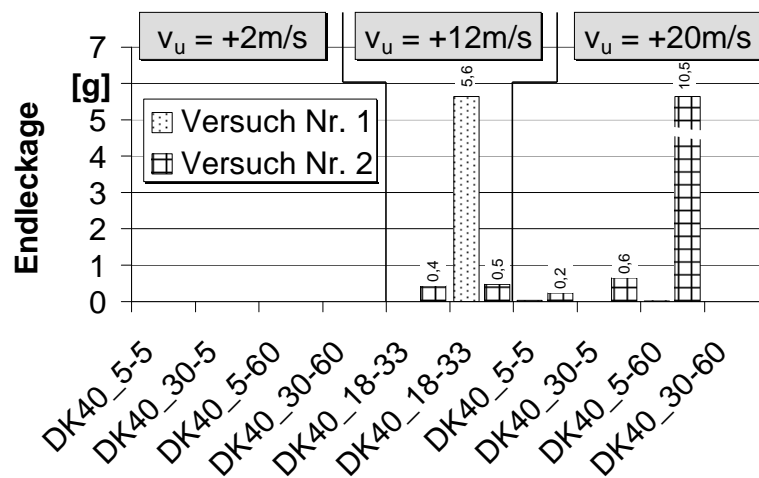


Bild 8-4: Endleckagen Versuchsreihe „WKDR-M1“

Die Endleckagen in diesen Untersuchungen betragen $L(\text{DK40}_{18-33}) = 5,6 \text{ g}$ und $L(\text{DK40}_{30-60}) = 10,5 \text{ g}$. Unter statistischen Gesichtspunkten sind diese Ergebnisse als „Ausreißer“ zu bezeichnen. Diese Aussage wird dadurch bestätigt, dass besonders beim 4-fach wiederholten Zentrumsversuch die gemessenen Endleckagen der anderen drei Versuchswiederholungen $L^{\text{Zentrum}} < \text{Versuch 1} > = 0,5 \text{ g}$, $L^{\text{Zentrum}} < \text{Versuch 2} > = 0,4 \text{ g}$, $L^{\text{Zentrum}} < \text{Versuch 3} > = 0 \text{ g}$ deutlich geringer waren.

Den Einfluss unterschiedlicher Kontaktflächenwinkel auf den Verschleiß der Versuchsichtung zeigt Bild 8-5.

Es ist abzulesen, dass die Laufspurtiefe der in Kombination mit einer Dichtkante vom Typ DK40_30-60 untersuchten Dichtung $t_{LS} \approx 45 \mu\text{m}$ beträgt, Bild 8-5 unten. Die Laufspur ist deutlich tiefer als die des Dichtrings, der in Kombination mit einer Dichtkante

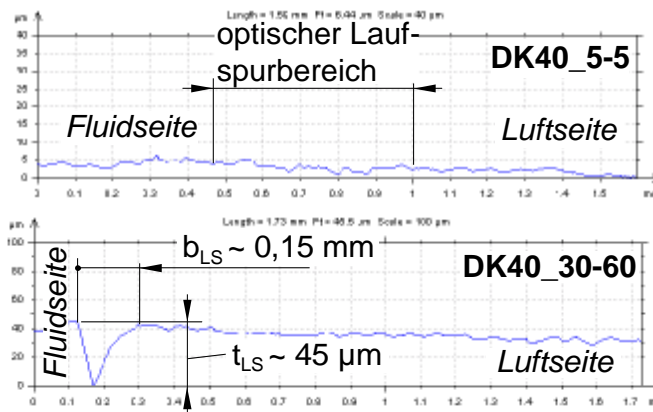


Bild 8-5: Laufspur in der Versuchsichtung: DK40_5-5 (oben) und DK40_30-60 (unten)

Typ DK40_5-5 untersucht wurde. Dort ist im Profilschnitt keine eindeutige Laufspur der Dichtkante zu identifizieren. Optisch ist ein dunklerer Laufspurbereich erkennbar.

Fazit: Bei WKDR-M1-Dichtringen ist die Dichtsystem-Elastizität über die biegeweihe Membran realisiert. Diese Art des Dichtsystemaufbaus ist, wie bei handelsüblichen Dichtelementen auch, vorteilhaft im dynamischen Betrieb. Die relative Beweglichkeit der Spaltwände im dynamischen Dichtkontakt wird dadurch begünstigt. Die experimentellen Untersuchungsergebnisse legen nahe, die Kontaktflächenwinkel α und β besonders bei Anwendungen mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Welle steil zu wählen. Dadurch lässt sich einerseits die Dichtsicherheit erhöhen und andererseits die Reibung im Dichtkontakt reduzieren. Für die in der Versuchsichtung resultierende Laufspur ist eine solche Dichtkante jedoch nachteilig. Die Laufspurtiefe ist höher als für Dichtkanten mit flachen Kontaktflächenwinkeln. Diese Tatsache war jedoch auf Grund des „großen“ Elastomervolumens der Dichtringe bei den im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen nie kritisch. Ein zeitnahes Versagen der Dichtfunktion auf Grund von übermäßigem Dichtringverschleiß war nicht absehbar. Mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Reibung im Dichtkontakt zu. Auf die Zielgröße *Leckage* hat die Erhöhung dieses Einflussfaktors einen positiven Effekt, d.h. es ist mit erhöhter Leckage zu rechnen.

8.2.2 Dichtringe Typ WKDR-R1.5

Bild 8-6 rechts zeigt die Einbausituation von WKDR-R1.5-Dichtringen am Prüfstand. Diese Dichtringe sind ebenso Metall-Gummi-Verbundteile. Die metallische Scheibe besitzt eine Dicke von $t = 1$ mm. Sie gewährleistet die Formstabilität der eingebauten Dichtringe. Aus Bild 8-6 links sind die Nennmaße der Dichtringe ersichtlich.

Die Anpressung der Kontaktpartner wird wiederum mittels einer zentralen Wellfeder erzeugt. In den durchgeführten Untersuchungen mit Umlauf temperierung ist für die im Betrieb wirkende Anpressung diese hydraulische Komponente zu berücksichtigen. Für den Fall überdruckloser Untersuchungen gelten die Aussagen aus Abschnitt 8.2.1.

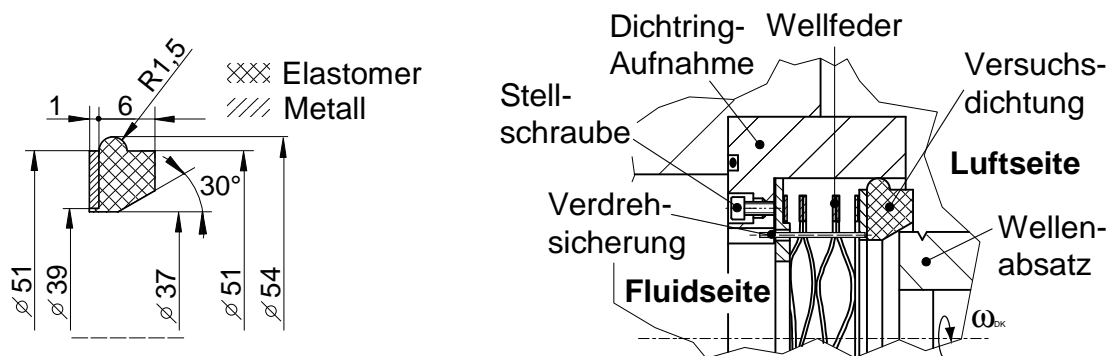


Bild 8-6: Nennmaße (links) und Einbausituation (rechts) von WKDR-R1.5-Dichtringen

Die Montage der Laborvariante erfolgt entsprechend der Vorgehensweise bei WKDR-M1-Dichtringen, in der industriellen Praxis ist auch hier eine Zustellung der Feder wegabhängig vorzusehen. Die Verdrehsicherung der Versuchsdichtung erfolgt form-schlüssig mittels Zylinderstift.

Experimentelle Versuchsergebnisse

Die in der statistisch geplanten Versuchsreihe variierten Einflussfaktoren entsprechen denen aus Tabelle 8-2. Die Gesamtkraft der Anpressung betrug $F_{\text{Ges}} = 47$ N.

Die statistische Auswertung der Versuchsdaten lieferte für das Regressionspolynom der Zielgröße *Reibmoment* ein R-Square von $R^2 = 0,9822$, für die Zielgröße *Leckage* von $R^2 = 0,422$. Es gelten die Aussagen des Abschnitts 8.2.1. Eine Varianzanalyse bestätigt dieses Ergebnis.

Aus dem Pareto-Diagramm Bild 8-7 links der Zielgröße *Reibmoment* ist abzulesen, dass die Richtung der Haupteffekte entsprechend den Haupteffekten in Bild 8-3 links ist.

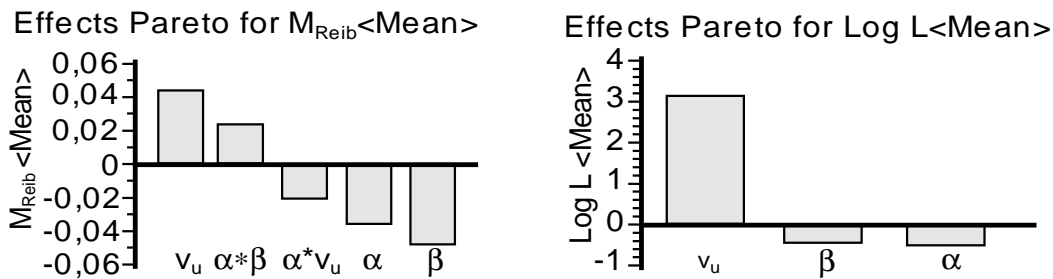


Bild 8-7: Pareto-Diagramm für das Reibmoment (links) und die Leckage (rechts)

So bewirkt auch für WKDR-R1.5-Dichtringe eine Erhöhung der Kontaktflächenwinkel eine Abnahme des Reibmoments. Mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Reibung im Dichtkontakt zu. Zusätzlich wurden auf Basis der vorhandenen Experimentaldaten signifikante Wechselwirkungen für diese Zielgröße festgestellt. Für die Zielgröße *Leckage* ist abzulesen, dass die Veränderung der Umfangsgeschwindigkeit den größten Effekt bewirkt. Der Effekt einer Veränderung beider Kontaktflächenwinkel ist gering. Jedoch gilt, dass bei Erhöhung der Kontaktflächenwinkel eine Reduktion der Leckage zu erwarten ist. Der Effekt einer Veränderung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels ist (geringfügig) größer als eine Veränderung des luftseitigen Kontaktflächenwinkels.

Die in den einzelnen Versuchen gemessenen Endleckagen sind im Diagramm Bild 8-8 abgebildet. Aufgetragen ist die Endleckage als Funktion des Dichtkantentyps. Unterteilt ist das Diagramm nach der Umfangsgeschwindigkeit.

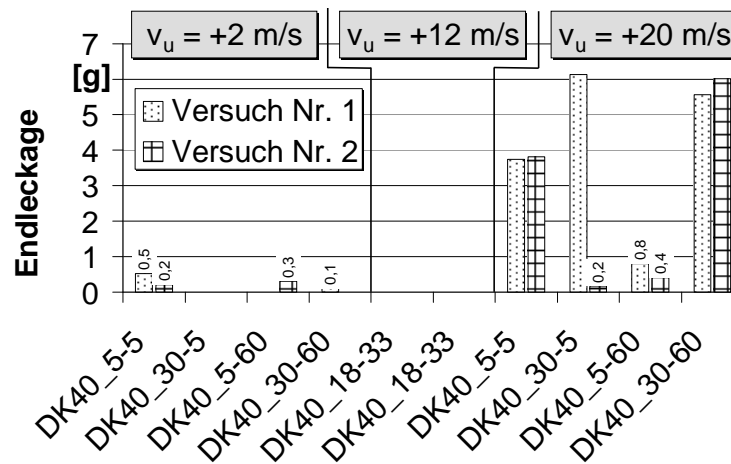


Bild 8-8: Endleckagen Versuchsreihe „WKDR-R1.5“

Es ist abzulesen, dass für

$v_u = 20 \text{ m/s}$ die gemessenen Endleckagen im Mittel deutlich höher sind als für $v_u = 2 \text{ m/s}$ bzw. $v_u = 12 \text{ m/s}$. Ebenso gilt, dass in den Untersuchungen dieses Abschnitts tendenziell höhere Endleckagen für $v_u = 20 \text{ m/s}$ gemessen wurden als in Abschnitt 8.2.1. Für die mittlere und untere Stufe der Umfangsgeschwindigkeit sind die gemessenen Endleckagen wiederum gering.

Den Einfluss der Kontaktflächenwinkel auf die in der Versuchsichtung resultierende Laufspur zeigt Bild 8-9. Es ist zu erkennen, dass die Laufspurtiefe des in Kombination mit einer Dichtkante Typ DK40_30-60 untersuchten Dichtrings den Messbereich des Profiltasters überschreitet. Demgegenüber beträgt die Laufspurtiefe in der Versuchsichtung der in Kombination mit einer Dichtkante Typ DK40_5-5 untersuchten Dichtung $t_{LS} \approx 35 \mu\text{m}$.

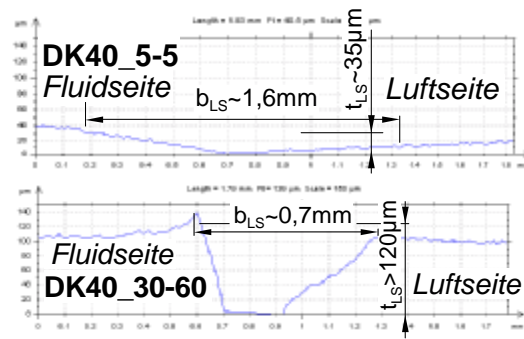


Bild 8-9: Laufspuren in der Versuchsichtung: DK40_5-5 (oben) und DK40_30-60 (unten)

Die gegenüber den Untersuchungsergebnissen 8.2.1 deutlich tieferen Dichtringlaufspuren sind auf die insgesamt geringere Dichtsystem-Elastizität dieser Anordnung zurückzuführen.

Der in der Arbeit von Roth /8-2/ unter der Anleitung des Verfassers untersuchte **Einfluss der Federkrafthöhe** auf Reibung, Leckage und Verschleiß lieferte die gleichen Ergebnisse wie in den Grundlagenuntersuchungen. Mit zunehmender Federkraft wird der Reibmomentverlauf instationär und der Verschleiß der Versuchsichtung nimmt zu. Schon mit „adäquater“ Anpressung ist ein leakagearmer bzw. –freier Betrieb möglich.

Fazit: Bei WKDR-R1.5-Dichtringen ist die Dichtsystem-Elastizität über die statische Nebenabdichtung mit halbkreisförmigem Querschnitt realisiert. Die daraus im Betrieb resultierende Dichtsystem-Elastizität ist geringer als bei WKDR-M1-Dichtringen. Als Folge ist im Betrieb bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten mit höherer Leckage zu rechnen. Für Umfangsgeschwindigkeiten $v_u < 12 \text{ m/s}$ wurde kein Unterschied im Betriebsverhalten gegenüber WKDR-M1-Dichtringen festgestellt. Der Verschleiß der Versuchsichtung (Laufspurtiefe und –breite) war aus genannten Gründen auch hier unkritisch, jedoch unabhängig der Umfangsgeschwindigkeiten bei vergleichbaren Versuchsbedingungen höher als bei WKDR-M1-Dichtringen.

Untersuchung der Haftreibung an der Nebenabdichtung

WKDR-R1.5-Dichtringe besitzen die Eigenschaft, dass bei axialer Veränderung der Dichtkantenposition zur Nachstellung des Dichtrings die Haftreibung an der Nebenabdichtung überwunden werden muss. Solche Nachstellbewegungen können in Folge thermischer Längenänderungen oder axialem Lagerspiel der rotierenden Welle notwendig werden. Wie bei GLRD auch, muss auch hier folgende Forderung gelten: $F_{\text{Feder}} > F_{\text{Rh,max}}$, Bild 8-10.

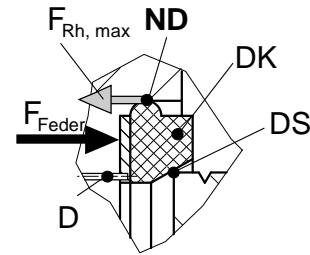


Bild 8-10: Reibung an der Nebenabdichtung

Ein wesentlicher, die Haftreibung beeinflussender Faktor, sind die nach DIN ISO 3302-1 Teil 1 /8-5/ zulässigen Maßabweichungen für Formartikel aus Elastomerkwerkstoffen. Diese sind, bei gleicher Genauigkeitsklasse und vergleichbaren Abmessungen, deutlich größer als für metallische Bauteile.

Baitinger /8-6/ untersuchte unter Anleitung des Verfassers den Zusammenhang zwischen Dichtringaußendurchmesser und Bohrungsdurchmesser der Dichtringaufnahme auf die maximale Haftkraft experimentell. Die Dichtringaufnahmen wurden im Drehprozess hergestellt, die mit dem Dichtring in Kontakt stehende Oberfläche feingedreht. Die Messungen erfolgten bei Raumtemperatur, die metallische Oberfläche der Dichtringaufnahme wurde vor Beginn jeder Untersuchung gereinigt und mit einer definierten Menge Mineralöl benetzt. Bild 8-11 zeigt die experimentell ermittelten Losbrechkräfte für WKDR-R1.5-Dichtringe.

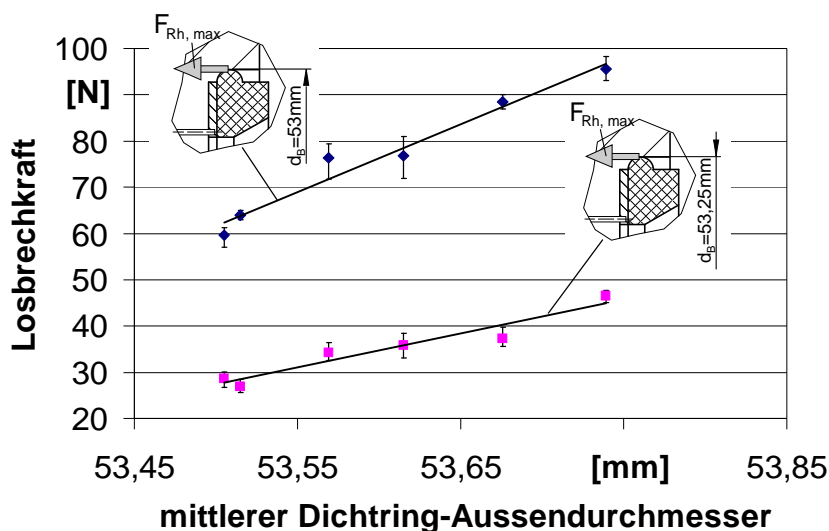


Bild 8-11: Losbrechkraft an der Nebenabdichtung von WKDR-R1.5-Dichtringen

Im Diagramm ist der Mittelwert der Losbrechkraft über dem mittleren Dichtring-Außendurchmesser d_{DR} aufgetragen.

Es ist abzulesen, dass mit zunehmendem Dichtring-Außendurchmesser die Losbrechkraft unabhängig von d_B zunimmt. Weiterhin ist ersichtlich, dass die Zunahme der Losbrechkraft für die Dichtring-Aufnahme mit $d_B = 53$ mm größer ist als für $d_B = 53,25$ mm.

Mögliche Ursache ist der in /8-7/ beschriebene Einfluss der Oberflächenrauigkeit der Gegenfläche auf die Reibung. Topografie-Messungen der metallischen Gegenauflagen ergaben für die Dichtring-Aufnahme $d_B = 53$ mm einen 3D-Rauheitskennwert $S_a = 1,34 \mu\text{m}$ (Bild 8-12 oben), für die Dichtring-Aufnahme $d_B = 53,25$ mm von $S_a = 0,825 \mu\text{m}$ (Bild 8-12 unten).

Aus der höheren Vorpressung der Dichtringe in der „kleineren“ Aufnahme $d_B = 53$ mm und der gleichzeitig höheren Oberflächenrauigkeit der Gegenauflage resultiert im eingebauten Zustand zum einen eine größere reale Kontaktfläche, zum anderen eine stärkere „Verzahnung“ der Kontaktflächen. Beide Effekte tragen zu der experimentell ermittelten, stärkeren Reibungszunahme bei.

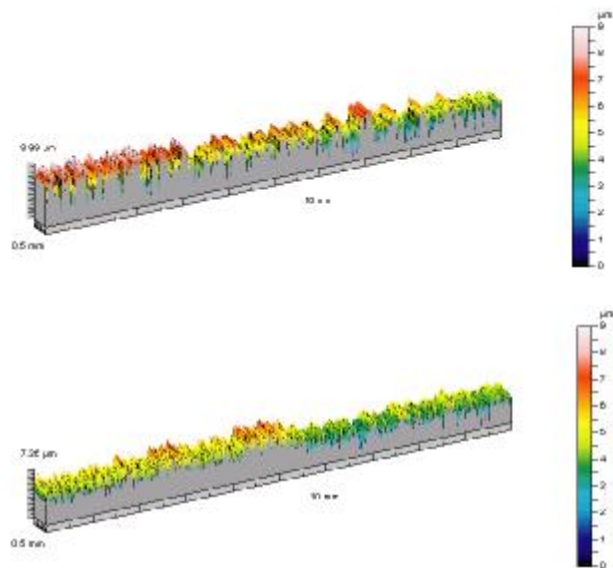


Bild 8-12: Oberflächentopografie der metallischen Dichtring-Aufnahme: $d_B = 53$ mm (oben) und $d_B = 53,25$ mm (unten)

Die Lage der Messpunkte in Diagramm Bild 8-11 legt im untersuchten Wertebereich einen linearen Zusammenhang zwischen Dichtring-Außendurchmesser und Losbrechkraft nahe. Bild 8-11 kann zur überschlägigen Abschätzung der Losbrechkraft der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten WKDR-R1.5-Dichtringe herangezogen werden.

Fazit: Um den Einfluss der Reibung auf das Betriebsverhalten von WKDR-R1.5-Dichtringen klein zu halten, ist die radiale Vorpressung der Dichtringe zu minimieren und die Oberflächenrauigkeit der Dichtring-Aufnahme klein zu halten. Die Dichtsystem-Elastizität wird dadurch erhöht. Erstgenannte Forderung birgt jedoch das Risiko statischer Leckage an der Nebenabdichtung.

Funktionsuntersuchungen über längere Zeiträume (Dauerversuche)

Die Funktionsuntersuchungen über längere Zeiträume erfolgten mit dem in Kapitel 4.2 beschriebenen 6-Zellen-Dauerprüfstand. Der Versuchsaufbau ist entsprechend Bild 8-6 rechts. Notwendige konstruktive Anpassungen wurden vorgenommen. Die Versuchsdauer betrug 1000h, wobei nach 500 h die Drehrichtung gewechselt wurde. Die Leckagemessung erfolgte für jede Drehrichtung getrennt. Bild 8-13 zeigt die in zwei Dauerversuchen gemessenen Leckagerate. Insgesamt wurden 12 Versuchsdichtungen unter nominell gleichen Randbedingungen untersucht (Ausnahme: Temperierung, siehe Legende Bild 8-13).

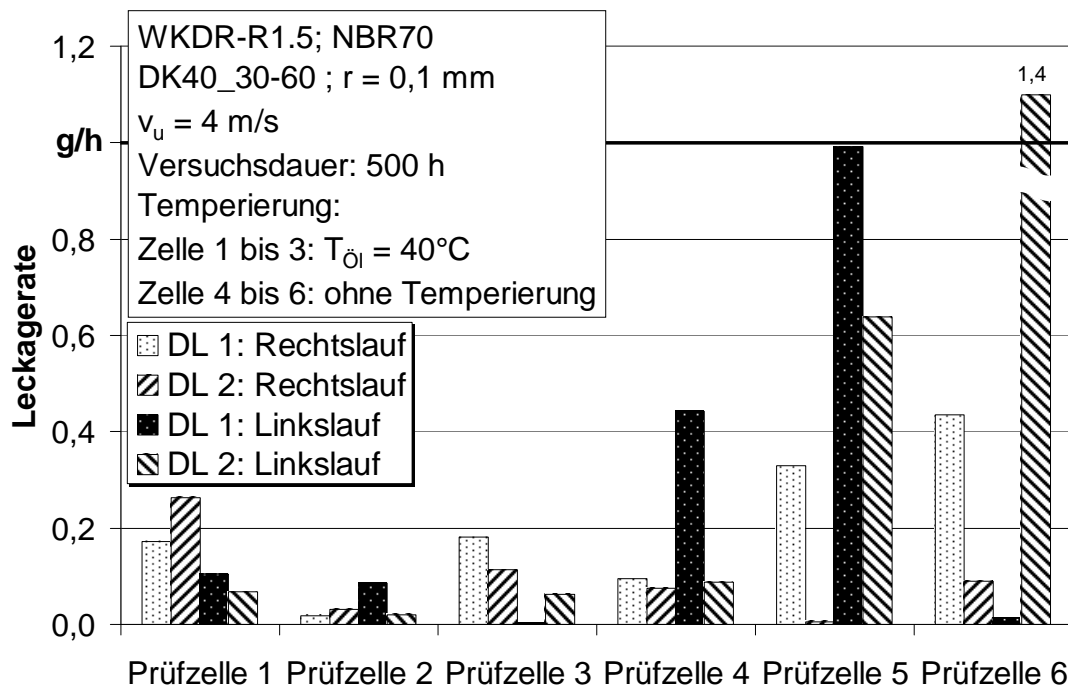


Bild 8-13: Leckagerate von Dichtringen Typ WKDR-R1.5 im Dauerversuch

Es ist abzulesen, dass die Leckagerate im Mittel deutlich kleiner als 0,5 g/h ist. Die maximal gemessene Leckagerate beträgt 1,4 g/h. Eine Drehrichtungsabhängigkeit ist nicht festzustellen. Festzuhalten ist, dass erhöhte Leckagen in den untemperierten Prüfzellen 4 bis 6 gemessen wurden, wo nach Versuchsende statische Leckage austrat.

Eine mögliche Ursache ist der z.B. von O-Ringen bekannte Druckverformungsrest (DVR). Beim O-Ring nimmt hierbei die anfängliche Dichtflächenpressung des mit Einbauüberdeckung montierten Dichtrings mit der Zeit ab. Eine erhöhte Umgebungstemperatur beschleunigt diese Spannungsrelaxation /8-8/. Sinkt die Dichtflächenpressung unter einen kritischen Wert, kann statische Undichtheit auftreten. Die Überprüfung dieses Sachverhalts erfolgte nach Versuchsende. Der Vergleich der Dichtring-Außendurchmesser nach Versuchsende (d_2) mit den Außendurchmessern im Neuzustand (d_0) zeigt, dass bei den untersuchten Dichtringen eine bleibende Verformung am Außendurchmesser auftritt. Tabelle 8-3 enthält die rechnerischen Druckverformungsreste der in DL 1 untersuchten Dichtringe Nr. 001 - 006.

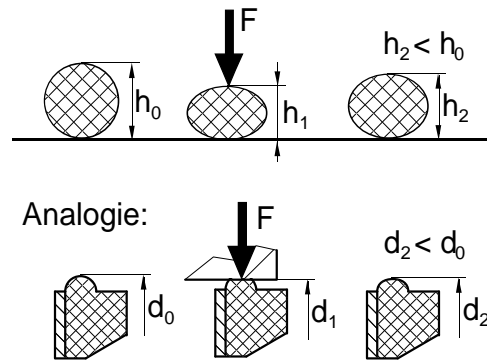


Bild 8-14: Druckverformungsrest (DVR) am O-Ring (oben) und WKDR-R1.5-Dichtring (unten)

Tabelle 8-3: Druckverformungsrest der Dichtringe Nr. 001 bis 006 aus DL 1

Nr.	d_0	d_1	d_2	DVR [%]
001	53,72	53,00	53,44	38
002	53,73	53,00	53,55	38
003	53,86	53,00	53,50	34
004	53,73	53,00	53,45	52
005	53,71	53,00	53,45	50
006	53,74	53,00	53,40	46

Es ist zu abzulesen, dass der rechnerische Druckverformungsrest der Dichtringe Nr. 001 bis 003 kleiner ist als für die Dichtringe Nr. 004 bis 006. Als Grund hierfür kann die während des Versuchs stichprobenartig gemessene Öltemperatur der untemperierten Prü fzellen 4 bis 6 genannt werden. Diese war mit 55 ... 60°C höher als die der auf $T_{Öl} = 40^\circ\text{C}$ temperierten Prü fzellen.

Die höhere Umgebungstemperatur hat nach /8-8/ zwei wesentliche Auswirkungen:

- 1.) eine bleibende Verformung des Dichtring-Außendurchmessers, d.h. die durch die Querschnittsverformung des Dichtrings erzeugte Flächenpressung lässt nach (Spannungsrelaxation),
- 2.) eine Versprödung des Werkstoffs, d. h. einen zunehmenden Abbau der Gummielastizität.

Beide Faktoren beeinflussen das langfristige Betriebsverhalten und die Lebensdauer der untersuchten Dichtring-Variante nachteilig und kommen als mögliche Ursache für die im Mittel höheren Leckageraten der Zellen 4 bis 6 in betracht. Ebenso ist davon

auszugehen, dass - zumindest gegen Versuchsende – die gemessene Leckage teilweise auch an der statischen Nebenabdichtung austrat.

Durch Wahl des Elastomerwerkstoffs bzw. durch Verbesserung der Rezept- und Verarbeitungsqualität der Dichtringe lässt sich diese Eigenschaft beeinflussen /8-8/.

8.2.3 Dichtringe Typ WKDR-Q45

Standard-Einbau

Bild 8-15 rechts zeigt WKDR-Q45-Dichtringe im Standardeinbau am Prüfstand. Der Dichtring ist zentriert und in Folge Einbauüberdeckung radial vorgespannt. Der Dichtring liegt mit seinem fluidseitigen Rücken in einer Nut der Dichtring-Aufnahme. WKDR-Q45-Dichtringe besitzen keine metallische Komponente. Aus Bild 8-15 links sind die Nennmaße zu entnehmen.

Die Einstellung der Anpressung X der dichtspaltbildenden Partner erfolgt wegabhängig. Die bei Umlauftemperierung resultierende hydraulische Anpressung ist für die Untersuchungen am UPS zu berücksichtigen.

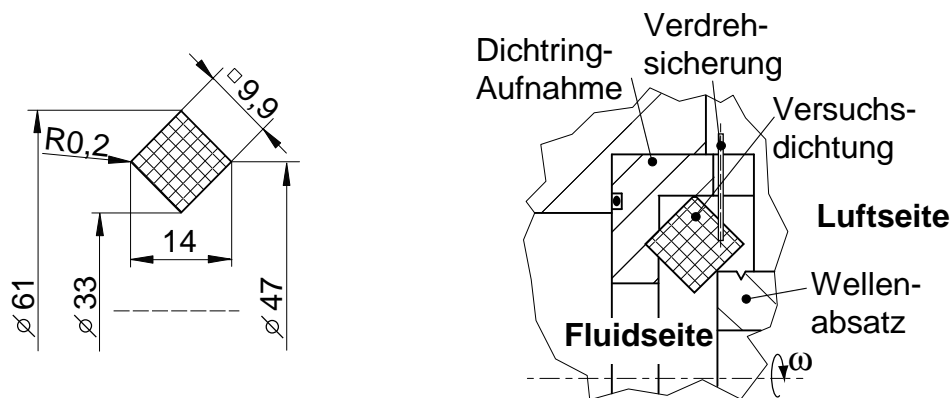


Bild 8-15: Dichtring-Nennmaße (links) und Standard-Einbausituation (rechts)

Die in der statistisch geplanten Versuchsreihe variierten Einflussfaktoren sowie die zugehörigen Faktorstufen sind Tabelle 8-4 zu entnehmen.

Die gegenüber den Untersuchungen Abschnitt 8.2.1 und 8.2.2 veränderten Faktorstufen der Kontaktflächenwinkel resultieren aus der um $\Delta = 15^\circ$ gegen den Uhrzeigersinn gedrehten Dichtfläche der WKDR-Q45-Dichtringe Bild 8-16.

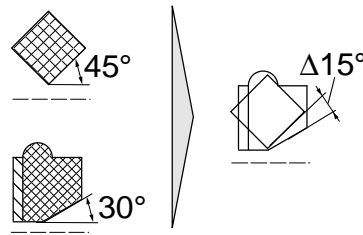


Bild 8-16: Veränderte Faktorstufen der Kontaktflächenwinkel für WKDR-Q45-Dichtringe

Die axiale Komponente der hydraulischen Anpressung berechnet sich zu $F_{\text{Hydr, ax}} \approx 11 \text{ N}$. Die aus der Biegung des Dichtrings resultierende Rückstellkraft wurde experimentell mit $F_{\text{Rück}} (X = 0,1) \approx 3 \text{ N}$ bzw. $F_{\text{Rück}} (X = 0,5) \approx 28 \text{ N}$ ermittelt. Die Gesamtkraft der Anpressung berechnet sich entsprechend additiv.

Tabelle 8-4 Untersuchte Einflussfaktoren

	Einflussfaktor	Faktorstufen
Dichtkante	fluidseitiger Kontaktflächenwinkel	$\alpha = 5 \dots 45^\circ$
	luftseitiger Kontaktflächenwinkel	$\beta = 20 \dots 45^\circ$
Umgebung	Umfangsgeschwindigkeit	$v_u = 2 \dots 20 \text{ m/s}$
	Anpressung	$X = 0,1 \dots 0,5 \text{ mm}$

Die Regressionsanalyse lieferte nach einer Zielgrößentransformation und Entfernung nicht-signifikanter Terme für das Regressionspolynom der Zielgröße *Reibmoment* ein R-Square von $R^2 = 0,7822$, für die Zielgröße *Leckage* von $R^2 = 0,9020$. Mittels Varianzanalyse wird dieses Ergebnis bestätigt (*Reibmoment*: $p_{\text{Reg}} = 0,0001 < 0,001$; *Leckage* $p_{\text{Reg}} = 0,000 \ll 0,001$). Für die Zielgröße *Reibmoment* besitzt das Regressionspolynom Anpassungsschwächen ($p_{\text{Lof}} = 0,0408 < 0,05$, $H_0: \sigma_{\text{Lof}} \leq \sigma_{\text{PE}}$ ist indifferent).

Eine Aussage zum Effekt einer Veränderung der Einflussfaktoren erlaubt Bild 8-17.

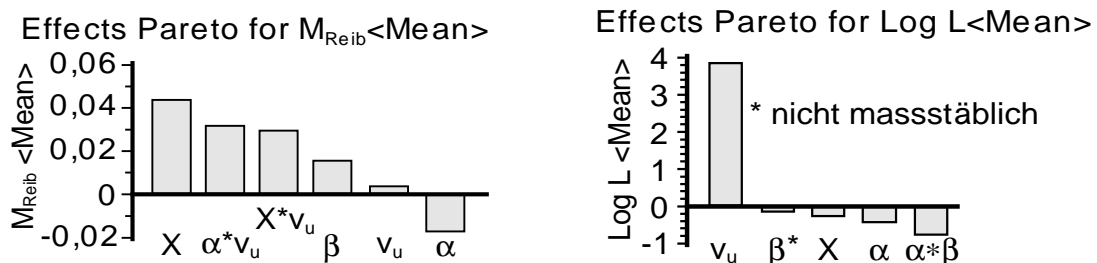


Bild 8-17: Pareto-Diagramm der Zielgröße Reibmoment (links) und Leckage (rechts)

Für die Zielgröße *Reibmoment* ist abzulesen, dass eine Erhöhung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels zu einer Abnahme der Reibung führt. Grund ist, wie in den Grundlagenuntersuchungen gezeigt, eine Abnahme der am tribologischen Kontakt beteiligten Fläche im Dichtkontakt. Eine Erhöhung des luftseitigen Kontaktflächenwinkels sowie der Umfangsgeschwindigkeit hat einen jeweils positiven Effekt. Der positive Effekt des Einflussfaktors v_u ist auf die mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit steigende Temperatur im Dichtspalt und einer daraus resultierenden geringeren Viskosität des abzudichtenden Öls zurückzuführen. Mit abnehmender Viskosität (= dünnerer Schmierfilm) steigt die Anzahl möglicher Festkörperkontakte pro Wellenumdrehung, was sich in der gemessenen Reibungserhöhung widerspiegelt. Den größten Effekt auf die Zielgröße *Reibmoment* hat nach Bild 8-17 links die Höhe der Anpressung. Wie zuvor bewirkt auch für diesen Dichtring-Typ eine überhöhte Anpressung eine deutliche Zunahme der Reibung. In Abhängigkeit der eingestellten Stufe der Umfangsgeschwindigkeit wird der Effekt dieses Einflussfaktors verstärkt ($WE \cdot X \cdot v_u$).

Für die Zielgröße *Leckage* ist abzulesen, dass mit Erhöhung beider Kontaktflächenwinkel die zu erwartende Leckage abnimmt. Dichtkanten vom Typ DK40_30-60 sind hiernach günstig bezüglich geringer Leckage. Der Effekt einer Erhöhung von β ist sehr klein, die Richtung wie in allen vorangegangenen Untersuchungen negativ. Mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Zielgröße *Leckage* deutlich zu. Der Effekt dieses Einflussfaktors ist sehr groß. Schließlich nimmt die zu erwartende Leckage mit Erhöhung der Anpressung ab. Der Effekt dieses Einflussfaktors ist wiederum klein. Hieraus kann abgeleitet werden, dass mit Erhöhung der Anpressung der dichtspaltbildenden Partner die Dichtsicherheit dieser Anordnung nicht notwendigerweise zunimmt. Für die Zielgröße *Verschleiß* ist festzuhalten, dass wie zuvor die größeren Laufspurtiefen in Versuchsdichtungen gemessen wurden, die in Kombination mit Dichtkanten mit großem fluid- und luftseitigen Kontaktflächenwinkel (DK40_45-45) untersucht wurden. Die gemessenen Laufspurtiefen der in Kombination mit Dichtkanten Typ DK40_20-5 untersuchten Dichtringe waren deutlich geringer.

Fazit: Bei WKDR-Q45-Dichtringen ist die Dichtsystem-Elastizität über die Querschnittsgeometrie und die Art des Einbaus bestimmt. Die im Betrieb resultierende Dichtsystem-Elastizität ist geringer als bei WKDR-M1-Dichtringen. Die Richtung der Effekte entspricht, mit Ausnahme des luftseitigen Kontaktflächenwinkels β auf die Zielgröße *Reibmoment*, denen vorangegangener Untersuchungen. Die dort getroffenen Aussagen gelten auch hier. Die Querschnittsgeometrie der Dichtringe ist sehr einfach, die axiale Baulänge des Dichtsystems kurz. Die Handhabung und Montage derartiger Dichtsysteme ist (sehr) einfach. Der Dichtring ist im Standard-Einbau am Außendurchmesser in der Dichtring-Aufnahme zentriert und die Lage relativ zur rotierenden Dichtkante definiert. Die Möglichkeit von Montagefehlern wird dadurch eingeschränkt. Durch Anlage des Dichtrings an der Dichtring-Aufnahme (N 1) und in Folge Einbauüberdeckung (N 2) entstehen im Betrieb zwei statische Nebenabdichtstellen.

Funktionsuntersuchungen über längere Zeiträume (Dauerversuche)

Harscher /8-9/ führte unter Anleitung des Verfassers im Rahmen seiner Arbeit Langzeituntersuchungen an WKDR-Q45-Dichtringen durch. Die Untersuchungen erfolgten im Standardeinbau am 6-Zellen-Dauerprüfstand.

Tabelle 8-5 enthält die konstanten Parameter. Insgesamt wurden zwei Dauerläufe (DL) mit $2 \cdot 6 = 12$ Versuchsrichtungen unter nominell gleichen Randbedingungen durchgeführt. Unterschiedlich war, dass in DL 1 im Einstich gedrehte und rollierte Dichtkanten, in DL 2 gehärtete und drallfrei geschliffene Dichtkanten Einsatz fanden. Weiterhin waren in DL 1 die Prüfwellen 1 bis 3 temperiert ($T_{Ö1} = 40 \text{ °C}$) und die Prüfwellen 4 bis 6 untemperiert, in DL 2 waren alle Prüfwellen untemperiert. Die Versuchsdauer betrug 1000h, wobei wie zuvor nach 500 h die Drehrichtung gewechselt wurde.

Tabelle 8-5 Konstante Parameter

Parameter	Wert
Dichtkante	DK40_30-60, $r = 0,1 \text{ mm}$
Dichtring	NBR 70
Umgebung	$v_u = 4 \text{ m/s}$
	Rechtslauf \leftrightarrow Linkslauf
	$X = 0,2 \text{ mm}$
	überdrucklos
	Versuchsdauer: $2 \cdot 500 \text{ h}$ = 1000 h

Bild 8-18 zeigt die in den Dauerversuchen gemessenen Leckageraten. In DL 1: Rechtslauf wurde die Prüfwelle 5 auf Grund einer übermäßig hohen Leckagerate nach einer Versuchsdauer von ca. 163 h außer Betrieb genommen. Für den anschließenden Linkslauf wurde ein neuer Dichtring eingebaut.

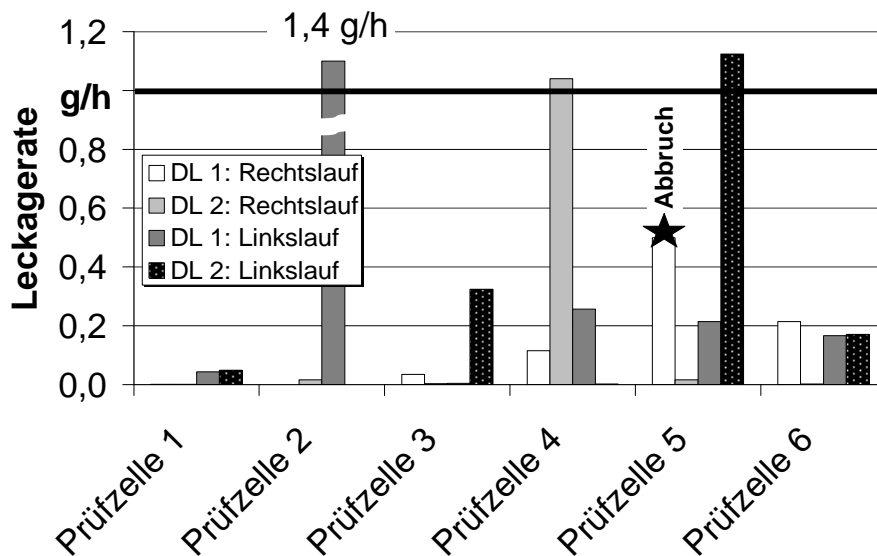


Bild 8-18: Leckagerate der Dichtringe Typ WKDR-Q45 im Dauerversuch

Es ist abzulesen, dass die Leckagerate im Mittel deutlich kleiner als 0,3 g/h ist. Die maximal gemessene Leckagerate beträgt 1,4 g/h. Die Leckagezunahme war, mit Ausnahme des abgebrochenen Versuchs und des Versuchs „DL 1: Linkslauf“ in Prüfwelle 2, (quasi-) linear. Eine Drehrichtungsabhängigkeit ist nicht festzustellen. Wie zuvor wurden auch hier in den untemperierten Prüfwellen 4 bis 6 im Mittel höhere Leckageraten gemessen. Nach Versuchsende von DL 1 trat in diesen Prüfwellen wiederum statische Leckage auf.

Tabelle 8-6: DVR der Dichtringe Nr. 001 bis 006 aus DL 1

Nr.	d ₀	d ₁	d ₂	DVR [%]
001	59,7	59	59,3	57
002	59,7	59	59,4	43
003	59,7	59	59,3	57
004	59,7	59	59,1	86
005	59,7	59	59,0	100
006	59,7	59	59,0	100

Aus Tabelle 8-6 ist die rechnerische DVR am Außendurchmesser der WKDR-Q45-Dichtringe abzulesen. Es ist zu erkennen, dass nach Versuchsende der DVR der Dichtringe 001 bis 003 kleiner ist als für die Dichtringe 004 bis 006. Als Ursache ist auch hier die im Mittel höhere Öltemperatur der untemperierten Prüfwellen zu nennen. Zur Reduktion dieses Effektes gelten die bereits getroffenen Aussagen.

Aus Tabelle 8-6 ist ebenso ersichtlich, dass in Folge der auftretenden bleibenden Verformung die Dichtring-Zentrierung am Außendurchmesser teilweise verloren gegangen ist (DVR = 100%). Damit gleichzusetzen ist der Verlust der statischen Dichtfunktion an der Nebenabdichtung N 2.

Fazit: Insgesamt wurden für die im Standard-Einbau untersuchten WKDR-Q45-Dichtringe in beiden Dauerläufen sehr geringe Leckageraten gemessen. Die Laufspurtiefe in der Versuchsichtung lag im Mittel bei $t_{LS} \approx 100 \mu\text{m}$ und ist damit merklich geringer als bei WKDR-R1.5-Dichtringen.

Radial schwimmender Einbau

Ein radial schwimmend gelagerter WKDR-Q45-Dichtring (Bild 8-19) besitzt den Nachteil eines nach längerer Betriebsdauer auftretenden DVRs am Dichtringaußendurchmesser nicht. Die statische Nebenabdichtung zwischen Dichtring und Gehäuse erfolgt an einem konstruktiv vorhandenen Gehäuseabsatz. Die Verdrehsicherung ist entsprechend Bild 8-19 bzw. Bild 8-20. Die Einstellung der Federkraft erfolgt wegabhängig.

Im Diagramm Bild 8-19 ist das Reibmoment über der Zeit für schwimmenden Einbau (Versuch Nr. 1 und Nr. 2) und Standard-Einbau (Versuch Nr. 3) von WKDR-Q45-Dichtringen aufgetragen. Variabel ist ebenso die Höhe der Anpressung. In allen Versuchen wurde eine Dichtkante vom Typ DK40_30-60, $r = 0,1 \text{ mm}$, gehärtet und drallfrei geschliffen eingesetzt. Das abzudichtende Fluid war untemperiert, ein Ölaustausch während des Versuchs erfolgte nicht.

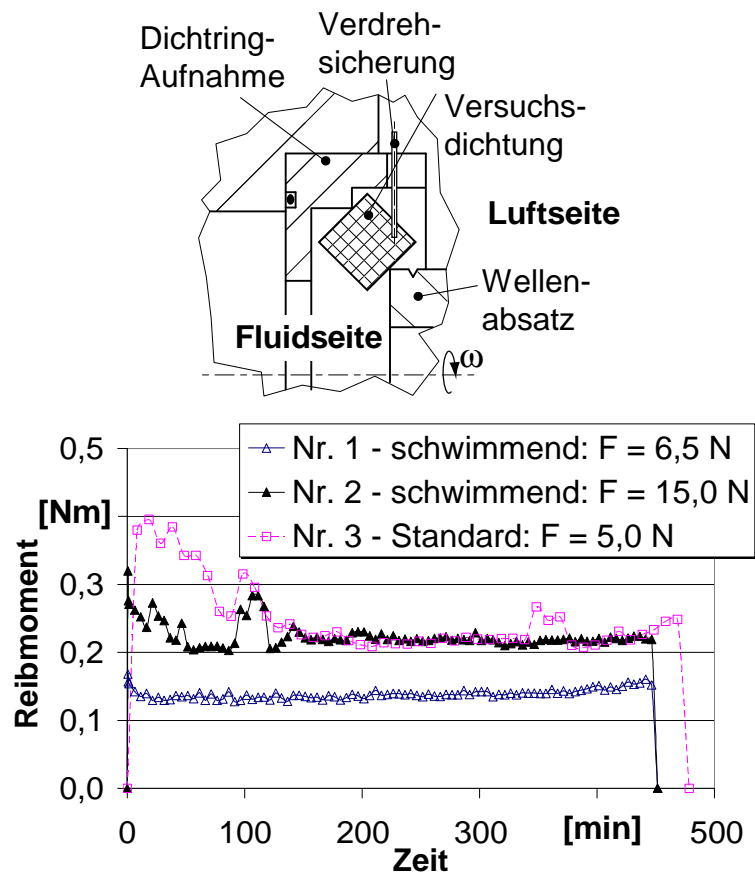


Bild 8-19: Radial schwimmend gelagerter WKDR-Q45-Dichtring

Es ist abzulesen, dass bei schwimmendem Einbau trotz geringfügig höherer Anpressung in Versuch Nr. 1 das Reibmoment niedriger ist als im Standard-Einbau. Mögliche Ursache ist die gegenüber dem Standard-Einbau erhöhte Dichtsystem-Elastizität. Für Versuch Nr. 1 ist ein über die Versuchsdauer konstanter, glatter Reibmomentverlauf abzulesen. Eine Erhöhung der Anpressung von schwimmend eingebauten Dichtringen (Versuch Nr. 2) bewirkt eine merkliche Erhöhung der Reibung (+ 64%) sowie einen instationären Reibkraftverlauf. In allen drei Versuchsläufen wurde keine Leckage gemessen.

Fazit: Mit radial schwimmend gelagerten WKDR-Q45-Dichtringen lässt sich für drucklose Untersuchungen gegenüber radial zentrierten Dichtringen im Standard-Einbau eine merkliche Absenkung der Reibung und somit der thermischen Belastung der angrenzenden Bauteile erreichen. Bei gleichzeitiger Begrenzung der Anpressung ist ein über die Versuchsdauer stationärer Reibkraftverlauf möglich. Die nach Versuchsende auftretenden Laufspurtiefen in der Versuchs-dichtung sind deutlich geringer als im Standard-Einbau. Nachteil der schwimmenden Anordnung ist die fehlende Zentrierung des Dichtrings bei der Montage. Bei Abdichtung druckbeaufschlagter Fluide steigt die Anforderung an die quasi-linienförmige Nebenabdichtung.

8.2.4 Dichtringe Typ WKDR-Q45s

Die Ergebnisse des vorstehenden Abschnitts lassen vermuten, dass für radial schwimmend gelagerte WKDR-Q45-Dichtringe durch Reduktion der axialen Baulänge eine weitere Absenkung der Reibung im Betrieb erreicht werden kann. Derart modifizierte Dichtringe werden als WKDR-Q45s bezeichnet. Für die im Rahmen der Arbeit untersuchten WKDR-Q45s-Dichtringe wurde die axiale Breite gegenüber WKDR-Q45-Dichtringen von $b = 14 \text{ mm}$ auf $b = 7 \text{ mm}$ reduziert, Bild 8-20 links. Die restlichen Abmaße sind unverändert, der Werkstoff NBR70.

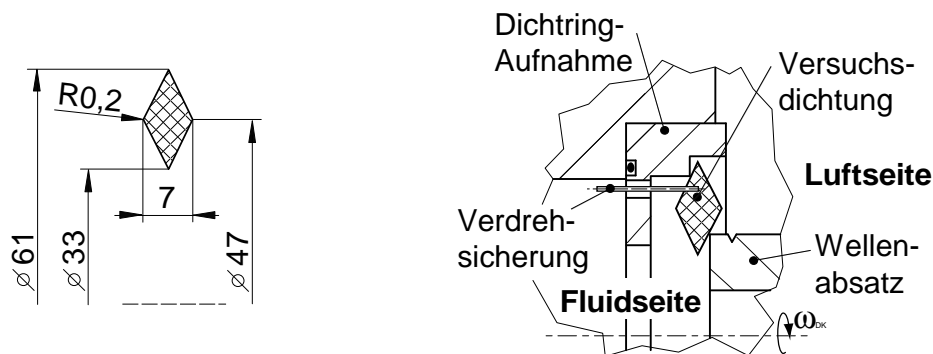


Bild 8-20: Dichtring-Nennmaße (links) und Einbausituation (rechts) von radial schwimmend gelagerten WKDR-Q45s-Dichtringen

Im Diagramm Bild 8-21 ist das Reibmoment und die Leckage als Funktion der Zeit aufgetragen. Variiert wurde die Höhe der Anpressung.

Es ist abzulesen, dass für den schwimmend gelagerten WKDR-Q45-Dichtring trotz geringerer Anpressung ein um ca. 50% höheres Reibmoment gegenüber den schwimmend gelagerten WKDR-Q45s-Dichtringen gemessen wurde. Der Vergleich von Versuch Nr. 1 und Nr. 2 zeigt, dass – wie zu erwarten – auch für WKDR-Q45s-Dichtringe eine Reduktion der Anpressung zu einer messbaren Abnahme der Reibung im Dichtkontakt führt. Aus den korrespondierenden Leckageverläufen ist ersichtlich, dass die Endleckagen in den Versuchen Nr. 1 und Nr. 2 sehr hoch waren. Die Leckagezunahme ist (quasi-)linear. Die Leckagerate für Versuch Nr. 001 beträgt 3 g/h und ist somit geringfügig niedriger als für Versuch Nr. 2 (Leckagerate $3,5 \text{ g/h}$). Die gemessenen Endleckagen sind nicht akzeptabel. Nach Versuchsende war in beiden WKDR-Q45s-Dichtringen praktisch keine Laufspur erkennbar bzw. messbar.

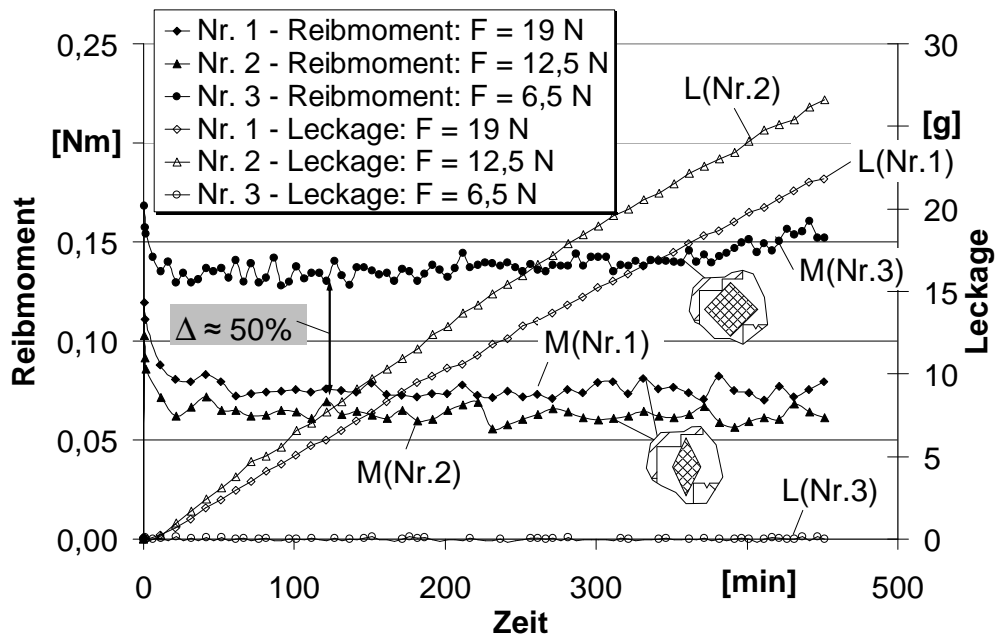


Bild 8-21: Reibmoment und Leckage als Funktion der Zeit

Fazit: Mit schwimmend gelagerten WKDR-Q45s-Dichtringen ist gegenüber schwimmend gelagerten WKDR-Q45-Dichtringen eine deutliche Absenkung der Reibung im dynamischen Betrieb möglich. Diese Abnahme resultiert einerseits aus dem biegeweichen Aufbau der Dichtringe, andererseits aber auch aus den in den Versuchen gemessenen hohen Leckagen und einer damit verbundenen besseren Schmierung des tribologischen Kontakts. Eine Ursache für die hohe Leckage wurde nicht gefunden.

8.3 Inverse Radialdichtung

Bild 8-22 links veranschaulicht den Grundgedanke der inversen Radialdichtung.

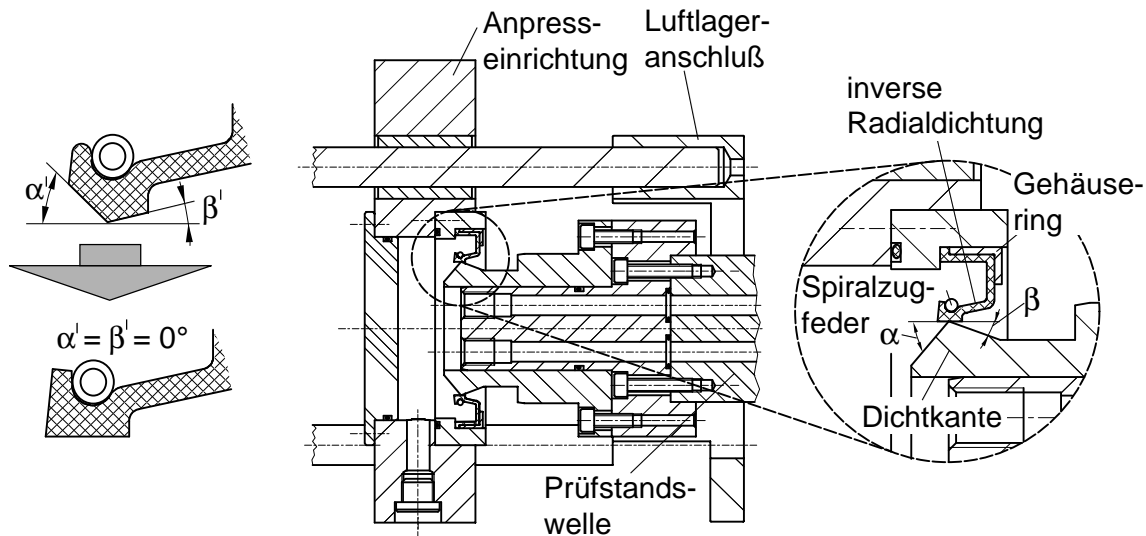


Bild 8-22: Grundgedanke (links) Einbausituation (rechts) inverser Radialdichtungen

Ausgangsbasis ist ein handelsüblicher RWDR für drucklose Anwendungen. Die dort vorhandene, spitze Dichtkante mit ihren Kontaktflächenwinkeln α' und β' wurde derart modifiziert, dass gilt: $\alpha' = \beta' = 0^\circ$. Die Kontaktflächenwinkel α und β des inversen Radialdichtsystems entstehen durch Profilierung der Welle. Bild 8-22 rechts zeigt die Versuchsanordnung der experimentellen Untersuchungen am UPS. Im Detail sind vom RWDR bekannte Elemente wie Spiralzugfeder und Gehäusering zu erkennen. Die Anpressung der dichtspaltbildenden Partner erfolgt in radialer Richtung in Folge einer Einbauüberdeckung und mittels Spiralzugfeder. Die Spiralzugfeder kompensiert den auftretenden, zeitlichen Spannungsverlust gedehnter Elastomere (Relaxation).

Im Diagramm Bild 8-23 ist das Reibmoment als Funktion der Zeit aufgetragen. Dargestellt ist das Ergebnis zweier Versuchsläufe mit unterschiedlichen Dichtkantentypen.

Es ist abzulesen, dass im Versuch mit Dichtkante DK40_20-50 der Reibmomentverlauf instationär ist und für $t \approx 140$ min einen deutlichen Sprung aufweist. Für Zeiten $t > 140$ min nimmt das Reibmoment zunächst stark und im Weiteren geringfügig ab. Der Kurvenverlauf besitzt merkliche Sprünge. Im Versuch mit DK40_50-20 ist nach einer anfänglich hohen Startreibung ($M_{\text{Reib}} \approx 0,23$ Nm) ein (quasi-) horizontaler Reibmomentverlauf auf einem mittleren Niveau von $M_{\text{Reib}} \approx 0,15$ Nm abzulesen. Die Endleckage betrug $L(\text{DK40}_20\text{-}50) \approx 0$ g, bzw. $L(\text{DK40}_50\text{-}20) \approx 0,55$ g.

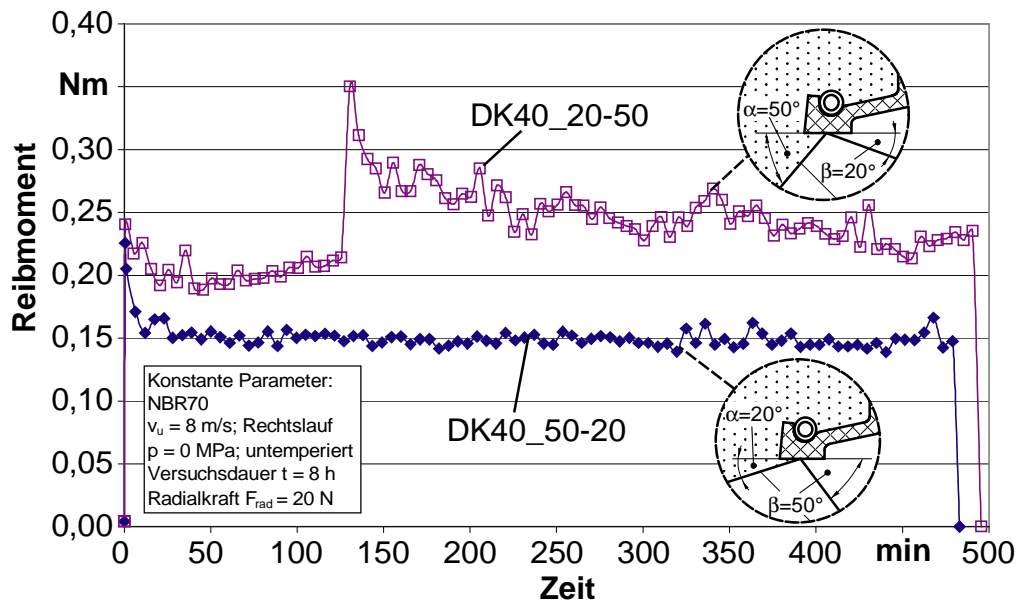


Bild 8-23: Reibmoment als Funktion der Zeit

Der im Zusammenhang mit Dichtkante DK40-20-50 gemessene Reibkraftverlauf legt den Schluss nahe, dass die Schmierungsbedingungen im Dichtkontakt gegenüber dem Versuch mit DK40_50-20 ungünstiger waren. Diese Aussage wird durch die in diesem Versuch nicht messbare Leckage bestärkt.

Fazit:

Die Untersuchungsergebnisse legen nahe, dass bei inversen Radialdichtungen Dichtkanten mit luftseitig flachem und ölseitig steilem Kontaktflächenwinkel günstig sind hinsichtlich minimaler Leckage. Die Reibung kann jedoch höher und der Reibmomentverlauf instationär sein. Die in den Grundlagenuntersuchungen gefundenen Wertebereiche der Kontaktflächenwinkel gelten auch für dieses Dichtsystem. Schwachpunkt der inversen Radialdichtung ist, dass die axiale Position zwischen Spiralfeder-mittelpunkt (theoretischer Mittelpunkt des Kraftangriffs) und Dichtkantenspitze sehr exakt eingestellt werden muss.

9 Diskussion

Durch die experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit konnte der Nachweis erbracht werden, dass eine dynamische Abdichtung mittels inversen Wellendichtsystemen möglich ist. Wie für Wellendichtsysteme mit herkömmlichen Dichtringen erfordert eine Abdichtung nach dem inversen Dichtprinzip die Berücksichtigung gewisser Randbedingungen.

Die wichtigste Forderung zur Gewährleistung einer zuverlässigen, dynamischen Funktion lautet, dass eine relative Beweglichkeit der Dichtspaltwände in y-Richtung gewährleistet sein muss (vgl. Bild 6-1). Diese Dichtsystem-Elastizität ist im konstruktiven Aufbau zu berücksichtigen. Im Fall eines Dichtsystems mittels RWDR nach DIN 3760 wird diese Eigenschaft von der dünnen Elastomermembran des Dichtrings erfüllt. Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten, praxisnahen inversen Wellendichtsysteme ist die Dichtsystem-Elastizität im konstruktiven Aufbau der „weichen“ Dichtringe berücksichtigt (Tabelle 9-1). Eine elastische Lagerung der „harten“ Dichtkante ist ebenso denkbar, vgl. iVDS 1. Für eine sichere Aussage über das Funktionsverhalten solcher WKDS sind jedoch noch grundlegende Untersuchungen notwendig. Generell bleibt festzuhalten, dass eine zu steife Anordnung der dynamischen Kontaktpartner ein übermäßiges Einlaufen der harten Dichtkante in die Dichtung bewirkt und letztendlich zu einem frühzeitigen Ausfall führt.

Als globales Ergebnis aller experimentellen Untersuchungen ist festzuhalten, dass unabhängig der untersuchten Anordnung, der Effekt einer Veränderung des fluidseitigen Kontaktflächenwinkels α auf die Zielgröße *Leckage* immer größer war als der Effekt einer Veränderung des luftseitigen Kontaktflächenwinkels β . Das heißt, durch Veränderung von α ist eine größere Reduktion der Leckage zu erzielen als durch eine Veränderung von β . Die im dynamischen Betrieb auftretende Leckage wird minimal, wenn die Kontaktflächenwinkel α und β steil sind. Gleichzeitig nimmt aber der Verschleiß des Dichtrings stark zu. Im Rahmen der Grundlagenuntersuchungen verursachten Dichtkanten mit luftseitig flachem ($\beta = 10 \dots 20^\circ$) und fluidseitig steilem Kontaktflächenwinkel ($\alpha = 50 \dots 60^\circ$) minimale Leckage bei gleichzeitig geringem Dichtungsverschleiß. Die Reibung im Betrieb ist gegenüber Dichtkanten mit steilen Kontaktflächenwinkeln geringfügig erhöht. Die Abmessungen der Spitzengeometrie der Dichtkante sind generell klein zu wählen. Radien sind verschleißgünstiger als Fasen.

Eine diese Forderungen erfüllende Dichtkante erzeugt die von RWDR bekannte asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtkontakt, deren Nachweis rechnerisch erfolgte. Eine Fluidförderung wie bei RWDR konnte für die entwickelten inversen Dichtungsanordnungen nicht nachgewiesen werden. Die Anpressung ist auf das notwendige Minimum zu reduzieren. In den Grundlagenuntersuchungen lag diese im Bereich $27 \text{ N} < F_{\min} \leq 46 \text{ N}$. Die Anpressung ist dabei um Faktor 2 ... 2,5 mal so hoch wie bei modernen RWDR. Generell hängt auch bei inversen Wellendichtsystemen die Wahl des Elastomerwerkstoffs primär von den chemischen und physikalischen Randbedingungen im Betrieb ab. Als Elastomerhärte hat sich der Bereich 70 ... 80 ... 90°Shore A als günstig erwiesen.

Der Einsatz statistischer Versuchsplanungs-Software ist als vorteilhaft zu bewerten. Die Dauer der Untersuchungen wurde planbar, was speziell bei umfangreichen Versuchsreihen vorteilhaft war. Als „Schwachpunkt“ der statistischen Versuchsmethodik hat sich ergeben, dass zeitliche Aspekte (z.B. zeitlicher Verlauf von Leckage oder Reibmoment) in der Versuchsauswertung „verloren gehen“. Es hat sich mehrfach bestätigt, dass subjektive, vom Anwender quantifizierte Zielgrößen-Eingangsdaten (z.B. qualitative bewertete, zeitliche Reibmomentverläufe) meist schwer handhabbar sind bezüglich einer schlüssigen Ergebnisinterpretation.

Vergleich der Dichtringe Typ WKDR-R1.5 und WKDR-M1

Global ist davon auszugehen, dass unter tribologisch gleichen Schmierungsbedingungen Dichtringe vom Typ WKDR-M1 auf Grund des elastischeren, biegeweicheren Aufbaus eine geringere Reibung im tribologischen Kontakt erzeugen als Dichtringe vom Typ WKDR-R1.5. Für vergleichbare Versuchsbedingungen ist entsprechend eine geringere Laufspurtiefe und –breite in Dichtringen Typ WKDR-M1 zu erwarten.

Generell hat sich gezeigt, dass unter vergleichbaren Versuchsbedingungen mit Dichtringen vom Typ WKDR-M1 - besonders bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten - ein reibungs- und verschleißärmerer Betrieb möglich ist als mit Dichtringen vom Typ WKDR-R1.5. Gleichzeitig sind die zu erwartenden Endleckagen geringerer. Dichtringe vom Typ WKDR-R1.5 besitzen die Eigenschaft, dass Wellenbewegungen gegen die Reibung an der Nebenabdichtung nachgeführt werden müssen. Ebenso wurde für diesen Dichtringtyp ein bleibender DVR an der statischen Nebenabdichtung nach längerer Betriebsdauer festgestellt. Langfristig kann dadurch die statische Dichtsicherheit beeinträchtigt werden. Ein die Dichtfunktion beeinträchtigender DVR tritt bei WKDR-M1-Dichtringen nicht auf, Wellenbewegungen werden von der flexiblen, dünnen Elastomermembran ausgeglichen. Dauerversuche sind für diesen Dichtring-Typ noch durchzuführen.

Dichtringe vom Typ „WKDR-Q45“ im Standardeinbau

Es kann gesagt werden, dass die im Betrieb auftretende Reibung und Leckage der WKDR-Q45-Dichtringe im Standard-Einbau für vergleichbare Versuchsbedingungen höher sind als für Dichtringe Typ WKDR-M1 und niedriger als für Dichtringe Typ WKDR-R1.5. Die nach Versuchsende gemessenen Laufspurtiefen bewegen sich in der Größenordnung der WKDR-R1.5-Dichtringe.

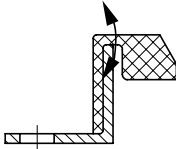
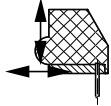
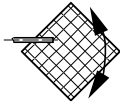
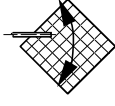

Vergleich der Dichtring-Typen „WKDR-Q45“ und „WKDR- Q45s“ im schwimmenden Einbau

Mit radial schwimmend gelagerten WKDR-Q45-Dichtringen lässt sich gegenüber dem Standard-Einbau eine merkliche Absenkung der Reibung und somit der thermischen Belastung der angrenzenden Bauteile erreichen. Grund ist ein aus der Lagerung resultierender biegeweicherer Aufbau. Der Nachteil der schwimmenden Anordnung ist die fehlende Zentrierung des Dichtrings bei der Montage. Die Möglichkeiten einer Dichtring-Zentrierung kann durch eine geeignete Ausführung der Verdrehsicherung realisiert werden. Das Funktions- und Betriebsverhalten solcher zentrierter, schwimmend gelagerter WKDR-Q45-Dichtringe ist jedoch experimentell noch zu überprüfen. Bei Abdichtung druckbeaufschlagter Fluide steigen die Anforderungen an die quasi-linienförmige Anlagefläche der Nebenabdichtung.

Durch Reduktion der Dichtringbreite lässt sich für schwimmend gelagerte WKDR-Q45-Dichtringe nochmals eine deutliche Absenkung der Reibung erzielen. Als weiterer Effekt nimmt der Verschleiß der Dichtringe ebenso ab. Grund ist die verbesserte Dichtring-Elastizität solcher WKDR-Q45s- Dichtringe.

Eine zusammenfassende Darstellung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten praxisnahen WKDS zeigt Tabelle 9-1.

Tabelle 9-1: Vergleich praxisrelevanter WKDS

	WKDR-M1	WKDR-R1.5	WKDR-Q45		WKDR-Q45s
			Standardeinbau	Schwimmend	
DichtsystemElastizität					
Komponenten	- Dichtring - Wellfeder	- Dichtring - Wellfeder - Verdrehsicherung	- Dichtring - Verdrehsicherung	- Dichtring - Verdrehsicherung	- Dichtring - Verdrehsicherung
Querschnittsform (relativ)	sehr komplex	komplex	einfach	einfach	einfach
Vorteile	- biege weich - Federanpressung - Nebenabdichtung (N) statisch	- einfacherer Querschnitt (QS) als WKDR-M1 - Dichtringe	- einfacher QS - symmetr. Aufbau - ggf. zweiseitig verwendbar	- einfacher QS - symmetr. Aufbau - biege weicher als Standardeinbau	- einfacher QS - symmetr. Aufbau - biege weicher als WKDR-Q45 schwimmend
Nachteile	- Querschnitt komplex - Bauraum groß	- Reibung an der Nebenabdichtung - Spannungsrelaxation	- Spannungsrelaxation	- Spannungsrelaxation - fehlende Zentrierung	- Spannungsrelaxation - empfindlich gegen Axialtoleranzen

10 Zusammenfassung

Die in der Dichtungstechnik weit verbreitete Meinung, dass „eine harte, metallische Dichtkanten die weiche, elastomere Dichtung unweigerlich zerschneidet“ und ein solcher Grundgedanke deshalb zur dynamischen Abdichtung ungeeignet ist, konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit widerlegt werden. Vielmehr zeigten die experimentellen Untersuchungsergebnisse, dass mit solchen inversen Wellendichtsystemen auch über längere Zeiträume eine zuverlässige Abdichtung möglich ist. Die „weiche“ Dichtung wird hierbei keineswegs von der „harten“ Dichtkante zerschnitten.

Die prinzipielle Funktion inverser Dichtsysteme wurde auf Basis modularer inverser Versuchsichtsysteme (iVDS) mit Dichtkantendurchmesser $d_{DK} = 40$ mm experimentell im Laborbetrieb nachgewiesen. Auf Basis der iVDS wurde der Einfluss grundlegender Dichtsystemparameter auf das Funktions- und Betriebsverhalten untersucht. Ziel war es, den Effekt einer Veränderung grundlegender Einflussfaktoren auf die Zielgrößen *Reibung im Dichtkontakt*, *Dichtheit* und *Verschleiß* zu ermitteln. Wesentliche Erkenntnis dieser Grundlagenuntersuchungen ist, dass ein luftseitig flacher Kontaktflächenwinkel in Kombination mit einem fluidseitig steilen Kontaktflächenwinkel sowie eine schmale Fasenbreite bzw. ein kleiner Radius an der „harten“ Dichtkante günstig sind hinsichtlich minimaler Leckage. In Kombination mit einer adäquaten Anpressung der dynamischen Kontaktpartner wird der in der „weichen“ Versuchsichtung resultierende Verschleiß minimiert. Im Dauerversuch wurde für das iVDS eine Leckagerate von $\ll 0,1$ g/h gemessen. Der nach Versuchsende gemessene Verschleiß der Dichtungen ließ kein zeitnahes Versagen der Dichtfunktion erkennen.

Aufbauend auf den Grundlagenergebnissen wurden in einem weiteren Schritt praxisrelevante inverse Wellendichtsysteme aus Elastomerwerkstoff entwickelt und experimentell untersucht. Diese verwenden einen konstruktiv vorhandenen Wellenabsatz als Dichtkante und werden als Wellenkantendichtsysteme (WKDS) bezeichnet. Für Dichtringe vom Typ WKDR-M1 zeigte sich, dass der durch eine dünne Membran mit dem Grundkörper verbundene Dichtkörper auch bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten günstig hinsichtlich minimaler Leckage, Verschleiß und Reibung ist.

Der hierzu einfachere und kompaktere Querschnitt der WKDR-R1.5-Dichttringe ermöglicht gegenüber WKDR-M1-Dichtsystemen kleinere Einbauräume. Nachteil die-

ses Dichtringtyps ist die Reibung an der statischen Nebenabdichtstelle. Zum Ausgleich von Zusatzbewegungen ist eine diese Haftkraft sicher übersteigende Federkraft erforderlich. Die mit diesem Dichtringtyp in Dauerversuchen gemessenen Leckageraten waren im Mittel deutlich kleiner als 0,5 g/h.

Dichtringe vom Typ WKDR-Q45 im Standardeinbau erlauben die Konstruktion sehr kompakter Einheiten. Diese Dichtsysteme verwenden keine zusätzliche Feder zur Erzeugung der Anpressung. Für einen industriellen Einsatz wird die für elastomere Werkstoffe typische Eigenschaft der Spannungsrelaxation relevant. Eine genauere Untersuchung dieses Sachverhalts ist noch durchzuführen. In Dauerversuchen war die mittlere Leckagerate dieser Dichtungsanordnungen $< 0,3$ g/h. Gleichzeitig war der Verschleiß dieser Dichtringe kleiner als der von Dichtringen Typ WKDR-R1.5. Durch schwimmenden Einbau dieser Dichtringe konnte eine Absenkung der Reibung um mehr als 60 % erreicht werden. Die Anforderungen an die (quasi-) linienförmige Nebenabdichtung nehmen im Fall druckbeaufschlagter Fluide zu, eine genauere Untersuchung dieses Sachverhalts steht ebenso aus. Durch Reduktion der axialen Breite der WKDR-Q45-Dichtringe konnte für radial schwimmende gelagerte WKDR-Q45s-Dichtringe eine weitere Absenkung der Reibung um nochmals annähernd 50 % erreicht werden. Die Leckage in diesen Untersuchungen war allerdings unerwartet hoch, wodurch zumindest teilweise die geringe Reibung erklärt werden kann. Auf Grund des in den Kurzzeituntersuchungen aufgetretenen sehr geringen Verschleißes der Dichtringe bietet dieser Ansatz nach Meinung des Verfassers Potential zur Optimierung.

Inverse Wellendichtsysteme mit den vorgestellten praxisnahen Dichtringen sind eine Alternative zu bekannten, teilweise aufwendigeren Wellendichtsystemen. Die Kosten zur Herstellung der Dichtring-Pressformen können durch die einfachen geometrischen Querschnitte der Dichtringe merklich gesenkt werden. Ausgehend auf der hier geschaffenen Basis sind für verschiedene Einsatzbedingungen anwendungsgerechte Baueinheiten (Dichtungskassetten) zu entwickeln und weiterführende Einsatzmöglichkeiten (druckbelastbare inverse Dichtsysteme) zu erschließen. Zu beachten ist hierbei, dass im Aufbau der Dichtsysteme die Forderung nach ausreichender Dichtsystem-Elastizität Berücksichtigung findet. Ein „hart“ eingespanntes Elastomer, das gegen eine metallische Dichtkante gepresst wird, wird bei Rotation von einem der beiden Kontaktpartner unweigerlich zerschnitten. Eine dauerhaft zuverlässige Abdichtung ist so nicht möglich. Der Einsatz moderner Dichtungswerkstoffe, z.B. PTFE-Compound-Werkstoffe, erfordert besondere Maßnahmen. Auf Grund ihrer elastischen Eigenschaften bieten Elastomerwerkstoffe demgegenüber Vorteile wie z.B. geringere Toleranzforderungen der Kontaktpartner etc. An die Fertigung der metallischen Dichtkante sind im Allgemeinen die gleichen Anforderungen zu stellen wie bei handelsüblichen Dichtelementen. Eine mittels Schleifen hergestellte Dichtkante erfordert ggf. den Einsatz spezieller Formscheiben mit zugehörigem Abrichtwerkzeug, welche den Kostenvorteil einer günstigeren Dichtring-Pressform mehr als egalisieren kann.

Literatur

Zu Kapitel 1

- /1-1/ **Müller, H.-K.:** Abdichtung bewegter Maschinenteile: Funktion – Gestaltung – Berechnung - Anwendung. Medienverlag U. Müller, Waiblingen, 1990; ISBN 3-920484-00-2.
- /1-2/ **Müller, H.-K.; Nau, B. S.:** Fluid sealing technology: Principles and applications. Marcel Dekker Inc., New York, 1998; ISBN 0-8247-9969-0.
- /1-3/ **Müller, H.-K.; Nau, B. S.:** www.fachwissen-dichtungstechnik.de.
- /1-4/ **Riberio de Oliviera, J. S.; Wollesen, V.; Vötter, M.:** Neue Erklärungen des Fördermechanismus von Radialwellendichtungen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 5, S. 296-300.
- /1-5/ **Riberio de Oliviera, J. S.; Wollesen, V.; Vötter, M.:** Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtungen. Tribologie und Schmierungstechnik 43. Jahrgang 1/1996.

Zu Kapitel 2

- /2-1/ **Tsumori, Y.; Takubo, T.:** Rolling Bearing. United States Patent Nr. 4,846,592, Anmeldedatum: 19.04.1988.
- /2-2/ **Bock, E.:** Schwimmende Wellendichtringe. Dissertation Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 70, 1997.
- /2-3/ **Visser, T.:** The Liquide Rotary Seal. Proc. BHRA 9th International Conference on Fluid Sealing; Noordwijkerhout, 1981, Paper D3.
- /2-4/ **N.N.:** Schutzrecht P.A. 319 397 29.5.59. Wellendichtung. BBC Aktiengesellschaft, Mannheim 1959.

Zu Kapitel 4

- /4-1/ **Bock, E.:** Schwimmende Wellendichtringe. Dissertation Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 70, 1997.
- /4-2/ **Kurfess, J.:** Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen. Dissertation Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 36, 1990.
- /4-3/ **Hofman, W.:** Kautschuk-Technologie. Habilitationsschrift Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen; Düsseldorf, 1973.
- /4-4/ **Nagdi, K.:** Gummiwerkstoffe. Ein Ratgeber für Anwender. 2. Auflage; Ratingen; Dr. Gupta-Verlag; ISBN 3-9803593-4-4; 2002.
- /4-5/ **N.N.:** MSC/PATRAN 6.2, Installation and Operation Manual, The Mac Neal-Schwendler Corporation, 1996, Firmenschrift.
- /4-6/ **MARC Analysis Research Corporation:** MENTAT II/2.1. MENTAT Command Reference. Benutzerhandbuch, Paolo Alto: MARC Analysis Research Corporation, 1994, Firmenschrift.
- /4-7/ **MARC Analysis Research Corporation:** MARC K6.1. MARC Reference library Volume A-D: User information, Element Library, Program Input, User Subroutines/Special Routines. Benutzerhandbücher, Paolo Alto, 1994, Firmenschrift.
- /4-8/ **Mooney, M.:** A theory of large elastic deformation. Journal of applied polymer science, 1994, S. 582-592.
- /4-9/ **Eisele, U.:** Introduction to Polymer Physics. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1990.

Zu Kapitel 5

- /5-1/ **Scheffler, E.:** Statistische Versuchsplanung und –auswertung. Eine Einführung für Praktiker. 3. Auflage, Dt. Verl. für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1997.
- /5-2/ **Kleppmann, W.:** Taschenbuch der Versuchsplanung. Carl Hanser Verlag München Wien, 1998, ISBN: 3-446-19271-9.
- /5-3/ **Dreyer, H.:** Schulungsunterlagen „Design of Experiments (DoE)“, Lehrgang 27283A, Technische Akademie Esslingen, 2001.

- /5-4/ **Graf, U.; Henning, H.J.; Stange, K.; Wilrich, K.:** Formeln und Tabellen der angewandten mathematischen Statistik. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1987.
- /5-5/ **Box, G.E.P.; Hunter, W.G.; Hunter, J.S.:** Statistics for Experimenters. John Wiley, New York, 1978.
- /5-6/ **Franz, D.:** Statistik. Eine Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung, Qualitätskontrolle und Zuverlässigkeit für Techniker und Ingenieure. Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1991; ISBN: 3-7785-1802-X.
- /5-7/ **Lozàn, J.; Kausch, H.:** Angewandte Statistik für Naturwissenschaftler. 2. Auflage, Parey Buchverlag, Berlin, 1998, ISBN: 3-8263-3159-1.
- /5-8/ **N.N.:** Hilfe-Menü der statistische Versuchsplanungs-Software CORNERSTONE™, Version 3.0 für Windows NT 4.0; Firma Domain Manufacturing Corporation.
- /5-9/ **Orth, A.; Wenzel, D.:** Modellgestützte Versuchsplanung und Optimierung. Leitfaden, www.fh-frankfurt.de/~orth/, Institut für praktische Informatik und ihrer Anwendung im Gesundheitswesen (IPIAG), 2003.

Zu Kapitel 6

- /6-1/ **Müller, H.-K.; Nau, B. S.:** Fluid sealing technology: Principles and applications. Marcel Dekker Inc., New York, 1998; ISBN 0-8247-9969-0.
- /6-2/ **N.N.:** www.simrit.de. Homepage Firma Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik KG, Weinheim.
- /6-3/ **N.N.:** CR Dichtungen. Katalog 4006/I G, Firma Chicago Rawhide, SKF Group, 1996.
- /6-4/ **N.N.:** Dichtungen und Führungen. Firmenschrift 99D/L15/005/0200/8.3, Busak + Shamban GmbH & Co, Stuttgart, 1999.
- /6-5/ **N.N.:** Hecker Agira Gleitringdichtungen. Firmenschrift Ausgabe 6/97, Firma Hecker Werke GmbH + Co. KG, Weil im Schönbuch, 1997.

Zu Kapitel 7

- /7-1/ **Müller, H.-K.; Nau, B. S.:** Fluid sealing technology: Principles and applications. Marcel Dekker Inc., New York, 1998; ISBN 0-8247-9969-0.
- /7-2/ **Schöllhammer, G.; Haas, W.:** Inverse Wellendichtsysteme. Zuverlässig Abdichten: moderne Dichtsysteme in der Anwendung; Tagung Baden-Baden, 7./8. November 2000. VDI-Gesellschaft (VDI-Berichte: 1579); Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000, S. 27 - 42.
- /7-3/ **Haas, W.; Schöllhammer, G.:** Arbeitsbericht Inverse Wellendichtsysteme. HA 2251 / 6-1, Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), Bonn, 2001.
- /7-4/ **N.N.:** Burgmann Lexikon - ABC der Gleitringdichtung. Ausgabe D3000/1.05.88.01; Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co, Wolf-
ratshausen, 1988.
- /7-5/ **DIN 3761:** Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge; Beuth Verlag, Berlin, 1984.
- /7-6/ **Nitsche, H.:** Untersuchung inverser Wellendichtsysteme mit Hilfe statistischer Versuchsplanung. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2003 (unveröffentlicht).
- /7-7/ **Freitag, E.; Weiß, R.:** Einige Aspekte der Reibung elastomerer Dichtungswerkstoffe. Vorlesungsmanuskript, Institut für Fluidtechnik, Technische Universität Dresden, www.tu-dresden.de/mwifd/lehre.
- /7-8/ **Hupfeld, J.:** Experimentelle Untersuchungen an Dichtsystemen mit invertiertem Dichtbereich. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2001 (unveröffentlicht).
- /7-9/ **Wahl, K.:** Experimentelle Untersuchungen an Inversen Wellendichtsystemen. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2000 (unveröffentlicht).
- /7-10/ **Kammüller, M.:** Zum Abdichtverhalten von Radialwellendichtringen. Dissertation 1986, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 20.
- /7-11/ **Dreyer, H.:** Schulungsunterlagen „Design of Experiments (DoE)“, Lehrgang 27283A, Technische Akademie Esslingen, 2001.
- /7-12/ **Kleppmann, W.:** Taschenbuch der Versuchsplanung. Carl Hanser Verlag München Wien, 1998, ISBN: 3-446-19271-9.

- /7-13/ **N.N.:** www.simrit.de. Homepage Firma Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik, Weinheim.
- /7-14/ **Vogt, N.; Metzner, H.:** Bearbeitung von Wellenoberflächen für Radialwellendichtringe. Firmenschrift 30D050507/97 Rhl.; Firma Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik, 69465 Weinheim.
- /7-15/ **Schöllhammer, G.; Haas W.:** Wellendichtsystem mit invertierter Dichtgeometrie. 42. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung, Verschleiß“ Göttingen; 24. bis 26. September 2001 / Gesellschaft für Tribologie e.V., Moers. ISBN Nr.: 3.00.003404-8 Band II.
- /7-16/ **N.N.:** Hilfe-Menü der statistische Versuchsplanungs-Software CORNERSTONE™, Version 3.0 für Windows NT 4.0; Firma Domain Manufacturing Corporation.
- /7-17/ **Jenisch, B.:** Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen. Dissertation 1991, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 40.
- /7-18/ **Hermann, W.; Seffler, H.-W.:** Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen. ATZ 87 (1985) Nr.9.
- /7-19/ **Kawahara, Y.; Hirabayashi, H.:** A study of sealing phenomena on oil seals. ASLE Preprint No. 77-LC-5B-2, 1977.
- /7-20/ **Kawahara, Y.; Hirabayashi, H.:** An analysis of sealing characteristics of oil seals. ASLE Transactions Volume 23 (1978) 1, S. 93-102.
- /7-21/ **Kawahara, Y.; Abe, M.; Hirabayashi, H.:** Effect of surface condition of lip on sealing of oil seals. SAE-Paper 780405, 1978.
- /7-22/ **Riberio de Oliveira, J. S.; Wollesen, V.; Vötter, M.:** Neue Erklärungen des Fördermechanismus von Radialwellendichtungen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 5, S. 296-300.
- /7-23/ **Riberio de Oliveira, J. S.; Wollesen, V.; Vötter, M.:** Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtungen. Tribologie und Schmierungstechnik 43. Jahrgang 1/1996.
- /7-24/ **Hirano, F.; Ishiwata, H.; Kambayashi, H.:** Friction and sealing characteristics of oil seals. Proc. BHRA International Conference on Fluid Sealing, 1961, Paper A4.

- /7-25/ **Kawahara, Y.; Ohtake, Y.:** Oil film formation of oil seals for reciprocating motion. 9th International Conference on Fluid Sealing, April 1981, Paper C2.
- /7-26/ **Shouten, M. J. W.:** Enkele tribotechnische aspecten van een roterende asafdichtung. Pt-w 33 (1979) Nr. 9, S. 491 - 494.
- /7-27/ **Haiser, H.:** PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtringen. Dissertation 2001, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 97.
- /7-28/ **Ott, G.:** Untersuchung zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radial-Wellendichtringen. Dissertation 1983, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 11.
- /7-29/ **Bock, E.:** Schwimmende Wellendichtringe. Dissertation 1997, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 70.

Zu Kapitel 8

- /8-1/ **Schöllhammer, G.; Haas W.:** Experimentelle Ergebnisse mit praxisnahen inversen Wellendichtsystemen. 44. Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung, Verschleiß“ Göttingen; 22. bis 24. September 2003 / Gesellschaft für Tribologie e.V., Moers. ISBN Nr.: 3-00-003404-8 Band II.
- /8-2/ **Roth, D.:** Experimentelle Untersuchung praxisgerechter inverser Wellendichtsysteme. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2003 (unveröffentlicht).
- /8-3/ **Müller, H.-K.:** Abdichtung bewegter Maschinenteile: Funktion – Gestaltung – Berechnung - Anwendung. Medienverlag U. Müller, Waiblingen, 1990; ISBN 3-920484-00-2.
- /8-4/ **Müller, H.-K.; Nau, B. S.:** Fluid sealing technology: Principles and applications. Marcel Dekker Inc., New York, 1998; ISBN 0-8247-9969-0.
- /8-5/ **DIN ISO 3302-1:** Gummi - Toleranzen für Fertigteile, Teil 1; Beuth Verlag, Berlin, 1999.
- /8-6/ **Baitinger, G.:** Untersuchung des Reibung an der Nebenabdichtung von WKDR-R1.5-Dichtringen. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2003 (unveröffentlicht).

- /8-7/ **Stein, G.:** Technische Problemlösungen mit Elastomeren. Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik. - Düsseldorf : VDI-Verl., 1992, ISBN 3-18-234160-X.
- /8-8/ **Tietze, W.:** Handbuch Dichtungspraxis. 2. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen, 2000, ISBN 3-8027-2192-6.
- /8-9/ **Harscher, S.:** Inverse Wellendichtsysteme: Untersuchung praxisgerechter Dichtringe. Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, 2003 (unveröffentlicht).

Lebenslauf

Name: Gerd Schöllhammer
Geburtsdatum, -ort: 21.05.1971 in Nürtingen
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig
Eltern: Wolfgang Schöllhammer
Ursula Schöllhammer, geb. Dolde

Schulbildung

1977 - 1981 Grundschule Linsenhofen.
1981 - 1983 Hölderlin-Gymnasium Nürtingen.
1983 - 1987 Realschule Neuffen.
1990 – 1992 Technische Oberschule Stuttgart.

Zivildienst

11 / 92 – 10 / 93 Deutsches Rotes Kreuz, Nürtingen.

Studium

10 / 93 – 05 / 99 Studiengang Maschinenwesen an der Universität Stuttgart,
Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Fabrikbetriebslehre.
Diplomhauptprüfung: 27. Mai 1999.

Praktische Tätigkeiten

08 / 96 – 07 / 97 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der
Universität Stuttgart.
10 / 97 – 03 / 98 Praktikant bei TRUMPF Inc., Farmington, CT (USA).
06 / 98 – 12 / 98 Werkstudent bei TRUMPF GmbH + Co., Ditzingen.

Berufsausbildung

08 / 87 – 05 / 90 Ausbildung zum Industriemechaniker bei Gebr. Heller Maschinenfabrik
GmbH, Nürtingen.

Berufstätigkeit

06 / 99 – 12 / 03 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente
der Universität Stuttgart.
seit 01 / 04 Referent der Geschäftsleitung bei der TRUMPF Laser- und System-
technik GmbH, Ditzingen.

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 Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnens mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des 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-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten

Nr.	Verfasser	Titel
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, Einflankenwölzabweichung 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	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von gradverzahnten 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 Wiederholteilsuchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings

Nr.	Verfasser	Titel
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung 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 Außenzahnrادpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnrادpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahr-simulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung 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 Werkzeugschleifens
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 Fahr-simulationen 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 Getriebelastkollektiven 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 Außenzahnrادpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Loseilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen

Nr.	Verfasser	Titel
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produkt-entwicklungsprozeß
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

