

Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Mirco Gronitzki

geboren am 27.03.1973 in Hannover

2006

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens
Tag der Promotion: 29. September 2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover. Mein Dank gilt all jenen, die mich auf diesem Weg begleitet und unterstützt haben.

Meinem Doktorvater und Leiter des IMKT Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für entgegengebrachte Vertrauen sowie für die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung, durch die er meine Arbeit gefördert hat.

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. M. Gietzelt danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich allen Kollegen am Institut sowie den studentischen Hilfskräften für die Hilfe beim Erstellen dieser Arbeit und das stets angenehme Arbeitsklima.

Den Mitarbeitern der Werkstatt danke ich für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung bei Fertigung und Aufbau der experimentellen Untersuchungseinrichtungen.

Nicht zuletzt gilt mein Dank der Konzelmann GmbH (Löchgau) und der LS Kunststofftechnologie GmbH (Wertheim-Bettingen), die durch die Bereitstellung von Serien- und Prototypendichtungen die experimentellen Untersuchungen gefördert haben.

Mirco Gronitzki

Zusammenfassung

Mirco Gronitzki:

Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen

Rechteckdichtungen werden in verschiedenen Fahrzeuggetrieben (AT, DCT, CVT) zur Abdichtung interner Drehdurchführungen eingesetzt, die zur Druckölversorgung von Kuppelungen, Anpresskraft- oder Schaltelementen dienen. Reibungsverluste von einigen Kilowatt können an diesen Dichtstellen auftreten; eine Verminderung des Getriebewirkungsgrades ist die Folge. Aufgrund zunehmender Fluiddrücke und Gleitgeschwindigkeiten stoßen die Dichtungen in einigen Anwendungsfällen an die Grenze ihrer Belastbarkeit. Besonders kritisch ist die reibungsbedingte Erwärmung der gleitbeanspruchten Dichtflächen, die zur thermischen Zerstörung des abzudichten Fluids oder des Dichtringwerkstoffes führen kann. Die Entwicklung reibungsoptimierter Dichtungen ist heute daher besonders wichtig.

Bisher gibt es nur wenige grundlegende Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Rechteckdichtungen. Hinweise, die eine Minimierung der Reibleistung bereits bei der Dichtungsauslegung erlauben, fehlen vollständig. Ziel dieser Arbeit ist es daher, die Funktion des Dichtsystems methodisch zu analysieren und aus den Erkenntnissen Gestaltungsempfehlungen abzuleiten. Dabei wird auf die Besonderheiten hochtemperaturbeständiger Thermoplaste eingegangen, welche die als Dichtringwerkstoff früher verwendeten Graugusslegierungen zunehmend substituieren.

Die Systemanalyse beinhaltet einen Berechnungsansatz zum Reibungsverhalten, ein Modell zur Beschreibung der Dichtringbewegung sowie Betrachtungen zur Leckage. Darüber hinaus wird der Einfluss thermisch-mechanischer Verformungen im Bereich der dynamischen Dichtfläche auf die Belastung des Dichtrings mit Hilfe eines erweiterten FE-Modells untersucht. Dieses erlaubt die Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung von Spaltgeometrie und Spaltdruck in einer der Verformungsberechnung überlagerten Iteration. Die Analyse zeigt, dass der Kontakt zwischen Dichtring und Welle sich zunächst über die gesamte Dichtringbreite erstreckt und sich mit zunehmender Temperatur zur Außenseite hin verlagert.

Eine Überprüfung der theoretischen Betrachtungen erfolgt anhand umfangreicher experimenteller Untersuchungen. Hierfür wird ein Prüfstand aufgebaut, der die Erprobung von Rechteckdichtungen unter praxisnahen Bedingungen erlaubt. Neben Reibmoment- und Leckagemessungen ist auch die Erfassung der im Dichtspalt entstehenden Temperaturen und der Dichtringbewegung möglich.

Es zeigt sich, dass bei der Mehrzahl der Dichtungen die für die Reibungsverluste entscheidende Gleitbewegung ausschließlich an der Dichtringflanke stattfindet. Abweichungen von diesem Betriebsverhalten können sich durch herstellungsbedingte Formabweichungen ergeben. Die maximale Belastbarkeit des Systems wird durch die Temperatur im Kontaktbereich und die temperaturabhängige Erweichung des verwendeten Dichtringwerkstoffes bestimmt.

Die Reibleistung von Rechteckdichtungen lässt sich deutlich durch eine hydrostatische Entlastung der Gleitflächen reduzieren. Weitere Verbesserungen können in Kombination mit hydrodynamisch wirksamen Strukturen erzielt werden. Aufgrund von Verschleiß, Formabweichungen sowie thermomechanischen Verformungen im Kontaktbereich sind diese jedoch sorgfältig auf das Dichtsystem abzustimmen.

Abstract

Mirco Gronitzki:

Investigations on function and design of rectangular seals for rotating connections

Rectangular seals are currently used in rotating connections of several automotive transmissions (AT, DCT, CVT) for oil pressure supply of rotating control and actuator elements. Friction losses of several kilowatts can occur in the sealing system, causing a considerable reduction of efficiency. As a result of increasing fluid pressures and sliding speeds the seals reach their load limit in some applications. Friction-induced heating up of the sliding sealing face is particularly critical. Therefore, the development of friction optimized seals is necessary.

So far there are few fundamental investigations to the operating performance of rectangular seals. Instructions which permit a minimization of friction loss early in the design process are not available. The purpose of this work is to analyze the function of the sealing system methodically and to derive recommendations regarding seal design from the results. To this end special characteristics of high temperature resistant thermoplastics are investigated which substitute the grey cast iron alloys originally used as seal ring material.

The analysis of the system contains an analytic computational approach to friction loss, a model to describe the seal's movement and considerations on leakage. In addition the influence of thermo-mechanical deformations within the range of the dynamic sealing contact on the load of the seal is examined with an enhanced FE model. This model combines the mutual influences of gap geometry, gap pressure and deformation into a single iterative computation. The analysis shows that the contact between sealing ring and shaft moves to the outside edge of the shaft when the temperature in the contact area is increased.

For the verification of the theoretical considerations extensive experimental investigations were carried out. A test rig was developed which permits the examination of rectangular seals under conditions close to standard usage. In addition to friction and leakage measurements, temperatures in the sealing gap and the movement of the sealing ring can be determined.

It is discovered that with the majority of the seals the slip motion crucial for friction loss takes place exclusively on the sealing ring flank. Deviations from this operational behaviour may occur as a result of production-determined geometry variation. The maximum stress of the system is determined by the temperature within the contact range and the temperature-dependent softening of the seal ring material.

A considerable reduction of the friction loss of rectangular seals can be achieved by hydrostatic relief of the sliding surfaces. Further improvements can be obtained in combination with hydrodynamically effective patterns. Due to wear, form deviations and thermo-mechanical deformations within the contact zone these have to be adjusted carefully to the sealing system.

Schlagworte:

Dynamische Dichtungen, Drehdurchführung, Rechteckdichtungen, Hochtemperatur-
kunststoffe, Finite Elemente Berechnung

Dynamic Seals, Rotating Connections, Rectangular Seals, High Temperature
Plastics, Finite Element Calculations

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Nomenklatur	III
Indizes	VI
Abkürzungen	VI
1 Einleitung.....	1
2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit	5
2.1 Problemstellung.....	5
2.2 Zielsetzung	6
2.3 Vorgehensweise	6
3 Stand der Technik.....	8
3.1 Grundlagen der Dichtungstechnik.....	8
3.1.1 Einteilung von Dichtungen	8
3.1.2 Aufbau von berührenden Wellendichtsystemen	11
3.1.3 Wellendichtsysteme für Drehdurchführungen.....	13
3.2 Tribologie berührender Dichtsysteme.....	17
3.2.1 Tribotechnische Systeme	17
3.2.2 Reibung.....	19
3.2.3 Verschleiß	24
3.3 Drehdurchführungen mit Rechteckdichtungen	28
3.4 Werkstoffe für Rechteckdichtungen	37
3.4.1 Metallische Werkstoffe.....	37
3.4.2 Nichtmetallische Werkstoffe	37
3.4.3 Füll- und Verstärkungstoffe für nichtmetallische Werkstoffe	46
4 Versuchsobjekte.....	49
4.1 Drehdurchführungen	49
4.2 Dichtringe.....	50
4.3 Drucköl.....	52
5 Systemanalyse.....	54
5.1 Reibungsverluste	55
5.1.1 Reibungsverluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit.....	55
5.1.2 Reibungsverluste am Rechteckdichtring	60
5.1.3 Kriechrotation	69

5.1.4 Temperaturverteilung und Dichtringverformung.....	72
5.2 Leckage.....	91
5.2.1 Leckage an den Kontaktflächen.....	91
5.2.2 Leckage durch die Stoßgeometrie.....	92
5.2.3 Leistungsverlust und Kühlung.....	97
6 Durchführung experimenteller Untersuchungen.....	98
6.1 Versuchseinrichtungen.....	98
6.1.1 Bauteilprüfstand für Rechteckdichtungen.....	98
6.2 Untersuchungsmethoden.....	114
6.2.1 Vermessung der Versuchsteile.....	114
6.2.2 Versuchsprogramm.....	116
7 Experimentelle Ergebnisse.....	121
7.1 Einlaufverhalten und Verschleiß.....	121
7.1.1 Nichtmetallische Werkstoffe.....	121
7.1.2 Metallische Werkstoffe.....	126
7.2 Funktionsverhalten.....	127
7.2.1 Reibmoment und Temperatur.....	127
7.2.2 Bewegungsverhalten.....	135
7.2.3 Leckage.....	136
7.3 Einsatzgrenzen.....	139
8 Systemoptimierung.....	143
8.1 Hydrostatische Entlastung.....	143
8.2 Hydrodynamische Entlastung.....	147
8.2.1 Makroskopische Strukturen.....	148
8.2.2 Mikroskopische Strukturen.....	149
9 Zusammenfassung.....	152
10 Literatur.....	154
11 Anhang.....	162
11.1 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-1 bis A-5.....	163
11.2 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6.....	178
11.3 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-2 mit modifizierter Flanke.....	181
11.4 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6 mit modifizierter Flanke.....	190

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
A_1	m^2	Druckbeaufschlagte Fläche einer Dichtung
A_r	m^2	Reale Kontaktfläche
b	m	(Dichtring-) Breite
CM	-	Beiwert für Flüssigkeitsreibung
d	m	Durchmesser, Nenndurchmesser
du/dy	$1/\text{s}$	Schergefälle
d_w	m	Wellendurchmesser
F	N	Kraft
F_{Adh}	N	Adhäsionsanteil der Reibkraft
F_{Def}	N	Deformationsanteil der Reibkraft
F_{el}	N	Elastische Vorspannung (Radialkraft)
F_{N}	N	Normalkraft
F_{R}	N	Reibkraft
F_{T}	N	Tangentialkraft
F_{Z}	N	Zentrifugalkraft
h	m	(Dichtring-) Höhe
h_{F}	m	Fasenhöhe
h_{Sp}	m	Spalthöhe
h_{T}	m	Taschenhöhe
i	-	Anteil
k	-	Belastungsverhältnis
K_{Sp}	-	Spaltformfaktor
l	m	Länge
m	kg	Masse
m'	kg/s	Massenstrom
M_{Fl}	Nm	Reibmoment durch Fluidscherung

M_R	Nm	Reibmoment eines Dichtrings
$M_{R, ges}$	Nm	Reibmoment einer Dredurchführung
n	1/s	Drehzahl
n_D	1/s	Dichtringdrehzahl
p	Pa	Druck, Pressung, Fließdruck
p_{dyn}	Pa	Hydrodynamischer Druck
$p_{K, F}$	Pa	Kontaktpressung an der Dichtringflanke
$p_{K, M}$	Pa	Kontaktpressung an der Mantelfläche
p_m	Pa	Mittlere Pressung
P_R	W	Reibleistung eines Dichtrings
$P_{R, ges}$	W	Reibleistung einer Drehdurchführung
Q'	m ³ /s	Leckagestrom
r	m	Radius
Re	-	Reynoldszahl
r_W	m	Wellenradius
t	s	Zeit
T	°C	Temperatur
Ta	-	Taylorzahl
T_G	°C	Glasübergangstemperatur
$TM_{1,2}$	°C	Temperatur an der Dichtringflanke
v	m/s	Geschwindigkeit
W_V	m ³	Volumetrischer Verschleißbetrag
R	m	Rauheit
μ	-	Reibbeiwert, Reibungskoeffizient
μ_0	-	Haftreibbeiwert, Haftreibungskoeffizient
η	Pa·s	dynamische Viskosität
φ	°	Flankenwinkel
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	N/m ²	Schubspannung

τ_s	N/m ²	Scherfestigkeit
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
γ	N/m	Spezifische Oberflächenenergie
α	-	Formfaktor für Reibmoment bei turbulenter Strömung
β	-	Exponent für Reibmoment bei turbulenter Strömung
ξ	-	Kontaktanteil
ω_D	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Dichtrings
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α	-	Wärmeausdehnungskoeffizient

Indizes

Index	Bezeichnung
Adh	Adhäsion
a	außen
Def	Deformation
Fl	Flanke
i	innen
U	Umfangsfläche
M	Mantelfläche
W	Welle

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AMT	Automated Manual Transmission
AT	Automatic Transmission
ATF	Automatic Traction Fluid
CVT	Continuously Variable Transmission
DCT	Dual Clutch Transmission
ETFE	Ethylentetrafluorethylen
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GFT	Gesellschaft für Tribologie
GG	Grauguss
HT-Thermoplast	Hochtemperatur-Thermoplast
PA	Polyamid
PAI	Polyamidimid
PEEK	Polyetheretherketon
PI	Polyimid
PTFE	Polytetrafluorethylen

REDR	Rechteckdichtring
VI	Viskositätsindex
<i>p</i> · <i>v</i> -Wert	Produkt aus Druck und Gleitgeschwindigkeit

1 Einleitung

Zu Beginn der neunziger Jahre standen für den Einsatz in Personenkraftwagen nur Handschaltgetriebe oder Stufenautomaten in Planetenbauweise mit drei oder vier Schaltstufen und hydrodynamischem Wandler als Anfahrlement zur Verfügung. Heute gibt es dagegen eine Vielzahl von Getriebetypen. Hierzu zählen zum Beispiel automatisierte Handschaltgetriebe (AMT), Doppelkupplungsgetriebe (DCT), Stufenlosgetriebe (CVT) in verschiedenen Bauweisen und Stufenautomaten (AT) mit Wandlerüberbrückung und bis zu sieben Gangstufen (Abb. 1-1).

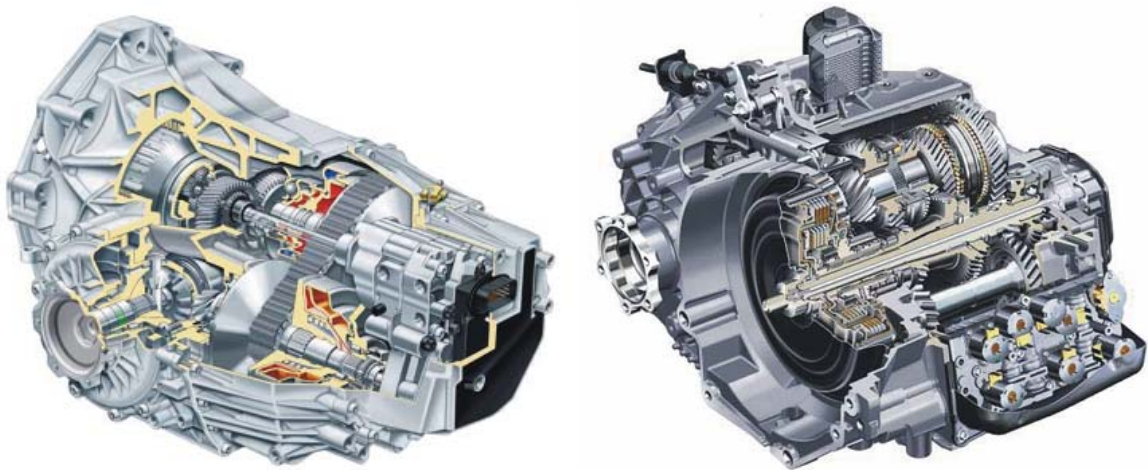


Abb. 1-1: Moderne Getriebetypen: Stufenlosgetriebe (Audi Multitronic, links) und Doppelkupplungsgetriebe (Volkswagen Direktschaltgetriebe, rechts)

Ziel dieser Entwicklungen ist es, Kraftstoffverbrauch und Emissionen der Fahrzeuge zu senken sowie Fahrdynamik und -komfort zu verbessern. Darüber hinaus muss der voran schreitenden Entwicklung im Motorenbau Rechnung getragen werden. Durch Abgasturboaufladung und Direkteinspritzung konnte die Leistungsdichte von Dieselmotoren in den vergangenen Jahren erheblich gesteigert und somit ihr Hubvolumen verringert werden. Dieser Trend zum Downsizing setzt sich inzwischen auch bei fremdgezündeten Motoren durch. Ein entscheidender Nachteil hoch aufgeladener Verbrennungsmotore ist, dass diese bei Leerlaufdrehzahl nur ein geringes Drehmoment besitzen, dieses jedoch mit zunehmender Drehzahl stark ansteigt. Eine solche Motorencharakteristik bedingt eine große Spreizung der Gesamtübersetzung mit entsprechend feiner Stufung, die bei Handschaltgetrieben mindestens sechs Gangstufen erfordert.

Vor diesem Hintergrund ist damit zu rechnen, dass die Zahl der mit modernen automatisierten und automatischen Getrieben ausgerüsteten Fahrzeuge ansteigt (Abb. 1-2). Stufenlosgetrieben wird ein großes Potenzial in komfortorientierten, heute von Stufenautomaten dominierten Märkten zugesprochen (Japan, USA). Im Europäischen Markt stellen dagegen automatisierte Schaltgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe eine verbrauchsoptimierte Alternative zum klassischen Stufenautomaten mit hydrodynamischem Wandler dar.

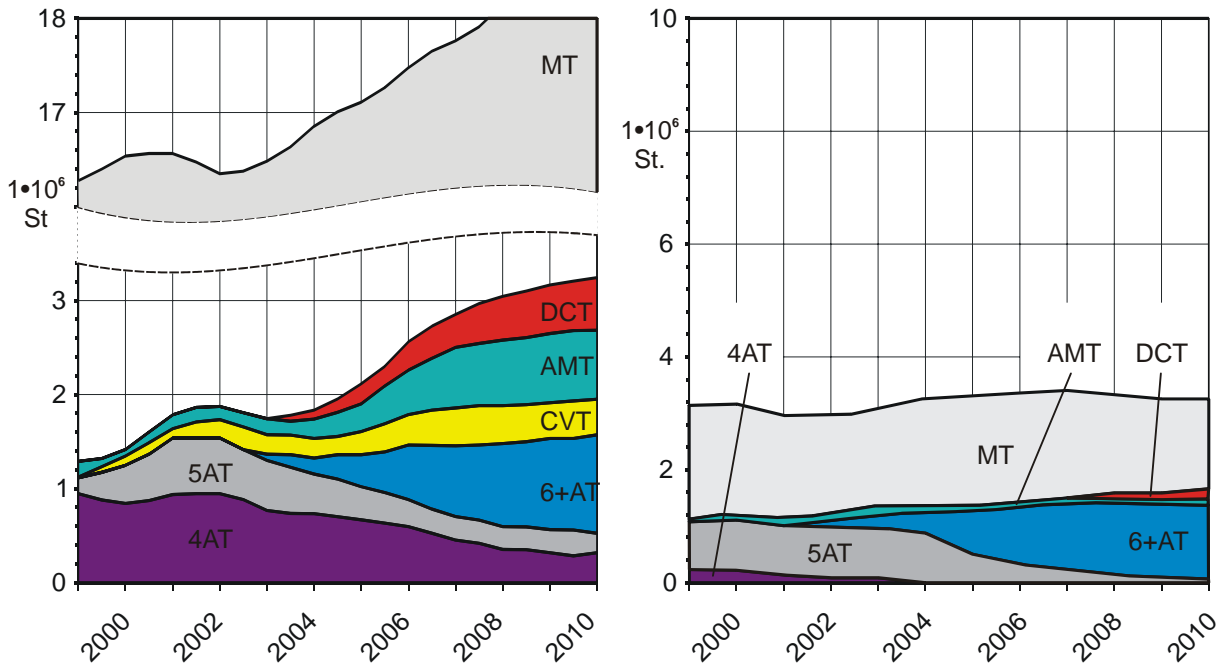


Abb. 1-2: Prognostiziertes Jahresvolumen verschiedener Getriebebauarten für frontangetriebene Fahrzeuge im Europäischen Markt [43]

Viele dieser Getriebebauarten beinhalten rotierende Aktoren, die mittels Drucköl betätigt werden. Dazu gehören sowohl Anfahr- und Schaltelemente als auch die Hydraulikkolben zur Verstellung des Variators und zur Erzeugung der Anpresskräfte im Stufenlosgetriebe. Zur Übergabe des Drucköls vom stehenden Getriebeteil an die rotierende Welle sind in der Regel ein oder mehrere abgedichtete Übergangsstellen vorhanden. Diese werden als Drehdurchführungen bezeichnet.

Die konstruktive Auslegung einer Drehdurchführung für die Druckölversorgung in automatischen Getrieben unterliegt einer Reihe von Randbedingungen. In automatisierten Schaltgetrieben treten Drücke bis zu 2,5 MPa und Drehzahlen bis zu 7.500 min^{-1} auf; Drücke von 8 MPa und Drehzahlen von 15.000 min^{-1} in CVT-Anwendungen stellen die Maximalwerte dar. Um hohe Reibleistungen und eine damit einhergehende hohe Temperaturbelastung der Dichtstelle zu vermeiden, ist es sinnvoll, diese axial an einem freien Wellenende anzuordnen und die wirksamen Reibradien zu minimieren. In der Mehrzahl der Anwendungen ist diese Möglichkeit jedoch nicht gegeben; das Drucköl muss stattdessen radial zugeführt werden. Die Dichtungsgröße wird daher durch den Wellendurchmesser an der entsprechenden Getriebestelle bestimmt. Bei für PKW-Anwendungen typischen Wellendurchmessern von 40 bis 70 mm ergeben sich hohe Gleitgeschwindigkeiten, Flächenpressungen und Temperaturen im Dichtspalt, denen das Dichtsystem dauerhaft standhalten muss.

Aufgrund des begrenzt zur Verfügung stehenden Bauraums, der Montagebedingungen und des im Automobilbau gegebenen Kostendrucks ist die Verwendung üblicher für hohe Drücke und Gleitgeschwindigkeiten geeigneter Dichtungen nicht möglich. Stattdessen werden teilweise Drosselspalt-, am häufigsten jedoch Rechteckdichtungen eingesetzt, die in Nuten zwischen der rotierenden Welle und dem Getriebegehäuse angeordnet sind und das Drucköl radial der Getriebewelle zuführen (Abb. 1-3). Die verwendeten Rechteckdichtungen gleichen

in ihren Abmessungen einem Kolbenring, der in diesem Fall keine oszillierende, sondern eine rotierende Bewegung erfährt. Die Gleitbewegung kann an der Seitenfläche (Flanke), aber auch an der Außen- bzw. Mantelfläche des Dichtrings stattfinden. Eine eindeutige Verdrehsicherung gegenüber dem Gehäuse oder der Welle ist meist nicht vorhanden.

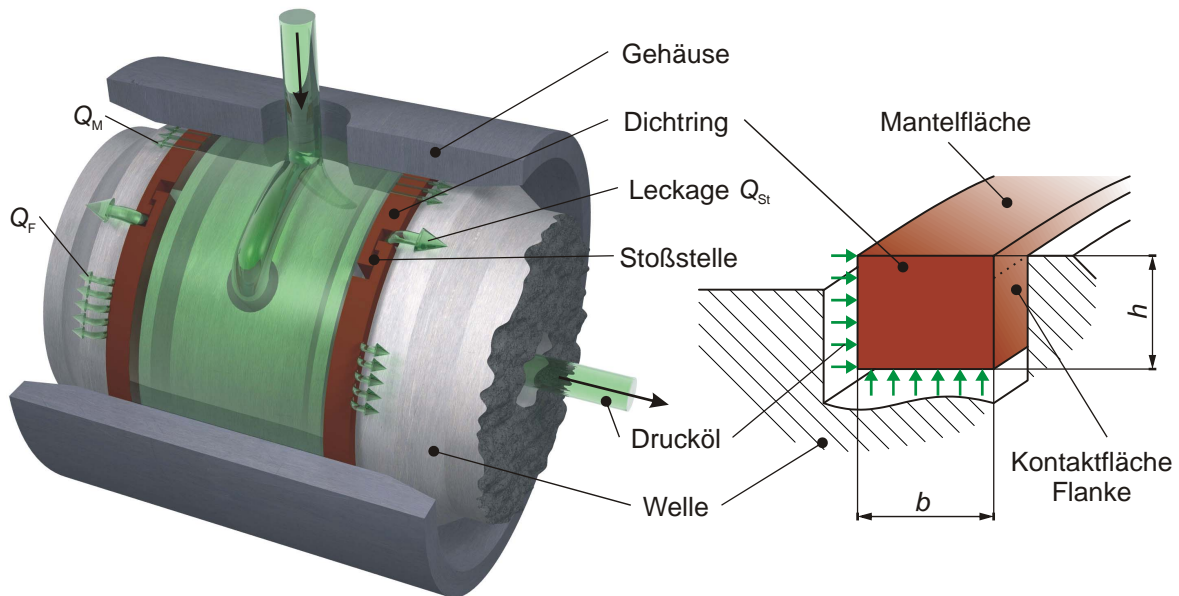


Abb. 1-3: Aufbau einer Drehdurchführung mit Rechteckdichtungen

Die Abdichtung erfolgt sowohl an der Dichtringflanke als auch an der Mantelfläche. Die hierzu notwendige Anpresskraft wird hauptsächlich durch den auf den Dichtring wirkenden Öldruck erzeugt. Zum Teil werden auch Dichtringe mit größerem Außendurchmesser verwendet, die beim Einbau in die Gehäusebohrung radial verspannt werden und so die Anpresskraft an der Mantelfläche erhöhen.

Zur Montage der Dichtringe in der Wellennut ist es notwendig, sie bis auf den Wellendurchmesser aufzuweiten. Zu diesem Zweck sind die Dichtringe mit einer Stoßstelle¹ versehen, die auch zum Ausgleich der im Betrieb auftretenden Wärmedehnungen dient. In seltenen Fällen werden auch Dichtungen aus elastischen Werkstoffen verwendet, die zuvor aufgeweitet werden und sich nach der Montage in der Wellennut wieder entspannen.

Verglichen mit anderen Dichtsystemen weisen Rechteckdichtringe eine verhältnismäßig hohe Leckage auf. Diese tritt hauptsächlich an der Stoßstelle aus. Die Leckage an Flanke Q_F und Mantelfläche Q_M ist dagegen gering. Zulässig ist dies, da das austretende Öl im Getriebe verbleibt und nicht nach außen gelangt. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass das Lecköl durch die getriebeinterne Ölpumpe nachgefördert werden muss. Zur Minimierung der Stoßleckage sind eine Reihe verschiedener Stoßgeometrien mit engen Spalten und Mehrfachumlenkungen entwickelt worden. Eine Auswahl ist in (Abb. 1-4) dargestellt.

¹ Die Stoßstelle eines Rechteckdichtrings wird oftmals auch als Schloss bezeichnet. Besonders häufig wird die Bezeichnung Schloss verwendet, wenn die Stoßgeometrie beider Dichtringenden miteinander verzahnt ist.

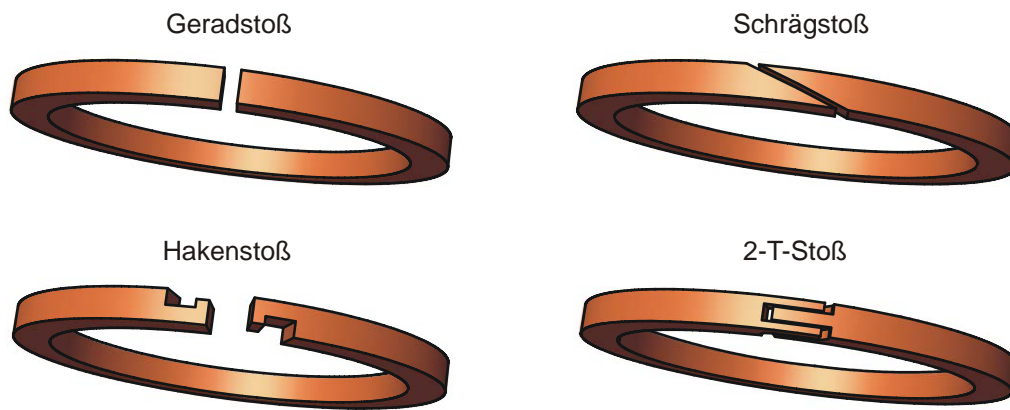


Abb. 1-4: Typische Stoßformen bei Rechteckdichtringen

Konventionelle Rechteckdichtungen werden aus Graugusslegierungen hergestellt. Diese zeichnen sich durch ihre hohe Temperaturbeständigkeit und Wärmeleitfähigkeit aus [23]. Seit Beginn der neunziger Jahre werden jedoch vermehrt auch Kunststoffe wie Polytetrafluorethylen oder Ethylentetrafluorethylen eingesetzt. Heute ist ein klarer Trend zu hochtemperaturbeständigen Thermoplasten festzustellen, die sich durch niedrige Reibwerte und geringen Verschleiß auch bei Betriebstemperaturen über 200 °C auszeichnen.

Der besondere Vorteil dieser Werkstoffgruppe liegt jedoch in der Möglichkeit, sie urformend über die Schmelze, d. h. thermoplastisch zu verarbeiten. Durch Einsatz der Spritzgusstechnologie lassen sich auch komplexe Dichtungsgeometrien kostengünstig realisieren, die mit spanenden Fertigungsverfahren kaum wirtschaftlich wären. Dies gilt insbesondere für den Bereich der Stoßstelle, die bei Dichtringen aus Grauguss fast ausschließlich als Gerad- oder Hakenstoß ausgeführt wird.

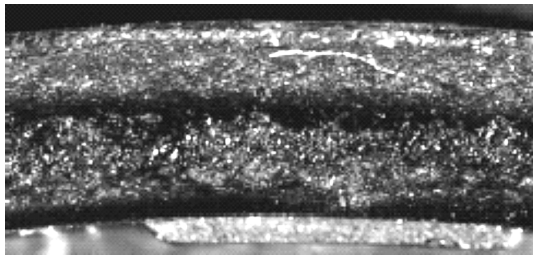
2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

2.1 Problemstellung

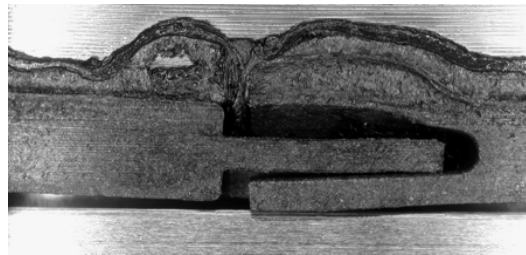
Die in Drehdurchführungen verwendeten Rechteckdichtungen (REDR) haben einen bedeutenden Einfluss auf die Funktionsfähigkeit von Fahrzeuggetrieben. Druckänderungen für Regel- und Schaltvorgänge müssen direkt und ohne Verzögerungen an die Aktoren weitergegeben werden. Ein Versagen des Dichtsystems kann zum Ausfall des gesamten Getriebes führen.

Auch im Hinblick auf den Getriebewirkungsgrad sind diese Dichtstellen nicht zu vernachlässigen. Reibungsverluste von einigen Kilowatt können auftreten, ein Vielfaches der Verluste anderer Dichtstellen. Diese verringern die Getriebeausgangsleistung und mindern so das Potenzial zur Verbrauchsreduktion. Angesichts der nur geringen Wirkungsgrad-differenzen zwischen den Kraftübertragungselementen verschiedener miteinander konkurrierender Getriebekonzepte sind für deren Erfolg oftmals die Verluste der mittelbar beteiligten Komponenten entscheidender als ihre eigenen.

Mit der Weiterentwicklung im Getriebe- und Motorenbereich geht eine zunehmende Erhöhung der auftretenden Fluiddrücke und Gleitgeschwindigkeiten einher. Die Beanspruchung der in getriebeinternen Drehdurchführungen verwendeten Rechteckdichtungen nimmt damit stetig zu. In verschiedenen Anwendungen stoßen diese an die Grenzen ihrer Belastbarkeit (Abb. 2-1). Problematisch sind insbesondere die im Dichtsystem entstehende Reibleistung und die daraus resultierende Temperaturbelastung in der Kontaktzone. Dabei kann sowohl der verwendete Dichtungswerkstoff als auch die abzudichtende Flüssigkeit thermisch zerstört werden.



Ölkohlebildung



Fließen / Schmelzen / Extrusion

Abb. 2-1: Schäden an Rechteckdichtungen

Neben den Reibungsverlusten wird vor allem die Leckage als kritisch angesehen. Die Toleranzgrenze beträgt selten mehr als 250 ml/min je Dichtring. Dem stehen Fördervolumenströme der getriebeinternen Ölpumpen gegenüber, die um mehr als das hundertfache über diesem Wert liegen. Einige Dichtringhersteller vermuten auch, dass durch die Leckage eine signifikante Kühlung der Dichtungen erreicht und so ihre Einsatzgrenze erhöht werden kann.

Im Hinblick auf die Funktion und Zuverlässigkeit der Drehdurchführung sowie den Wirkungsgrad des Getriebes ist es daher notwendig, schon bei der Auslegung des Dichtsystems eine Minimierung der Reibungsverluste anzustreben und die Stoßgeometrie richtig zu bemessen.

Trotz ihrer weiten Verbreitung in mobilen Anwendungen werden REDR für Drehdurchführungen derzeit nur grob anhand weniger mechanischer Abhängigkeiten und einiger empirisch ermittelter Parameter ausgelegt. Die in den Unterlagen der Dichtringhersteller vorhandenen Konstruktionsparameter betreffen meist nur die infolge thermischer Ausdehnungen zu berücksichtigenden Spaltmaße. Hinweise zur Auslegung der Querschnittsgeometrie und zu deren Einfluss auf die Funktion und Reibungsverluste des Dichtsystems fehlen nahezu vollständig. Während andere Dichtsysteme wie Gleitringdichtungen oder Radialwellendichtringe bereits Gegenstand zahlreicher wissenschaftlicher Untersuchungen sind und ihre Funktionsweise heute weitgehend bekannt ist, liegt eine genaue und umfassende Analyse von Rechteckdichtungen in Drehdurchführungen bisher nicht vor.

2.2 Zielsetzung

Vor diesem Hintergrund ist eine zielgerichtete Weiterentwicklung der Dichtungen dringend notwendig. Dies erfordert jedoch ein umfassendes physikalisches Verständnis der wirksamen Funktionsmechanismen und eine Identifizierung der ausschlaggebenden Einflussparameter. Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag leisten, diese Lücke zu schließen und konzentriert sich auf folgende Schwerpunkte:

- Ermittlung des Reibungs-, Bewegungs- und Verschleißverhaltens, der Temperaturbelastung sowie der Leckage von in Drehdurchführungen verwendeten Rechteckdichtungen.
- Methodische Analyse des Gesamtsystems unter dichtungstechnischen und tribologischen Gesichtspunkten zur Identifizierung der maßgeblichen Einflussparameter.
- Bestimmung der Ausfallmechanismen und Belastungsgrenzen von Rechteckdichtungen, insbesondere aus nichtmetallischen Werkstoffen.
- Bereitstellung von Grundlagenwissen, Berechnungsgrundlagen und Konstruktionshilfen zur zielgerichteten Auslegung der einzelnen Systemkomponenten unter Berücksichtigung äußerer Randbedingungen.
- Entwicklung und Erprobung von Dichtungsgeometrien, die zu einer signifikanten Reduzierung der entstehenden Reibungsverluste und Dichtspalttemperaturen führen.

2.3 Vorgehensweise

Zum Erreichen der in Kap. 2.2 definierten Ziele wird wie in Abb. 2-2 gezeigt vorgegangen. Eine eingehende Recherche zum Stand der Technik sowie frühere Untersuchungen des Autors an REDR [34] stellen die Ausgangsbasis für die vorliegende Arbeit dar. Neben Veröffentlichungen und Patentschriften zu REDR werden auch andere zur Abdichtung höherer Fluiddrücke geeignete Dichtungen und deren Konstruktionsprinzipien mit in die Betrachtungen einbezogen.

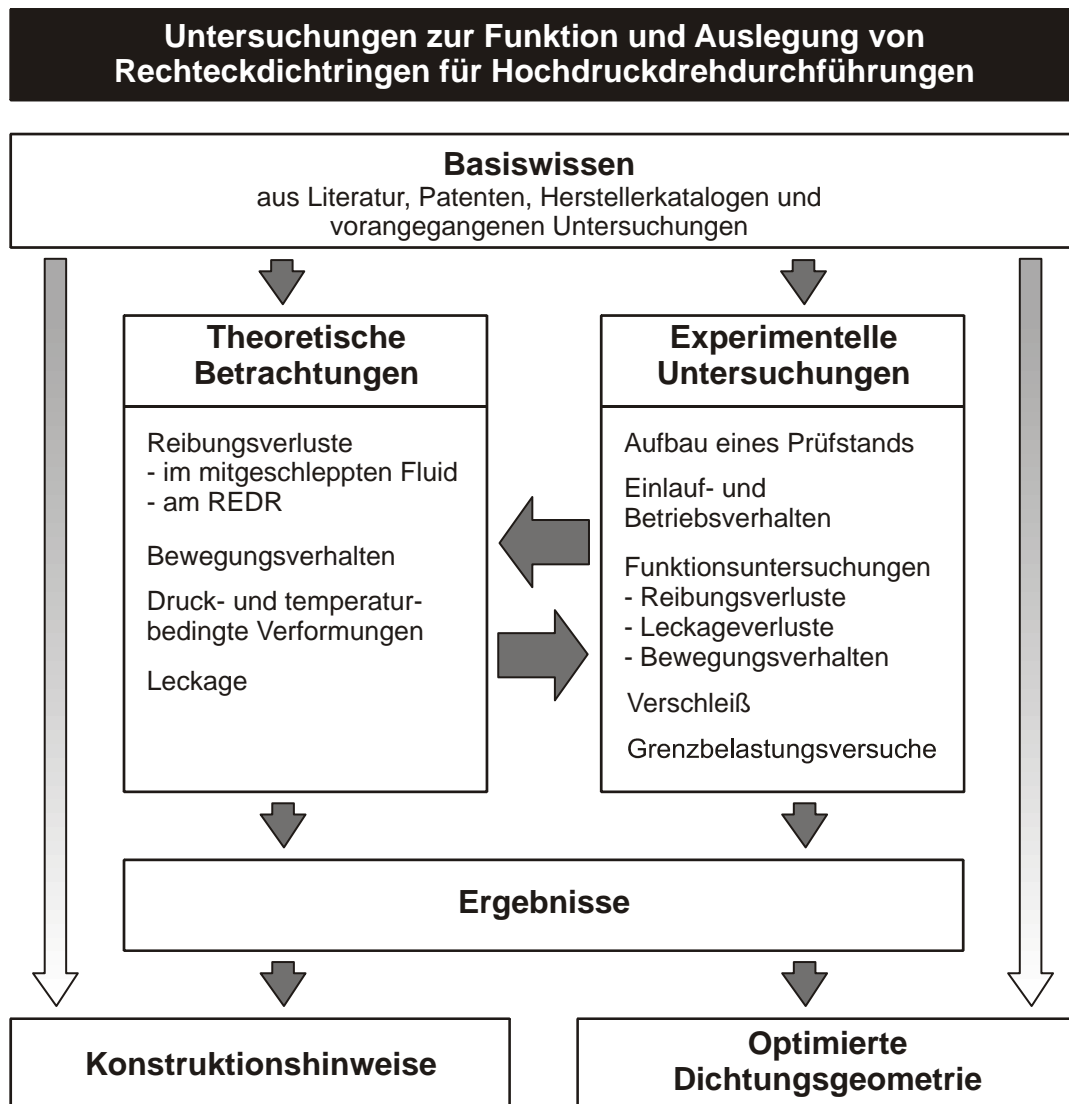


Abb. 2-2: Lösungsweg

Im Anschluss daran wird die Funktion des Dichtsystems systematisch analysiert. Einen besonderen Schwerpunkt bilden dabei Betrachtungen zu den Reibungsverlusten der Dichtungen, ihrem Bewegungsverhalten und der Verformungen im Bereich des Dichtkontakts. Darauf aufbauend erfolgen die Entwicklung der notwendigen Versuchseinrichtungen sowie die Festlegung der durchzuführenden Untersuchungen.

Die experimentellen Arbeiten beinhalten grundsätzliche Untersuchungen zum Einlauf- und Betriebsverhalten von REDR, Funktions- und Verschleißuntersuchungen. In einzelnen Grenzbelastungsversuchen werden anschließend die Ausfallmechanismen verschiedener Werkstoffe betrachtet. Während der experimentellen und theoretischen Arbeiten erfolgt ein ständiger Abgleich, um eine Berücksichtigung neu gewonnener Erkenntnisse zu ermöglichen. Aus den experimentellen Untersuchungen und theoretischen Erkenntnissen werden anschließend Hinweise zur konstruktiven Gestaltung von Drehdurchführungen mit REDR und zur Optimierung der Dichtungsgeometrie abgeleitet. Die Wirksamkeit der vorgeschlagenen Maßnahmen wird anschließend im Versuch überprüft.

3 Stand der Technik

Das nachfolgende Kapitel führt zunächst in die Grundlagen der Dichtungstechnik ein und gibt einen Überblick über druckbelastete Dichtungen für Drehdurchführungen und die für Dichtkontakte maßgeblichen tribologischen Zusammenhänge. Anschließend werden verschiedene Untersuchungen an REDR in Drehdurchführungen und die derzeit für diesen Dichtungstyp verwendeten Werkstoffe vorgestellt.

3.1 Grundlagen der Dichtungstechnik

Dichtungen werden in weiten Bereichen der Technik als Konstruktionselemente eingesetzt. Sie werden benötigt, um den Stoffaustausch zwischen zwei Räumen zu verhindern oder zu begrenzen. Überlagerte Druckdifferenzen und Bewegungen zwischen den abzudichtenden Räumen erschweren diese Aufgabe. Während Anfang des 20. Jahrhunderts noch Leder-manschetten als Dichtungen genügten, ist heute der Einsatz von modernen Werkstoffen gepaart mit dichtungstechnischem Spezialwissen erforderlich, um den aus der ständigen Weiterentwicklung der Technik resultierenden höheren Beanspruchungen und Anforderungen Rechnung zu tragen.

Die Kosten für Dichtungen sind verglichen mit anderen Maschinenelementen häufig gering. Im Hinblick auf die Funktion zählen sie aber nicht selten zu den kritischen Elementen einer Konstruktion. Das Versagen einer Dichtung kann schnell zur Gefährdung für Mensch und Umwelt oder zum Ausfall ganzer Maschinen und Anlagen führen. Die daraus entstehenden Folgen und Kosten stehen in keinem Verhältnis zum Wert der Dichtung selbst.

Als Dichtigkeit wird die Einhaltung einer kritischen Fluid- oder Gasleckage bezeichnet. Die Größenordnung einer Leckage kann je nach Anwendung recht unterschiedlich sein und muss für den Einzelfall definiert werden. Was für die eine Anwendung ausreichend dicht ist, kann für eine andere Anwendung bereits völlig unbrauchbar sein. Bei der Kurbelwellenabdichtung von Verbrennungsmotoren ist eine leichte Ölbenetzung hinter der Dichtung ohne weiteres zulässig. Bei Dichtungen von Bremsdruckleitungen ist dagegen kein Flüssigkeitsaustritt erlaubt.

Hervorgerufen werden Leckagen durch Konzentrations- und Druckunterschiede, teilweise auch durch mechanische Wechselwirkungen zwischen Dichtungen und Gegenfläche. Diese treiben die Moleküle der abzudichtenden Medien auch durch kleinste Spalte und Poren im Kontaktbereich hindurch. Bei sehr kleinen Gasmolekülen wie Wasserstoff oder Helium kann auch die Diffusion durch den Dichtungswerkstoff maßgeblich zur Leckage beitragen.

3.1.1 Einteilung von Dichtungen

Dichtungen lassen sich nach einer Reihe von Kriterien einteilen. Im Hinblick auf die Leckage ist zwischen passiven und aktiven Dichtmechanismen zu unterscheiden. Passive Dichtungen wirken als Strömungsdrossel, sie mindern die Leckage durch Verringerung der strömungsrelevanten Querschnitte. Aktive Dichtungen zeichnen sich durch die Fähigkeit aus, in den

Dichtspalt vorgedrungenes Fluid in den abzudichtenden Raum zurückzuführen. Grundvoraussetzung für die Mehrzahl der aktiven Dichtmechanismen ist eine Relativbewegung zwischen den beteiligten Elementen.

Weit verbreitet ist die Unterscheidung von Dichtungen für ruhende (statische) und bewegte (dynamische) Maschinenelemente, die auf einen Vorschlag von *Trutnovsky* [108] zurückgeht. Im Hinblick auf Reibungs- und Leckageverluste ist weiterhin eine Einteilung nach berührenden und berührungsfreien Dichtungen sinnvoll (Abb. 3-1).

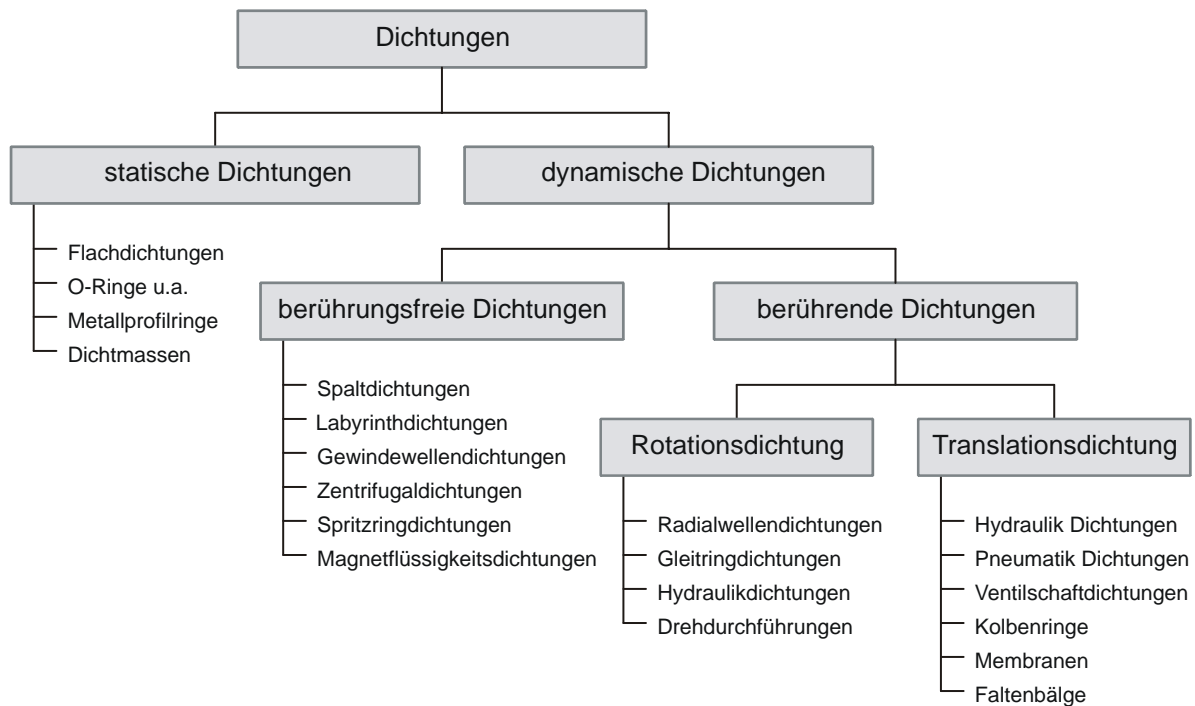


Abb. 3-1: Einteilung der Dichtungsbauformen mit ausgewählten Beispielen

Statische Dichtungen werden an ruhenden Maschinenteilen wie Rohren, Deckeln, Flanschen, aber auch als zusätzliches Element an dynamischen Dichtungen eingesetzt. Durch Formabweichungen und Oberflächenrauigkeiten bedingt, berühren sich technische Oberflächen nicht flächig, sondern nur an einzelnen Rauheitserhebungen. Zwischen den Kontaktbereichen ergeben sich Mikrospalte. Dichtmassen verhindern den Stoffaustausch durch die sich ergebenden Kanäle, indem sie diese vollständig ausfüllen. Hierbei kommen sowohl elastisch als auch plastisch aushärtende Materialien zum Einsatz. Teilweise können sogar makroskopische Spalte mit diesen Dichtmitteln verschlossen werden. Es ist aber stets eine sorgfältige Abstimmung auf den jeweiligen Anwendungsfall erforderlich. Flachdichtungen, O-Ringe und Profildichtungen passen sich durch äußere Kräfte an die Oberflächen an und reduzieren auf diese Weise die Leckagekanäle auf ein Minimum.

Zur Gruppe der berührungsfreien Dichtungen zählen im wesentlichen Spalt- und Labyrinthdichtungen. Sie kommen ohne mechanische Berührung der beteiligten Teile und ohne einen festen Zwischenstoff aus. Die Dichtspaltgeometrie kann als starr angesehen werden und verändert sich durch betriebsbedingte Belastungen nicht.

Spaltdichtungen sind einfache Drosseln, die den Leckagestrom durch innere Reibung reduzieren (passiver Dichtmechanismus). Aufgrund der technisch realisierbaren Spaltgröße von einigen hundertstel Millimetern sind Spaltdichtungen hinsichtlich ihrer Leckage jeder berührenden Dichtung unterlegen.

Unter Labyrinth versteht man eine Kombination von Drosselspalten mit Umlenkungen und Querschnittsänderungen sowie Fangvorrichtungen. Im Spaltbereich sowie in den Umlenkungen wird die Fluidströmung passiv gedrosselt. Daneben gibt es noch Dichtungen, die mit aktiver Wirkungsweise, die ausgetretenes Fluid in den abzudichtenden Raum zurückfördern können. Hierzu gehören z. B. Gewindewellendichtungen und Zentrifugaldichtungen. Häufig werden mehrere dieser Anordnungen kombiniert, um eine hinreichende Dichtheit zu erreichen.

Berührungsfreie Dichtungen werden in schnelllaufenden Werkzeugspindeln und Turbinen eingesetzt. Vorteil dieser Dichtungen sind geringe Reibungsverluste, Wartungs- und Verschleißfreiheit. Nachteilig ist, dass mit berührungsfreien Dichtungen keine Abdichtung im Stillstand möglich ist und in der Regel nur geringe Druckdifferenzen zu beherrschen sind.

Berührende dynamische Dichtungen sind dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement gegen die bewegte Gegenfläche gepresst wird. Im Stillstand berühren sich die Elemente direkt an ihren Rauheitserhebungen, die teilweise zusammengestaucht werden. Mit zunehmender Differenzgeschwindigkeit kann das abzudichtende Fluid in die Grenzfläche zwischen Dichtung und Gegenfläche eindringen. Durch hydrostatische und hydrodynamische Effekte erfahren die Oberflächen eine partielle oder vollständige Trennung. Die entstehenden Dichtspalte sind häufig nur 0,1 bis 5 μm hoch und bewegen sich damit in der Größenordnung der Oberflächenrauheit der beteiligten Oberflächen.

Aufgrund der sehr geringen Spaltweiten zeichnen sich berührende gegenüber berührungsfreien Dichtungen durch eine sehr geringe Leckage aus. Durch den direkten Kontakt zwischen Dichtung und Gegenfläche ergeben sich jedoch meist hohe Reibkräfte.

Die am häufigsten verwendeten dynamischen Berührungsdichtungen für translatorische Bewegungen sind Stangendichtungen für Anwendungen in der Hydraulik und Pneumatik und Radialwellendichtringe für rotierende Abdichtungen. Durch Ausnutzung aktiver Dichtmechanismen lässt sich heute mit diesen Elementen in der Praxis eine vollständige technische Dichtheit² erreichen. Im Falle der Stangendichtungen wird die aktive Rückförderungswirkung durch angepasste druck- und umgebungsseitige Pressungsgradienten erzeugt, die beim Ausfahren der Stange den Schmierstoff stärker, beim Einfahren dagegen schwächer abstreifen. Im Falle von Radialwellendichtringen wird die Rückförderung durch unterschiedliche luft- und ölseitige Dichtkantenwinkel sowie eine angepasste Wellenoberflächenbearbeitung erzielt, die beim Einlauf der Dichtung eine charakteristische Verschleißstruktur erzeugt, die wie eine Mikrogewindewellendichtung wirkt.

² Bei ungefährlichen Flüssigkeiten werden Dichtstellen oft als technisch dicht bezeichnet, wenn keine abtropfende Leckage entsteht. Eine Benetzung der Bauteile mit dem abzudichtenden Fluid wird noch nicht als Undichtigkeit angesehen [64].

3.1.2 Aufbau von berührenden Wellendichtsystemen

Der grundsätzliche Aufbau eines berührenden Wellendichtsystems ist in Abb. 3-2 dargestellt. Ein beweglicher Dichtkörper bildet zusammen mit der rotierenden Gegenfläche den dynamischen Dichtspalt. Der Abstand beider Körper wird als Spalthöhe des dynamischen Dichtspalts bezeichnet. Ist dieser senkrecht zur Wellenachse ausgerichtet, so spricht man von einer Axialdichtung, bei parallel angeordnetem Spalt dagegen von einer Radialdichtung.

Um eine Leckage zwischen Dichtkörper und umgebendem Gehäuse zu verhindern, muss dieser Undichtheitsweg durch ein weiteres Dichtelement verschlossen werden. Diese statische Dichtstelle wird als Nebenabdichtung bezeichnet und kann sowohl in Form einer separaten Dichtung als auch als Formelement des Dichtkörpers selbst ausgeführt werden.

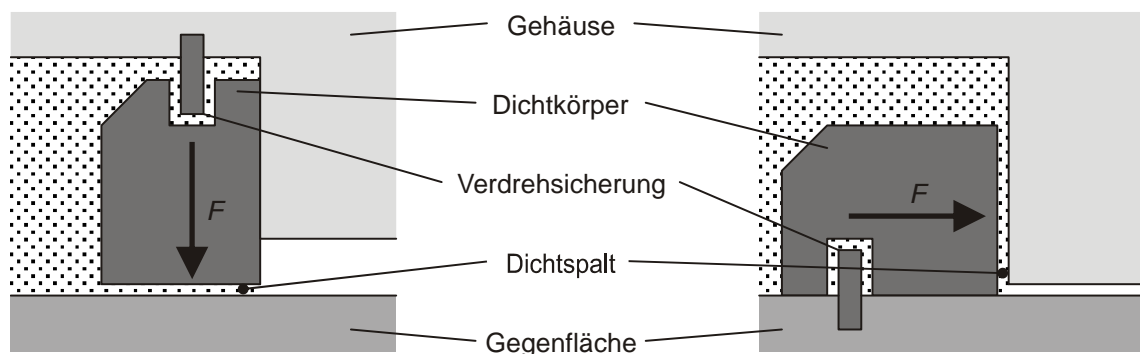


Abb. 3-2: Grundelemente von Wellendichtsystemen in Anlehnung an [64].

Links: Radialdichtung, rechts: Axialdichtung.

Ein Verdrehen des Dichtkörpers im Gehäuse ist in der Regel nicht zulässig. Daher ist es notwendig, die im Dichtspalt entstehenden Reibkräfte sicher an das umgebende Gehäuse zu übertragen. Diese Aufgabe übernimmt eine kraft- oder formschlüssige Verdrehsicherung, die nahezu bei allen Dichtungsbauformen vorhanden ist. Die einzigen Dichtungsbauformen, die ohne Verdrehsicherung auskommen, sind die in dieser Arbeit untersuchten REDR und die von Bock [12] beschriebenen schwimmenden Wellendichtringe. Ein Versagen der Verdrehsicherung hat oftmals katastrophale Folgen für die Funktion eines Dichtsystems, da die Kontaktfläche im Bereich der Nebenabdichtung meist nicht für Gleitbewegungen ausgelegt ist.

Notwendig und funktionsbestimmend für alle berührenden dynamischen Dichtungen ist die Anpressung des Dichtelements gegen die Gegenfläche durch die Anpresskraft F . Um das direkte Durchströmen des abzudichtenden Fluids durch großflächiges Abheben des Dichtkörpers von der Gegenfläche zu verhindern, muss die mittlere Flächenpressung p_m entlang des Dichtspaltes über dem gesamten Dichtungsumfang größer als der anstehende Fluiddruck p sein. Um eine ausreichende Dichtheit auch im Stillstand sicherzustellen, reicht dieses Pressungsniveau jedoch nicht aus.

In der Dichtungszone stehen die Körper nicht flächig im Kontakt miteinander, sondern nur an ihren Rauheitserhebungen. Hierdurch ergibt sich in der Kontaktfläche eine Vielzahl von kleinsten Leckkapillaren. Diese müssen durch die Annäherung der Oberflächen so weit verschlossen werden, dass keine durchgehenden Leckagekanäle mehr verbleiben oder diese

zumindest auf ein Niveau reduziert werden, bei dem die vorhandenen Kapillarkräfte das abzudichtende Fluid zurückhalten können. Die hierzu notwendige Kontaktspannung hängt maßgeblich von der Oberflächenrauheit und der Elastizität beider Kontaktpartner sowie den physikalischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe und des abzudichtenden Fluids ab. Um Formabweichungen entlang der Dichtfläche zu kompensieren, sind weitere Sicherheitszugaben vorzusehen. Daher sollte die mittlere Flächenpressung p_m über dem abzudichtenden Druck liegen.

Bei der Bemessung der mittleren Flächenpressung p_m ist allerdings nicht nur die statische Dichtigkeit, sondern vor allem auch die im Betrieb entstehende Reibleistung (3-1) und die daraus resultierende Temperaturbelastung der Dichtkörper ausschlaggebend.

$$P_R = \omega \cdot M_R = \omega \cdot \int_{F_T} r dF_T = \omega \cdot \mu \cdot \int_A r \cdot p_m dA \quad (3-1)$$

Für die meisten Wellendichtsysteme stellt die spezifische Reibleistungsdichte W_R eine entscheidende Beanspruchungsgrenze dar. Fast immer muss daher ein Kompromiss zwischen der in Bezug auf die statische Leckage hinreichenden Kontaktspannung und den zu minimierenden Reibkräften gefunden werden.

$$W_R = \frac{P_R}{A} = \mu \cdot p \cdot v \quad (3-2)$$

Die Erzeugung der Anpresskraft kann bei Wellendichtungen auf unterschiedliche Art und Weise erreicht werden. Bestes Beispiel hierfür ist der Radialwellendichtring (Abb. 3-3). Die Grundanpressung der Dichtlippe wird durch ein Übermaß zwischen Dichtlippe und Welle erzeugt. Beim Aufschieben auf die Welle wird der Dichtring aufgeweitet und verspannt. Zusätzlich zur elastischen Aufweitung des Dichtkörpers unterstützt eine hinter der Dichtkante eingelegte Schnurfeder die Grundanpressung. Insbesondere bei hoher Temperatur, bei der sich die Anpressung durch Wärmedehnung und Erweichung des Gummis verringert, liefert diese einen entscheidenden Anteil der Anpresskraft.

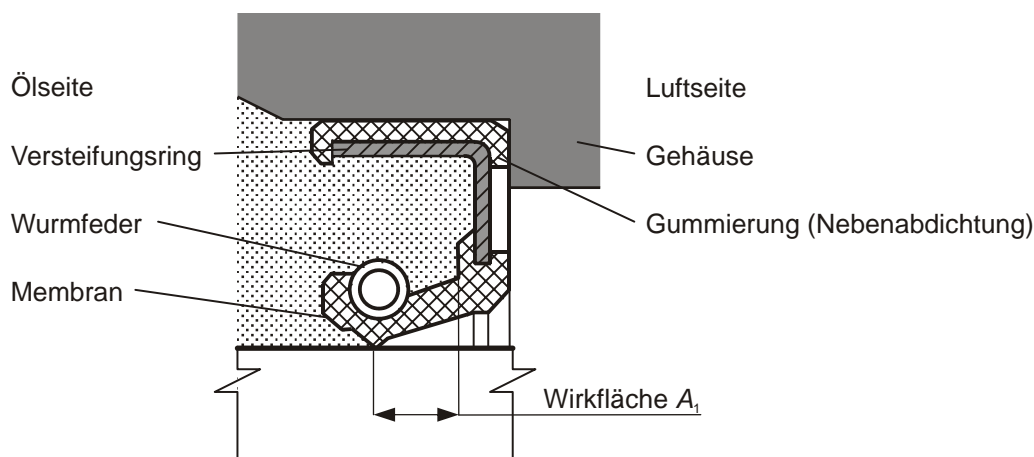


Abb. 3-3: Radialwellendichtring (RWDR) nach DIN 3760 / 3761

Radialwellendichtringe können auch zur Abdichtung geringer Druckdifferenzen eingesetzt werden. Hierbei ist zu beachten, dass zu der durch Aufweitung von Dichtkörper und Schnurfeder entstehenden Anpressung noch ein druckbedingter Anteil hinzukommt. Dieser kann konstruktiv durch Positionierung der Dichtkante verändert werden. Je kleiner die vom Druck belastete Wirkfläche A_1 ist, desto weniger wirkt sich der anliegende Druck auf die Anpresskraft aus.

Bei anderen Dichtsystemen lässt sich sogar eine Entlastung des Dichtkörpers mit zunehmendem Druck erreichen, indem die Lage der Dichtkante über den Spalt hinaus verschoben wird. Das Prinzip der Druckentlastung eignet sich besonders für den Einsatz bei großen Druckdifferenzen, um die im Dichtspalt entstehende Reibleistung und die damit einhergehende Temperaturbelastung zu vermindern.

Die Anpassung der Anpressung durch den abzudichtenden Druck wird im Allgemeinen als automatische Dichtwirkung bezeichnet. Die Änderung der Dichtflächenanpressung in Abhängigkeit der vorhandenen Druckdifferenz wird durch das Belastungsverhältnis

$$k = A_1 / A \quad (3-3)$$

beschrieben. Abb. 3-4 stellt diesen Einfluss vereinfacht dar. Die Beeinflussung der Anpresskraft durch den Druck ist umso geringer, je kleiner die vom Druck beaufschlagte Fläche A_1 im Verhältnis zur Fläche des Dichtspalts A ist. Für $k > 1$ steigt die Anpressung dagegen deutlich mit dem abzudichtenden Druck an.

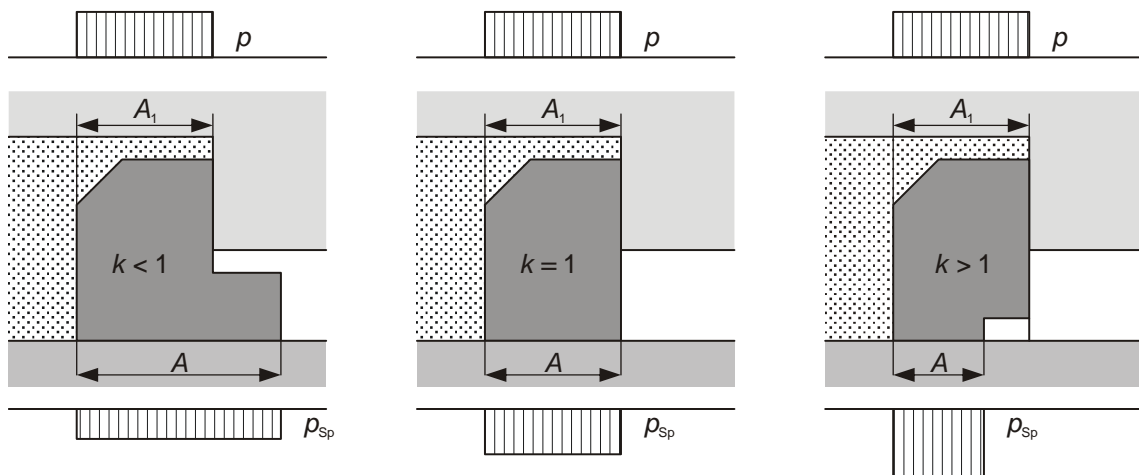


Abb. 3-4: Dichtflächenanpressung bei unterschiedlichem Belastungsverhältnis k , [64]

3.1.3 Wellendichtsysteme für Drehdurchführungen

Während axiale Drehdurchführungen mit einer einzelnen Dichtung auskommen und so prinzipbedingt geringere Reibungsverluste erzeugen, sind für radiale Drehdurchführungen immer zwei Dichtungen erforderlich. Diese umgeben den dazwischen liegenden Druckraum paarweise (Abb. 3-5). Das unter Druck stehende Fluid wird über eine oder mehrere Bohrungen in den Druckraum eingeführt und durch zwei sich kreuzende Bohrungen in der Welle axial weitergeleitet. Bei Drehdurchführungen mit mehr als einem Druckkreis wird diese Anordnung mehrfach hintereinander verbaut.

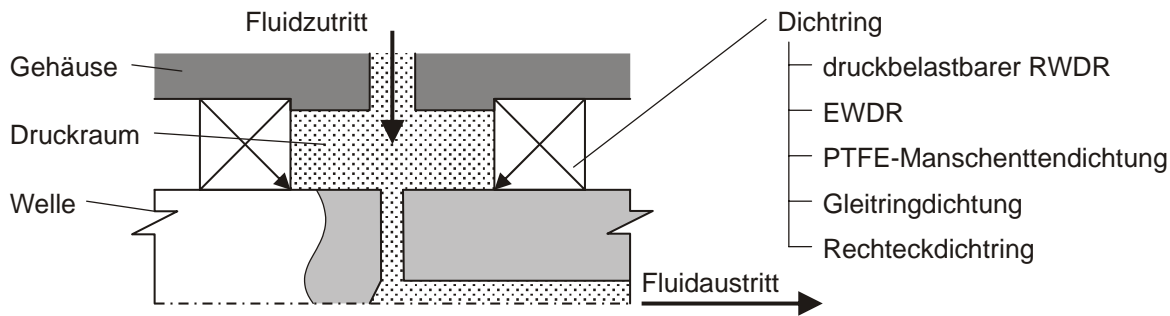


Abb. 3-5: Grundaufbau einer radialen Drehdurchführung

Als Dichtung für Drehdurchführungen eignen sich grundsätzlich eine Reihe (s. Abb. 3-5) von Dichtungsbauformen, die mit Ausnahme der REDR im Folgenden kurz vorgestellt werden. Letztere werden in Kap. 3.3 genauer beschrieben.

Bei geringem Druck ist sogar die Verwendung von üblichen Radialwellendichtringen für Drehdurchführungen möglich. Bei Drücken von mehr als 0,05 MPa und höheren Umfangsgeschwindigkeiten sind diese jedoch nicht mehr einsetzbar. Die in der Kontaktzone durch Reibung entstehende Temperatur führt im Betrieb zu einer schnellen Zerstörung des Dichtungswerkstoffes.

Aus diesem Grund werden zur Abdichtung höherer Drücke modifizierte Radialwellendichtringe mit verkürzter Dichtlippe eingesetzt (Abb. 3-6). Ebenso üblich ist die Verwendung von Manschentendichtungen mit Dichtlippen aus Polytetrafluorethylen (PTFE). Aufgrund des niedrigen Reibungskoeffizienten und der höheren Temperaturbelastbarkeit dieses Werkstoffes ist ein Einsatz bei bis zu 0,3 MPa und Gleitgeschwindigkeiten von 12 m/s möglich. Aufgrund der zum Druckraum weisenden Dichtlippe lässt sich die Anpresskraft konstruktiv verringern, eine Entlastung ist jedoch nicht möglich. Ungünstig ist zudem, dass aufgrund der relativ kurzen und damit steifen Anbindung der Dichtlippe an das Gehäuse nur eine begrenzte radiale Folgefähigkeit erreicht werden kann.

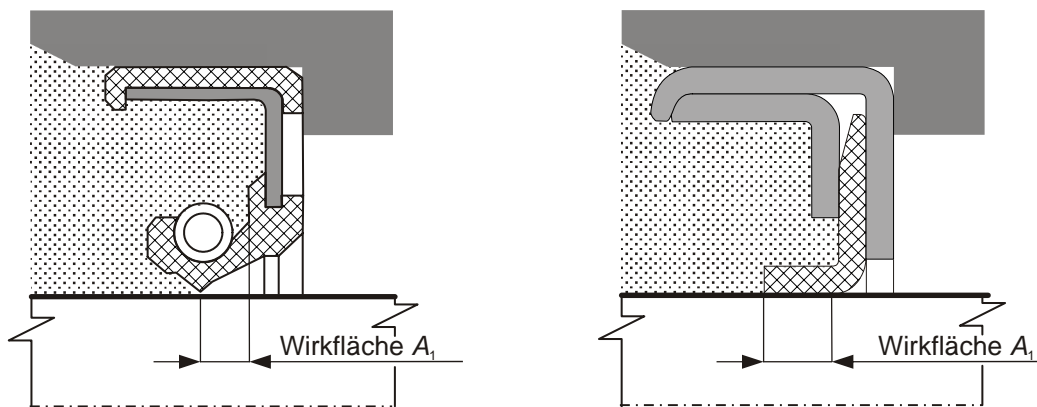


Abb. 3-6: Druckbelastbarer Radialwellendichtring aus Gummi und Manschentendichtung (geklemmte PTFE-Manschette)

Eine deutliche Verbesserung gegenüber den modifizierten Radialwellendichtringen mit verkürzter Dichtlippe stellen Entlastete Wellendichtringe (EWDR) dar (Abb. 3-7). Sie wurden mit dem Ziel entwickelt, ein kleines und preisgünstiges Dichtsystem zu realisieren, das die Abdichtung höherer Fluidrücke erlaubt.

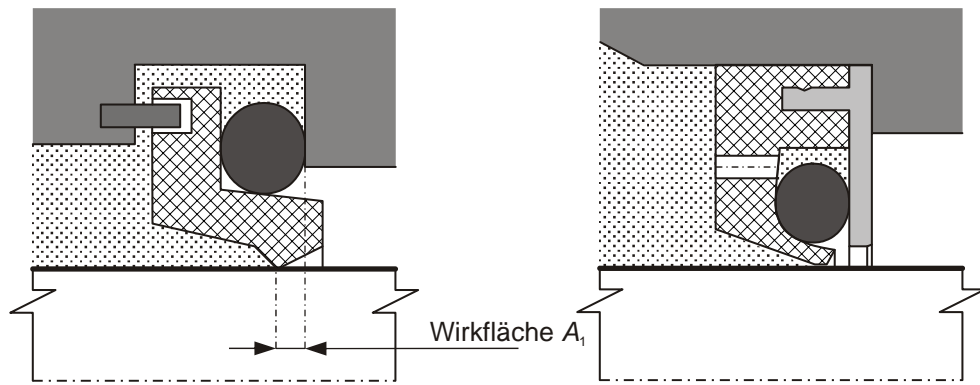


Abb. 3-7: Entlasteter Wellendichtring, links: Grundform, rechts: Kassettendichtung

Der Grundaufbau des EWDR besteht aus einem radial beweglichen PTFE-Dichtkörper, der sich druckseitig auf einem O-Ring abstützt. Die Dichtlippe ist gegenüber dem Dichtraum axial etwas zur Luftseite hin verschoben. Hierdurch wird mit zunehmendem Druck die Dichtlippe entlastet und der Anstieg der Reibleistung verringert. Diese Dichtungsbauform wurde von *Wäschle* [116] und *Wüstenhagen* [121] ausführlich untersucht. Als Anwendungsgrenze wird eine Umfangsgeschwindigkeit von 20 m/s bei 1 MPa oder 12 m/s bei 3 MPa angegeben. Für höhere Drücke und Gleitgeschwindigkeiten werden in der Regel Gleitringdichtungen verwendet.

Eine Gleitringdichtung besteht im Wesentlichen aus zwei starren Dichtkörpern, die gegeneinander gepresst werden. Zwischen ihnen entsteht unter günstigen Bedingungen ein dynamischer Dichtspalt mit weniger als 1 μm Höhe. Voraussetzung hierfür ist, dass die Dichtflächen ausreichend planparallel sind und senkrecht zur Wellenachse stehen. Aus diesem Grunde sind die beiden Dichtkörper winkelbeweglich an den umgebenden Bauteilen befestigt. Bei der in Abb. 3-8 dargestellten Gleitringdichtung werden an beiden Dichtkörpern hierzu O-Ringe eingesetzt, die gleichzeitig als statische Nebenabdichtung zu den angrenzenden Bauteilen dienen.

Um axiale Lageabweichungen infolge von Längentoleranzen, Wärmedehnungen und Verschleiß auszugleichen, muss einer der beiden Dichtkörper axial verschieblich sein. Dieser wird als Gleitring, der gegenüberliegende Dichtkörper dagegen als Gegenring bezeichnet. Die zwischen Gleit- und Gegenring auftretende Kontaktpressung ist für eine zuverlässige Funktion einer Gleitringdichtung von wesentlicher Bedeutung. Bei zu geringer Anpresskraft besteht die Gefahr, dass die Dichtkörper voneinander abheben und die Leckage durch den Spalt ansteigt. Bei zu hoher Anpresskraft erhöhen sich Reibmoment und Verschleiß des Dichtsystems.

Den äußeren Anpresskräften steht neben den Reibkräften an der Nebenabdichtung des Gleitringes der im Dichtspalt anstehende Fluidruck entgegen. Dieser wird über die Spallänge auf das Niveau des Umgebungsdrucks abgebaut. Der Druckverlauf im Spalt hat dabei maßgeblichen Einfluss auf die der Anpresskraft entgegenwirkende spaltöffnende Kraftkomponente. Bei parallelem Spalt ist er linear, während bei divergentem Spalt ein degressiver Druckabfall stattfindet.

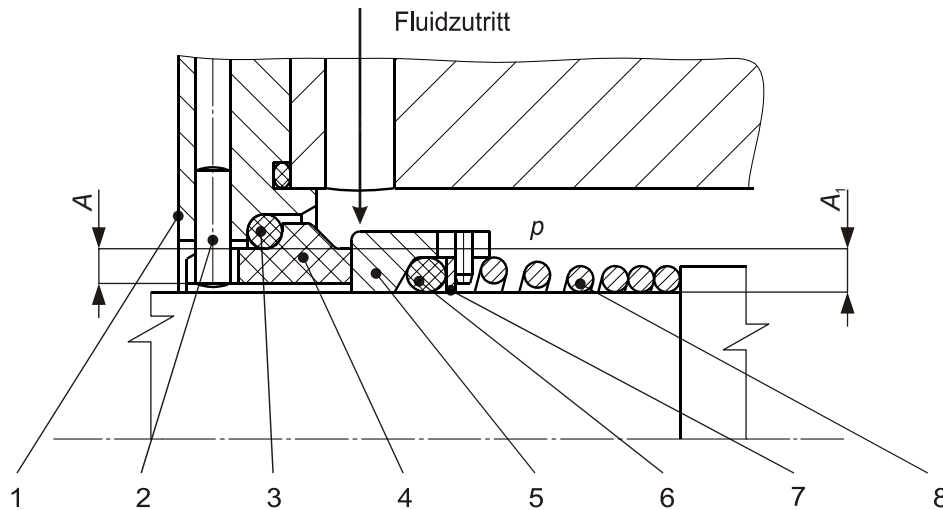


Abb. 3-8: Aufbau einer Gleitringdichtung, 1: Gehäusedeckel, 2: Verdrehsicherung, 3: Nebenabdichtung, 4: Gegenring, 5: Gleitring, 6: Nebendichtung, 7: Stützblech, 8: Feder

Für den Betrieb der Gleitringdichtung ist ein leicht konvergenter Spaltverlauf von Vorteil, da das abzudichtende Fluid in den Spalt eindringen kann und die Gleitflächen hydrostatisch entlastet werden. Gleichzeitig kühlt das Fluid die Kontaktpartner. Aufgrund des verzögerten Druckabbaus im Spaltverlauf ist jedoch mit einer erhöhten Leckage zu rechnen.

Die Anpresskraft wird bei Gleitringdichtungen durch Balg-, Spiral- oder Tellerfedern und durch den anliegenden Fluiddruck erzeugt. Bei Gleitringdichtungen zur Abdichtung hochviskoser Medien und bei Drücken von weniger als 1 MPa wird das Flächenverhältnis A_1/A (Belastungsverhältnis k) so gewählt, dass mit zunehmendem Innendruck die Anpresskraft stärker ansteigt, als der mittlere Fluiddruck im Dichtspalt. Diese Bauform wird als nicht entlastet bezeichnet. Wesentlich häufiger werden allerdings entlastete Gleitringdichtungen eingesetzt, bei denen das Belastungsverhältnis k kleiner als 1 ist, typisch sind Werte zwischen 0,55 und 0,9. Bei diesen steigt mit zunehmendem Druck der mittlere Spaltdruck stärker an, als die äußeren Druckkräfte. Durch die reduzierte Dichtflächenbelastung verringern sich Reibmoment, thermische Belastung und Verschleiß. Es besteht jedoch die Gefahr, dass es zum vollständigen Abheben der Gleitflächen kommt und die Leckage damit sprunghaft ansteigt.

Die im Kontakt erzeugte Reibungswärme ruft eine Stülpung der Dichtungskörper nach außen hervor, während die Druckkräfte eine Stülpung nach innen bewirken. Beide Effekte verursachen so eine Veränderung der im Ausgangszustand nahezu parallelen Spaltgeometrie (Abb. 3-9). Hierdurch ändert sich die Belastung der Gleitflächen und damit auch in den Kontaktflächen die erzeugte Reibungswärme. Die Druckverteilung im Spalt und die Verformung der Dichttringe beeinflussen sich auf diese Weise gegenseitig.

Angesichts der temperaturbedingten Verformung der Gleitflächen werden fast ausschließlich von außen mit Druck beaufschlagte Gleitringdichtungen eingesetzt, da mit zunehmender Temperatur im Dichtspalt ein leicht konvergenter Spaltverlauf entsteht und die Kontaktflächen entlastet werden. Nur so kann sich ein stabiler Abstand der Gleitflächen selbstständig einstellen. Es liegt ein selbsthelfender Dichtmechanismus vor. Bei Fluidbeaufschlagung von der Innenseite steigt die Belastung dagegen mit zunehmender Temperaturverformung an.

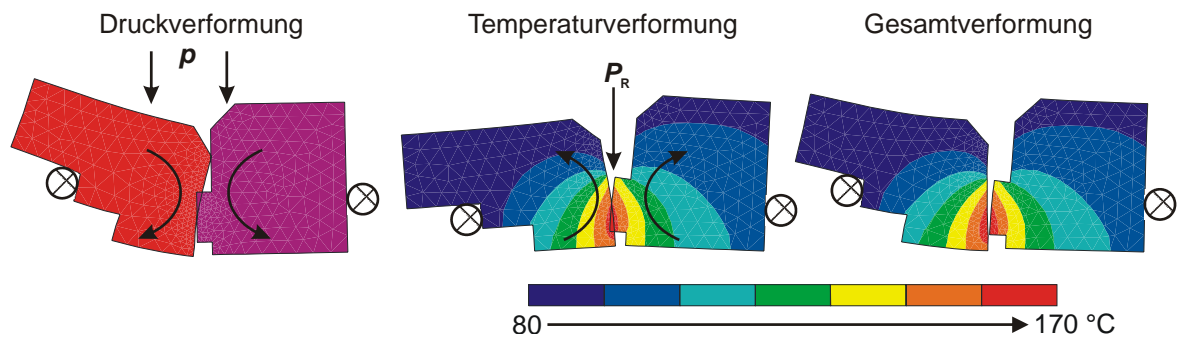


Abb. 3-9: Druck- und Temperatur bedingte Verformung der Dichtkörper einer Gleitringdichtung (FE-Rechnung, Verformung 300-fach überhöht dargestellt)

Zur Entlastung der dynamischen Dichtfläche werden bei Gleitringdichtungen sowohl hydrostatische als auch hydrodynamische Strukturen eingesetzt. Oftmals findet man auch eine Kombination beider Lösungsansätze. Hydrostatische Strukturen reduzieren die auf die Kontaktflächen wirkenden Normalkräfte, indem sie das Eindringen des abzudichtenden Fluids in die Kontaktfläche ermöglichen. Das Belastungsverhältnis k wird hierdurch verringert. Der Grad der Entlastung ist unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit in der Dichtfläche. Hydrodynamische Strukturen funktionieren dagegen nur bei ausreichender Gleitgeschwindigkeit. Das von dem rotierenden Gleitring in Umfangsrichtung mitgeschleppte Fluid erzeugt an den in die Gleitfläche eingebrachten Strukturen einen zusätzlichen Druckaufbau, der die Gleitflächen auseinander drückt.

3.2 Tribologie berührender Dichtsysteme

Berührende dynamische Dichtsysteme sind dadurch geprägt, dass im Kontaktbereich eine Relativbewegung zwischen Dichtung und Gegenfläche stattfindet. Reibungs- und Verschleißeffekte sind die Folge. Die interdisziplinäre Untersuchung derartiger Effekte zur Optimierung mechanischer Systeme hinsichtlich ihrer Funktion, ihres Wirkungsgrades und ihrer Zuverlässigkeit ist der zentrale Forschungsbereich der Tribologie [19].

Der Wort Tribologie entstammt der griechischen Sprache und kann vereinfacht als „Reibungslehre“ übersetzt werden. Wenn auch die Geschichte der Tribologie weit in die Zeit vor Christus zurück reicht, wurde der Begriff erst 1966 von einer Forschergruppe des *British Department of Education and Science* eingeführt. Eine genauere und umfassende Definition lässt sich einer Publikation der *Gesellschaft für Tribologie* (GFT) entnehmen [31]:

- Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander wirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten, konsistenten Stoffen oder Gasen ein.

3.2.1 Tribotechnische Systeme

Tribologische Eigenschaften sind keine reinen Werkstoffeigenschaften, sondern vielmehr als Eigenschaft eines komplexen Systems zu sehen, in dem Reibung und Verschleiß in

vielfältiger Weise voneinander abhängen. Schon die geringfügige Modifikation einer Einflussgröße kann dazu führen, dass sich die Reibungs- und Verschleißeigenschaften grundlegend ändern. Zur Optimierung eines tribologischen Systems ist daher die Betrachtung von Einzeleinflüssen und der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Komponenten notwendig. Hierzu wurde von *Czichos* und *Habig* [19] eine allgemein gültige Systematik entwickelt.

Die Struktur eines tribologischen Systems wird durch die an Reibungs- und Verschleißvorgängen beteiligten Elemente, ihre tribologisch relevanten Eigenschaften und Wechselwirkungen miteinander gebildet (Abb. 3-10). Hierzu zählen im einfachsten Fall zwei relativ zueinander bewegte Partner (Grund- und Gegenkörper), das Zwischenmedium im Kontaktbereich sowie ein Umgebungsmedium. Das Zwischenmedium dient in den meisten Fällen dazu, den Kontakt zwischen Grund- und Gegenkörper an ihren Rauheitserhebungen zu entlasten oder zu vermeiden.

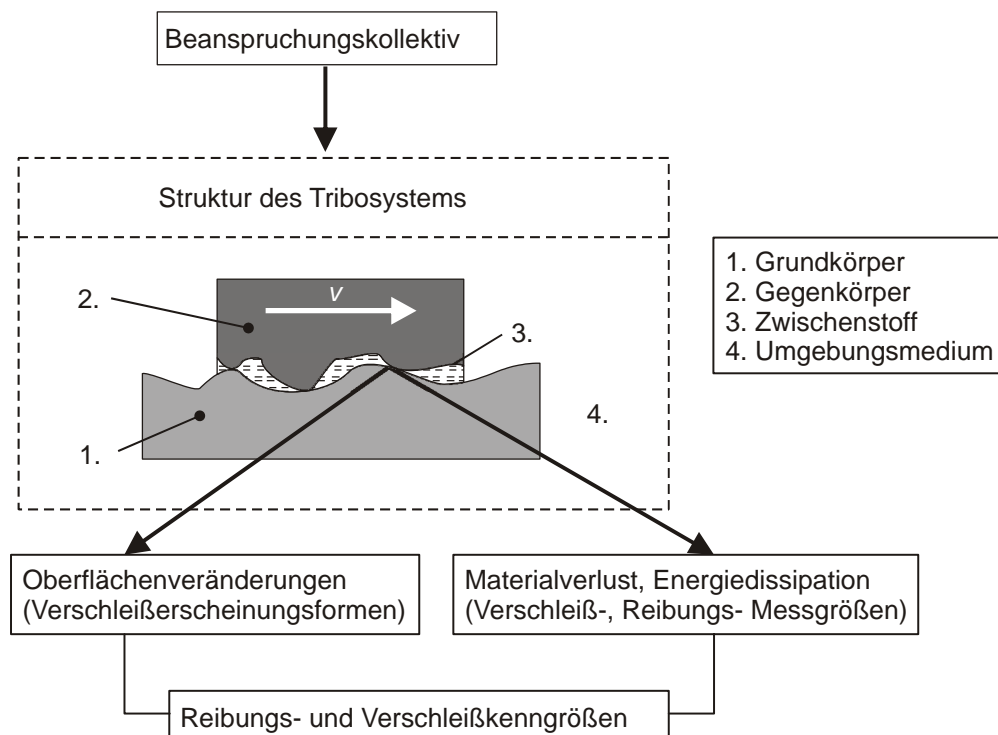


Abb. 3-10: Kenngrößen und Aufbau tribologischer Systeme [19]

Des Weiteren ist zwischen offenen und geschlossenen Tribosystemen zu unterscheiden. Bei geschlossenen Systemen, wie z. B. der Zahnradpaarung eines ölgeschmierten Getriebes findet kein Austausch der Teilelemente statt. Bei offenen Systemen sind ständig neue Elemente miteinander in Kontakt. Als Beispiele hierfür seien der Rad-Schiene-Kontakt von Schienenfahrzeugen oder ein Brechwerk im Steinbruch genannt.

Reibung und Verschleiß treten auf, sowie das System einer Beanspruchung ausgesetzt ist. Im Allgemeinen kann diese durch ein Beanspruchungskollektiv beschrieben werden, das sich aus einer Reihe physikalisch-technischer Parameter zusammensetzt, die auf die Systemkomponenten einwirken:

- Normalkraft F_N
- Geschwindigkeit v
- Temperatur T
- Beanspruchungsdauer t
- Kinematik (Bewegungsart und -ablauf)

Die von außen einwirkende Belastung führt im System zu einer tribologischen Beanspruchung. Diese ist gekennzeichnet durch Kontakt- und Reibungsvorgänge, die zu Oberflächenveränderungen, Material- und Energieverlusten führen. Die sich durch tribologische Beanspruchung im System ergebenden Veränderungen lassen sich anhand äußerer Parameter wie Reibungsmessgrößen (z. B. Reibbeiwert, Reibkraft, Verlustleistung) und Verschleißmessgrößen (Dimensions- oder Masseänderungen) bewerten.

3.2.2 Reibung

Die Erforschung der Reibung ist ein zentraler Forschungsbereich der Tribologie. Mit Ausnahme einzelner Fälle (Kupplungen oder Bremsen) wird in technischen Systemen immer eine Minimierung der auftretenden Reibung angestrebt, z. B. um Bewegungswiderstände oder Verlustleistungen zu verringern. Aus diesem Grunde ist die Untersuchung der Reibung bereits Gegenstand früher wissenschaftlicher Betrachtungen. Erste systematische Untersuchungen zur Reibung wurden von *Leonardo da Vinci* (1452 - 1519), *Guillaume Amontons* (1663 - 1705) und *Charles Augustin Coulomb* (1736 – 1806) durchgeführt. *Da Vinci* stellte fest, dass die Reibungskraft direkt proportional zur aufgebrachten Belastung und die Reibkraft unabhängig von der scheinbaren Berührfläche sei. Von ihm wurde erstmals die Definition des bis heute gültigen Reibbeiwerts eingeführt:

$$\text{Reibbeiwert } \mu = \frac{\text{Reibkraft } F_R}{\text{Normalkraft } F_N} \quad (3-4)$$

Hierbei ist anzumerken, dass das Symbol μ erst 1750 von Euler ergänzt wurde. Während sich *da Vinci* vor allem auf trockene Reibsysteme konzentrierte, untersuchte *Coulomb* die Einflüsse der Werkstoffpaarung, der Oberflächenbeschaffenheit, der Oberflächengröße als auch der Belastung. Darüber hinaus stellte er erste Überlegungen zur Ursache der Reibung an. Nach ihm wird das in Gleichung (3-4) beschriebene Gesetz auch als „Coulombsche Reibgesetz“ bezeichnet.

Reibung wird heute als Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung oder gegen deren Aufrechterhaltung verstanden. Sie beruht mikroskopisch auf Prozessen, die aufgrund elementarer Wechselwirkungen in den Kontaktbereichen zweier Körper oder Stoffbereiche eines Körpers ablaufen und zur Dissipation kinetischer Energie führen [19]. Unterschieden werden hierbei innere und äußere Reibung. Bei der inneren Reibung handelt es sich um den Widerstand eines Körpers gegen die Relativbewegung seiner inneren Elemente (Atome oder Moleküle), während die äußere Reibung zwischen Grund- und Gegenkörper des tribologischen Systems auftritt.

In der Tribologie wird die Reibung sowohl nach Kinematik der beteiligten Kontaktpartner (Gleit-, Roll- und Bohrreibung) als auch nach Schmierungs Zustand unterschieden (Abb. 3-11):

- Festkörperreibung
- Mischreibung
- Elastohydrodynamische Reibung
- Hydrodynamische Reibung

Im Bereich der Festkörperreibung wird der maßgebliche Teil der Normalkraft direkt zwischen Grund- und Gegenkörper übertragen, eine Entlastung über einen Zwischenstoff findet nicht statt. Hierbei berühren sich beide Körper jedoch nicht flächig, sondern nur an den Spitzen ihrer Oberflächenrauheit, die sich dabei elastisch und plastisch verformen. Die Gesamtfläche aller Mikrokontakte wird als reale Kontaktfläche A_r bezeichnet. Bei metallischen Werkstoffen nimmt die Anzahl der Mikrokontakte näherungsweise linear mit der Normalkraft F_N zu. Bei polymeren Werkstoffen ist dagegen meist ein degressiver Zusammenhang festzustellen.

Ein Sonderfall der Festkörperreibung ist die Grenzreibung. Diese ist dadurch gekennzeichnet, dass die Oberflächen mit einer durch chemisch-physikalische Wechselwirkungen gebildeten Schicht von molekularer Dimension überzogen sind, welche die Scherspannungen zwischen den Kontaktpartnern überträgt. Reibung und Verschleiß sind in diesem Fall verringert, da die Scherfestigkeit der Schicht meist deutlich geringer als die der Grundwerkstoffe ist.

Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Grund- und Gegenkörper entsteht durch den in den Spalt eingeschleppten Schmierstoff ein hydrodynamischer Druckaufbau. Solange die Normalkraft zum Teil über Festkörperkontakte und zum Teil über den Schmierfilm übertragen wird, liegt Mischreibung vor. Bei vollständiger Trennung spricht man dagegen von hydrodynamischer Schmierung. Die Schmierfilmhöhe ist in diesem Fall größer als die Summe der Oberflächenrauheit der sich berührenden Körper. Dieser Zustand ist im Hinblick auf einen möglichst geringen Verschleiß bei vielen tribologischen Systemen anzustreben.

Ein Sonderfall der hydrodynamischen Schmierung ist die elastohydrodynamische Schmierung (EHD). Diese kann in Systemen auftreten, in denen die Kontaktflächen sehr hohen Drücken ausgesetzt sind, die zu deren elastischen Verformung führt. Ähnliche Vorgänge finden mikroskopisch an einzelnen Rauheitserhebungen statt. Diese werden als mikro-elastohydrodynamische Schmierung bezeichnet.

Trotz der bedeutenden Entwicklung in den letzten Jahrzehnten ist die Situation in der Tribologie nach wie vor dadurch gekennzeichnet, dass eine große Menge experimenteller Untersuchungen durchgeführt werden müssen. Eine Theorie, die es erlaubt bei Kenntnis aller Systemparameter den Reibbeiwert oder Verschleißrate vorherzusagen, existiert mit Ausnahme des Bereichs der hydrodynamischen Schmierung nicht. Dennoch lassen sich die entwickelten Modellvorstellungen zur Analyse und tendenziellen Optimierung tribologischer Systeme nutzen.

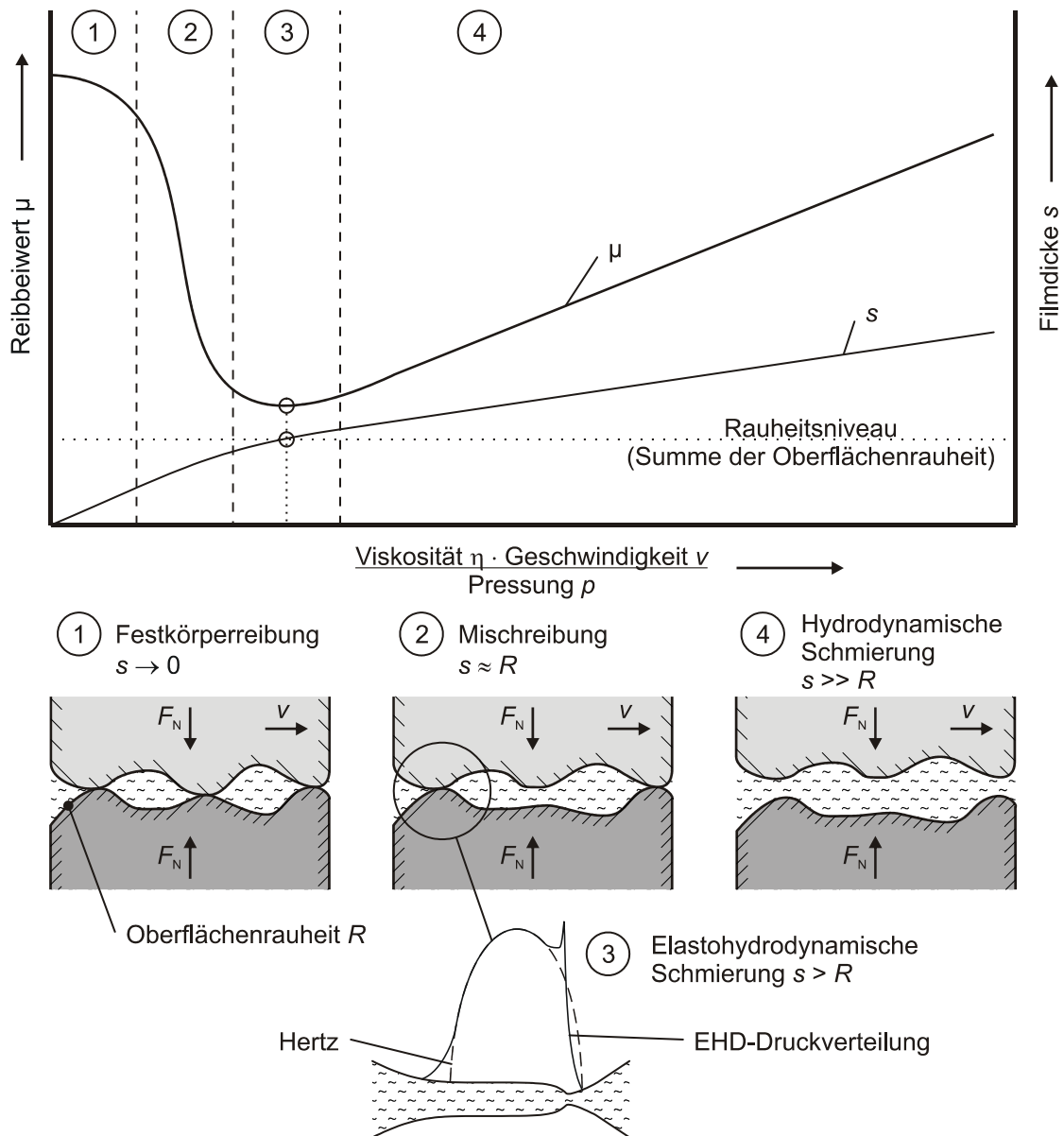


Abb. 3-11: Stribeck-Kurve und Reibungszustände im geschmierten Kontakt

Die heute zur Verfügung stehenden Modelle gehen auf die Grundmechanismen der Festkörperreibung zurück (Abb. 3-12). Grob unterteilen lassen sich diese in Adhäsions- und Deformationsmodelle (plastische/elastische Verformung und Furchung), die für unterschiedlichste Werkstoffe entwickelt wurden. Adhäsionsmodelle stellten unter anderem *Bowden* und *Tabor* [14], *Bartenev* [4], *Erhard* [25], *Halach* [38] und *Schallamach* [95] auf. Deformationsmodelle stammen zum Beispiel von *Greenwood* [32], *Moore* [60], und *Bressan, Genin, Williams* [15].

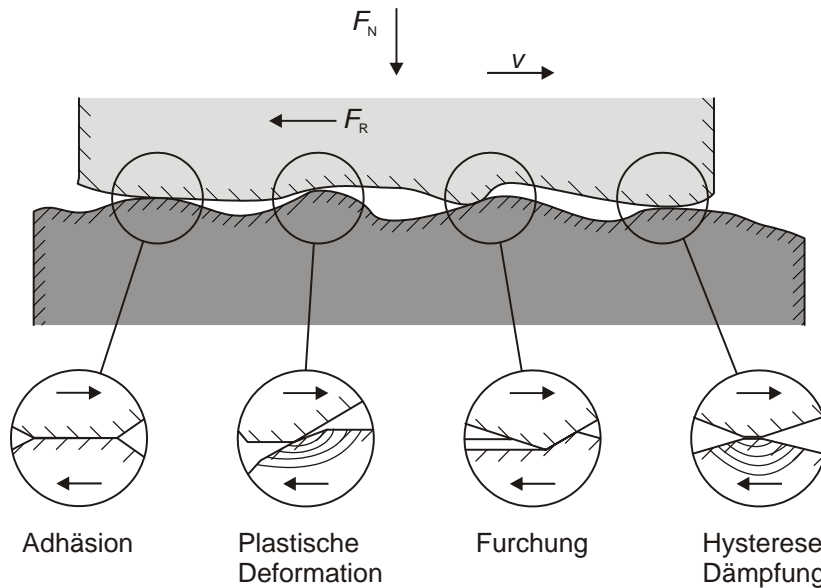


Abb. 3-12: Schematische Darstellung der Mechanismen der Festkörperreibung, [19]

Adhäsionskomponente F_{Adh} und die Deformationskomponente F_{Def} werden in den erstellten Modellen strikt getrennt voneinander betrachtet. Es ist jedoch davon auszugehen, dass in der Praxis beide einen Anteil zur Reibkraft F_R beitragen und sich diese auch gegenseitig beeinflussen. Die Reibkraft ergibt sich dann in grober Näherung aus der Summe der Einzelanteile:

$$F_R = F_{\text{Adh}} + F_{\text{Def}} \quad (3-5)$$

Die Ursache von Adhäsionskräften sind atomare oder molekulare Wechselwirkungen, die durch die Annäherung der Festkörperoberflächen im Bereich der Mikrokontaktstellen auftreten können. Bei Gleitpaarungen metallischer Partner geht man davon aus, dass sich metallische Bindungen im Bereich der Mikrokontaktstellen ausbilden. Bei Gleitpaarungen mit Kunststoffen sind dagegen Dispersionskräfte und kovalente Bindungen von entscheidender Bedeutung.

Ein einfaches Modell, welches die Adhäsionskomponente der Festkörperreibung metallischer Reibpaarungen beschreibt, wurde von *Bowden* und *Tabor* [14] entwickelt. Sie ordnen den einzelnen Mikrokontakten der realen Kontaktfläche die Scherfestigkeit τ_s zu. Daraus folgt für die Reibkraft:

$$F_R = \tau_s \cdot A_r \quad (3-6)$$

Für metallische Kontaktpartner kann bei plastischer Deformation im Kontakt die reale Kontaktfläche anhand des Fließdrucks p des weicheren Reibpartners bestimmt werden:

$$A_r = \frac{F_N}{p} \quad (3-7)$$

Daraus ergibt sich für die Adhäsionskomponente der Reibkraft:

$$F_{\text{Adh}} = \frac{\tau_s}{p} \cdot F_N \quad (3-8)$$

Ist die Scherfestigkeit der gebildeten Mikrokontakte größer als die Scherfestigkeit einer der beteiligten Grundwerkstoffe, so verlagert sich der Reibvorgang in den Werkstoff geringerer Festigkeit.

Für die Grenzreibung geschmierter Kontakte wird die Modellvorstellung von *Bowden* und *Tabor* erweitert. Sie unterteilen die reale Kontaktfläche in zwei Bereiche. Einen, in dem die Schmierstoffschicht vollständig durchbrochen und sich die Metalloberflächen einander direkt berühren und eine umgebende Zone, in der eine dünne Schmierstoffgrenzschicht die lokale Normalkraft trägt (Abb. 3-13). Bei guten Grenzschichten ist der Anteil des metallischen Kontaktbereichs ξ vernachlässigbar klein.

$$F_{\text{Adh.}} = A_r \cdot (\tau_s \cdot \xi + \tau_{\text{Grenz}} \cdot (1 - \xi)) \quad (3-9)$$

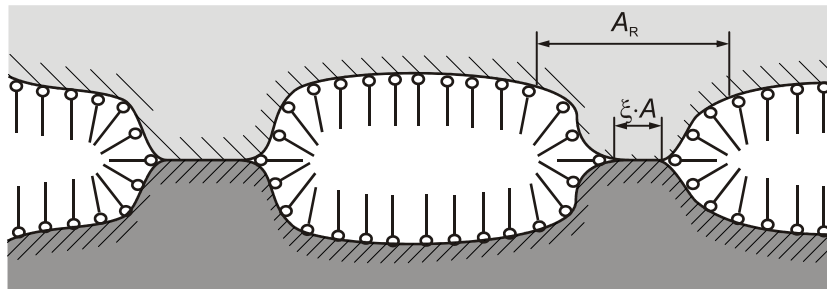


Abb. 3-13: Modellvorstellung zur Grenzreibung schmierstoffbedeckter Metallkontakte, [14]

Erhard zieht zur Beschreibung der Adhäsion die Oberflächenenergie der beteiligten Körper heran. Die Adhäsionsarbeit zweier sich berührender Körper a und b entspricht der Energie, die bei der Bindung aufgrund der niedrigeren spezifischen Grenzflächenenergie γ_{ab} gegenüber der Summe der beiden spezifischen Oberflächenenergien γ_a und γ_b der ungebundenen Körper als Wärme frei wird [94]. Die Arbeit W_{ab} ist aufzubringen, um zwei in Kontakt befindliche Flächen zu trennen. Auf dieser Grundlage sind qualitative Aussagen zu der zu erwartenden adhäsiven Reibung verschiedener Werkstoffe möglich.

$$W_{ab} = \gamma_a + \gamma_b - \gamma_{ab} \quad (3-10)$$

Das Modell von *Bartenev* zur adhäsiven Reibung von Polymerwerkstoffen basiert auf einem molekularkinetischen Ansatz. Hiernach haben atomare adhäsive Bindungen nur eine begrenzte Lebensdauer, da sich die Polymermoleküle auch in der Grenzschicht in ständiger Bewegung befinden (Mikrobrownsche Bewegung). Wiederholt reißen bestehende Verbindungen auf und bilden sich an anderer Stelle neu. Durch die auf die Kontaktfläche wirkende Tangentialkraft wird die zur Initiierung einer Bewegung erforderliche Aktivierungsenergie herabgesetzt. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Molekülbindungen steigt mit wachsender äußerer Kraft. Umgekehrt steigt mit zunehmender Bewegungsgeschwindigkeit die an den Kontaktpunkten angreifende Kraft. Dem entgegen steht, dass die Anzahl der im Kontakt stehenden Molekülverbindungen mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt. Kraftanstieg und Bindungszahl ändern sich also mit zunehmender Geschwindigkeit gegensinnig. Die Folge ist, dass die Reibkraft in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit ein relatives Maximum aufweisen muss [111].

In Modellen zum Deformationsanteil der Reibung wird die Berührung zweier Reibkörper idealisiert behandelt, in dem der wesentlich härtere Körper als vollkommen starr angesehen wird und dessen Rauheitserhebungen eine lokale Verformung des Gegenkörpers hervorrufen. Diese führt zu Energieverlusten und äußert sich makroskopisch als Reibkraft.

Bei sehr weichen Gegenkörpern (z. B. Polymeren) entsteht der Energieverlust durch innere Dämpfungsverluste (Hysterese). Zur Erläuterung seien hier kurz die Überlegungen von Moore [60] anhand von Abb. 3-14 wiedergegeben. Im Ruhezustand ist die Kontaktpressungsverteilung an jedem in Kontakt stehendem Rauheitshügel symmetrisch. Mit beginnender Bewegung wird diese jedoch verzerrt, da der Bereich vor der Rauheitserhebung zusätzlich axial gestaucht wird. Während sich bei langsamer Bewegung der Werkstoff hinter der Rauheitserhebung nahezu vollständig entspannen kann, bleibt bei schnellerer Bewegung eine Restdeformation erhalten, die zu einer verringerten Kontaktfläche auf der Bewegungsgewandten Seite führt. Die Reibkraft nimmt damit zu. Bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit führt die beanspruchungsbedingte Versteifung des Werkstoffs zu einer weiteren Reduzierung der realen Kontaktfläche. Die Pressungsverteilung im Kontaktbereich wird symmetrischer und die Reibkraft nimmt wieder ab.

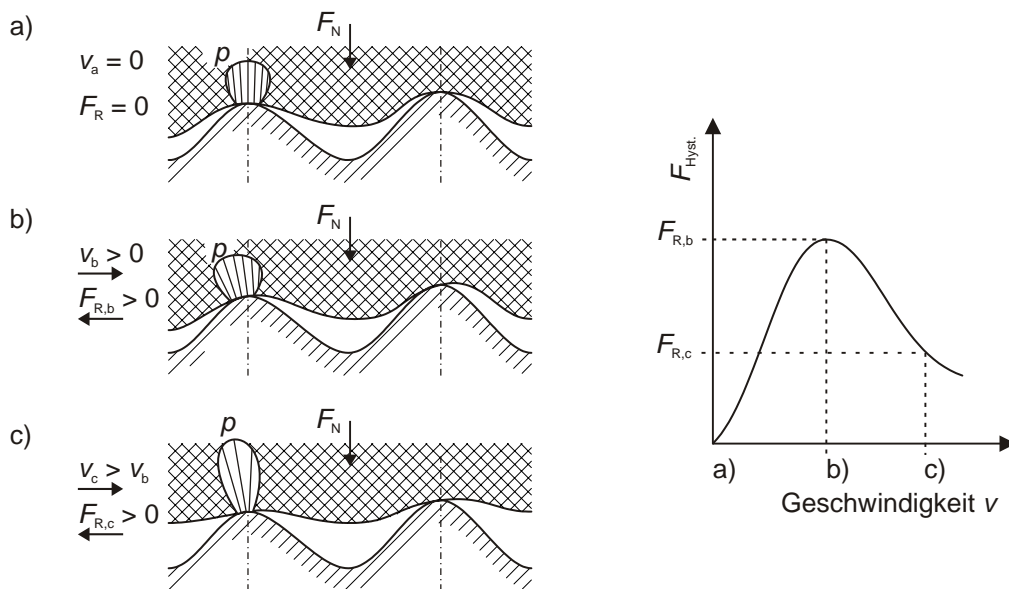


Abb. 3-14: Modell zur Hysteresereibung nach Moore [60]

Bei harten Körpern sind für den Energieverlust bei Reibvorgängen neben Dämpfungseffekten vor allem Abgleit- und Trennprozesse entscheidend.

3.2.3 Verschleiß

Die in einem tribologischen System auftretende Reibung verursacht Verschleiß, sofern die Materialbeanspruchung eine (systemspezifische) Intensität überschreitet. Nach [31] ist Verschleiß der Vorgang eines fortschreitenden Materialverlustes aus der Oberflächenschicht eines festen Körpers infolge tribologischer Beanspruchung. Verschleiß zeigt sich als Formänderung der beteiligten Oberflächen, im Entstehen von Verschleißpartikeln oder in der Änderung der Oberflächen durch chemische Reaktion.

Ähnlich der Reibung wird auch der Verschleiß in verschiedene Verschleißarten aufgeteilt. Je nach der Art der Relativbewegung wird zwischen Gleit-, Roll-, Wälz-, Schwingungs- und Furchungs- oder Spülverschleiß unterschieden [19]. Die Beschreibung der Ursachen für diese Verschleißarten erfolgt anhand der zwischen den Kontaktpartnern ablaufenden energetischen und stofflichen Wechselwirkungen, den Verschleißmechanismen (Abb. 3-15):

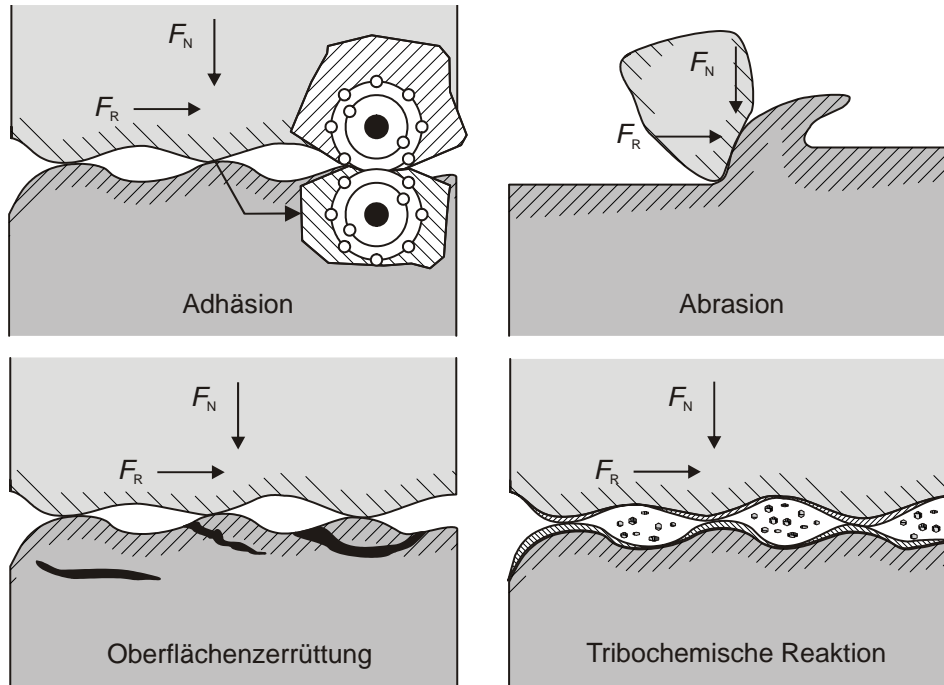


Abb. 3-15: Schematische Darstellung von Verschleißvorgängen bei direktem Kontakt

Adhäsion

Adhäsiver Verschleiß wird durch stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene hervorgerufen. Die an einzelnen Rauheitserhebungen auftretenden Kontaktpressungen führen zur lokalen Zerstörung vorhandener Oberflächenschichten. Durch den direkten Kontakt kommt es zu Grenzflächenverbindungen. Bei Metallen wird dieser Vorgang als Mikroverschweißung bezeichnet. Aufgrund der fortschreitenden Relativbewegung werden diese Verbindungen jedoch sofort wieder auseinander gerissen. Weisen die Kontaktstellen eine höhere Festigkeit als das ursprüngliche Material der Kontaktpartner auf, so kommt es bei der Zerstörung der Bindungen zum Werkstoffübertrag auf den festeren Kontaktpartner. Zurück bleiben Löcher, Kuppen und Schuppen auf den Oberflächen. Adhäsiver Verschleiß lässt sich durch die Oberflächen trennende Zwischenstoffe deutlich verringern.

Abrasion

Abrasion ist durch Furchungs-, Schneid- sowie Reißprozesse gekennzeichnet und tritt insbesondere dann auf, wenn die Oberfläche des härteren Kontaktpartners rau ist oder harte Partikel im Zwischenstoff vorhanden sind. Der härtere Werkstoff dringt in den Gegenkörper ein und erzeugt hier Furchen, Späne oder spröde Ausbrüche. Die beanspruchten Oberflächen sind durch Kratzer, Riefen und Wellen gekennzeichnet.

Oberflächenzerrüttung

Oberflächenzerrüttung tritt besonders in Systemen mit hoher Kontaktbeanspruchung auf. Die an den Mikrokontaktstellen übertragenden Kräfte führen zu einer mehrdimensionalen Beanspruchung in und unterhalb der Kontaktfläche, die sich zyklisch wiederholt. Diese Dauerbeanspruchung ruft zunächst Risse unterhalb der Oberfläche hervor, die mit fortschreitender Schädigung zu Grübchen und Abplatzungen führen. Mit zunehmender Zerstörung der Oberflächen nimmt der Verschleiß dann rapide zu, da die makroskopische Belastung über eine immer geringere reale Kontaktfläche übertragen werden muss.

Tribochemische Reaktion

Die Reaktion von Grund- und Gegenkörper eines tribologischen Systems mit den Bestandteilen von Zwischenstoff und Umgebungsmedium wird als tribochemische Reaktion bezeichnet. Diese führt zur Bildung von Oberflächenreaktionsschichten, die durch andere Verschleißmechanismen wieder abgetragen werden. Die reibungsbedingte Temperaturerhöhung im Reibkontakt und die ständige Freilegung neuer Oberflächenbereiche durch Abrasions- oder Zerrüttungsvorgänge begünstigen die Reaktion im Gleitkontakt. Allerdings können sich tribochemische Reaktionen teilweise auch günstig auf Reibungs- und Verschleißvorgänge auswirken. Als Beispiel hierfür seien Additive genannt, die in hoch beanspruchten Kontaktstellen von Wälzlagern zur Bildung weniger Nanometer dicken Schutzschichten führen und hierdurch die Adhäsionsmechanismen unterbinden.

Verschleißmessung

Die Verschleißmessung kann in tribologischen Systemen anhand von Gestalt- oder Masseänderungen erfolgen. An Axialdichtungen wird häufig die Verschleißlänge herangezogen. *Haiser* [37] nutzt diese, um den Verschleiß von Modellprüfkörpern aus PTFE zu beschreiben, deren Verschleißvolumen aufgrund der Dichtungsgeometrie direkt proportional zur Verschleißlänge ist. Ist die Verschleißgeometrie dagegen komplex geformt, wie z. B. bei Radialwellendichtungen oder Stangendichtungen mit profilierter Dichtlippe, so muss mindestens der Verschleißquerschnitt, bei nicht axialsymmetrischem Verschleißbild auch das Verschleißvolumen vermessen werden. Möglich ist dies z. B. durch Abtastung der Dichtungsflächen mit einem Tastschnittgerät an mehreren Stellen des Dichtringumfangs.

Ist die Bestimmung des Verschleißvolumens aufgrund von komplexen Verschleißprofilen notwendig, so kann dies bei bekannter Dichte des Verschleißkörpers auch anhand des durch den Verschleiß bedingten Massenverlusts erfolgen. Vorteilhaft ist diese Methode insbesondere bei Dichtungen, die sich durch die Beanspruchung im Betrieb stark verformen oder zum Kriechen neigen und durch die gesamte Geometrieänderung eine genaue Bestimmung des Verschleißvolumens erschweren.

Des Weiteren ist zu beachten, dass insbesondere bei Dichtungswerkstoffen Masseänderungen auch durch physikalisch-chemische Wechselwirkungen mit Zwischenstoffen und Umgebungsmedien auftreten können, welche die Verschleißbestimmung verfälschen. Als Beispiel hierfür ist die Quellung von Elastomeren anzuführen, die in normalen Fällen bis zu 10 % und in extremen Fällen sogar bis zu 30 % betragen kann. Bei hartelastischen Kunststoffen kann

die Gewichtszunahme je nach verwendetem Typ bis zu 3 % betragen. Angesichts der geringen Dichte dieser Werkstoffe sollten für eine Beurteilung des Verschleißes von Rechteckdichtungen daher immer Gestalt- und Masseänderungen herangezogen werden.

Nach DIN 50321 werden Gestalt- und Masseänderungen als direkte Verschleißmessgrößen bezeichnet. Indirekte Verschleißmessgrößen beschreiben die Abhängigkeit des Verschleißes in Relation zu einer Bezugsgröße. So ergibt sich aus dem auf die Beanspruchungsdauer bezogene Verschleißvolumen die Verschleißgeschwindigkeit. Für den Verschleiß von Dichtungen ist die Verschleißintensität, das auf den Gleitweg bezogene Verschleißvolumen besser geeignet.

Um einen Vergleich von Verschleißmessergebnissen zu ermöglichen, wird anstatt von Geometrie- oder Masseänderungen meist der auf die Belastung und den Gleitweg bezogene Volumenverlust W_V als Verschleißkoeffizient K_V herangezogen. Alternativ kann auch der auf die Kontaktpressung und den Gleitweg bezogene lineare Verschleiß W_l verwandt werden:

$$K_V = \frac{W_V}{F_N \cdot s} = \frac{W_l}{p_N \cdot s} \quad (3-11)$$

Aufgrund der in verschiedenen Betriebsbereichen geschmierter Dichtsysteme in stark unterschiedlichen Anteilen wirksamen Verschleißmechanismen, kann ein einmal empirisch ermittelter Verschleißkoeffizient K_V nur zur groben Verschleißabschätzung herangezogen werden.

Verschleißfortschritt

Der Verschleiß verändert sich bei der Mehrzahl von tribologischen Systemen im Laufe des Betriebes. Insbesondere bei berührenden Dichtsystemen ist nach einem relativ starken Einlaufverschleiß häufig ein Rückgang auf eine konstante Verschleißgeschwindigkeit zu beobachten (Abb. 3-16). Während der Einlaufphase werden zunächst die aus Fertigungsprozessen herrührenden Rauheitsstrukturen abgetragen. Dies gilt sowohl für die Dichtungsoberfläche als auch für die Gegenfläche, wobei deren Verschleißvolumen aufgrund der höheren Oberflächenhärte in der Regel deutlich geringer ausfällt. Die Glättung der Oberflächen führt zu einem Rückgang der Verschleißgeschwindigkeit.

In der anschließenden stationären Phase hat sich die Verschleißgeschwindigkeit bis auf einen konstanten Wert verringert. Die Oberflächenrauheit beider Kontaktflächen ist soweit zurückgegangen, dass keine nennenswerte Glättung der härteren Gegenfläche mehr stattfindet. Bei ungünstiger Werkstoffpaarung tritt in einigen Fällen noch eine dritte Phase mit kritischem Verschleiß auf, in der die Verschleißgeschwindigkeit progressiv zunimmt. Ursache hierfür können Zerrüttungsvorgänge sein, die nach einer bestimmten Beanspruchungsdauer zu Rissen und Abplatzungen in der Oberfläche führen oder inhomogene Werkstoffe, deren Verschleißwiderstand sich in Abhängigkeit des Verschleißfortschritts ändert. Als Beispiel hierfür seien gefüllte Polymere genannt, bei denen zunächst nur der Grundwerkstoff verschleißt. Bei Überschreiten eines kritischen Verschleißvolumens können die Verstärkungsfasern ihre Anbindung verlieren, so dass sich anschließend ganze Oberflächenteile lösen.

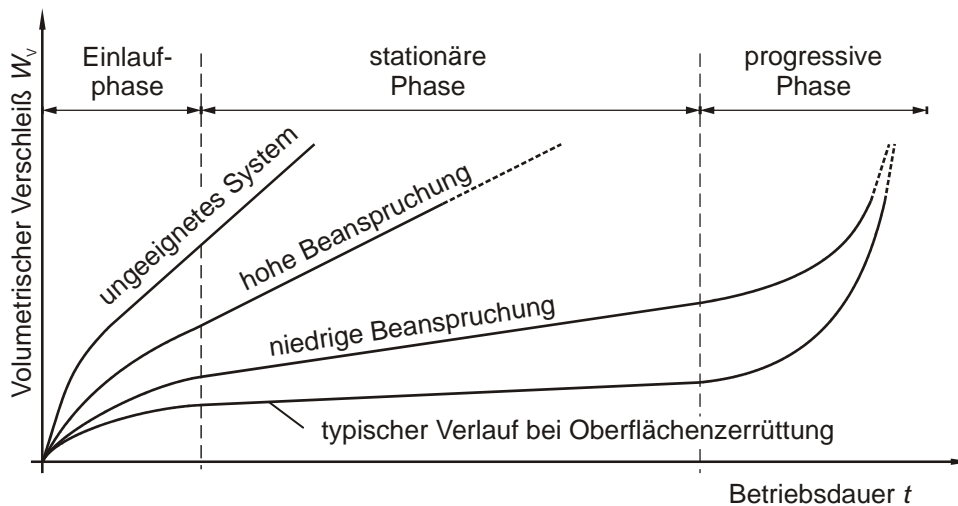


Abb. 3-16: Verschleißverlauf bei Dichtsystemen in Anlehnung an [37]

Bei ungeeigneten Gegenflächen oder sehr hoher Systembeanspruchung bleibt die Verschleißgeschwindigkeit auch nach der Einlaufphase auf hohem Niveau. *Haiser* [37] hat ein solches Verhalten z. B. bei verschiedenen Dichtungswerkstoffen festgestellt, die zusammen mit geschliffenen keramischen Gegenflächen eingesetzt wurden.

3.3 Drehdurchführungen mit Rechteckdichtungen

Verglichen mit Radialwellen- und Gleitringdichtungen gibt es bis heute nur wenige Veröffentlichungen, die sich mit der Untersuchung von Rechteckdichtungen in Drehdurchführungen beschäftigen. Die Entwicklung dieser Dichtungsbauf orm geht vermutlich auf die in Verbrennungsmotoren verwendeten Kolbenringe zurück, die sich in ihrer Querschnittsgeometrie nur wenig von Rechteckdichtungen unterscheiden. Daher werden diese in einigen Veröffentlichungen auch als Kolbenringe bezeichnet. Aufgrund der fehlenden oszillierenden Bewegung in Drehdurchführungen, die für Kolben typisch ist, wird im Einklang mit der englischsprachigen Literatur wird im Folgenden nur noch die Bezeichnung Rechteckdichtring verwendet.

Dressel gibt in [23] erste Hinweise zur konstruktiven Gestaltung von Wellenabdichtungen mit REDR aus metallischen Werkstoffen. Besonders Erfolg versprechend lassen sich REDR nach *Dressel* in Anwendungen einsetzen, in denen Dichtungen aus weichelastischen Materialien aufgrund der gegebenen Drücke und Gleitgeschwindigkeiten versagen darüber hinaus geringe Leckagen tolerierbar sind. Neben der überwiegend verbreiteten Variante mit außen spannenden Dichtring wird auch eine weitere vorgestellt, bei welcher der Dichtring auf der Welle verspannt wird und die erforderliche Nutgeometrie mit Hilfe von Distanz- und Deckringen im Gehäusebauteil realisiert ist (Abb. 3-17).

Eine Gleitbewegung darf nach *Dressel* nur an der Flanke des Dichtrings stattfinden. Bewegt sich dieser relativ zum Gehäuse, so besteht die Gefahr, dass dort eine Laufspur entsteht. Diese führe durch das zunehmende Aufklaffen der Stoßstelle zu einem Anstieg der Leckage.

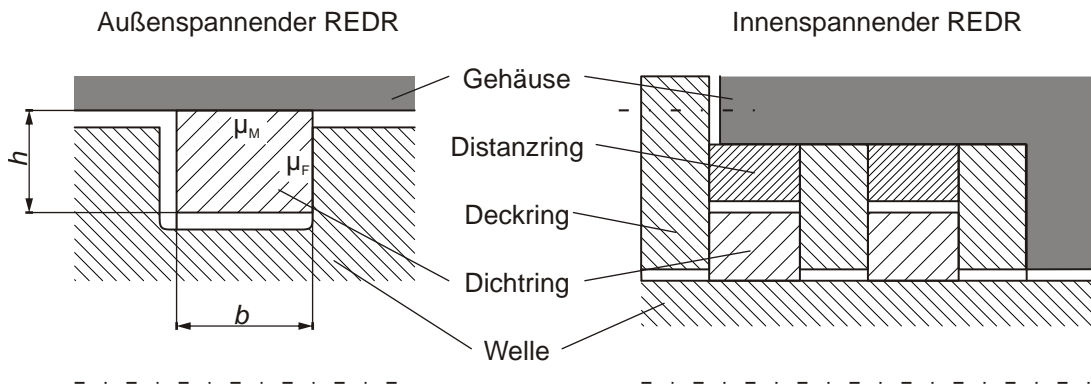


Abb. 3-17: REDR innen- und außerspannend

Zusätzlich wird bei Rotation des Dichtrings ein erhöhter Verschleiß durch die wirksamen Zentripetalkräfte befürchtet. *Dressel* schätzt die zu erwartende Dichtringbewegung anhand Gleichung (3-12) ab, die in grober Näherung das Verhältnis der an Umfangs- und Flankenfläche auftretenden Reibkräfte beschreibt. Für ein Stillstehen des Dichtrings zum Gehäuse fordert er einen Wert größer eins:

$$\frac{b \cdot p_U \cdot \mu_U}{h \cdot p_F \cdot \mu_F} > 1 \quad (3-12)$$

Da die Gleitreibungskoeffizienten an beiden Kontaktstellen nur schwer zu bestimmen sind, wird vorgeschlagen, ein ausreichendes Höhen-Breiten-Verhältnis einzuhalten:

$$\frac{b}{h} = 1,18 \dots 1,30 \quad (3-13)$$

Die maximale Belastbarkeit des Dichtsystems ermittelt der Autor anhand von Prüfstandsversuchen an Dichtringen mit 120 mm Nenndurchmesser. Da das Versagen von metallischen REDR immer auf Fresserscheinungen zurück zu führen sei, wird der Durchbruch des Schmierfilms am Dichtring als Ausfallkriterium herangezogen. Die hierfür genutzte Messvorrichtung wird allerdings nicht beschrieben. Als Grenzbelastbarkeit nennt der Autor für metallische REDR einen $p \cdot v$ -Wert³ von 10 MPa · m/s. Dieser lässt sich deutlich erhöhen, wenn die Welligkeit der Nutflanke reduziert wird (Abb. 3-18).

Eine weitere Steigerung der Belastbarkeit lässt sich mit Dichtringen erreichen, die einen T-förmigen Querschnitt aufweisen und hierdurch eine deutlich reduzierte Anlagefläche an der Nutflanke besitzen. Der Ursache dieses Effektes geht der *Dressel* allerdings nicht nach.

Rogler greift in seinen umfassenden Arbeiten [91], [92] die Ansätze von *Dressel* auf und untersucht sowohl die Grenzbelastbarkeit als auch das Bewegungsverhalten von metallischen REDR mit Hilfe der Radionuklidmesstechnik. Zur Untersuchung der Grenzbelastbarkeit bewertet er die an das Drucköl abgegebene Verschleißpartikelmenge. Hierzu werden

³ Das Produkt aus Gleitgeschwindigkeit und wirksamen Druck wird als $p \cdot v$ -Wert bezeichnet. Dieser wird häufig zur Beschreibung der Einsatzgrenze von Dichtungen verwendet, bei denen die in Dichtkontakt entstehende Reibungswärme für den Ausfall entscheidend ist.

aktivierte Dichtringe verwendet, deren Verschleißpartikel durch einen zusätzlichen Spülölkreis aus dem Prüfsystem abtransportiert werden. Die Kontamination des Öls wird in einem γ -Detektor erfasst. Zur Messung der Dichtringbewegung wird der Dichtring mit einem aktivierten Metallstift versehen. Die emittierte γ -Strahlung wird von einem außerhalb des Prüfgehäuses angeordnetem Detektor erfasst. Anhand der mittleren Impulsrate der γ -Quanten ist eine Bestimmung der Stiftposition und damit auch der Dichtringbewegung möglich.

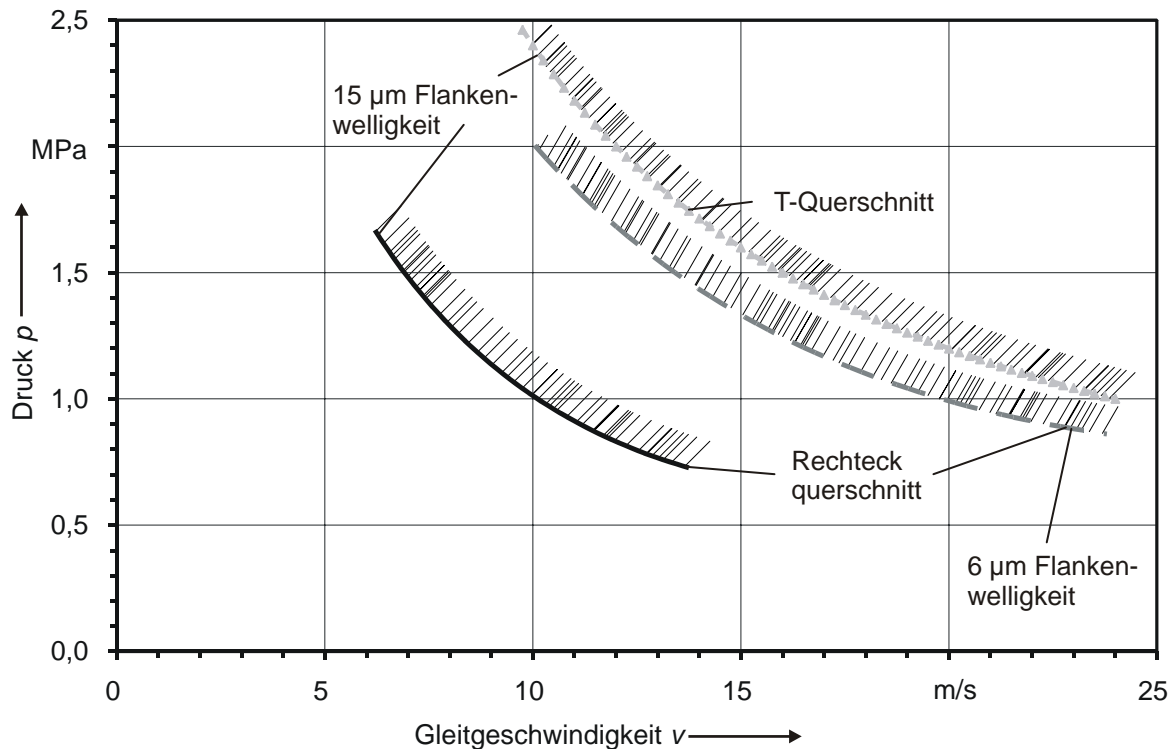


Abb. 3-18: Grenzkurven für REDR mit rechteckigem und T-förmigem Querschnitt aus [23]
(Grauguss-REDR, $d = 120$ mm, $b = 5$ mm, $h = 3,65$ mm)

Rogler ermittelte zunächst in Voruntersuchungen, dass das Ausfallverhalten von metallischen REDR stark von der Belastung während der ersten Betriebsstunden abhängt. Mit einer langsamen Steigerung der Belastung kann eine Verschiebung der Ausfallpunkte zu wesentlich höheren Belastungen erreicht werden.

Der Dichtringverschleiß lässt sich nach Rogler belastungsabhängig in drei Bereiche einteilen:

- 1) Betriebsbereich mit vernachlässigbar geringem Verschleiß,
- 2) Betriebsbereich mit signifikantem Verschleiß, der zu einer Lebensdauerreduzierung des Dichtsystems führt,
- 3) Betriebsbereich mit Fressverschleiß nach kurzer Laufzeit.

Während es in den Betriebsbereichen 1) und 2) nur zu einer vernachlässigbaren Bewegung des Dichtrings kommt ($< 0,15 \text{ min}^{-1}$), kann die Ringdrehzahl bei Fressverschleiß spontan auf den 100-fachen Wert ansteigen.

Die von Rogler ermittelten Grenzkurven zeigen, dass die Belastbarkeit metallischer Dichtringe wesentlich von der vorliegenden Gleitgeschwindigkeit abhängt und sich diese nicht durch einen konstanten $p \cdot v$ -Wert abbilden lässt. Insbesondere bei Gleitflächen aus

Einsatzstahl und globularem Grauguss sind bei hohen Gleitgeschwindigkeiten deutlich höhere $p \cdot v$ -Werte zu erreichen als bei niedrigen (Abb. 3-19).

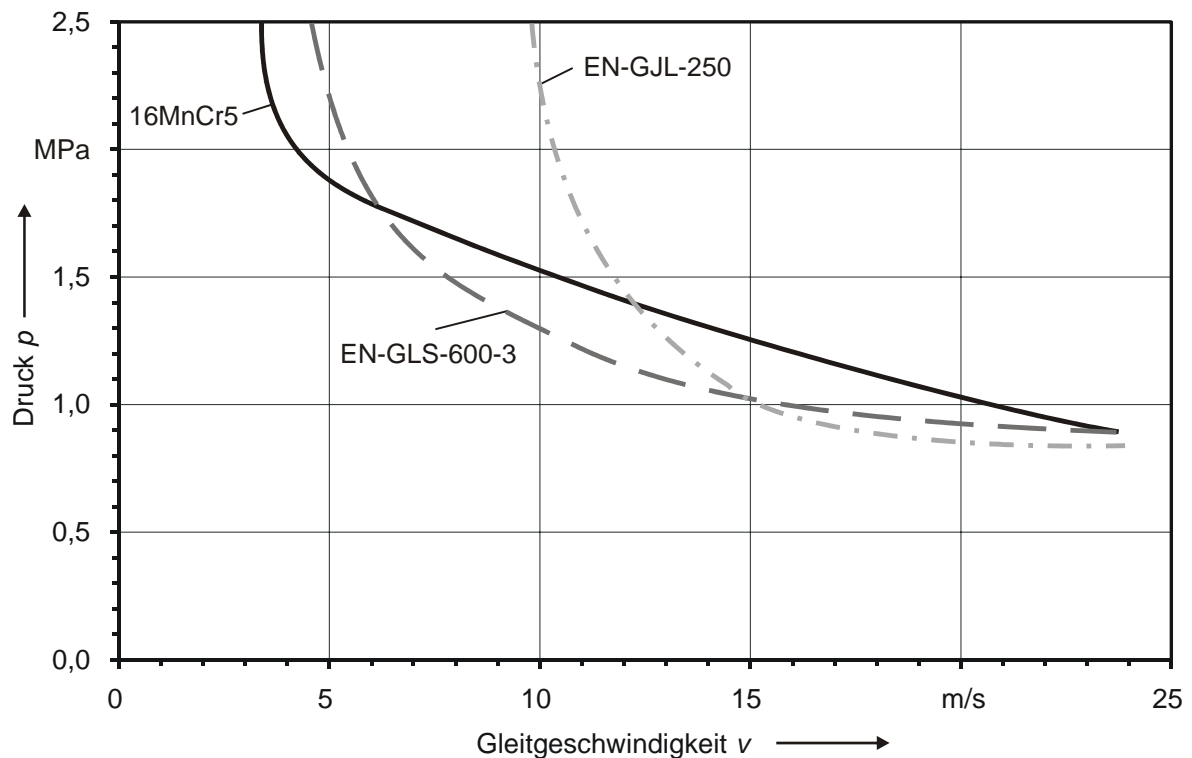


Abb. 3-19: Grenzkurven für REDR mit rechteckigem Querschnitt mit Variation des Werkstoffs für die Gegenlauffläche aus [92]
(Grauguss-REDR, $d = 80$ mm, $b = 4$ mm, $h = 2,7$ mm)

Erste Arbeiten zu REDR aus nichtmetallischen Werkstoffen wurden von *Kuroki* und *Sowa* [49] veröffentlicht. Sie untersuchen die Leakage von Dichtringen aus PTFE und ETFE mit Geradstoß und Schrägstoß. Zum Vergleich wird ein Grauguss-REDR mit Hakenstoß herangezogen. Sie stellen fest, dass die Leakage eines REDR im Wesentlichen durch die Spaltgeometrie der Stoßstelle bestimmt wird. Die thermische Längenausdehnung und die Stoßform wirken sich maßgeblich auf die Spaltgeometrie aus (Abb. 3-20).

Dichtringe mit geradem Stoß zeigen eine mit zunehmender Öltemperatur abnehmende Leakage. Der Stoßspalt schließt sich durch die Längenausdehnung des Dichtrings. Bei schräger Stoßgeometrie ist zunächst eine Abnahme der Leakage festzustellen, die allerdings bei höheren Temperaturen wieder zunimmt. Dies sei vermutlich darauf zurück zu führen, dass sich der Stoßspalt bei zunehmender Erwärmung schließt und sich dann die beiden Stoßenden aneinander vorbei schieben, so dass ein zusätzlicher Spalt an der Flanke aufklafft (Abb. 3-21).

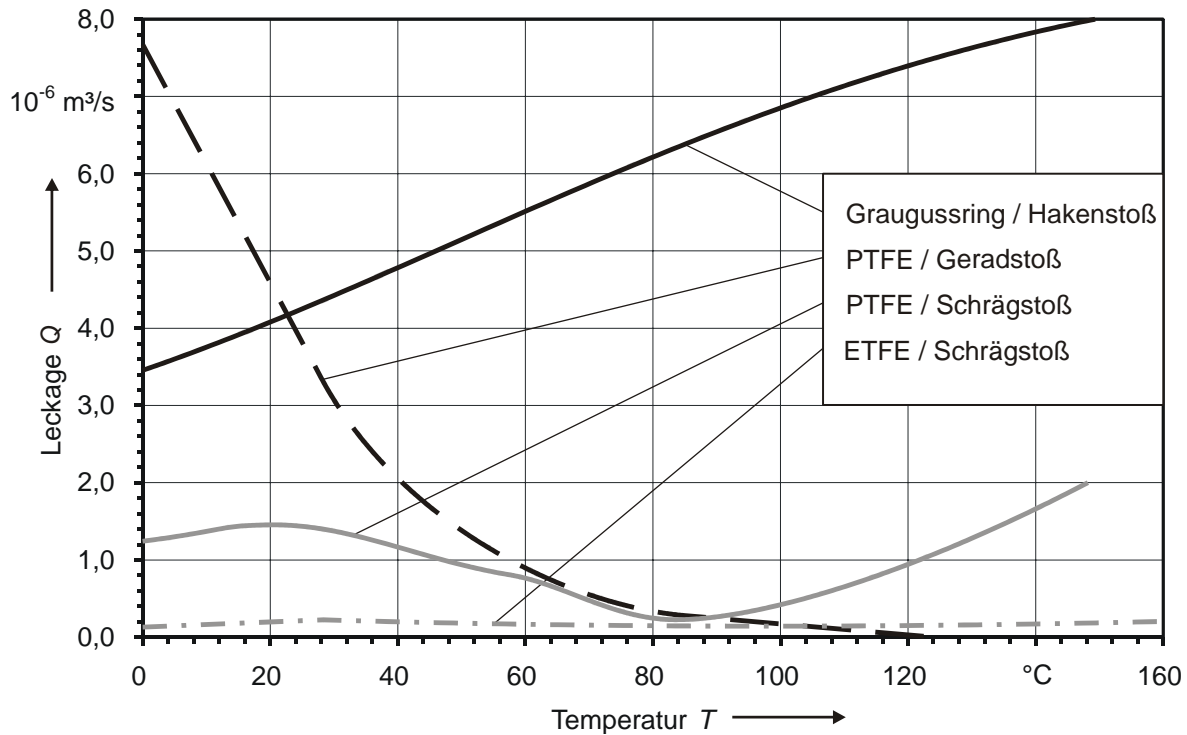


Abb. 3-20: Leakage verschiedener Dichtringtypen in Abhängigkeit der Öltemperatur bei einem Druck von 0,98 MPa [49]

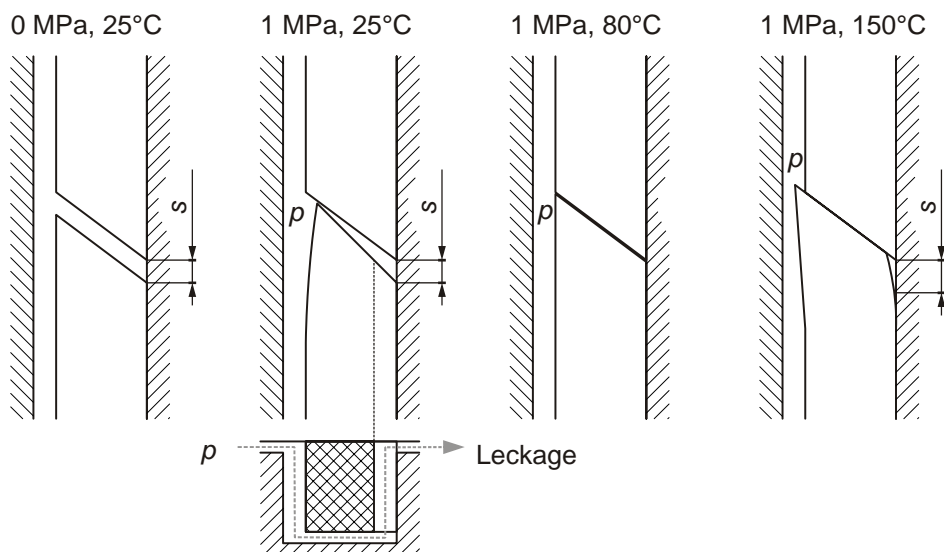


Abb. 3-21: Verformung der Spaltgeometrie eines Dichtrings mit Schrägstoß in Abhängigkeit der Öltemperatur, [49]

Um die Gebrauchsdauer zu erhöhen und die entstehenden Reibungsverluste zu senken versehen *Kuroki et al.* [50] die Dichtringe mit gleichmäßig angeordneten Taschen an der Dichtringflanke (Abb. 3-22). Hierdurch soll gleichzeitig eine bessere Kühlung der Dichtungen erreicht und die Temperatur im Dichtkontakt gesenkt werden, da der für die Dichtringe verwendete ETFE-Werkstoff nur bis 267 °C beständig sei. PTFE könne dagegen bis zu 327 °C verwendet werden, sei aber aufgrund der wesentlich höheren thermischen Längenausdehnung als Werkstoff für REDR mit Schrägstoß weniger geeignet.

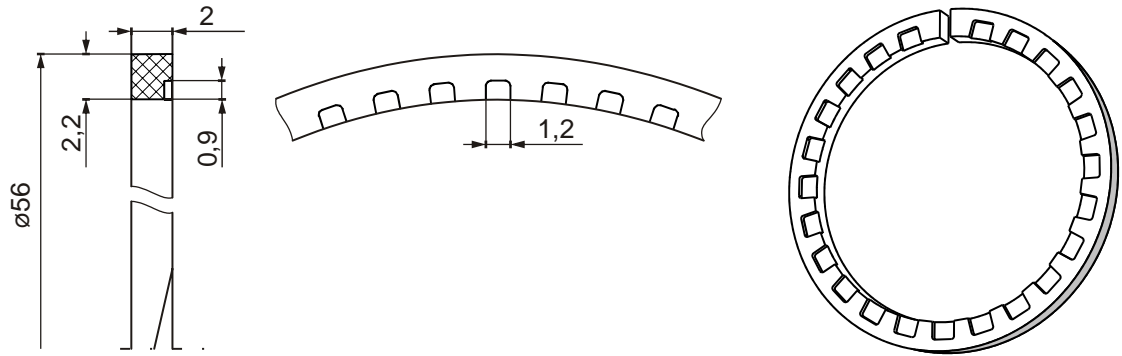


Abb. 3-22: Geometrie eines Dichtrings mit Taschen an der Flanke aus [50]

Es werden Dichtringe mit unterschiedlicher Anzahl von Schmiertaschen identischer Geometrie untersucht. Zum Vergleich werden Dichtringe ohne Taschen aus PTFE und ETFE herangezogen. Die Autoren bemerken, dass durch die Änderung der Dichtringgeometrie sich die nominelle Kontaktbelastung an der Dichtringflanke leicht erhöht. Sie bewerten diese Änderung im Hinblick auf den Dichtringverschleiß als unkritisch.

Das von *Kuroki et al.* gemessene Reibmoment der Dichtringe ist nahezu linear vom abzudichtenden Druck abhängig (Abb. 3-23). Durch die Schmiertaschen könne eine Reduzierung des Reibmoments um ca. 45 % erreicht werden, wobei gleichzeitig der Verschleiß deutlich reduziert werde.

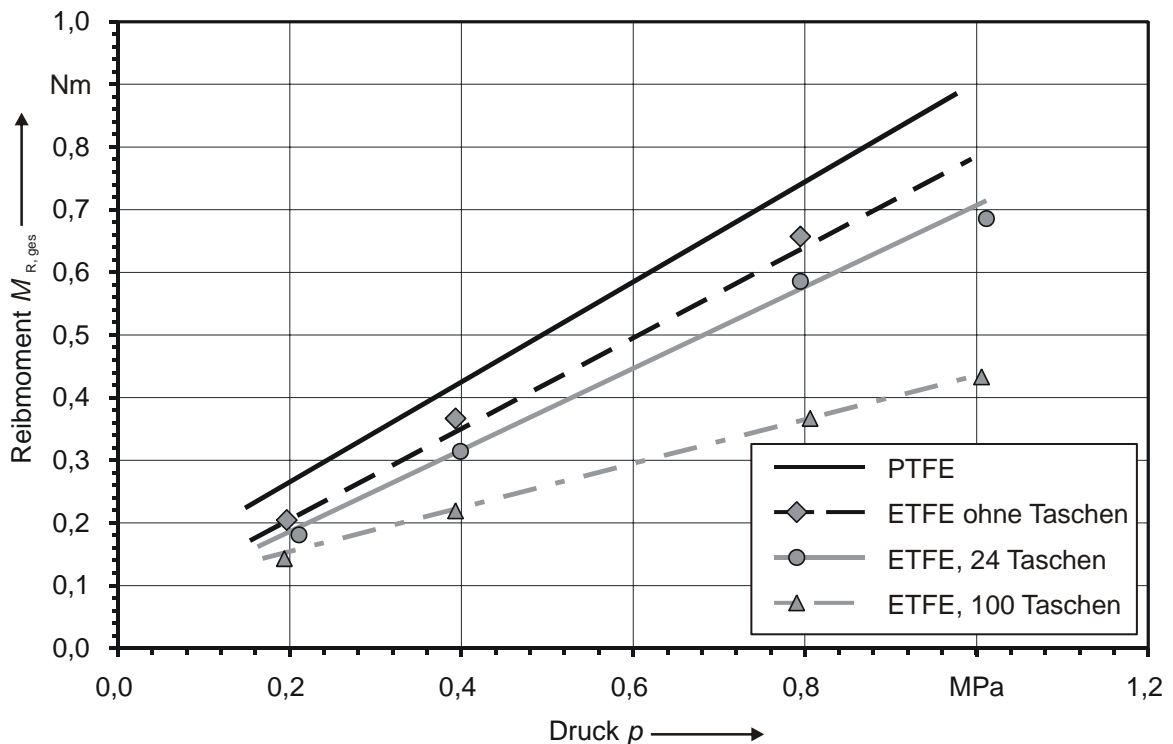


Abb. 3-23: Reibmoment in Abhängigkeit des abzudichtenden Drucks für verschiedene Dichtringgeometrien nach [50] (Gleitgeschwindigkeit: 12 m/s, Temperatur: 120 °C)

1995 meldete *DePumpo* [21] eine neue Dichtungsgeometrie für REDR zum Patent an. Die bis dahin übliche Rechteckgeometrie mit planer Anlagefläche wurde durch einen Trapezquerschnitt ersetzt (Abb. 3-24).

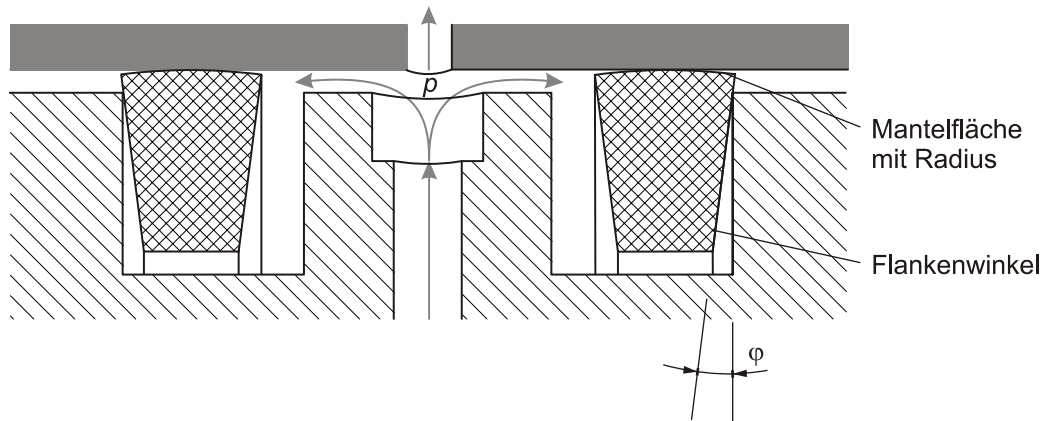


Abb. 3-24: Dichtringe mit schräger Flanke und verrundeter Mantelfläche [21]

Hierdurch ergibt sich anstatt des Flächenkontaktes eine theoretische Linienberührung mit der Wellenkante, die sich allerdings durch den im Betrieb entstehenden Verschleiß etwas verbreitert. Um eine sichere Anpassung des Dichtrings bei schiefer Lage der Gegenfläche oder exzentrischem Lauf zu ermöglichen, wird die Mantelfläche leicht verrundet. *DePumpo* schlägt einen minimalen Radius von 50 mm für einen Dichtring mit einem Nenndurchmesser von 52 mm vor.

Durch die schmale Lauffläche lässt sich eine mit über 30 % deutliche Reduzierung des Reibmoments erreichen. Der Flankenwinkel sollte zwischen 3° und 9° betragen, um eine optimale Reduzierung des Reibmoments bei gleich bleibender Leckage zu erreichen (Abb. 3-25).

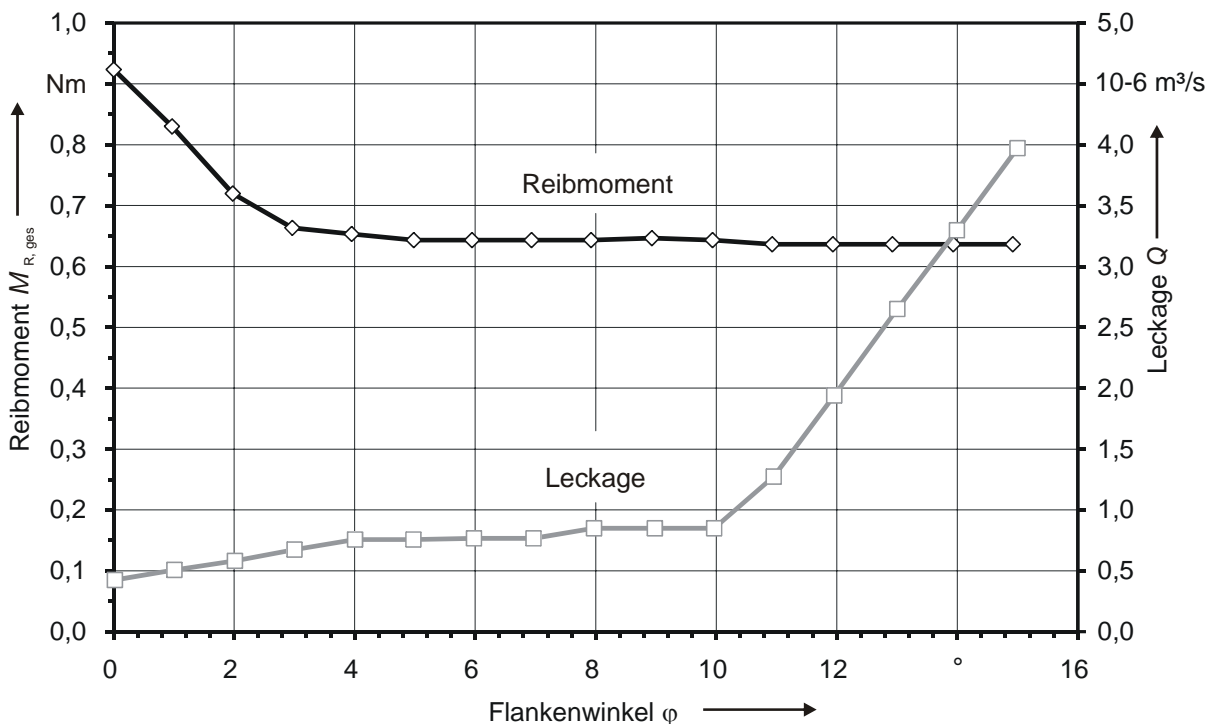


Abb. 3-25: Reibmoment und Leckage in Abhängigkeit des Flankenwinkels [21]

(Gleitgeschwindigkeit: 5,45 m/s, Druck: 1,2 MPa, Temperatur: $80^\circ C$,
PEEK-REDR, $d = 52$ mm, $b = 2,3$ mm, $h = 2,3$ mm)

Nakaoka et al. [83] untersuchen 2001 verschiedene Maßnahme zur Steigerung der Belastbarkeit von REDR. Das Hauptproblem bei der Erhöhung der zulässigen Grenzen für Druck und Gleitgeschwindigkeit sei die im Dichtkontakt auftretende Temperaturbelastung, die zur Schädigung des verwendeten PEEK-Werkstoffs führe. Das Einbringen von Kühlkanälen an der Dichtringflanke kommt aus Sicht der Autoren nicht in Betracht, da diese immer einem Verschleiß unterliege und daher eine Veränderung der Kanalgeometrie im Laufe des Betriebs zu befürchten sei. Stattdessen wird ein Leckagepfad innerhalb der Stoßstelle des Dichtrings vorgeschlagen. Dieser wird erzeugt, indem an der Geometrie des 3D-L-Stoßes eine zusätzliche Fase angebracht wird, durch die das Drucköl direkt entweichen kann (Abb. 3-26).

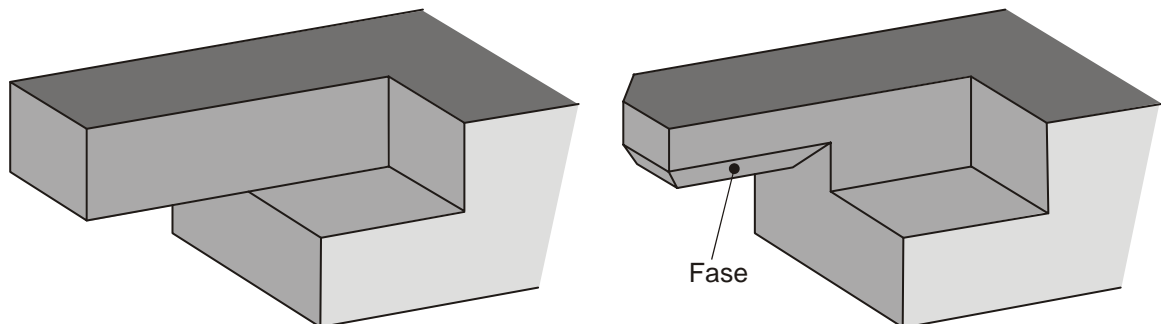


Abb. 3-26: 3D-L-Stoßgeometrie, links: ohne Leckagepfad, rechts: mit Leckagepfad, [83]

Die Überprüfung der Wirksamkeit der vorgeschlagenen Kühlkanäle erfolgt anhand von Berechnungen zu der zu erwartenden Leckage und Prüfstandsversuchen zu Reibmoment, Temperaturentwicklung und Dichtringverschleiß. Die bei einem Druck von 3 MPa austretende Leckage ist mit bis zu $2,5 \cdot 10^{-6}$ m³/s um ein Vielfaches höher als bei einem baugleichen Stoß ohne Leckagepfad. In der verwendeten Prüfvorrichtung ergibt sich eine deutliche Reduzierung der in der Nähe der Dichtringflanke auftretenden Temperatur (Abb. 3-27).

Unter Berücksichtigung einer für den verwendeten PEEK-Werkstoff zulässigen Grenztemperatur von 260 °C lässt sich durch die Modifikation im Stoßbereich die ertragbare Gleitgeschwindigkeit um mehr als 50 % erhöhen. Hierbei ist allerdings anzumerken, dass die von den Autoren verwendete Prüfvorrichtung den Wärmetransport aus dem Dichtsystem heraus stark behindert. Daher ergibt sich schon bei kleinen Reibungsverlusten eine starke Erwärmung des System und durch die Erhöhung der Leckage eine wirksame Kühlung.

In einer weiteren Arbeit beschäftigen sich *Nakaoka* et al. [85] mit dem Verschleiß von Gegenlaufflächen aus Aluminiumwerkstoffen in Verbindung mit REDR aus PTFE und PEEK. Anhand von Tribometer-Versuchen (Ring-Scheibe-Anordnung mit Flächenkontakt) wird nachgewiesen, dass der in Getrieben aufgetretene Verschleiß an Aluminiumflächen nicht auf den Dichtungswerkstoff selbst, sondern auf die im Öl enthaltenen harten Verschleißpartikel zurück zu führen sei. Diese können von anderen Getriebekomponenten wie Zahnrädern oder Kupplungslamellen stammen. Um das Festsetzen solcher Verschleißpartikel im Dichtkontakt zu erschweren und den Abtransport zu erleichtern, sehen die Autoren an der Dichtringflanke eine schmale erhabene Laufbahn vor, welche die Kontaktzone wesentlich verkleinert. Zusätzlich wird im Stoßbereich eine geringe Überlappung eingefügt, den Verschleißpartikel mit einem Durchmesser von bis zu 0,15 mm passieren können.

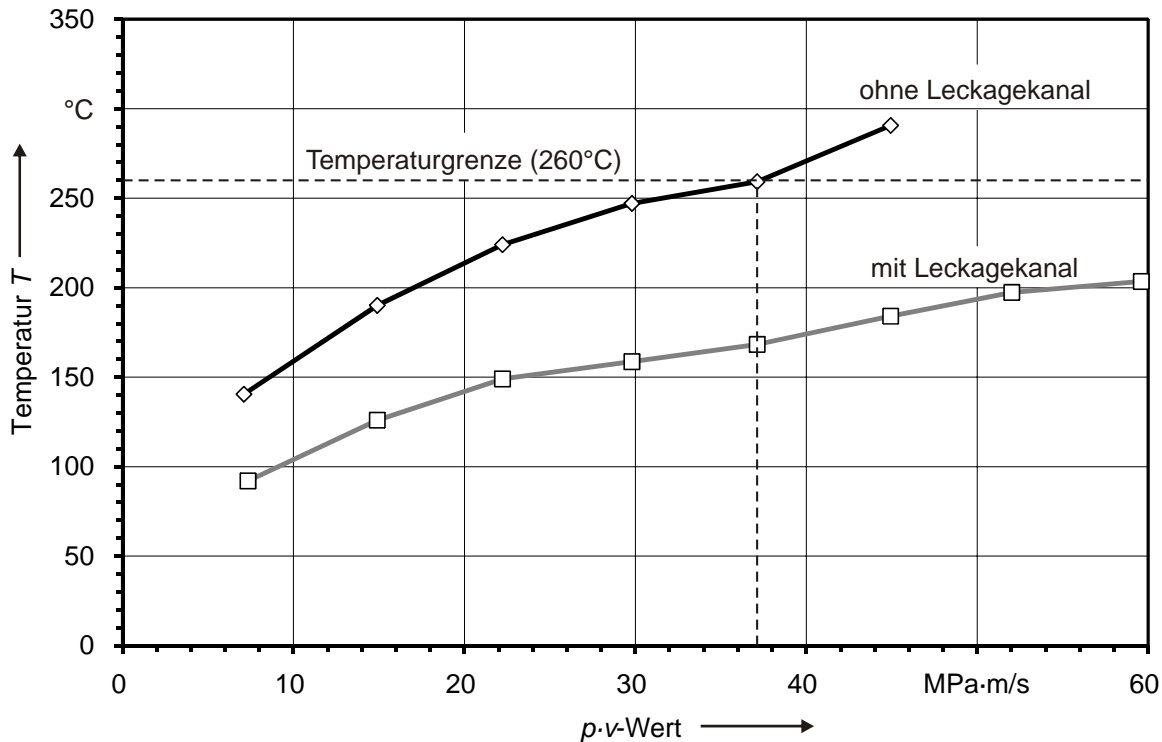


Abb. 3-27: Temperatur in der Nähe der Dichtringflanke [83]
(Druck $p = 3$ MPa, PEEK-REDR, $d = 47,5$ mm, $b = 2,0$ mm, $h = 1,9$ mm)

Zur Überprüfung der Wirksamkeit werden Dauerläuferproben durchgeführt, bei denen mit metallischen Partikeln kontaminiertes Drucköl verwendet wird. Ein Verschleiß von Dichtring und Gegenfläche sei nach der Modifikation des Dichtrings nicht mehr festzustellen gewesen.

Zur Untersuchung des Kontaktbereichs im Bereich der Laufbahn setzen die Autoren ein optisches Messsystem auf Grundlage der laserinduzierten Fluoreszenz ein. Hiermit weisen sie nach, dass nur der erhobene Bereich der Dichtringflanke Kontakt zur Gegenfläche hat und die verbleibende Schmierfilmdicke so klein ist, dass keine Verschleißpartikel eindringen können.

Haas, Graf und Hörl stellen 2004 in [36] Voruntersuchungen zu einem Forschungsprojekt vor, im Rahmen dessen die Leistungsgrenze von REDR erheblich gesteigert werden soll. Ziel ist das Erreichen eines $p \cdot v$ -Wert von 380 MPa·m/s. Anhand von Messungen an einem Dichtungsprüfstand mit luftgelagerter Prüfkammer wird gezeigt, dass durch hydrodynamisch wirksame Strukturen im Bereich der Dichtringflanke das Reibmoments von REDR aus Grauguss um mehr als 50 % reduzieren lässt. Auf die Geometrie der verwendeten Strukturen gehen die Autoren allerdings nicht ein.

Einige Hinweise zur Gestaltung von REDR, der Wellennutgeometrie und der Gehäusehülse werden auch von Dichtungsherstellern [81] und der *Society of Automotive Engineers* (SAE) [74] gegeben. Diese beschränken sich allerdings auf die notwendigen Spaltmaße im Bereich des Dichtringstoßes und der axialen Anlageflächen.

3.4 Werkstoffe für Rechteckdichtungen

3.4.1 Metallische Werkstoffe

Ursprünglich wurden REDR für getriebeinterne Drehdurchführungen ausschließlich aus Graugusslegierungen mit lamellarer oder kugeligem Grafitstruktur hergestellt. Diese Werkstoffe zeichnen sich durch ihre hohe Wärmeleitfähigkeit, eine geringe Wärmedehnung und einen hohen Elastizitätsmodul aus. Besonders günstig ist, dass sich ihre Festigkeitseigenschaften auch mit zunehmender Temperatur nur in geringem Maße verändern. Die in Bezug auf die Extrusionsgefahr vorteilhafte hohe Steifigkeit ist bei der Montage der Dichtringe in der Wellennut eher nachteilig. Wird der Dichtring zu sehr aufgeweitet oder die Stoßstelle verkantet, führt dies meist zum Bruch. Zusätzlich erschwert die für die sichere Anlage an der Mantelfläche notwendige Vorspannkraft die Montage im Gehäuse.

Ein weiterer Nachteil der Graugusslegierungen ist, dass in Verbindung mit Gegenflächen aus Eisenwerkstoffen bei Überlastung Fressverschleiß auftritt. Dies hat eine irreversible Beschädigung der beteiligten Oberflächen zur Folge. Wird die Belastung im Anschluss nicht deutlich reduziert, so kann der Dichtring innerhalb weniger Minuten vollständig verschleifen [92]. Untersuchungen am IMKT haben gezeigt, dass in Kombination mit Gegenflächen aus Aluminiumwerkstoffen dagegen ein günstigeres Verschleißverhalten erzielt werden kann.

In der Fertigung werden Rechteckdichtringe für Drehdurchführungen wie Kolbenringe für Hubkolbenmotoren behandelt. Nach dem Gießprozess erfolgt eine spanende Bearbeitung der Außenflächen. Daran schließen sich die Fertigung des Stoßes und eine Oberflächenbehandlung an. Phosphatschichten werden als Korrosionsschutz und zur Erzeugung einer feinverschleißfähigen Oberflächenschicht verwendet. Chrom- und Molybdänschichten dienen dagegen zur Erhöhung der Verschleißbeständigkeit und zur Verbesserung des Reibungsverhaltens. Die außerordentlich hohen Stückzahlen, in denen diese Produkte gefertigt werden, wirken sich vorteilhaft auf die Herstellungskosten der Dichtringe aus.

3.4.2 Nichtmetallische Werkstoffe

Zu Beginn der neunziger Jahre wurden anstelle von Graugussringen erstmals Dichtringe aus Polytetrafluorethylen (PTFE) und Ethyltetrafluorethylen (ETFE) für REDR in Automatikgetrieben eingesetzt [50]. Neben diesen wird inzwischen auch eine Vielzahl anderer Kunststoffe wie Polyetheretherketone (PEEK), Polyimide (PI) oder Polyamidimide (PAI) mit unterschiedlichen Füll- und Verstärkungsstoffen eingesetzt [3], [10], [29], [42], [46]. Bis heute ist eine stetige Zunahme des Anteils dieser Werkstoffe bei REDR festzustellen [85].

Mit Ausnahme von PTFE und ETFE zählen die zuvor genannten Kunststoffe zur Gruppe der hochtemperaturbeständigen Thermoplaste (HT-Thermoplaste). Als besonders vorteilhaft erweist sich, dass diese Kunststoffe, wie bereits der Namensgebung zu entnehmen ist, über die Schmelze, also thermoplastisch, formgebend verarbeitet werden können. In Bezug auf ihre molekulare Struktur bedeutet dies, dass sie aus unvernetzten Makromolekülen bestehen. Sie unterscheiden sich damit grundsätzlich von den klassischen hochtemperaturbeständigen Kunststoffen, den Duromeren.

Durch Anwendung der Spritzgusstechnologie können komplexe Dichtringgeometrien, insbesondere im Stoßbereich, bei minimalen Herstellungskosten erzeugt werden. Die Temperaturbeständigkeit von PTFE- und ETFE-Compounds steht der der HT-Thermoplaste zwar kaum nach, jedoch ist eine Formgebung durch Spritzguss bei diesen Werkstoffen aufgrund der hohen Schmelzviskosität und der bereits im Bereich der Schmelztemperatur von 327 °C einsetzenden Zersetzungsprozesse nicht möglich⁴.

Während die maximale Einsatztemperatur bei technischen Kunststoffen (Polyamid, Polyacetal) auf ca. 140 °C begrenzt ist, können HT-Thermoplaste auch bei höheren Temperaturen, teilweise bis zu 400 °C eingesetzt werden (Abb. 3-28). Es sind sogar Kunststoffe verfügbar, die Temperaturen bis zu 600 °C bestehen. Allerdings erfordern diese auch Verarbeitungstemperaturen von über 450 °C und überschreiten damit die Grenzwerte üblicher Spritzgussmaschinen mit Formteilen aus Stahl.

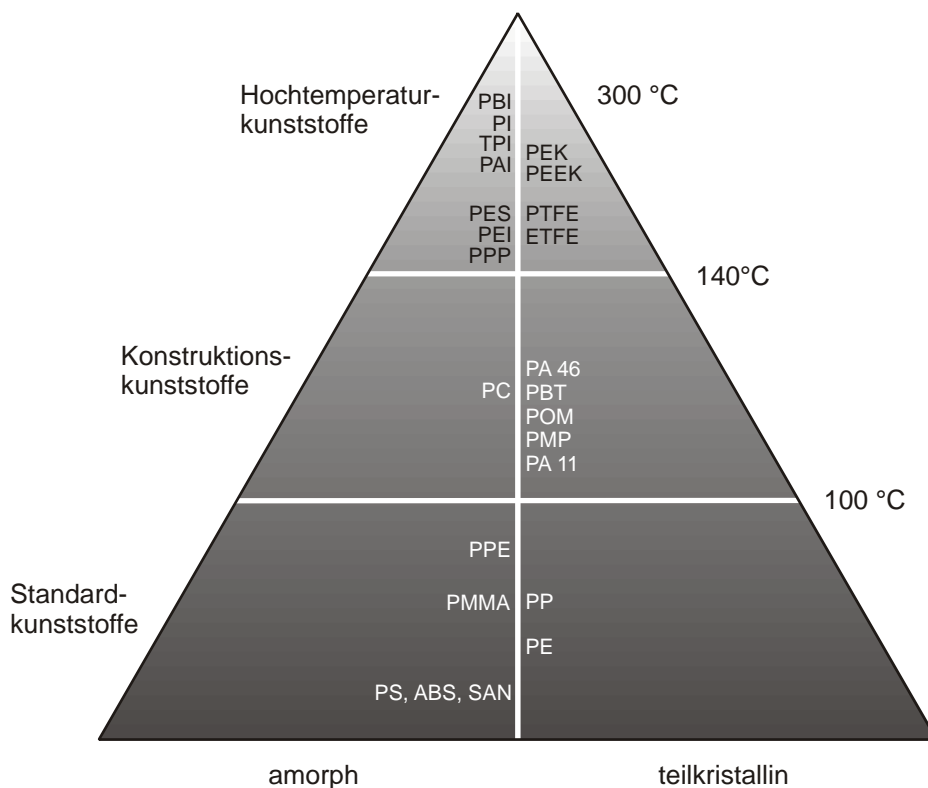


Abb. 3-28: Einteilung der Kunststoffe nach Gebrauchstemperatur und innerem Aufbau⁵ [67]

Die Festlegung der Unterscheidungsgrenze zwischen technischen und hochtemperaturbeständigen Thermoplasten auf einen Wert von 140 °C erscheint zunächst willkürlich, resultiert aber im Wesentlichen aus ihrem chemischen Aufbau. Während Thermoplaste, deren Dauergebrauchstemperatur unter 140 °C liegt, durch Molekülketten mit vorwiegend

⁴ Wegen ihrer unvernetzten Molekülketten werden PTFE- und ETFE zum Teil auch zu den Thermoplasten gezählt.

⁵ Eine strikte Unterscheidung zwischen amorphen und teilkristallinen Kunststoffen ist nicht immer möglich. Bei einigen als amorph eingeordneten Typen können durch eine geeignete Verarbeitung auch kristalline Bereiche erzeugt werden.

aliphatischen Grundeinheiten charakterisiert sind, fusst der Aufbau von HT-Kunststoffen hauptsächlich auf aromatischen Gliedern. Dieser Unterschied ist bedeutend, da der Einbau aromatischer Ringe, d.h. von phenolischen und heterocyclischen Gruppen zu höherer thermischer Stabilität führt. Molekülketten mit aliphatischen, alicyclischen und olefinischen Kohlenwasserstoffbausteinen zeigen dagegen nur eine geringe thermische Beständigkeit (chemische Instabilität). Hochtemperatur-Thermoplaste sind demnach charakterisiert durch einen Kettenaufbau aus aromatischen Ringen, die über Ether-, Ester-, Sulfid-, Sulfon- oder Imidglieder verknüpft sind. Beim PTFE und ETFE wird die Temperaturbeständigkeit dagegen durch die hohe Bindungsenergie der Fluorverbindung erreicht [123].

HT-Thermoplaste zeichnen sich gegenüber technischen Thermoplasten insbesondere durch ihre erhöhte Warmformbeständigkeit aus. Als Bewertungskriterium hierfür wird oftmals die Biegeprüfung nach DIN ISO 75 herangezogen. Bei dieser Prüfung wird die Grenztemperatur (HDT = Heat Distortion Temperature)⁶ bestimmt, bei der unter definierten Prüfbedingungen eine vorgegebene Verformung einer Biegeprobe erreicht wird.

Auch bei anderen Prüfmethode wird zur Bestimmung der Formbeständigkeit bei erhöhter Temperatur das Deformationsverhalten des Kunststoffes entweder unter Biegebeanspruchung oder beim Eindringen eines Prüfkörpers ermittelt. Als Warmformbeständigkeit wird diejenige Temperatur angegeben, bei der die Deformation ein festgelegtes Maß erreicht. In Abhängigkeit der Belastungsart, der Deformationsgrenze und des Temperaturanstiegs ergeben sich bei ein und demselben Kunststoff unterschiedliche Warmformbeständigkeiten. Die ermittelten Temperaturen sind jedoch weniger als Grenzwert, sondern allenfalls zu einem groben Vergleich der verschiedenen Werkstoffe und zur Qualitätskontrolle in der Fertigung geeignet [73], [123].

Im Hinblick auf die Verwendbarkeit als Dichtringwerkstoff ist vielmehr die Änderung der Festigkeitseigenschaften (Elastizität, Druckfestigkeit) in Abhängigkeit der Temperatur entscheidend (Abb. 3-29).

Im Falle unvernetzter, polymerer Werkstoffe ändern sich die Festigkeitseigenschaften wesentlich in zwei Übergangsbereichen:

- Bei amorphen Thermoplasten vor allem im Glasübergangspunkt mit der Glas-temperatur T_G als charakteristischer Temperatur.
- Bei teilkristallinen Thermoplasten ist zusätzlich der Kristallitschmelzbereich mit der Kristallitschmelztemperatur T_M entscheidend.

⁶ HDT / A: Grenztemperatur bei der eine Durchbiegung von 0,32 mm, die bei einer Stützweite von 100 mm, einer Probendicke von 10 mm und einer Biegespannung von 1,82 MPa erreicht wird.

HDT / B: Grenztemperatur bei der eine Durchbiegung von 0,32 mm, die bei einer Stützweite von 100 mm, einer Probendicke von 10 mm und einer Biegespannung von 0,45 MPa erreicht wird.

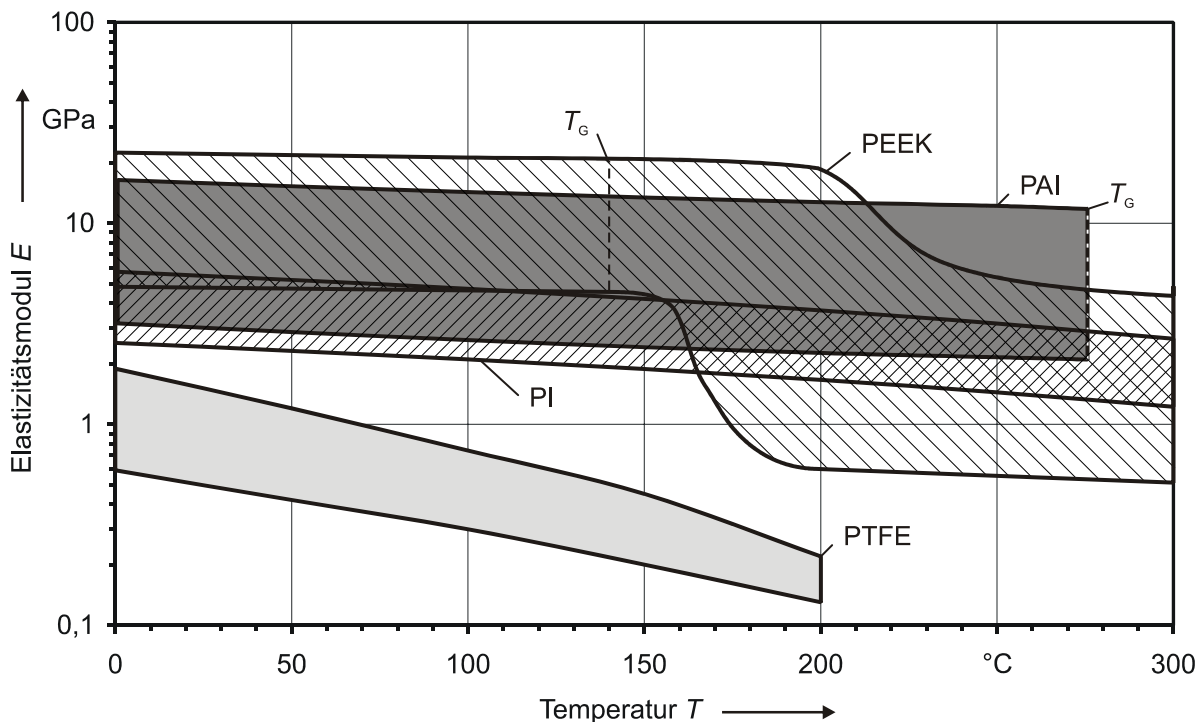


Abb. 3-29: Elastizität und Glasübergangstemperatur von HT-Thermoplasten und PTFE. Die eingezeichneten Bereiche kennzeichnen die Spannweite für unverstärkte und verstärkte Materialien. Daten zusammengestellt aus [12], [70], [80], [72], [76], [77], [81]

Die Glasübergangstemperatur T_G kennzeichnet den Übergang vom glasartigen zum gummielastischen Zustand bei Thermoplasten und Elastomeren. Unterhalb der Glasübergangstemperatur verhalten sich diese Materialien linear elastisch und spröde, während sie oberhalb zäh und flexibel werden. Neben den mechanischen Kennwerten ändern sich am Glasübergangspunkt auch eine ganze Reihe physikalischer Eigenschaften wie Wärmeausdehnung, Brechungsindex und Dichte. Diese Änderungen werden oftmals auch zur Bestimmung der Glasübergangstemperatur herangezogen.

Ursache des unterschiedlichen Werkstoffverhaltens unter- und oberhalb der Glasübergangstemperatur sind die Beweglichkeit der Molekülsegmente und die zwischen den Molekülen wirkenden Bindungskräfte.

Bei amorphen Kunststoffen liegen die Makromoleküle ungeordnet nebeneinander bzw. ineinander verschlungen vor, ähnlich wie die Fasern in einem Wattebausch (Abb. 3-30). Die einzelnen Moleküle sind nur über relativ schwache zwischenmolekulare Kräfte miteinander verbunden. Durch die regellose Anordnung verbleiben zwischen den Molekülsegmenten minimale Freiräume (Leerstellen). Mit zunehmender Temperatur erhöht sich die Beweglichkeit der Molekülsegmente und Molekülketten. Durch die thermisch angeregten Schwingungen nimmt die Größe der Freiräume innerhalb des Kunststoffs langsam zu. Hiermit geht eine geringe Abnahme der Festigkeitswerte einher, die bei HT-Thermoplasten bis zur Glasübergangstemperatur nahezu linear ist. Eine Verschiebung der Moleküle in die Freiräume hinein wird zunächst durch zwischenmolekulare Kräfte verhindert.

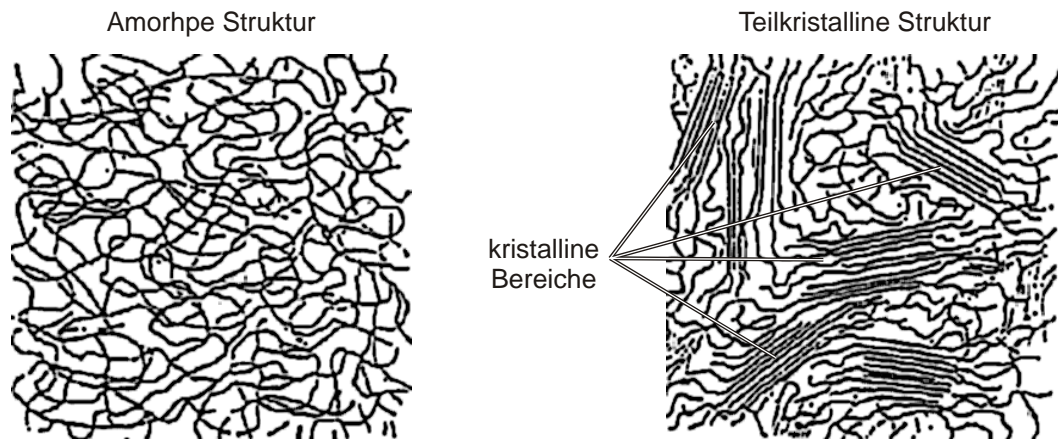


Abb. 3-30: Molekülkettenanordnung bei unvernetzten Polymeren

Oberhalb der Glasübergangstemperatur hat der Anteil der Freiräume soweit zugenommen, dass sich diese durch Bewegung einzelner Molekülsegmente umverteilen oder verschieben können. Die zwischenmolekularen Kräfte reichen nicht mehr aus, um diese Bewegungen zu verhindern. Äußere Spannungen werden hierdurch abgebaut.

Grundvoraussetzung für eine Molekülbewegung ist, dass Drehungen um die Hauptkettenbindungen der Moleküle möglich sind (Abb. 3-31). Bei Mehrfachbindungen ist diese Beweglichkeit nicht gegeben. Die Temperaturgrenze, ab der Segmentverlagerungen stattfinden können, hängt neben der Größe und Anzahl der Freiräume zwischen den Molekülen auch von den Abstoßungs- und Bindungskräften ab, die zwischen einander benachbarten Kettenatomen und nebeneinander liegender Molekülketten wirken.

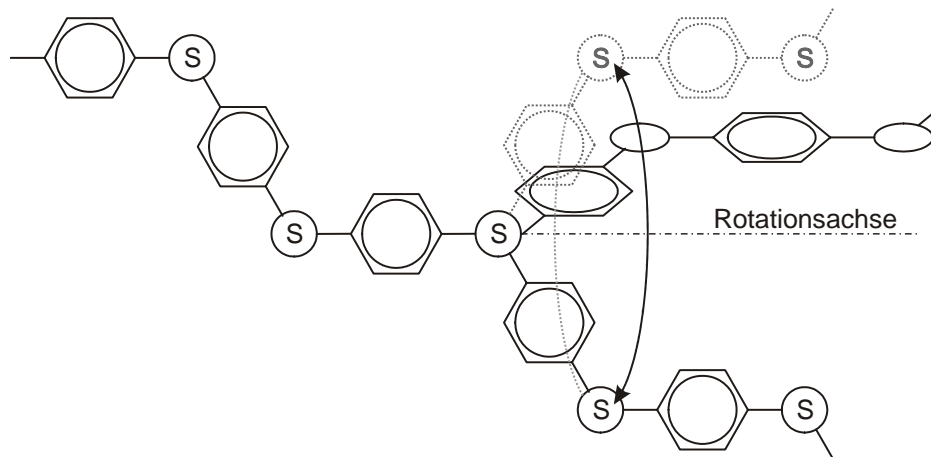


Abb. 3-31: Drehung um Einfachbindungen in einer Molekülkette, dargestellt am Beispiel von PPS (Polyphenylensulfid) [123]

Bei amorphen Thermoplasten sinkt die Steifigkeit im Bereich der Glasübergangstemperatur um drei bis vier Zehnerpotenzen. Daher sind sie oberhalb dieser Grenze mechanisch kaum noch belastbar (Abb. 3-32). Die technische Verwendbarkeit reicht daher in der Regel nur bis zum Beginn des Übergangsbereiches. Auch durch den Zusatz von Verstärkungsfasern lässt sich die Erweichung im Glasübergangspunkt nur unwesentlich reduzieren. Zwar können Fasern die Steifigkeit des Werkstoffes erhöhen, den Abfall des Schermoduls im Glasübergangspunkt um den Faktor 1000 bis 10.000 können sie jedoch nicht aufhalten.

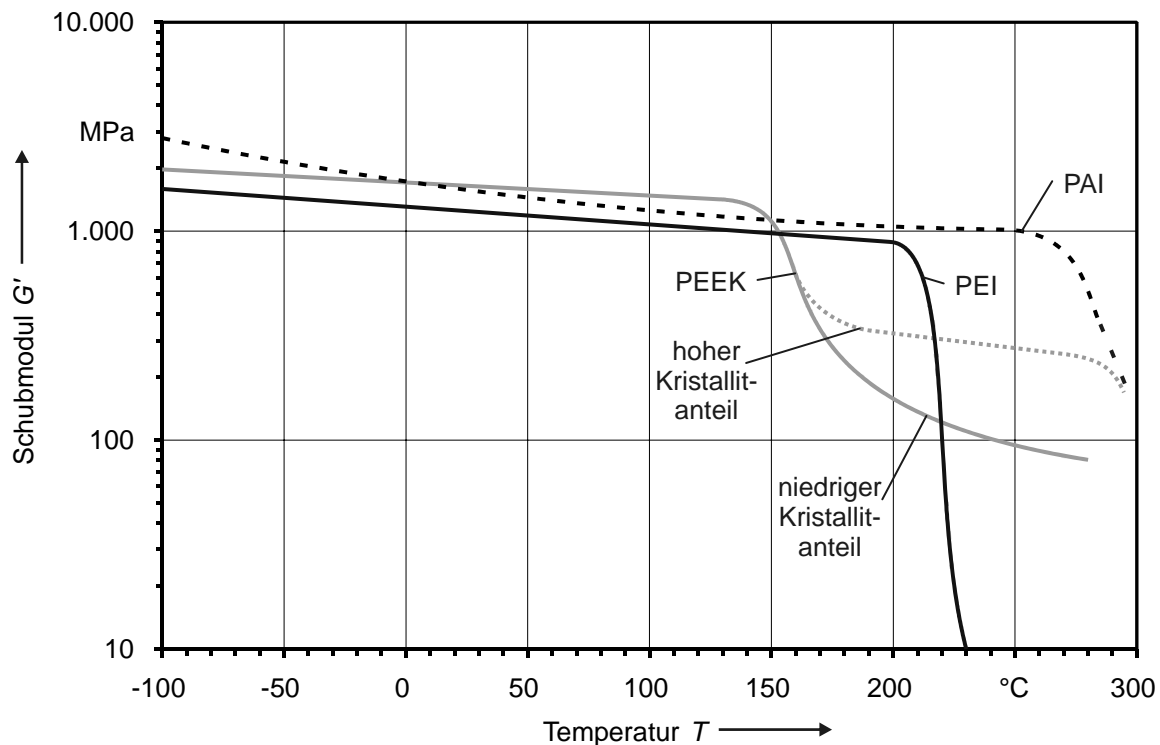


Abb. 3-32: Schubmodul von amorphen und teilkristallinen Thermoplasten in Abhängigkeit der Temperatur (Belastungsfrequenz: 1 Hz)

Bei teilkristallinen HT-Thermoplasten ist ein unterschiedliches Verhalten der kristallinen und amorphen Teilbereiche festzustellen. Die Molekülketten liegen in den kristallinen Bereichen geordnet und teilweise gefaltet dicht nebeneinander. Durch den geringen Abstand der Moleküle wirken dort stärkere Bindungskräfte und die Beweglichkeit der Molekülsegmente wird deutlich eingeschränkt. Mit zunehmendem Kristallisationsgrad werden daher Festigkeitseigenschaften wie Elastizitätsmodul, Zugfestigkeit, Härte und Verschleißfestigkeit verbessert (Abb. 3-32). Der amorphe Zustand zeichnet sich dagegen durch hohe Duktilität aus.

Unterhalb der Glasübergangstemperatur tritt wie bei amorphen Thermoplasten ein leichter Rückgang der Festigkeitseigenschaften mit zunehmender Temperatur auf. Im Bereich der Glasübergangstemperatur zeigen teilkristalline Werkstoffe dann einen Abfall der Festigkeitseigenschaften bis auf ein Niveau, das dem des kristallinen Anteils entspricht. Der Rückgang ist mit etwa einer Zehnerpotenz deutlich geringer als bei amorphen Thermoplasten. Durch Zugabe von Verstärkungsfasern lässt sich dieser Abfall wirkungsvoll abmildern. Die Festigkeit bleibt oberhalb des Glasübergangspunktes so lange erhalten, bis sich am Kristallitschmelzpunkt auch die kristallinen Bereiche auflösen und in den amorphen Zustand übergehen. Verstärkte teilkristalline Thermoplaste können daher in Einzelfällen bis weit oberhalb ihrer Glasübergangstemperatur eingesetzt werden.

Eine weitere kritische Temperatur für die Verwendung von Thermoplasten ist die Zersetzungstemperatur. Während die Zustandsänderungen im Glasübergangs- und Kristallitschmelzpunkt reversibel sind, findet oberhalb der Zersetzungstemperatur ein irreversibler chemischer Abbau der Kettenmoleküle statt. Daher darf diese Temperatur weder in der Anwendung noch während der Verarbeitung eines Thermoplasts für längere Zeit überschritten werden.

Die Eigenschaften der für Rechteckdichtungen derzeit eingesetzten wichtigsten HT-Kunststoffe werden im Folgenden kurz beschrieben. Die Funktion von Zusatz- und Verstärkungsstoffen wird in Kap. 3.4.3 erläutert.

Polyetheretherketon (PEEK)

PEEK (Handelsname: *Victrex*) ist ein teilkristallines HT-Polymer aus der Gruppe der Polyacrylenetherketone. Die Strukturformel vom PEEK ist in Abb. 3-33 dargestellt. Der schlanke Molekülbau wirkt sich günstig auf die Bildung kristalliner Bereiche aus.

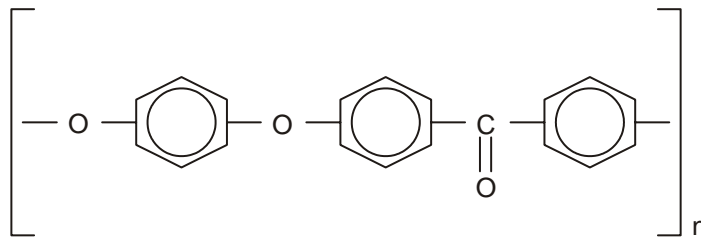


Abb. 3-33: Strukturformel von Polyetheretherketon

Bis zur Glasübergangstemperatur von 143 °C besitzt PEEK außerordentlich gute Festigkeitseigenschaften bei hoher Reißdehnung (über 50 %). Anschließend vermindert sich die Steifigkeit um mehr als eine Zehnerpotenz. Das Material ist aber bis ca. 300 °C und damit bis kurz unterhalb der Kristallitschmelztemperatur von 335 °C noch bedingt einsetzbar. Die Zersetzungstemperatur liegt oberhalb von 500 °C.

Durch Verstärkungsfasern lassen sich bei PEEK außerordentlich Festigkeitssteigerungen erreichen. Die Formbeständigkeitstemperatur kann hierdurch von 160 °C auf 315 °C gesteigert werden. Die Dehngrenze wird dabei jedoch erheblich reduziert und liegt bei PEEK-Compounds mit hohem Faseranteil meist unterhalb von zwei Prozent.

Wie bei vielen teilkristallinen HT-Polymeren verbessern sich die Festigkeitseigenschaften von PEEK mit zunehmendem Kristallisationsgrad. Dieser lässt sich erhöhen, indem nach dem Spritzgussvorgang bei 370 – 380 °C zunächst ein langsames Abkühlen auf unter 180 °C und dann ein anschließendes Abschrecken erfolgt. Hierdurch werden Spritzgussteile mit hohem Kristallisationsanteil im Inneren und einer amorphen Randschicht erzeugt.

Polyimid (PI)

PI (Handelsnamen: *Vespel SP / ST (DuPont)*, *Aurum (Mitsui)*) ist ein HT-Kunststoff aus der Gruppe der Polyimide. Charakteristisches Strukturelement ist heterozyklischer Ring mit Stickstoff und zwei benachbarten Carbonylgruppen (Abb. 3-34).

Polyimide haben bis zur Zersetzungstemperatur von über 400 °C keine feststellbare Glasübergangstemperatur oder einen Schmelzpunkt. Sie gehören damit nicht zur Gruppe der thermoplastischen Werkstoffe und werden aus diesem Grunde in Pressintervfahren zu Halbzeugen oder Fertigteilen verarbeitet [81]. Die Möglichkeiten zur Gestaltung von REDR sind hierdurch begrenzt. Es lassen sich lediglich Stoßgeometrien realisieren, die axial entformt werden können.

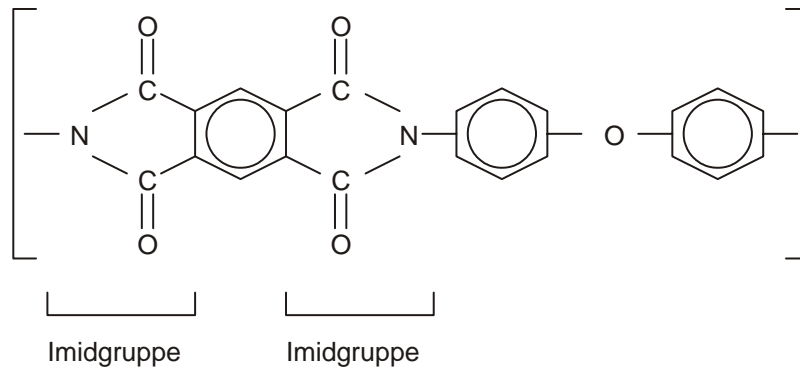


Abb. 3-34: Strukturformel von Polyimid

Es sind Typen mit teilkristalliner (Kristallinitätsgrad: 25 – 50 %) und seit einigen Jahren auch mit vollständig amorpher Struktur verfügbar [79], [81], [110]. Die amorphen Typen zeichnen sich naturgemäß durch eine höhere Zähigkeit aus. Dank der fehlenden Glasübergangstemperatur zeigen Polyimide selbst bei Temperaturen bis zu 300 °C einen nur sehr geringen Rückgang der Festigkeitswerte. Die Zähigkeit ist dabei allerdings deutlich geringer als die des unverstärkten PEEK. Verstärkungsfasern werden daher nur in geringen Anteilen verwendet. Zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften wird dem Grundwerkstoff PTFE und vor allem Grafit zugesetzt.

Thermoplastisches Polyimid (TPI)

Einige PI-Typen eignen sich für die Spritzgussverarbeitung und werden als TPI (thermoplastisch verarbeitbare Polyimide, Handelsname: *Vespel TP*) bezeichnet. Der Strukturaufbau gleicht dem des PI. Für die Formgebung werden diese mit einem reduzierten Molekulargewicht hergestellt und reagieren während des Spritzgussprozesses aus. Das gespritzte Teil ist zunächst amorph. Durch eine nachgeschaltete Wärmebehandlung bei 310 °C über mehrere Stunden kann jedoch ein Kristallitanteil von bis zu 45 % erreicht werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Bauteile während der Wärmebehandlung nicht formstabil sind und daher sehr sorgfältig gelagert werden müssen.

Im Gegensatz zu PI-Werkstoffen ist bei TPI-Typen ein Glasübergang unterhalb der Zersetzungstemperatur festzustellen. Die Glasübergangstemperatur T_G wird mit 240 – 290 °C angegeben und hängt stark vom der Kettenlänge und dem erreichten Kristallinitätsgrad ab.

Polyamidimid (PAI)

PAI (Handelsname: *Torlon (Solvay)*) ist ein harter, amorpher Kunststoff, der aus einer Aneinanderreihung von Imid- und Amidgruppen besteht (Abb. 3-35). Die Imide verleihen dem PAI eine hohe Härte und Steifigkeit, während die Amide Duktilität und Flexibilität bewirken [70].

Um PAI im Spritzgussverfahren verarbeiten zu können, wird dieses zunächst nicht ausreagiert mit einem reduzierten Molekulargewicht hergestellt. Die Glasübergangstemperatur des Rohmaterials beträgt ca. 230 °C. Es ist relativ spröde und besitzt nur eine geringe mechanische Festigkeit.

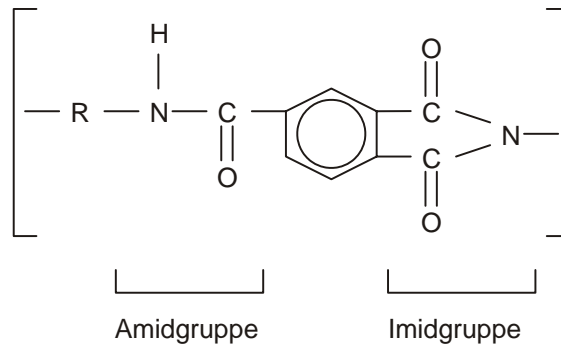


Abb. 3-35: Strukturformel von Polyamidimid

Nach dem Spritzgussprozess bei 370 °C wird das Material einer Wärmebehandlung unterzogen. Hierbei reagiert das Material unter Wasserabscheidung aus (Polykondensation). Zwischen den einzelnen Molekülketten bilden sich Vernetzungsbrücken. Das Material verliert auf diese Weise seinen thermoplastischen Charakter und wird zum Duroplast. PAI nimmt damit eine Sonderstellung unter den HT-Thermoplasten ein.

Die Dauer der Wärmebehandlung ist von der maximalen Wandstärke des Bauteils abhängig und kann mehr als zwei Wochen betragen. Neben der Dauer muss auch die Temperaturführung der Bauteilgestalt angepasst werden, damit das frei werdende Wasser langsam aus dem Bauteil heraus diffundieren kann und keine Risse verursacht.

Bis zur Glasübergangstemperatur von 275 °C ändern sich die Festigkeitseigenschaften von PAI nur in geringem Maße. Die Elastizität von PAI liegt zwischen der von PEEK und PI. Durch die Zugabe von Verstärkungsfasern kann die Festigkeit von PAI unterhalb der Glasübergangstemperatur in erheblichem Maße gesteigert werden.

Polytetrafluorethylen (PTFE)

PTFE (Handelnamen: Teflon, Hostaflon) ist ein vollfluoriertes Polymer (Abb. 3-36). Aufgrund der hohen Bindungsenergie der Fluorkohlenstoffverbindung ist PTFE äußerst chemikalienbeständig. Darüber hinaus zeichnet es sich durch hervorragende Gleitreibungseigenschaften aus.

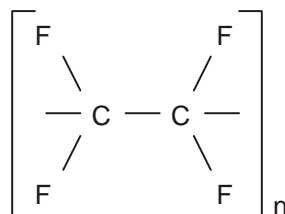


Abb. 3-36: Strukturformel von Polytetrafluorethylen

Im Gegensatz zu den HT-Thermoplasten lässt sich PTFE nicht thermoplastisch verarbeiten. Stattdessen werden PTFE-Bauteile gesintert oder aus Plattenmaterial geschnitten. Verglichen mit den HT-Thermoplasten besitzen PTFE-Compounds eine deutlich geringere Festigkeit und Härte. Hinzu kommt, dass das Material ein ausgeprägtes Kriechverhalten besitzt, welches sich durch Zugabe von Füll- und Verstärkungsstoffen zwar verringern aber nicht beseitigen lässt.

3.4.3 Füll- und Verstärkungsstoffe für nichtmetallische Werkstoffe

Obwohl HT-Thermoplaste bereits eine herausragende Stellung unter den modernen Werkstoffen einnehmen, so lässt sich ihr Eigenschaftsprofil in weiten Bereichen durch die Zugabe von Füllstoffen, Verstärkungsfasern und Additiven an den jeweiligen Einsatzbereich anpassen. Die gezielte Modifizierung durch Beimengen von Zusatzstoffen zum Grundkunststoff wird als Compoundierung bezeichnet. Eine kurze Übersicht der für Rechteckdichtringe verwendeten Zusatzstoffe wird im Folgenden gegeben:

Verstärkungsfasern

Verstärkungsfasern haben spezifische Auswirkungen auf die mechanischen Eigenschaften; sie erhöhen den Elastizitätsmodul und senken die Schlagzähigkeit. Am häufigsten werden Glas- und Kohlefasern eingesetzt. Bei teilkristallinen HT-Kunststoffen (z. B. PEEK) fällt die Zunahme der Festigkeitswerte deutlich stärker aus als bei amorphen Werkstoffen. Die Warmformbeständigkeit lässt sich bei diesen Typen weit über den Glasübergangsbereich hinaus steigern (Abb. 3-37).

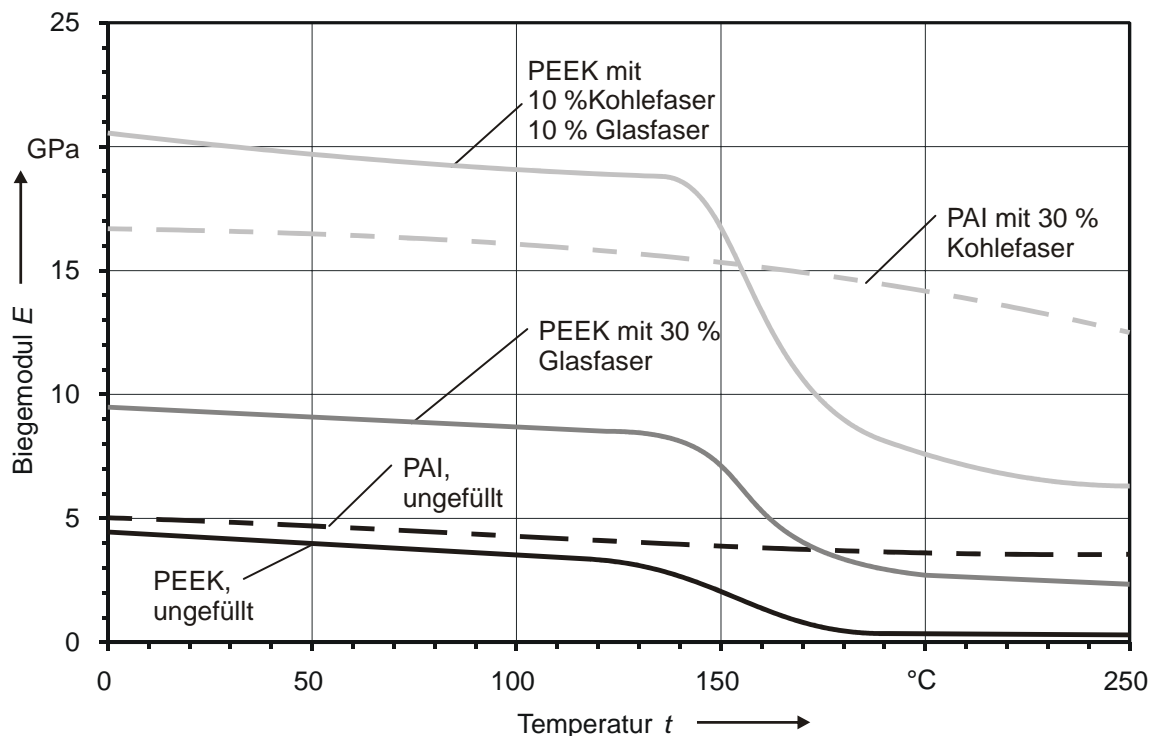


Abb. 3-37: Einfluss von Verstärkungsfasern auf den Biegemodul von amorphen und teilkristallinen HT-Kunststoffen

Um die Verarbeitung zu erleichtern werden fast ausschließlich rieselfähige Kurzschnittfasern von weniger als einem Millimeter Länge verwendet. Im Verhältnis zu üblichen Bauteildicken sind diese Faserlängen allerdings noch relativ groß, so dass im Hinblick auf die Bauteilfestigkeit die Ausrichtung und die Verteilung der Fasern im Einzelfall zu beachten ist. Eine wirkungsvolle Beeinflussung der Faserorientierung kann teilweise durch eine geeignete Wahl der Fließrichtung bei Spritzgussprozess erreicht werden.

Grundvoraussetzung für eine optimale Wirkung von Verstärkungsfasern ist die richtige Anbindung der Faser an den Grundwerkstoff. Hierzu werden Faserschichten eingesetzt, die den Verarbeitungstemperaturen während der Kunststoffverarbeitung standhalten (Abb. 3-38).

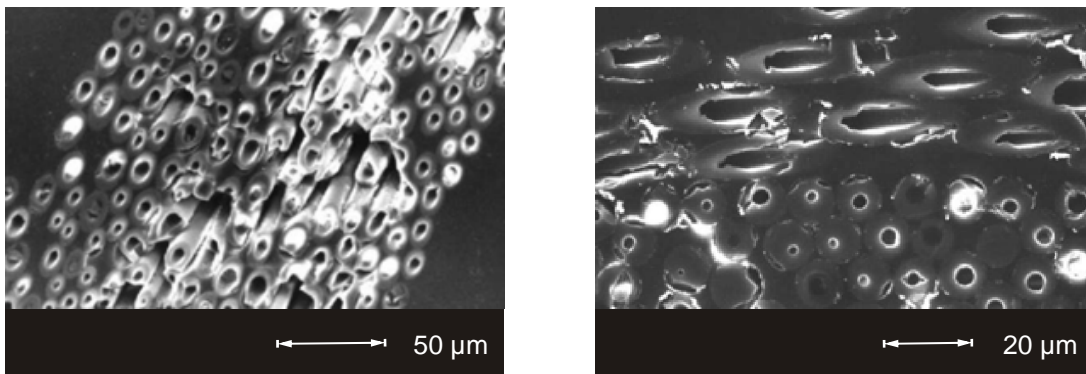


Abb. 3-38: REM –Aufnahmen von glasfaserverstärktem PEEK,
links: Leerräume zwischen den hervorstehenden Fasern, rechts: optimierte Anbindung durch geeignete Schichte

HT-Kunststoffen werden teilweise bis zu 30 Gewichtsprozent Glasfasern zur Erhöhung der mechanischen Festigkeitswerte zugegeben. Durch die Anbindung der Kunststoffmatrix an die Fasern wird auch eine Verringerung der Wärmedehnung erreicht. In Verbindung mit Gleitpartnern aus Aluminium kann bei mit Glasfasern verstärkten Kunststoffen auch erhöhter Verschleiß auftreten. Verursacht wird dies durch die hohe Härte der Glasfasern, die nach dem Verschleiß des Grundwerkstoffs hervorstehen und abrasiv auf die Gegenfläche wirken. Bei Gegenflächen aus Stahl ist diese Wirkung in einigen Fällen zur Glättung der Gegenfläche sogar erwünscht.

Durch Zugabe von Kohlefasern lässt sich neben Steifigkeit und Zugfestigkeit insbesondere aber auch die Wärmeleitfähigkeit um ein Mehrfaches gegenüber dem Grundwerkstoff erhöhen. Der Verschleiß der Gegenfläche ist deutlich geringer als bei Glasfasern. Darüber hinaus lässt sich durch die Verwendung von Kohlefasern die thermische Längenausdehnung verschiedener HT-Thermoplaste bis auf das Niveau von Stählen verringern.

Füllstoffe zur Beeinflussung der tribologischen Eigenschaften

Zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften können bei HT-Thermoplasten nur Füllstoffe eingesetzt werden, die den Verarbeitungstemperaturen während des Spritzgussprozesses ohne Freisetzung von Zersetzungsprodukten standhalten. Hierzu geeignet sind z. B. Bronze (CuSn) und Graphit, die gleichzeitig die Wärmeleitfähigkeit verbessern. Um die festigkeitsreduzierenden Auswirkungen zu kompensieren, werden diese oftmals in Kombination mit Glas- oder Kohlefasern eingesetzt.

MoS₂ wird zur Verbesserung der Reibungseigenschaften insbesondere bei Trockenlauf in einem Masseanteil von bis zu 15 % zugegeben.

PTFE als auch Graphit und MoS₂ werden zur Verbesserung der Gleitreibungswerte von HT-Thermoplasten in ungeschmierten Anwendungen eingesetzt. Aufgrund der geringeren thermischen Beständigkeit muss die Verarbeitungstemperatur jedoch unterhalb von 400 °C

bleiben. Anderenfalls kann eine Agglomeration der PTFE-Partikel stattfinden. Durch nachfolgende Ablösung der Agglomerate aus der Bauteiloberfläche können sich sichtbare Fehlstellen ausbilden [90].

Weitere Zusatzstoffe



Trockenschmierstoffe werden außer zu Verbesserung der Gleitreibungseigenschaften in nicht geschmierten Anwendungen vor allem auch zur Reduzierung der inneren Reibung in der Schmelze während der Spritzprozesses und als Formtrennmittel zugesetzt. Öle und andere übliche Zusatzstoffe kommen meist nicht in Frage, da diese bei den gegebenen Verarbeitungstemperaturen verdampfen oder sich zersetzen.

Die meisten HT-Kunststoffe besitzen eine dunkelbraune bis schwarze Eigenfarbe. Für eine optische Kontrolle der automatisierten Montage von Dichtringen ist dies eher ungünstig. Durch Zugabe von Titandioxid (TiO_2 , weißes Farbpigment) lässt sich eine deutliche Aufhellung der Werkstoffe erreichen. Anteile von über 5 % werden dabei jedoch vermieden, da die zugesetzten Pigmente die Festigkeitseigenschaften der Kunststoffe verschlechtern.

4 Versuchsobjekte

4.1 Drehdurchführungen

Die experimentellen und theoretischen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit erfolgen am Beispiel zweier Drehdurchführungen aus aktuellen Getriebeanwendungen. Diese werden im Folgenden mit System A und B bezeichnet. Die Hauptabmessungen der Systeme sind in Tab. 4-1 zusammengefasst. Für beide stehen Dichtringe aus hochtemperaturbeständigen Kunststoffen und Graugusslegierungen zur Verfügung.

	System A	System B
		
Einsatzbereich	PKW	PKW
Typ	innendrehend	innendrehend
Nenndurchmesser d_a	56 mm	68,5 mm
Wellendurchmesser d_w	55,5 mm	68 mm
Dichtringmaterial Dichtringabmessungen $b / h / h_F$ in mm	-1: PEEK 1515 2,45 / 2 / 0,3 -2: PEEK 150FC30 2,45 / 2 / 0,3 -3: Torlon 4203L 2,45 / 2 / 0,3 -4: Torlon 4301 2,45 / 2 / 0,3 -5: Torlon 4301 2 / 2,1 / 0,2 -6: Grauguss 2,5 / 2 / 0	-1: Torlon 4301 2,3 / 2,2 / 0,8
Stoßform	2-T (1 - 5), Haken (6)	2-T
Nutträger	42CrMo4, geschliffen	17CrNiMo6, geschliffen
Gehäusehülse	42CrMo4, feingedreht	Aluminum, hartcotiert

Tab. 4-1: Übersicht der untersuchten Drehdurchführungen

Die Mehrzahl der Untersuchungen wird mit System A durchgeführt, da für seine Nutabmessungen eine Vielzahl von Seriendichtringen verfügbar ist. Es handelt sich um eine Einkreis-drehdurchführung, die mit zwei Dichtringen gegenüber der Getriebeumgebung abgedichtet wird. Der Wellendurchmesser von 55,5 mm ist typisch für DCT, die für die derzeit äußerst erfolgreichen Diesellaggregate im Bereich um 2 l Hubraum eingesetzt werden.

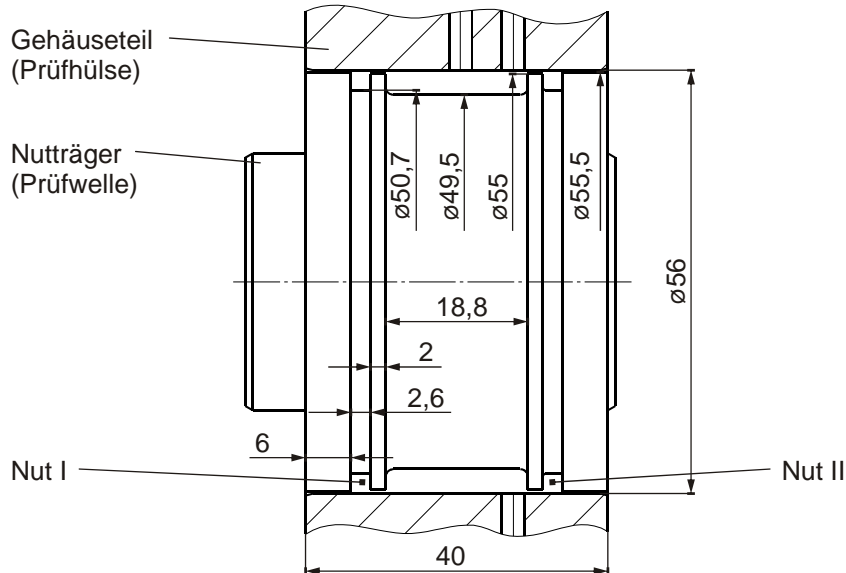


Abb. 4-1: Gehäuse- und Wellenabmessungen der Drehdurchführung System A

Das System B ist ursprünglich für zwei Ölkreise gedacht, einen Druckkreislauf und einen Kühlkreislauf zur Versorgung einer Lamellenkupplung. Die Abdichtung der beiden Kreisläufe erfolgt mit drei Dichtringen. In früheren am IMKT durchgeführten Untersuchungen hat sich gezeigt, dass sich in Systemen mit mehr als zwei Dichtringen die auftretenden Reibungsverluste den einzelnen Dichtungen nicht direkt zuordnen lassen, da eine Druckübertragung zwischen den Kreisläufen nicht vollständig unterbunden werden kann. Vor diesem Hintergrund wird System B im Rahmen dieser Arbeit nur mit den beiden Dichtringen des Druckkreislaufes betrieben. Die dritte Wellennut bleibt leer.

Die Nutträger und Gehäusehülsen beider Systeme sind extra für den Einsatz im Prüfstand angepasst, entsprechen jedoch hinsichtlich der Nutgeometrie und der Bearbeitung der Oberflächen dem Zustand der in der Serie verwendeten Bauteile.

4.2 Dichtringe

Für die Untersuchungen mit System A stehen insgesamt sechs Dichtringvarianten zur Verfügung. Vier davon (Variante A-1 bis A-4) unterscheiden sich hinsichtlich des verwendeten Werkstoffs, stimmen in ihrer Geometrie jedoch überein. Für die Herstellung der Dichtringe wurden nahezu baugleiche Spritzgusswerkzeuge verwendet. Die Kontaktfläche an der Seitenfläche ist deutlich schmaler als an der Umfangsfläche des Dichtrings und wird durch eine 45°-Fase an der Innenseite noch weiter reduziert (Abb. 4-2). Der Dichtringstoß ist als 2-T-Stoß ausgeführt.

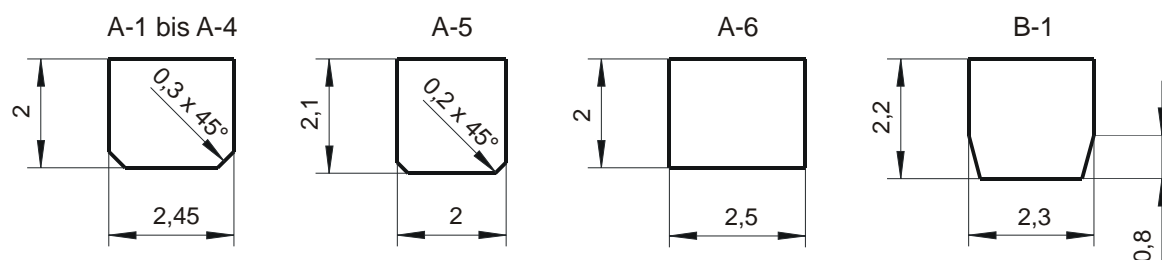


Abb. 4-2: Querschnittsgeometrie der Dichtringvarianten A-1 bis A-6 und B-1

Die Zusammensetzung der verwendeten Werkstoffe ist in Tab. 4-2 dargestellt. Den Grundmaterialien PEEK und PAI (Herstellerbezeichnung Torlon) werden PTFE oder Grafit zugegeben, um die Reibungs- und Verarbeitungseigenschaften zu verbessern. Der für die Variante A-2 verwendete PEEK-Werkstoff besitzt durch den Zusatz von Kohlefasern eine gegenüber dem Grundwerkstoff deutlich erhöhte Steifigkeit bei gleichzeitig reduzierter Bruchdehnung.

Dichtringwerkstoff		PEEK 1515	PEEK 150FC30	Torlon 4203L	Torlon 4301	Grauguss
Füllstoffe						
PTFE	%	15	10	5	3	-
Grafit	%	15	-	-	12	-
Glasfaser	%	-	10	-	-	-
Kohlefaser	%	-	10	-	-	-
TiO ₂	%	-	-	0,3	-	-
Mechanische Eigenschaften						
Zugfestigkeit bei 20°C	N/mm ²	70	137	192	164	600
Elastizitätsmodul bei 20°C	N/mm ²	4.000	11.200	4.900	6.600	120.000
Bruchdehnung bei 20°C	%	4	1,8	15	7	0,5
Querkontraktion	-	k.A.	0,44	0,45	0,39	0,25
Dichte	kg/m ³	1.490	1.440	1.420	1.460	7.200
Thermische Eigenschaften						
Wärmeausdehnung	1/K	5,0·10 ⁻⁷	2,2·10 ⁻⁷	3,06·10 ⁻⁷	2,52·10 ⁻⁷	1,1·10 ⁻⁵
Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)	0,25	0,78	0,26	0,54	50
Wärmekapazität	J/(kgK)	k.A.	1.800	1.000	1.000	600

Tab. 4-2: Werkstoffzusammensetzungen und –Eigenschaften der untersuchten Dichtringe

Der als Variante A-5 bezeichnete PAI-Dichtring unterscheidet sich gegenüber den zuvor be-

schriebenen Varianten durch seine schmale Bauform (Abb. 4-2). Die Kontaktbreite an Mantel- und Seitenfläche des Dichtrings ist nahezu gleich groß.

Neben Dichtringen aus HT-Kunststoffen wurde zum Vergleich auch eine Variante aus Grauguss (Variante A-6) mit in das Versuchsprogramm aufgenommen. Die Geometrie des Dichtrings ist scharfkantig ausgeführt. Im Gegensatz zu den Dichtringen aus HT-Kunststoff haben Graugussringe beim Einbau in die Gehäusehülse eine erhebliche radiale Vorspannung.

Bei der in System B verwendeten Dichtringgeometrie ist die Kontaktfläche zur Wellenflanke hin durch eine 15°-Fase reduziert. Zur Herstellung der Dichtringe stand keine Spitzgusswerkzeug zur Verfügung, so dass diese spanend aus gespritztem Halbzeug hergestellt werden mussten.

4.3 Drucköl

Für alle im Rahmen dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen wird das Shell Öl Typ ATF M-2597 verwendet. Hierbei handelt es sich um ein typisches Öl für Automatikgetriebe (ATF für **A**utomatic **T**ransmission **F**luid), das bei vielen Getriebeherstellern zum Einsatz kommt. Das Öl ist äußerst oxidationsbeständig und aus diesem Grunde für den Einsatz in Getrieben mit hoher Leistungsdichte prädestiniert.

Öle für Automatikgetriebe weisen im Vergleich zu üblichen Hydraulikölen eine äußerst geringe Viskosität auf (Abb. 4-3), damit an den im Getriebe vorhandenen Reibelementen ein schneller Reibschlussaufbau erreicht wird.

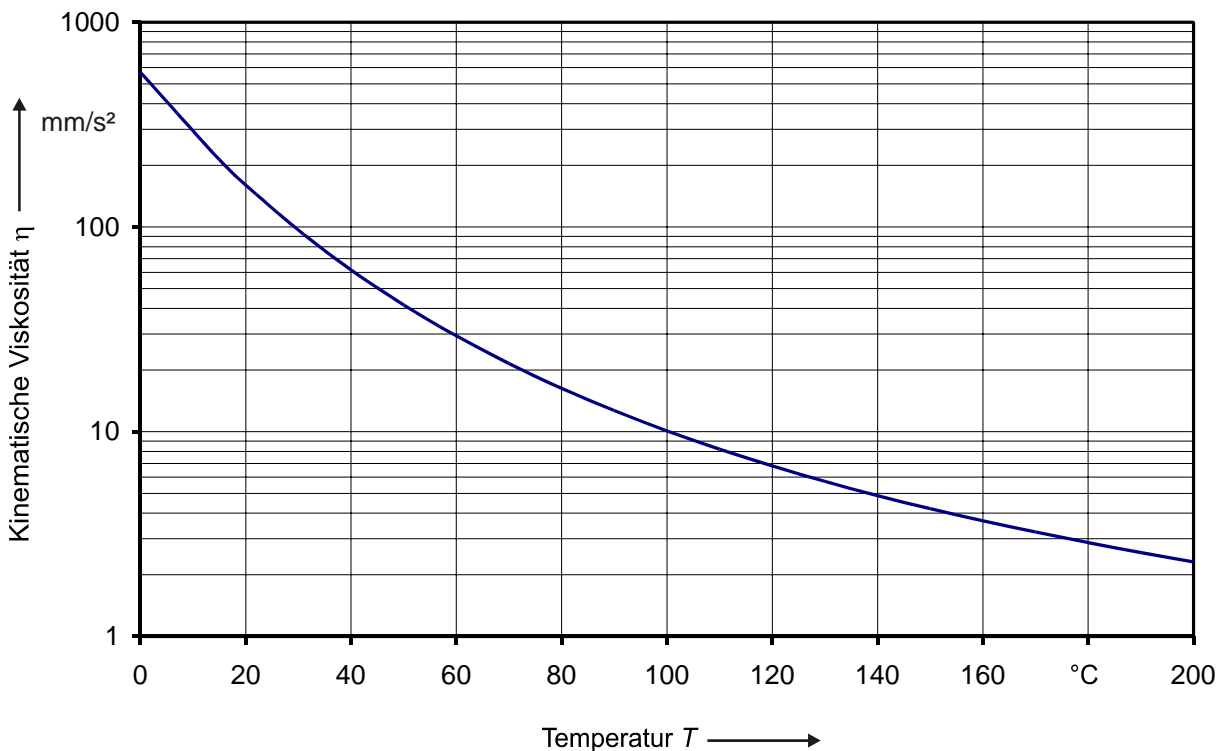


Abb. 4-3: Kinematische Viskosität des verwendeten Getriebeöls Shell ATF M2597

Darüber hinaus ist man bemüht, die im Getriebe entstehenden Verlustmomente, die durch die Bewegung verschiedener Elemente wie Zahnrädern und Lagern im Öl entstehen, zu minimieren. Gleichzeitig muss dafür gesorgt werden, dass auch bei höheren Temperaturen eine ausreichende Tragfähigkeit des Öls gegeben ist, d.h. die Viskosität nicht zu geringe Werte annimmt. Hierzu werden den Grundölen Viskositätsindex-Verbesserer zugesetzt, die den Viskositätsabfall bei hohen Temperaturen verringern, sie dicken das Öl ein. Bei tiefen Temperaturen haben diese Zusätze dagegen keine Wirkung. Der Viskositätsindex (VI), der die Änderung der Viskosität in Abhängigkeit der Öltemperatur beschreibt, ist bei dem verwendeten ATF M-2597 mit einem Wert von 153 außerordentlich hoch und zeigt eine sehr gute Kompensation des Viskositätsabfalls an.

Der Flammpunkt des Öls liegt bei 240 °C. Die Dichte bei Raumtemperatur beträgt 845 kg/m³.

5 Systemanalyse

Die zielgerichtete Optimierung eines technischen Systems setzt ausreichende Kenntnisse über dessen Funktion und Wirkungsweise voraus. Bisher sind Drehdurchführungen mit REDR nur Gegenstand weniger empirischer Untersuchungen. Eine ausreichende theoretische Analyse des Systems hat noch nicht stattgefunden. Aufbauend auf den in Kap. 3.1.3 zusammengefassten Ergebnissen werden an dieser Stelle daher eigene theoretische Betrachtungen vorgestellt. Im Mittelpunkt stehen dabei Reibungsverluste und die damit in engem Zusammenhang stehende Temperaturbelastung im System, das Bewegungsverhalten und die Leckage der Dichtringe.

Der Aufbau einer Drehdurchführung mit REDR ist in Abb. 5-1 dargestellt. Die Dichtringe sind in Nuten (Bereich II) zwischen der rotierenden Welle und dem Gehäuse angeordnet. Die Anpressung der Dichtringe an der Flanke (Seitenfläche) wie auch an der Mantelfläche erfolgt hauptsächlich durch den abdichtenden Öldruck. Die Nuten sind so dimensioniert, dass axial und radial einige Zehntelmillimeter Spiel zwischen den Dichtringen und der Welle verbleiben, um ein Verklemmen bei höheren Temperaturen oder bei Lageabweichungen zwischen Gehäuse und Welle zu vermeiden. Gleiches gilt für den Austrittsspalt (Bereich I), der sich an den Nutraum anschließt. Üblich sind hier Spaltweiten zwischen 0,1 und 0,9 mm.

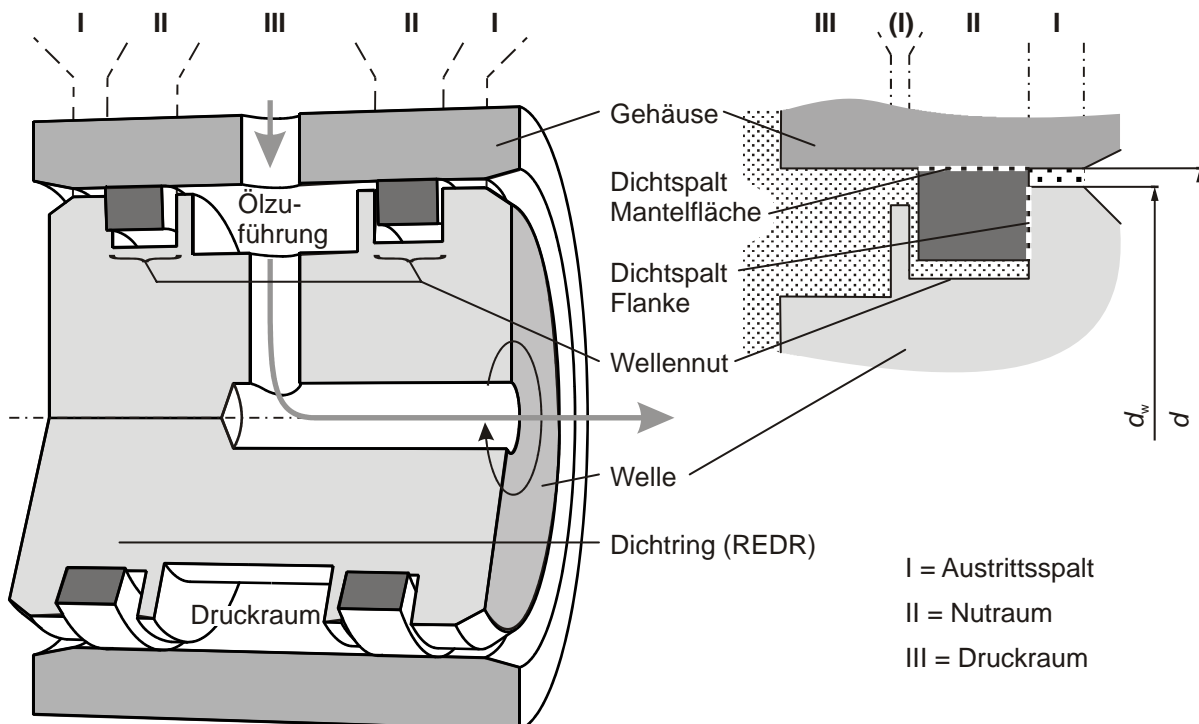


Abb. 5-1: Aufbau einer Drehdurchführung mit REDR

Der zwischen den Dichtringen verbleibende Raum dient zur Übertragung des Drucköls (Bereich III). Für die Zuführung des Öls sind meist mehrere radiale Bohrungen in Gehäuse und Welle vorhanden. Im Gegensatz zum Austrittsspalt, der nach längeren Phasen ohne Druck auch leer laufen kann, ist der Druckraum fast immer mit Öl gefüllt.

5.1 Reibungsverluste

Die in einer Drehdurchführung entstehende Verlustleistung mindert nicht nur die Getriebeausgangsleistung, sondern beeinflusst vor allem die im System entstehende Temperaturbelastung. Die gesamte Verlustleistung $P_{R, ges}$ wird durch die Wellendrehzahl n und das innerhalb der Drehdurchführung entstehende Reibmoment $M_{R, ges}$ bestimmt:

$$P_{R, ges} = 2\pi \cdot n \cdot M_{R, ges} = \omega \cdot M_{R, ges} \quad (5-1)$$

Dieses setzt sich aus den einzelnen Reibmomenten in den Bereichen I bis III zusammen:

$$M_{R, ges} = 2 \cdot M_I + 2 \cdot M_{II} + M_{III} \quad (5-2)$$

Während das Reibmoment im Bereich II durch die REDR selbst hervorgerufen wird, ist es in den Bereichen I und III die Scherung des zwischen den Bauteilen vorhandenen Drucköls. Beide Bereiche werden daher im Folgenden gemeinsam betrachtet.

5.1.1 Reibungsverluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit

Das Drucköl in den Ringspalten der Bereiche I und III wird durch die Rotation der Welle in Umfangsrichtung mitgeschleppt. Die Scherung der Flüssigkeit und die damit verbundene Schubspannung führen zu einem der Rotation entgegen gerichteten Moment M_{FI} zwischen Welle und Gehäuse. Dieses hängt neben zahlreichen geometrischen Größen vor allem von der Viskosität der Flüssigkeit, dem Schergefälle und der vorhandenen Strömungsform ab:

$$M_{FI} = f \left(\eta, \frac{du}{dy}, \text{Strömungsform, Geometrie, ...} \right) \quad (5-3)$$

Taylor-Couette-Strömung

Die Strömung einer Newton'schen Flüssigkeit zwischen zwei langen coaxialen Zylindern mit den Radien r_1 und r_2 , die sich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit um ihre gemeinsame Achse drehen, wird als Taylor-Couette-Strömung bezeichnet. Im allgemeinen Fall rotieren die Zylinder unabhängig voneinander. In Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit entstehen in der viskosen Flüssigkeit unterschiedliche Strukturen (Abb. 5-2), die Gegenstand zahlreicher wissenschaftlicher Untersuchungen sind, siehe z. B. [105], [117].

Bei langsamer Rotation des inneren Zylinders bildet sich zunächst eine laminare Strömung aus, deren Umfangsgeschwindigkeit von innen nach außen abnimmt. Die einzelnen Flüssigkeitspartikel bewegen sich auf Bahnen mit konstantem Radius um den Innenzylinder.

Bei höherer Winkelgeschwindigkeit reichen die Zähigkeitskräfte innerhalb des Fluides nicht mehr aus, um die Flüssigkeitsteilchen in ihrer Bahn zu halten. Teilchen, die sich in der Nähe des Innenzylinders befinden, werden nach außen gedrängt und die sich außen aufhaltenden Teilchen strömen nach innen nach. Es entsteht ein gleichmäßiges Muster umlaufender Wirbel (Taylor-Wirbel). Dabei handelt es sich um paarweise gegensinnig rotierende Tori, die an ihrer Innenseite zusammentreffen.

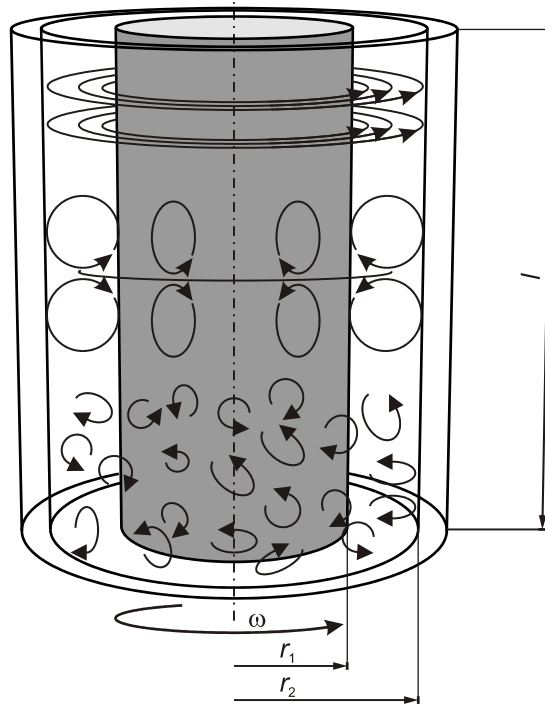
Strömungsformen:I) Laminar, ω_1 II) Taylor-Wirbel, $\omega_2 > \omega_1$ III) Turbulent, $\omega_3 > \omega_2$ 

Abb. 5-2: Strömungsformen in der Flüssigkeit zwischen zwei rotierenden Zylindern bei verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten

Wird die Winkelgeschwindigkeit weiter erhöht, so gehen die Taylor-Wirbel mit geordneter Strömungsstruktur allmählich in turbulente Wirbel (chaotische Strömung) über.

Als Stabilitätskriterium für den Übergang zwischen den einzelnen Strömungsformen lässt sich die Taylorzahl Ta heranziehen, die wie die Reynoldszahl Re ein Verhältnis von Trägheits- und Zähigkeitskräften beschreibt:

$$Ta = \frac{(r_2 - r_1) \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \rho}{\eta} \cdot \sqrt{\frac{r_2 - r_1}{r_1}} \quad (5-4)$$

$$Re = \frac{(r_2 - r_1) \cdot (r_2 + r_1) \cdot \omega \cdot \rho}{2 \cdot \eta} \quad (5-5)$$

Der Übergang zwischen laminarer und mit geordneten Wirbeln behafteter Strömung findet bei Überschreiten der kritischen Taylorzahl von $Ta = 41,3$ statt. Ab einer Taylorzahl von $Ta = 400$ ist mit chaotisch turbulenter Strömung zu rechnen. In Systemen mit endlich langen Zylindern finden die Übergänge, beeinflusst durch Effekte an den Rändern, bereits bei niedrigeren Taylorzahlen statt.

Für die Betrachtung des zwischen den Zylindern entstehenden Reibmoments sind diese Übergänge wesentlich, da dieses mit dem Einsetzen der Wirbelbildung in der Flüssigkeit sprunghaft ansteigt. Ursache ist ein durch die inneren Strömungen erhöhtes lokales Schergefälle.

Reibmoment bei laminarer Strömung

Das Moment am Innenzylinder eines Taylor-Couette-Systems ergibt sich aus dem Integral der an der Oberfläche angreifenden Schubspannungen:

$$M_{\text{Fl}} = \int_A \tau \cdot r \, dA \quad (5-6)$$

$$M_{\text{Fl}} = \int_l \int_0^{2\pi \cdot r} \tau(r) \, dU \, dl = l \cdot 2\pi \cdot r^2 \cdot \tau(r) \quad (5-7)$$

Das Schergefälle kann für sehr kleine Spalte als linear angenommen werden. Die Schubspannung errechnet sich in diesem Fall vereinfacht zu:

$$\tau = -\eta \cdot \frac{du}{dy} = -\eta \cdot \frac{dv}{dr} = \eta \cdot \frac{r_1 \cdot 2\pi \cdot n}{r_2 - r_1} \quad (5-8)$$

Für größere Spaltweiten ist diese Lösung jedoch nicht zulässig. Durch die Krümmung des Strömungssystems nimmt die Strömungsgeschwindigkeit nicht linear sondern degressiv von innen nach außen ab. Das Schergefälle ergibt sich dann zu:

$$\frac{du}{dy} = \frac{\Delta\gamma}{\Delta t} = r \cdot \frac{d\omega}{dr} \quad (5-9)$$

Eine ausführliche Herleitung hierfür ist in [104] zu finden.

Durch Einsetzen in Gl. (5-7) und Integration ergibt sich für das Reibmoment bei laminarer Strömung:

$$M_{\text{Fl}} = 4\pi \cdot \eta \cdot l \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \omega \quad (5-10)$$

Nach einem Vorschlag von *Nakabayashi* [82] lässt sich das Reibgesetz mit der Reynoldszahl (Gl. (5-5)) und dem Reibbeiwert CM in die Form

$$M_{\text{Fl}} = CM \cdot (\pi \cdot \rho \cdot l \cdot r_2^2 \cdot r_1^2 \cdot \omega^2) \quad (5-11)$$

$$CM = \frac{4 \cdot \eta}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot \omega \cdot \rho} \quad (5-12)$$

überführen. Im Bereich der laminaren Strömung ergibt sich damit ein linearer Zusammenhang zwischen dem Reibbeiwert CM und der Reynoldszahl Re .

Reibmoment bei turbulenter Strömung

Bei mit Wirbeln behafteter oder turbulenter Strömung zwischen den rotierenden Zylindern lässt sich das auftretende Reibmoment nicht mehr analytisch herleiten. In zahlreichen experimentellen Untersuchungen stellt *Nakabayashi* fest, dass sich bei turbulenter Strömung der Zusammenhang zwischen Reynoldszahl und Reibbeiwert CM durch eine exponentielle Näherung beschreiben lässt:

$$CM = \alpha \cdot Re^\beta \quad (5-13)$$

Die Koeffizienten sind hierbei experimentell zu bestimmen. Während der Exponent β mit

einem Wert von -0,3 für die meisten Systeme gleich ist, hängt der Formfaktor α von der Zerklüftung und Oberflächenrauheit der Zylinderflächen ab. Müller [62] bestimmt diesen für glatte und längs genutete Zylinderoberflächen:

Oberfläche des Innenzylinders	Formfaktor α
Glatte Oberfläche	0,045...0,065
Oberfläche mit geringer Zerklüftung (wenige Längsnuten)	0,1
Oberfläche mit starker Zerklüftung (mehrere Längsnuten)	0,12

Tab. 5-1: Formfaktor α zur Ermittlung des Reibmomentbeiwerts aus [62]

Das zwischen den Zylindern auftretende Reibmoment lässt sich dann nach Gl. (5-14) berechnen:

$$M_{FI} = \alpha \cdot \underbrace{\left(\frac{(r_2^2 - r_1^2) \cdot \omega \cdot \rho}{2 \cdot \eta} \right)^{\beta}}_{CM} \cdot (\pi \cdot \rho \cdot l \cdot r_2^2 \cdot r_1^2 \cdot \omega^2) \quad (5-14)$$

Berechnung der Flüssigkeitsreibung in einer Drehdurchführung

Für die praktische Berechnung des durch die mitgeschleppte Flüssigkeit hervorgerufenen Reibmoments ist zunächst anhand der Taylorzahl (Gl. (5-4)) zu prüfen, ob die Strömung im Spalt laminar oder turbulent ist. Für den Bereich der laminaren Strömung lässt sich das Reibmoment dann anhand von Gl. (5-10) ermitteln. Bei turbulenter Strömung ist zunächst in Abhängigkeit der Oberflächenbeschaffenheit ein angemessener Wert für den Formfaktor α zu wählen. Anschließend kann mit Gl. (5-14) das Reibmoment bestimmt werden.

In den meisten Fällen und Betriebszuständen ist im Bereich I aufgrund der engen Spaltmaße mit laminarer Strömung zu rechnen. Im System A wird die kritische Taylorzahl erst bei einer Drehzahl von 12.000 min^{-1} überschritten (Öltemperatur: 80 °C). Erwärmen sich die Oberflächen jedoch durch die an den Dichtungen erzeugte Reibleistung, so ist auch im Austrittsspalt mit Taylorwirbeln zu rechnen. Im Bereich III tritt dagegen meist bereits bei geringen Drehzahlen mit Wirbeln behaftete oder turbulente Strömung auf.

Eine Überprüfung der Berechnungsansätze erfolgt am Beispiel von System A. In Abb. 5-3 ist das durch die mitgeschleppte Flüssigkeit hervorgerufene Reibmoment in Abhängigkeit der Wellendrehzahl für verschiedene Öltemperaturen dargestellt. Die Messung erfolgt mit einer modifizierten Prüfwelle, die keine Nuten zur Aufnahme von REDR besitzt. Die sich zwischen Welle und Gehäuse ergebenden Spalte werden für die Messung mit Drucköl geflutet und das seitlich austretende Öl kontinuierlich nachgefördert.

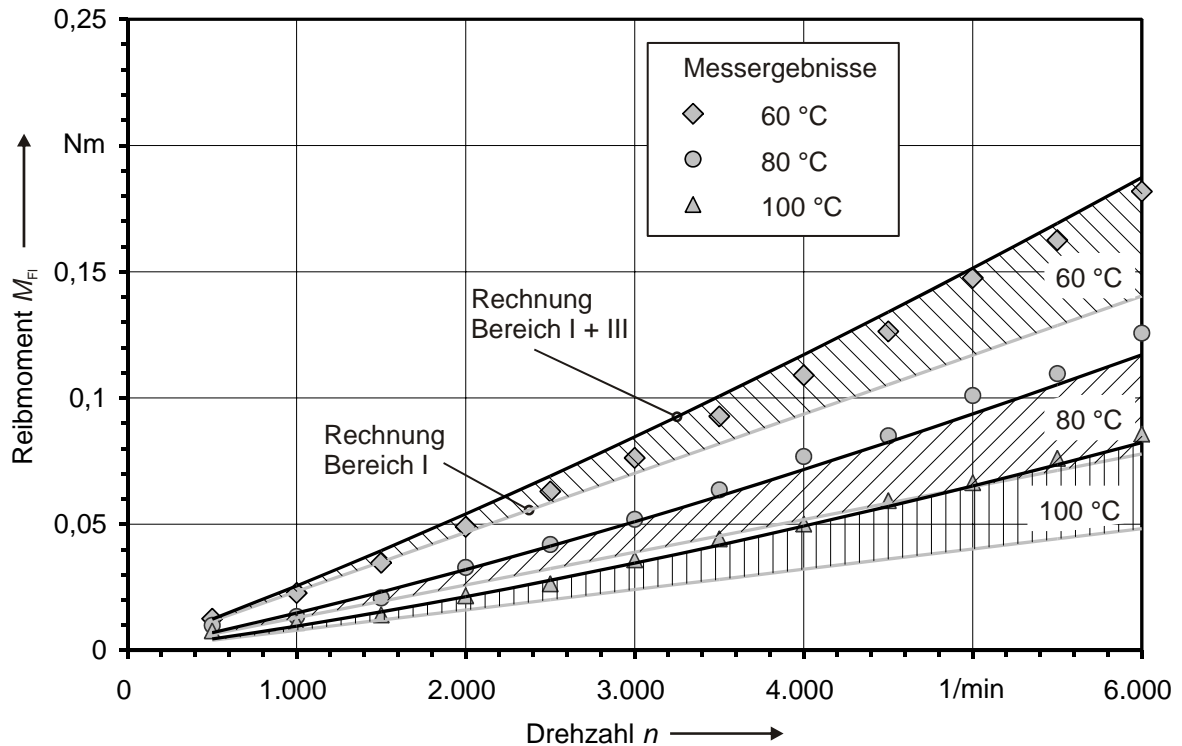


Abb. 5-3: Gemessene und berechnete Reibungsverluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit in den Bereichen I und III für verschiedene Öltemperaturen am Beispiel von System A

Zum Vergleich mit den Messungen sind in Abb. 5-3 die berechneten Reibmomente getrennt für die Bereiche I und II dargestellt. Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung. Zu beachten ist, dass im System A bei hoher Ölviskosität (niedrige Temperaturen) die Verluste im Austrittsspalt entscheidend sind, während bei niedrigen Werten der Anteil der Verwirbelungsverluste im Druckraum zunimmt.

Gestaltungsempfehlungen

Aus Gl. (5-1), Gl. (5-10) und Gl. (5-14) folgt, dass insbesondere bei großen Nenndurchmessern und hohen Drehzahlen erhöhte Reibungsverluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit entstehen. Sowohl die maximale Drehzahl als auch die Baugröße einer Drehdurchführung sind jedoch durch äußere Vorgaben bestimmt und können meist nicht beeinflusst werden. Um die Reibungsverluste im Bereich I und III dennoch so gering wie möglich zu halten, sollten folgende Gestaltungsregeln beachtet werden:

- Die Spalllänge l des Zylinderraums, in der die Flüssigkeit mitgeschleppt wird, ist so kurz wie möglich zu halten. Dies erfordert eine kurze Baulänge der Bereiche I und III.
- Der Austrittsspalt im Bereich I sollte möglichst weit ausgeführt werden, jedoch sollte die kritische Taylorzahl von $Ta = 41,3$ bei üblichen Öltemperaturen nicht überschritten werden.
- Der Druckraum ist möglichst weit auszuführen. Die Oberflächen sind hierbei möglichst glatt zu gestalten.

5.1.2 Reibungsverluste am Rechteckdichtring

Im Gegensatz zu den meisten anderen DichtungsbaufORMen besitzen REDR keine eindeutige Verdrehsicherung⁷. Die für die Entstehung der Verlustleistung maßgebliche Gleitbewegung kann daher sowohl an der Dichtringflanke als auch an der Mantelfläche auftreten. Ebenso ist eine Aufteilung der Gleitbewegung auf beide Kontaktflächen denkbar. Der Dichtring rotiert in diesem Fall mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_D , die geringer als die Winkelgeschwindigkeit ω der Welle ist. Die Gesamtreibleistung ergibt sich dann aus dem Produkt der Gleitgeschwindigkeit und den in den Kontaktflächen angreifenden Tangentialkräften bzw. aus dem wirksamen Moment und der maßgeblichen Winkelgeschwindigkeit (siehe Gl. (5-15)). Für die Betrachtung der an REDR entstehenden Reibungsverluste ist die Bestimmung der Dichtringbewegung daher von zentraler Bedeutung.

$$P_{R,II} = v \cdot F_T = v_M \cdot F_{T,M} + v_F \cdot F_{T,F} = \omega_D \cdot M_{R,M} + (\omega - \omega_D) \cdot M_{R,F} + (\omega - \omega_D) \cdot M_{FL,II} \quad (5-15)$$

Aus der Momentenbilanz in Umfangsrichtung folgt zunächst, dass die Momente an Mantelfläche und Flanke im Betrieb gleich groß sind (Gl. (5-16)). Das Moment $M_{FL,II}$ durch die in den Spalten zwischen Dichtring und Nutgrund bzw. Nut mitgeschleppte Flüssigkeit kann für laminare Strömung gemäß der Betrachtungen in Kap. 5.1.1 nach Gl. (5-17) und Gl. (5-18) berechnet werden. Aufgrund der in üblichen Betriebspunkten geringen Ölviskosität und kurzer Spaltlängen sind diese jedoch oftmals zu vernachlässigen.

$$M_{R,M} = M_{R,F} + \underbrace{M_{FL,II}}_{\text{meist} \rightarrow 0} \quad (5-16)$$

$$M_{FL,II, \text{Nut}} = \int_A \tau(r) \cdot r \, dA = \frac{1}{3} \cdot \eta \cdot \frac{1}{b_N - b} \cdot (r_2^3 - r_1^3) \cdot (\omega - \omega_D) \quad (5-17)$$

$$M_{FL,II, \text{Nutgrund}} = \int_A \tau(r) \cdot r \, dA = 4\pi \cdot \eta \cdot b_N \cdot \frac{r_N^2 \cdot r_1^2}{r_1^2 - r_N^2} \cdot (\omega - \omega_D) \quad (5-18)$$

Die an Mantelfläche und Flanke angreifenden Momente werden durch die äußere Belastung und den Reibkoeffizient im Kontaktbereich beeinflusst. Dieser hängt wiederum von Schmierungs Zustand im Spaltbereich und somit von der Gleitgeschwindigkeit ab. Als Kennzahl zur Beurteilung des Schmierungs Zustandes von Dichtungen wird oftmals die Gümbelzahl G herangezogen, die als dimensionslose Kennzahl das Verhältnis aus hydrodynamischen Druckaufbau und äußerer Last beschreibt:

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} \quad (5-19)$$

Abb. 5-4 zeigt die an entlasteten Gleitringdichtungen gemessenen Reibbeiwerte in Abhängigkeit der Gümbelzahl G . Die Abbildung verdeutlicht, dass gleiche Werte auch bei sehr unterschiedlichen Schmierungs Zuständen auftreten können. Eine Bestimmung des Bewegungsverhaltens (Rotation des Dichtrings) ist damit nicht eindeutig möglich.

⁷ In wenigen Anwendungen ist eine Verdrehsicherung gegenüber der Getriebewelle vorhanden. Die Gleitbewegung findet in diesen zwischen der Mantelfläche des Dichtrings und Gehäusehülse statt, s. [10].

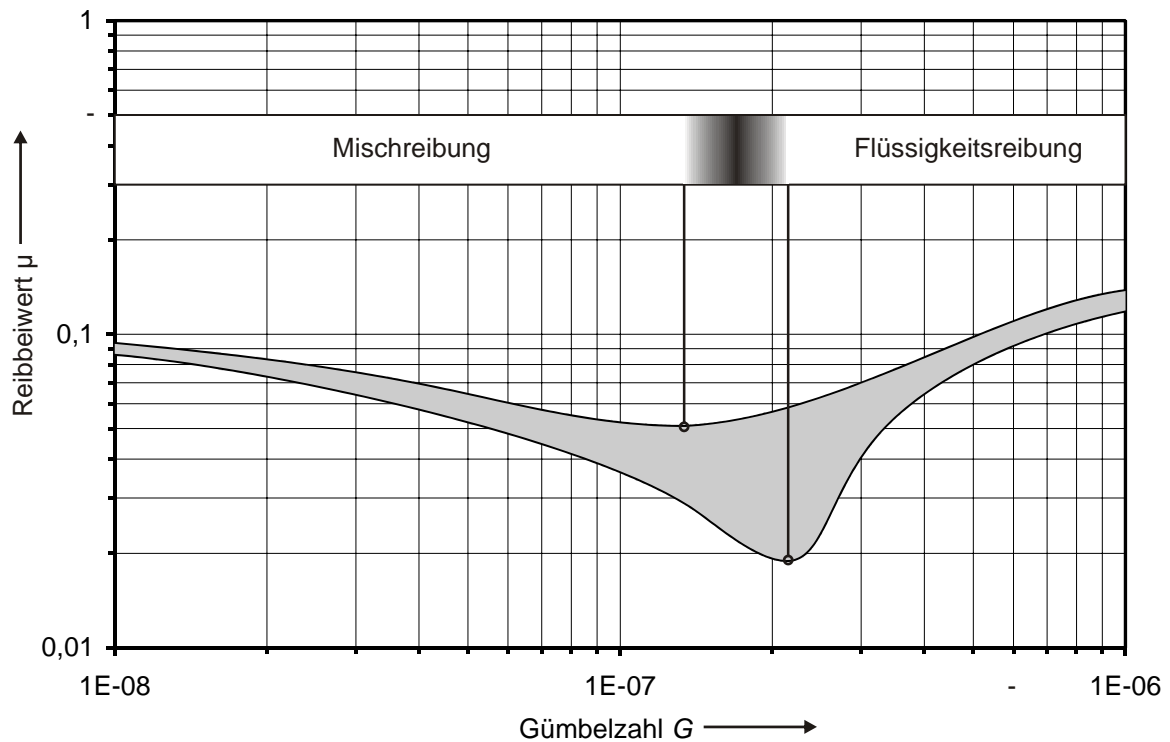


Abb. 5-4: Reibbeiwert von Gleitringdichtungen in Abhängigkeit der Gümbelzahl G [115]

Während bei niedrigen Gümbelzahlen vorrangig der Kontakt an den Rauheitserhebungen hohe Reibbeiwerte verursacht (Kontaktdeformation), ist es bei hohen Gümbelzahlen die mit dem Schergefälle zunehmende Schubspannung in der abzudichtenden Flüssigkeit.

Mit Hilfe einiger Annahmen und Vereinfachungen lässt sich jedoch ein einfacher Modellansatz zur Beschreibung des Bewegungsverhaltens und der im Dichtsystem entstehenden Reibungsverluste entwickeln. Hierfür wird Gl. (5-16) zunächst außer Acht gelassen und die maximal in den Kontaktflächen abstützbaren Reibmomente $M_{R,M}$ und $M_{R,F}$ bei geringer Drehzahl miteinander verglichen. Die Gleitbewegung findet an der Kontaktfläche mit dem geringeren maximalen Moment statt:

- $(M_{R,M}/M_{R,F}) \gg 1$: Der Dichtring steht gegenüber dem Gehäuse still, die maßgebliche Gleitbewegung findet an der Flanke statt.
- $(M_{R,M}/M_{R,F}) \ll 1$: Der Dichtring rotiert mit der Drehzahl der Welle, die maßgebliche Gleitbewegung findet an der Mantelfläche statt.
- $(M_{R,M}/M_{R,F}) \approx 1$: Der Dichtring kann sowohl umlaufen als auch gegenüber dem Gehäuse stillstehen. Ebenso ist eine Aufteilung der Gleitbewegung auf beide Kontaktflächen möglich.
- $M_{R,M} \approx 0, M_{R,F} \approx 0$: Im drucklosen Zustand sind die Reibmomente an beiden Kontaktflächen gering. Der Dichtring wird nur durch die umgebende Flüssigkeit mitgeschleppt. Aufgrund der großen Kontaktfläche zur Nutgeometrie läuft dieser mit etwas geringerer als die Welle um.

Unterscheiden sich die Maximalwerte der Momente an beiden Kontaktflächen deutlich, so kann der Ansatz auch mit Einschränkungen zur Beschreibung der Dichtringbewegung und Berechnung des Reibmoments bei höheren Drehzahlen verwendet werden, da mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit das Reibmoment an der Lauffläche zunächst zurückgeht. Das Bewegungsverhalten des Dichtrings ändert sich erst, wenn das Reibmoment bei höherer Drehzahl wieder ansteigt und das Reibmoment der stillstehenden Kontaktfläche überschreitet. Zur Bestimmung der an den Kontaktflächen auftretenden Reibmomente werden die wirkenden Kräfte bilanziert. Abb. 5-5 zeigt idealisiert die geometrischen Verhältnisse und die einzelnen Druckkomponenten am Dichtring. Der Fliehkräfteinfluss auf die Druckverteilung in den Spalten wird hierbei wegen der meist kleinen Radien vernachlässigt.

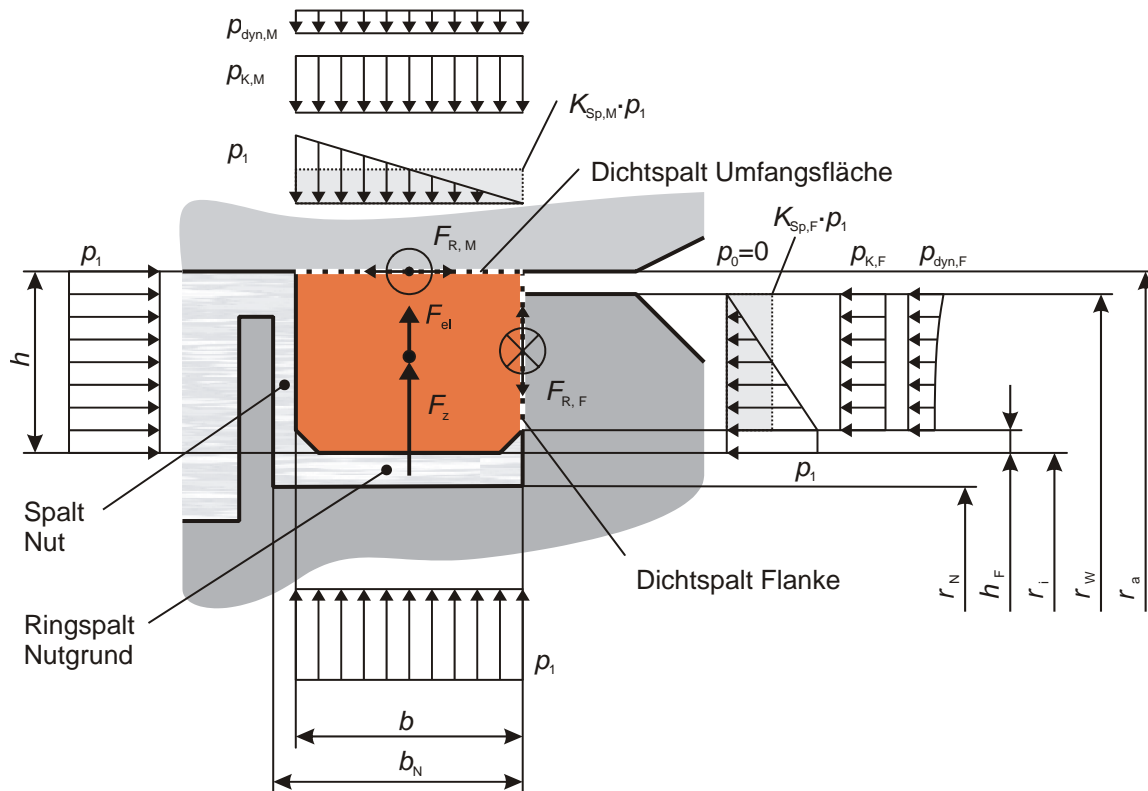


Abb. 5-5: Schematische Darstellung der am REDR angreifenden Kräfte und Drücke

In axialer Richtung wirkt die vom abzudichtenden Druck p_1 auf die Seitenfläche des Dichtrings ausgeübte hydraulische Druckkraftkomponente. Dem entgegen steht vom Dichtspalt her die an den Festkörperkontakten aufgenommene mittlere Pressung $p_{K,F}$ und der hydraulische Spaltdruck, der sich wiederum aus einem statischen Anteil durch Druckabbau entlang des Dichtspalts und einem hydrodynamischen Anteil p_{dyn} als Folge der tangential gerichteten Schlepplströmung zusammensetzt. Beide wirken auf die um den Spalt zwischen Gehäuse und Welle reduzierte kreisringförmige Fläche der Dichtringflanke. Für den mittleren aus dem Druckabbau an der Flanke resultierenden Druck wird zunächst angenommen, dass dieser proportional zum abzudichtenden Druck ist ($K_{Sp,F} \cdot p_1$). Eine detaillierte Erläuterung folgt im Anschluss. Die Kräftebilanz in axialer Richtung lautet damit:

$$p_1 \cdot 2\pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) = (p_{K,F} + K_{Sp,F} \cdot p_1 + p_{dyn,F}) \cdot 2\pi \cdot (r_w^2 - r_i^2) \quad (5-20)$$

Die auf den Festkörperkontakten lastende Pressung ergibt sich zu:

$$p_{K,F} = p_1 \cdot \frac{r_a^2 - r_i^2}{r_w^2 - r_i^2} - K_{Sp,F} \cdot p_1 - p_{dyn,F} \quad (5-21)$$

Falls die Dichtringgeometrie wie in Abb. 5-5 dargestellt an der Innenseite mit einer Fase versehen ist, muss diese am Dichtringinnenradius berücksichtigt werden:

$$p_{K,F} = p_1 \cdot \frac{(r_a^2 - (r_i + h_F)^2)}{(r_w^2 - (r_i + h_F)^2)} - K_{Sp,F} \cdot p_1 - p_{dyn,F} \quad (5-22)$$

Durch Einführung des Belastungsverhältnis k (siehe Kap. 3.1.2), das den Einfluss der Druckkraft auf die Anpressung in der Kontaktfläche beschreibt, lassen sich Gl. (5-21) und Gl. (5-22) stark vereinfachen:

$$p_{K,F} = p_1 \cdot (k_F - K_{Sp,F}) - p_{dyn,F} \quad (5-23)$$

mit

$$k_F = \frac{A_1}{A} = \frac{r_a^2 - (r_i + h_F)^2}{r_w^2 - (r_i + h_F)^2} \quad (5-24)$$

Auf die gleiche Weise kann die am Außenradius wirkende Kontaktpressung bestimmt werden:

$$p_{K,M} = p_1 \cdot (k_M - K_{Sp,M}) - p_{dyn,M} + \frac{F_Z + F_{el}}{2\pi \cdot b \cdot r_a} \quad (5-25)$$

mit

$$k_M = \frac{A_1}{A} = \frac{r_i}{r_a} = 1 - \frac{h}{r_a} \quad (5-26)$$

oder für Dichtringe mit Fasen an der Innenseite mit

$$k_M = \frac{b \cdot r_i + b_F \cdot h_F}{b \cdot r_a} \quad (5-27)$$

Aus Gl. (5-24) folgt, dass in axialer Richtung keine Entlastung erreicht werden kann, da die Gleitfläche an der Flanke bauartbedingt immer kleiner als die druckbelastete Fläche ist. In radialer Richtung ist die Dichtung dagegen grundsätzlich entlastet. Nach Gl. (5-26) nimmt die Entlastung mit zunehmender Dichtringhöhe h zu.

Die aus der elastischen Vorspannung des Dichtrings resultierende Kraftkomponente F_{el} wird meist experimentell bestimmt. Ein deutlicher Einfluss auf die Anpressung an der Mantelfläche ist jedoch nur bei sehr steifen Dichtungswerkstoffen zu erwarten. Bei Dichtringen aus HT-Kunststoffen, deren Stoßenden nicht radial aneinander stoßen und hierdurch Druckspannungen in Umfangsrichtung hervorrufen, ist der Einfluss zu vernachlässigen.

Die durch die Zentrifugalbeschleunigung verursachte Kraftkomponente F_Z lässt sich anhand von Gl. (5-28) bestimmen. Diese ist nur wirksam, wenn der Dichtring rotiert. Dies setzt eine Gleitbewegung an der Flanke oder ein System mit rotierendem Gehäuse und stillstehender

Welle voraus. Aufgrund der geringen Dichte der verwendeten Dichtringwerkstoffe und des kleinen Rotationsradius trägt auch dieser Anteil nur wenig zur Anpressung an der Mantelfläche bei.

$$F_Z = m \cdot \frac{v^2}{r} = \rho \cdot \pi \cdot b \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot (r_a + r_i) \cdot \omega_D^2 \quad (5-28)$$

Aus Gl. (5-23) und Gl. (5-25) folgt, dass der statische Druckabbau im Spalt die an den Festkörperkontakten aufzunehmenden Pressungen $p_{K,F}$ und $p_{K,M}$ wesentlich beeinflusst. Der in Abb. 5-5 dargestellte lineare Druckabbau stellt sich ein, wenn beide Körper mit über die Spaltlänge konstanter Flächenpressung gegeneinander gedrückt werden. Zwischen den aufeinander gleitenden rauen Oberflächen ergibt sich in diesem Fall ein paralleler Spalt, dessen Höhe sich aus der Summe der im Kontakt stehenden Oberflächenrauheiten und der Höhe des hydrodynamischen Schmierfilms zusammensetzt. In diesem Fall nimmt der Spaltformfaktor K_{Sp} einen Wert von 0,5 an⁸. Dieser beschreibt das Verhältnis der aus dem Druckabbau im Spalt resultierenden Kraftkomponente F_{FI} und der maximalen möglichen Druckkraft:

$$K_{Sp} = \frac{F_{FI}}{p_1 \cdot A} \quad (5-29)$$

Bei konvergentem Spaltverlauf mit über die Spaltlänge zunehmender Kontaktpressung vermag die abdichtende Flüssigkeit weiter in den Spalt einzudringen und kann die Gleitflächen entlasten ($K_{Sp} \rightarrow 1$), während sich bei divergentem Spaltverlauf eine höhere Belastung einstellt ($K_{Sp} \rightarrow 0$). Der Zusammenhang zwischen Spaltverlauf, Kontaktpressung p_K und dem Druckverlauf im Spalt ist in Abb. 5-6 idealisiert dargestellt. Grundsätzlich ist durch die angreifenden Druckkräfte von einer Verformung des Dichtrings in Richtung des Uhrzeigersinns (vergl. Abb. 5-5) auszugehen. Im Dichtspalt an der Ringflanke ist damit ein leicht konvergenter Verlauf zu erwarten, während an der Mantelfläche eher von einer divergenten Spaltgeometrie auszugehen ist.

Aus den Kontaktpressungen $p_{K,F}$ und $p_{K,M}$ können unter Berücksichtigung des Reibbeiwerts μ und Integration über die gesamte Kontaktfläche die an Flanke und Umfangsfläche wirkenden Momente berechnet werden. Zur Abschätzung des Bewegungsverhaltens ist zunächst die Verwendung eines konstanten Reibbeiwerts zulässig. Zur Berechnung der Reibungsverluste bei höheren Drehzahlen muss jedoch der Schmierungsstatus im Kontaktbereich zu berücksichtigen werden. Hierzu bietet sich die Einführung eines von der Gümbelzahl abhängigen Reibbeiwerts $\mu(G)$ an (Gl. (5-30)).

⁸ Der Einfluss von Viskositätsänderungen und die radiale Aufweitung des Spaltes werden hierbei vernachlässigt.

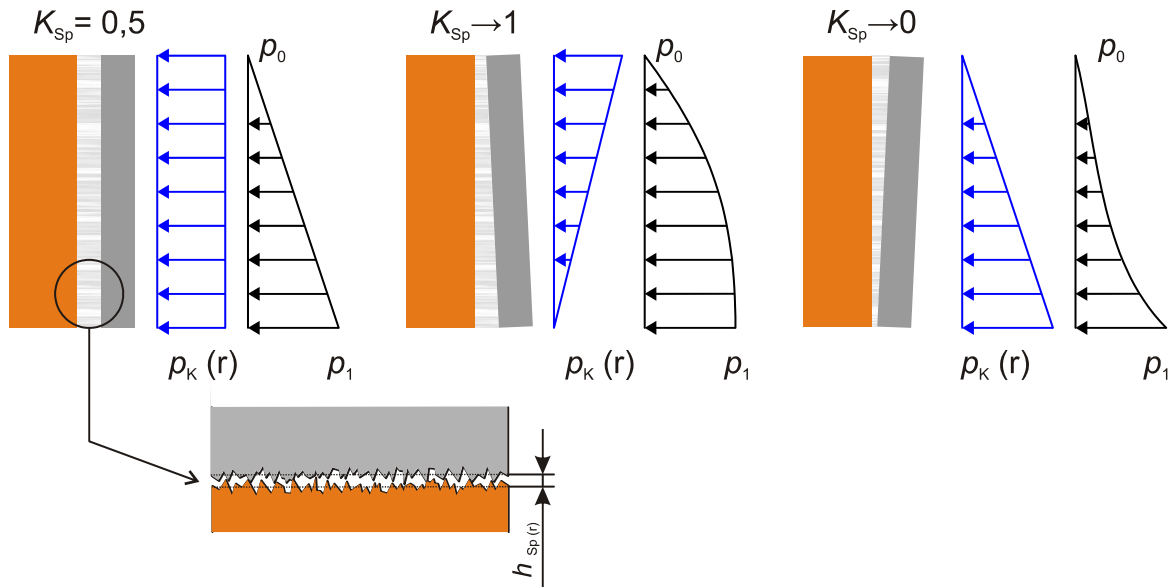


Abb. 5-6: Einfluss der Spaltform auf den Druckverlauf im Spalt

$$M = \int_A \mu(G) \cdot p \cdot r \, dA \quad (5-30)$$

Für das Reibmoment an der Flanke gilt:

$$M_F = \mu_F(G) \cdot \int_{r_i+h_f}^{r_w} \int_0^{2\pi} p_{K,F} \cdot r \, d\varphi \, dr \quad (5-31)$$

$$M_F = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu_F(G) \cdot \left(r_w^3 - (r_i + h_f)^3 \right) \cdot p_{K,F} \quad (5-32)$$

Für das Reibmoment an der Mantelfläche gilt:

$$M_M = \mu_M(G) \cdot \int_0^b \int_0^{2\pi} p_{K,M} \cdot r \, d\varphi \, db \quad (5-33)$$

$$M_M = \mu_M(G) \cdot 2\pi \cdot r_a^2 \cdot b \cdot p_{K,M} \quad (5-34)$$

Für den Quotient der Reibmomente an Mantelfläche und an der Flanke lässt dann anhand von Gl. (5-35) berechnen:

$$\frac{M_M}{M_F} = \frac{3 \cdot r_a^2 \cdot b}{r_w^3 - (r_i + h_f)^3} \cdot \frac{\mu_M(G)}{\mu_F(G)} \cdot \frac{p_1 \cdot \left(\frac{b \cdot r_i + b_f \cdot h_f}{b \cdot r_a} - K_{Sp,M} \right) - p_{dyn,M} + \frac{F_Z + F_{el}}{2\pi \cdot b \cdot r_a}}{p_1 \cdot \left(\frac{r_a^2 - (r_i + h_f)^2}{r_w^2 - (r_i + h_f)^2} - K_{Sp,F} \right) - p_{dyn,F}} \quad (5-35)$$

Bei gleichen Reibungskoeffizienten an beiden Kontaktflächen und geringer Gleitgeschwindigkeit ist die Dichtringbewegung damit von der Geometrie der Welle und des Dichtrings sowie der Spaltform an Flanke und Mantelfläche abhängig.

Einfluss der Dichtring- und Wellengeometrie auf die Dichtringbewegung

Abb. 5-7 zeigt am Beispiel eines 2,5 mm breiten Dichtrings in System A, dass die alleinige Betrachtung des Breiten-Höhenverhältnisses eines REDR, wie von Rogler und Dressel (s. Gl. (3-12)) vorgeschlagen, nicht zur Vorhersage der Dichtringbewegung ausreicht. Bei einem Wellendurchmesser von $d_w = 55,5$ mm und einem Breiten-Höhenverhältnis von $b/h = 1$ wird die Gleitbewegung ausschließlich an der Mantelfläche des Dichtrings stattfinden. Ist ein Stillstand des REDR gegenüber dem Gehäuse erwünscht, so ist dieses auf einen Wert von mehr als $b/h = 1,22$ ($K_{Sp,F} = 0,5$) zu erhöhen. Bei konvergentem Spaltverlauf an der Dichtingflanke (Druckverformung, $K_{Sp,F} = 0,6$) oder zusätzlicher elastischer Vorspannung können die Dichtringe auch schmaler ausgeführt werden.

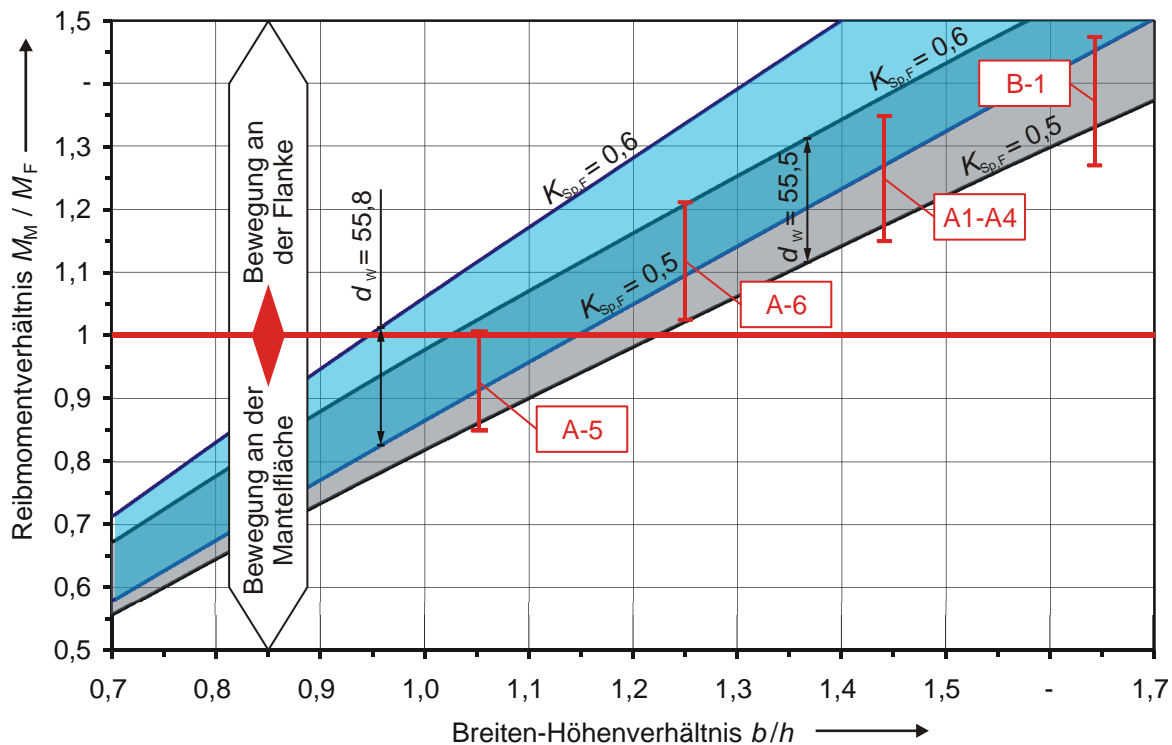


Abb. 5-7: Reibmomentenverhältnis in Abhängigkeit der Dichtringgeometrie für verschiedene Wellendurchmesser d_w und Spaltformfaktoren $K_{Sp,F}$ für System A ($b = 2,5$ mm)
Zusätzlich: Reibmomentenverhältnis der Dichtringe A-1 bis A-6 und B-1 ($K_{Sp,F} = 0,5 - 0,6$)

Durch die Wahl eines größeren Wellendurchmessers und damit engeren Gehäusespalts ($r_a - r_w$) verschiebt sich der Übergangsbereich zu schmaleren Dichtringabmessungen, während bei großen Spaltweiten der Übergang erst bei deutlich breiteren Dichtringen stattfindet. Für die Dimensionierung eines Dichtringquerschnitts bedeutet dies, dass in Anwendungen in denen eine Gleitbewegung an der Mantelfläche bevorzugt wird, schmale Dichtringe zu verwenden sind und der Gehäusespalt relativ weit ausgeführt werden kann. Für eine Gleitbewegung an der Flanke sind dagegen breitere Dichtringe und ein schmaler Gehäusespalt anzustreben.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtringvarianten A-1 bis A-4, A-6 und B-1 sind so ausgelegt, dass diese im Betrieb gegenüber dem Gehäuse stillstehen sollten. Abb. 5-7 zeigt das Reibmomentenverhältnis der einzelnen Varianten für einen parallelen bis leicht konvergenten Spaltverlauf an der Flanke ($K_{Sp,F} = 0,5$ bis $0,6$). Einzige Ausnahme ist die Dicht-

ringvariante A-5, die aufgrund ihrer schmalen Bauweise eher an der Umfangsfläche als an der Flanke gleiten wird.

Einfluss der Dichtring- und Wellengeometrie auf das Reibmoment eines REDR

Für REDR, deren Bewegungsverhalten nach Gl. (5-35) eindeutig festgelegt ist, können die auftretenden Reibmomente und damit die Reibungsverluste näherungsweise nach Gl. (5-32) und Gl. (5-34) bestimmt werden. Voraussetzung dafür ist, dass der Reibungskoeffizient für die Lauffläche in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen bekannt ist. Hierfür bietet es sich an, auf experimentell ermittelte Werte zurück zu greifen (Kap. 7).

Für Betrachtungen zur Auslegung kann jedoch zunächst auf absolute Werte verzichtet werden. Vielmehr interessiert, welchen Einfluss Geometrieänderungen auf das Reibmoment und die Belastung der Lauffläche eines REDR haben. Abb. 5-8 zeigt diese anhand eines Berechnungsbeispiels für einen 2,5 mm breiten Dichtring ohne Innenfasen in System A.

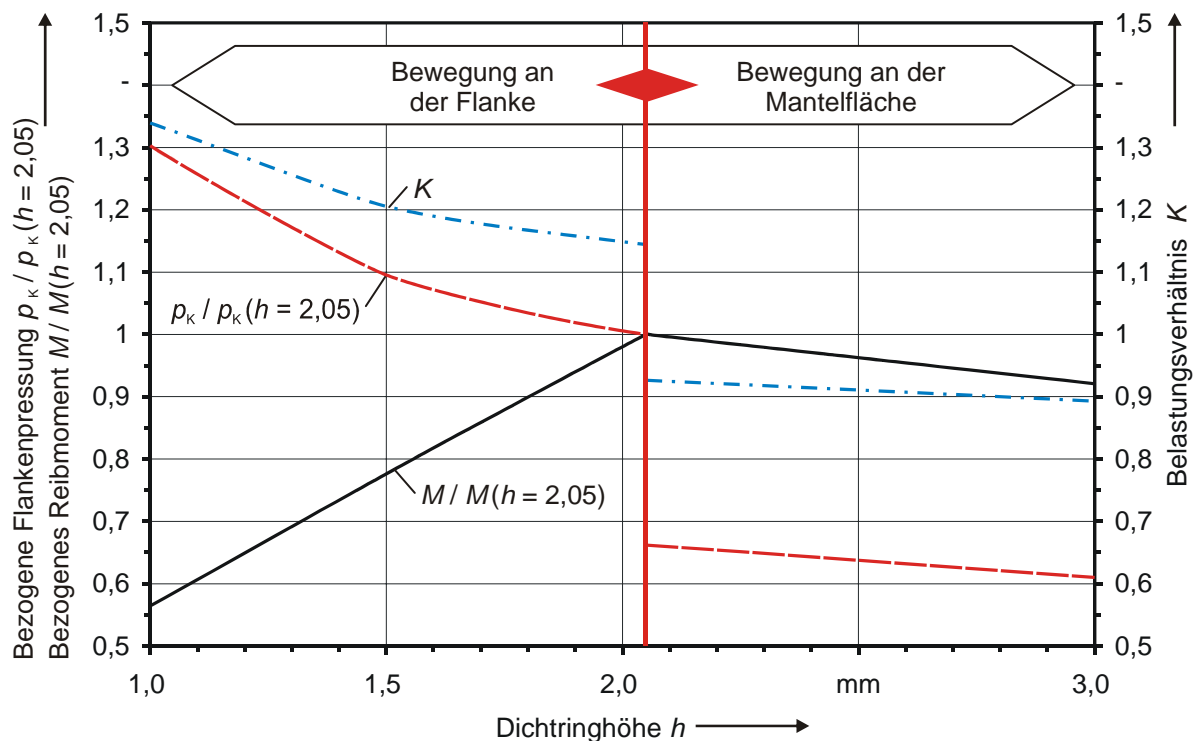


Abb. 5-8: Einfluss der Dichtringgeometrie auf Flankenpressung, Reibmoment und Belastungsverhältnis an der Lauffläche am Beispiel eines 2,5 mm breiten REDR in System A (Werte bezogen auf eine 2,05 mm hohe Ausgangsgeometrie mit Gleiten an der Flanke)

Der Übergang von der Gleitbewegung an der Dichtringflanke zur Mantelfläche ergibt sich rechnerisch bei einer Dichtringhöhe von $h = 2,05$ mm. Wird die diese weiter reduziert, so steigen das Belastungsverhältnis und damit die Kontaktpressung im Gleitkontakt progressiv an. Gleichzeitig wird das Reibmoment jedoch deutlich reduziert. Ursache hierfür ist die durch die verkleinerte druckbelastete Fläche reduzierte Normalkraft im Kontakt. Für eine Dichtringhöhe von 1,5 mm ergibt sich z. B. eine Pressungserhöhung von 9,5 % bei einem um 22,4 % verringerten Reibmoment im Vergleich zu der 2,05 mm breiten Ausgangsgeometrie.

Wird die Dichtringhöhe über den Übergangswert von 2,05 mm hinaus erhöht, so nimmt die Kontaktpressung an der gleitenden Mantelfläche aufgrund des geringeren Belastungsverhältnisses moderat ab (Gl. (5-26)). Die Entlastung fällt naturgemäß bei kleineren Dichtringdurchmessern stärker aus als bei größeren. Proportional zur Reduzierung der Kontaktpressung geht auch das Reibmoment an der Mantelfläche zurück. Bei einer Dichtringhöhe von 3 mm sind Kontaktpressung und Reibmoment um ca. 8 % gegenüber dem Ausgangswert verringert. Eine weitere Reduzierung des Reibmoments lässt sich nach Gl. (5-34) mit schmaleren Dichtringen erreichen.

Die erhöhte Kontaktpressung im Gleitkontakt von Dichtringen mit Gleitbewegung an der Flanke wird entscheidend durch das Belastungsverhältnis k_F geprägt, das von der Spaltweite zwischen Gehäuse und Welle abhängig ist. Würde man diese auf Null reduzieren, so ergäbe sich ein theoretisches Belastungsverhältnis von $k_F = 1$. Wegen von toleranz- und verformungsbedingter Lageabweichungen zwischen Welle und Gehäuse ist dies jedoch nicht möglich. Wie jedoch Abb. 5-9 am Beispiel der Dichtringvariante A-1 zeigt, lässt sich die mittlere Kontaktpressung durch Wahl eines etwas engeren Gehäusespalts bereits deutlich reduzieren. In Verbindung mit einer Rücknahme der Dichtringhöhe kann eine signifikante Reduzierung der Reibleistung bei geringer Belastung der Lauffläche erreicht werden.

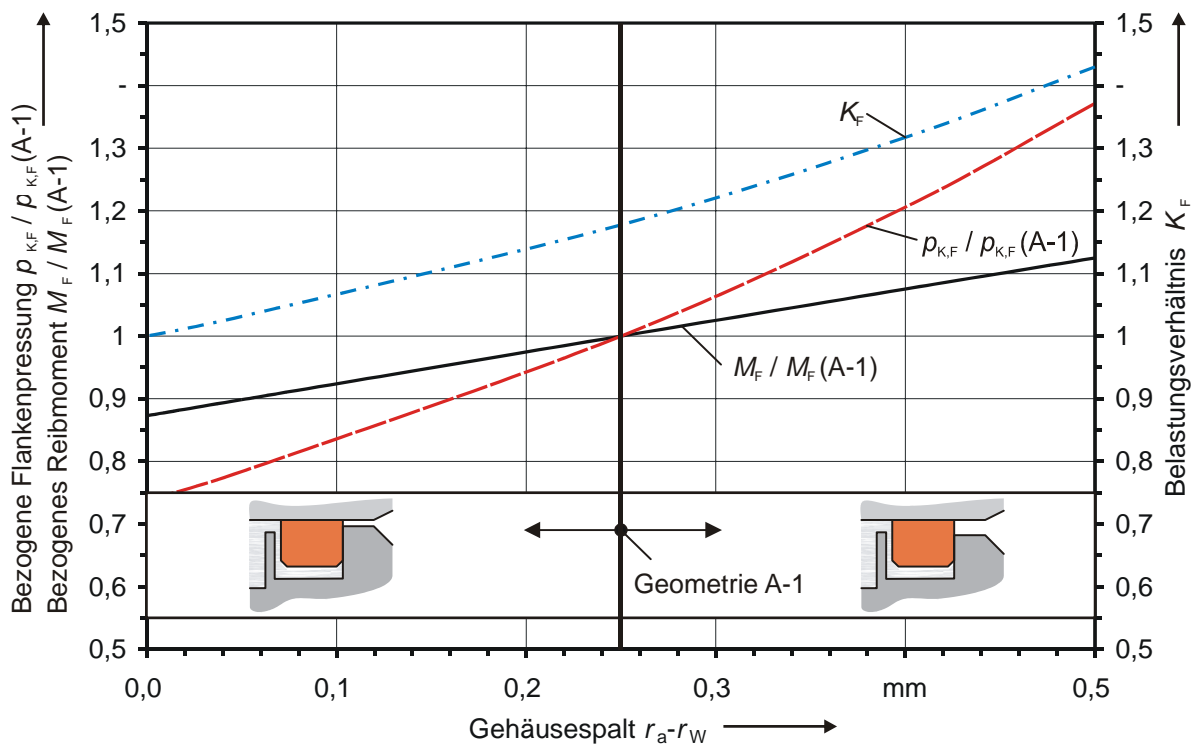


Abb. 5-9: Einfluss der Spalthöhe zwischen Gehäuse und Welle auf die mittlere Kontaktpressung, Reibmoment und Belastungsverhältnis von REDR mit Gleitbewegung an der Flanke am Beispiel der Dichtringvariante A-1 (Werte bezogen auf eine Spaltweite von 0,25 mm)

Gestaltungsempfehlungen

Die Betrachtungen zeigen, dass das Bewegungsverhalten wie auch das Reibmoment eines REDR durch die Geometrie von Welle und Dichtring, den Spaltverlauf und die Reibkoeffizienten beider Kontaktflächen bestimmt wird. Sowohl die Auslegung auf eine Gleit-

bewegung an der Flanke wie auch an der Mantelfläche kann im Hinblick auf die Funktion und die Belastbarkeit eines REDR sinnvoll sein. Neben der Bewertung von Reibmoment und Kontaktpressung müssen allerdings auch die Abfuhr der Reibungswärme und die damit verbundene Erwärmung der Gleitflächen mit in die Überlegungen einfließen. Welche Bewegungsvariante im Einzelfall günstiger ist, wird in Kap. 8 erläutert. Die sich aus den analytischen Betrachtungen ergebenden Auslegungshinweise werden hier daher zunächst für beide Varianten zusammengefasst:

- Bei REDR, bei denen ein Stillstand gegenüber dem Gehäuse gewünscht wird, ist die Höhe der Gleitfläche an der Flanke zu minimieren. Darüber hinaus ist ein enger Gehäusespalt anzustreben, um die Pressung im Gleitkontakt zu vermindern. Die für die Dichtringe vorzusehende Nutgeometrie kann flach ausgeführt werden und schwächt die Welle somit nur geringfügig.
- Dichtringe, die mit der Welle umlaufen sollen, sind in geringer Breite und ausreichender Höhe auszuführen. Insbesondere bei kleinen Nenndurchmessern lässt sich der Dichtkontakt durch die Druckübersetzung zwischen Innen- und Außenradius deutlich entlasten. Dem Gehäusespalt kommt bei dieser Variante eine geringere Bedeutung zu. Wegen der zur Entlastung notwendigen Bauhöhe ist die erforderliche Nutgeometrie relativ tief und muss im Hinblick auf die Festigkeit des Wellenbauteils kritisch betrachtet werden.
- Angesichts des hohen zu erwartenden Reibmoments erscheint die Auslegung eines REDR im Übergangsbereich ($M_{R,M} / M_{R,F} \approx 1$) nicht sinnvoll. Einziger Vorteil einer Gleitbewegung an Flanke und Mantelfläche wäre die Aufteilung der Reibungswärme auf beide Kontaktflächen. Angesichts der prinzipbedingten Asymmetrie des Dichtsystems und der bei Dichtungen gegebenen Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibungskoeffizienten ist es jedoch unwahrscheinlich, dass eine solche Aufteilung zuverlässig gelingt.
- Allen Überlegungen zur Veränderung der Dichtringgeometrie sind Grenzen gesetzt. Dem Wunsch nach schmalen Kontaktflächen im Laufbereich zur Reduzierung des Reibmoments steht die Notwendigkeit entgegen, aus Fertigungs- und Festigkeitsgründen eine ausreichende Mindestmaterialstärke im Stoßbereich zu erhalten. Sowohl sehr schmale wie auch sehr flache Geometrien lassen sich daher nur schwer realisieren. Aus diesem Grunde sind auch nicht alle Stoßvarianten für beide Bewegungsvarianten geeignet.

5.1.3 Kriechrotation

Von Rogler [91] wurde bei experimentellen Untersuchungen an REDR aus Grauguss beobachtet, dass trotz erheblicher radialer Vorspannung und einem relativ breiten Dichtring (Reibmomentverhältnis $M_{R,M} / M_{R,F} = 1,55$) zusätzlich zur Relativbewegung an der Flanke fast immer auch eine geringe Gleitbewegung an der Mantelfläche der Dichtringe auftritt. Mit weniger als einer Umdrehung pro Minute bei einer Wellendrehzahl von bis zu 3000 min^{-1} ist diese Bewegung als Kriechrotation zu bezeichnen. Nennenswerte Leistungsverluste entstehen nicht, jedoch kann durch abrasiven Verschleiß bei ungünstiger Werkstoffpaarung ein Einlaufen des Dichtrings in die Gegenfläche im Gehäuse stattfinden. Hierdurch wird die zum Ausgleich von Verschleiß notwendige Nachstellung an der Flanke und das Anlegen des Dichtrings bei Druckwechseln behindert (Abb. 5-10).

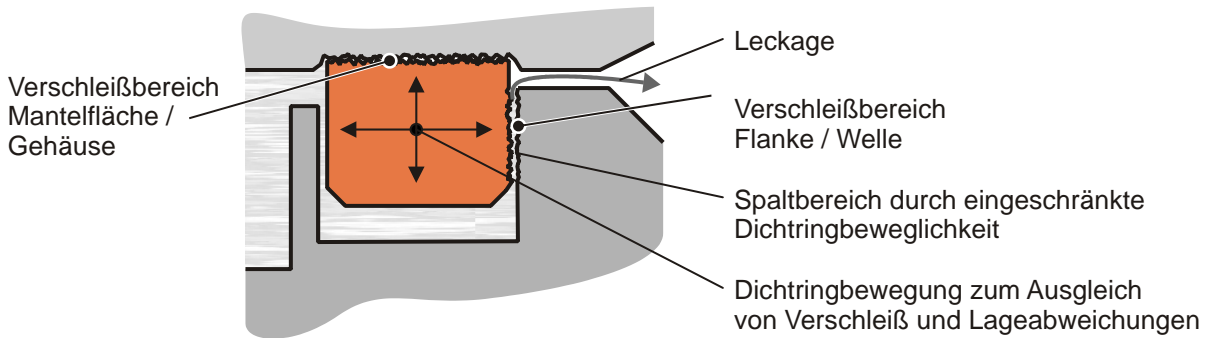


Abb. 5-10: Einschränkung der Dichtringbeweglichkeit durch abrasiven Verschleiß im Gehäuse

Ursache der Kriechrotation sind nach *Rogler* dynamische Wellenbewegungen in Radialrichtung, deren Amplitude bei seiner Prüfvorrichtung bis zu $20\ \mu\text{m}$ betragen. Aufgrund der an der Flanke wirkenden Reibkräfte können diese die Mantelfläche des Dichtrings lokal entlasten und so ein kurzzeitiges Durchrutschen des Dichtrings bewirken. In Anbetracht der bei hohen Gleitgeschwindigkeiten an der Dichtringflanke auftretenden niedrigen Reibkoeffizienten ($\mu_F(G) < 0,1$) ist jedoch nicht zu erwarten, dass durch eine radiale Wellenbewegung die lokale Kontaktpressung an der Mantelfläche merklich reduziert wird. Darüber hinaus geht bei radialer Verschiebung des Wellenmittelpunktes mit einer Entlastung der Dichtringmantelfläche auf der einen Seite auch eine Belastung auf der gegenüberliegenden Seite einher. Daher ist das Modell von *Rogler* zur Erklärung der Kriechrotation nicht geeignet.

Statt radialer sind es jedoch zyklische axiale Bewegungen zwischen Welle und Dichtring, die das beobachtete langsame Gleiten des Dichtrings an der Mantelfläche hervorrufen. Diese ergeben sich durch Planlaufabweichungen, die fertigungsbedingt an der Wellennut- und der Dichtringflanke auftreten können. Durch den Umlauf der Welle wird so auch ein gegenüber dem Gehäuse feststehender Dichtring axial oszillierend bewegt. Aus dieser Bewegung entsteht die zusätzliche Reibkraftkomponente $F_{R,M,a}$ an der Mantelfläche, die der Bewegungsgeschwindigkeit v_a entgegengerichtet ist. Die resultierende Reibkraft $F_{R,M}$ ergibt sich aus der vektoriellen Addition ihrer Tangential- und Axialkomponente. Hieraus resultiert eine in Umfangsrichtung weisende Geschwindigkeitskomponente der Gleitgeschwindigkeit v_M an der Mantelfläche. Der Dichtring wird folglich durch die axiale Bewegung in Umfangsrichtung langsam mitgeschleppt (Abb. 5-11).

Aus dem Modell können folgende Rückschlüsse auf die Kriechrotation von REDR gezogen werden, die nach Kap. 5.1.2 auf eine Gleitbewegung an der Dichtringflanke ausgelegt sind:

- Bei idealem Planlauf von Wellennut- und Dichtringflanke kann keine Kriechrotation auftreten. Größere Planlaufabweichungen haben eine erhöhte Kriechdrehzahl zur Folge.
- Die Kriechdrehzahl nimmt mit steigender Drehzahl zu, da sich die Oszillationsfrequenz der Axialbewegung erhöht (Abb. 5-12).
- Mit zunehmendem Reibmomentverhältnis zwischen Mantelfläche und Flanke verringert sich die Kriechdrehzahl, da die Axialkraft- im Verhältnis zur Tangentialkraftkomponente ansteigt. Bei gleicher Axialgeschwindigkeit ergibt sich hieraus eine geringere Umfangsgeschwindigkeit an der Mantelfläche.

- Mit steigendem abdichtendem Druck ergibt sich an der Mantelfläche ein zunehmend divergenter Spalt, während sich an der Flanke eher ein konvergenter Spaltverlauf einstellt. Dies führt zu einem größeren Reibmomentverhältnis und bewirkt eine Abnahme der Kriechdrehzahl (Abb. 5-12).

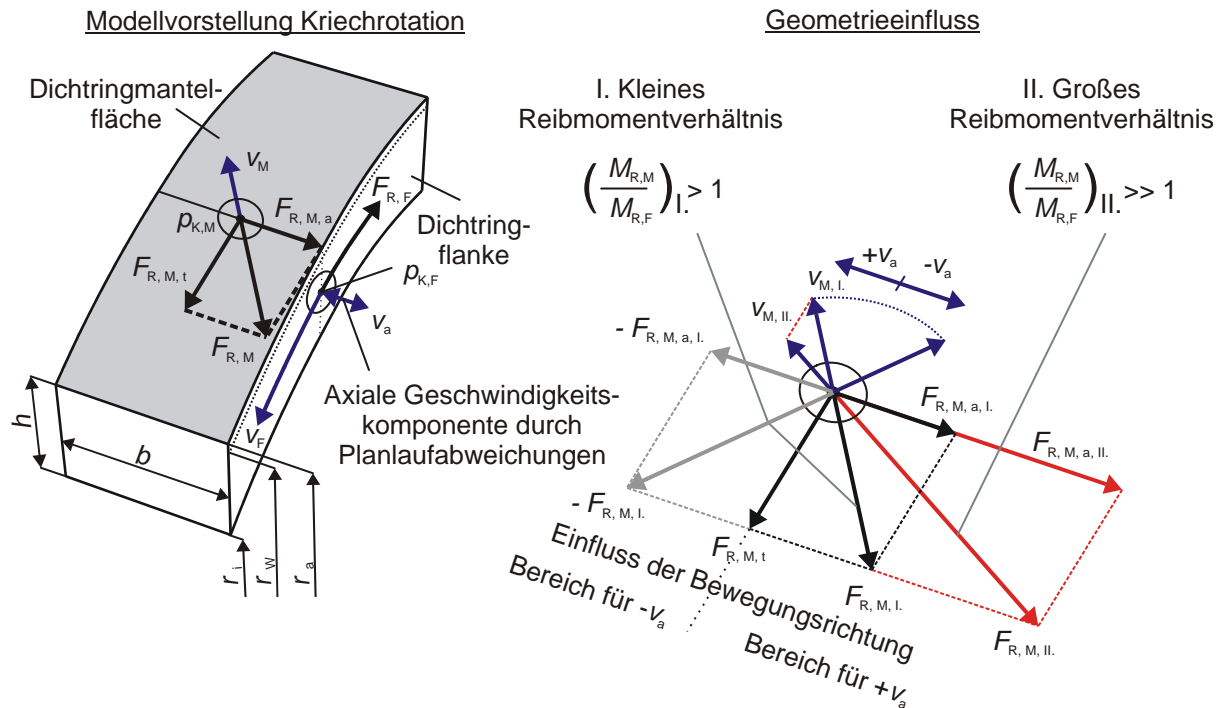


Abb. 5-11: Modellvorstellung zur Erklärung der Kriechrotation von REDR auf Grundlage von durch Planlaufabweichungen induzierten Axialbewegungen

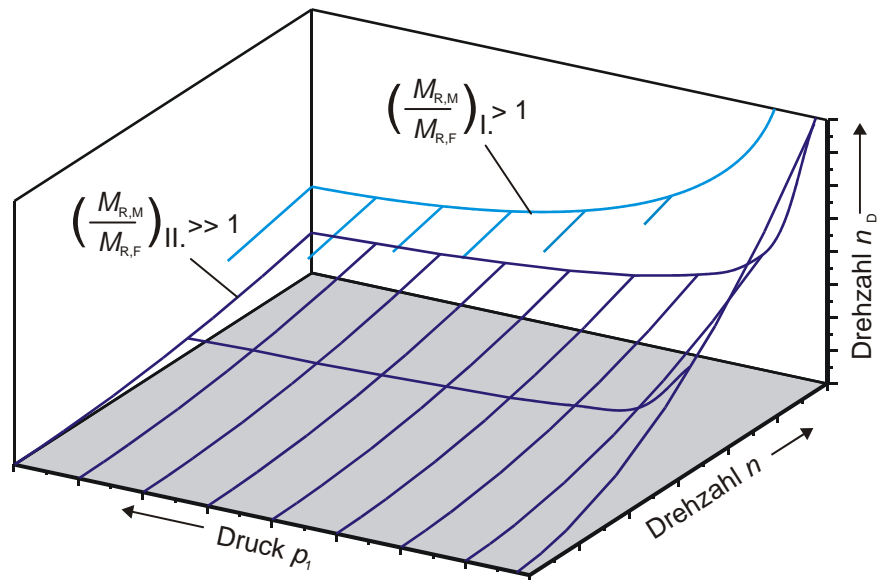


Abb. 5-12: Kriechrotation in Abhängigkeit von Drehzahl und abdichtendem Druck

5.1.4 Temperaturverteilung und Dichtringverformung

Die Einsatzgrenze von Dichtungen ist oft durch die Temperaturbelastung im Dichtkontakt gegeben. Die abdichtende Flüssigkeit kann im Dichtspalt verdampfen oder chemisch zersetzt werden. Ebenso ist eine thermische Zerstörung der Dichtkörpers selbst durch Zersetzung oder Überschreitung der Schmelztemperatur möglich. Die Temperatur im Dichtspalt wird durch die im Kontaktbereich entstehende Reibungswärme und ihre Abfuhr über Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung bestimmt.

Die Betrachtung der am REDR angreifenden Kräfte zeigt, dass neben Betriebsbedingungen und Geometrie vor allem die Spaltform an der gleitenden Dichtfläche die Reibungsverluste beeinflusst. Es ist davon auszugehen, dass der sich im Betrieb einstellende Spalt von dem ideal parallelen Verlauf mit einem Spaltfaktor von $K_{Sp} = 0,5$ abweicht. Ursache hierfür sind mechanische und thermisch bedingte Verformungen am Dichtkörper selbst und den beteiligten Gegenflächen. Es besteht ein enger Zusammenhang zwischen Reibungsverlusten, Temperaturbelastung, Dichtringverformung und Spaltverlauf.

Berechnungsprogramm

Zur Untersuchung von REDR wird im Rahmen dieser Arbeit das FE-Programm SEALHDLN⁹ von MSTI eingesetzt, das ursprünglich zur Analyse von Gleitringdichtungen entwickelt wurde. Es erlaubt die Berechnung von Verformungen, Spannungen und der Temperaturverteilung in axialsymmetrischen Dichtsystemen sowie in den angrenzenden Bauteilen und ist auf die besonderen Belange berührender Dichtungen abgestimmt.

Grundlage des Programms ist ein Finite-Elemente-Modul, dem ein zusätzliches Iterationsverfahren zur Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung von Spaltdruckverlauf und Dichtringverformung überlagert werden kann. Das Berechnungsschema ist in Abb. 5-13 dargestellt. Dichtungsgeometrie und thermische Randbedingungen werden in einer Skriptdatei vorgegeben. Eine weitere Datei enthält die zu untersuchenden Betriebsbedingungen und einen Ausgangswert für den Spaltformfaktor K_{Sp} . Aus beiden wird zunächst der Druckverlauf im Spalt, die daraus resultierende mechanische Belastung und die im Kontaktbereich entstehenden Reibungsverlusten berechnet. Danach erfolgt die numerische Berechnung der Verformungen und der Temperaturverteilung. Wird zur Lösung auf das Iterationsverfahren verzichtet, so erfolgt die Auswertung direkt im Anschluss. Beim Berechnungsablauf mit Iteration wird aus der Verformung von Dichtkörper und Gegenfläche ein neuer Spaltverlauf bestimmt. In der Regel stimmen berechneter und prognostizierter Spaltformfaktor nicht miteinander überein. In diesem Falle muss eine erneute Berechnung mit angepassten Vorgaben durchgeführt werden. Dieser Ablauf wird wiederholt durchlaufen, bis eine ausreichende Übereinstimmung von Vor- und Ausgabewert erreicht ist.

⁹ SEALHDLN = **S**eal **H**eat Transfer and **D**eflection **L**inear Analysis, MSTI = **M**echanical **S**eal **T**echnology Inc., USA

Neben zahlreichen für die Berechnung von Dichtungen wesentlichen Vorteilen besitzt das Programm allerdings auch einige Nachteile. Die Analysen sind auf

- axialsymmetrische Geometrien ohne hydrodynamische Strukturen,
- linearelastisches Werkstoffverhalten und
- stationäre Betrachtungen

beschränkt. Darüber hinaus kann das Iterationsverfahren nur für Dichtungen mit zur Rotationsachse senkrechtem Dichtspalt eingesetzt werden. Die Untersuchung von REDR mit Gleitbewegung an der Mantelfläche bleibt daher weitgehend versagt. Sie werden daher in diesem Kapitel nicht weiter betrachtet. Des Weiteren sind die Möglichkeiten zur Darstellung von Formabweichungen im Bereich der Dichtfläche stark beschränkt; lediglich Winkelabweichungen sind zulässig. Ferner lässt sich auch eine Erwärmung der Flüssigkeit im Druckraum durch die im System entstehende Verlustleistung nicht berücksichtigen.

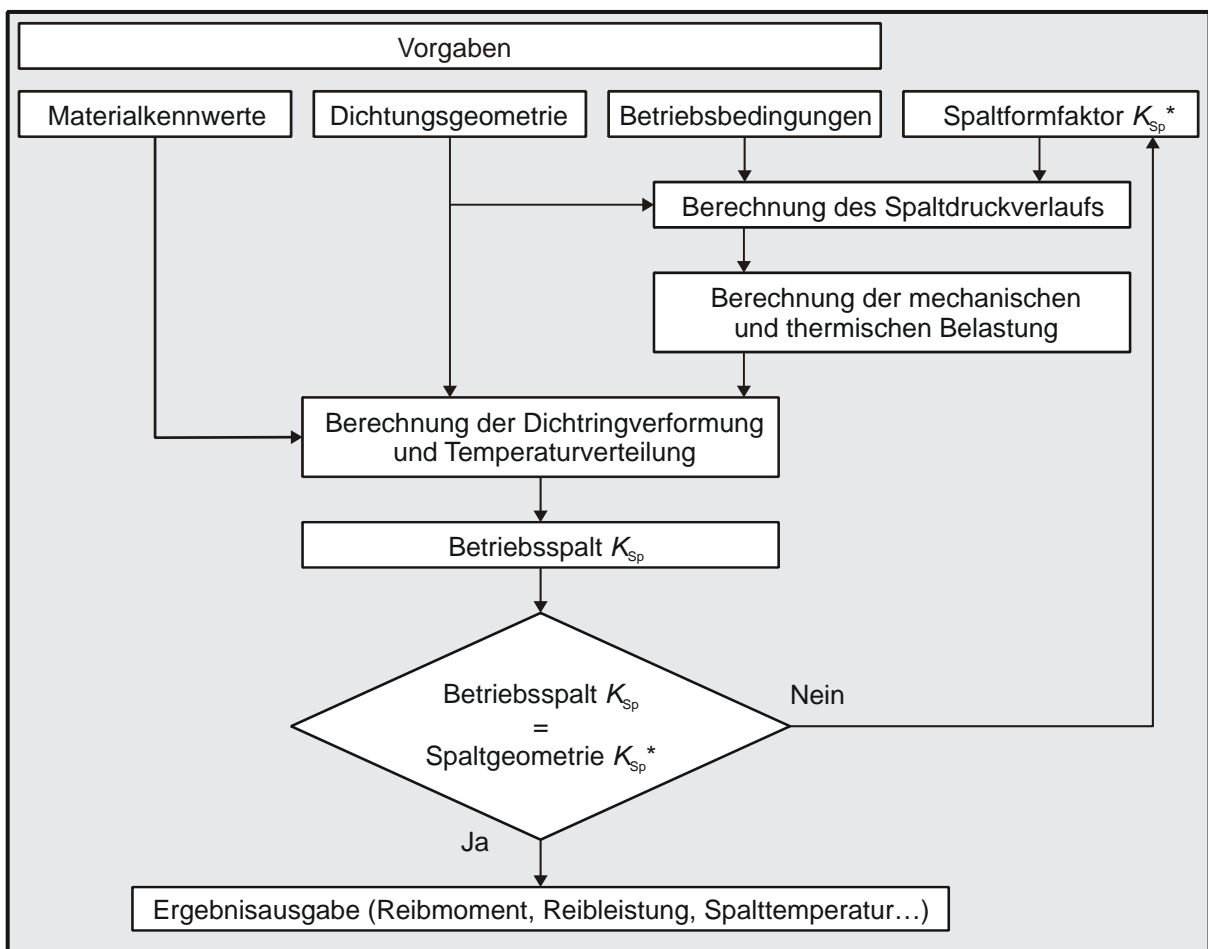


Abb. 5-13: Berechnungsablauf mit Spaltiteration im Programm SEALHDLN

Im Gegensatz zu den in Kap. 5.1.2 vorgestellten analytischen Betrachtungen werden für die numerischen Berechnungen sowohl die an Festkörperkontakten entstehenden Reibkräfte als auch die Flüssigkeitsreibung im Dichtspalt berücksichtigt, die angesichts der geringen Spalthöhe beträchtlich sein kann. Während das durch Festkörperreibung hervorgerufene Moment im Anschluss an die FE-Rechnung aus der lokalen Kontaktpressung und dem Reibbeiwert μ berechnet werden kann, ist die Bestimmung des viskosen Reibungsanteils wesentlich auf-

wendiger, da die Schubspannung innerhalb der Flüssigkeit von der lokalen Spalthöhe, der Viskosität und der Gleitgeschwindigkeit abhängt:

$$M = \int_A \mu \cdot p_K(r) \cdot r \, dA + \int_A \tau(h_{Sp}, \eta, v) \cdot r \, dA \quad (5-36)$$

Dabei ist zu beachten, dass sich auch die Kontaktpressung, der Flüssigkeitsdruck im Spalt und damit die Spalthöhe gegenseitig beeinflussen. Letztendlich muss die von außen auf den Dichtkörper wirkende Kraft von beiden Druckanteilen aufgenommen werden:

$$F = \int_{A_1} p_1 \, dA = \underbrace{\int_A p_K(r) \, dA}_{\text{Kontaktdruckanteil}} + \underbrace{\int_A p_{Fl}(r) \, dA}_{\text{Anteil des Spaltdrucks}} \quad (5-37)$$

Ebenfalls anders als bei den in Kap. 5.1.2 dargestellten analytischen Betrachtungen reicht als Eingangsgröße für die numerischen Verformungsberechnungen die Verwendung eines mittleren hydrostatischen Spaltdrucks nicht aus. Stattdessen muss zunächst ausgehend von einem vorgegebenen Spaltformfaktor K_{Sp}^* der Flüssigkeitsdruck in Abhängigkeit des Radius r berücksichtigt werden. Hierfür wird ein stark vereinfachtes Spaltmodell verwendet (Abb. 5-14). Für die Betrachtungen wird angenommen, dass das Fluid im Spalt isoviskos ist, die Gleitflächen von Dichtkörper und Gegenfläche nahezu eben sind und gemeinsam den Spaltwinkel ϕ einschließen. Dieser kann aus der thermischen und mechanischen Verformung der Körper oder aus Fertigungsabweichungen herrühren. Aus diesen Annahmen folgt, dass sich eine minimale Spalthöhe H_{Sp} am Spaltanfang oder -ende ergibt.

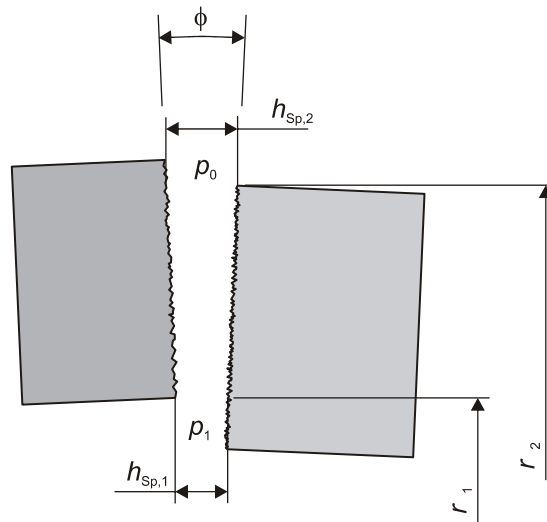


Abb. 5-14: Winkel zwischen den Gleitflächen am REDR

Die Spalthöhe berechnet sich in Abhängigkeit der radialen Position zu:

$$h_{Sp} = h_{Sp,1} + \phi \cdot (r - r_1) \quad (5-38)$$

Zur Bestimmung der Druckverteilung in der Flüssigkeit wird der radiale Fluidstrom durch ein Winkelsegment des Dichtspalts betrachtet. Dieser kann anhand der Reynoldsgleichung für laminare Strömung in engen Spalten bestimmt werden und ist aufgrund der Kontinuitätsbedingung über den Dichtflächenradius konstant:

$$q_r = -\frac{h_{Sp}^3}{12 \cdot \eta} \frac{dp}{dr} \quad (5-39)$$

Die Integration über den Dichtflächenumfang liefert die Leckage durch den Spaltbereich:

$$Q = -2\pi \cdot r \cdot \frac{h_{Sp}^3}{12 \cdot \eta} \frac{dp}{dr} \quad (5-40)$$

Für im Verhältnis zum Radius schmale Dichtflächen lässt sich die Variable r durch den mittleren Radius r_m ersetzen. Unter Berücksichtigung von Gl. (5-38) ergibt sich aus Gl. (5-40):

$$Q = -2\pi \cdot r_m \cdot \frac{(h_{Sp,1} + \phi \cdot (r - r_1))^3}{12 \cdot \eta} \frac{dp}{dr} \quad (5-41)$$

Diese Differentialgleichung kann durch Trennung der Variablen und Integration gelöst werden:

$$p - p_1 = \frac{3 \cdot \eta \cdot Q}{\pi \cdot \phi \cdot r_m} \cdot \left(\frac{1}{(h_{Sp,1} + \phi \cdot (r - r_1))^2} - \frac{1}{h_{Sp,1}^2} \right) \quad (5-42)$$

Die Leckage lässt sich anschließend durch Einsetzen der Drücke und Radien an Spaltein- und Austritt berechnen:

$$Q = \frac{\pi \cdot \phi \cdot r_m}{3 \cdot \eta} \cdot \frac{p_1}{h_{Sp,1}^{-2} - h_{Sp,2}^{-2}} \quad \text{für } h_{Sp,2} \neq h_{Sp,1} \quad \text{oder } \phi \neq 0 \quad (5-43)$$

Für den Sonderfall des parallelen Spalts ist der lineare Druckabfall von vorn herein bekannt. Die Leckage ergibt sich durch Einsetzen in Gl. (5-40)

$$Q = \frac{\pi \cdot r_m \cdot h_{Sp}^3}{6\eta} \cdot \frac{p_1}{r_2 - r_1} \quad \text{für } h_{Sp,2} = h_{Sp,1} \quad \text{oder } \phi = 0 \quad (5-44)$$

Der Fluiddruck in Abhängigkeit des Radius r beträgt damit:

$$p - p_1 = \frac{p_1}{h_{Sp,1}^{-2} - h_{Sp,2}^{-2}} \cdot \left(\frac{1}{(h_{Sp,1} + \phi \cdot (r - r_1))^2} - \frac{1}{h_{Sp,1}^2} \right) \quad (5-45)$$

Die Integration des Drucks über die Fläche des Dichtspalts gemäß Gl. (5-37) liefert die durch den Fluiddruck im Spalt auf den Dichtring ausgeübte Kraftkomponente, die sich nach den Annahmen in Kap. 5.1.2 auch durch den Spaltformfaktor $K_{Sp,F}$ beschreiben lässt.

$$F_{Fl} = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \frac{h_{Sp,1}}{h_{Sp,2} + h_{Sp,1}} \cdot p_1 = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot K_{Sp,F} \cdot p_1 \quad (5-46)$$

Aus dem Vergleich der Variablen folgt, dass der Spaltformfaktor dem Quotienten aus der Spalthöhe am Eintritt und der Summe der Spalthöhen an Ein- und Austritt entspricht:

$$K_{Sp,F} = \frac{h_{Sp,1}}{h_{Sp,2} + h_{Sp,1}} \quad (5-47)$$

Durch Einsetzen vom Gl. (5-38) und Gl. (5-47) in die Gl. (5-45) erhält man einen Ausdruck, mit dem sich der Druckverlauf ohne Kenntnis der Spalthöhen bestimmen lässt und zur Bestimmung der mechanischen Belastung als Eingangsgröße für die FE-Berechnung genügt.

$$p = \frac{p_1 \cdot (1 - K_{\text{Sp,F}})^2}{1 - 2 \cdot K_{\text{Sp,F}}} \cdot \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{1 - 2 \cdot K_{\text{Sp,F}}}{K_{\text{Sp,F}}} \cdot \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} \right)^2} - 1 \right) + p_1 \quad (5-48)$$

Aus den Betrachtungen lassen sich allerdings noch weitere Hinweise auf die Vorgänge im Spaltbereich von REDR ableiten. Durch Einsetzen von Gl. (5-38) in Gl. (5-46) folgt, dass bei gleich bleibendem Spaltwinkel ϕ ein maximaler Druckaufbau bei minimaler Spalthöhe auftritt.

$$F_{\text{FI}} = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \frac{h_{\text{Sp,1}}}{2 \cdot h_{\text{Sp,1}} + \phi \cdot (r_2 - r_1)} \cdot p_1 \quad (5-49)$$

Nähern sich beide Flächen durch Glättung ihrer Rauheitsstrukturen an, so führt dies zu einer zunehmenden hydrostatischen Entlastung. Die hydrodynamische Schmierfilmbildung durch rauheits- und welligkeitsbedingte Spaltweitenänderung in Umfangsrichtung, wird allerdings vermindert.

Grundmodell

Zur Untersuchung von Temperaturverteilung und Verformungen in Drehdurchführungen mit REDR wird im Rahmen dieser Arbeit die Geometrie des System A und der Dichtung A-1 verwendet. Das Grundmodell besteht aus einem Teil des Nutträgers, der Gehäusehülse und einem REDR. Um den Berechnungsaufwand gering zu halten, wird auf die Berücksichtigung des zweiten Dichtrings verzichtet und von Symmetrie zur Mitte des Druckraums ausgegangen (Abb. 5-15). Grundsätzlich besteht die Möglichkeit auch beide REDR durch Modellierung der gesamten Geometrie und einem angepassten Wärmeeintrag in der zweiten Nut zu berücksichtigen, jedoch hat dieses Vorgehen bei Voruntersuchungen keine weiteren Erkenntnisse erbracht.

Die Geometrie der Bauteile wird durch ihre Eckpunkte beschrieben, die anschließend durch gerade Linien und Bögen verbunden werden. Die Approximation von Bögen durch Splines übernimmt das Programm selbst, jedoch sind im Bereich des Dichtspalts keine Radien zugelassen. Im Bereich der Flanke ist zusätzlich zur Originalgeometrie des Dichtrings eine Schicht geringer Dicke (Layer) eingefügt, um auch die bei REDR aus HT-Kunststoffen durch unterschiedliche Abkühlgeschwindigkeit von Randschicht und Kernbereich verursachten Eigenschaftsunterschiede (Kristallinität, Faserverteilung) berücksichtigen zu können.

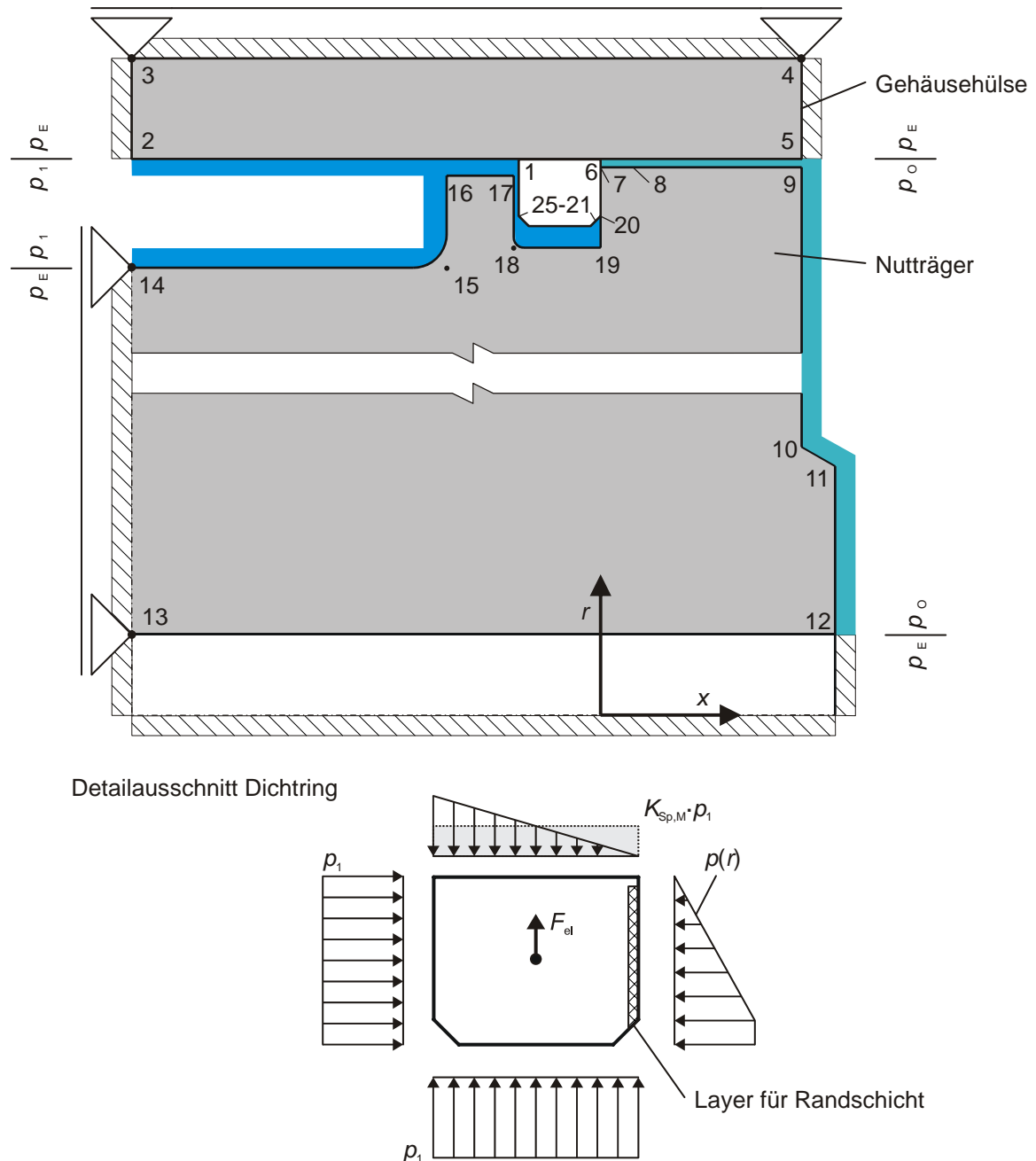


Abb. 5-15: Geometrie und mechanische Randbedingungen des Berechnungsmodells

Zur Vernetzung werden Flächenelemente mit drei Eckknoten verwendet. Prinzipiell stehen im Programm auch dreieckige Elemente mit zusätzlichen Mittelknoten zur Verfügung, jedoch lassen sich deren Daten nach der Berechnung nicht auslesen. Daher wird eine feinere Vernetzung mit den etwas steiferen Elementen ohne Mittelknoten verwendet. Eine zusätzliche Verfeinerung ist im Bereich der Dichtringflanke vorgesehen, um eine möglichst feine Auflösung der Pressungsverteilung für die nachfolgende Auswertung zu erhalten.

Die mechanischen Randbedingungen sind weitestgehend an den im Kap. 5.1.2 erläuterten Gegebenheiten orientiert. Im Druckraum und der Nutgeometrie wirkt der abzudichtende Druck p_1 , im Austrittspalt dagegen lediglich der Umgebungsdruck p_0 . Weitere Druckwechsel- punkte befinden sich an der axialen und senkrechten Symmetrieachse. Reibkräfte an den

Kontaktflächen senkrecht zur durch die Rotation verursachten Gleitbewegung sind nicht berücksichtigt, da diese im Hinblick auf die Dichtringverformung und die Reibungsverluste eine untergeordnete Rolle spielen. Die axiale Festlegung an der Mittelachse des Druckraums stellt die Anbindung an die Getriebewelle dar. Durch radiale Festlegung der Gehäusehülse ist die Einpressung in das Getriebegehäuse berücksichtigt.

Die dem Grundmodell zugrunde liegenden thermischen Randbedingungen sind in Abb. 5-16 dargestellt. Der Innenbereich der Welle wie auch an die Außenfläche der Gehäusehülse ist auf die Temperatur T_0 festgelegt. Diese Festlegung stellt die thermische Anbindung des Systems an die Getriebewelle wie auch an das Getriebegehäuse dar. An den Symmetriegrenzen sind die Bauteile gegenüber ihrer Umgebung, isoliert indem der Wärmeübergangskoeffizient an diesen Grenzflächen zu Null gesetzt wird, es findet kein Wärmetransport statt. Ausnahme sind die Bereiche, in denen eine Temperaturfestlegung vorgesehen ist.

Der Wärmeübergang in den Spaltbereichen zwischen Nutträger und Gehäusehülse sowie zwischen Dichtring und Nutträger hängt vom vorliegenden Strömungszustand ab. Die sich ausbildenden Strömungsformen sind in Kap. 5.1.1 gezeigt.

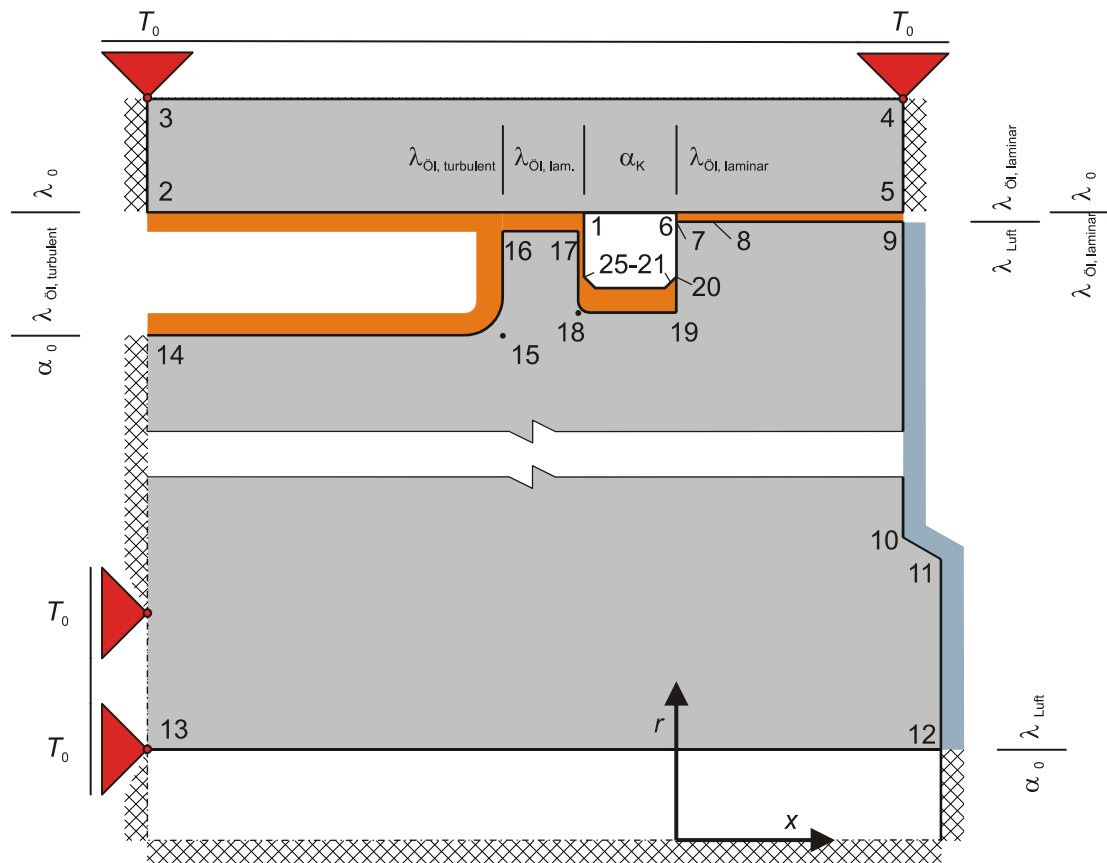


Abb. 5-16: Thermische Randbedingungen des Berechnungsmodells

Ist die Strömung im Spaltbereich laminar, so wird die Wärmeenergie nur durch Wärmeleitung transportiert. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Grenzfläche ergibt sich in diesem Fall aus der Wärmeleitfähigkeit des Öls und der Spaltweite.

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{Öl}}}{r_2 - r_1} \quad (5-50)$$

Da die Wärmeleitfähigkeit von Getriebeölen mit ca. 0,1 - 0,2 W/(m·K) um mehr als zwei Zehnerpotenzen unter der von metallischen Werkstoffen liegt, kann über diese Grenzflächen kaum eine bedeutsame Wärmemenge abgeführt werden.

Bei höherer Strömungsgeschwindigkeit entstehen im Spaltbereich gerichtete Wirbel oder turbulente Strömung. Die Flüssigkeitsteilchen bewegen sich nicht mehr auf konzentrischen Bahnen, sondern in beliebiger Richtung im Raum umher. Die Wärmeenergie wird vorrangig durch Konvektion übertragen.

Die theoretische Berechnung des Wärmeübergangs bei turbulenter Strömung ist äußerst aufwändig und lässt sich für praktische Anwendungen nicht handhaben. Wesentlich geringeren Aufwand bedeutet die Verwendung von Wärmeübergangsgesetzen, die auf Ähnlichkeitsbetrachtungen beruhen. Diese werden als *Nußelt*-Kennzahlfunktionen bezeichnet und empirisch ermittelt. Die *Nußelt*-Zahl gibt die Erhöhung der Wärmeübertragung gegenüber der reinen Wärmeleitung im ruhenden Medium an. Die übertragene Wärmemenge hängt sowohl von der Ausbildung des Strömungsfeldes als auch des Temperaturfeldes ab. Für die Strömung im Taylor-Couette-System ergibt sich der Wärmeübergang aus Gl. (5-51) - Gl. (5-54).

$$Nu = 0,42 \cdot Ta^{1/3} \cdot Pr^{1/4} \quad \text{für } 41 \leq Ta \leq 10^4 \quad (5-51)$$

$$Nu = 0,92 \cdot Ta^{2/3} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{für } Ta \geq 10^4 \quad (5-52)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda_{\text{Öl}}} \quad (5-53)$$

$$\alpha = \lambda_{\text{Öl}} \cdot \frac{2 \cdot Nu}{r_2 - r_1} \quad (5-54)$$

Die Wärmeübergangszahl im Druckraum von System A zeigt Abb. 5-17. Im typischen Getriebedrehzahlbereich von 1.000 bis 6.000 min⁻¹ ergibt sich nahezu eine Verdoppelung. Wird die Spaltweite reduziert, ohne dabei wieder in den Bereich laminarer Strömung zu gelangen, so kann die Wärmeabfuhr in diesem Bereich stark verbessert werden. Dem Vorteil einer erhöhten Wärmeabfuhr stehen jedoch höhere Verwirblungsverluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit entgegen.

Die Mantelfläche des Dichtrings wird durch den am Innenradius wirksamen Druck gegen die Gehäusehülse gedrückt. Im Kontaktbereich berühren sich die Oberflächenrauigkeiten beider Körper. Die sich dazwischen ergebenden Spaltbereiche sind mit dem abzudichteten Öl gefüllt. Die Kontaktbereiche sind hierbei klein gegenüber den flüssigkeitsgefüllten Bereichen.

Lebeck [53] zeigt, dass bei sich berührenden Oberflächen, deren Rauheit einer Gaußschen Höhenverteilung unterliegen, die Kontakthöhe ca. zwei bis drei mal so groß ist wie die geometrische Summe der Rautiefen beider Oberflächen:

$$2 \cdot R \leq h_{\text{Sp,min}} \leq 3 \cdot R \quad (5-55)$$

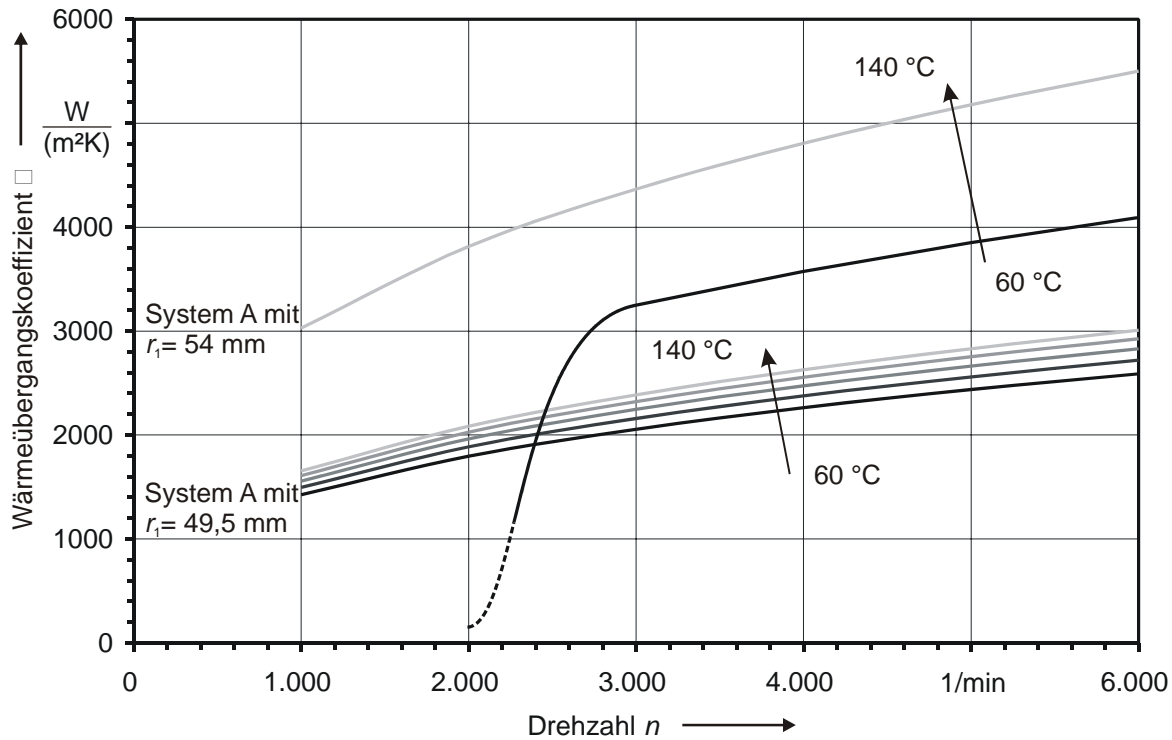


Abb. 5-17: Wärmeübergangskoeffizient im Druckraum von System A
unten: mit Nenndurchmesser, oben: mit verringerter Spaltweite

Ausgehend von einer fertigungsbedingten Rautiefe von Dichtring und Hülse von 0,5 - 1 μm ergibt sich damit nach Gl. (5-56) ein Wärmeübergangskoeffizient von 50 - 150 $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Durch Anpassung der Gleitpartner kann sich dieser Wert erhöhen. Liegen jedoch durch Formabweichungen, mechanisch oder thermisch bedingte Verformungen Dichtring und Hülse nicht vollflächig aneinander an, so kann der Wärmeübergang auch deutlich schlechter sein.

$$\alpha = \frac{\lambda}{3 \cdot R_a} \dots \frac{\lambda}{2 \cdot R_a} \quad (5-56)$$

Berechnungsergebnisse Grundmodell

Berechnungen mit REDR aus Kunststoff zeigen, dass bei diesen bereits bei geringer Gleitgeschwindigkeit eine deutliche Erhöhung der Temperatur im Dichtspalt gegenüber der Bezugstemperatur von 80 $^{\circ}\text{C}$ auftritt (Abb. 5-18). Bei einer Drehzahl von 4.500 min^{-1} und einem Druck von 3,0 MPa beträgt die Übertemperatur mehr als 110 K.

Neben der Flanke des Dichtrings erwärmt sich insbesondere auch die Wellenoberfläche im Bereich des Austrittsspalts sehr stark. Hier kann, bedingt durch die laminare Umströmung im engen Spalt, kaum Wärme abgeführt werden. Der größte Anteil der entstehenden Reibungswärme wird durch Wärmeleitung über den Nutträger und die Getriebewelle abgegeben. Einen weiteren Teil gibt die Wellenoberfläche im Druckraum an das Öl ab. Die über den Dichtring selbst abgeführte Wärme ist im Vergleich zum Wärmestrom in der Welle gering.

Ursache hierfür ist die im Vergleich zu Stahl schlechte Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffs. Hierdurch ist der Temperaturgradient im Dichtring besonders hoch und die Differenztemperatur zum umgebenden Öl gering. Die Temperatur in der Gehäusehülse bleibt wegen

der restriktiven Temperaturfestlegung an ihrer Außenfläche und der guten Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Stahls nahezu auf dem Niveau des Drucköls.

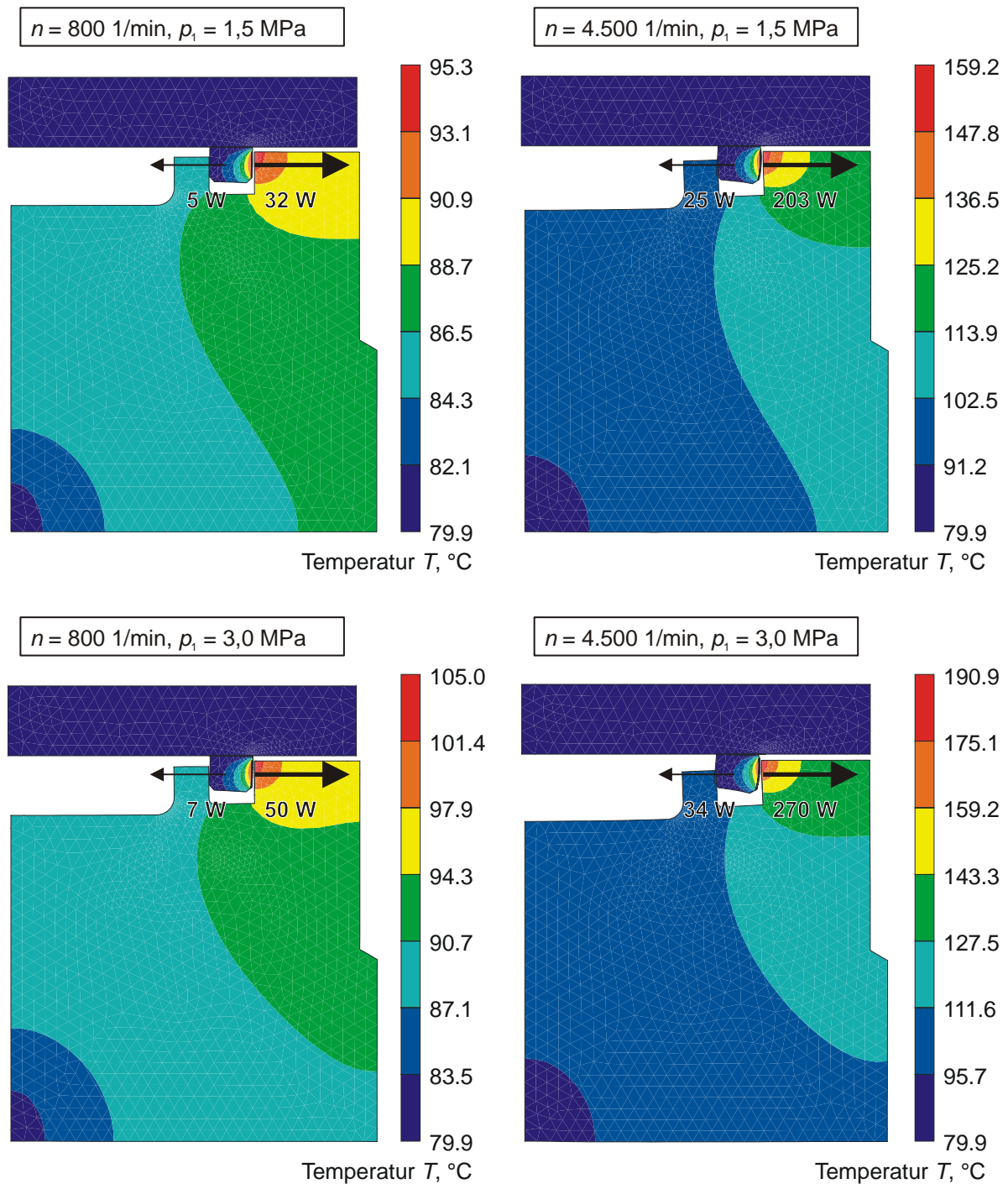


Abb. 5-18: Berechnete Temperaturverteilung und über Dichtring und Welle abgeführte Verlustleistung in System A für vier Betriebspunkte

Dichtringgeometrie A-1/4, PEEK 150FC30, $\mu = 0,05$, Bezugstemperatur $T = 80 \text{ °C}$

Die Temperaturverteilung im System ändert sich wesentlich, wenn in der Simulation anstatt eines HT-Kunststoffs ein metallischer Werkstoff für den REDR verwendet wird. Abb. 5-19 zeigt ein Berechnungsbeispiel für einen Dichtring aus Grauguss. Wärmeleitfähigkeit und Elastizitätsmodul sind wesentlich höher, die Wärmeausdehnung ist dagegen um ca. 50 %

gegenüber der in Abb. 5-18 gezeigten Berechnung mit einem kohlefasergefüllten PEEK-Werkstoff reduziert. Beiden Berechnungen liegt der gleiche Reibbeiwert zu Grunde. Für den Kontakt an der Mantelfläche des Dichtrings wird ein minimaler Wärmeübergangswert von $50 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ angesetzt.

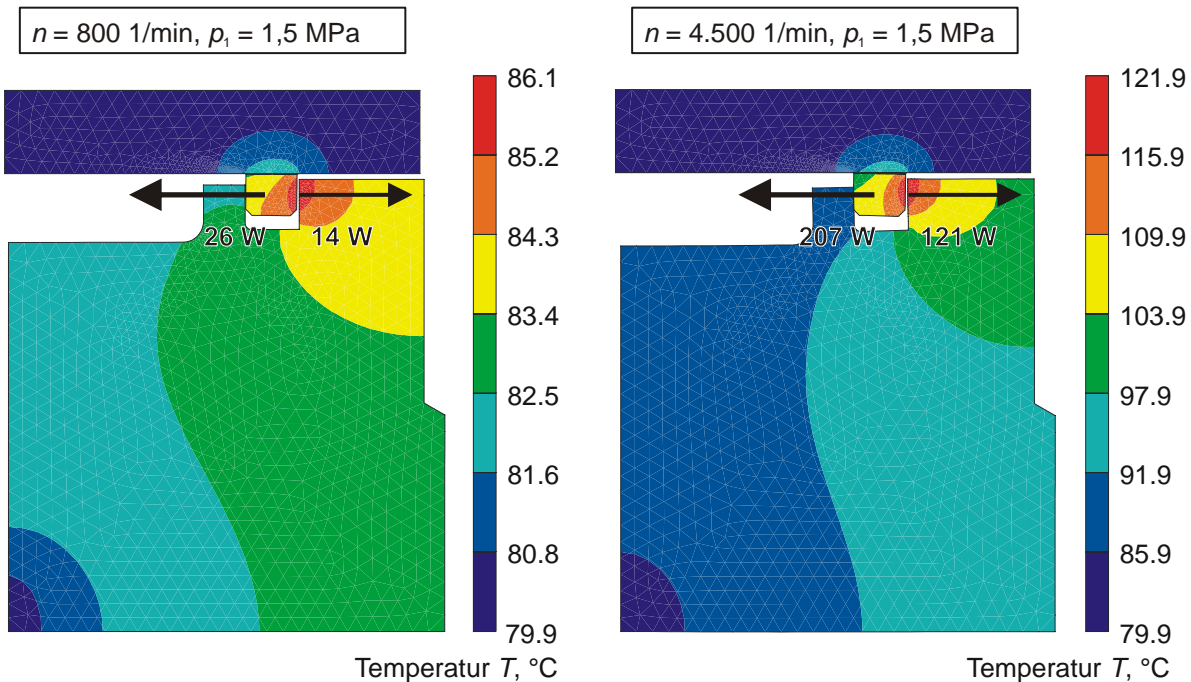


Abb. 5-19: Berechnete Temperaturverteilung und über Dichtring und Welle abgeführte Verlustleistung in System A für zwei Betriebspunkte
Dichtringgeometrie A-1/4, GG, $\mu = 0,05$, Bezugstemperatur $T = 80 \text{ °C}$

Die Erwärmung im Kontaktbereich und der Temperaturgradient innerhalb des Dichtrings sind bei gleicher äußerer Beanspruchung deutlich geringer als bei Kunststoffwerkstoffen. Circa zwei Drittel der an der Flanke erzeugten Reibleistung werden über den Dichtring, der Rest über die Welle abgeführt. Ist der Wärmeübergang zwischen Dichtringmantelfläche günstiger als für die Berechnung angenommen, erhöht sich der über den Dichtring abgegebene Anteil weiter.

Neben dem Wärmeübergang an der Dichtringmantelfläche bestimmt vor allem die thermische Ankopplung an die Umgebung der Drehdurchführung die im System entstehende Temperaturverteilung und die Aufteilung des Wärmestroms. Sind diese im realen System weniger starr oder weiter entfernt, so ergeben sich geringere Temperaturgradienten in den Bauteilen und höhere Temperaturen im Dichtkontakt.

Wie bei Gleitringdichtungen treten auch bei REDR ausgeprägte mechanisch und thermisch bedingte Verformungen an Dichtkörper und Gegenfläche auf. Allerdings werden diese durch die Anlage der Dichtringmantelfläche an der Gehäusehülse stark behindert (Abb. 5-20). Die angreifenden Druckkräfte tordieren den Dichtring im Uhrzeigersinn. Hierdurch entsteht an der Flanke ein leicht konvergenter Dichtspalt (erhöhter Spaltformfaktor), der Spaltverlauf an der Mantelfläche ist dagegen eher divergent (Abb. 5-20, links).

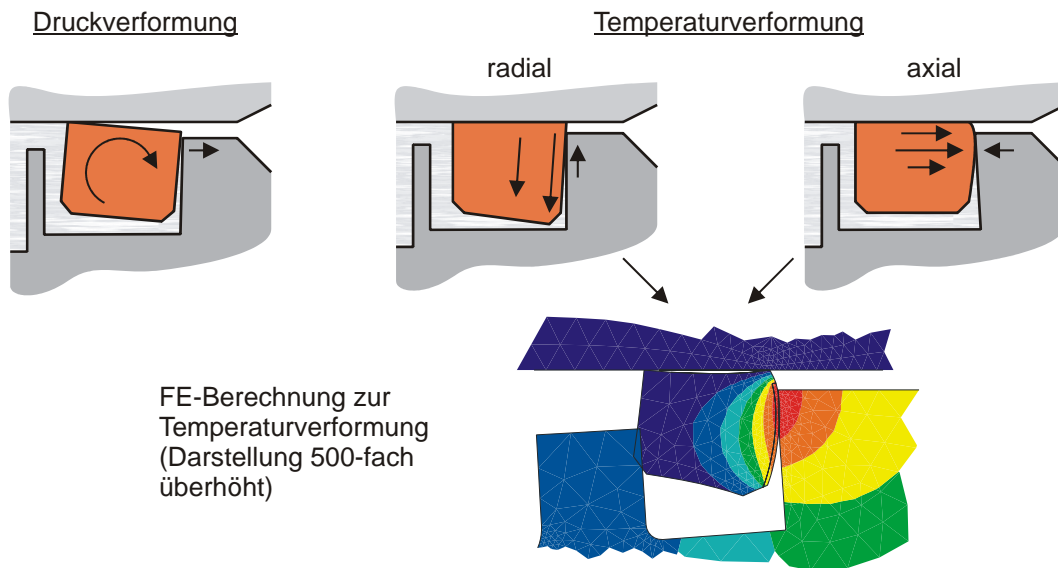


Abb. 5-20: Druck- und temperaturbedingte Verformungen am REDR und Nutträger

Die Verformung sorgt mit höherem Druck für eine zunehmende Entlastung der gleitbeanspruchten Kontaktfläche und wirkt sich damit verringernd auf das Reibmoment und die Verlustleistung aus. Sie kann jedoch auch zu verstärkter Kontaktpressung im Bereich der Wellenaußenkanten führen. Entscheidenden Einfluss auf die Druckverformung haben die Dichtringgeometrie (Stützbreite an der Mantelfläche), der Spalt zwischen Welle und Gehäuse, die elastische Vorspannung des Dichtrings und vor allem die Steifigkeit des Dichtringwerkstoffs. Druckbedingte Verformungen im Bereich des Nutträgers sind meist zu vernachlässigen, führen aber, falls dieser zu dünnwandig ausgeführt ist, zu einem verringerten Spaltformfaktor.

Durch die Erwärmung an der Flanke dehnt sich der Dichtring in diesem Bereich sowohl in axialer als auch in radialer Richtung aus. Hierdurch entstehen zwei Effekte. Zum einen führt die radiale Dehnung zu einer Verdrehung des Dichtringquerschnitts, die ohne die Anlage an der Gehäusehülse gegen den Uhrzeigersinn erfolgen würde. Aufgrund der vorhandenen Abstützung verdreht sich der Dichtring jedoch im Uhrzeigersinn. Zum anderen wölbt sich die Dichtringflanke durch die axiale Ausdehnung leicht und nimmt eine ballige Form an.

Die Auswirkungen der Verformungen auf die Temperatur und die Belastung im Spaltbereich sind am Beispiel der Dichtringgeometrie A-1/4 in Abb. 5-21 und Abb. 5-22 dargestellt. Bei geringer Drehzahl liegt der Dichtring vom Innenradius (r_i) bis zur Wellenkante (r_w) an der Gegenfläche an. Die maximale Kontaktpressung tritt in der Nähe des Wellenaußendurchmessers auf. Es entsteht ein leicht konvergenter Spaltverlauf ($K_{Sp} = 0,557$) und infolge dessen ein degressiver Druckabbau.

Mit zunehmender Drehzahl und der damit entstehenden Reibungswärme steigt die Temperatur in der Kontaktfläche an. Das Pressungsmaximum verschiebt sich dabei von der Wellenaußenkante etwas nach innen. Gleichzeitig löst sich der Kontakt am Innenradius und die maximale Pressung steigt durch die Verringerung der Kontaktfläche an. Bei einer maximalen Drehzahl von 6.000 min^{-1} ist Kontaktfläche nur noch einen Millimeter hoch, obwohl die Höhe des Dichtrings $h = 2 \text{ mm}$ beträgt. Die Zunahme der Kontaktpressung wird

jedoch durch das von der Innenseite her in den Spaltbereich eindringende Drucköl abgemildert ($K_{Sp} = 0,663$). Insgesamt nimmt die auf den Dichtring wirkende Normalkraft hierdurch mit zunehmender Drehzahl ab. Die thermische Verformung führt also ebenso wie die Druckverformung zu einer Entlastung des dynamischen Dichtkontakts. Im Gegensatz zu Gleitringdichtungen kann sich ein Dichtringmaterial mit etwas höherer Wärmeausdehnung damit sogar günstig auf das Betriebsverhalten eines REDR auswirken.

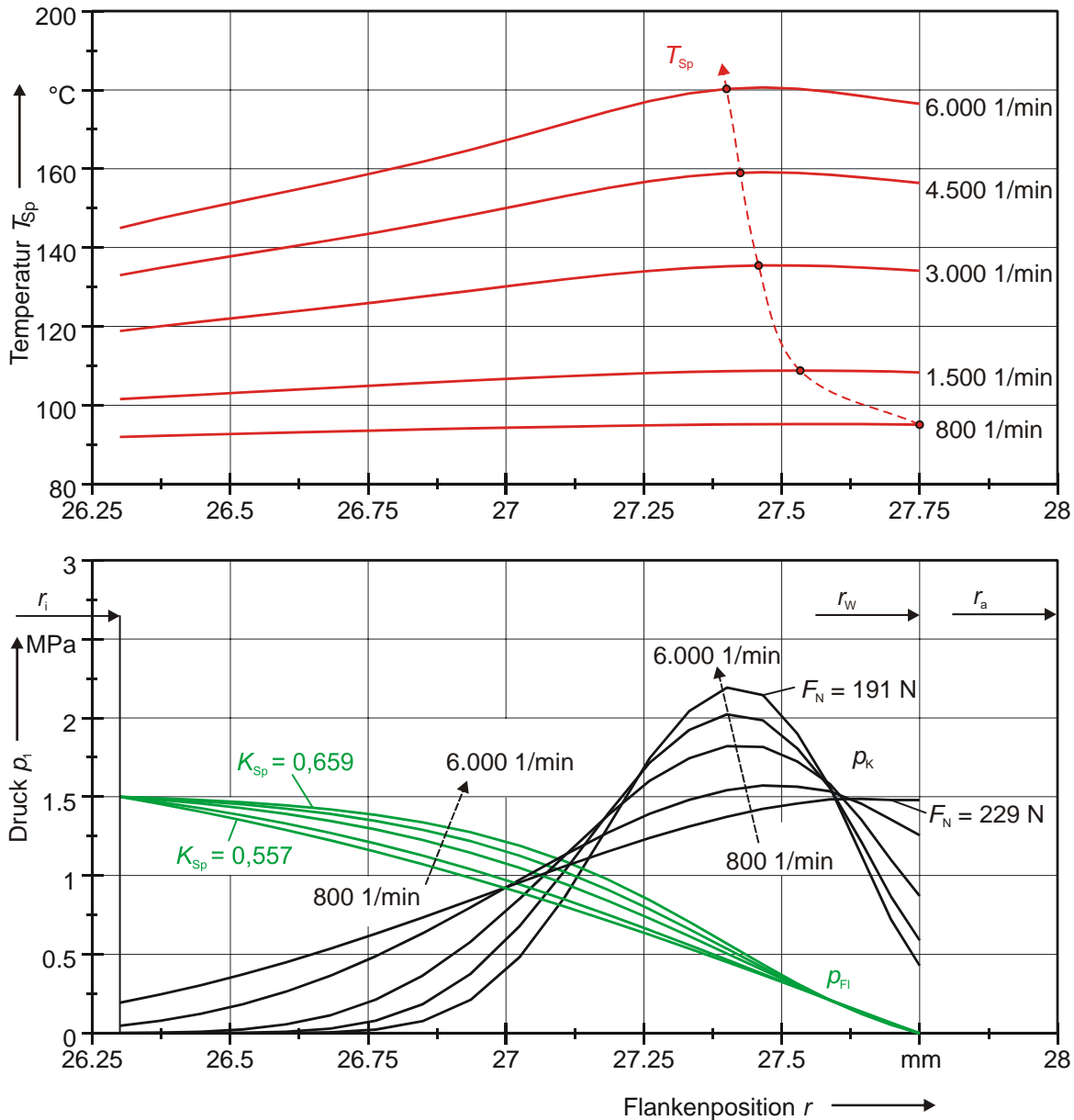


Abb. 5-21: Temperatur, Kontaktpressung und Fluiddruck an der Dichtringflanke im Drehzahlbereich von $n = 800 - 6.000 \text{ min}^{-1}$ bei $p_1 = 1,5 \text{ MPa}$
Dichtringgeometrie A-1/4, PEEK 150FC30, $\mu = 0,05$, Bezugstemperatur $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Die Reibungsverluste und damit der Wärmeeintrag in der Kontaktfläche werden sowohl durch Festkörper- als auch hydrodynamische Reibungsanteile bestimmt. Beide sind im Bereich der höchsten Kontaktpressung maximal. Hierdurch ergibt sich insbesondere in diesem Bereich eine starke Erwärmung im Dichtkontakt. Während die Temperatur bei geringer Drehzahl über

die gesamte Gleitfläche annähernd konstant ist, zeigen die Berechnungsergebnisse bei 6.000 min^{-1} einen Temperaturunterschied von über 35 K. Die Scherung der Flüssigkeit im Spaltbereich trägt in diesem Betriebspunkt mit ca. 45 % bereits erheblich zur gesamten Verlustleistung bei.

Wird bei gleicher Drehzahl die Druckbelastung im Dichtsystem erhöht, so verschiebt sich das Pressungsmaximum an der Dichtringflanke zum Dichtringaußendurchmesser hin. Der Effekt der Druckverformung überwiegt gegenüber der Temperaturverformung und die Entlastung der Dichtringflanke fällt etwas stärker aus als bei Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit. Normalkraft und Reibmoment an der Dichtringflanke steigen daher nicht proportional, sondern leicht degressiv mit dem abzudichtenden Druck an.

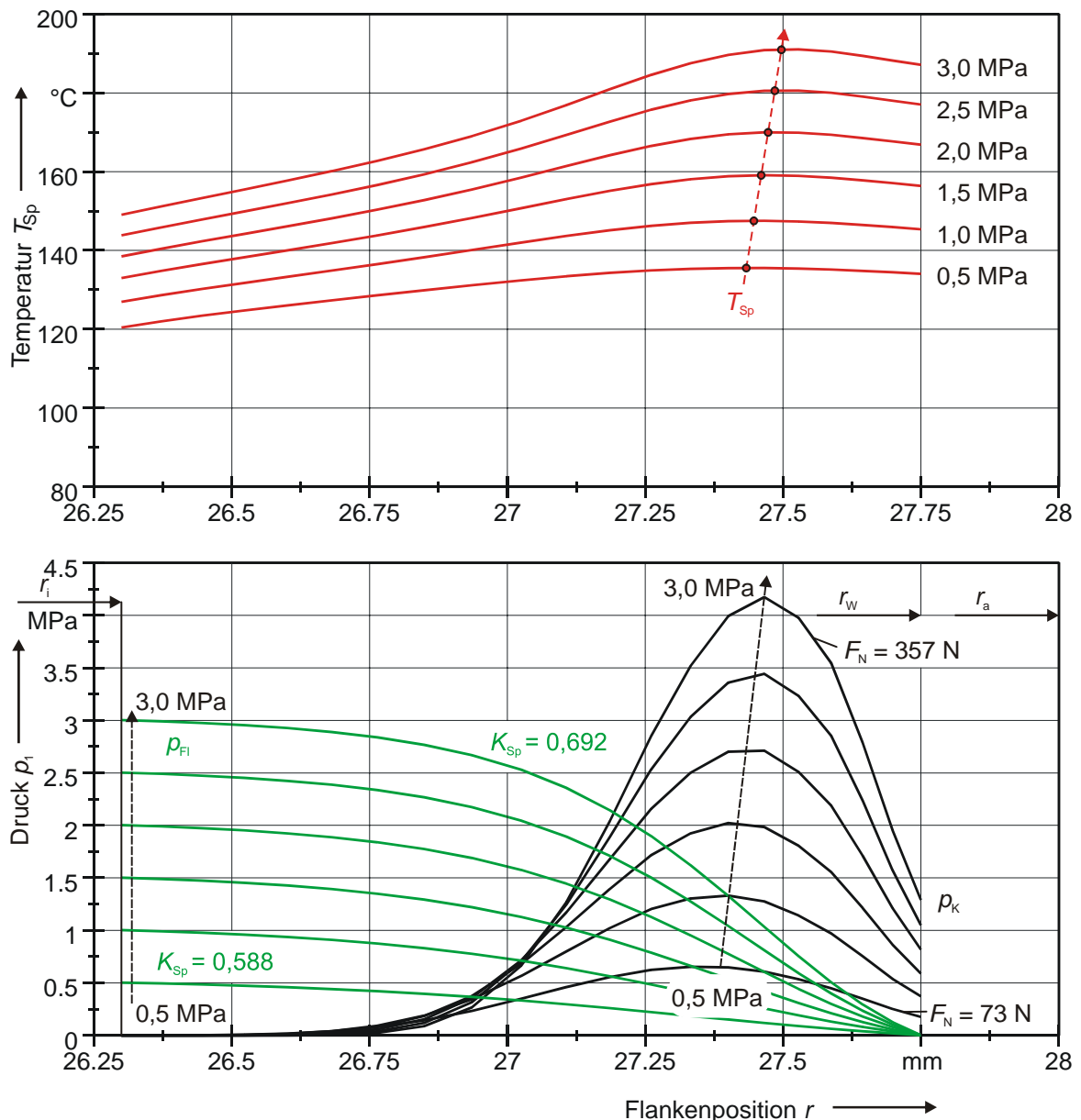


Abb. 5-22: Temperatur, Kontaktpressung und Fluiddruck an der Dichtringflanke im Druckbereich von $p_1 = 0,5 - 3 \text{ MPa}$ bei $n = 4.500 \text{ min}^{-1}$

Dichtringgeometrie A-1/4, PEEK 150FC30, $\mu = 0,05$, Bezugstemperatur $T = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Wie bereits die Betrachtungen zur Temperaturverteilung und Abfuhr der Reibungswärme zeigen, ist bei Verwendung von Dichtringen aus Grauguss ein grundsätzlich anderes Funktionsverhalten als bei HT-Kunststoffen zu erwarten. In Abb. 5-23 sind zum Vergleich der Beanspruchung im Spaltbereich die Ergebnisse einer Berechnung dargestellt, bei der für den Dichtring die thermomechanischen Eigenschaften von Grauguss anstelle des PEEK-Compounds verwendet werden. Alle anderen Abmessungen und Randbedingungen stimmen mit der Abb. 5-21 zugrunde liegenden Berechnung überein. Die Berechnungswerte, deren zugehörige Belastungsparameter bereits über den von *Dressel* und *Rogler* angegebenen Grenzen liegen, sind gestrichelt eingezeichnet.

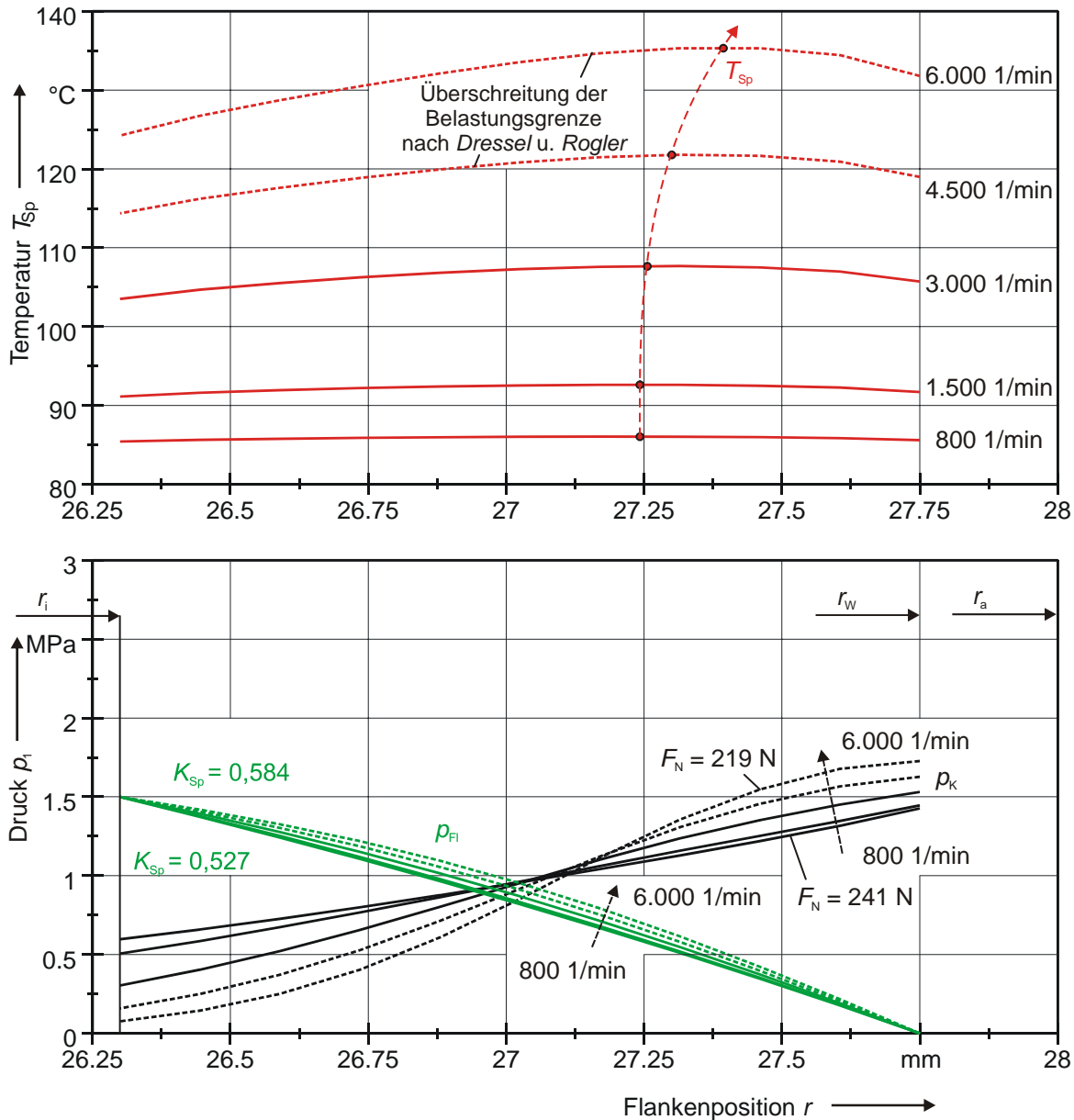


Abb. 5-23: Temperatur, Kontaktpressung und Fluiddruck an der Dichtringflanke im Drehzahlbereich von $n = 800 - 6.000 \text{ min}^{-1}$ bei $p_1 = 1,5 \text{ MPa}$
Dichtringgeometrie A-1/4, GG, $\mu = 0,05$, Bezugstemperatur $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Die Berechnung zeigt, dass der Dichtring im betrachteten Belastungsbereich über die gesamte Flankenhöhe an der Gegenfläche anliegt und das Pressungsmaximum an der Wellenaußenkante verbleibt. Der Schwerpunkt der Pressungsverteilung verschiebt sich mit zunehmender Drehzahl und der damit verbundenen Erwärmung der Kontaktfläche etwas nach außen. Der Entlastungsgrad ist durch den niedrigen Temperaturgradient und die damit verbundene axiale Ausdehnung im Bereich der Gleitfläche allerdings wesentlich geringer als bei Dichtringen aus HT-Kunststoffen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass eine starke Wechselbeziehung zwischen den thermomechanischen Verformungen des Dichtrings, den Belastungen im Spalt, der Gleitflächentemperatur und dem Reibmoment eines REDR besteht. Die hier betrachteten REDR, deren Gleitbewegung hauptsächlich an der Flanke stattfindet, reagieren gutmütig auf eine Steigerung der äußeren Belastung. Sowohl eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit als auch der Druckbelastung führen zu einer zunehmend konvergenten Spaltform, durch die Belastungssteigerung gemildert wird. Eine selbstverstärkende Wirkung, wie sie bei von innen belasteten Gleitringdichtungen [64] auftritt, findet nicht statt.

Der durch die Verformung im Kontaktbereich verursachte Entlastungseffekt ist bei Dichtringen aus Kunststoff stärker ausgeprägt als bei baugleichen aus Grauguss. Es ist daher zu erwarten, dass die Reibungsverluste letzterer mit zunehmender Belastung stärker ansteigen.

Die hohe Gleitflächentemperatur von REDR aus HT-Kunststoffen hat sowohl Vor- als auch Nachteile. Ungünstig ist, dass sowohl die abzudichtende Flüssigkeit als auch der Dichtring selbst einer hohen thermischen Belastung ausgesetzt sind. Günstig ist jedoch, dass hierdurch die Viskosität im Spaltbereich stark herabgesetzt und somit die hydrodynamischen Reibungsverluste gemindert werden.

Einfluss weiterer Parameter und Randbedingungen

Diverse Randbedingungen und Parameter beeinflussen das Ergebnis eines Berechnungsmodells in unterschiedlichem Maße. Nicht immer lassen sich diese exakt bestimmen und müssen stattdessen mit Hilfe vereinfachender Annahmen und Näherungen abgeschätzt werden. Um die daraus entstehenden Einflüsse und Fehler zu beurteilen, werden im Folgenden Randbedingungen und Materialkennwerten variiert. In Tab. 5-2 sind die Ergebnisse der Berechnungsvariationen und die Änderungen gegenüber dem Grundmodell zusammengefasst.

Der Reibbeiwert beeinflusst neben der im Dichtkontakt wirkenden Normalkraft und ihrem radialen Angriffspunkt das am REDR entstehende Moment und die damit verbundene Verlustleistung wesentlich (s. Gl. (5-30)). Die Berechnung der Ausgangsvariante basiert auf einem Wert von $\mu = 0,05$. Ähnliche Werte wurden in früheren experimentellen Untersuchungen bei mittlerer Gleitgeschwindigkeit beobachtet [34]. Gerade von Kunststoffen ist jedoch bekannt, dass ihr Reibbeiwert von einer Vielzahl von Parametern wie der Kontaktpressung, der Oberflächenrauheit, der Gleitflächentemperatur und anderen Parametern abhängt. Die Variation des Reibbeiwerts im Bereich von $\mu = 0,04 - 0,06$ ist daher als Minimalspanne zu betrachten. Besonders deutlichen Einfluss hat eine Änderung des Reibbeiwerts bei geringer Drehzahl. Hier trägt die viskose Reibung noch wenig zum Gesamtmoment bei. Bei höherer Drehzahl ist der Einfluss dagegen weit weniger ausgeprägt.

Die Flanke eines REDR und die Gegenfläche des Nutträgers sind nicht annähernd so genau wie die geläpften Dichtflächen einer Gleitringdichtung. Die Ursache hierfür sind die angewandten Fertigungsverfahren. Es können Winkel und Formabweichungen auftreten. Ebenso ist zu erwarten, dass diese über die gesamte Dichtfläche stark variieren. Hierdurch kann der Dichtspalt an der Flanke von vornherein eine leicht konvergente oder divergente Form aufweisen. Der für die Betrachtungen angenommene Ausgangswinkel zwischen den Gleitflächen beruht auf der Annahme, dass die mittlere Differenz zwischen Ein- und Austrittspalthöhe im Mittel nicht mehr als 2 μm beträgt.

Bereits bei diesen relativ geringen Abweichungen ergibt sich eine Änderung des Reibmoments um bis zu 24 % gegenüber der Ausgangssituation. Durch die der initialen Formabweichung überlagerten thermischen Spaltverformung sind die Unterschiede bei höherer Drehzahl geringer.

Für die Auslegung eines REDR ist besonders die Variation der Geometrie von Dichttring und Welle interessant. Bereits die analytischen Betrachtungen in Kap. 5.1.2 zeigen, dass sich durch verkleinern der Kontaktfläche das Reibmoment eines REDR deutlich senken lässt. Während die Änderung der Breite bei REDR mit Gleitbewegung an der Flanke nur eine geringe Auswirkung hat, welche im Wesentlichen auf mechanische Verformungen zurück zu führen ist, zeigt die Änderung der Dichttringhöhe den gewünschten Erfolg. Bereits durch eine Verminderung um 10 % sinken Normalkraft und Reibmoment um über 8 %. Durch die geringere Erwärmung ergibt sich bei höherer Gleitgeschwindigkeit sogar eine niedrigere Kontaktpressung als im Ausgangszustand.

Eine Veränderung des Wellendurchmessers hat vor allem Auswirkung auf die Kontaktpressung und die Normalkraft, weniger auf das entstehende Reibmoment. Ursache ist die axiale thermische Ausdehnung der Gleitfläche, durch die sich die Kontaktpressung im Bereich der Wellenkante bei höherer Gleitgeschwindigkeit verringert (s. Abb. 5-21). Insbesondere bei REDR für die Abdichtung hoher Druckdifferenzen sollte der Gehäusespalt minimiert werden.

Eine Verkürzung des Austrittsspalts ist angesichts der auftretenden Verluste in der mitgeschleppten Flüssigkeit wünschenswert. Hierbei ist jedoch darauf zu achten, dass der für die Wärmeabfuhr relevante Wellenquerschnitt nicht zu sehr verringert wird. Für die dem Berechnungsbeispiel zu Grunde liegenden Belastungsparameter stellt die vorgeschlagene Breite von 2 mm einen noch akzeptablen Minimalwert dar. Bei höherer thermischer Beanspruchung ist die Spalllänge zu vergrößern.

Ist die Leckage eines REDR sehr gering, so kann der Austrittsspalt leer laufen. In diesem Fall findet dort kein Wärmeübergang von der Welle zum Gehäuse mehr statt ($\lambda = 0$) und die Temperatur im Dichtspalt steigt an. Bei Getriebeölen mit höherer Wärmeleitfähigkeit sinkt die Temperatur dagegen etwas. Deutlicher fällt der Einfluss des Wärmeübergangs im Austrittsspalt bei turbulenten Strömungsverhältnissen aus.

	Drehzahl	Spalttemperatur		Spaltformfaktor		Kontaktpressung		Normalkraft		Reibmoment	
	n 1/min	$T_{Sp,max}$ °C		K_{Sp} -		$p_{K,max}$ Mpa		F_N N		$M_{R,II}$ Nm	
Ausgangssituation											
	800	95,3	-	0,557	-	1,49	-	229	-	0,433	-
	4500	159,2	-	0,639	-	2,02	-	199	-	0,486	-
Reibbeiwert											
$\mu = 0,04$	800	93,3	-2,1%	0,556	-0,2%	1,52	2,0%	230	0,4%	0,377	-12,9%
	4500	153	-3,9%	0,633	-0,9%	1,96	-3,0%	201	1,0%	0,454	-6,6%
$\mu = 0,06$	800	97,3	2,1%	0,559	0,4%	1,49	0,0%	229	0,0%	0,489	12,9%
	4500	165,6	4,0%	0,645	0,9%	2,08	3,0%	197	-1,0%	0,519	6,8%
Ausgangsflankenwinkel											
$\phi = -0,001$	800	93,4	-2,0%	0,738	-	4,58	207,4%	163	-28,8%	0,329	-24,0%
	4500	154,2	-3,1%	0,751	-	2,64	30,7%	158	-20,6%	0,419	-13,8%
$\phi = 0,001$	800	97,4	2,2%	0,344	-	3,71	149,0%	308	34,5%	0,526	21,5%
	4500	164,7	3,5%	0,486	-	2,33	15,3%	255	28,1%	0,555	14,2%
Dichtringhöhe											
$h = 1,80$ mm	800	94,2	-1,2%	0,548	-1,6%	1,50	0,7%	210	-8,3%	0,396	-8,5%
	4500	155,6	-2,3%	0,619	-3,1%	1,97	-2,5%	187	-6,0%	0,459	-5,6%
$h = 2,20$ mm	800	96,3	1,0%	0,567	1,8%	1,49	0,0%	247	7,9%	0,468	8,1%
	4500	162,3	1,9%	0,658	3,0%	2,07	2,5%	208	4,5%	0,509	4,7%
Wellendurchmesser											
$d_w = 55,3$ mm	800	96,0	0,7%	0,562	0,9%	1,81	21,5%	242	5,7%	0,442	2,1%
	4500	161,5	1,4%	0,659	3,1%	2,34	15,8%	209	5,0%	0,482	-0,8%
$d_w = 55,7$ mm	800	94,5	-0,8%	0,555	-0,4%	1,28	-14,1%	216	-5,7%	0,423	-2,3%
	4500	156,0	-2,0%	0,636	-0,5%	1,78	-11,9%	183	-8,0%	0,482	-0,8%
Länge Austrittsspalt											
$l = 2$ mm	800	98	2,8%	0,547	-1,8%	1,39	-6,7%	233	1,7%	0,431	-0,5%
	4500	167,6	5,3%	0,638	-0,2%	2,06	2,0%	199	0,0%	0,461	-5,1%
$l = 10$ mm	800	94,5	-0,8%	0,557	0,0%	1,51	1,3%	229	0,0%	0,435	0,5%
	4500	157,5	-1,1%	0,638	-0,2%	2,01	-0,5%	199	0,0%	0,493	1,4%
Wärmeübergang Austrittsspalt											
$\lambda = 0$ W/(m ² K)	800	97,6	2,4%	0,561	0,7%	1,50	0,7%	228	-0,4%	0,425	-1,8%
	4500	163,9	3,0%	0,649	1,6%	2,00	-1,0%	195	-2,0%	0,465	-4,3%
$\lambda = 0,3$ W/(mK)	800	93,7	-1,7%	0,555	-0,4%	1,48	-0,7%	230	0,4%	0,439	1,4%
	4500	155,5	-2,3%	0,631	-1,3%	2,00	-1,0%	202	1,5%	0,503	3,5%
$\alpha = 3$ kW/(m ² K)	4500	147,6	-7,3%	0,613	-4,1%	1,94	-4,0%	208	4,5%	0,542	11,5%
Steifigkeit REDR											
$E = 4$ Gpa	800	95,3	0,0%	0,574	3,1%	2,05	37,6%	223	-2,6%	0,425	-1,8%
	4500	159,2	0,0%	0,647	1,3%	1,93	-4,5%	196	-1,5%	0,483	-0,6%
$E = 22$ Gpa	800	95,3	0,0%	0,551	-1,1%	1,4	-6,0%	232	1,3%	0,436	0,7%
	4500	159,2	0,0%	0,634	-0,8%	2,07	2,5%	200	0,5%	0,487	0,2%
Wärmeleitfähigkeit REDR											
$\lambda = 0,25$ W/(mK)	800	96,5	1,3%	0,565	1,4%	1,52	2,0%	227	-0,9%	0,426	-1,6%
	4500	162,4	2,0%	0,649	1,6%	2,03	0,5%	195	-2,0%	0,469	-3,5%
$\lambda = 1,00$ W/(mK)	800	94,9	-0,4%	0,556	-0,2%	1,48	-0,7%	230	0,4%	0,435	0,5%
	4500	158	-0,8%	0,636	-0,5%	2,01	-0,5%	200	0,5%	0,492	1,2%
Wärmeausdehnung REDR											
$\alpha = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/K	800	95,4	0,1%	0,551	-1,1%	1,7	14,1%	232	1,3%	0,436	0,7%
	4500	161,3	1,3%	0,615	-3,8%	1,83	-9,4%	208	4,5%	0,501	3,1%
$\alpha = 5 \cdot 10^{-5}$ 1/K	800	95,1	-0,2%	0,571	2,5%	1,52	2,0%	224	-2,2%	0,425	-1,8%
	4500	156,4	-1,8%	0,659	3,1%	2,61	29,2%	191	-4,0%	0,462	-4,9%
Bezugstemperatur											
$T = 60$ °C	800	78,2	-	0,556	-0,2%	1,46	-2,0%	230	0,4%	0,501	15,7%
	4500	148,2	-	0,636	-0,5%	2,07	2,5%	200	0,5%	0,528	8,6%
$T = 100$ °C	800	113,5	-	0,558	0,2%	1,55	4,0%	229	0,0%	0,329	-24,0%
	4500	171,9	-	0,640	0,2%	1,96	-3,0%	198	-0,5%	0,450	-7,4%

Tab. 5-2: Variation der Berechnungsparameter und Randbedingungen am Beispiel des Dichtrings A-2 (absolute Werte, relative Werte in Prozent dahinter), $p = 1,5$ MPa

Für Gleitringdichtungen werden in der Regel Werkstoffe mit hoher Steifigkeit, guter Wärmeleitfähigkeit und geringer Wärmedehnung empfohlen. Ziel ist es hierbei, die im Spaltbereich auftretenden Verformungen zu minimieren. Grundsätzlich können diese Empfehlungen für REDR mit Blick auf die mechanische Belastung im Spaltbereich übernommen werden. So lang keine reine Linienberührung auftritt, führen diese Eigenschaften zur Verringerung der Kontaktpressung. Im Hinblick auf das Reibmoment sind durch die zurückgehende axiale Wärmedehnung jedoch höhere Werte zu erwarten. Insgesamt sind durch die innerhalb einer Werkstoffgruppe zur Verfügung stehenden Variationsmöglichkeiten jedoch nur geringe Wirkungen zu erzielen.

Neben der Spaltform und dem Reibbeiwert hat die Bezugstemperatur den größten Einfluss auf das Reibmoment. Diese bestimmt die Viskosität der abzudichtenden Flüssigkeit und damit die im Spaltbereich entstehenden viskosen Reibungsverluste (Abb. 5-24). Erwärmt sich der Umgebungsbereich der Drehdurchführung mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit, so wird das berechnete Reibmoment deutlich zu hoch, die maximale Temperatur im Spaltbereich dagegen zu gering sein. Für genauere Betrachtungen ist daher die Gesamterwärmung des Systems in Abhängigkeit der Reibleistung zu approximieren und bei der Berechnung zu berücksichtigen.

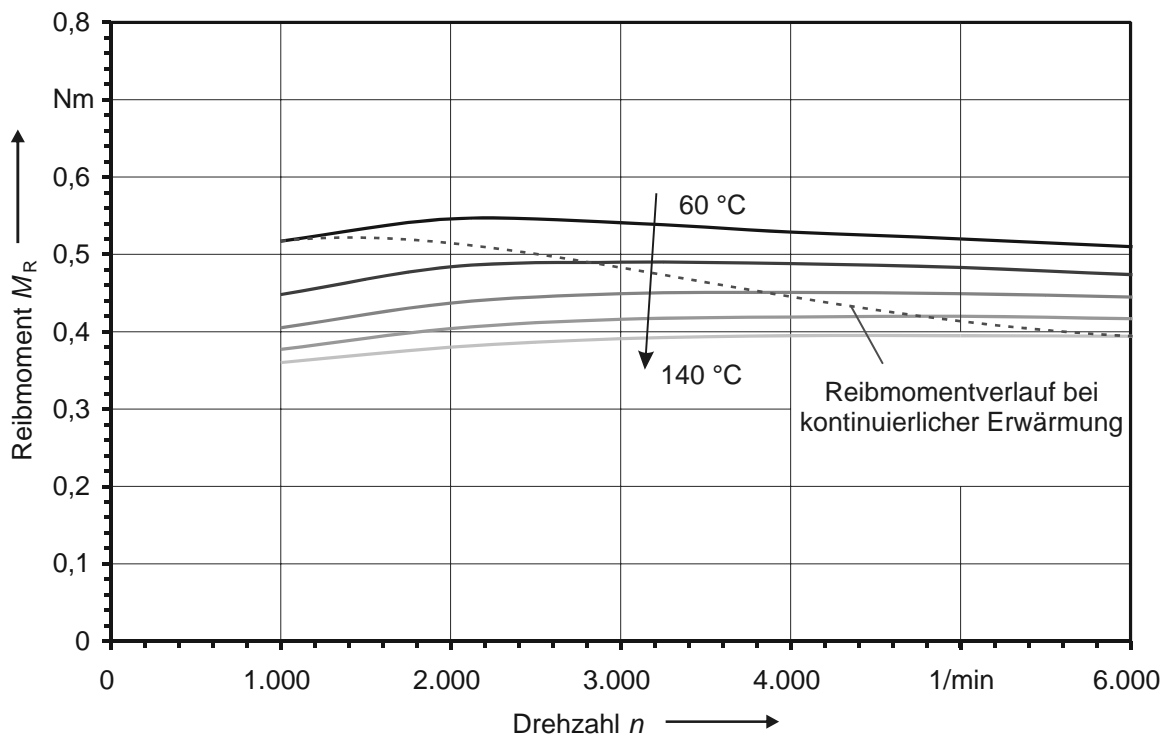


Abb. 5-24: Berechnetes Reibmoment des Dichtrings A-2 für Bezugstemperaturen im Bereich von $T = 60 - 140$ °C

Gestaltungsempfehlungen

Aus den Betrachtungen zur Dichtringverformung können die nachfolgenden Empfehlungen und Erkenntnisse zur Minimierung der Reibungsverluste von REDR abgeleitet werden:

- Die gleitende Kontaktfläche ist möglichst schmal auszuführen.

- Formabweichungen am Dichtring, die zu einem divergenten Spaltverlauf führen sind zu vermeiden. Ein leicht konvergenter Verlauf ist dagegen von Vorteil.
- Das Dichtringmaterial sollte eine hohe Steifigkeit und Wärmeleitfähigkeit, dafür aber eine geringe Wärmedehnung aufweisen. Die durch Werkstoffmodifizierungen zu erzielenden Verbesserungen sind im Vergleich zu Geometrieinfluss gering.

5.2 Leckage

Die Leckage von REDR ist erheblich höher als die anderer berührender Dichtungen. Von Radialwellendichtungen wird z. B. erwartet, dass sich höchstens eine Benetzung der Wellenoberfläche ergibt und kein Öl abtropft. An Gleitringdichtungen für Flüssigkeiten tritt selten mehr als ein Milliliter in der Stunde aus und selbst bei Stopfbuchsen ergeben sich nur wenige Tropfen in der Minute. Die deutlich höhere Leckage bei REDR wird akzeptiert, da das Öl nicht in die Umwelt gelangt, sondern innerhalb des Getriebes verbleibt und durch die Ölpumpe nachgefördert wird.

Die Gesamtleckage eines REDR setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen. Das Drucköl entweicht zum einen durch Spalte an Flanke und Mantelfläche, vor allem aber durch die Stoßstelle des Dichtrings aus dem Druckraum (Abb. 1-3).

5.2.1 Leckage an den Kontaktflächen

Entscheidend für die Leckage an den Kontaktflächen eines REDR sind die Abmessungen des Leckspalts. Während die Spaltlänge makroskopisch durch die Dichtringgeometrie gegeben ist, wird die Spalthöhe vor allem durch die Oberflächenrauheit beider Kontaktpartner bestimmt. Die Leckage eines parallelen Spalts an der Dichtringflanke kann mit Gl. (5-44) und Gl. (5-55) abgeschätzt werden:

$$Q_F = \frac{r_2 + r_1}{2 \cdot (r_2 - r_1)} \cdot \frac{\pi \cdot (2 \dots 3 \cdot R)^3}{6\eta} \cdot p_1 \text{ mit } r_2 = r_w \text{ und } r_1 = r_i + h_f \quad (5-57)$$

Die Leckage durch den konzentrischen Ringspalt an der Umfangsfläche lässt sich ebenfalls aus der Reynoldsgleichung herleiten [64]:

$$Q_M = \frac{r}{b} \cdot \frac{\pi \cdot (2 \dots 3 \cdot R)^3}{6\eta} \cdot p_1 \text{ mit } r = r_a \quad (5-58)$$

Die Leckage an beiden Kontaktflächen ist damit direkt vom Druck p_1 und vor allem von der Viskosität des Öls abhängig. Im Druckbereich von $p_1 = 0,5 - 3,0$ MPa und einer Temperatur von $T = 80 - 140$ °C ergibt für System A eine Leckage von $1 \cdot 10^{-9} - 2 \cdot 10^{-8}$ m³/s ($\sim 0,06 - 1$ ml/min). Bei System B sind aufgrund des größeren Spaltumfangs mit $1,5 \cdot 10^{-9} - 2,5 \cdot 10^{-8}$ m³/s etwas höhere Werte zu erwarten. Angesichts von in der Praxis üblichen Leckagewerten im Bereich von $4 \cdot 10^{-7} - 4 \cdot 10^{-6}$ m³/s (25 - 250 ml/min) je Dichtring ist klar, dass der Hauptanteil der Leckage nicht durch die Ringspalte an den Kontaktflächen, sondern durch den Dicht-ringstoß entweicht.

5.2.2 Leckage durch die Stoßgeometrie

Für die Gestaltung der Stoßstelle eines REDR steht eine Reihe von Geometrievarianten zur Verfügung. Haken- und Geradstoß werden vorrangig für Dichtringe aus Grauguss eingesetzt. Beide sind mit spanenden Fertigungsverfahren beherrschbar herzustellen. Für die Montage in der Wellennut bietet der Hakenstoß den Vorteil, dass die Stoßenden ineinander verhakt werden können und sich so das Übermaß gegenüber der Gehäusehülse verringert. Dichtringe aus thermoplastischen Kunststoffen lassen sich mit nahezu jeder Stoßgeometrie herstellen. Bevorzugt werden heute T- und L-Stoß-Varianten verwendet (Abb. 5-25). Dichtringe aus Polyimid können wegen des notwendigen Sinterprozesses (Pressrichtung) nur mit Gerad-, Schräg- oder L-Stoß versehen werden.



Abb. 5-25: Typische Stoßformen für REDR aus thermoplastischen Kunststoffen
links: 2-L-Stoß, rechts: 2-T-Stoß

Grundsätzlich lassen die Stoßgeometrien in Varianten mit paralleler und senkrechter Spaltorientierung zur Mantelfläche des REDR unterteilen. Diese Unterscheidung hat aufgrund der im Betrieb auftretenden Wärmedehnung weitreichende Bedeutung. Da die gestreckte Dichtringlänge im Verhältnis zu den Abmessungen der Schlossgeometrie selbst relativ groß ist, verändern sich Spaltquerschnitte, die senkrecht orientiert sind erheblich. Die Änderungen bei paralleler Ausrichtung sind dagegen deutlich geringer.

Leckage bei senkrechter Spaltorientierung

Typisches Beispiel für eine Stoßform mit senkrechter Spaltorientierung ist der Geradstoß. Die Leckage dieser Stoßgeometrie lässt sich anhand weniger analytischer Betrachtungen abschätzen. Der gesamte Druckverlust setzt sich aus drei Anteilen zusammen (Abb. 5-26):

- 1) Druckverlust am Spalteintritt durch Querschnittsverengung
- 2) Druckverlust im Spaltbereich
- 3) Druckverlust am Spaltaustritt durch Querschnittsverengung

Damit gilt für den Abbau des Innendrucks auf das Umgebungsniveau:

$$p_1 = p_{12} + p_{23} + p_{34} \quad (5-59)$$

Der Druckverlust im Spaltbereich lässt sich mit Hilfe des Hagen-Poiseuilleschen Gesetzes bestimmen. Da die Spaltabmessungen relativ klein sind kann in der Regel von laminaren Strömungsverhältnissen ausgegangen werden (Gl. (5-62)):

$$p_{23} = \lambda \cdot \frac{b}{d_{\text{hydr}}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \quad (5-60)$$

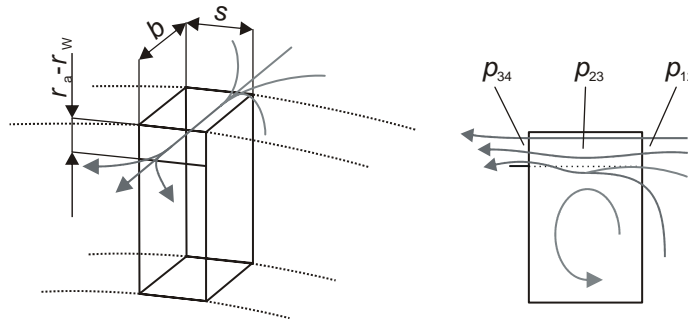


Abb. 5-26: Druckverluste am Geradstoß

mit der Rohrreibungszahl

$$\lambda = \frac{64 \cdot \eta}{u \cdot d_{\text{hydr}} \cdot \rho} \quad (5-61)$$

für

$$Re = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{d_{\text{hydr}} \cdot \pi \cdot \eta} < 2300 \quad (5-62)$$

und dem hydraulischen Durchmesser des Strömungsquerschnittes

$$d_{\text{hydr}} = 2 \cdot \frac{(r_a - r_w) \cdot s}{r_a - r_w + s} \quad (5-63)$$

Die Spaltweite s verringert sich mit Wärmedehnung des Dichttrings. Bei REDR aus Kunststoffen ist dieser Effekt meist stark ausgeprägt, da ihr Wärmeausdehnungskoeffizient deutlich über dem der umgebenden Bauteile liegt. Bei Graugusswerkstoffen ist dagegen der mittlere Temperaturunterschied zwischen Dichttring und Gehäuse entscheidend.

$$s = s_{20^\circ\text{C}} - 2\pi \cdot r_m \cdot (\Delta T_{\text{REDR}} \cdot \alpha_{\text{REDR}} - \Delta T_{\text{Geh}} \cdot \alpha_{\text{Geh}}) \quad (5-64)$$

Die Strömungsverluste am Spaltein- und Austritt werden hauptsächlich durch die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst:

$$p_{12} = \xi_{12} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (5-65)$$

$$p_{34} = \xi_{34} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (5-66)$$

Die Verlustziffer ξ beschreibt hierbei Energieverlust durch Stoß- und Ablösungseffekte an schroffen Querschnittsänderungen. Für ein freies Ein- und Ausströmen aus dem Stoßspalt können für diese Werte von 0,25 - 0,5 angesetzt werden. Erfährt die Strömung zusätzlich zur Querschnittsänderung noch eine Umlenkung, so erhöhen sich die Verluste deutlich.

Die Leckage Q des Geradstoßes ergibt sich durch Einsetzen in Gl. (5-59) zu:

$$Q = \frac{1}{(\xi_{12} + \xi_{34}) \cdot \rho} \left(-8 \cdot \pi \cdot b \cdot \eta + \sqrt{\frac{512 \cdot \pi^2 \cdot b^2 \cdot \eta^2 + \pi^2 \cdot d_{\text{hydr}}^4 \cdot (\xi_{12} + \xi_{34}) \cdot \rho \cdot p_1}{8}} \right) \quad (5-67)$$

Hauptinfluss auf die Leckage eines Dichtrings mit Geradstoß haben damit der hydraulische Strömungsquerschnitt, die Spaltlänge, der abzudichtende Druck und die Viskosität des Drucköls. Die Ölviskosität hängt maßgeblich von der Temperatur im Druckraum und der Erwärmung des Öls beim Durchfließen des Stoßspalts ab. Die mittlere Öltemperatur kann den numerischen Berechnungen zur Temperaturverteilung (Kap. 5.1.4) entnommen werden.

Die Leckage von Schräg- und Hakenstoß lässt sich als Sonderfall des Geradstoßes analog ermitteln. Bei Schrägstoß ist dabei zu berücksichtigen, dass die Länge des durchströmten Spaltquerschnitts gegenüber dem Geradstoß größer ist. Bei Hakenstoß sind dagegen höhere Verlustziffern für die zusätzlichen Umlenkungen beim Ein- und Ausströmen aus dem engen Spaltbereich zu beachten.

Leckage bei paralleler Spaltorientierung

Die Spaltgeometrie von 2-T- und 2-L-Stößen ist zum Teil senkrecht und zum Teil parallel zur Mantelfläche des Dichtrings orientiert. In der Regel sind die senkrechten Spaltanteile aber so weit, dass diese die Leckage des Dichtrings kaum beeinflussen.

Die Spaltquerschnitte beider Stoßformen sind einander sehr ähnlich, weshalb an dieser Stelle nur 2-T-Stoß näher betrachtet wird. Für die Betrachtungen wird angenommen, dass die Spaltgeometrie ideal steif ist. Das Öl tritt aus dem Druckraum durch den mit p_{12} gekennzeichneten Querschnitt in den Stoßquerschnitt ein, wird umgelenkt, durchläuft den engen L-förmigen Spalt an der Innenseite des T-Querschnitts und tritt dann durch den vom Wellendurchmesser begrenzten Ausflussquerschnitt wieder aus.

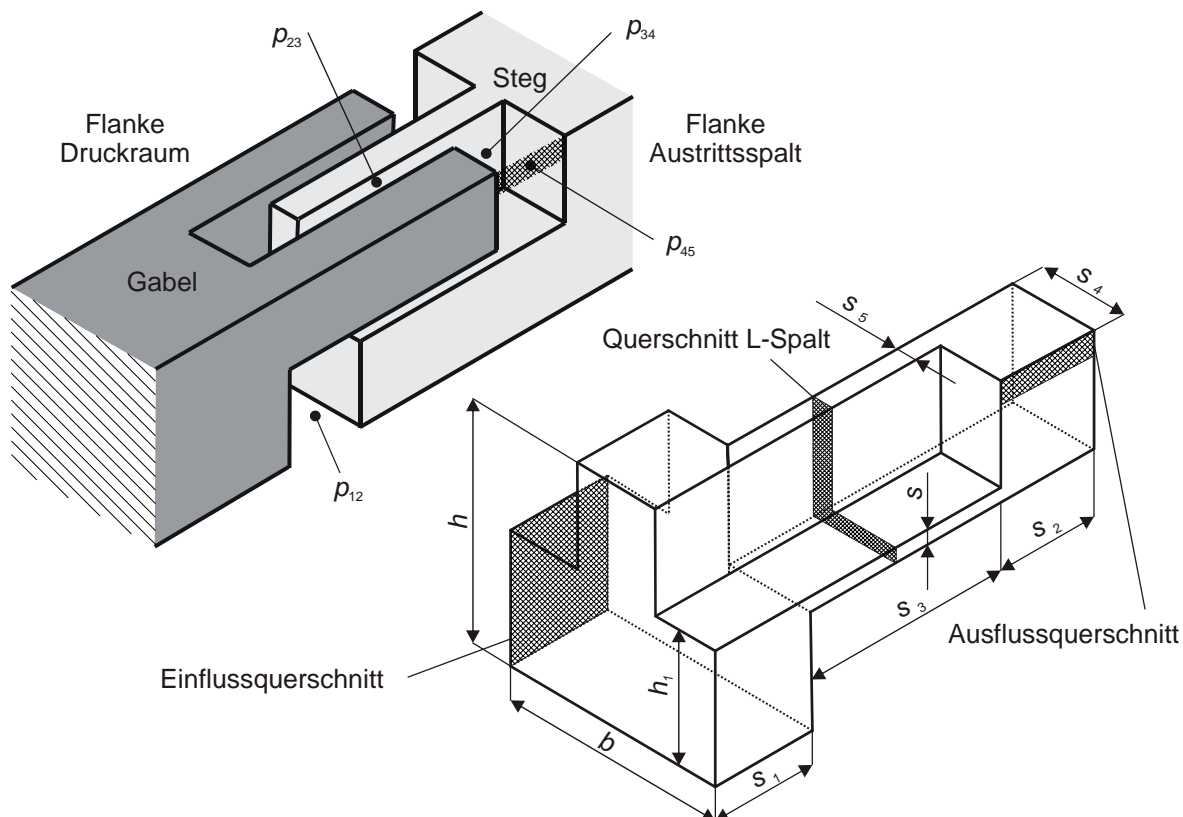


Abb. 5-27: Leckagewege im 2-T-Stoß
oben: Stoßgeometrie, unten: Spaltgeometrie

Der gesamte Druckverlust im Stoßbereich ergibt sich als Summe der Einzeldruckverluste:

$$p_1 = p_{12} + p_{23} + p_{34} + p_{45} \quad (5-68)$$

Wesentlicher Unterschied ist jedoch, dass am Spaltein- und Austritt gleichzeitig eine Querschnittverengung und eine schroffe Umlenkung stattfinden und daher die Verlustziffern höhere Werte als beim Geradstoß annehmen. Wärmedehnungseffekte sind nur an den Spaltmaßen s_1 bis s_3 zu berücksichtigen (s. Gl. (5-64)); die Spalte s und s_5 verändern sich dagegen nicht.

Die Gesamtleckage des 2-T-Stoßes ergibt sich wie schon beim Geradstoß durch Einsetzen der Randbedingungen in Gl. (5-68).

$$Q = \left(\xi_{12} \cdot \frac{1}{A_{12}^2} + \xi_{34} \cdot \frac{1}{A_{34}^2} + \xi_{45} \cdot \frac{1}{A_{45}^2} \right)^{-1} \cdot \left(-\frac{32 \cdot \eta \cdot s_3}{d_{\text{hydr}}^2 \cdot \rho \cdot A_{34}} + \sqrt{\frac{1024 \cdot \eta^2 \cdot s_3^2}{d_{\text{hydr}}^4 \cdot \rho^2 \cdot A_{34}^2} + \left(\xi_{12} \cdot \frac{1}{A_{12}^2} + \xi_{34} \cdot \frac{1}{A_{34}^2} + \xi_{45} \cdot \frac{1}{A_{45}^2} \right) \cdot \frac{2}{\rho} \cdot p_1} \right) \quad (5-69)$$

mit

$$d_{\text{hydr}}(p_{23}) = \frac{2 \cdot s \cdot s_4 + 2 \cdot s_5 \cdot (h - h_1)}{s + s_4 + h - h_1} \quad (5-70)$$

Der Druckverlust im L-Spalt lässt sich ausreichend gut berechnen; die Spalthöhe ist so gering, dass von laminaren Strömungsverhältnissen ausgegangen werden kann. Die Verluste an Umlenkungen und Querschnittveränderungen müssen jedoch mit empirisch ermittelten Verlustbeiwerten errechnet werden und sind daher nur näherungsweise zu bestimmen. Genauere und vor allem anschaulichere Ergebnisse sind mit numerischen Strömungssimulationen zu erzielen (Abb. 5-28). Der zur Modellerstellung notwendige Aufwand und die Berechnungszeit sind mit mehreren Wochen allerdings unverhältnismäßig hoch.

Die Simulation zeigt, dass der größte Druckverlauf im L-Spalt auftritt. Die Verluste durch Umlenkung und Querschnittänderung tragen, so lange die hier vorhandenen Querschnitte groß gegenüber dem des Spaltbereichs sind, nur wenig zum Gesamtverlust bei. Bei höherer Temperatur geht der Druckverlust im Bereich des L-förmigen Spalts aufgrund der geringeren Ölviskosität zurück. Die mit zunehmender Leckage ansteigende Strömungsgeschwindigkeit führt gleichzeitig zu höheren Verlusten an Umlenkungen und Querschnittsänderungen.

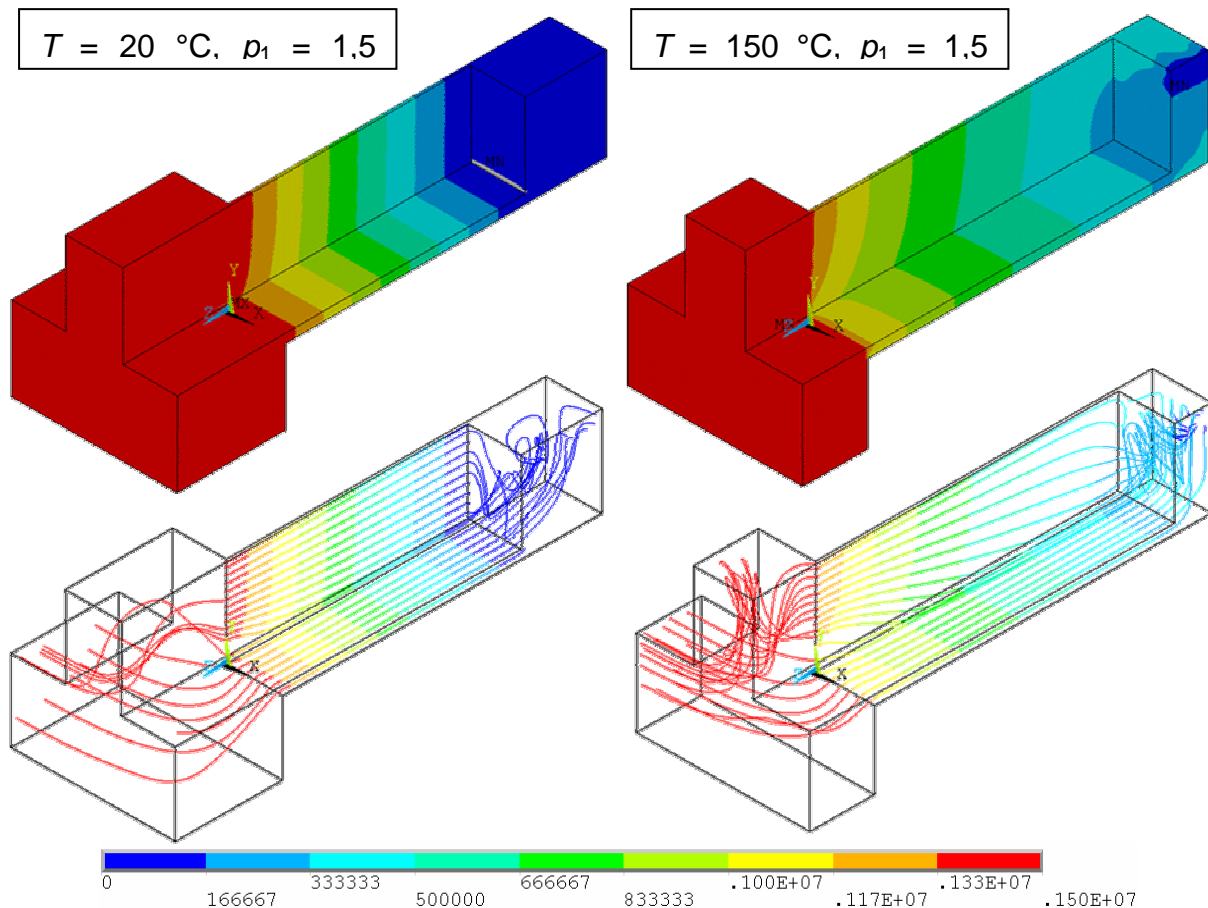


Abb. 5-28: Druckverlust im 2-T-Stoss unter Berücksichtigung der thermischen Ausdehnung
oben: Verlauf des Druckverlustes, unten: Stromfadendarstellung

Berechnungsbeispiel

Abb. 5-29 zeigt am Beispiel der Dichtringe A-2 und A-5 die grundsätzlichen Unterschiede zwischen der Leckage bei paralleler und senkrechter Spaltorientierung auf. Der Darstellung liegen die mittleren Spaltmaße von jeweils 20 Dichtringen zugrunde. Hierzu ist anzumerken, dass die für die Leckage kritischen Spaltquerschnitte zum Teil um mehr als 100 % variieren. Darüber hinaus sind die Spaltkanten nur selten scharfkantig, so dass zusätzliche Abweichungen gegenüber der der Berechnung zugrunde liegenden Geometrie entstehen. Besonders deutliche Formabweichungen sind bei Kunststoffdichtringen vorhanden, die nach dem Spitzgussprozess zusätzlich entgratet wurden.

Während die Leckage des Dichtrings mit Hakenstoß aufgrund des mit zunehmender Temperatur verringerten Spaltquerschnitts deutlich abnimmt, steigt die des Dichtrings mit 2-T-Stoß leicht an. Die geringere Viskosität bei höherer Temperatur wird durch die zunehmende Spatlänge (Stoßmaß s_3) und die ansteigenden Strömungsverluste an Umlenkungen und Querschnittsänderungen leicht kompensiert. Die höhere Wärmedehnung der Kunststoffwerkstoffe gegenüber dem umgebenden metallischen Gehäuse wirkt sich hierbei vorteilhaft aus.

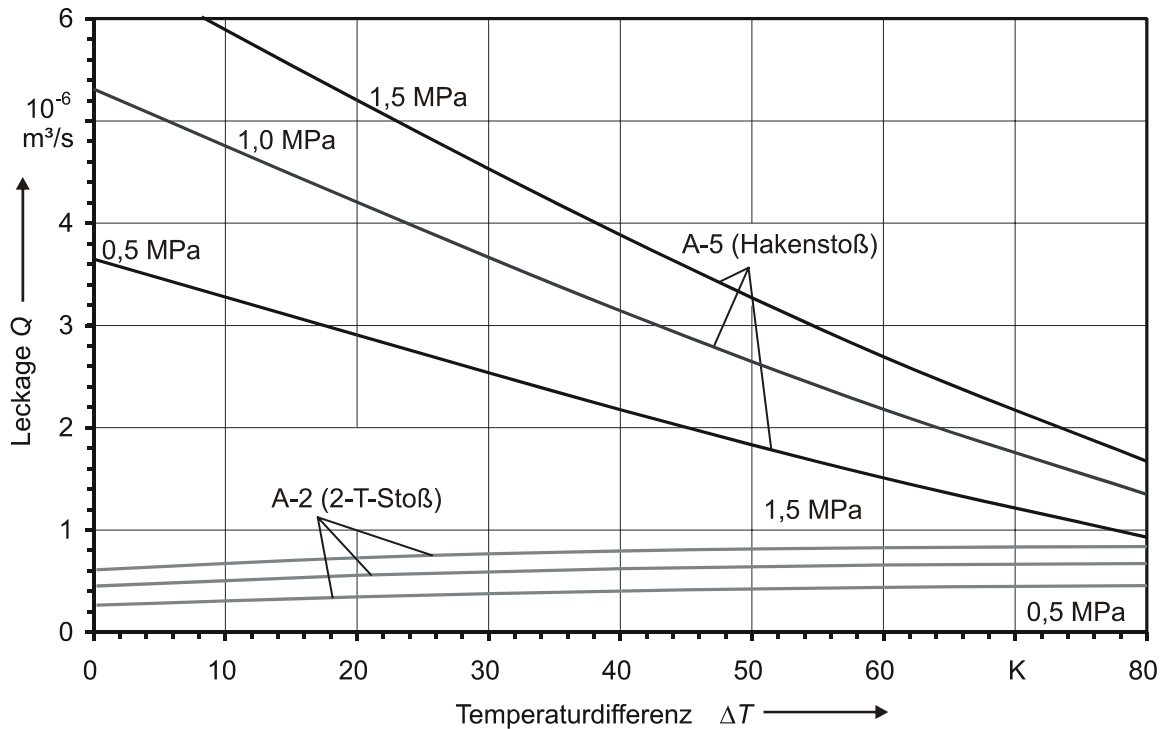


Abb. 5-29: Stoßleckage bei paralleler und senkrechter Spaltorientierung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Dichtring und Umgebung (Bezugstemperatur: 80 °C)

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass sich durch 2-T- und 2-L-Stoßgeometrien oftmals günstigere Leckagewerte als mit Haken- oder Geradstoß erzielen lassen, da die Spaltabmessungen nur geringen Änderungen durch Wärmeausdehnungseffekte unterliegen und diese daher von vorn herein eng ausgeführt werden können.

5.2.3 Leistungsverlust und Kühlung

Der durch die Leckage auftretende Leistungsverlust, der durch die Ölpumpe des Getriebes kompensiert werden muss, kann unter Vernachlässigung des Pumpenwirkungsgrades anhand von Gl. (5-71) berechnet werden. Im Vergleich zu der am REDR entstehenden Reibleistung ist diese aber vernachlässigbar.

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (5-71)$$

Die durch die Leckage aus dem Dichtsystem abgeführte Wärmeleistung wird ergibt sich aus der Wärmekapazität des Drucköls und dessen Erwärmung beim Durchgang durch den Stoßbereich:

$$P = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5-72)$$

Eine deutliche Kühlung lässt sich nur erreichen, wenn die abgeführte Wärmeleistung einen im Vergleich zur am Dichtring entstehen Reibleistung nennenswerten Betrag erreicht. Bei Drehdurchführungen mit großem Nenndurchmesser ist dies in der Regel nicht der Fall. Bei kleinen, hochbelasteten Dichtringen, wie sie in z. B. CVT-Anwendungen verwendet werden, lassen sich hingegen Verbesserungen erreichen. Ob eine Erhöhung der Leckage durch das Dichtringschloss sinnvoll ist, muss für jede Anwendung individuell beurteilt werden.

6 Durchführung experimenteller Untersuchungen

6.1 Versuchseinrichtungen

Zur experimentellen Untersuchung von Rechteckdichtungen in Drehdurchführungen steht am IMKT ein im Rahmen der Arbeit entwickelter Bauteilprüfstand zur Verfügung, der für zahlreiche Messungen eingesetzt wurde. Mit diesem lassen sich Rechteckdichtungen unter praxisnahen Bedingungen untersuchen.

Das Dichtungssystem ist in diesem Prüfstand für die Bestimmung von Reibmoment, Reibleistung, Temperaturbelastung, Leckage und ergänzende Messungen zugänglich. Die Untersuchung von Rechteckdichtungen in einem vollständigen Fahrzeuggetriebe wäre auf Leckage- und Verschleißbetrachtungen beschränkt, da die Reibungsverluste an Zahnrädern und Wälzlagern oftmals größer als die der Rechteckdichtungen sind. Ergänzend zu den Untersuchungen am Prüfstand finden eingehende Analysen der Dichtringe und Gegenflächen durch mikroskopische Aufnahmen und taktile Oberflächenvermessungen mit einem Tastschnittgerät statt. Diese lieferten entscheidende Hinweise zur Klärung von Vorgängen im Dichtspalt und zur Beschreibung des Dichtringverschleißes.

6.1.1 Bauteilprüfstand für Rechteckdichtungen

Der Grundaufbau des Prüfstands ist modular gestaltet und kann mit wenigen Adapterteilen an unterschiedliche Drehdurchführungen mit einem Nenndurchmesser von 25 bis 100 mm und deren Einbausituation im Getriebe angepasst werden. Ebenso ist auch die Untersuchung anderer Wellendichtsysteme wie z. B. Radialwellendichtringe oder Wälzlagerschutzdichtungen prinzipiell möglich.

Der Gesamtaufbau des Prüfstands ist in Abb. 6-1 und Abb. 6-2 dargestellt. In einem Grundgestell sind die Vorgelege- und Hauptspindel des Prüfstands angeordnet. Der Antrieb der Vorgelegespindel erfolgt mit Hilfe eines Riementriebs durch einen fremderregten Gleichstrommotor mit einer maximalen Dauerleistung von 6 kW. Durch Austausch der Riemenübersetzung kann eine Anpassung an die Drehzahlen und Reibmomente unterschiedlicher Drehdurchführungen vorgenommen werden. Für Drehdurchführungen aus aktuellen Automatikgetrieben werden Drehzahlen bis 8.000 min^{-1} realisiert. Für Drehdurchführungen, die in CVT-Getrieben eingesetzt werden, sind auch Drehzahlen bis zu 15.000 min^{-1} möglich.

Die Prüfspindel (11) des Prüfstands ist in zwei mit einer Feder vorgespannten Spindellagern (6) aufgenommen, um eine hohe Führungsgenauigkeit und geringe Reibungsverluste in der Spindel zu ermöglichen. Aus diesem Grund wird auch auf berührende Dichtungen zur Abdichtung der Lager verzichtet und stattdessen werden verschiedene Spalt- und Labyrinthdichtungen (7, 9) mit entsprechenden Rücklaufsystemen eingesetzt, um den Austritt des Lagerfetts und den Zutritt von Verunreinigungen und Öl aus dem Prüfraum zu verhindern. Das gesamte Reibmoment von Spindellagern und Wellendichtungen ist mit maximal 0,02 Nm weitaus geringer als das von den zu untersuchenden Dichtungen erwartende Moment.

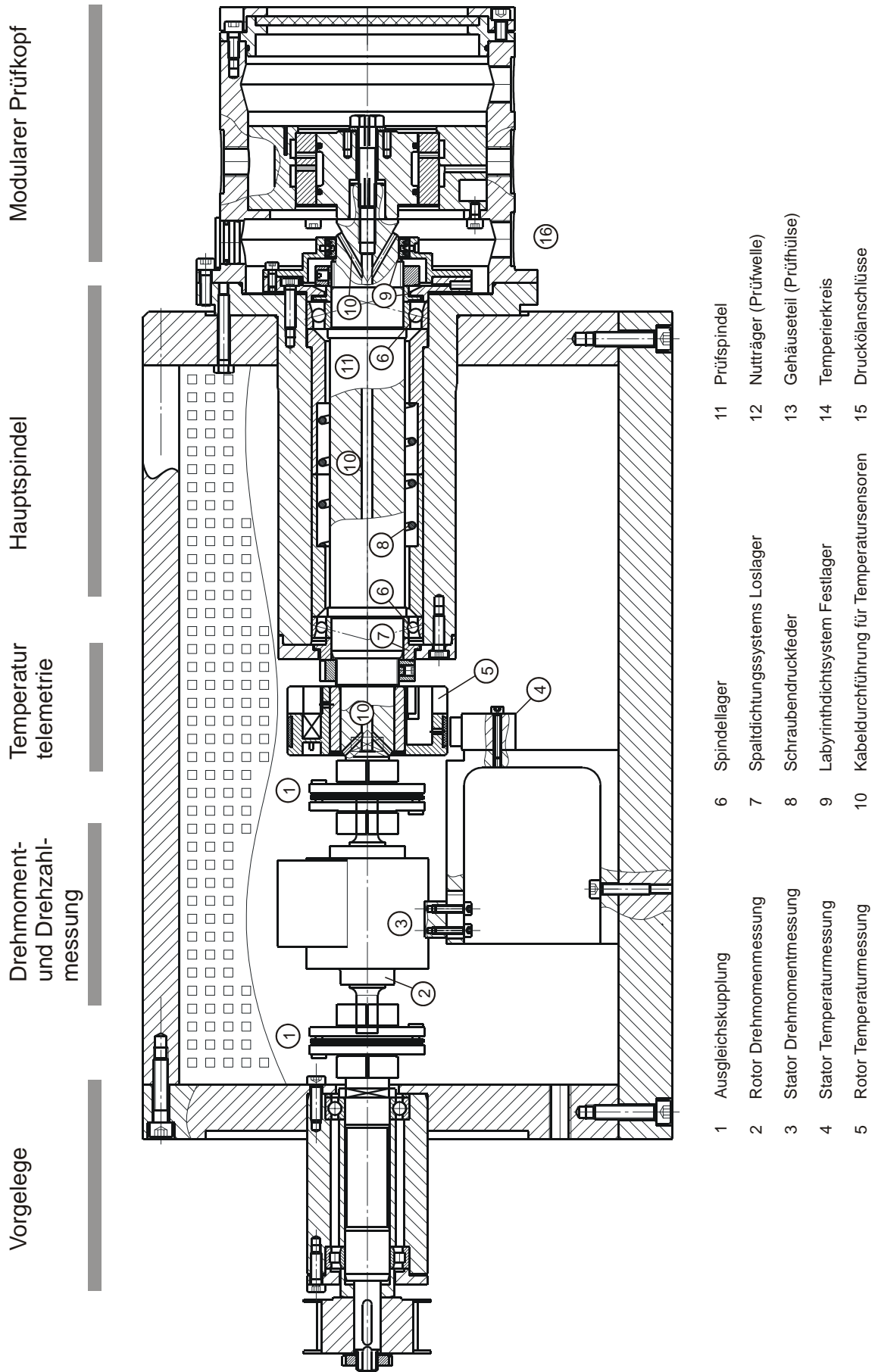


Abb. 6-1: Bauteilprüfstand zur Untersuchung von Rechteckdichtungen (Schnittzeichnung)

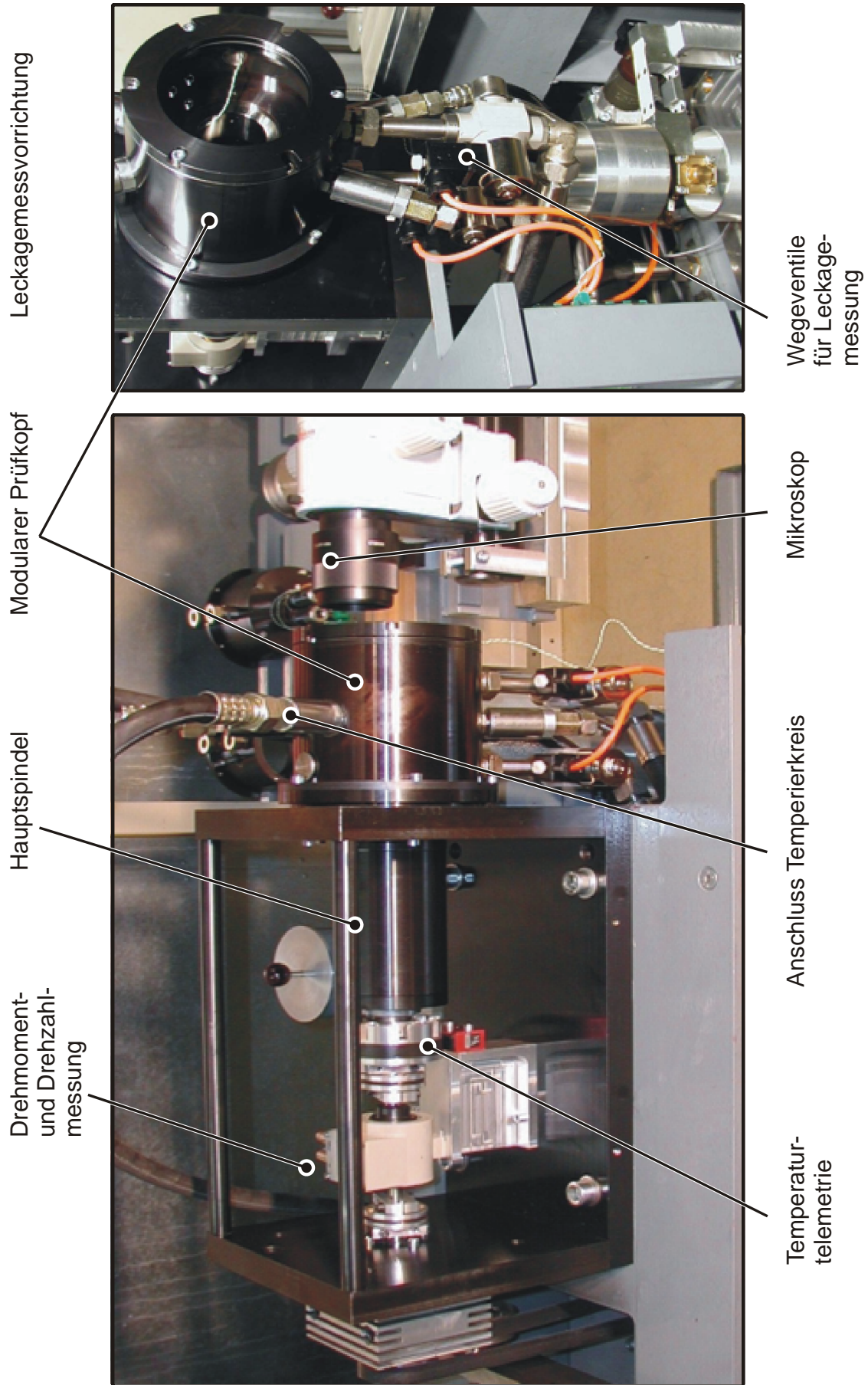


Abb. 6-2: Bauteilprüfstand zur Untersuchung von Rechteckdichtungen (Gesamtansicht)

Zur Erfassung des Reibmoments ist zwischen Vorgelege und Hauptwelle des Prüfstands eine Drehmomentmesswelle (2, 3) angeordnet. Die Messung des Torsionsmoments erfolgt durch insgesamt vier auf einem Verformungskörper (Rotor, 2) aufgebrachte Dehnungsmessstreifen (DMS), die zu einer Wheatstone'schen Brücke verschaltet sind. Die Messwelle ist über zwei biegeeweiche Kupplungen angeschlossen, um die Einleitung von Zwangskräften in die Prüfspindel (11) und damit eine Verfälschung des Messergebnisses zu vermeiden. Die Messwelle selbst beinhaltet kein weiteres Lager; die Stromversorgung der Verstärkungselektronik sowie die Übertragung der Messdaten erfolgt induktiv. Die Erfassung der Wellendrehzahl findet ebenfalls in der Drehmomentmesswelle statt.

Die für Reibmomentmessungen an anderen Wellendichtsystemen oftmals verwendeten aerostatischen Dichtungsaufnahmen sind für die Untersuchungen an Rechteckdichtungen aus unterschiedlichen Gründen weniger geeignet. Zum einen ist zur Einleitung des Drucköls in das Dichtsystem der Anschluss eines oder mehrerer Hydraulikschläuche an die Dichtringaufnahme notwendig. Diese beeinflussen aufgrund ihrer Steifigkeit die Genauigkeit der Reibmomentmessung. Der wesentlichste Nachteil eines solchen Aufbaus ist jedoch, dass durch den im Lager vorhandenen Luftspalts die maßgebliche Wärmeabfuhr nur über die Welle erfolgen kann und nicht wie im realen Getriebe über Welle und Gehäuse. Die thermischen Betriebsbedingungen des Systems würden auf diese Weise unzulässig verfälscht.

Das zu untersuchende Dichtsystem ist in einem modularen Prüfkopf am rechten Wellenende der Hauptspindel untergebracht. Es können Drehdurchführungen mit ein oder zwei Druckkreisen untersucht werden, die durch zwei bis vier Rechteckdichtungen gegeneinander und gegen die Getriebeumgebung abgedichtet werden. Eine Grundvariante zur Untersuchung von Drehdurchführungen, bei denen das Gehäusebauteil feststeht und die Getriebewelle rotiert, ist in Abb. 6-3 dargestellt. Eine weitere Variante mit rotierendem Gehäuseteil zeigt Abb. 6-4.

Bei der Grundvariante mit rotierendem Innenteil sind die Rechteckdichtungen (22) in einem Nutträger (12) aufgenommen, der einem Ausschnitt der Getriebewelle entspricht. Um Schwingungen durch Unwuchten zu vermeiden, erfolgt die Übertragung des Drehmoments reibschlüssig über die Stirnfläche der Prüfspindel (11). Hierdurch ist auch ein leichter Austausch des Nutträgers möglich. Zur Montage von Dichtringen und Nutträger wird ein Trichterstück vor das Gehäuseteil (13) gesetzt, welches die Dichtringe ohne Beschädigung auf den erforderlichen Außendurchmesser zusammendrückt. Dies ist insbesondere bei der Untersuchung von Dichtringen mit filigraner Stoßgeometrie oder hoher Radialkraft notwendig. In das Gehäuseteil (13) sind mehrere Bohrungen integriert, durch die das Drucköl in den Raum zwischen die beiden Rechteckdichtungen eingeleitet wird. Der Anschluss der Druckzuleitungen erfolgt durch zwei radial versetzte Druckanschlüsse an der Unterseite des Prüfkopfes. Im Außenadapter (19) wird das Drucköl über zwei Ringnuten in das Gehäuseteil eingespeist. Falls nur einer der beiden zur Verfügung stehenden Druckkreise benötigt wird, so kann der zweite Druckanschluss als Ölrückführung verwendet und so ein Durchfluss in der Drehdurchführung realisiert werden. Der Volumenstrom wird in diesem Fall durch ein elektrisches Druckventil eingestellt. Durch eine gegenüberliegende Anordnung der Zu- und Abflussbohrungen im Prüfaußenteil wird gleichmäßige Durchströmung im Nutträger erreicht.

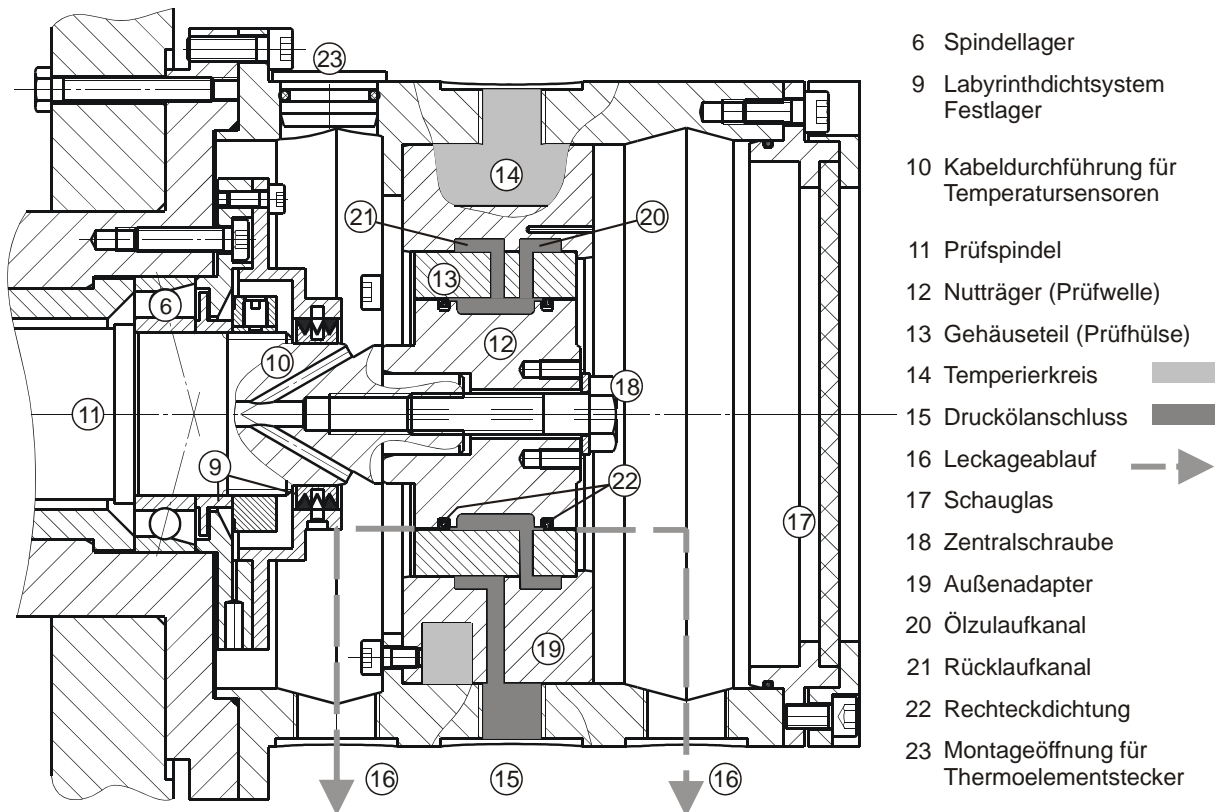


Abb. 6-3: Detailansicht Prüfkopf mit rotierendem Innenteil

Zur Temperierung des Prüfkopfes ist im Außenadapter (19) ein umlaufender Kanal integriert, dessen großer Querschnitt nur im Bereich der Zuführung der Druckanschlüsse leicht reduziert ist. Die Abdichtung von Prüfkopf, Außenadapter und Prüfhülse gegeneinander erfolgt über geschliffene Presssitze, die auch bei Drücken von 7 MPa ausreichend dicht sind. Zur Temperierung wird das auch in den Druckkreisen verwendete Öl eingesetzt. Eine minimale Leckage zwischen den Temperier- und Druckkreisläufen ist daher akzeptabel.

Zur Anpassung des Prüfkopfes auf eine Drehdurchführung anderen Durchmessers müssen nur der Außenadapter (19), der Nutträger (12) und das Gehäuseteil (13) gewechselt werden. Während Nutträger und Gehäuseteil individuell an die jeweilige Drehdurchführung angepasst werden müssen, kann mit einem einzelnen Außenadapter ein Nenndurchmesserbereich von ca. 10 mm abgedeckt werden.

Die an den Rechteckdichtungen entstehende Leckage wird links- und rechtsseitig vom Nutträger aufgefangen und an der Unterseite des Prüfkopfes durch eine Ablaufbohrung (16) abgeführt. Für den Rücklauf ist hier eine Sammelleitung angeschlossen, welche das ausgetretene Öl wieder zurück in den Ölkreislauf leitet. Zur Erfassung der Leckage wird das Lecköl mit Hilfe zweier Wegeventile zu einer Wägevorrichtung umgeleitet, die direkt unterhalb des Prüfkopfes angeordnet ist (Abb. 6-2). Durch Umschalten der Ventile kann die Leckage getrennt für beide Dichtungen erfasst werden. Bei Drehdurchführungen mit mehr als zwei Dichtungen ist die Leckagemessung nur an den äußeren Dichtungen möglich. Um eine schnelle Messung der Leckage zu ermöglichen, werden Ventile mit großem Querschnitt und kurze Ablaufwege verwendet.

Bei dem in Abb. 6-4 dargestellten Prüfkopf mit rotierendem Außenteil lässt sich die Leckage ebenfalls getrennt für beide Rechteckdichtungen bestimmen. Um einen Übertritt zwischen den beiden Leckageabläufen zu verhindern, ist zwischen diesen eine zusätzliche Labyrinthdichtung vorgesehen. Die Leckage des rechten Dichtrings gelangt direkt durch den Prüfkopf zur Ablaufbohrung (16), während die am linken Dichtring austretende Ölmenge zunächst über Bohrungen im Außenadapter (19) abgeschleudert wird.

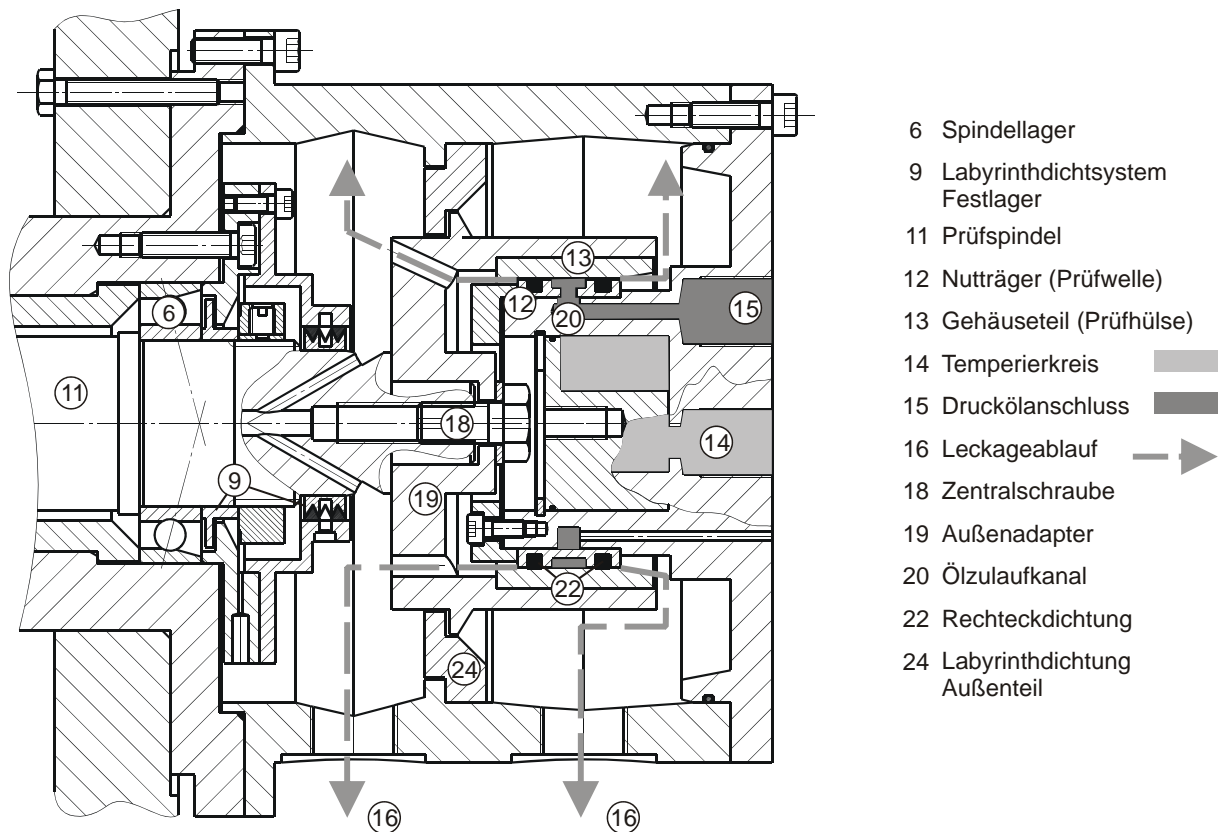


Abb. 6-4: Detailansicht Prüfkopf mit rotierendem Außenteil

Durch den kleineren Temperierkanals (14) ist die Prüfkopfvariante mit drehendem Innenteil nur für Drehdurchführungen mit geringen Verlustleistungen geeignet. Nachteilig gegenüber der Variante mit rotierendem Innenteil ist darüber hinaus, dass aufgrund des fehlenden Schauglases der Prüfraum nicht eingesehen werden kann.

Druck- und Temperierhydraulik

Zur Versorgung des Prüfkopfes ist unterhalb des Grundgestells ein Hydraulikaggregat angeordnet (Abb. 6-5). Dieses verfügt über insgesamt drei Kreisläufe, die aus einem gemeinsamen Ölvorratsbehälter versorgt werden. Zwei der Kreise sind baugleich und dienen zur Druckversorgung der Prüfkopfes. Sie liefern je einen maximalen Volumenstrom von 2,2 l/min bei 10 MPa. Ein weiterer Kreis mit größerem Volumenstrom ist zur Temperierung des Prüfkopfes vorgesehen.

Zur Druckregelung ist in jedem Druckkreis ein Druckregelventil vorhanden. Die Erfassung des aktuellen Drucks erfolgt durch einen piezoresistiven Druckaufnehmer kurz vor dem Druckölanschluss am Prüfkopf. Um den Prüfkopf drucklos schalten zu können, ist zusätzlich

ein Wegeventil integriert. Die in den Druckkreisen vorhandenen Druckspeicher sind zur Dämpfung der durch die Zahnradpumpen erzeugten Druckspitzen vorgesehen. Um Verschleißpartikel von Druck- und Wegeventilen sowie von den zu untersuchenden Prüf-dichtungen fern zu halten, ist in jedem Druckkreis hinter der Pumpe ein 5- μm -Feinfilter angeordnet.

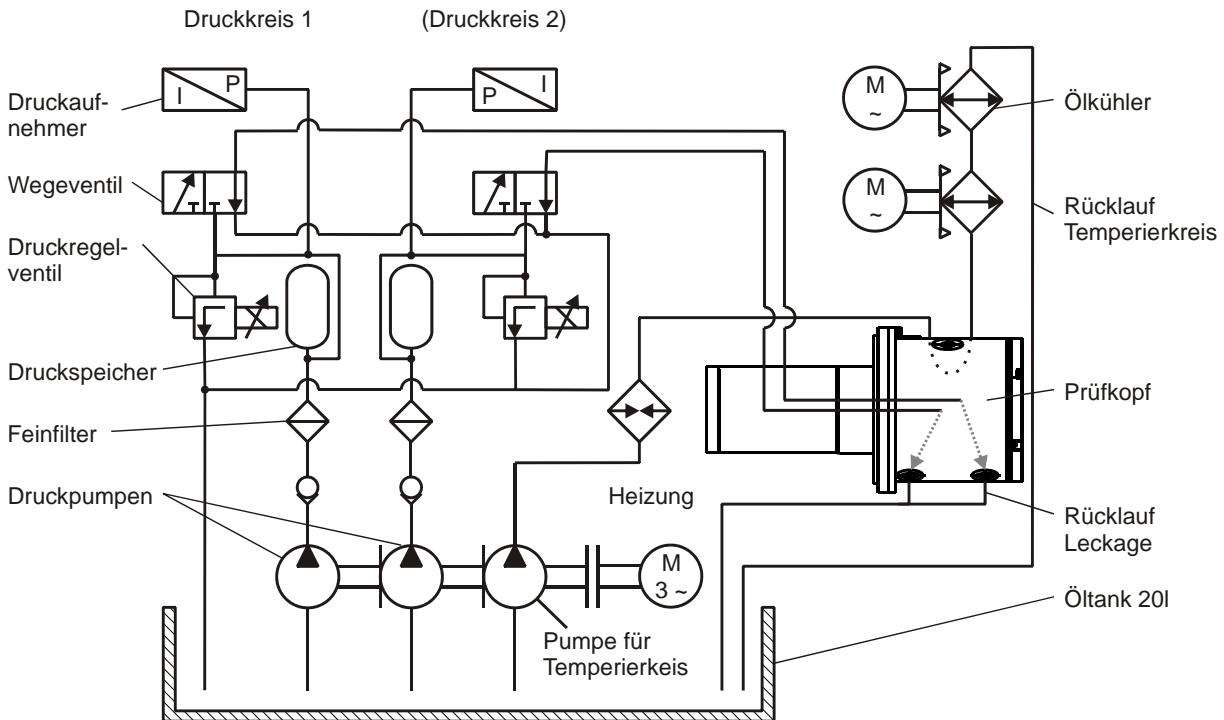


Abb. 6-5: Druck- und Temperierhydraulik des Prüfstands

Im Temperierkreis ist direkt hinter der Pumpe eine elektrische Heizpatrone mit drei einzeln schaltbaren Heizelementen integriert. Die maximale Heizleistung beträgt 3 kW. Das Temperieröl durchläuft anschließend den Temperierkreis im Prüfkopf und wird über zwei Kühler wieder zurück in den Öltank gefördert. Die maximale Zulauftemperatur im Druck- und Temperierkreis ist auf 110 °C begrenzt.

Temperaturmessung

Um Aufschluss über die in der zu untersuchenden Drehdurchführung entstehenden Temperaturen zu erhalten, sind eine Reihe von Temperaturmessstellen im Prüfkopf vorgesehen (Abb. 6-6). Die Temperatur des Prüfkopfes wird an der Messstelle T_0 zwischen Temperier- und Druckkanal im Außenteil erfasst und zur Temperierung des Kopfes herangezogen. In einem Abstand von 0,5 mm zur Wand der Gehäusehülse ist über jedem Rechteckdichtring ein weiterer Temperatursensor platziert (Messstellen T_1 , T_2 bzw. bis T_4 bei vier Dichtringen). Die Dichtringe sowie die dazugehörigen Temperaturmessstellen sind von der linken zur Spindel weisenden Seite zur rechten Seite hin aufsteigend nummeriert.

Die Temperatur des zuströmenden Drucköls wird in einer der radialen Zulaufbohrungen an der Messstelle T_5 gemessen. Die Temperatur des Rückflusses wird an der Messstelle T_6 erfasst, wenn dieser angeschlossen ist.

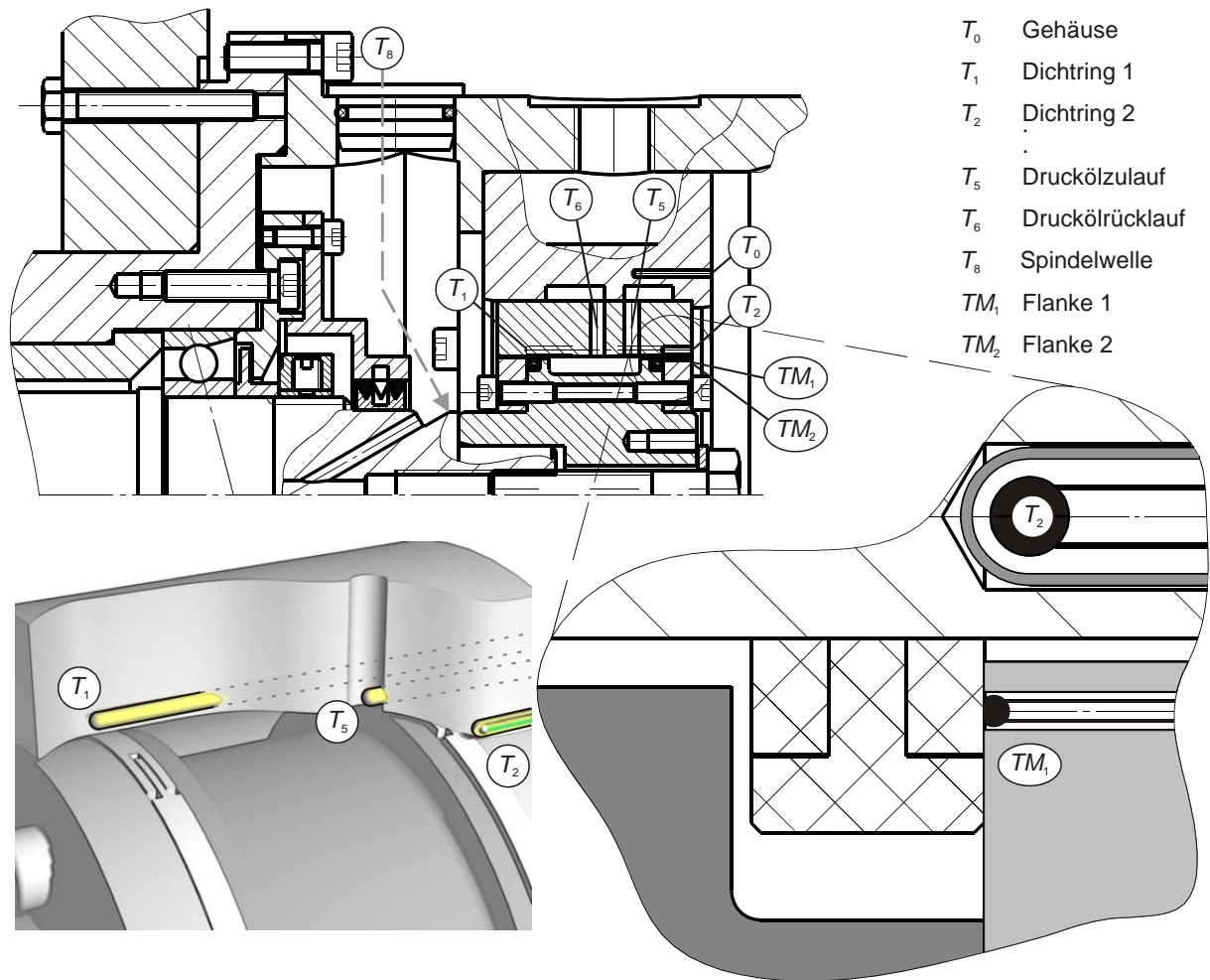


Abb. 6-6: Anordnung der Temperaturmessstellen im Prüfkopf

Als Aufnehmer werden an den Messstellen T_0 bis T_6 isolierte Ni-CrNi-Mantelthermoelemente verwendet, die durch axiale Bohrungen in Außenteil und Gehäusehülse eingesetzt sind. Aufgrund der elektrischen Isolierung sind die verwendeten Aufnehmer unempfindlich gegenüber Erdungsströmen über die metallischen Teile des Prüfstands. Durch die Isolierung ergibt sich gegenüber unisolierten Thermoelementen jedoch eine etwas verlängerte Reaktionszeit. Diese kann allerdings angesichts der hohen Wärmeleitfähigkeit der umgebenden Stahlbauteile vernachlässigt werden.

Von besonderem Interesse sind bei der Untersuchung von Wellendichtungen die im dynamischen Dichtspalt auftretenden Temperaturen. Da bei REDR die maßgebliche Gleitbewegung sowohl an der Flanke als auch an der Umfangsfläche auftreten kann, muss die Temperaturmessung in beiden Kontaktbereichen erfolgen. Aus diesem Grunde sind zwei zusätzliche Messstellen in der rotierenden Welle (Nutträger) vorgesehen (TM_1 und TM_2). Als Aufnehmer werden unisolierte Ni-CrNi-Thermoelemente mit einem Spitzendurchmesser von 0,3 mm verwendet. Durch den geringen Durchmesser sprechen die Aufnehmer sehr schnell an. Beide sind im Laufbereich des Dichtrings 2 (rechter Dichtring) auf unterschiedlichen Radien angeordnet. Die Messstelle TM_1 befindet sich nahe der Wellenaußenkante, während die Messstelle TM_2 etwas weiter nach innen versetzt ist, jedoch nur soweit, dass sich diese noch immer vollständig im Kontaktbereich der Dichtung befindet (Abb. 6-6).

Um den Einbau der Messaufnehmer in den Flanken des Nutträgers zu erleichtern, ist dieser mehrteilig ausgeführt. Die beiden Nutflanken werden hierbei als Scheiben gefertigt und mit den Messaufnehmern bestückt. Im Anschluss werden diesen dann auf den Grundkörper des Nutträgers axial aufgepresst und zusätzlich verschraubt (Abb. 6-6, Abb. 6-7). Die Anschlussdrähte der beiden Thermoelemente werden später durch den Nutträger hindurch gezogen und verklebt. Die Kabel werden auf eine Länge von 25 mm gekürzt und mit Miniatursteckkontakten versehen. Die geringe Länge der Anschlussdrähte ist notwendig, damit diese nicht durch die Zentrifugalkräfte aus den Steckkontakten in der Hauptwelle des Prüfstandes herausgezogen werden. Darüber hinaus besteht bei Versuchsläufen mit dynamisch wechselnder Belastung die Gefahr eines Dauerbruchs an den Übergängen zwischen dem Thermoelementdraht und den Anschlusssteckern.

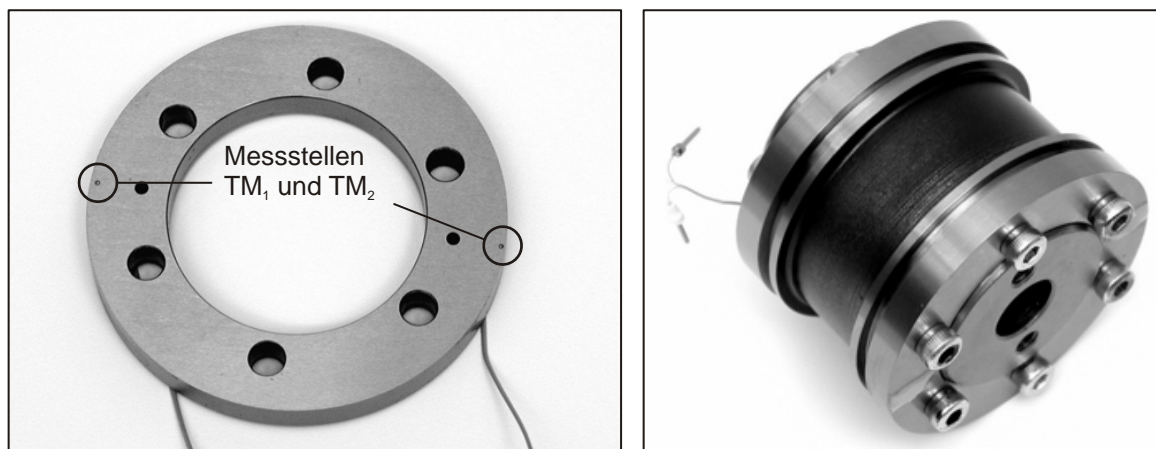


Abb. 6-7: Aufbau des Nutträgers mit Temperaturmessung an der Dichtringflanke

Der Einbau der Messaufnehmer in die Nutträgerscheiben ist mit einem nicht unerheblichen Aufwand verbunden. Um die Temperatur direkt in der Dichtzone zu erfassen ist es notwendig, die Messaufnehmer direkt in die Oberfläche der Nutflanke einzulassen, ohne jedoch die Vorgänge im Kontaktbereich zu beeinflussen. Sowohl die Oberflächentopografie als auch die Wärmeleitung sollte möglichst nicht beeinflusst werden. Hilfreiche Überlegungen zu diesen Fragestellungen konnten der Arbeit von *Wollesen* [120] entnommen werden, der sich 1993 mit der Messung der Öltemperatur in der Kontaktzone von Radialwellendichtringen beschäftigt hat.

Die Herstellung der Nutträgerscheiben mit Temperaturlaufnehmern erfolgt in mehreren Arbeitsschritten. Zunächst werden in die Nutträgerscheiben, die zur Aufnahme der Thermoelemente notwendigen Bohrungen eingebracht und vermessen. Die verwendeten Thermoelemente haben einen Drahtdurchmesser von 0,15 mm. Der Durchmesser an der Schweißstelle beider Drähte beträgt ca. 0,3 – 0,4 mm. Um den Dichtkontakt so wenig wie möglich zu beeinflussen, ist ein kleiner Bohrungsdurchmesser in der Nutträgerscheibe anzustreben. Damit das Thermoelement mit der Isolierung der Drähte in die Bohrung passt, ist allerdings ein Mindestdurchmesser von 0,5 – 0,6 mm erforderlich.

Die Elemente werden mit einem Zweikomponenten-Epoxidklebstoff in die Bohrungen des Nutträgers eingesetzt, der bis zu 300 °C dauerhaft temperaturbeständig ist. Kurzzeitig sind sogar 315 °C zulässig. Durch beigemischte Al_2O_3 -Partikel ist die Wärmeleitfähigkeit mit 1,85 W/mK um ein Vielfaches höher als die der meisten anderen Klebstoffe. Höhere Werte können nur durch metallische Füllstoffe erreicht werden, deren Einsatz aufgrund der notwendigen elektrischen Isolierung des Thermoelements gegenüber der Nutträgerscheibe nicht möglich ist.

Zu Vorbereitung der Verklebung sind zunächst die Thermoelemente und die Bohrungen des Nutträgers mehrfach mit organischen Lösungsmitteln zu säubern. Da der Klebstoff bei Raumtemperatur nur eine geringe Fließfähigkeit besitzt und erst oberhalb von 100 °C aushärtet, wird die Nutträgerscheibe im Wärmeschrank auf 110 °C erwärmt. Anschließend werden die Bohrungen mit Klebstoff gefüllt und die Thermoelemente unter dem Mikroskop in die Bohrungen eingesetzt. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass der Schweißpunkt ein wenig über der Oberfläche der Nutträgerscheibe hervorsteht und mittig in der Bohrung sitzt. Darüber hinaus ist die elektrische Isolierung gegenüber Scheibe zu kontrollieren. Anschließend erfolgt die Aushärtung des Klebstoffs zunächst bei 110 °C für 4 Stunden und anschließend bei 150 °C über weitere 2 Stunden. Durch die Stufenhärtung wird eine Blasenbildung des Klebers beim Aushärten vermieden und gleichzeitig eine hohe Härte und Temperaturbeständigkeit der Klebestelle erreicht.

Nach dem Verkleben wird die Oberfläche der Nutträgerscheibe endbearbeitet. Beim Schleifprozess darf hierbei nicht zu schnell zugestellt werden, damit der Klebstoff nicht aus der Bohrung herausgerissen oder die Klebestelle durch das umgebende Metall zugeschmiert wird. Die Bearbeitung wird so lange fortgesetzt, bis das Thermoelement unter der Klebstoffschicht freigelegt und eine gleichmäßige Oberflächenstruktur entstanden ist (Abb. 6-8).

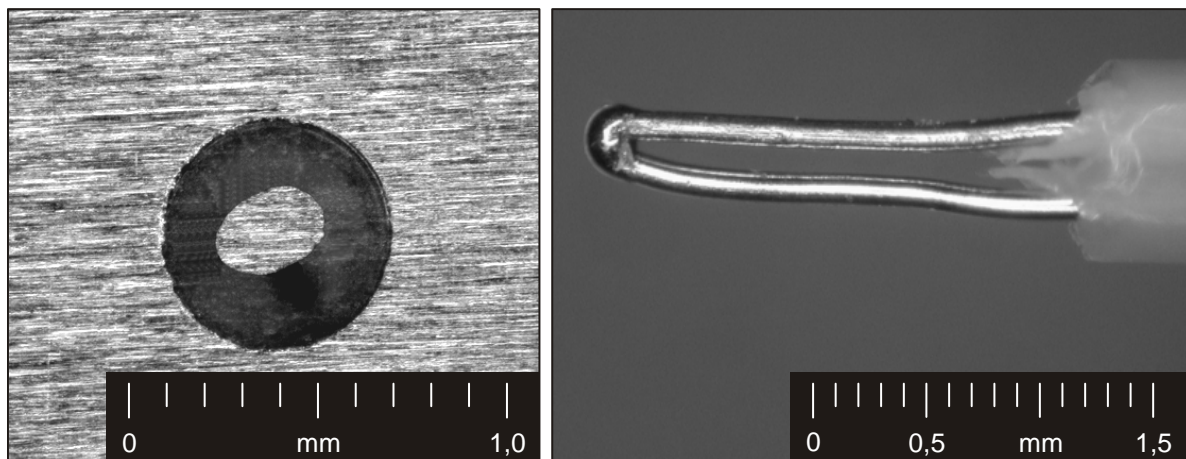


Abb. 6-8: In der Wellenoberfläche eingeschliffenes Thermoelemente (links)
Thermoelement mit 0,3 mm Spitzendurchmesser (rechts)

Zusätzlich zur visuellen Kontrolle der Oberfläche mit Hilfe eines Mikroskops wird die Oberfläche der Nutträgerscheibe im Bereich des Temperatursensors mit einem Rauheitsmessgerät untersucht. Abb. 6-9 zeigt, dass sich nur geringe Unterschiede zwischen dem Bereich des Temperatursensors und der übrigen Nutträgerscheibenoberfläche ergeben.

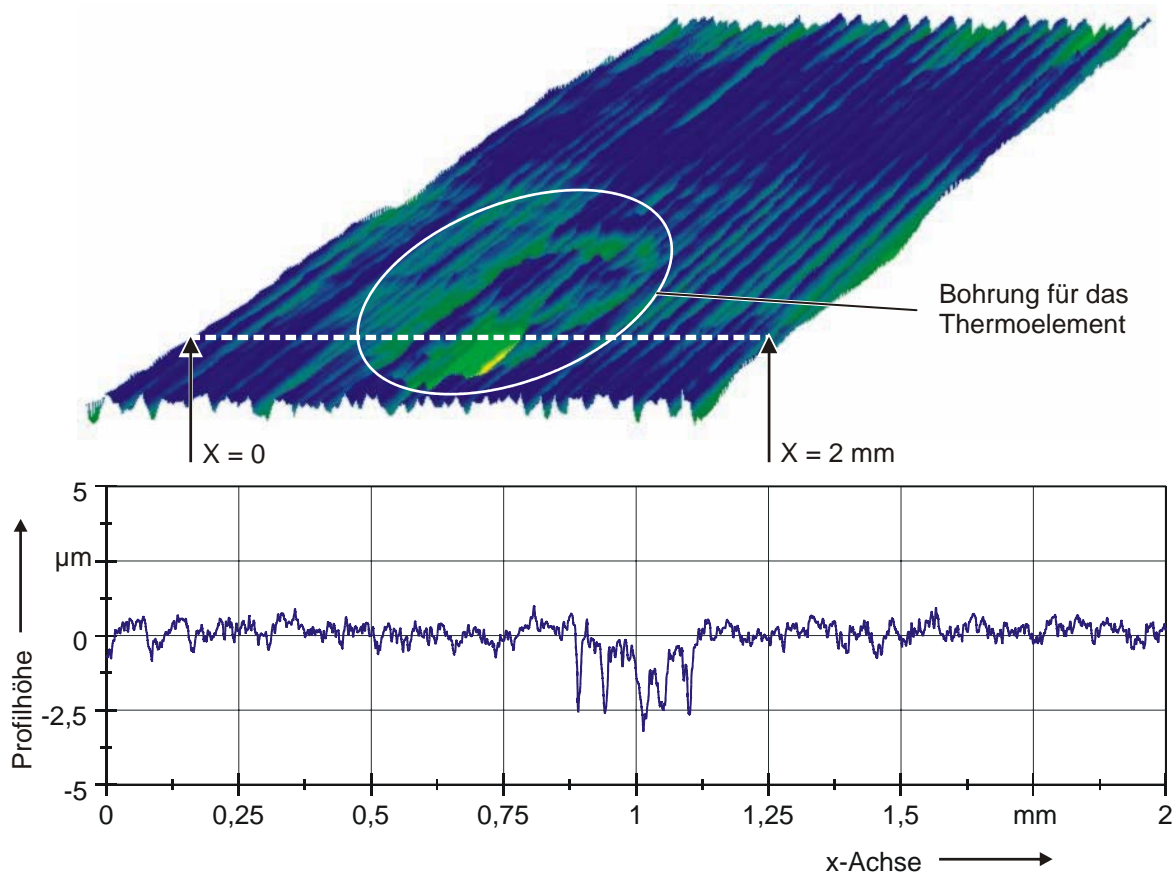


Abb. 6-9: Oberflächentopografie und Rauheitsmessung im Bereich des Thermoelements

Nach der Endbearbeitung erfolgt nochmals eine Überprüfung der Funktion und der Isolation der Thermoelemente gegenüber der Nutträgerscheibe. Im Anschluss daran werden diese dann mit Wärmeleitkleber auf den Grundkörperkörper aufgesetzt und verschraubt. Die Verwendung von Flachdichtungen oder Flüssigdichtmittel bei der Montage der Nutträgerscheiben ist nicht zulässig. Diese verändern den Wärmeübergang zwischen den Bauteilen in erheblichem Maße. Die Verwendung von Runddichtungen wurde ebenfalls analysiert. Neben einer Veränderung des Wärmefflusses kann es zu belastungsbedingten Veränderungen der Bauteilgeometrie kommen, die Rückwirkungen auf die Funktion der Dichtringe haben.

Nach der mechanischen Fertigstellung der Nutträger muss eine Kalibrierung der beiden eingebauten Messaufnehmer durch eine Zweipunktkalibrierung bei Raumtemperatur und 100 °C vorgenommen werden. Die Linearität der Messelektronik erübrigt die Aufnahme weiterer Kalibrierungsmesspunkte. Für Vergleichsmessungen wird zusätzlich ein PT-100-Widerstandsthermometer verwendet.

Die Übertragung des Messsignals der Aufnehmer TM_1 und TM_2 erfolgt induktiv durch einen am linken Wellenende der Hauptspindel angeordneten zweikanaligen Telemetriesender. Die Verstärkungselektronik der Telemetrie ist durch eine Zwischenhülse elektrisch gegenüber der Prüfspindel isoliert. Dies ist für Temperaturmessungen an Dichtringen aus elektrisch leitfähigen Materialien wie Grauguss oder HT-Thermoplasten mit hohem Graphit oder Kohlefaseranteil notwendig, welche die Messelektronik bei fehlender Isolation kurzschließen würden.

Für den elektrischen Anschluss der Thermolemente ist in der Prüfwelle eine Kabeldurchführung mit Steckkontakten vorgesehen. Durch die Montageöffnung (23, Abb. 6-3) können die Thermolementanschlüsse mit den Steckern in der Hauptwelle verbunden werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, durch diese Öffnung die Temperatur der Hauptwelle mit Hilfe eines pyrometrischen Temperatursensors (T_8) zu bestimmen.

Bestimmung der Dichtringbewegung

Die Bestimmung der Dichtringbewegung (Rotation) ist bei der Untersuchung von Rechteckdichtringen wegen der fehlenden Verdrehsicherung von zentraler Bedeutung. Eine Temperaturmessung in beiden Kontaktbereichen liefert hierzu bereits erste Hinweise. Treten große Temperaturunterschiede zwischen den Messstellen in der Flanke und in der Gehäusehülse auf, so ist davon auszugehen, dass die maßgebliche Gleitbewegung an der Kontaktstelle mit der höheren Temperatur stattfindet. Sind Temperaturen an den Messstellen $T_{1,2}$ und $TM_{1,2}$ nahezu gleich, z. B. im drucklosen Zustand, so kann keine Aussage über die Dichtringrotation getroffen werden.

Neben der Temperaturmethode gibt es auch andere Möglichkeiten zur Bestimmung der Dichtringrotation. Bei Dichtringen mit hoher Leckage z. B. bei Graugussringen mit Hakenstoß, lässt sich ein langsames Umlaufen des vorderen Dichtrings (Nut 2) mit bis zu ca. 60 min^{-1} durch das Schauglas des Prüfstands beobachten. Bei Drehdurchführungen mit geringer Leckage und ausreichend großem Spaltmaß zwischen Nutträger und Gehäusehülse besteht die Möglichkeit, den Dichtring mit Hilfe des in Abb. 6-2 dargestellten Mikroskopaufbaus zu beobachten (Abb. 6-10). Bei langsamem Umlaufen des Dichtrings ist der Stoß kurzzeitig im Bildausschnitt des Mikroskops zu erkennen. Bei schnellerem Rotieren erscheint der Dichtring unscharf.

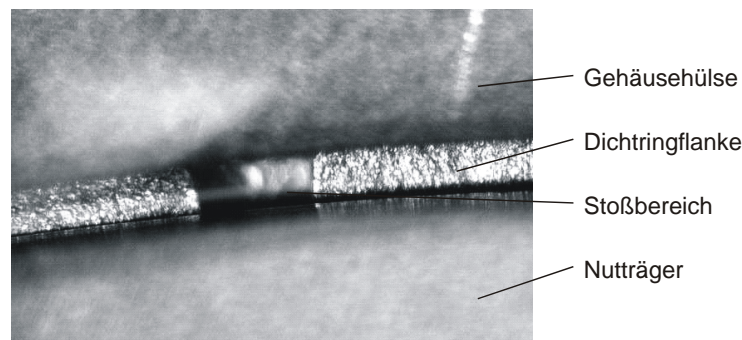


Abb. 6-10: Stoßbereich eines Rechteckdichtrings durch den Gehäusespalt fotografiert

Rogler [92] versieht den Dichtring zur Bestimmung der Ringrotation mit einem radioaktiven Metallstift und misst die emittierte Strahlung radial zum Dichtring. Ist der Stift weit vom Detektor entfernt, so wird die Strahlung durch die dazwischen liegenden Bauteile geschwächt. Befindet sich der aktivierte Stift dagegen direkt vor dem Detektor, so steigt die Strahlungsintensität an (Abb. 6-11). Die zeitliche Auswertung des Signals liefert anschließend die Drehzahl des Dichtrings. Das von Rogler verwendete Messsystem eignet sich zur Messung der Ringdrehzahl unabhängig von der Leckage, vom Gehäusespalt und vom Drehzahlbereich, kann jedoch aufgrund der zu integrierenden Markierung nur bei metallischen Dichtringen eingesetzt werden.

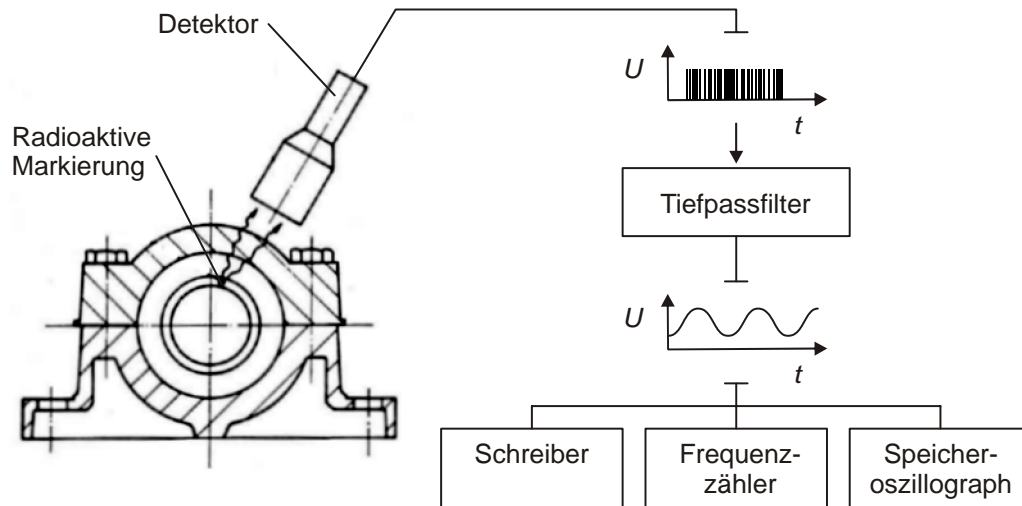


Abb. 6-11: Messsystem zur Bestimmung der Dichtringbewegung nach Rogler [91]

Für die im Rahmen dieser Arbeit vorgesehenen experimentellen Untersuchungen bestand der Wunsch, die Bewegung des Dichtrings unabhängig vom Dichtringwerkstoff, der Stoßform und der Betriebsparameter zu bestimmen. Die zuvor vorgestellten Messsysteme, gestatten dies nicht. Für die Auswahl des Systems werden folgende Randbedingungen zugrunde gelegt:

- Das Messsystem soll sich sowohl metallische als auch für Dichtringe aus Polymerwerkstoffen eignen.
- Veränderungen am Dichtring, die das Betriebsverhalten oder die Festigkeit des Dichtrings nachhaltig beeinflussen, sind nicht zulässig.
- Die Drehzählerfassung muss über den gesamten Drehzahlbereich möglich sein (Kriechrotation mit einer Umdrehung pro Minute bis hin zum Umlaufen mit der Drehzahl des Nutträgers).
- Die Drehzahlmessung sollte unanständig vom anliegenden Systemdruck sein.
- Das System muss ausreichend unempfindlich gegenüber den in der Nähe der Drehdurchführung auftretenden Temperaturen sein.
- Das Messsystem muss sich in den bestehenden Prüfstands Aufbau integrieren lassen.

Um die Drehzahl von rotierenden Bauteilen zu bestimmen, werden häufig Markierungen eingesetzt, die bei Vorbeilaufen an einem Sensor eine Signaländerung hervorrufen. Als Beispiel mögen hier z. B. Hall-Sensoren genannt sein, die in Kombination mit Magneten als Markierung eingesetzt werden oder induktive Sensoren, die Zahnräder oder Lochscheiben abtasten. Vorteilhaft ist, dass Rechteckdichtringe bereits von vorn herein eine Markierung aufweisen, die für die Drehzahlmessung genutzt werden kann: die Stoßstelle.

Ein zunächst in Erwägung gezogener Lösungsansatz war, die durch den Dichtringstoß bedingte Druckänderung an der Anlagefläche in der Gehäusehülse zu erfassen. Eine radiale Bohrung in der Gehäusehülse, die exakt über der Dichtringmitte positioniert ist, mit angeschlossenem Drucksensor wäre hierzu erforderlich. Befindet sich der Dichtringstoß im Bereich der Bohrung, so ergibt sich ein Druckanstieg in der Bohrung und anschließend wieder ein Druckabfall. Allerdings ist mit einem solchen System keine Messung ohne Druckbeaufschlagung möglich.

Nicht unproblematisch ist auch die für diese Methode notwendige Auswertung. Damit das Messsystem bei einem üblichen Dichtringdurchmesser von 60 mm auch bei Ringdrehzahlen von bis zu 8.000 min^{-1} eingesetzt werden kann, ist eine Messzeit von weniger als 0,1 ms oder eine minimale Messfrequenz von 10 kHz erforderlich. Das analoge Signal des Drucksensors müsste mit dieser Frequenz aufgezeichnet werden und die Druckflanken nachträglich ausgewertet werden.

Daher wurde zur Detektierung des Dichtringstoßes im Rahmen dieser Arbeit ein optisch tastendes Messsystem in Verbindung mit einem Glasfaserlichtleiter eingesetzt (Abb. 6-12). Die Sendediode des Messsystems emittiert Licht im rot bis infraroten Spektrum. Dieses gelangt über einen Teil der Fasern des Lichtleiters auf den abzutastenden Bereich des Dichtrings. Der Lichtleiter ist hierbei in einem flachen Winkel auf den Dichtringstoß ausgerichtet. Befindet sich der Stoß vor dem Austritt des Lichtleiters, so wird das Licht an der senkrechten Stoßinnenfläche diffus reflektiert und ein Teil gelangt über die restlichen Fasern des Lichtleiters zur Empfangsdiode des Messsystems. Bei genügender Lichtstärke wird der Ausgang des Systems aktiviert. Befindet sich dagegen die Umfangsfläche des Dichtrings vor dem Lichtleiteraustritt, so gelangt wegen des flachen Austrittswinkels nur wenig Licht zurück zur Empfangsdiode und der Ausgang des Systems bleibt inaktiv. Aus der Schaltfrequenz lässt sich anschließend die Drehzahl des Dichtrings bestimmen.

Der Lichtleiter wird in eine schräge Bohrung der Gehäusehülse eingesetzt, die im vom Druckraum abgewandten Laufbereich des Dichtrings aus der Hülse austritt. Durch den geringen Austrittsdurchmesser von 0,8 mm und der minimalen Überschneidung mit der Kontaktfläche in der Gehäusehülse ist keine Beeinflussung der Funktion des Dichtsystems zu erwarten. Der Lichtleiter darf im Bereich des Tastkopfes Temperaturen bis zu $300 \text{ }^\circ\text{C}$ ausgesetzt werden und kann damit auch bei hoch beanspruchten Drehdurchführungen eingesetzt werden, die sich im Betrieb stark erwärmen.

Bei Dichtringen mit dunkler Oberfläche kann die Erkennung des Stoßes durch eine silberfarbene Markierung an der senkrechten Fläche des Stoßbereiches verbessert werden (Abb. 6-12). Hierfür bieten sich sowohl temperaturbeständige Farben als auch dünne Metallfilme an, die aufgedampft oder aufgeklebt können.

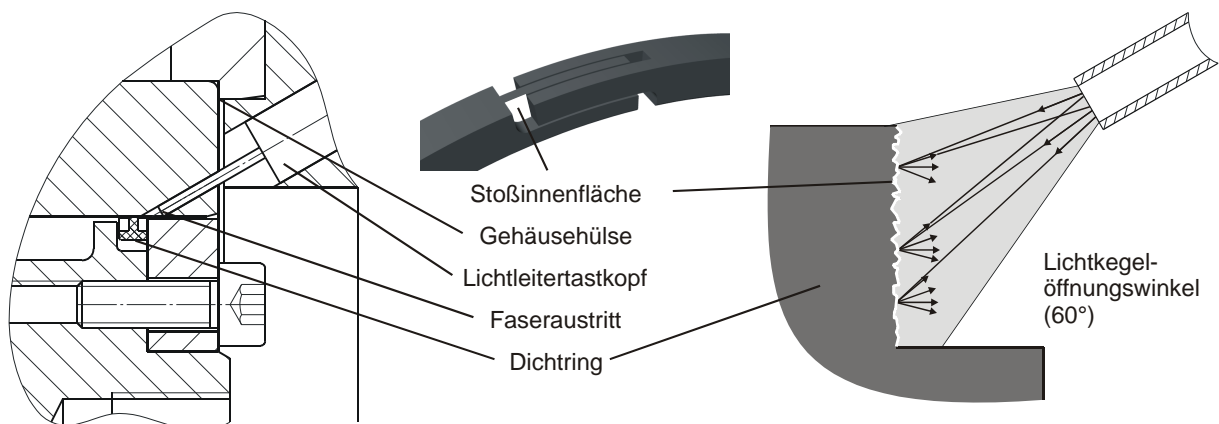


Abb. 6-12: Optisches Messsystem zur Erfassung der Dichtringdrehzahl

Es darf nicht verschwiegen werden, dass die korrekte Erfassung der Dichtringdrehzahl einer aufwändigen Abstimmung der verwendeten Farbmarkierung und der Schaltschwelle des Lichtleiterverstärkers bedarf. Im Rahmen dieser Arbeit wird für Dichtringe aus Polymeren ein temperaturbeständiger, silberfarbener Lack verwendet, der durch eine zusätzliche Schicht aus klarem Epoxydharz geschützt ist. Für Dichtringe aus Grauguss wird gegenüber dem Dichtringstoß eine 1 x 0,3 mm breite Fase an der Dichtringflanke angebracht.

Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung

Die Erfassung der Messdaten für die Versuchsdurchführung und Auswertung erfolgt durch einen Messrechner, der gleichzeitig auch zur Steuerung der Versuchsabläufe dient. Eine Übersicht über die einzelnen Mess- und Steuersignale zeigt Abb. 6-13. Sämtliche Aufnehmer, die über keine interne Vorverstärkung verfügen werden über einen digitalen 20-Bit Trägerfrequenzmessverstärker (Typ HBM MGC+) direkt in den Messrechner übertragen. Druckaufnehmer und Temperaturtelemetrie liefern ein zum Messwert proportionales Ausgangssignal (0 – 10 V) und werden über eine 16-Bit-A/D-Wandlerkarte erfasst.

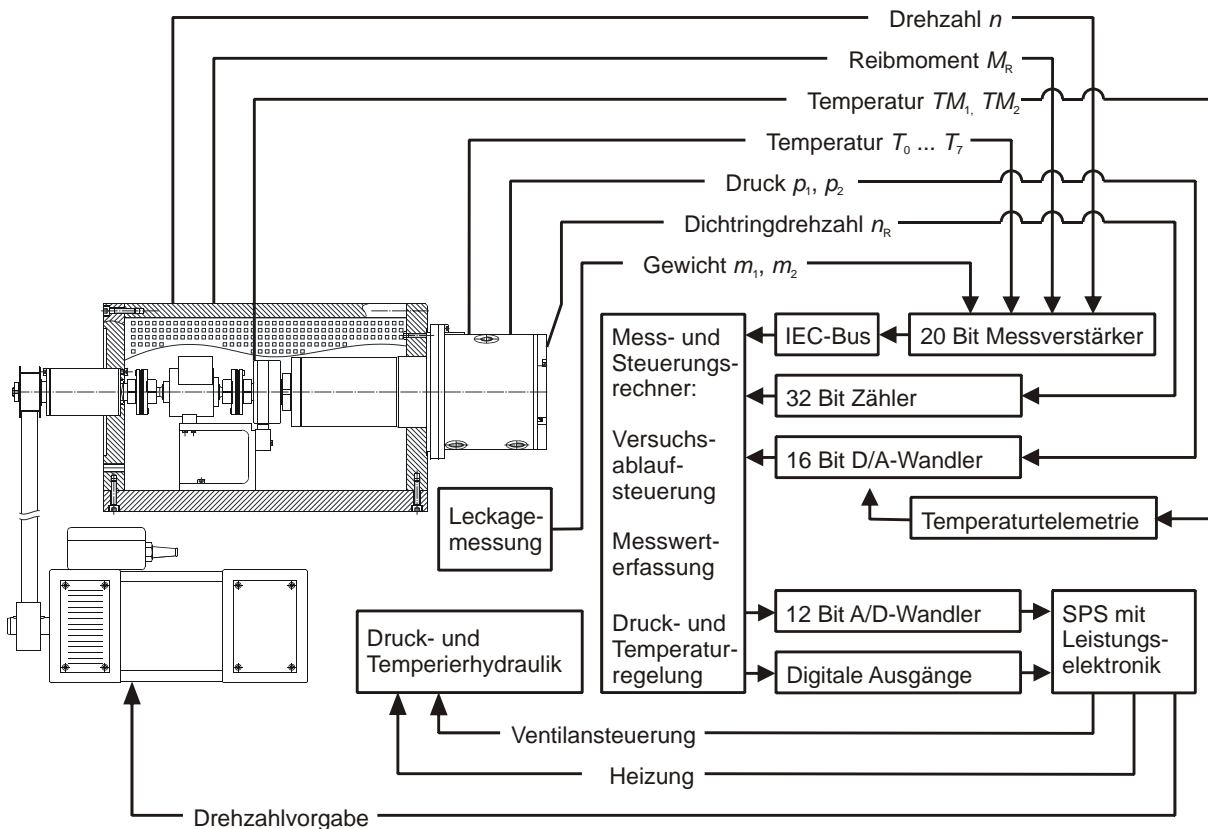


Abb. 6-13: Mess- und Steuerungstechnik des Prüfstands zur Untersuchung von Drehdurchführungen

Die Schaltfrequenz des optischen Messsystems zur Bestimmung der Ringrotation wird mit Hilfe einer 32 Bit-Zählerkarte bestimmt. Aufgrund des weiten möglichen Frequenzbereichs werden zwei Eingänge der Karte mit unterschiedlichem Messverfahren benutzt. Für Drehzahlen des Dichtrings von mehr als 60 min^{-1} (1 Hz) wird das Frequenzzählverfahren benutzt. Hierbei werden die innerhalb eines wählbaren Zeitintervalls die auftretenden Impulse gezählt und daraus die Ringdrehzahl errechnet. Bei geringer Drehzahl müsste dieses

Zeitintervall zu lang gewählt werden, um eine ausreichende Anzahl von Impulsen zu registrieren. Daher wird in diesem Bereich ein Impulsbreitenverfahren benutzt und die Zeitspanne zwischen zwei durch den Stoß hervorgerufenen Impulsen gemessen. Aus dem reziproken Wert der Zeitspanne ergibt sich dann die Ringdrehzahl. Beide Eingangssignale werden rechnerintern zu einem Messwert zusammengeführt.

Zur Verarbeitung der Messwerte und Steuerung des Prüfstands wird das Softwarepaket DiaDem verwendet, in dem umfangreiche Programme zur Steuerung der Versuchsabläufe realisiert wurden. Unterschiedliche Prüfbedingungen und -zyklen lassen sich nahezu frei definieren und mittels einer Steuerdatei in das Prüfprogramm eingeben. Eine Übersicht aller Messsignale zeigt Tab. 6-1. Diese werden mit einer Abtastrate von 200 Hz erfasst. Während aller Versuchsläufe erfolgt eine kontinuierliche Aufzeichnung der Daten mit einer Tastrate von 5 Hz, um die Gesamtbeanspruchung des Systems zu dokumentieren. Zusätzlich erfolgt zu definierten Zeitpunkten, eine Speicherung der Messdaten mit 100 Hz für die Versuchsauswertung. Um Ausfälle von Dichtungen genauer analysieren zu können, werden die Messdaten der letzten 20 s ebenfalls mit einer Tastrate von 100 Hz in einen Pufferspeicher geschrieben und gespeichert.

Messgröße	Messbereich		Abschaltgrenzwert		Messgenauigkeit		Beschreibung
n	0 - 15.000	min ⁻¹	-	-	0,2	%	Spindeldrehzahl
M _R	0 - 10	Nm	8	Nm	0,2	%	Reibmoment
P _R	0 - 16	kW	5	kW	0,3	%	Reibleistung *
p ₁	0 - 10	MPa	-	-	0,5	%	Druckkreis 1
p ₂	0 - 10	MPa	-	-	0,5	%	Druckkreis 2
T ₀	0-250	°C	120	°C	2,6	°C	Temperatur Gehäuse
T ₁	0-250	°C	200	°C	2,6	°C	Temperatur Hülse Ring 1
T ₂	0-250	°C	200	°C	2,6	°C	Temperatur Hülse Ring 2
...							
T ₅	0-250	°C	120	°C	2,6	°C	Druckölauf
T ₆	0-250	°C	200	°C	2,6	°C	Druckölrücklauf
TM ₁	0 - 330	°C	-	°C	3	°C	Temperatur Flanke 1
TM ₂	0 - 330	°C	-	°C	3	°C	Temperatur Flanke 2
m ₁	0 - 700	g	-	-	0,1	%	Leckage Ring 1 **
m ₂	0 - 700	g	-	-	0,1	%	Leckage Ring 2 bzw. 4 **
n _{DR}	0 - 15.000	min ⁻¹	-	-			Dichtringdrehzahl

Tab. 6-1: Messstellen und Abschaltbedingungen am Prüfstand zur Untersuchung von Rechteckdichtungen (* = Berechnete Messgröße, ** = Erfassung diskontinuierlich)

Die Überwachung der für den Betrieb sicherheitsrelevanten Messwerte erfolgt zunächst durch den Messrechner. Zusätzlich wird die Funktion des Rechners, der Antriebs- und Versorgungskomponenten und vor allem der Temperatur an zusätzlichen Stellen des Ölkreislaufes durch eine SPS überwacht. Bei Überschreitung eines Grenzwertes erfolgt eine Abschaltung der Anlage. Diese zusätzliche übergeordnete Überwachung ermöglicht einen unbeaufsichtigten Langzeitbetrieb des Prüfstands. Neben der Sicherheitsüberwachung ist in der SPS auch die Wandlung der an den Ausgängen des Messrechners zur Verfügung stehenden TTL auf das für die Schaltung der Leistungsverbraucher notwendige 24 V Spannungsniveau realisiert.

Die Drücke p_1 und p_2 werden im Messrechner durch zwei PID-Regler geregelt. Die Regelparameter werden innerhalb der Software an die Temperatur des Drucköls angepasst, um dem Einfluss der Viskositätsänderung gerecht zu werden. Die Regelung der Temperatur und Ansteuerung von Heizung und Kühlern der Hydraulik erfolgt ebenfalls rechnerintern.

6.2 Untersuchungsmethoden

Ziel der Untersuchungen ist es, Kenntnis über das Betriebsverhalten von Rechteckdichtungen und der für das System maßgeblichen Einflussgrößen zu erlangen und darüber hinaus eine Datenbasis für den Vergleich verschiedener Auslegungsvarianten zu schaffen. Der im Rahmen dieser Arbeit angewandte Versuchsablauf ist im Rahmen mehrerer zuvor durchgeführter Einzelprojekte entwickelt worden und hat sich für die Untersuchung an Rechteckdichtungen bewährt.

6.2.1 Vermessung der Versuchsteile

Um die während der Beanspruchung im Versuch auftretenden Änderungen an Dichtringen und Prüfteilen zu ermitteln, werden diese Vor und nach dem Versuch vermessen. Die Vermessung umfasst sowohl die Geometrie aller Prüfteile, Rauheits- und Topografiemessungen an den Kontaktflächen, mikroskopische Aufnahmen als auch das Gewicht der Dichtringe.

Geometrievermessung

Die Vermessung der Hauptabmessungen wie Dichtringbreite und Dichtringhöhe erfolgt mit im Maschinenbau üblichen Messmittel (digitale Messschieber und Bügelmessschrauben). Die Geometrie innerhalb des Dichtringstoßes (Spaltmaße) lässt sich mit diesen Messmitteln angesichts der filigranen Abmessungen und der gegebenen Elastizität nicht ausreichend genau erfassen. Daher erfolgt die Geometrievermessung in diesem Bereich mit Hilfe eines Auflichtmikroskops. Der Dichtring wird zu diesem Zweck in eine Prüfhülse eingesetzt deren Innendurchmesser dem Nenndurchmesser des Dichtrings entspricht und mit Hilfe eines Außenkegels angepresst (Abb. 6-14). Die Stoßgeometrie wird dann entweder mit Hilfe der Mikroskopskala vermessen oder ein digitales Foto des Ausschnitts aufgenommen. Die Auswertung der Aufnahmen wird im Nachgang mit der Bildbearbeitungssoftware *ImageJ* vorgenommen, die komfortable Mess- und Skalierungsmöglichkeiten bietet.

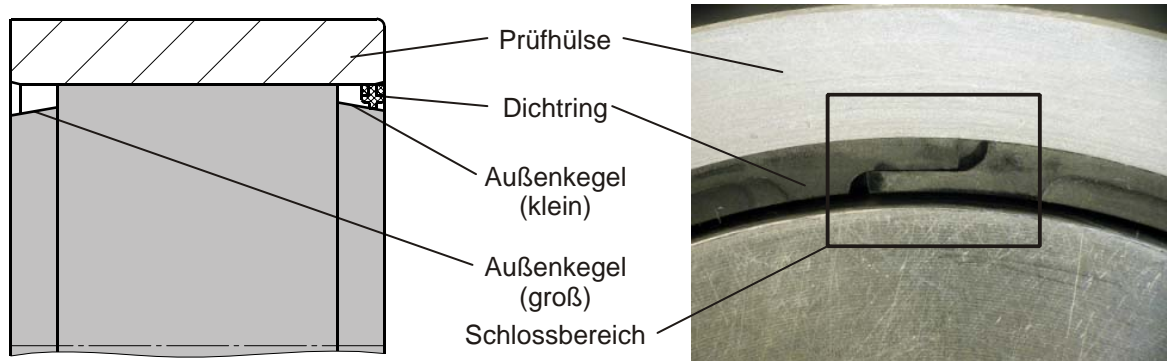


Abb. 6-14: Aufbau zur Vermessung der Stoßgeometrie

Oberflächenvermessung

An Dichtringen und Gegenläufflächen werden die Rauigkeit (Kennwerte: R_a , R_z , und R_k) der Oberfläche an insgesamt 3 Stellen vor und nach dem Versuch mit Hilfe eines Tastschnittgerätes gemessen. Die Abtastung erfolgt mit einer Diamanttastspitze (90° Spitzenwinkel, $2\ \mu\text{m}$ Spitzenradius) in Richtung der Gleitbeanspruchung. Zusätzlich wird die Topografie der Dichtringflanke vermessen. Hierzu werden an mindestens einer Position der Dichtringflanke eine Reihe von Tastschnitten senkrecht zur Richtung der Gleitbeanspruchung nebeneinander ausgeführt (Abb. 6-15).

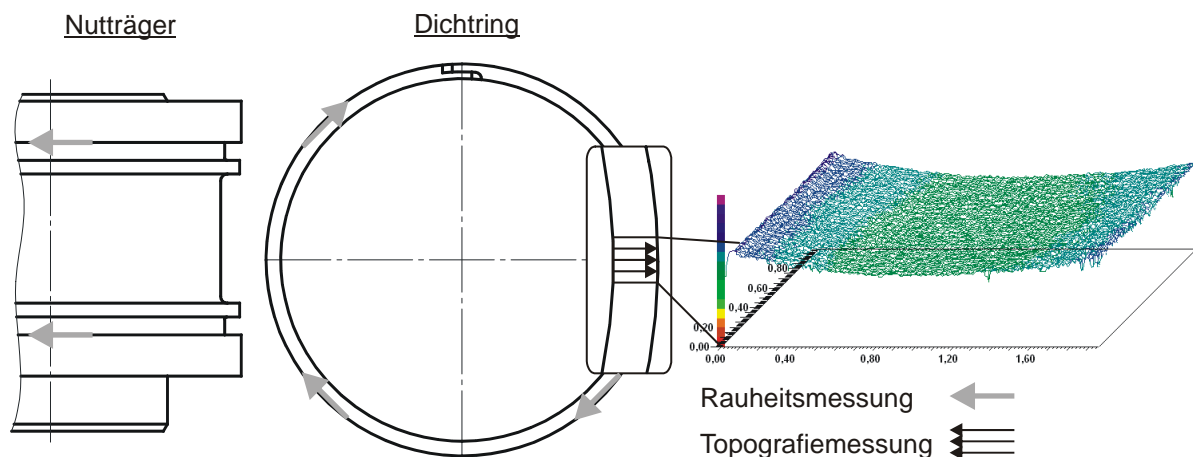


Abb. 6-15: Rauheits- und Topografiemessungen an den Oberflächen der Prüfkörper

Die Länge der Einzeltastschnitte wird so gewählt, dass die gesamte Dichtringbreite überstrichen wird. Als Breite hat sich ein schmaler Abschnitt vom 1 mm bewährt. Zur Auswertung der Topografie stehen in der verwendeten Messsoftware zahlreiche Filterfunktionen als auch die Berechnung von 2D- und 3D-Rauheitskennwerten zur Verfügung. Darüber hinaus besteht auch die Möglichkeit die Profildaten extern weiter zu verarbeiten, z. B. um die Neigung einzelner Flächenabschnitte am Dichtring zu ermitteln.

Schliffbilderstellung

Nach dem Versuch werden zur Analyse der Verschleißgeometrie im Kontaktbereich von einzelnen Dichtringen zusätzlich Schliffbilder erstellt. Hierzu wird ein Segment des jeweiligen Dichtring in einem farbigen schrumpfungsaarmen Acryl- oder Epoxidharz-Einbettmittel vergossen.

Für das Vergießen des Dichtrings wird eine trennbare Form mit Halterung verwendet, die gewährleistet, dass die Schlifffläche lotrecht zur Mantelfläche des Dichtrings liegt. Bei schräger Einbettung würde die Querschnittsfläche verzerrt erscheinen. Nach dem Aushärten werden Einbettmassen aus der Form entnommen und zunächst so weit angeschliffen, bis die Querschnittsfläche des Dichtrings zum Vorschein kommt. Anschließend wird die Schnittfläche feingeschliffen und poliert.

Die Schliffe werden dann entweder direkt unter dem Mikroskop ausgemessen, oder das Mikroskopbild wird mit einer CCD-Kamera festgehalten und nachträglich ausgewertet. Zur Bestimmung des Abbildungsmaßstabes wird bei der Erstellung des Bildes ein Glasmaßstab direkt auf die Schnittfläche gelegt und zusammen mit ihr fotografiert.

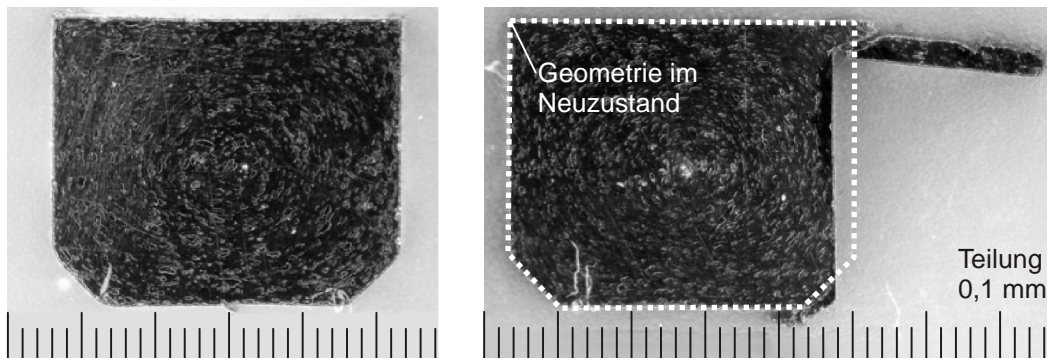


Abb. 6-16: Schliffbild, links neuer Dichtring, rechts stark angeschmolzener Dichtring

6.2.2 Versuchsprogramm

Mit Ausnahme einiger Einzelversuche werden alle Drehdurchführungen im Rahmen dieser Arbeit einem Standardversuchsprogramm unterzogen. Jeder Versuchsansatz besteht aus insgesamt vier Einzelversuchen, die in der folgenden Reihenfolge durchgeführt werden:

- Leerlaufversuch
- Einlaufversuch
- Funktionsversuch
- Dauerlaufversuch
- Funktionsversuch

Die Gehäusetemperatur (T_0) ist für alle Versuch mit 80 °C festgelegt. Die verwendeten Druck- und Drehzahlkombinationen richten sich nach Größe und Verwendungszweck der untersuchten Drehdurchführung.

Leerlaufversuch

Der Leerlaufversuch (Abb. 6-17) dient der Ermittlung der Reibungsverluste der Hauptspindel. Der Versuch wird ohne Dichtungen, Nutträger und Ölbeaufschlagung durchgeführt. Die Reibmomente der Spindellagerung und der Labyrinthdichtungen werden hierbei erfasst. Prüfparameter sind Spindeldrehzahl und Prüfkopftemperatur. Der Prüfkopf wird auf 80 °C temperiert. Die Drehzahl wird in Schritten von 500 min^{-1} automatisch angefahren und für eine Zeit von je 120 s gehalten, so dass sich ein gleichmäßiges Temperaturniveau in der Lagerung einstellen kann. Die Messung erfolgt zum Ende des 120 s – Intervalls.

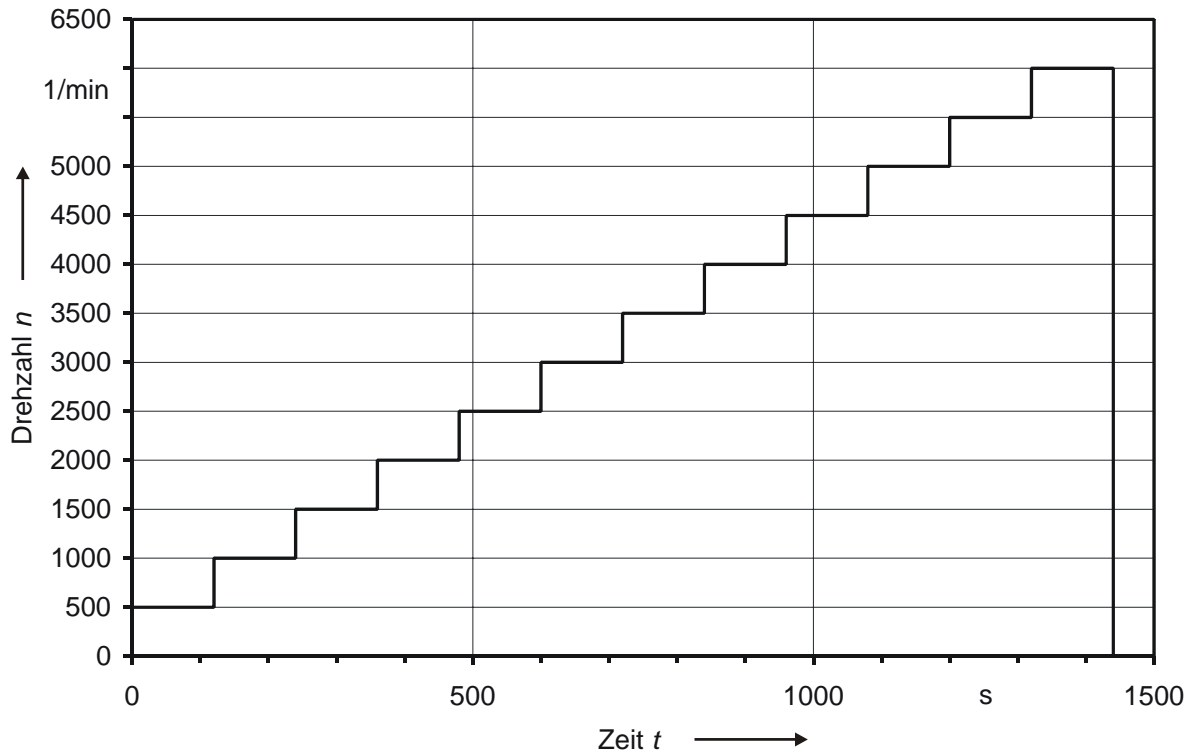


Abb. 6-17: Ablaufdiagramm Leerlaufversuch

Die Leerlaufverluste werden bei der Auswertung der nachfolgenden Versuche mit Dichtringen berücksichtigt. Abb. 6-18 zeigt beispielhaft die Ergebnisse von drei Leerlaufversuchen bei verschiedenen Kopftemperaturen.

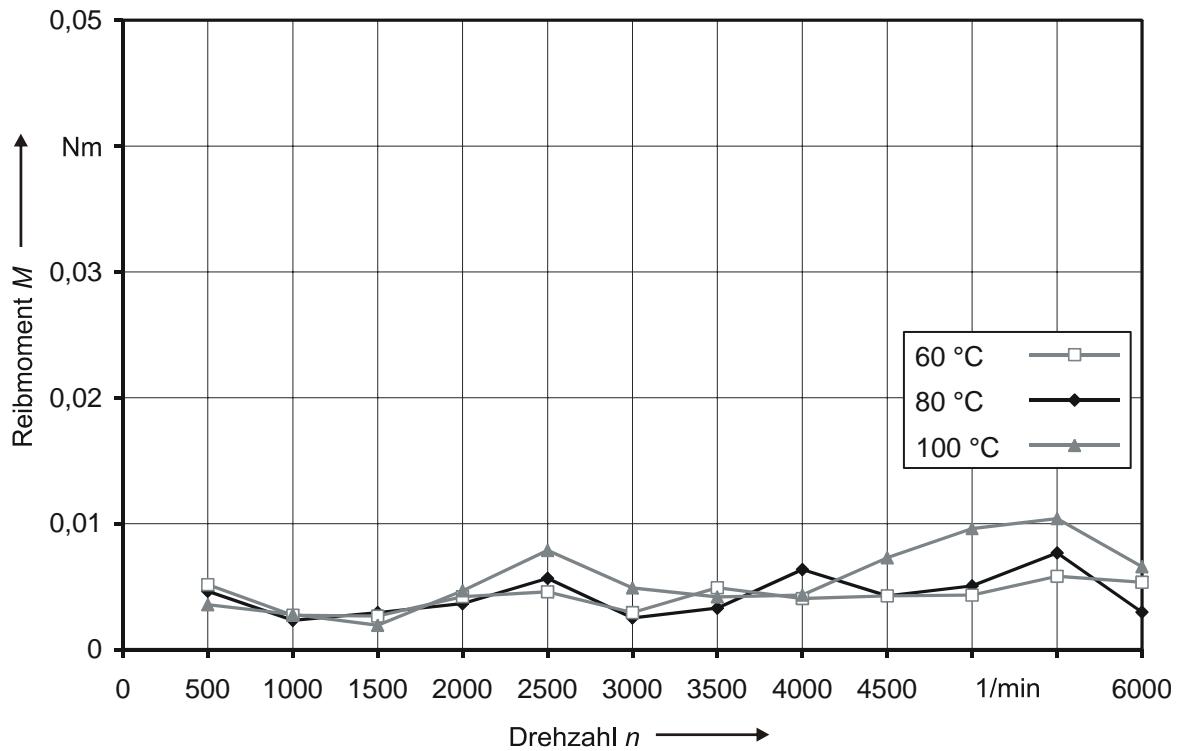


Abb. 6-18: Leerlaufreibmoment der Hauptspindel bei verschiedenen Temperaturstufen

Einlaufversuch

Der Einlaufversuch (Abb. 6-19) stellt eine Eingangsprüfung für die Versuchsdichtungen dar. Es soll überprüft werden, ob sich die Dichtung prinzipiell für den Anwendungsfall eignet oder ob schon bei geringer Beanspruchung zu hohe Temperaturen und Reibmomente entstehen.

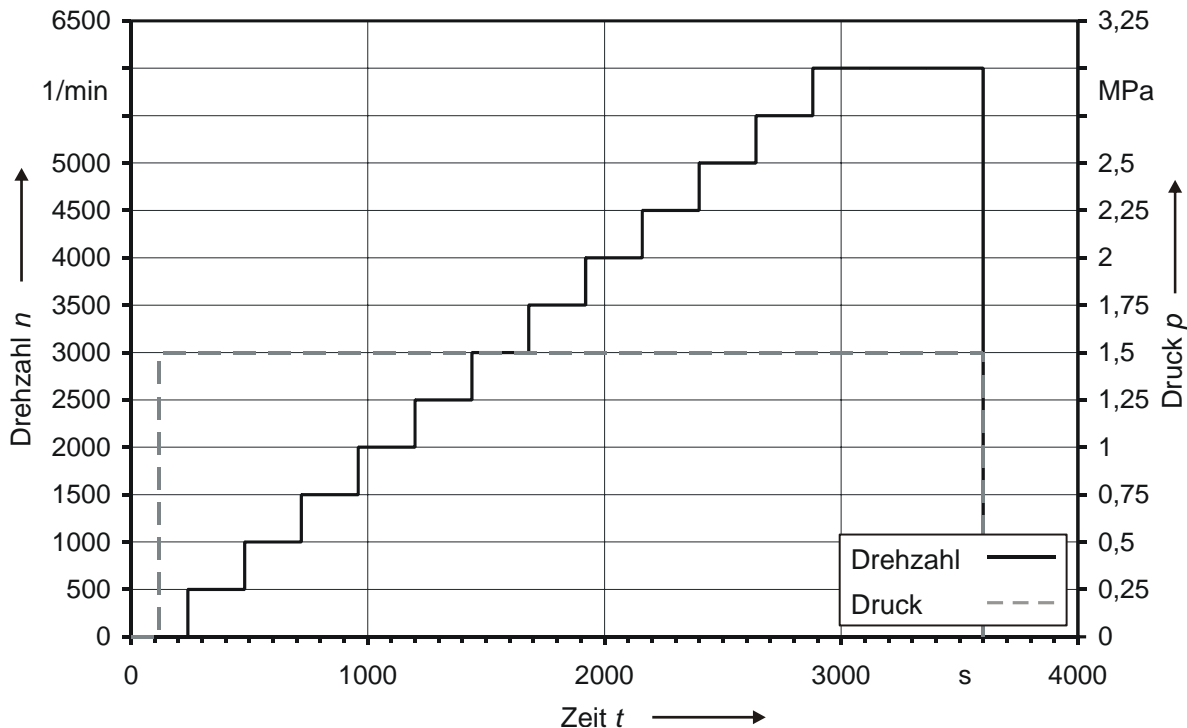


Abb. 6-19: Ablaufdiagramm Einlaufversuch

Der Prüftopf wird auf 80 °C temperiert. Die Drehzahl wird in Stufen von 500 min⁻¹ automatisch angefahren und für eine Zeit von je 240 s gehalten. Die Haltezeit bei maximaler Drehzahl beträgt 720 s. Der Druck wird auf einem konstanten Niveau von 50 – 75 % des Maximalwerts gehalten. Nach dem Versuchslauf wird der Nutträger demontiert. Dichtungen und Prüfteile werden visuell auf Laufspuren, verkockte Ölrückstände und Abrieb hin untersucht und nach unauffälligem Befund für die nachfolgenden Versuche wieder eingebaut.

Funktionsversuch

Im Funktionsversuch wird das Verhalten der Dichtringe bei quasistationärer Belastung ermittelt (Abb. 6-20). Insbesondere soll der Einfluss der Betriebsparameter Gleitgeschwindigkeit und Druck auf Reibungs- und Leckageverluste der Dichtungen sowie die im System auftretenden Temperaturen hin untersucht werden. Die Prüfparameter werden eingestellt und über einen Zeitraum von ca. 300 s gehalten. Diese Zeitspanne ist für eine Stabilisierung des Systems meist ausreichend. Anschließend wird die Messung gestartet und die Leckage der äußeren Dichtungen nacheinander gemessen (Wägen). Die Auswertung beinhaltet sowohl den Verlauf des gesamten Funktionsversuchs als auch die Ergebnisse der quasistationären Messung in den jeweiligen Betriebspunkten.

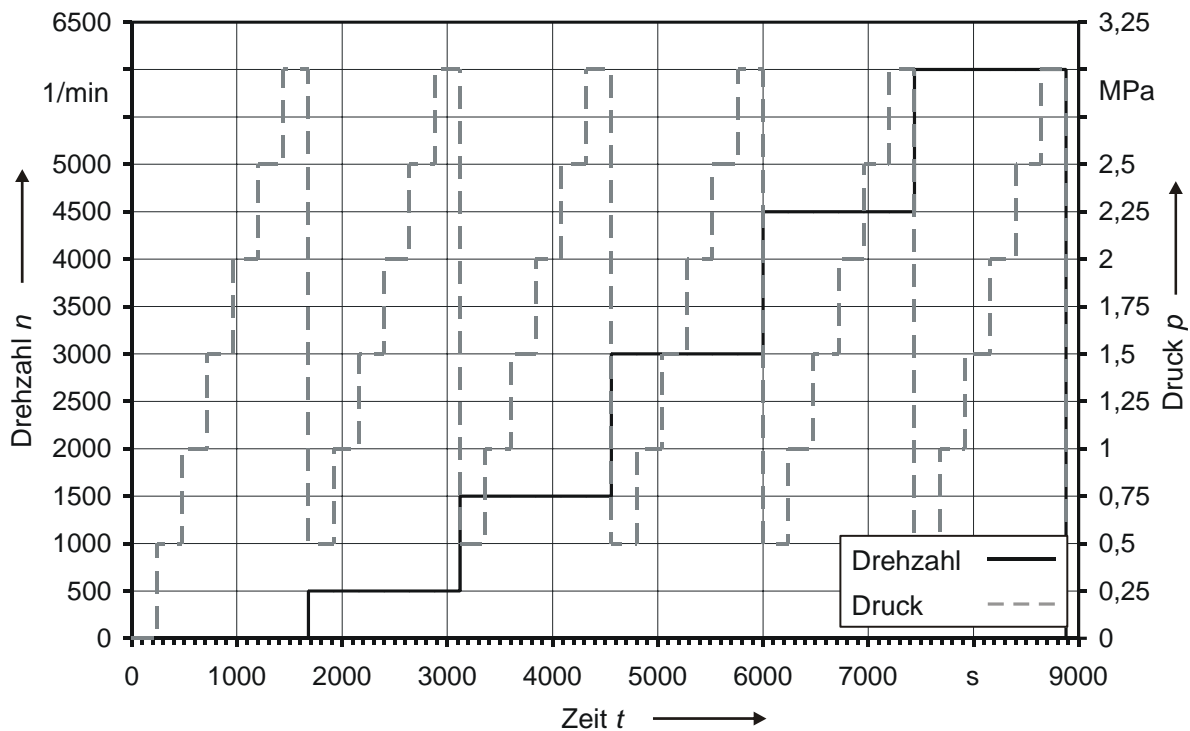


Abb. 6-20: Ablaufdiagramm Funktionsversuch

Dauerlaufversuch

Im Dauerlaufversuch (Abb. 6-21) werden die Pröfdichtungen einer Beanspruchung unterworfen, wie sie im Fahrzeug im praktischen Betrieb auftreten kann. Die maximale Drehzahl wird mit 6.000 min^{-1} nahe der Obergrenze des üblichen Belastungsbereichs für in Personenkraftwagen eingesetzten Getrieben vorgegeben, um die Prüfzeit zu begrenzen und schnell aussagefähige Ergebnisse in Bezug auf Verschleiß zu erhalten.

Der Prüfzyklus beinhaltet Gangübergaben bei unterschiedlichen Drehzahlen, wie sie zum Beispiel in Doppelkupplungsgetrieben auftreten können. Durch die wechselnde Belastung (Kontaktpressung, Gleitgeschwindigkeit) ist das Dichtsystem unterschiedlichen Verschleißmechanismen ausgesetzt. In den Zyklenabschnitten, in denen gleichzeitig hohe Drücke und Drehzahlen vorgegeben werden, kommt zusätzlich noch eine hohe Temperaturbelastung des Systems hinzu. Eine Anpassung der Gleitflächen an die Belastung, wie sie bei Gleitringdichtungen vielfach beobachtet wurde, kann nicht stattfinden.

Der Zyklus wird insgesamt 720-mal wiederholt, so dass sich eine Gesamtlaufzeit von 24 Stunden ergibt. Die Versuchsauswertung beinhaltet die Entwicklung des mittleren Reibmoments und der im System auftretenden Temperaturen gemittelt für jeden Zyklus über die gesamte Versuchsdauer. Darüber hinaus werden auch die in jedem Zyklus auftretenden Maximalwerte dargestellt.

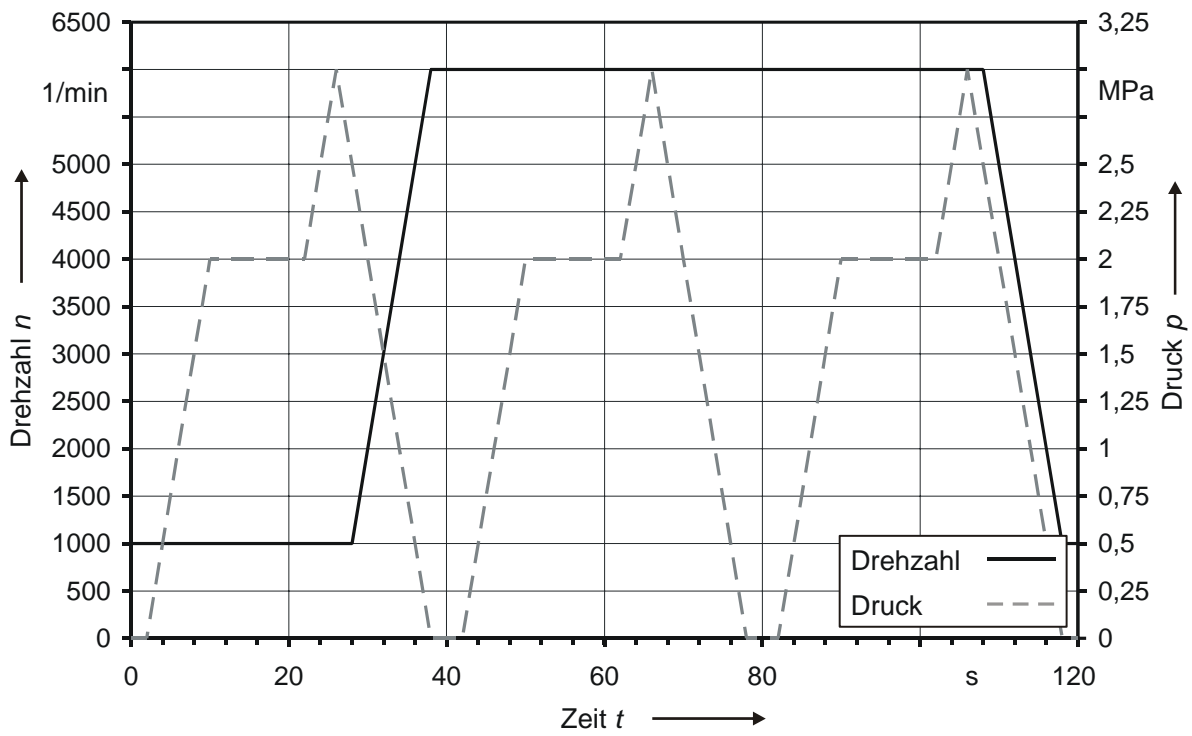


Abb. 6-21: Ablaufdiagramm Dauerlaufversuch (Einzelzyklus)

7 Experimentelle Ergebnisse

Die im Folgenden dargestellten experimentellen Ergebnisse beruhen auf mehr als 50 Versuchsansätzen nach dem in Kap. 6.2.2 vorgestellten Versuchsschema. Um die Versuchsdaten statistisch abzusichern, werden je Dichtringvariante mindestens sechs Dichtringpaare untersucht. Zur genaueren Betrachtung von Einzeleffekten werden die Standardversuche durch einige Sonderversuche ergänzt. Hieraus ergibt sich ein umfangreiches Gesamtprogramm.

7.1 Einlaufverhalten und Verschleiß

Während des Einlaufs zeigt sich bei REDR oftmals ein unstetiger Verlauf des Reibmoments. Mit den daraus resultierenden Änderungen der Reibleistung gehen auch starke Temperaturschwankungen einher. Ursache hierfür sind Anpassungsvorgänge im Bereich der Gleitflächen. Im Gegensatz zu den in Kap. 5.1 getroffenen Annahmen, sind die Oberflächen an Dichtring und Welle nicht ideal plan, sondern weisen zum Teil erhebliche Formabweichungen auf. Zunächst findet der Kontakt in erhabenen Oberflächenbereichen statt, die während des Einlaufs vorrangig abrasiv abgetragen werden, bis sich durch die zurückgehende lokale Pressungsbelastung eine konstante Verschleißgeschwindigkeit einstellt. Die für den Einlauf erforderliche Laufzeit hängt von der Verschleißfestigkeit des Dichtringwerkstoffs und der Gegenfläche als auch deren Rauheit ab.

7.1.1 Nichtmetallische Werkstoffe

Insbesondere bei spritzgegossenen Dichtringen sind die Kanten von Mantelfläche und Flanke oftmals gegenüber der Mitte der Fläche erhaben. Diese Kissenform entsteht durch Schwindung beim Erkalten des Bauteils im Spritzgusswerkzeug (Abb. 7-2).

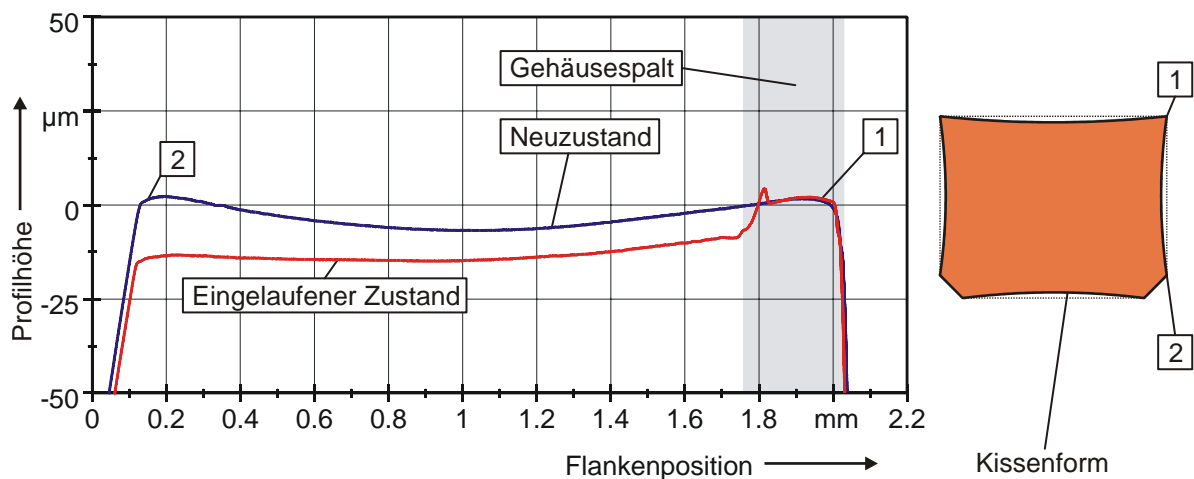


Abb. 7-1: Abtrag von Formabweichungen an der Dichtringflanke
oben: Profilmessungen an der Flanke, unten: Prinzipdarstellung der Formabweichung

Liegt der Dichtring im Neuzustand zunächst mit der Innenkante umlaufend an der Gegenfläche an, so wird der Zutritt des Drucköls zum Dichtkontakt abgeschnürt. Durch die verminderte Entlastung der Gleitfläche steigt das Reibmoment an. Zum Teil sind die Auswirkungen so stark, dass sich auch das Bewegungsverhalten ändert. Abb. 7-2 zeigt einen Einlaufversuch mit einer sprunghaften Änderung des Reibmoments nach ca. 1.000 s Laufzeit. Angesichts des Temperaturrückgangs an T_1 ist von einer Änderung des Bewegungsverhaltens am Dichtring 1 auszugehen. Weitere Anpassungen sind an den nach jeder Drehzahlsteigerung zurückgehenden Gleitflächentemperaturen zur erkennen.

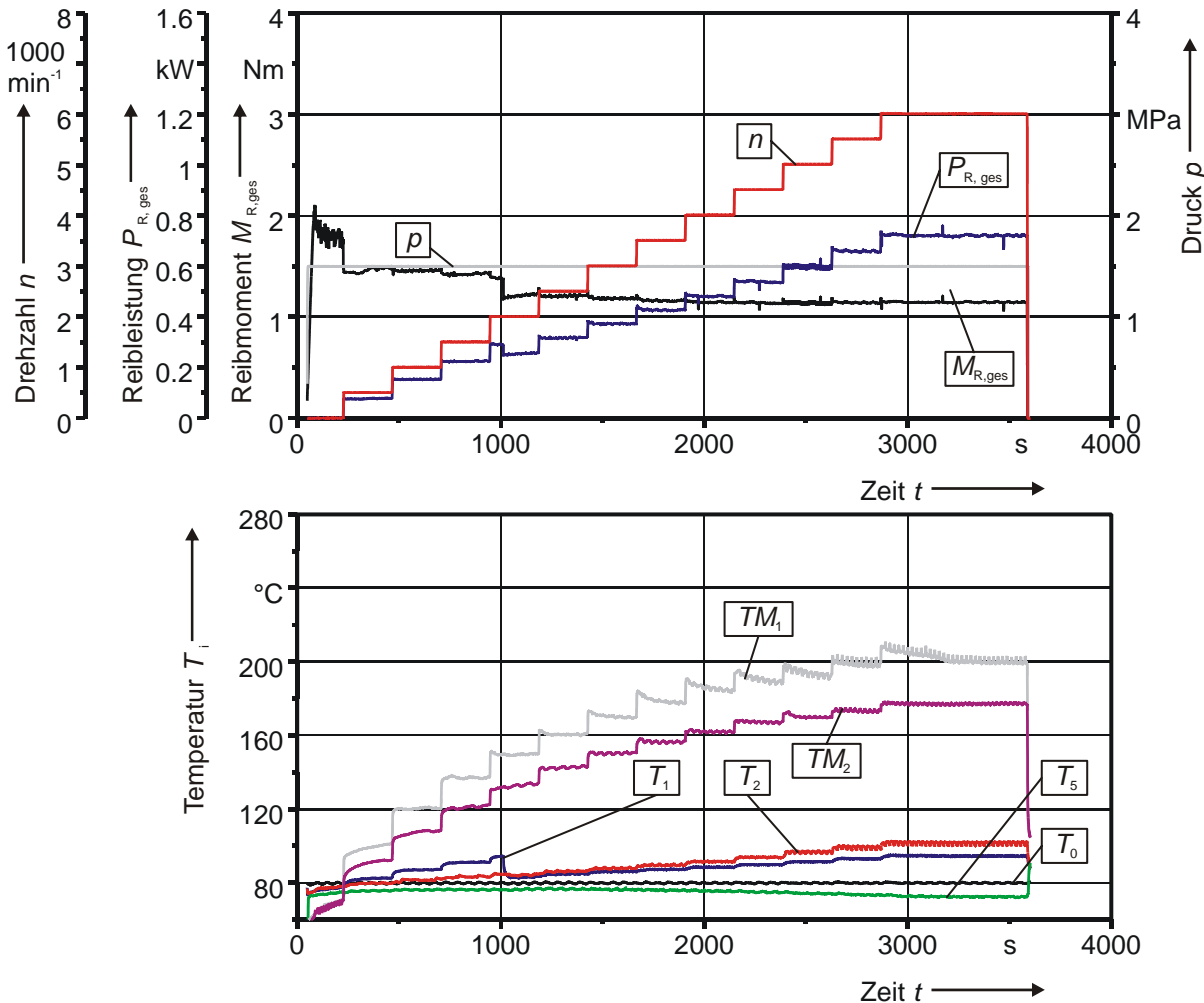


Abb. 7-2: Einlaufversuch eines Dichtrings des Typs A-4 mit unruhigem Reibmomentverlauf. Endgültig abgeklungen sind die Anpassungsvorgänge bei diesem Versuch erst im Dauerlauf nach ca. 20 Stunden Laufzeit (entspricht ca. 600 Zyklen). Abb. 7-3 zeigt die mittleren und maximalen Messwerte für Reibmoment und Temperatur, die während eines Zyklus aufgetreten sind. Nach ca. 300 Zyklen ist, wie schon im Einlaufversuch ein unstetiger Rückgang des Reibmoments festzustellen, der wiederum Dichtring 1 zugeordnet werden muss. Aus der zunehmenden Temperaturdifferenz an den Messstellen TM_1 und TM_2 lässt sich schließen, dass sich der Kontaktbereich an der Dichtringflanke weiter nach außen verlagert. Ursache ist die durch die Einebnung der Oberflächen zunehmende hydrostatische Entlastung (K_{FL} nimmt zu).

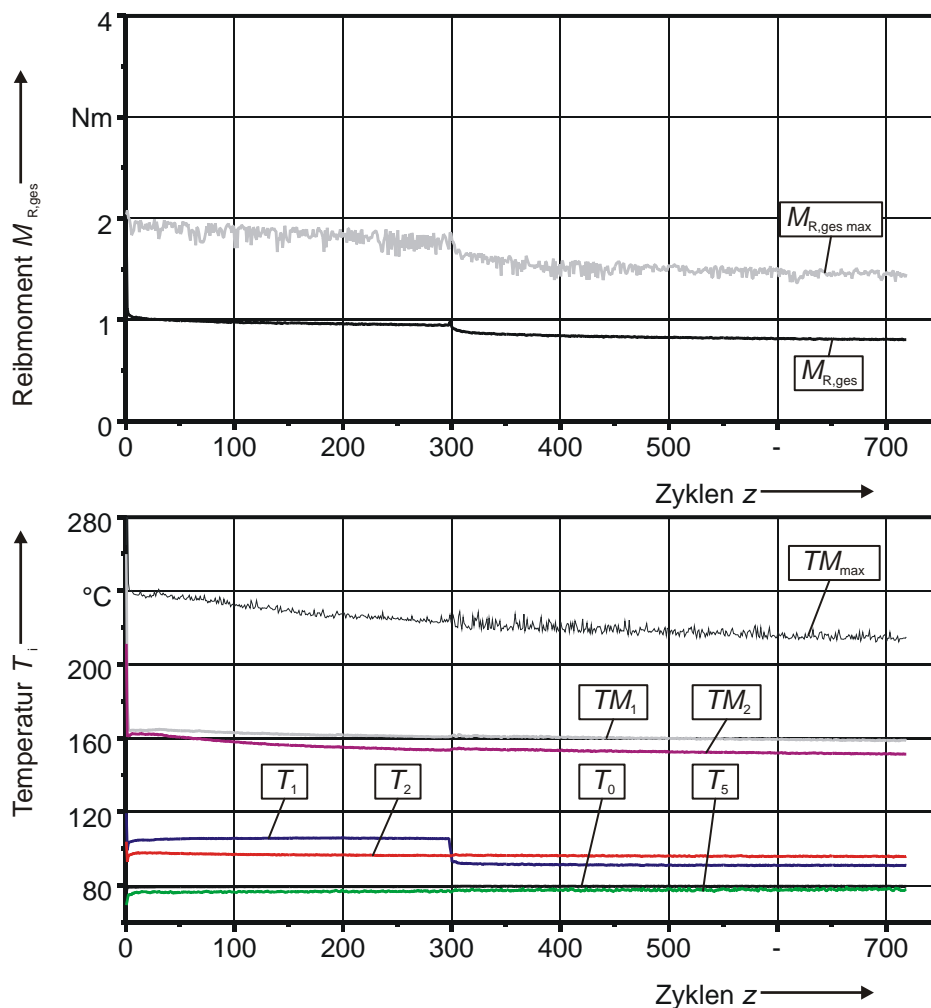


Abb. 7-3: Dauerlaufversuch eines Dichtrings des Typs A-4

Grundsätzlich zeigt sich in den einzelnen Versuchen, dass Einlaufvorgänge bei Werkstoffen mit hohem Verschleißwiderstand länger andauern. Insbesondere bei Kunststoffen mit einem nennenswerten Anteil an Verstärkungsfasern (z. B. PEEK 150FC30), reicht die Laufzeit des Dauerversuchs oftmals gerade aus, um eine für die Funktionsbeurteilung noch ausreichende Anpassung der Laufflächen zu erzielen.

Da die Dichtungen im Versuchsprogramm ständig wechselnden Belastungen ausgesetzt sind, finden sich Laufspuren über nahezu der gesamten Breite der Flanke. Hiervon ausgenommen ist der Bereich zwischen der Wellenaußenkante und der Gehäusehülse. Läuft die Welle ideal konzentrisch zum Gehäuse, so bildet sich der hier vorhandene Spalt exakt am Dichtring ab. Bei nicht idealen Verhältnissen ist die verbleibende Kante am Dichtring dagegen etwas schmaler.

Die Struktur der Oberflächen weist in Abhängigkeit der Flankenposition oft deutliche Unterschiede auf. Nahe der Wellenaußenkante sind die Verschleißspuren in der Regel ausgeprägter als an der Innenkante eines Dichtrings (Abb. 7-4). Der Laufbereich erscheint stark geglättet, während die restliche Oberfläche z. T. noch die aus dem Fertigungsprozess resultierende Struktur zeigt.

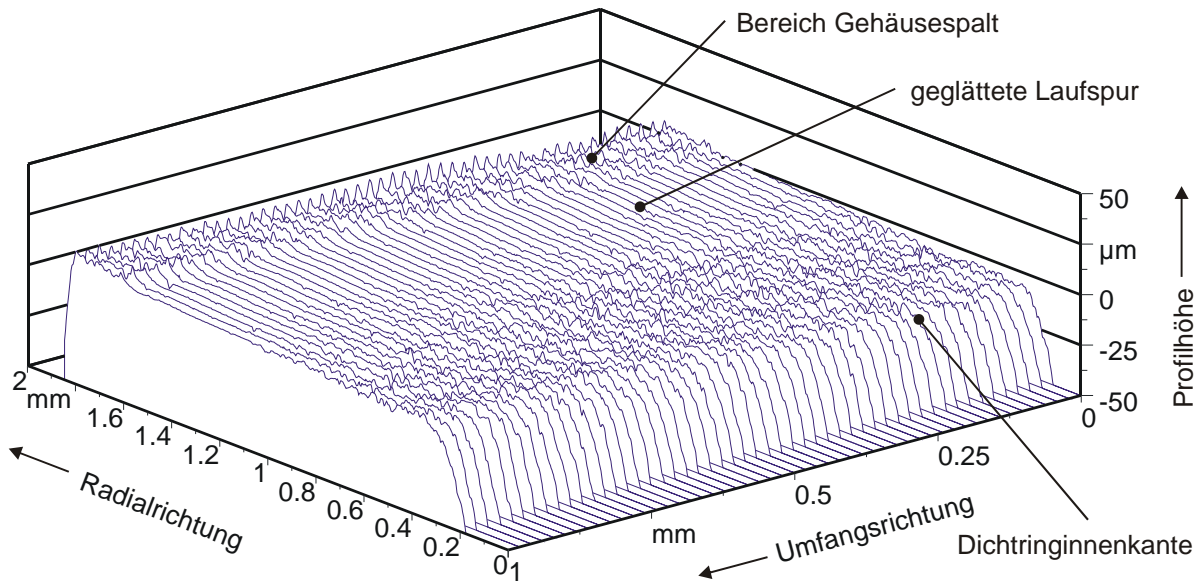


Abb. 7-4: Dichtring mit geglätteter Laufspur im Bereich nahe der Wellenaußenkante

Ursache hierfür ist die im Kap. 5.1.4 ermittelte höhere Kontaktpressung und Gleitflächentemperatur an der Wellenkante, die naturgemäß auch zu höherem Verschleiß führen. Der innere Bereich der Dichtringflanke ist dagegen stärker entlastet, so dass hier nur die Oberflächenspitzen abgetragen sind.

Die Verschleißstruktur an der Dichtringflanke variiert jedoch nicht nur in radialer Richtung sondern auch in Umfangsrichtung. Durch Formabweichungen werden in einzelnen Bereichen an der Flankeninnenseite erhabene Bereiche abgetragen. Es bilden sich zusätzliche lokale Kontaktbereiche, die mit zunehmendem Verschleiß breiter werden (Abb. 7-5).

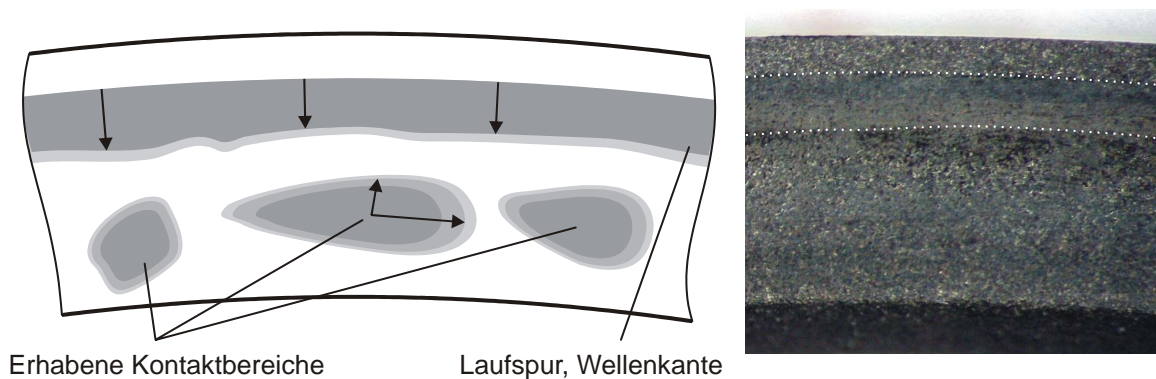


Abb. 7-5: Typische Laufflächenstruktur an Dichtringen des Typs A-2 (PEEK 150 FC30)

Die Verschleißtiefe lässt sich anhand von Profilschnitten entlang der Dichtringflanke ermitteln. Bei ungehärteten Gegenflächen mit geschliffener Oberfläche ($R_z \sim 1 \mu\text{m}$), wie sie im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden, beträgt die Verschleißtiefe an der Flanke weniger als $10 \mu\text{m}$ in der gesamten Versuchsdauer von ca. 30 h; bei im Einstich gedrehten Oberflächen ($R_z < 2 - 4 \mu\text{m}$) sind dagegen Werte von 100 bis $250 \mu\text{m}$ üblich.

Eine systematische Betrachtung von Dichtringverschleiß und dem Einfluss der Gegenfläche wie auch zur Verschleißentwicklung wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht vorgenommen. Angesichts zahlreicher Serienanwendungen, in denen relativ raue Gegenflächen zugelassen sind, stellt dies einen sinnvollen Ansatzpunkt für weiterführende Untersuchung an REDR dar. Da die Normalkraft in der Dichtfläche nur indirekt und der Verschleiß erst nach der Entnahme der Versuchsteile bestimmt werden kann, ist ein Tribometer für solche Untersuchungen eher geeignet, als der hier verwendete Bauteilprüfstand.

Bei den nicht verstärkten Werkstoffen wie z. B. den für die Dichtringe A-3 bis -5 und B-1 Polyamidimiden erstreckt sich die geglättete Laufspur oft von der Anlage der Wellenkante bis hin zum Dichtringinnendurchmesser (Abb. 7-6).

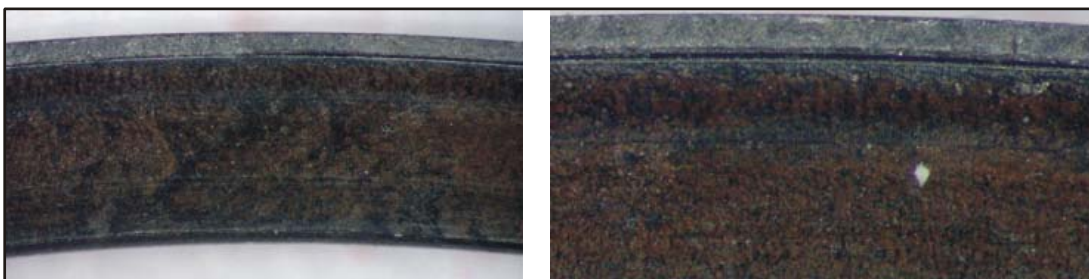
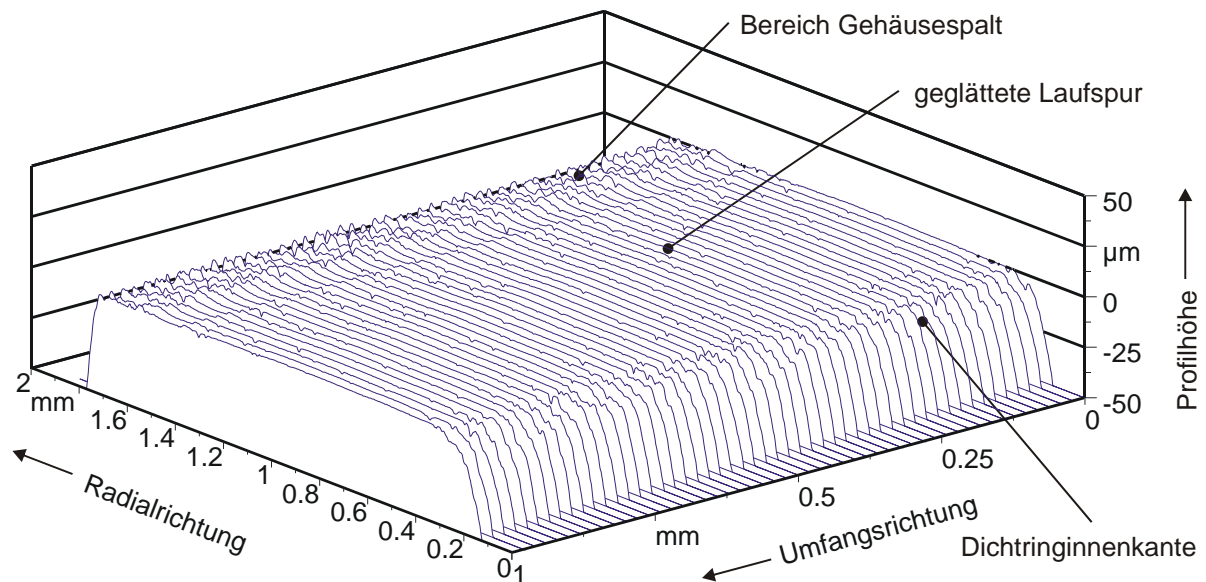


Abb. 7-6: Dichtring mit großflächig geglätteter Flanke

Die Verschleißtiefe ist bei diesen Werkstoffen tendenziell etwas größer. Werte von mehr als $10 \mu\text{m}$ treten jedoch nur in Einzelfällen auf.

7.1.2 Metallische Werkstoffe

Auf das Einlauf- und Verschleißverhalten von REDR aus metallischen Werkstoffen soll hier nur kurz eingegangen werden, da diese zum einen immer mehr von den hochtemperaturbeständigen Kunststoffen verdrängt werden und sie von Rogler [92] bereits ausführlich untersucht worden sind.

So lange die Dichtungen nicht überlastet werden, tritt wie auch bei den zuvor beschriebenen nichtmetallischen Werkstoffen eine Glättung von Dichtring und Gegenauflfläche auf. Die Oberflächen der Dichtringe zeigen oft eine metallisch polierte Struktur, z. T. sind aber in vertieften Rillen und Riefen auch noch Überreste der Oberflächenbeschichtung zu finden. Wie auch bei Dichtringen aus hochtemperaturbeständigen Kunststoffen ist die Glättung der Laufspur im Bereich der Wellenkante meist deutlicher als am Innenradius der Flanke. Die Unterschiede sind allerdings bei den metallischen Dichtringen bei weitem nicht so ausgeprägt.

Wird der Dichtring überlastet, so entsteht, wie bereits von anderen Autoren beschrieben (Dressel [23], Rogler [92]), extremer Fressverschleiß. Der Dichtring kann innerhalb kurzer Zeit vollständig zerstört werden (Abb. 7-7).

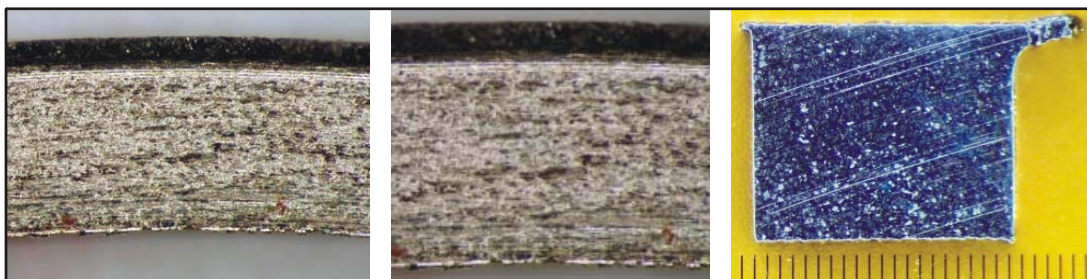
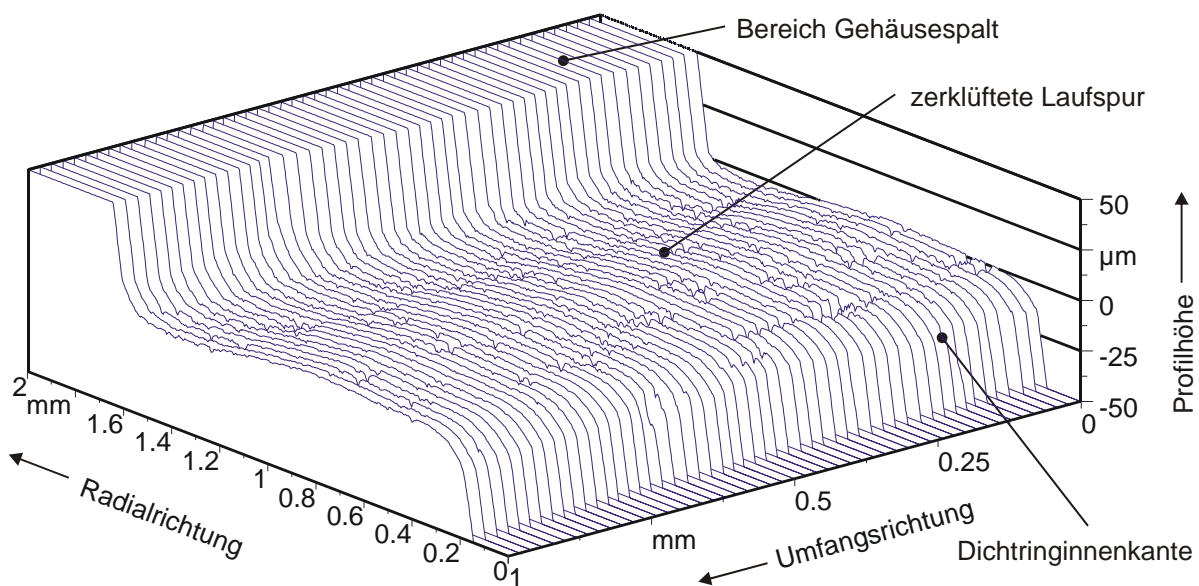


Abb. 7-7: Dichtring aus Grauguss mit massivem Fressverschleiß (Laufzeit 3 h)

Für die Dichtringvariante A-6 bedeutet dies, dass der maximale abdichtende Druck auf 1,25 MPa zurückgenommen werden muss. Darüber hinaus ist bei den hier verwendeten Systemabmessungen kein dauerhaft stabiles Laufverhalten zu erreichen. Die in mehreren

Versuchen ermittelte Grenzbelastbarkeit stimmt präzise mit den von Rogler gefundenen Einsatzgrenzen für Gegenflächen mit geringer Welligkeit überein (Abb. 3-18).

Durch die Überlastung kommt es zu direkten metallischen Kontakt zwischen den Oberflächen. Es entstehen Grenzflächenverbindungen, die wegen der fortschreitenden Relativbewegung jedoch sofort wieder auseinander gerissen werden. Die zurückbleibende zerklüftete Oberflächenstruktur mit geringem Traganteil begünstigt abrasive Verschleißmechanismen.

Gut zu erkennen ist in Abb. 7-7 der, wie bei Dichtringen aus HT-Kunststoffen, etwas stärkere Verschleißfortschritt im Bereich der Wellenkante, die auch hier durch eine gegenüber dem Dichtringinnendurchmesser erhöhte Kontaktpressung bedingt ist.

7.2 Funktionsverhalten

Unter dem Begriff Funktionsverhalten lassen sich die bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen auftretenden Reaktionen von REDR wie Reibmoment, Kontaktflächen-temperaturen und Leckage zusammenfassen. Diese sind für den Einsatz der Drehdurchführung innerhalb des Getriebes entscheidend. Wirkungsgradberechnungen, Einsatzgrenzen sowie Auslegungsdaten für andere Baugruppen lassen sich ableiten.

7.2.1 Reibmoment und Temperatur

Wie in Kap. 7.1 erläutert, sind Einlaufvorgänge an REDR mit starken Schwankungen des Reibmoments verbunden. Für einen grundsätzlichen Vergleich verschiedener Dichtringvarianten können daher nur Funktionsmessungen herangezogen werden, denen ein hinreichend langes Einlaufprogramm vorausgegangen ist. Abb. 7-8 zeigt dies am Beispiel der Dichtringvariante A-3. Dargestellt ist das Reibmoment der gesamten Drehdurchführung, die in der Gehäusehülse oberhalb der Dichtringe und die an der Flanke gemessenen Spalttemperaturen in Abhängigkeit der Drehzahl für zwei Druckstufen. Die schattierten Flächen zeigen den Wertebereich aller Versuchsansätze dieser Dichtringvariante nach Dauerlauf an, die zusätzlichen Grenzbalken kennzeichnen die Vor- und nach Dauerlauf aufgetretenen Spannen. Die entsprechenden Diagramme für weitere Dichtringvarianten sind im Anhang (Kap. 11) zu finden.

Bei der Mehrzahl der Dichtungen geht das Reibmoment mit zunehmender Anpassung der Gleitflächen zurück. Gleiches gilt für die Temperaturen im Gehäuse und vor allem an der Flanke. Hier treten Anfangs z. T. Temperaturüberhöhungen von bis zu 45 K gegenüber den sich im weiteren Versuchsablauf einstellenden Mittelwerten auf. Ausgenommen hiervon sind einzelne REDR, die wegen Formabweichungen an der Flanke zunächst nur im Bereich der Wellenkante anliegen. Bei diesen „Kantenläufern“ verbreitert sich die Kontaktfläche zum Innenradius hin; Reibmoment und Gleitflächentemperatur steigen durch die zurückgehende Entlastung an. Weiterhin ausgenommen sind auch die bei sehr geringen Drehzahlen (weniger als 5 U/min / Kriechbetrieb) aufgenommen Messwerte. Ursache hierfür ist die zunehmende Kontaktflächengröße an der Dichtringflanke. Für die Praxis sind diese jedoch irrelevant, da Drehzahlen unter dem Leerlaufniveau üblicher Verbrennungsmotoren konstruktionsbedingt nicht zu erwarten sind.

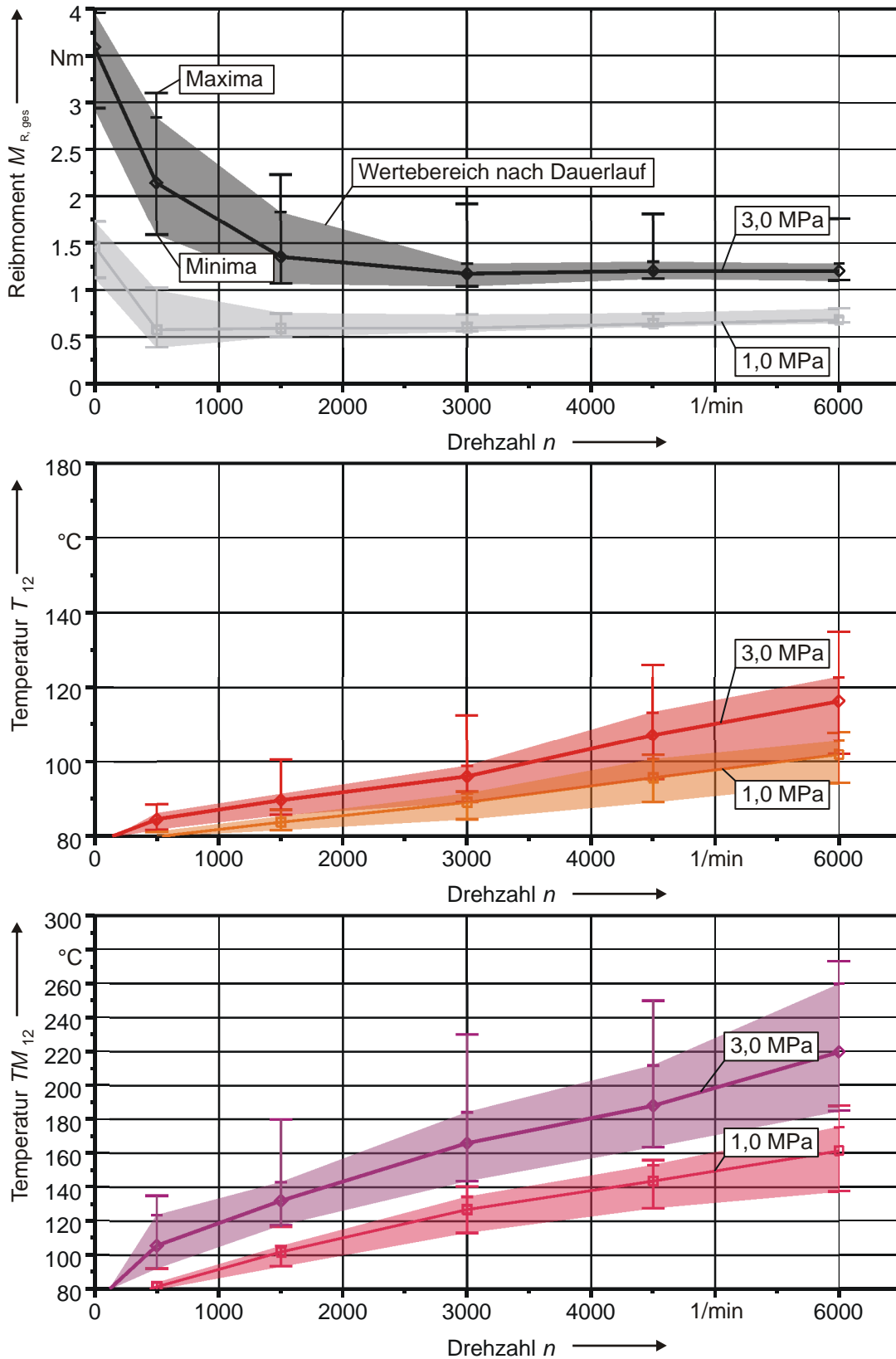


Abb. 7-8: Reibmoment, Gehäuse- und Spalttemperaturen für verschiedene Betriebsbedingungen am Beispiel der Dichtvariante A-3 (Torlon 4203)
 Datenbasis: 6 Versuchsansätze / 12 Dichtungen

Reibmoment

Bei nahezu allen untersuchten Dichtringvarianten zeigte sich ein deutlicher Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf das entstehende Reibmoment (Abb. 7-8, Abb. 7-10 oben). Bei REDR mit vollständig geglätteter Lauffläche wie den Dichtringvarianten A-3 bis A-5 ist dieser besonders ausgeprägt. Ausgehend vom Kriechbetrieb geht das Reibmoment mit zunehmender Drehzahl zunächst deutlich zurück, z. T. bis auf weniger als 35 % des Ausgangswertes. Nach Durchschreiten des Reibmomentminimums erfolgt anschließend ein leichter Anstieg, der jedoch weit weniger ausgeprägt ist, als von anderen Dichtsystemen her bekannt. Der typische Stribeck-Verlauf (siehe Abb. 3-11) stellt sich bedingt ein.

Für die Ausbildung des Reibmomentverlaufs sind drei Einflüsse von maßgeblicher Bedeutung. An erster Stelle ist hierbei der mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit schnell zurückgehende Reibbeiwert zu nennen (Werkstoffversteifung, nachlassende Hystereseeffekte, hydrodynamische Effekte). An zweiter Stelle steht die Erwärmung des Dichtsystems, die zur Verringerung der Viskosität des Drucköls im Spaltbereich führt. Diese wird zwar durch die Temperierung des Prüfkopfes gemindert, lässt sich jedoch nie ganz unterbinden. Wie im Kap. 5.1.4 gezeigt, haben bereits relativ geringe Temperaturänderungen einen großen Einfluss auf das Reibmoment eines REDR. Darüber hinaus ergibt sich durch die Erwärmung der Kontaktflächen und die damit einhergehende Ablösung der Innenkante am REDR eine zunehmende Entlastung.

Besonders transparent wird dieser Zusammenhang durch einen Vergleich der Messung mit den Ergebnissen des Berechnungsmodells unter Berücksichtigung der Dichtringverformung. Abb. 7-9 zeigt dies am Beispiel der Dichtringvariante A-3. Dargestellt sind die Messwertspannen nach Dauerlauf für Reibmoment und Flankentemperatur (entspricht Abb. 7-8), wie auch die korrespondierenden Berechnungswerte. Der Berechnung zu Grunde liegende Reibbeiwert wurde durch Iteration und Vergleich mit den Messdaten ermittelt und ist im mittleren Diagramm mit aufgeführt. Zusätzlich aufgetragen ist die an Festkörperkontakten abzustütze Normalkraft wie auch der Reibungsanteil, der auf Scherung des zwischen Dichtringflanke und Gegenlauffläche vorhandenen Fluids zurückzuführen ist.

Als Bezugstemperatur liegt der Berechnung die zwischen den Dichtringen gemessene Öltemperatur T_5 zu Grunde, die bei maximaler Belastung des Systems bis auf über 110 °C ansteigt. Bei Verwendung der Sumpftemperatur T_0 ergibt sich gegenüber den abgebildeten Werten ein etwas höheres Reibmoment, jedoch eine niedrigere Temperatur an der Dicht-ringflanke.

Insgesamt zeigen Berechnungswerte eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten für Dichtungen mit eingelaufenen Kontaktflächen. Die erarbeiteten Berechnungsgrundlagen sind damit ausreichend zur Beschreibung der gegenseitigen Beeinflussung von thermo-mechanischer Verformung, Gleitflächentemperatur und entstehendem Reibmoment geeignet. Auf ihrer Grundlage lassen sich Parametervariationen durchführen und die zu erwartenden Auswirkungen für die praktische Anwendung abschätzen.

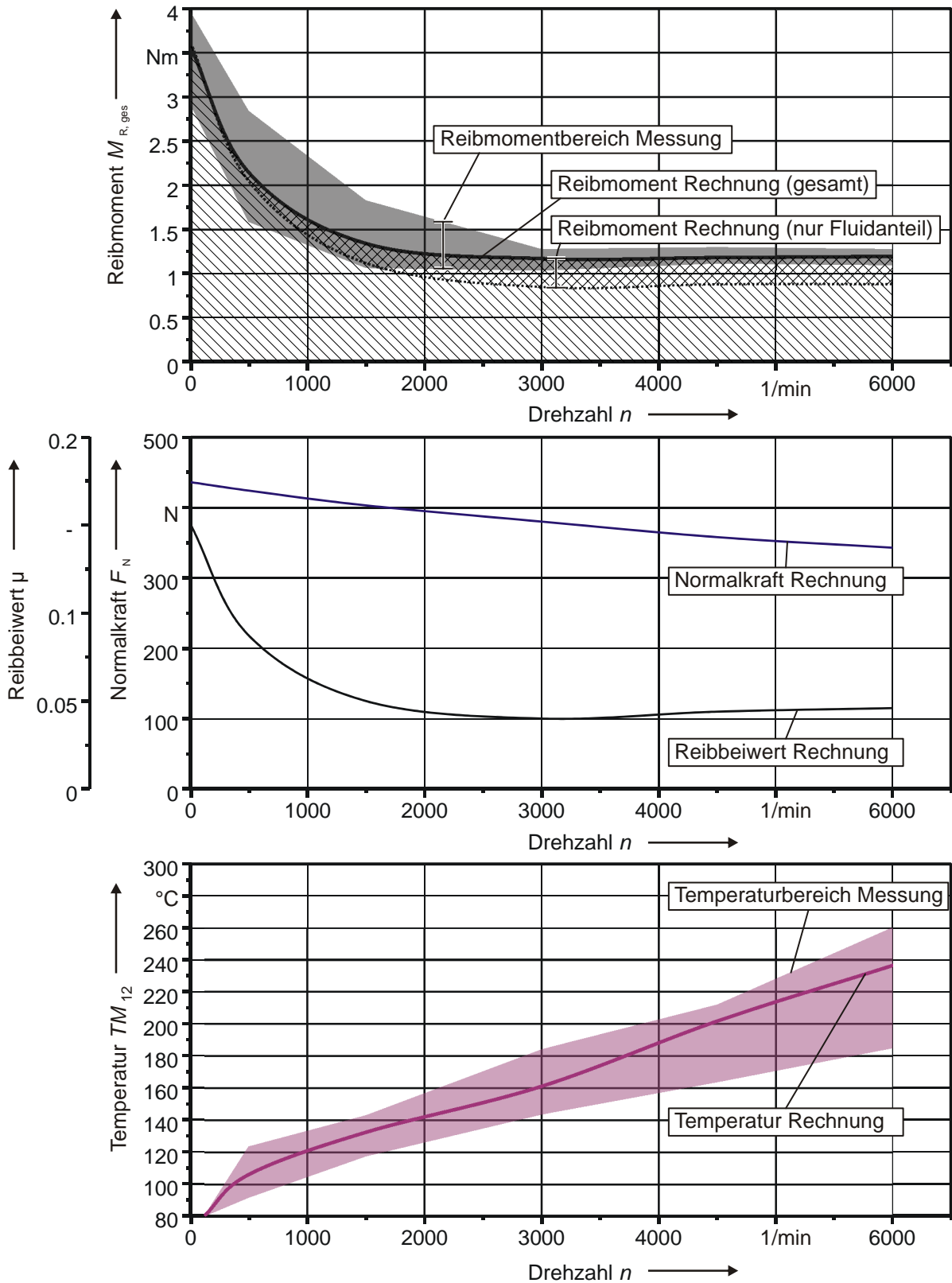


Abb. 7-9: Vergleich von Messung und Rechnung am Beispiel der Dichtringvariante A-3
 Bezugstemperatur der Rechnung basiert auf Messergebnissen
 Druck $p = 3 \text{ MPa}$

Eine weitere Bestätigung für den aufgezeigten Einfluss der Vorgänge im Kontaktbereich auf das Reibmoment eines REDR liefert Abb. 7-11, in der das Reibmoment verschiedener Dichtringvarianten in Abhängigkeit des abzudichtenden Drucks für verschiedene Drehzahlen aufgetragen ist. Während bei Drehzahlen nahe Null das Reibmoment nahezu proportional zum abzudichtenden Druck ist, tritt bei gegebener Relativgeschwindigkeit und der damit verbundenen Erwärmung der Kontaktfläche eine deutliche Entlastung ein. Wäre die Entlastung allein durch hydrodynamische Effekte bedingt, so müssten die Auswirkungen bei hohen Drehzahlen deutlich mehr hervortreten.

Im Gegensatz zu Dichtungen mit vollständig geglätteter Lauffläche zeigen REDR mit stark strukturierter Lauffläche keinen eindeutigen Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Reibmoment (Abb. 7-10, Mitte). Durch die in Umfangsrichtung zerklüftete Kontaktfläche ergibt sich bereits bei geringen Drehzahlen eine lokale Entlastung der Dichtringflanke und damit ein verringertes Moment. Mit zunehmender Erwärmung lösen sich diese Bereiche an der Dichtringinnenkante zwar von der Gegenfläche, die hierdurch entstehende Entlastung ist allerdings gering. Lediglich bei geringem Druck zeigt sich ein ähnlicher Drehzahleinfluss wie bei Dichtringen mit angepasster Lauffläche.

Die Spannweite der Reibmoment- und Temperaturmesswerte ist bei REDR mit einer solchen Laufflächenstruktur (A-1, A-2) wegen ihrer zunächst zufälligen Ausbildung erheblich. Mit fortschreitendem Verschleiß ist aber ein ähnlicher Zusammenhang zwischen Reibmoment und Gleitgeschwindigkeit wie bei den anderen Dichtringvarianten zu erwarten. Es ist durchaus möglich, dass auf raueren Gegenflächen die hier vorgestellten Zusammenhänge gar nicht in Erscheinung treten.

Wie bereits aufgezeigt, ist eine Belastung der Dichtringvariante A-5 (Grauguss) unter den vorgegebenen Randbedingungen nicht über 1,25 MPa hinaus möglich. Auch Untersuchungen mit Drehzahlen nahe Null sind angesichts der strahlförmig von Stoß her austretenden Leckage nicht zulässig, da diese bei Ausrichtung auf die Spaltdichtungen zur schnellen Durchflutung der Spindellagerung führt. Den Diagrammen in Abb. 7-10 und Abb. 7-11 liegen daher Funktionsversuche mit reduzierten Belastungsparametern zu Grunde.

Beide Darstellungen zeigen, dass auch bei Dichtringen aus Grauguss ein Entlastungseffekt mit zunehmender Erwärmung der Kontaktflächen eintritt. Dieser ist allerdings weitaus weniger ausgeprägt, als bei Kunststoff-REDR. Ursache hierfür sind die höhere Wärmeleitfähigkeit und die geringere Wärmeausdehnung des Dichtringmaterials. Die Dichtringtemperatur bleibt dadurch auf einem deutlich geringeren Niveau. Hieraus folgt, dass das Fluid im Kontaktbereich relativ wenig erwärmt wird und der viskose Reibungsanteil stärker in den Vordergrund tritt. Aus diesem Grund steigt das Reibmoment deutlich mit zunehmender Drehzahl an.

Einen Vergleich zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen der Dichtringvariante A-6 zeigt Abb. 7-12. Bei maximaler Beanspruchung bleibt die Temperatur an der Flanke um ca. 25 K gegenüber vergleichbaren Messungen (gleiche Reibleistung) an Kunststoffdichtringen zurück. Der Berechnung basiert ebenfalls auf der zwischen den Dichtringen gemessene Öltemperatur T_5 , die bei 1 MPa allerdings nur auf moderate 90 °C ansteigt.

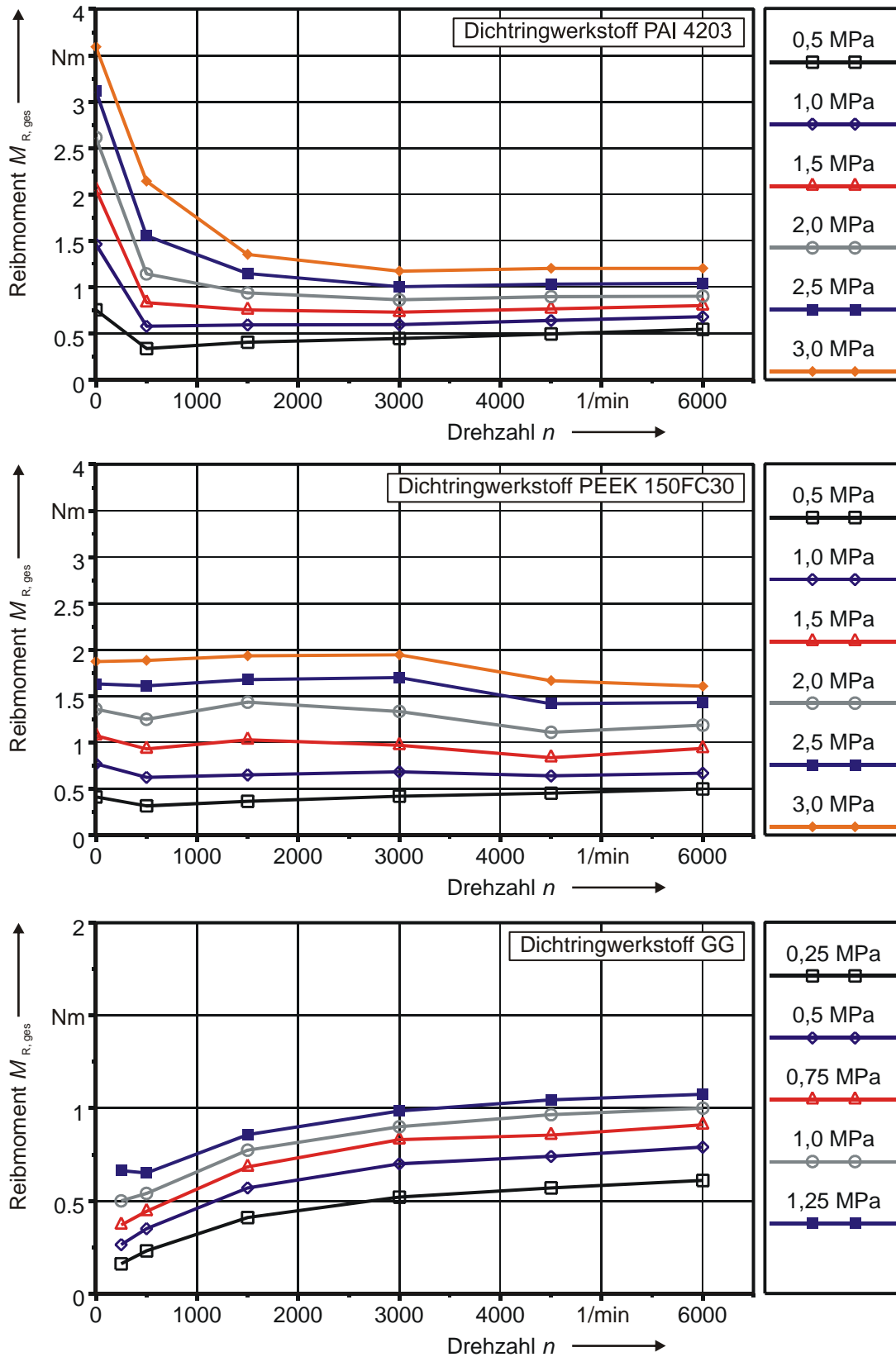


Abb. 7-10: Reibmoment für verschiedene Dichtringvarianten in Abhängigkeit der Drehzahl

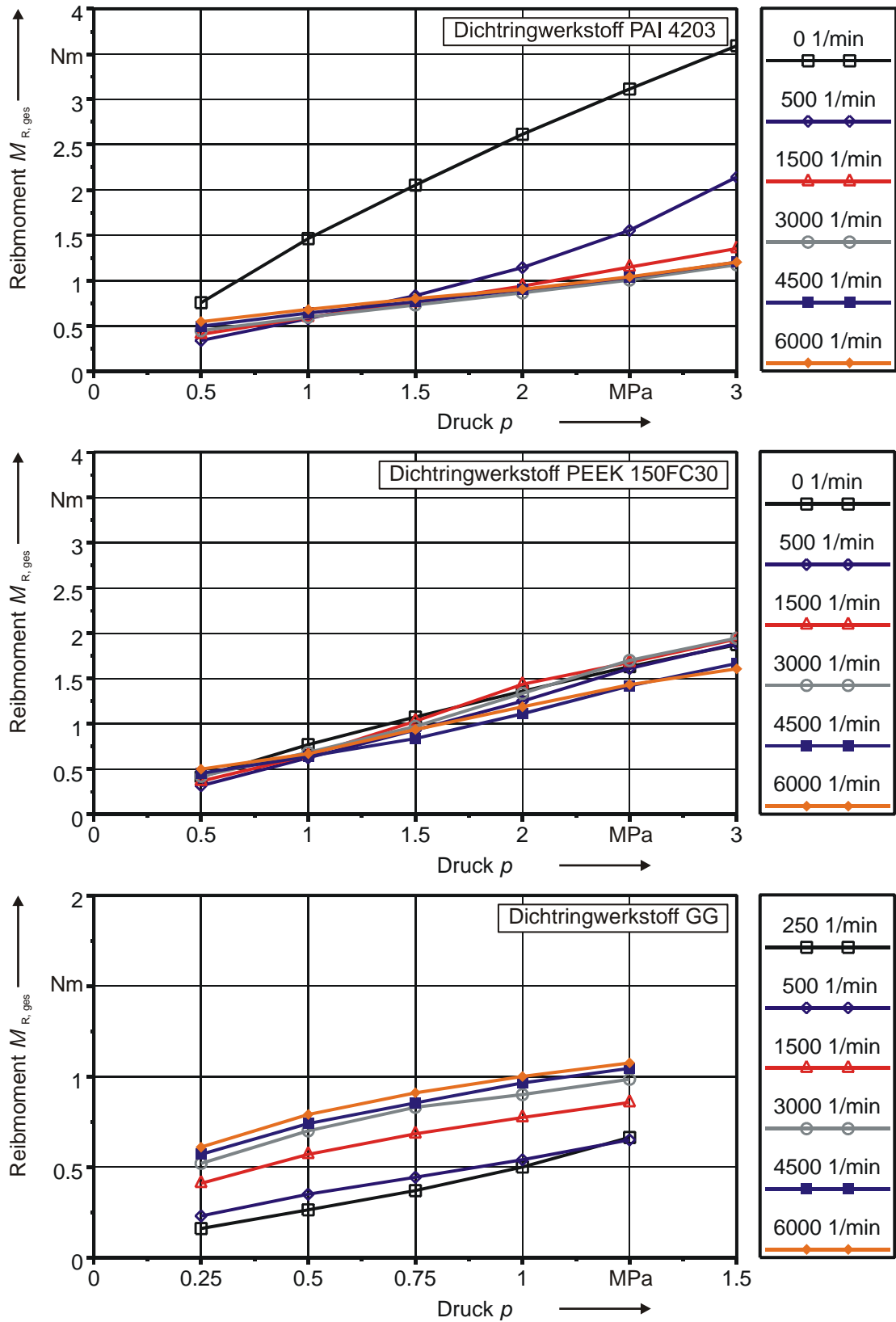


Abb. 7-11: Reibmoment für verschiedene Dichtringvarianten in Abhängigkeit des abzudichtenden Drucks

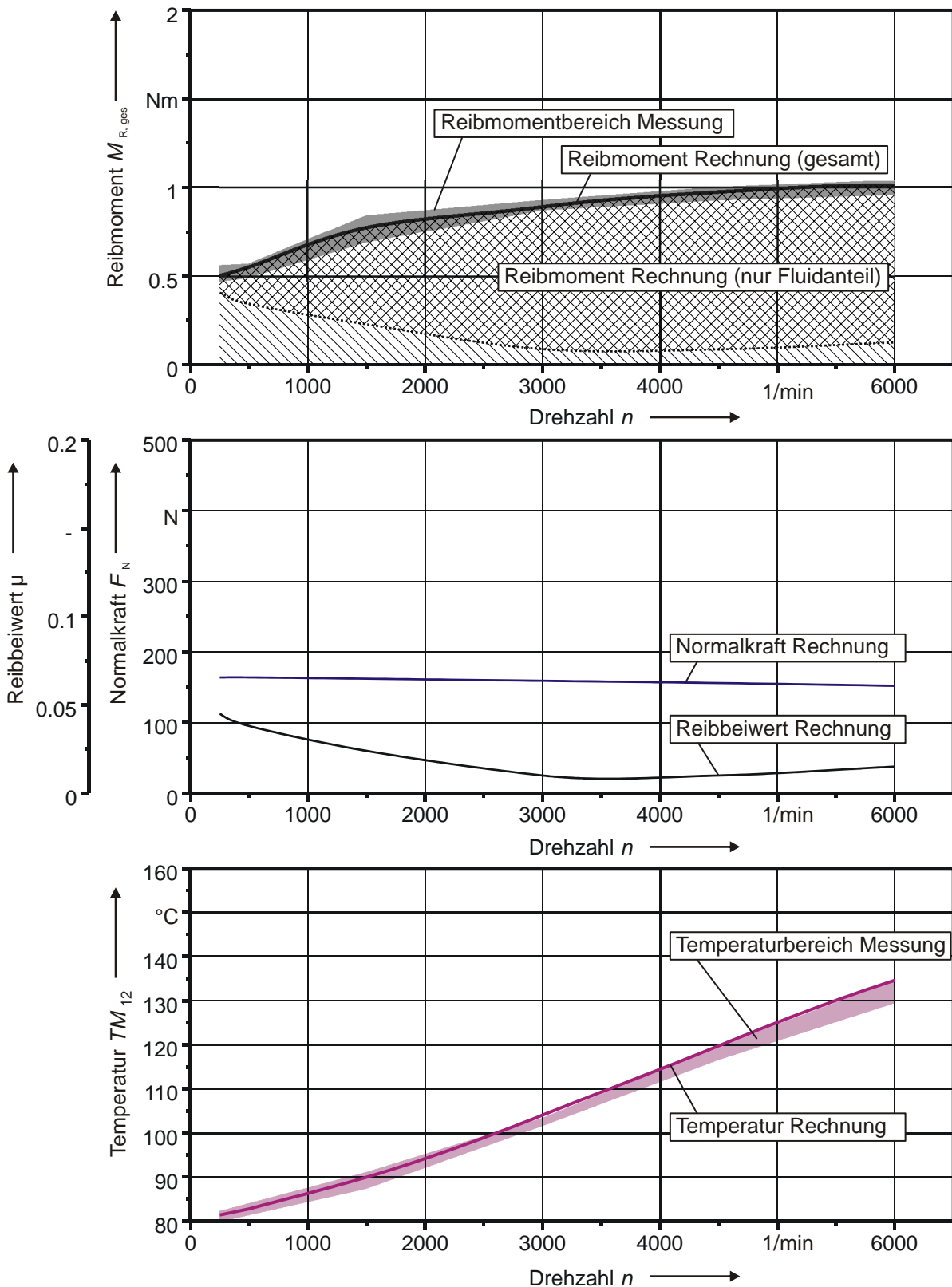


Abb. 7-12: Vergleich von Messung und Rechnung am Beispiel der Dichtringvariante A-6
 Bezugstemperatur der Rechnung basiert auf Messergebnissen
 Druck $p = 1 \text{ MPa}$

Die Gegenüberstellung der Einzelreibungsanteile zeigt, dass die Scherung des abzudichtenden Fluids für das Reibmoment eines REDR aus Grauguss ausschlaggebend ist.

7.2.2 Bewegungsverhalten

Das Fehlen einer formschlüssigen Drehmomentsicherung ist eine der Besonderheiten von REDR. Die bis hierhin beschriebenen Dichtringvarianten sind von vorn herein so ausgelegt, dass die für Reibung und Verschleiß maßgebliche Gleitbewegung an der Dichtringflanke stattfinden sollte. Das maximale Reibmoment an der Mantelfläche überwiegt deutlich gegenüber dem an der Flanke.

Die Temperaturmessungen an den Grenzflächen bestätigen diese Aussage grundsätzlich. Mit Ausnahme weniger Einzelversuche mit REDR der Variante A-3 dar, deren Querschnitt verdreht war, stehen alle untersuchten Dichtringe gegenüber dem Gehäuse nahezu still. Ein detaillierter Einblick lässt man mit Hilfe des optischen Messsystems erzielen. Mit diesem sind auch quantitative Aussagen zur Dichtringrotation möglich. Eine typische Messung zeigt Abb. 7-13 an Beispiel eines Dichtrings des Typs A-2.

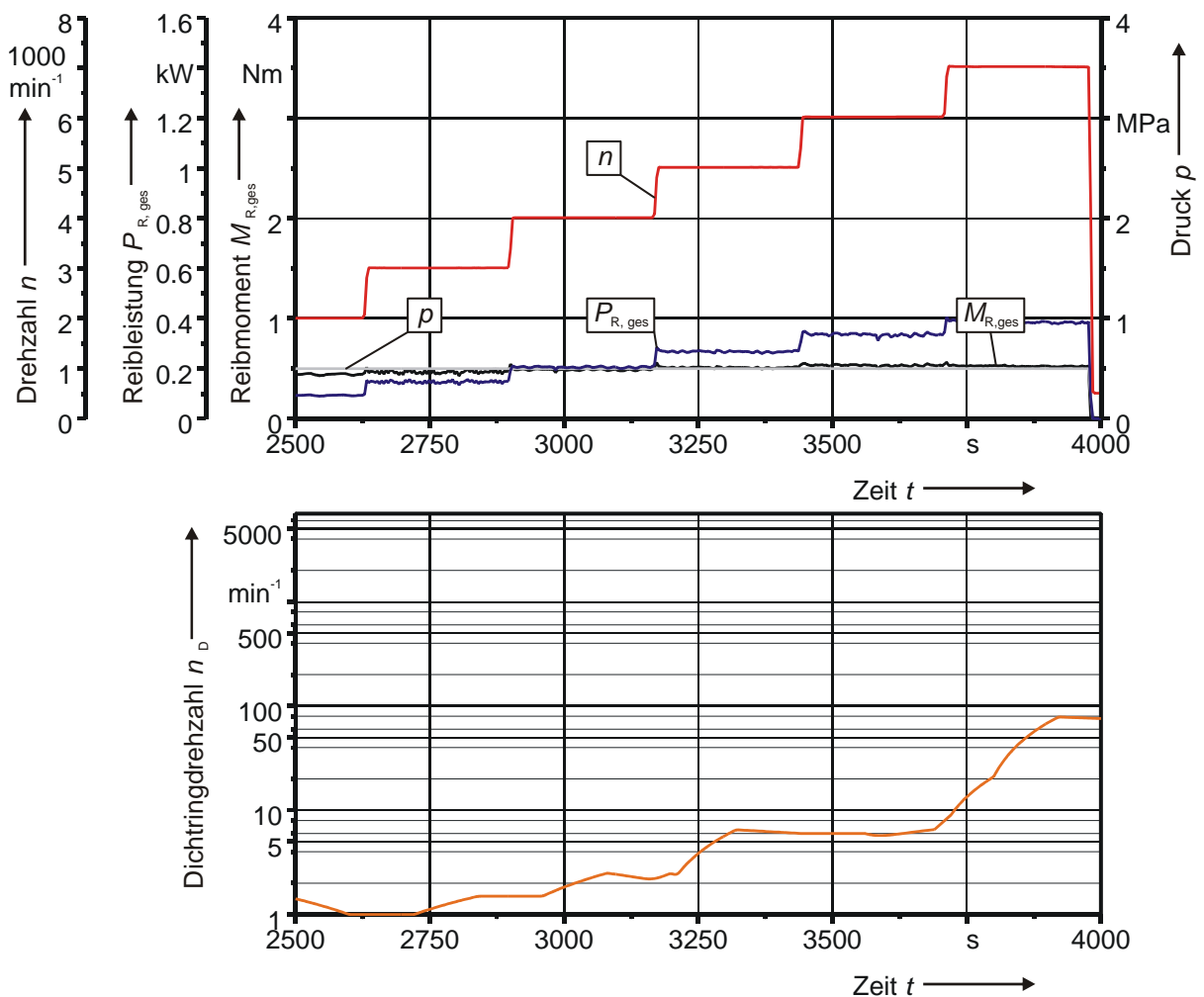


Abb. 7-13: Dichtringrotation in Abhängigkeit der Wellendrehzahl
typischer Ausschnitt eines Versuchs für REDR der Variante A2

Selbst bei einer maximalen Wellendrehzahl von 6.000 1/min steht der Dichtring gegenüber dem Gehäuse nahezu still. Es zeigt sich lediglich eine geringfügige Kriechbewegung, wie in Kap. 5.1.3 beschrieben.

REDR der Variante A-5 sollten angesichts ihrer schmalen Bauweise eher an der Umfangsfläche als an der Flanke gleiten. Verändern sich Spaltform oder Reibbeiwert an beiden Flächen nur leicht, so kann sich das Bewegungsverhalten durchaus aber auch umkehren. Dieser nicht eindeutige Zustand offenbart sich auch im Versuch. Einige Dichtringe zeigen ausschließlich eine Gleitbewegung an der Flanke, andere dagegen nur an der Mantelfläche. Auch spontane Wechsel des Bewegungsverhaltens lassen sich beobachten, ohne dass diese bestimmten Betriebsparametern eindeutig zugeordnet werden können.

In einzelnen Fällen teilt sich die Gleitbewegung auf beide Flächen auf, jedoch ist dieser Zustand nicht stabil (Abb. 7-14). Bereits die einfache Wiederholung eines solchen Versuchs liefert oft ein gänzlich anderes Ergebnis.

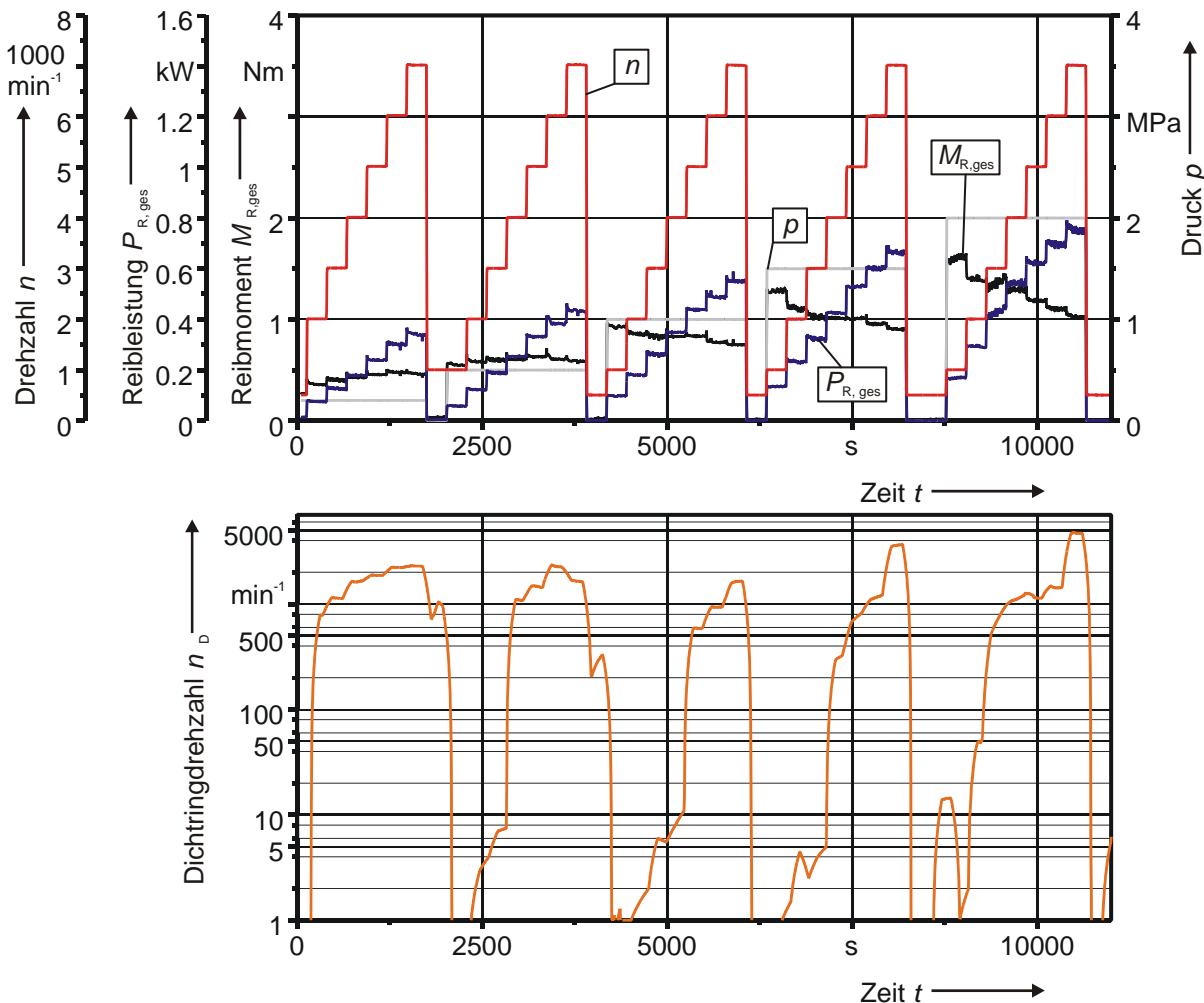


Abb. 7-14: Dichtringrotation in Abhängigkeit der Wellendrehzahl
typischer Ausschnitt eines Versuchs für REDR der Variante A5

7.2.3 Leckage

Die meisten Anwender von REDR bewerten die Leckage eines Dichtrings kritischer als das Reibmoment oder die an den Gleitflächen auftretenden Temperaturen. Angesichts des geringen zur Kompensation der Leckage notwendigen Energieaufwands ist diese Haltung in den meisten Fällen nicht nachvollziehbar. Oftmals wird dabei auch vergessen, dass die

Leckagewerte der meisten REDR stark streuen und die Einhaltung einer vorgegebenen maximalen Leakage bei der Bemessung der Spalte kleine Abmessungen erfordert.

Die Bandbreite der Leakage der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten REDR ist erheblich. Dichtringe mit weniger als 5 ml/min wie auch solche mit mehr als 800 ml/min sind darunter. Unterschiede gibt es sowohl zwischen den einzelnen Stoßvarianten, aber auch zwischen den Werkstoffen, denn obwohl für die Dichtringe A-1 bis A-4 aus dem gleichen Spritzgusswerkzeug stammen, ergeben sich durch das unterschiedliche Schrumpfverhalten und die verwendeten Spritzgussparameter Abweichungen im Bereich der Stoßgeometrie. Das für die Leakage eines 2-T-Stoßes wesentliche Maß s_3 liegt z. B. bei Dichtringen des Typs A-1 bei ca. 3,2 mm während beim Typ A-2 eher Werte um 2,2 mm festzustellen sind.

Aber auch die Leckagemessungen bei gleichen Dichtringen variieren zum Teil um mehrere 100 %. Dies ist durch zum einen durch Maßabweichungen im Spaltbereich, zum anderen aber auch durch das variierende Reibmoment, die Erwärmung der Drehdurchführung und die damit im Zusammenhang stehende Viskosität zwischen den Dichtringen bedingt.

Die Leakage der untersuchten Graugussdichtringe mit Hakenstoß ist in Abb. 7-15 dargestellt. Wie in der Systemanalyse gezeigt, steigt die Leakage mit dem abzudichtenden Druck an. Die Zunahme ist durch die von der Strömungsgeschwindigkeit abhängenden Verluste am Spaltein- und Austritt leicht degressiv. Die sich mit der Erwärmung des Dichtrings verkleinernde Spaltweite bewirkt eine bei höheren Drehzahlen etwas verringerte Leakage.

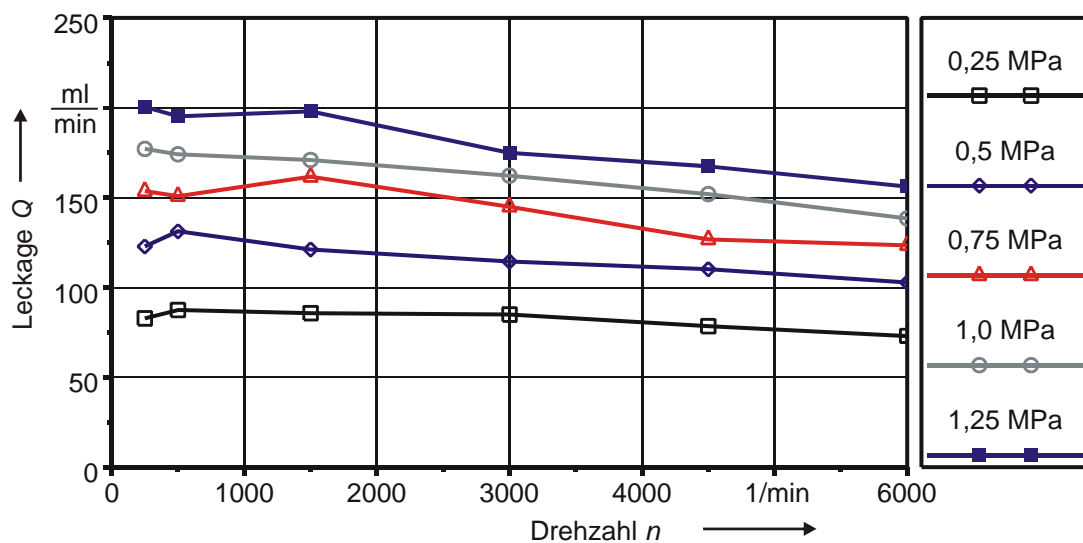


Abb. 7-15: Mittlere Leakage der Dichtringe der Variante A-6 (senkrechte Spaltorientierung)

Leckagemessungen an REDR mit 2-T-Stoß sind in Abb. 7-16 zusammengefasst. Die Variante A-5 ist angesichts ihrer äußerst niedrigen Leckagewerte nicht dargestellt. Im Vergleich zu den Messungen an Graugussdichtringen mit Hakenstoß ist festzustellen, dass die Leakage zunächst erheblich geringer ausfällt. Da die Wärmedehnung im Stoßbereich nur geringen Einfluss auf leakagebestimmende Geometrie hat, treten bei höheren Drehzahlen (Systemerwärmung, verringerte Ölviskosität) auch deutlich erhöhte Leckagewerte auf.

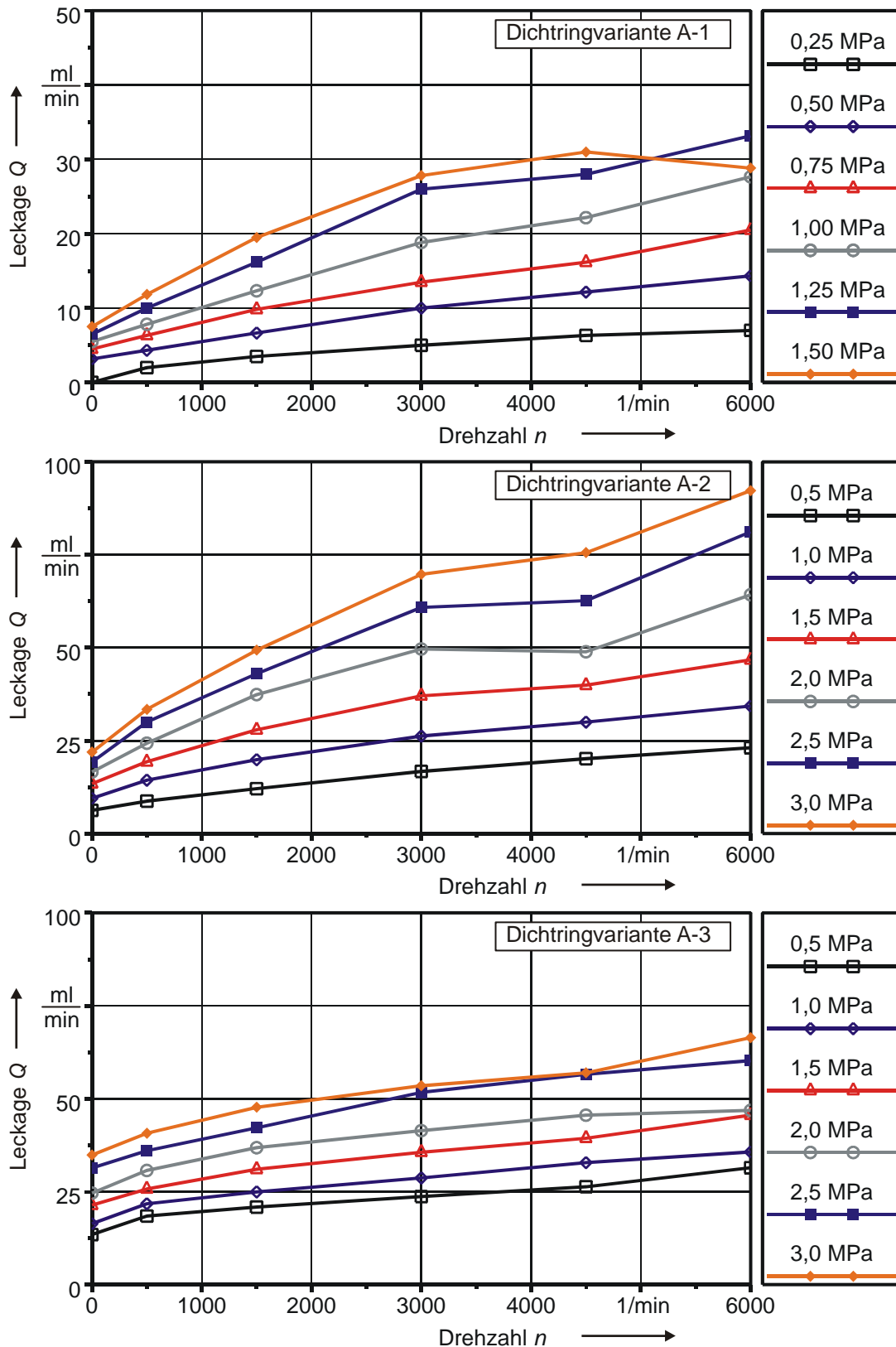


Abb. 7-16: Mittlere Leakage der Dichtringe der Variante A-1 bis A-3 (parallele Spaltorientierung)

In der Grundtendenz stimmen die an Hakenstoß und 2-T-Stoß gemessenen Leakagen mit den vorausgerechneten Werten überein. Der Einfluss der Parameter Druck und Systemerwärmung

bzw. Ölviskosität wird richtig wiedergegeben. Ein absoluter Vergleich kann, angesichts einer Vielzahl von Einflussgrößen und der gegebenen Streubreite der experimentell ermittelten Werte nicht ernsthaft geführt werden.

Um die Möglichkeit zur Kühlung eines REDR durch die an der Stoßstelle austretende Leckage absolut zu bewerten, ist in Abb. 7-17 der am Dichtring entstehenden Verlustleistung die durch die Leckage abführbare Wärmemenge gegenübergestellt. Für die Berechnung wird angenommen, dass das Drucköl beim Durchgang durch den Stoßbereich die mittlere Temperatur des Dichtrings annimmt. Angesichts ihrer relativ hohen Leckage werden für diesen Vergleich die Messergebnisse der Dichtringvariante A-2 herangezogen.

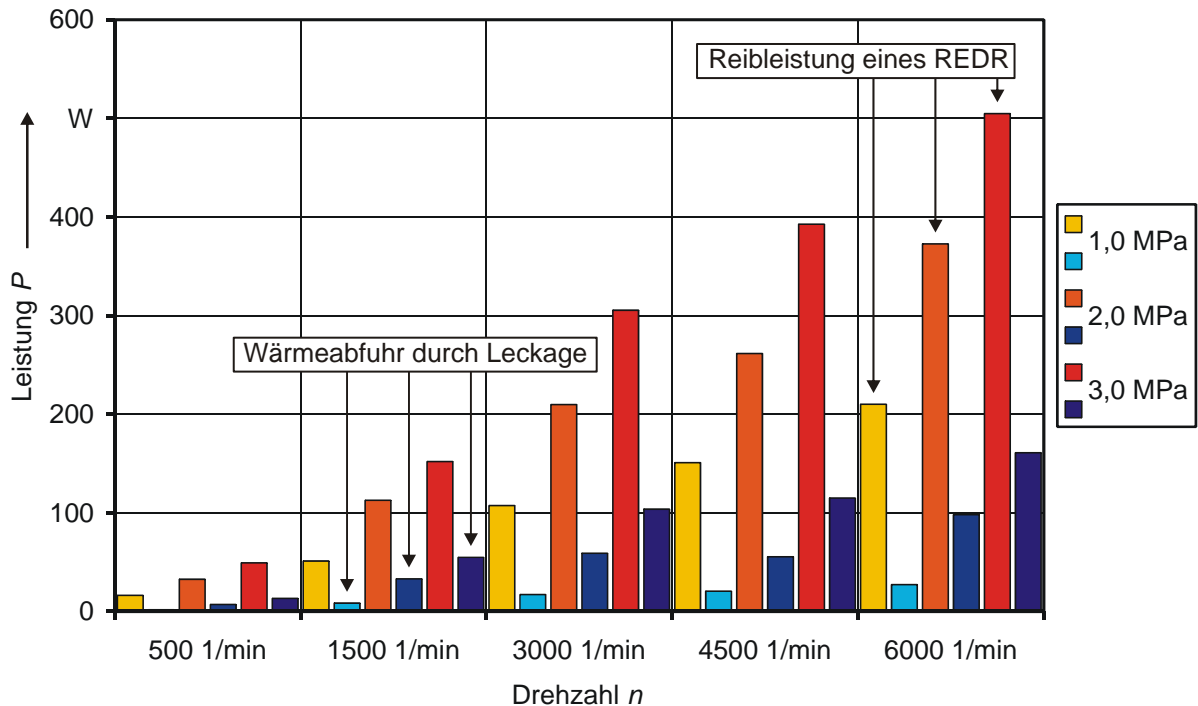


Abb. 7-17: Vergleich der am REDR entstehenden Reibleistung und der durch die Leckage abführbaren Wärme (Dichtringvariante A-2)

Die Gegenüberstellung zeigt, dass bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtringvarianten nur ein geringer Anteil der Reibungswärme durch die Leckage aus dem System abgeführt werden kann. Eine deutliche Kühlung ist nicht zu erzielen. Der Kühlungseffekt ist aber immer vom Aufbau des gesamten Dichtsystems abhängig. Ist dieses gegenüber der Getriebeumgebung weitgehend isoliert, so kann eine erhöhte Leckage durchaus wirkungsvoll sein. Bei guter thermischer Anbindung tritt dagegen ggf. kein messbarer Vorteil ein.

7.3 Einsatzgrenzen

Die Einsatzgrenzen metallischer REDR sind durch die Stabilität des trennenden Schmierfilms im Gleitkontakt gegeben. Wird dieser durchbrochen, so tritt Fressverschleiß auf und das Dichtsysteem wird in kurzer Zeit zerstört.

Über die Grenzbelastbarkeit von REDR aus HT-Kunststoffen ist bislang noch wenig bekannt. Es liegt aber nahe, dass diese durch die Temperatur im Dichtring bestimmt wird.

Um die maximal zulässige Temperatur der einzelnen Dichtringwerkstoffe zu bestimmen, werden stichprobenhaft Grenzwertversuche durchgeführt, in denen eingelaufenen REDR einer erhöhten Belastung ausgesetzt werden. Die Belastung wird gesteigert, bis die Dichtung versagt. Ein Ausfall lässt sich in den meisten Fällen anhand einer plötzlichen Änderung von Funktionswerten erkennen (Reibmoment, Temperatur, Leckage).

Ein typisches Ende eines Grenzwertversuchs mit Dichtringausfall ist in Abb. 7-18 dargestellt. Das Versagen des REDR kündigt sich bereits kurz nach dem Anfahren der Drehzahlstufe von 7.000 1/min (ca. 19.750 s nach Versuchstart) an. Während die Temperatur an der äußeren Temperaturmessstelle TM_1 sich zunächst stabilisiert hat, steigt die Temperatur an der Messstelle TM_2 stetig weiter. Kurz darauf findet ein Anstieg des Reibmoments statt, worauf hin die Temperatur an der Flanke beschleunigt ansteigt.

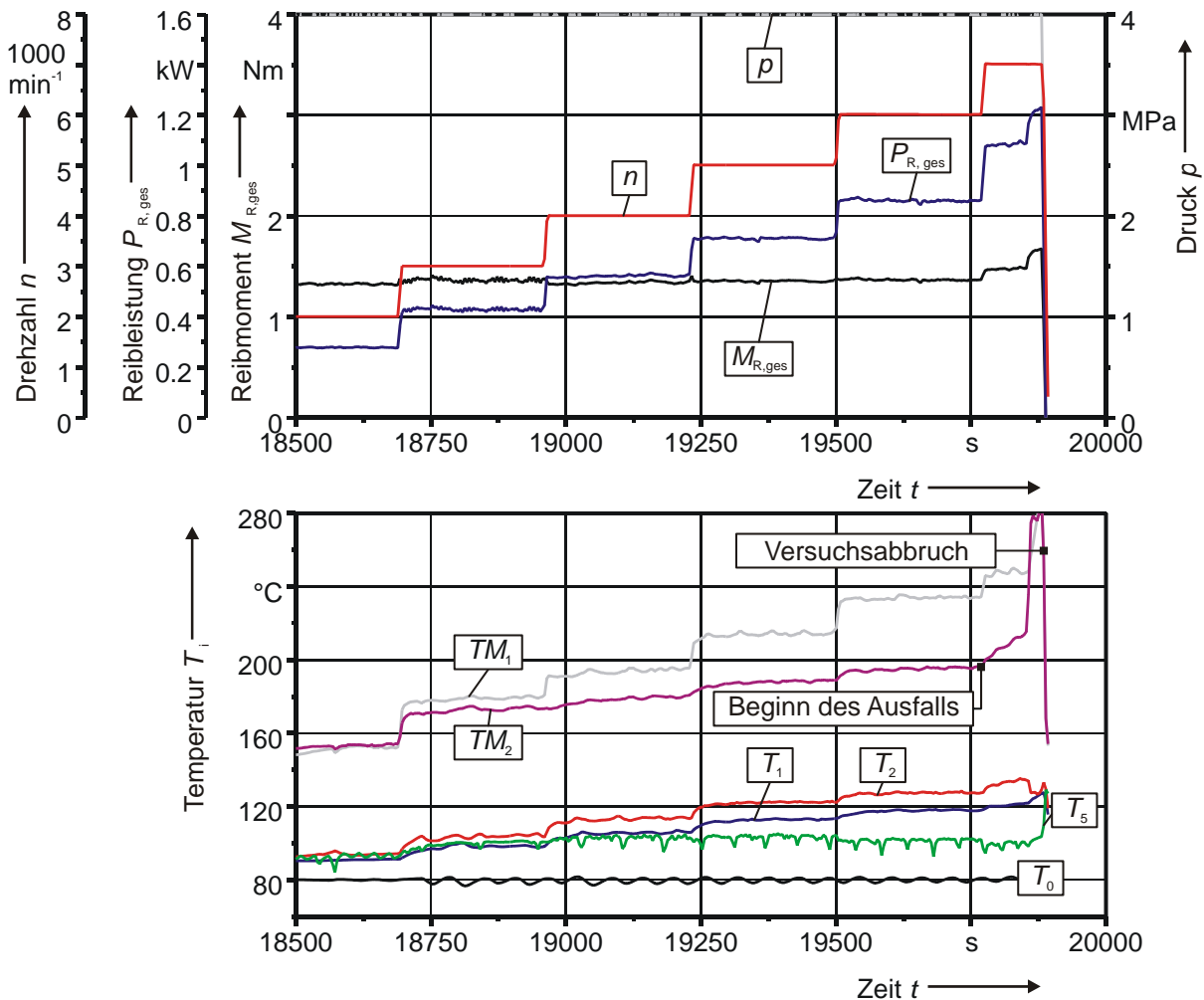


Abb. 7-18: Grenzwertversuch mit einem REDR aus PEEK 150FC30

Dieses wiederholt beobachtete Ausfallszenario legt nahe, dass das Dichtringmaterial im Bereich der Flanke anschnitzt oder zumindest so weich wird, dass ein Fließen an der Oberfläche einsetzt. Die Anpassung der Oberflächen schnürt den Zutritt des Drucköls zu Spaltbereich ab. Durch gegenseitige Beeinflussung steigen Normalkraft, Reibleistung und Dichtflächentemperatur schnell an. Ein Kreislauf, der innerhalb weniger Sekunden zur thermischen Zerstörung des REDR führt (Abb. 7-19).

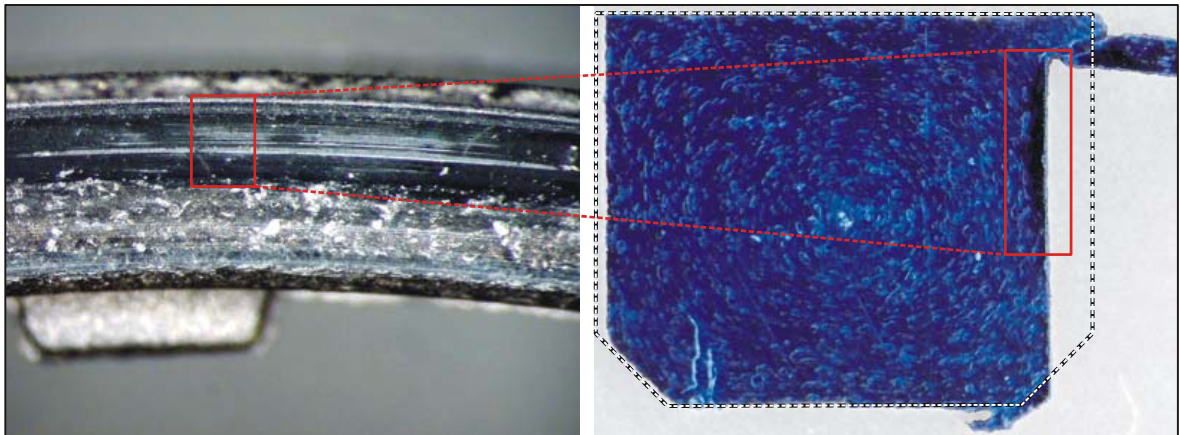


Abb. 7-19: Thermisch geschädigter Bereich an der Flanke eines REDR aus PEEK

Die in den Grenzversuchen ermittelten maximalen Einsatzgrenzen der HT-Kunststoffe sind in Abb. 7-20 ihrer Glasübergangstemperatur gegenübergestellt. Interessant ist, dass das unverstärkte PEEK bis nahezu 60 K oberhalb der Glasübergangstemperatur eingesetzt werden kann. Mit Glas- und Kohlefasern verstärkt ist sogar eine Verwendung bei bis zu 240 °C möglich. Diese Temperaturen liegen allerdings noch weit unterhalb der Kristallitschmelztemperatur von 335 °C.

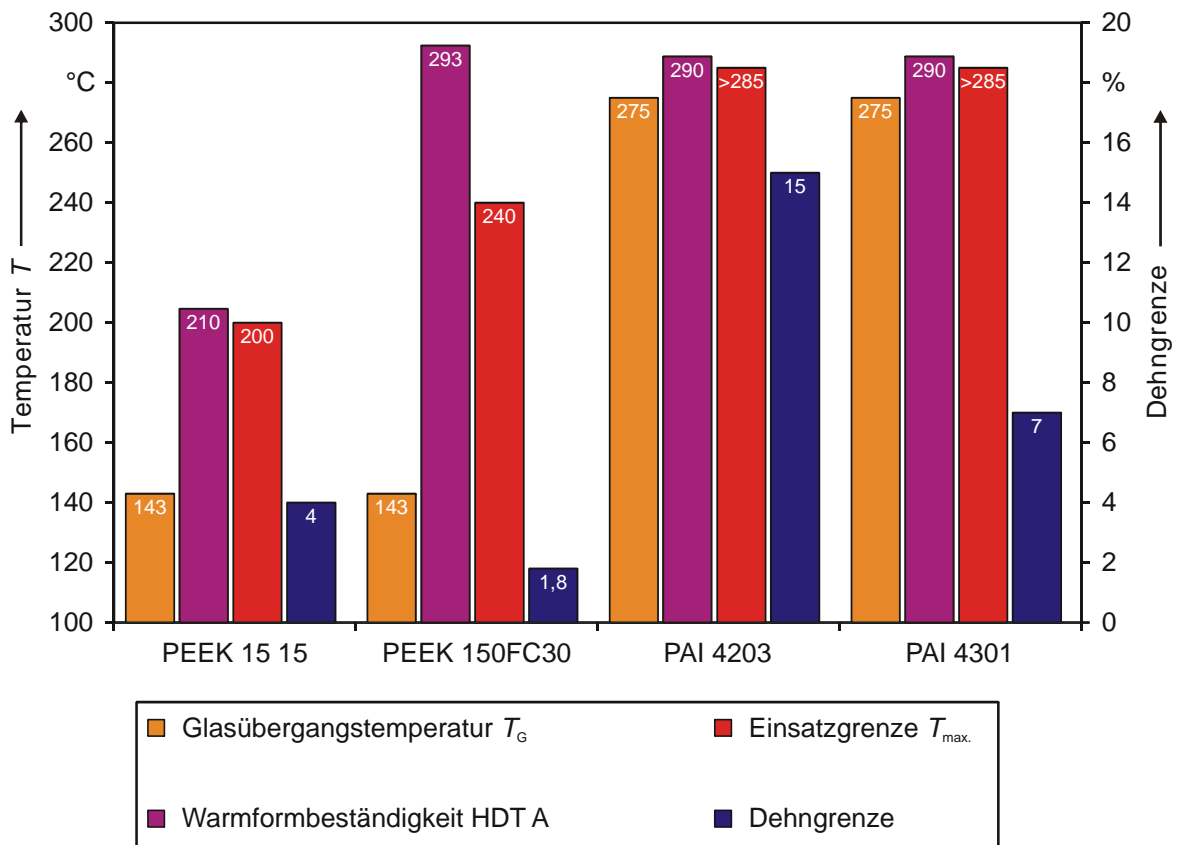


Abb. 7-20: Glasübergangstemperatur und Einsatzgrenzen der untersuchten HT-Kunststoffe

Wie in Kap. 3.4.2 erläutert, ist der Kristallitanteil in Bauteilen aus teilkristallinen Kunststoffen abhängig von der Temperaturführung während des Herstellungsprozesses. Lange Abkühlzeiten erhöhen den Kristallitanteil. Da die heiße Formmasse während der Verarbeitung

auf die kältere Gegenfläche in der Form trifft und dann von außen nach innen erkaltet, ergeben sich Bauteile mit amorpher Randschicht und hohem Kristallitanteil im Kern. Das Erweichen der amorphen Randschicht lässt sich durch die Faserverstärkung zwar zu höheren Temperaturen hin verschieben, allerdings nicht bis zu Kristallitschmelztemperatur hin verhindern.

An die hohen, von Polyamidimiden ertragbaren Einsatztemperaturen reichen aber beide PEEK-Compounds nicht heran. Auch bei Gleitflächentemperaturen von nahezu 300 °C gelingt es weder das Compound 4203 (A-3) noch das Compound 4301 (A-4, A-5) im Versuch zu zerstören. Belastungen über diese Temperaturgrenze hinaus sind, angesichts der thermischen Beständigkeit heute üblicher Getriebeöle, nur wenig sinnvoll.

8 Systemoptimierung

Grundsätzlich besteht bei der Auslegung einer Drehdurchführung mit REDR der Wunsch, die im System entstehenden Reibungsverluste zu minimieren. Die für die Belastungsgrenze kritische Temperatur im Dichtspalt kann hierdurch gesenkt und der Wirkungsgrad der Anwendung verbessert werden.

Allgemeine Hinweise zur Gestaltung von Drehdurchführungen mit REDR enthält bereits die in Kap. 5 vorgestellte Systemanalyse. Diese beziehen sich sowohl auf die Geometrie des Druckraums zwischen den Dichtringen wie auch auf die Spaltabmessungen zwischen Gehäusehülse und Welle. Im Folgenden werden weitere Möglichkeiten betrachtet, die entstehenden Reibungsverluste durch Maßnahmen am REDR selbst zu verringern.

Das bei gegebener Wellendrehzahl für die Reibungsverluste entscheidende Reibmoment einer dynamischen Wellendichtung ergibt sich aus dem Integral der über den Umfang der Kontaktfläche angreifenden Reibkräfte. Das Reibmoment hängt dabei sowohl vom wirksamen Radius, dem Reibungszustand, der Kontaktfläche als auch von der auf den Dichtring wirkenden Kontaktpressung ab:

$$M_R = \int_{F_T} r dF_T = \int_A r \cdot \mu \cdot p_m dA \quad (8-1)$$

Aus dieser Überlegung ergeben sich verschiedene Ansatzpunkte zur Minimierung des Reibmoments:

- a) Verringerung der Kontaktfläche / der Normalkraft (hydrostatische Entlastung)
- b) Senkung des Reibbeiwert durch
 - makroskopische oder
 - mikroskopische Strukturen
 (hydrodynamische Entlastung)

Eine Verringerung des wirksamen Reibradius ist in der Praxis oft nicht möglich, da dieser in den meisten Anwendungen fest vorgegeben ist.

Im Folgenden werden die sich aus dieser Betrachtung ergebenden Maßnahmen diskutiert, bewertet und anhand einzelner experimenteller Untersuchungen überprüft.

8.1 Hydrostatische Entlastung

Zur Verringerung der auf dem Dichtring lastenden Normalkraft ist es sinnvoll, die druckbelastete Fläche zu verkleinern. Für REDR, die an der Mantelfläche gleiten, ist hierzu die Dichtringbreite zu verringern, bei Gleitbewegung an der Flanke muss dagegen die Dicht-ringhöhe reduziert werden. In den meisten Fällen ist es jedoch nicht möglich, die Dichtringabmessungen beliebig zu verkleinern, da eine ausreichende Festigkeit im Stoßbereich erhalten bleiben muss. Aus diesem Grunde bietet es sich an, umlaufende Fasen oder Taschen an den Dichtringkanten vorzusehen und diese ggf. im Stoßbereich auszusparen (Abb. 8-1).

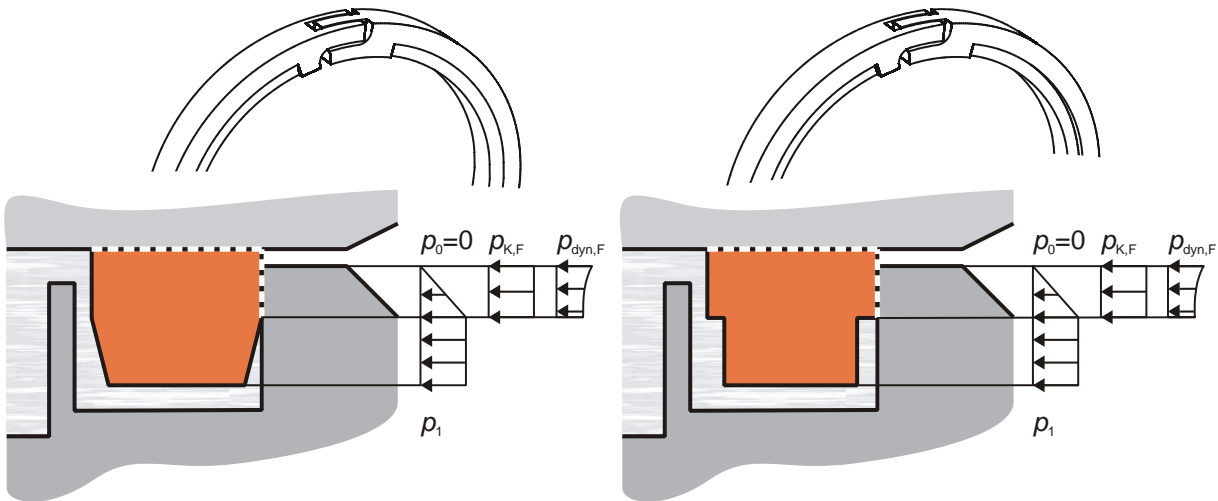


Abb. 8-1: Hydrostatische Entlastung durch Fasen und Taschen an der Dichtringinnenkante

Hierdurch gelingt es, die Kontaktfläche auch bei üblichen Dichtringquerschnitten zu verringern. Das Drucköl kann an der Dichtringflanke in den Spaltbereich eintreten und den Dichtring entlasten.

Bei der Dimensionierung der Fasen oder Taschengeometrie ist zu beachten, dass sich durch die Modifizierung das Belastungsverhältnis in axialer Richtung ansteigt und sich damit auch die Kontaktpressung am Dichtring erhöht. Die durch die verringerte Erwärmung zurückgehende thermische Ausdehnung im Kontaktbereich wirkt diesem Einfluss jedoch entgegen. Weiterhin ist zu gewährleisten, dass auch maximaler in der Praxis zu erwartender Exzentrizität zwischen Welle und Gehäusehülse eine ausreichende Kontaktflächenbreite am Dichtring verbleibt.

Zur Optimierung eines REDR erscheint daher folgendes Vorgehen sinnvoll. Zunächst ist zu klären, ob die Gleitbewegung des Dichtrings an der Flanke oder der Mantelfläche stattfindet und dies im Hinblick auf die Abfuhr der Reibleistung sinnvoll ist. Anschließend sind die Fassen- oder Taschengeometrie zu vergrößern, bis entweder die Kontaktpressung auf ein zulässiges Maß ansteigt oder die verbleibende Kontaktbreite bei maximaler Exzentrizität nicht mehr ausreicht. Die Tiefe der Geometrie richtet sich nach dem zu erwartenden Verschleiß.

Die Wirkungsweise der Optimierung wird im Folgenden am Beispiel der Dichtringvarianten A-2 und A-6 demonstriert. Für den REDR aus HT-Kunststoff wird sowohl eine Variante mit Tasche (A-2-1) als auch eine weitere mit Fase (A-2-2) untersucht. Die Höhe Entlastungsgeometrie beträgt bei beiden Varianten 1,1 mm. Für den Graugussring steht lediglich eine Variante mit 1,3 mm hoher Fase zur Verfügung.

Die veränderte Situation an der Dichtringflanke ist exemplarisch in Abb. 8-2 für die Variante A-2-1 mit Tasche dargestellt. In der Ausgangssituation ist die Anlagefläche an der Flanke noch relativ breit, obwohl sich der Kontakt an der Innenkante der Dichtung bereits gelöst hat. Am Dichtring mit Tasche kann das Drucköl wesentlich weiter vordringen. Hierdurch ergibt sich insgesamt eine deutlich verringerte Normalkraft. Bei 1,5 MPa reduziert sich die Normalkraft um 30 %, bei 3,0 MPa verbleiben immerhin noch 26 %. Reibmoment und Reibleistung verringern in gleicher Größenordnung.

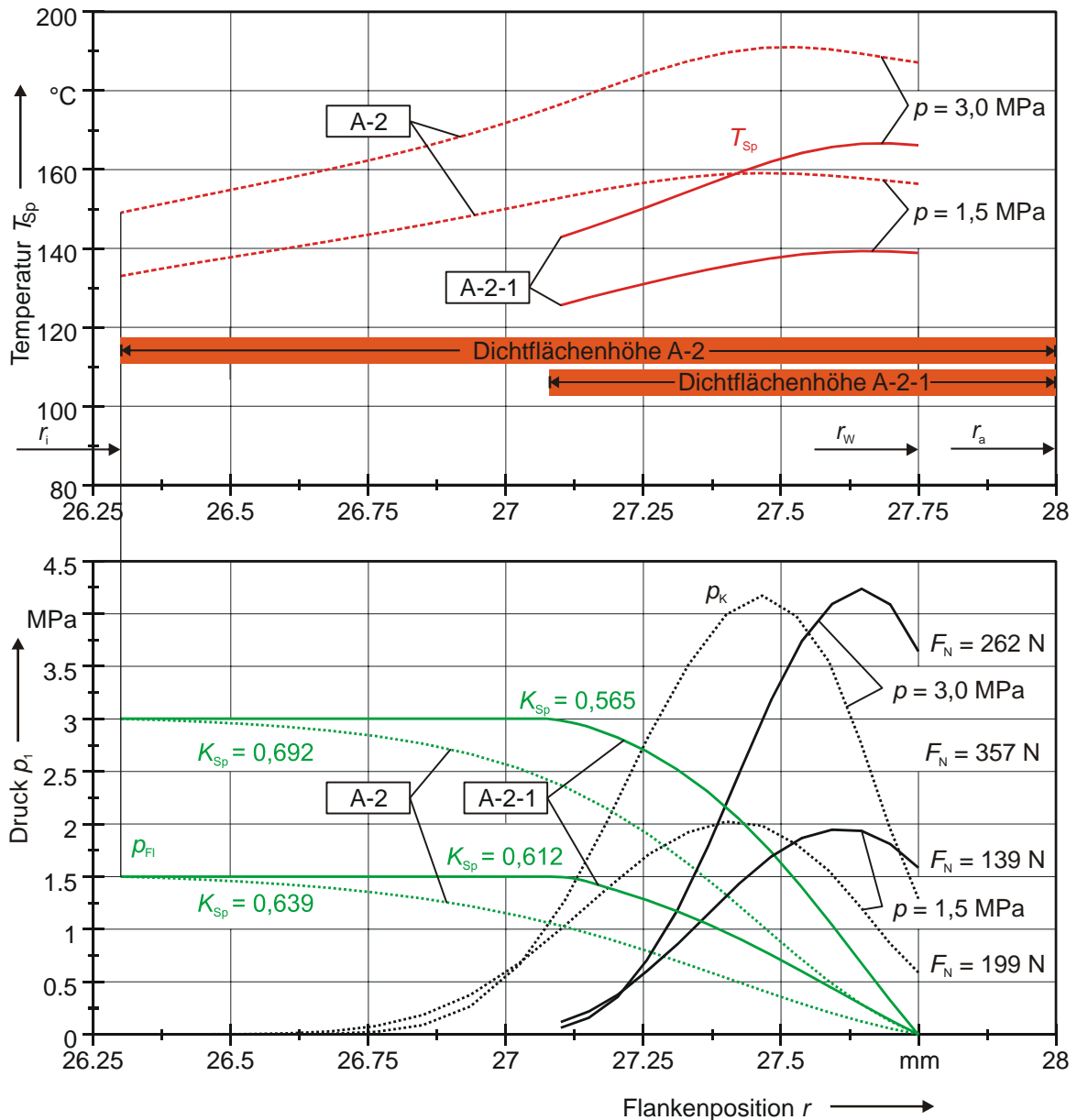


Abb. 8-2: Temperatur, Kontaktpressung und Fluiddruck an der Dichtringflanke der Varianten A-2 und A-2-1

$$p_1 = 1,5 \text{ und } 3 \text{ MPa}, n = 4.500 \text{ min}^{-1}, \mu = 0,05, \text{ Bezugstemperatur } T = 80 \text{ °C}$$

Durch die verminderten Reibungsverluste erwärmt sich die Flanke der optimierten Dichtringe wesentlich weniger. Bei 1,5 MPa ist der Maximalwert um ca. 20 K gegenüber der Ausgangssituation verringert; bei 3,0 MPa sind es mehr als 30 K.

Die Leckage über die Dichtringflanke erhöht sich durch die verkürzte Spalllänge um ca. 20 % auf ca. 0,6 ml/min. Durch die verringerte Erwärmung des Gesamtsystems wird die Leckage durch den Dichtringstoß jedoch deutlich reduziert, so dass in der Praxis eher eine geringere Gesamtleckage zu erwarten ist.

Die zur experimentellen Überprüfung der Optimierung erforderlichen REDR werden durch spanende Bearbeitung aus der Ursprungsvariante A-2 hergestellt. Abweichungen gegenüber

vollständig gespritzten Dichtringen sind nicht zu erwarten, da die nachbearbeiteten Oberflächen nicht mit der Gegenfläche an der Wellenflanke in Kontakt kommen.

Ein Auszug der mit den Dichtringvarianten A-2-1 und A-2-2 ermittelten Versuchsergebnisse ist in Abb. 8-3 dargestellt. Weitere Daten können den Diagrammen in Kap. 11 entnommen werden. Auch die Ergebnisse der Dichtringvariante A-6-1 sind dort zu finden.

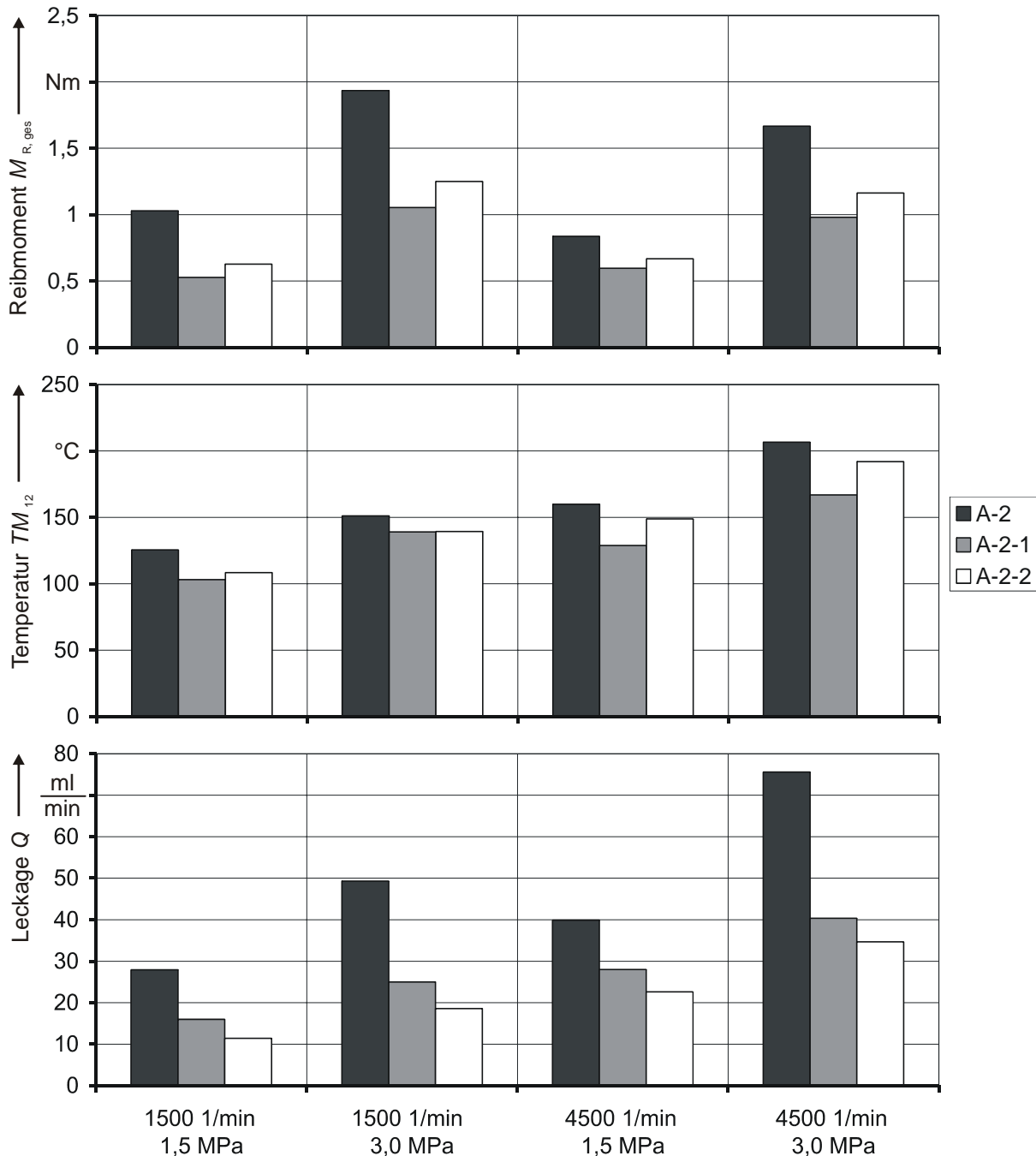


Abb. 8-3: Gegenüberstellung der mit den Dichtringvarianten A-2 (Ausgangsgeometrie), A-2-1 (Taschendesign) und A-2-2 (Fasendesign) ermittelten Messwerte

Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, dass das am REDR entstehende Reibmoment durch die vorgesehenen hydrostatischen Entlastungsstrukturen um mindestens 30 % gegenüber der Ausgangssituation verringert werden kann. Bei geringerer Gleitgeschwindigkeit sind

sogar Verbesserungen um bis zu 50 % möglich. Hierbei ist anzumerken, dass bei engerem Gehäusespalt und einer Reduzierung der Kontaktfläche bis zur maximalen Druckbelastbarkeit des verwendeten Dichtringwerkstoffs, durchaus auch Werte von mehr als 50 % im gesamten Drehzahlbereich möglich sind. Im Versuch zeigt sich, dass durch die reduzierte Kontaktfläche nicht nur das Reibmoment gesenkt, sondern auch die Streubreite der Versuchsergebnisse deutlich reduziert wird. Ursache hierfür ist die durch die Dichtringgeometrie vorgegebene schmale Lauffläche, die in ihrer Ausdehnung nicht durch Verschleißeffekte geprägt wird.

Trotz nominell gleicher Kontakthöhe der REDR mit Taschen- und Fasendesign stimmen die Messergebnisse beider Varianten nicht vollständig überein. Dies kann auf verschiedene Ursachen zurückgeführt werden:

- 1) Die tatsächlich ausgeführte Kontakthöhe ist bei den untersuchten Dichtringen mit Fase etwas größer bei denen mit Tasche.
- 2) Durch die fehlende Unterstützung an der Innenkante der Entlastungsstruktur ist die Verformung des Kontaktbereichs bei Dichtringen mit Tasche etwas größer. Dies führt zu einem höheren Entlastungsgrad des verbleibenden Kontaktbereichs.
- 3) Die große Spaltweite unterhalb des Kontaktbereichs führt bei Dichtringen mit Taschendesign zu geringeren Schleppverlusten.

Im Hinblick auf das entstehende Reibmoment sind Dichtringe mit Fase bei gleichen Abmessungen solchen mit Tasche geringfügig unterlegen. Dem gegenüber steht, dass sich Dichtringe mit Fase einfacher in der Wellennut montieren lassen und sich bei zu starkem Axialverschleiß die Kontaktfläche selbstständig verbreitert. Welche Variante zu bevorzugen ist, muss daher in jeder Anwendung erneut bewertet werden.

8.2 Hydrodynamische Entlastung

Bei vielen Gleitringdichtungen werden hydrodynamische Strukturen erfolgreich zur Verbesserung des Schmierzustands im Dichtkontakt eingesetzt. Ihr Wirkprinzip ist hierbei immer gleich. Das in Umfangsrichtung mitgeschleppte Fluid wird an einzelnen Strukturen gestaut und umgelenkt. Hierdurch steigt der Spaltdruck lokal an und die Gleitflächen werden entlastet. Der Anteil der Festkörperreibung wird hierdurch verringert.

Angesichts einer Vielzahl entwickelter Strukturen bietet es sich an, auf bereits erprobte Varianten zurück zu greifen und diese im Hinblick auf ihre Verwendbarkeit als REDR zu überprüfen. Grundsätzlich zu unterscheiden sind makroskopische Strukturen, deren Größe im Bereich mehrerer Millimeter liegt und mikroskopische Strukturen mit weniger als 10 μm lateraler Ausdehnung. Diese werden im Folgenden separat betrachtet. Beispiele für makroskopische Strukturen sind z. B. in den Arbeiten von *Lebeck* [53] und *Müller* [64] zusammengefasst, *Etsion* [27] hat sich vor allem mit mikroskopischen Strukturen beschäftigt.

Die im Folgenden vorgestellten Untersuchungen sind nur als Tastversuche gedacht, um aufzuzeigen, dass sich durch geeignete Strukturen die Funktion und Belastbarkeit von REDR weiter verbessern lässt. Auf eine tiefgehende systematische Betrachtung wird an dieser Stelle verzichtet und verbleit so für weiterführende Arbeiten.

8.2.1 Makroskopische Strukturen

REDR werden in radialen Drehdurchführungen paarweise und ohne Vorzugsrichtung verbaut; drehrichtungsabhängige Strukturen sind daher von vorn herein nicht zulässig. Eine Auswahl drehrichtungsunabhängiger Strukturen ist in Abb. 8-4 zu finden.

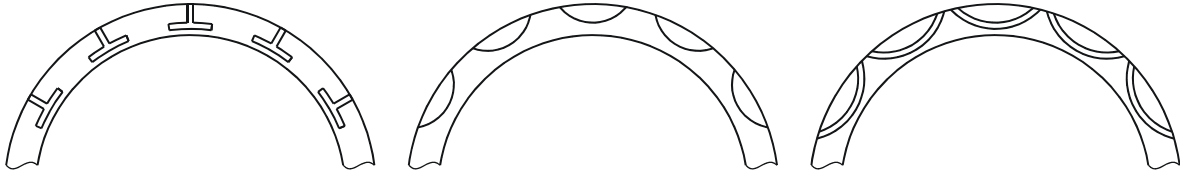


Abb. 8-4: Hydrodynamische Strukturen für Gleitringdichtungen

Die Betrachtungen zum Verformungsverhalten zeigen, dass an REDR aus Kunststoffen der Kontakt konzentriert nahe der Wellenaußenkante stattfindet. An der Innenkante löst sich der Dichtring dagegen von der Gegenfläche. Aus diesem Grunde ist es sinnvoll Strukturen zu verwenden, die einen Druckaufbau in der Hauptbeanspruchungszone des Dichtrings erzeugen. Darüber hinaus muss eine ausreichende Tiefe werden, damit die Struktur bei Verschleiß nicht an Wirksamkeit verliert.

Als ideal für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit erschien daher die in Abb. 8-5 abgebildete sichelförmige Taschenstruktur (S-Tasche). Das mitgeschleppte Öl wird in der Struktur umgelenkt und in der Sichelspitze gestaut. Die Spitze der Tasche ist hierbei auf die Lage des Pressungsmaximums bei maximaler Druckbelastung ausgerichtet.

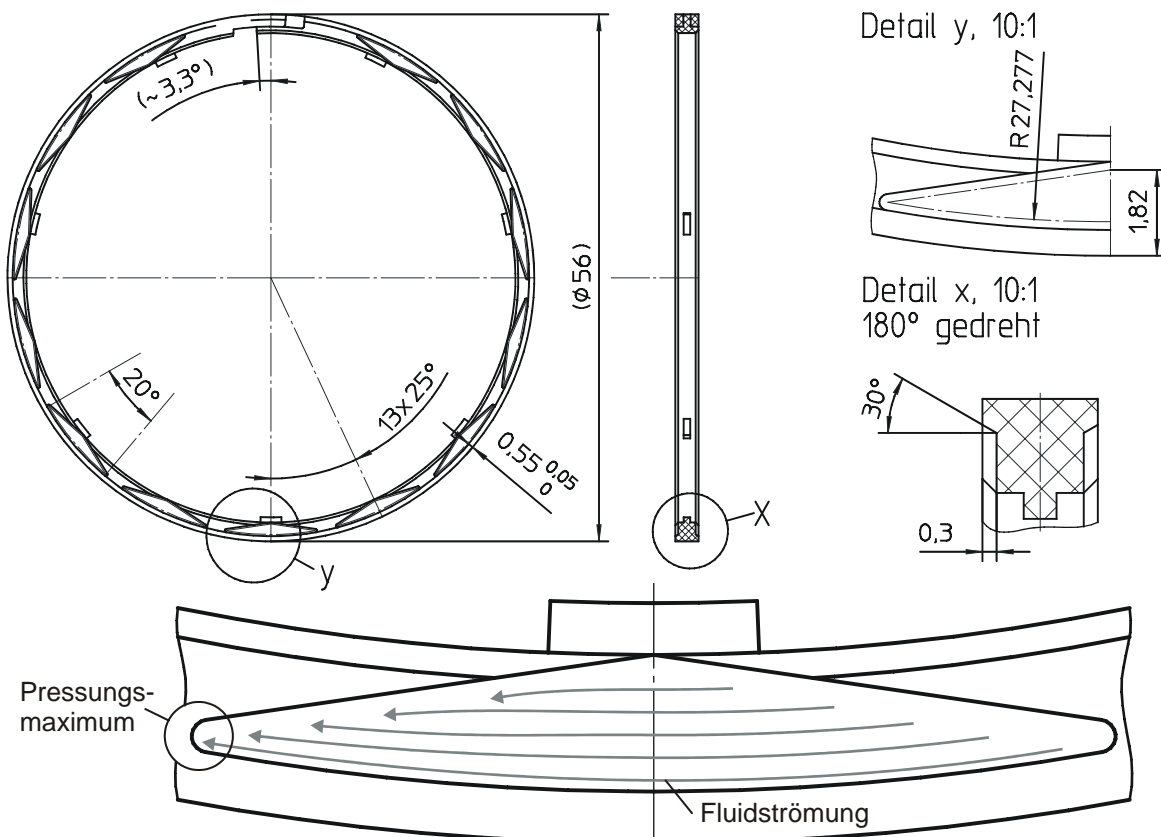


Abb. 8-5: Taschengeometrie zur hydrodynamischen Entlastung von REDR (A-2-3)

Da das abdichtende Fluid von Druckraum her in die Tasche eindringen kann, wird der Dichtring nicht nur hydrodynamisch, sondern teilweise auch hydrostatisch entlastet. Um die Wirksamkeit der hydrodynamischen Entlastung zu beurteilen, ist es sinnvoll, die Reduzierung des Reibmoments in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit zu betrachten. Zu diesem Zweck sind in Abb. 8-6 die auf das Stillstandsmoment bei 3 MPa bezogenen Reibmomente der Varianten A-2-1 (hydrostatisch entlastet) und A-2-3 (hydrodynamisch entlastet) in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt.

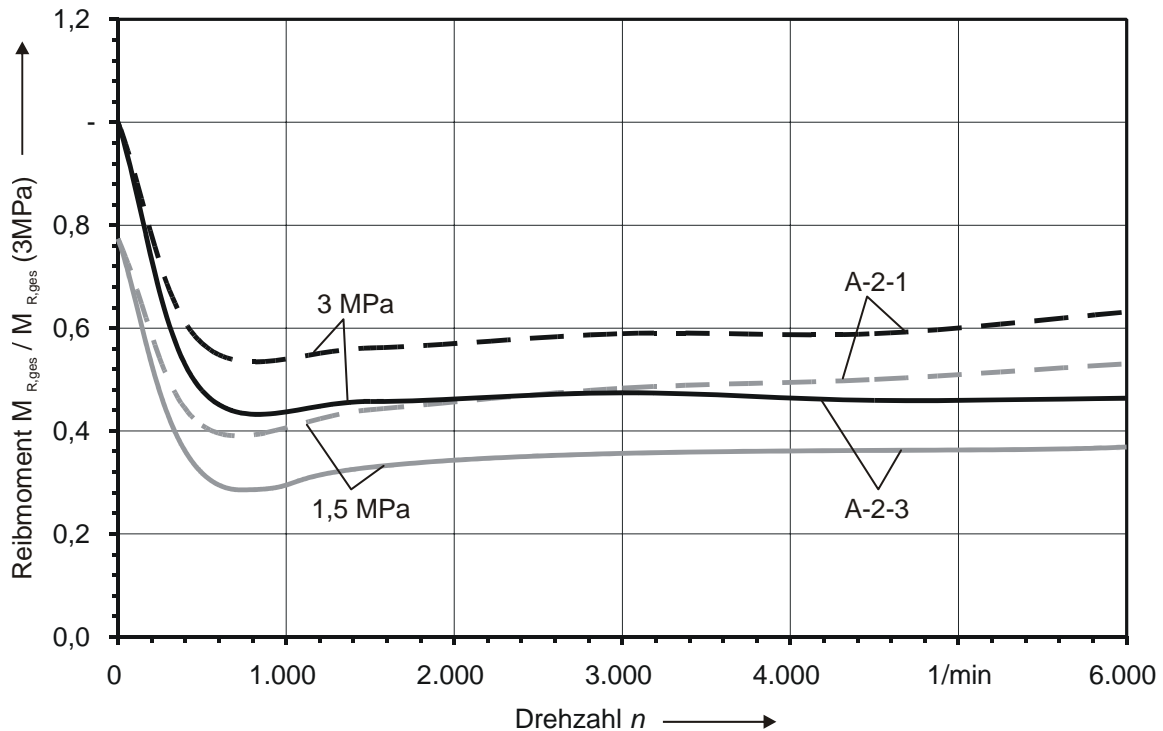


Abb. 8-6: Verringerung des Reibmoments durch hydrodynamische Strukturen
Vergleich der Varianten A-2-1 (Tasche) und A-2-3 (S-Tasche)

Grundsätzlich tritt sowohl bei 1,5 MPa als auch bei 3,0 MPa das Verbesserungspotential durch hydrodynamische Entlastung deutlich hervor. Die Struktur erscheint aus diesem Grunde für die Optimierung stark belasteter REDR, die bei hoher Gleitgeschwindigkeit eingesetzt werden, grundsätzlich geeignet.

8.2.2 Mikroskopische Strukturen

Mikrostrukturen stellen eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der hydrodynamischen Schmierfilmbildung berührender Wellendichtungen dar. Anstatt weniger großer wird eine Vielzahl kleiner Strukturelemente in die Kontaktfläche eingebracht.

Durch Anwendung von Laserbearbeitungsverfahren lassen sich diese weitgehend freigestalten und in kurzer Zeit in die Gleitflächen einbringen. Üblich sind sowohl geometrisch bestimmte Keilstrukturen wie auch kreisförmige Vertiefungen, die durch Aufschmelzen und Verdampfen oder Verbrennen des Grundmaterials erzeugt werden (Abb. 8-7).

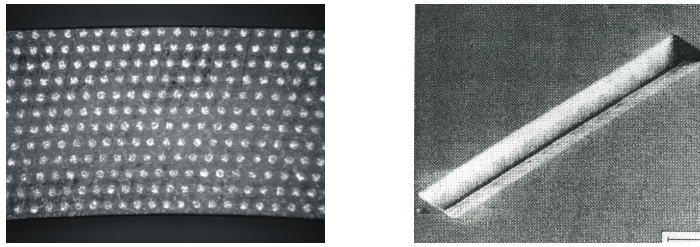


Abb. 8-7: Typische Laserstrukturen

Prinzipiell ist es möglich, sowohl die Oberfläche des REDR wie auch die der Gegenfläche zu strukturieren. Es ist aber, wie bei Makrostrukturen sicher zu stellen, dass diese nicht durch Verschleiß der Gleitpartner abgetragen werden und so an Wirkung verlieren. Bei REDR aus Kunststoffen ist aus diesem Grunde nur eine Modifizierung der Wellenflanke sinnvoll.

Die Erprobung von Laserstrukturen im Bereich der Wellenflanke erfolgt am Beispiel der Variante B-1. Die Wellenflanke des Systems B wird im Einstich geschliffen und bietet daher ideale Voraussetzungen für das Einbringen einer Mikrostruktur. Verwendet werden kreisförmige Vertiefungen mit einem Durchmesser von ca. 80 μm und einer Tiefe von ca. 4 μm . Einen Überblick der Versuchsergebnisse mit strukturierten und nicht strukturierten Gegenflächen gibt Abb. 8-8.

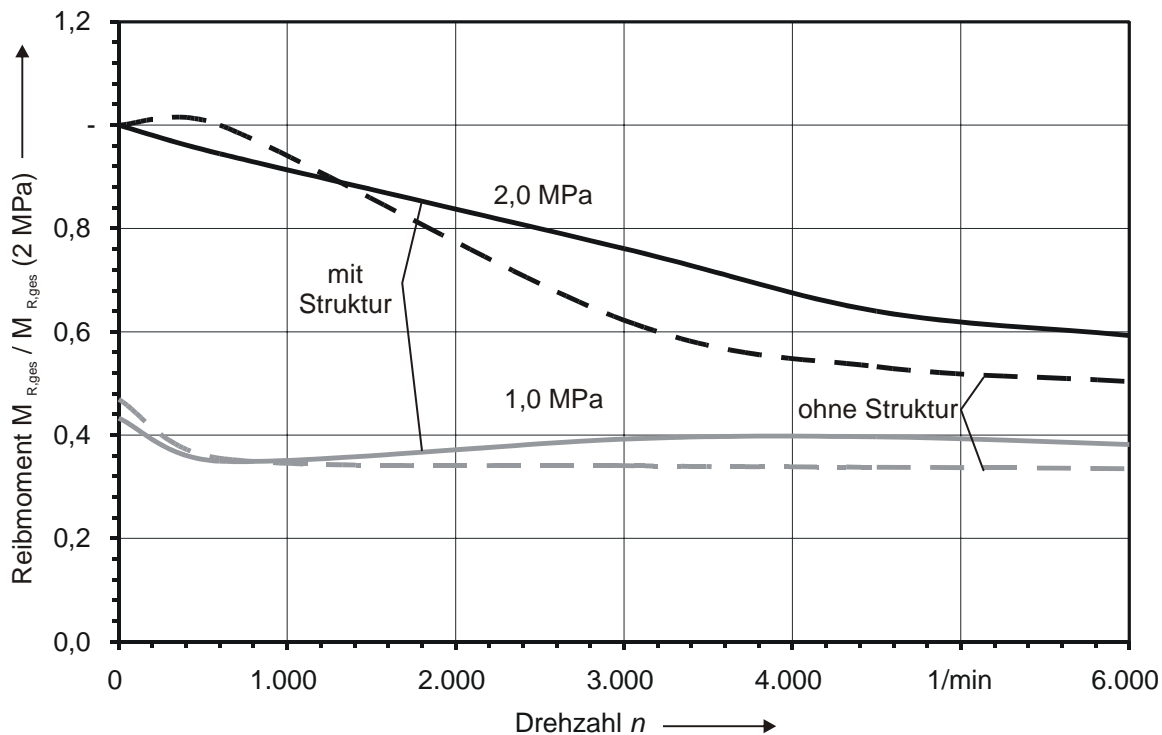


Abb. 8-8: Bezogenes Reibmoment Dichtringvarianten B-1 (ohne Struktur) und B-1-1 (mit Struktur)

Deutlich ist zu erkennen, dass die erprobte Mikrostruktur nicht zur Senkung der Reibungsverluste von REDR geeignet ist. Neben einem leicht erhöhten Reibmoment zeigen die Dichtringe nach dem Versuch auch erhebliche Verschleißspuren.

Ursache des ausbleibenden Erfolgs ist vermutlich die Gestalt der Mikrostruktur. Durch die Laserbearbeitung entsteht nicht nur die beabsichtigte Vertiefung in der Wellenoberfläche, sondern auch ein ringkreisförmiger Schmelzaufwurf an Rande der Struktur. Während des Betriebs furchen diese Erhebungen durch die Oberfläche des Dichtrings und erzeugen hierdurch ein erhöhtes Reibmoment durch direkten Kontakt zwischen den gleitenden Oberflächen sowie Verschleiß.

Für eine bessere hydrodynamische Wirkung sollten daher Mikrostrukturen betrachtet werden, deren Oberflächengestalt weniger abrasiv wirkt. Bei der Auswahl ist jedoch darauf zu achten, dass sich die Struktur auch für die Serienfertigung der Wellenbauteile eignet.

9 Zusammenfassung

Rechteckdichtringe werden in einer Vielzahl von Fahrzeuggetrieben zur Abdichtung interner Drehdurchführungen eingesetzt. Diese werden benötigt, um rotierende Steuer- und Kraftelemente wie Kupplungen oder Hydraulikkolben mit Drucköl zu versorgen. Im Gegensatz zu anderen Dichtungsbauformen fehlt bei Rechteckdichtungen eine eindeutige Verdreh-sicherung; die Gleitfläche ist damit nicht von vorn herein festgelegt. Eine weitere Besonderheit ist eine Stoßstelle im Dichtring, die zur Aufweitung bei der Montage und zur Kompensation der Wärmeausdehnung dient. Durch diese tritt im Betrieb zwangsläufig immer eine minimale Leckage aus.

Bedingt durch hohe Gleitgeschwindigkeiten und Systemdrücke entstehen an den Dichtstellen z. T. erhebliche Reibungsverluste. Bei kleinen Wellendurchmessern können diese zur Überhitzung führen und gefährden damit die Funktion des Dichtsystems. Bei großen Wellendurchmessern kann auch der Getriebewirkungsgrad signifikant vermindert werden. Angesichts zunehmender Leistungsdichten im Antriebsstrang und der damit steigenden Belastung des Systems ist die Entwicklung reibungsoptimierter Dichtungen heute besonders wichtig.

Trotz ihrer weiten Verbreitung fehlen bisher wesentliche Erkenntnisse zur Funktion von Rechteckdichtungen. Die in der vorliegenden Arbeit dargestellte Systemanalyse und die darauf abgestimmten experimentellen Untersuchungen tragen wesentlich zum Schließen dieser Lücke bei. Sie kann als Basis zur systematischen Auslegung und Optimierung dienen.

Die Reibungsverluste innerhalb einer Drehdurchführung entstehen zum Teil an den Dicht-ringen selbst, zum Teil aber auch durch die Fluidbewegung in Zwischenräumen und Spalten. Der Anteil der viskosen Reibung ist vor allem bei großen Nenndurchmessern bedeutsam und lässt sich mit Hilfe einer empirischen Näherung ausreichend genau bestimmen.

Unter Berücksichtigung von Dichtflächenvorgängen wird ein analytisches Modell zur Abschätzung der Reibungsverluste, der Kontaktbelastung und des Bewegungsverhaltens von Rechteckdichtringen entwickelt. Es lässt sich zur Vorauslegung der Dichtringgeometrie einsetzen.

In einem weiteren Schritt wird das analytische Grundmodell durch ein thermisch-mechanisch gekoppeltes Finite-Elemente-Modell erweitert, das es erlaubt die Kontakt- und Fluid-druckverteilung im Bereich der Dichtfläche zu berechnen. Die Analyse zeigt, dass bei REDR deren Gleitbewegung an der Flanke stattfindet, der Kontakt zwischen Dichtring und Welle sich zunächst über die gesamte Dichtringbreite erstreckt und sich mit zunehmender Temperatur zur Außenseite hin verlagert. Das Pressungsmaximum verschiebt sich gleichzeitig etwas zur Dichtringinnenkante. Weiterhin ist auch eine Berechnung der maximalen Spalt-temperatur möglich.

Eine Überprüfung der theoretischen Erkenntnisse erfolgt an mehreren Seriidichtungen mit unterschiedlicher Querschnittsgeometrie. Zu diesem Zweck wird ein Bauteilprüfstand entwickelt, der die Erprobung von Rechteckdichtungen unter realitätsnahen Bedingungen erlaubt. Neben Reibmoment- und Leckagemessungen ist auch die Bestimmung der

Dichtringbewegung mit Hilfe eines optischen Messverfahrens möglich. Ein besonderer Schwerpunkt liegt auf der Messung der im Dichtspalt entstehenden Temperaturen. Diese wird zum einen zur Überprüfung der Ergebnisse des erweiterten Berechnungsmodells und zur Bestimmung der Ausfallgrenzen verschiedener Werkstoffe benötigt.

Es zeigt sich, dass bei der Mehrzahl der Dichtungen die für die Reibungsverluste entscheidende Gleitbewegung ausschließlich an der Dichtringflanke stattfindet. Abweichungen von diesem Betriebsverhalten können sich durch herstellungsbedingte Formabweichungen ergeben.

Während die maximale Belastbarkeit von Dichtringen aus Grauguss durch das Auftreten von Fressverschleiß gegeben ist, wird die Belastungsgrenze von Rechteckdichtringen aus hochtemperaturbeständigen Kunststoffen durch die temperaturabhängige Erweichung in der Randzone des Dichtrings bestimmt.

Durch hydrostatische Entlastung kann die Reibleistung für Serienanwendungen üblicher Rechteckdichtringe z. T. um mehr als 50 % gesenkt werden. In Kombination mit hydrodynamisch wirksamen Strukturen lassen sich weitere Verbesserungen erzielen. Aufgrund von Verschleiß, Formabweichungen sowie thermomechanischen Verformungen im Kontaktbereich sind diese jedoch sorgfältig auf das Dichtsystem abzustimmen.

10 Literatur

- [1] Abeln, T.: Laserstrukturierung - Verbesserung der tribologischen Eigenschaften von Oberflächen. VDI-Berichte Band 1810 (2003), S. 315-319.
- [2] Andersson, B.: An Optimum Design of Hydrodynamic Lip Seals. Dissertation Technische Universität Lund, Schweden, 1973.
- [3] Barber, G.; Bergmann, P.: High-Performance Polyimide Components for Transmission Applications. Tagungsband 4. CTI-Getriebetagung, Berlin, 2005.
- [4] Bartenev, G. M.: The Molecular Nature of Friction of Rubber. Colloid Journal USSR 18 (1956), S. 239-242.
- [5] Bartsch, C.: Doppelkupplungsgetriebe - der Stand der Entwicklung. ATZ Band 105 (2003) Heft 2, S. 122-126.
- [6] Bartz, W. J.: Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik. Band 1. Expert Verlag Renningen-Malmsheim, 1988.
- [7] Bauch, K.: Drehdurchführung. Patentschrift DE 42 03 954 C1, 1993.
- [8] Bauer, K.-H.: Kraftstoffeinsparpotenziale durch Doppelkupplungsgetriebe. Tagungsband 4. CTI-Getriebetagung, Berlin, 2005.
- [9] Becker, W.: Drehdurchführung. Patentschrift DE 42 10 009 C2, 1994.
- [10] Bergmann, P.: Polyimid-Komponenten für stufenlose Getriebe. ATZ Band 107 (2005) Heft 6, S. 534-537.
- [11] Bieringer, H.: Thermoplastisch verarbeitbare und sinterfähige Polyimide. VDI-Berichte Band 1687 (2002), S. 133-162.
- [12] Bock, E.: Schwimmende Wellendichtringe. Dissertation Universität Stuttgart, 1997.
- [13] Bowden, F. P.; Tabor, D.: Reibung und Schmierung fester Körper. Deutsche Übersetzung der 2. Auflage. Berlin : Springer, 1959
- [14] Bowden, F. P.; Tabor, D.: The friction and lubrication of solids, Clarendon Press, Oxford, 1964.
- [15] Bressan, J. D.; Genin, G.; Williams, J. A.: The influence of pressure, boundary film shear strength and elasticity on the friction between a hard asperity and a deforming softer surface. Proceedings of the 25th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Tribology Series 36, S. 79-90, Elsevier, 1998.
- [16] Campbell, R.W.: Down-to-earth role for imidized polymers. Machine Design Band 74 (2002) Heft 3, S. 62-66.
- [17] Collet, T.: Beeinflussung mechanischer und elektrischer Eigenschaften durch Kohlefasern. VDI-Berichte Band 1687 (2002).

- [18] Crawford, S. A.; McMahan, T. A.; Van Ryper, R. G.: Improving Automatic Transmission Quality with High-Performance Polyimide Rotary Seal Rings. SAE Nr. 980734 (1998)
- [19] Czichos, H., Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch: Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003.
- [20] Dedeken, R.: Optimierung von hydrodynamischen und elastohydrodynamischen axialen Gleitringdichtungen mittels der Finite Elemente Methode. Dissertation RWTH Aachen, 1986.
- [21] DePumpo, D. G.: Seal Ring and Seal Device. Patentschrift USP 5 632 494 (1995).
- [22] Doust, T. G.; Parmar, A.: An experimental and theoretical study of pressure and thermal distortions in a mechanical seal. American Soc. of Lubrication Engineers, Paper-Nr. 85-AM-5B-3, ASLE 40th Annual Meeting (1985).
- [23] Dressel, U.: Kolbenringe als Dichtelemente in der Hydraulik. Firmenschrift der Goetze AG, Burscheid, 1965.
- [24] Endemann, U.: Konstruieren mit HT-Thermoplasten. Tagungsband, VDI-Berichte Band 1420 (1998), S. 115-139.
- [25] Erhard, G.: Zum Gleitreibungsverhalten von Paarungen von Polymerwerkstoffen gegen Stahl und gegen Polymerwerkstoffe. VDI Berichte Band 600.3 (1987), S. 71-104.
- [26] Erhard, G.: Zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Polymerwerkstoffen. Dissertation Universität Karlsruhe, 1980.
- [27] Etsion, I.; Kligerman, Y.: Analytical and Experimental Investigations of Laser-Textured Mechanical Seal Faces. Tribology Transactions Vol. 42 (1999), S. 511-516.
- [28] Faust, H.; Homm, M.; Reuschel, M.: Efficiency-optimised CVT hydraulic and clamping system. VDI-Berichte Band 1709 (2002), S. 43-59.
- [29] Fleischmann, H.; Gutz, H.; Kumpf, G. Martin, F.; Schöffmann, M.: Die neuen Getriebe im Audi A6. Sonderausgabe ATZ MTZ: Der Audi A6 (2004), S. 128-138.
- [30] Gaus, H.; Pickard, J.: Leistungsverluste in automatischen Getrieben für Personenwagen und Maßnahmen zu deren Reduzierung. VDI Berichte Band 579 (1986), S. 345-367.
- [31] Gesellschaft für Tribologie (GfT): GfT-Arbeitsblatt 7: Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung. August 2002.
- [32] Greenwood, J. A.; Williamson, J. B. P.: Contact of nominally flat surfaces. Proc. Royal Society London, 1966.
- [33] Griffiths, I.; Kemmish, D.; Morgan, M.: Wear performance of high performance polymeric bearing materials. SAE Band 1340 (1998), S. 209-223.

- [34] Gronitzki, M.; Poll, G.: Betriebsverhalten und Optimierungsmöglichkeiten von Dichtungen für kleinbauende Drucköldrehdurchführungen. Tagungsband, IV. Dichtungstechnisches Kolloquium TUHH, Hamburg-Harburg, 2002.
- [35] Gronitzki, M.; Poll, G.: Optimierung von Rechteckdichtungen für Drucköldrehdurchführungen in Fahrzeuggetrieben. Tagungsband, 13. Internationale Dichtungstagung (ISC), Stuttgart, 2004.
- [36] Haas, W.; Graf, H.; Hörl, L.: Kleinbauende Wellenabdichtung in Getrieben. Antriebstechnik Band 43 (2004) Heft 10, S. 64-68.
- [37] Haiser, H.B.: PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radialwellendichtringen. Dissertation Universität Stuttgart, 2001.
- [38] Halach, G.: Gleitreibungsverhalten von Kunststoffen gegen Stahl und seine Deutung mit molekular-mechanischen Modellvorstellungen. Dissertation Universität Stuttgart, 1976.
- [39] Hauk, S.; Freitag, E.; Hornberger, K.: Reibmodelle für elastomere und thermoplastische Werkstoffe und ihre Implementierung in Finite-Elemente-Codes. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik Band 28 (1997) Heft 12, S. 561-566.
- [40] Herbst, R.G.: Marktchancen von Doppelkupplungstechnologien. ATZ Band 106 (2004) Heft 2, S. 106-116.
- [41] Höft, H-W.: Thermo-elasto-hydrodynamische Berechnung von axialen Gleitringdichtungen. Dissertation RWTH Aachen, 1995.
- [42] Hyde, L.J.; Smith, R.M.: Bearing-grade thermoplastic polyimides in automotive tribological applications. SAE-Nr. 950190 (1995).
- [43] Ishida, S.: Recent Innovations in Transmission Development. Tagungsband 4. CTI-Getriebetagung, Berlin, 2005.
- [44] Key, W. E.; Salant, R. F.; Payvar, P.; Gopalakrishnan, S.; Vaghasia, G.: Analysis of a mechanical seal with deep hydropads. Tribology Transactions, Band 32 (1989), S. 481-489.
- [45] Kligerman, Y.; Etsion, I.: Analysis of the Hydrodynamic Effects in a Surface Textured Circumferential Gas Seal. Tribology Transactions Vol. 44 (2001), S. 472-478.
- [46] Konzelmann, M.: Neue Konzepte für Reib- und Dichtelemente durch den Einsatz von Hochleistungskunststoffen. Tagungsband 4. CTI-Getriebetagung, Berlin, 2005.
- [47] Köpf, P.: Innovative Pkw-Getriebesysteme. Ein Beitrag zur Fahrfreude. ATZ Band 105 (2003) Heft 2, 110-118.
- [48] Künkel R.; Dallner C.; Ehrenstein, G. W.: Einfluss der Morphologie auf die tribologischen Eigenschaften von teilkristallinen Thermoplasten im Gleitkontakt. GFT Tagung (2004), S. 15-19, Göttingen.

- [49] Kuroki T.; Sowa, M.: Investigation of leakage phenomena and improvement of sealing performance of seal rings used for rotary shafts of automatic transmissions. SAE-Nr. 910534 (1991).
- [50] Kuroki, T.; Abe, Y.; Sowa, M.: Durability Upgrading and Frictional torque Lowering of the Seal Ring Used for Automatic Transmissions. SAE-Nr. 920720 (1992).
- [51] Kuroki, T.; Shibuya, A.; Toriida, M.; Tamai, S.: Melt-processable thermosetting polyimide. SAMPE, Internat. SAMPE Symposium and Exhibition, 47 (2002), S. 1140-1150.
- [52] Lachmayer, R.-J.: Temperatur- und wärmeflussgerechte Gestaltung axialer Gleitringdichtungen. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1997.
- [53] Lebeck, A. O.: Principles and design of mechanical face seals. John Wiley, New York, 1991.
- [54] Lebeck, A. O.: Fluid Temperature and Film Coefficient Prediction and Measurement in Mechanical Face Seals – Experimental Results. Tribology Transactions Band 41 (1998) Heft 4, S. 411-422.
- [55] Lebeck, A. O.: Fluid Temperature and Film Coefficient Prediction and Measurement in Mechanical Face Seals – Numerical Results. Tribology Transactions Band 41 (1998) Heft 4, S. 459-470.
- [56] Majumdar, A.; Bushan, B.: Fractal Model of Elastic-Plastic Contact between Rough Surfaces. ASME J. Tribology, Vol. 113 (1991).
- [57] Mathes, W.: Gleitringdichtungen – Funktionsprinzip, Bauarten, Anwendungen. MI-Verlag, Landsberg, 2002.
- [58] Meinungsforum ATZ: Automatische Getriebe im PKW – welche Konzepte setzen sich durch. ATZ Band 104 (2004) Heft 4, S. 330-333.
- [59] Meyer, K., Kloß, H.: Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme. Expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993.
- [60] Moore, D.F.: A Review of Hysteresis Theories for Elastomers. Wear, Band 30 (1974), S. 1-34.
- [61] Moseler, O.; Suckfüll, G., Zeitler, D.: Simulation und Regelung der nasslaufenden Doppelkupplung von ZF Sachs. VDI Getriebetagung, 2004.
- [62] Müller G. S.; Müller, H. K.: Verwirbelungsverluste von Gleitringdichtungen. Konstruktion 42 (1990), S. 23-25.
- [63] Müller, G. S.: Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid. Dissertation Universität Stuttgart, 1993.
- [64] Müller, H. K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion – Gestaltung – Berechnung – Anwendung. Waiblingen : Medienverlag U. Müller, 1990.

- [65] Müller, H. K.: Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an Schnelllaufenden Wellen. Habilitationsschrift Universität Stuttgart, 1969.
- [66] Müller, H.K.; Waidner, P.: Niederdruck-Gleitringdichtungen - Vorgänge im Dichtspalt. Konstruktion Band 40 (1988) Heft 2, S. 67-72.
- [67] Müller, R.: Einführung in die Hochtemperaturthermoplaste - Produkte, Anforderungsprofile, Verarbeitungsmöglichkeiten. Tagungsband, VDI-Berichte Band 1420 (1998), S. 1-12.
- [68] N.N.: ABC der Gleitringdichtung. Firmenschrift der Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., 1988.
- [69] N.N.: Drehdurchführungen für hohe Ansprüche. Ölhydraulik und Pneumatik Band 33 (1989) Heft 9.
- [70] N.N.: Ein hochwärmebeständiger technischer Kunststoff. Der Konstrukteur Band 13 (1982) Heft 3.
- [71] N.N.: Konstruktionsmappe Gleitringdichtungen. Firmenschrift der Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., 2005.
- [72] N.N.: Polyimide - hochwärmebeständige technische Kunststoffe. Der Konstrukteur Band 11 (1980) Heft 4, S. 111-129.
- [73] N.N.: Prüfmethode für Kunststoffe. Firmenschrift der GE Plastics, 2001.
- [74] N.N.: Rectangular Cross Section Polymeric Sealing Rings (Metric). SAE-Paper Nr. J2310 (1999).
- [75] N.N.: Technisches Know-how für den Kunststoff-Anwender. Firmenschrift 167 der Ensinger GmbH (2005).
- [76] N.N.: Torlon - Ein hochwärmebeständiger technischer Kunststoff. Der Konstrukteur Band 13 (1982) Heft 3, S. 59-66.
- [77] N.N.: Torlon Design Guide. Firmenschrift Solvay Advanced Polymers, 2003.
- [78] N.N.: Vespel Automotive. Firmenschrift H-11198-2 der DuPont AG, 1998.
- [79] N.N.: Vespel seal rings. Firmenschrift H-73406 der DuPont AG.
- [80] N.N.: Vespel-S-Line, Eigenschaften. Firmenschrift H-34480-2 der DuPont AG, 2002.
- [81] N.N.: Vespel-S-Line, Konstruktionshandbuch. Firmenschrift H-53668 der DuPont AG, 2002.
- [82] Nakabayashi, K.; Yamada, Y.; Kischimoto, T.: Viscous frictional torque in the flow between two concentric rotating rough cylinders. Journal of fluid mechanics (1982), S. 409-422.
- [83] Nakaoka et al.: Wear and Leakage in Seal Ring Design. Tagungsbeitrag SAE-World Congress (2001), SAE –Nr. 2001-01-0685.

- [84] Nakaoka, S.; Kameike, M.; Ono, S.; Takeda, T.: Seal ring design for high pressure and high shaft velocity. Tagungsbeitrag, Internat. Colloquium Tribology, 13 (2002), S. 2237-2242, TAE Esslingen.
- [85] Nakaoka, S.; Sato, Y.; Yasudomi, T.; Takeda, T.: Visualization of the contact condition and lubricant flow between a seal ring and a shaft for automatic transmissions. SAE-SP Band 1762 (2003).
- [86] Ostermeyer, G.: Thesen zur Modellierung von Reibung und Verschleiß. Tagungsband Tribologie-Fachtagung der GFT (2002), S. 18-22.
- [87] Ott, S.: Drehdurchführung für hohe Drücke und hohe Relativgeschwindigkeiten. Patentschrift DE 196 21 020 C2, 2002.
- [88] Parmar, A.: Thermal Cycling in mechanical Seals – Causes, Prediction, Prevention. Tagungsband BHR Konferenz (1992), S. 507-526.
- [89] Rahm, W.: Der Einfluss von Oberflächenrauheiten bei der numerischen Auslegung von Gleitringdichtungen. Dissertation RWTH Aachen, 1990.
- [90] Richter, F.: Modifizierung von HT-Thermoplasten. Schriftenreihe Kunststofftechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000.
- [91] Rogler, H.: Radiale Druckölauführung in umlaufenden Wellen unter Verwendung von Kolbenringen. Tagungsband FVA-Informationstagung, Frankfurt, 1974.
- [92] Rogler, H.: Untersuchungen zu Betriebsverhalten und Auslegungsgrenzen von Kolbenringdichtungen für die radiale Druckmittelzuführung in umlaufende Wellen mit Hilfe von Radionuklidmessverfahren. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 23, Heft 55 (1977).
- [93] Rohm, A.; Reißer, W.: Thermische Festigkeit des Reibsystems nasslaufender (Doppel-) Kupplungen bei Extrembelastungen. VDI Getriebetagung, 2004.
- [94] Santner, E.: Tribologie bei HT-Thermoplasten. VDI-Berichte Band 1420 (1998), S. 141-160.
- [95] Schallamach, A.: Elementary effects in the contact area of sliding rubber. The physics of tire traction: theory and experiment symp. at the general motors res. lab. (1974).
- [96] Schiberna, P.; Gesenhaus, R.; Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Hommes, G.: Audi multitronic – leistungsfähig und sportlich. VDI Getriebetagung, 2004.
- [97] Schicker, R.: Drehmoment-Messflansch nach dem Prinzip der Scherkraftmessung am Doppel-T-Profil. Buchreihe „Messen, prüfen, automatisieren“, Sensoren, Aufnehmer, und Systeme, B-Quadrat Verlag, 2002.
- [98] Schreiber, W.; Rudolph, F.; Becker, V.: Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen. ATZ Band 105 (2003) Heft 11, S. 1022-1038.
- [99] Schrüfer, A.: Gasgeschmierte Gleitringdichtungen unter extremen Belastungen. Dissertation Universität Braunschweig, 2003.

- [100] Shirazi, S. A.; Souliisa, R.; Lebeck, A.O.; Nygren, M. E.: Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seals - numerical results. Tribology Transactions Band 41 (1998) Heft 4.
- [101] Simon, C.: Neue Wege mit Gleitringdichtungen - Emissionen und Leistungsaufnahme reduzieren. ATZ Band 106 (2004) Heft 2, S. 126-129.
- [102] Stehr, W.: Einsatz von Schmierstoffen bei HT-Thermoplasten. VDI-Berichte Band 1420 (1998), S. 161-169.
- [103] Steiner, M: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Erfassung der Funktionsmechanismen von axialen Gleitringdichtungen Dissertation Universität Kaiserslautern, 1992.
- [104] Strauß, K.: Strömungsmechanik. VCH Verlagsgesellschaft mbH, Weinheim, 1991.
- [105] Taylor, G. I.: Distribution of Velocity and temperature between rotating cylinders. Proc. Roy. Soc. sec. A, Vol. 151, S. 289-343, London (1935).
- [106] Tietze, W. (Hrsg.): Handbuch Dichtungspraxis. Essen : Vulkan-Verlag, 2000
- [107] Trieb, F.; Windisch, F.: Drehdurchführung. AT Patentschrift 377 345, 1983.
- [108] Trutnovsky, K.: Einteilung der Dichtungen – Versuch einer Übersicht. Konstruktion Band 20 (1968) Heft 6, S. 201-206.
- [109] Trutnovsky, K.; Kollmann, K. (Hrsg.): Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. Konstruktionsbücher Band 17. 2. Auflage. Berlin : Springer, 1975.
- [110] Tsai, R. S.; Lee, D. K.; Li, Y. C.; Tsai, H. B.: Crystallization of a thermoplastic polyimide. Journal of Applied Polymer Science Band 90 (2003) Heft 10, S. 2604-2608.
- [111] Uetz, H.; Wiedemeyer, J.: Tribologie der Polymere. Carl Hanser Verlag, 1985.
- [112] Underwood, G. S.: Wear Performance of Ultra-Performance Engineering Polymers at High PVs. Konferenz-Einzelbericht: SAE-SP Band 1682, Paper-Nr. 2002-01-6000. Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers (SAE), 2002.
- [113] Vinogradov, G.; Yelkin, A.; Bartenev, G.: Effect of Normal Pressure on Temperature and Rate Dependences of Elastomer Friction in the Glass Transition Region. Wear, Band 23 (1973), S. 37-38.
- [114] Volchok, A.; Halperin, G.; Etsion, I.: The effect of surface regular microtopography on fretting fatigue life. Wear 253 (2002).
- [115] Waidner, P.: Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen. Dissertation Universität Stuttgart, 1987.
- [116] Wäschle, P.: Entlastete Wellendichtringe. Dissertation Universität Stuttgart, 1992.
- [117] Wendt, F.: Turbulente Strömung zwischen zwei rotierenden coaxialen Zylindern. Ingenieur-Archiv (1933), S. 577-595.

-
- [118] Wiesemann, W.: Abstand / Position berührungslos messen auch unter sehr rauen Bedingungen. Sensor Magazin (1996) Heft 2, S. 5-8.
- [119] Williams, R. S.; Bopp, D.: Hochbelastbare Gleitlager aus Kunststoff-Compounds. Antriebstechnik Band 41 (2002) Heft 9, S. 42-44.
- [120] Wollesen, V. M.: Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellendichtungen als Randbedingungen für die Modellierung des Dichtvorganges. Dissertation Universität Hamburg-Harburg, 1993.
- [121] Wüstenhagen, G.: Beitrag zur Optimierung des entlasteten Wellendichtungs. Dissertation Universität Stuttgart, 1995.
- [122] Wüstenhagen, G.; Müller, H.-K.; Haas, W.: Praxisgerechte Bauform. Druckentlasteter Wellendichtring mit PTFE-Manschette. Der Konstrukteur Band 26 (1995) Heft 3.
- [123] Zahradnik, F.: Hochtemperatur-Thermoplaste : Aufbau, Eigenschaften, Anwendungen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [124] Ziegenmeyer, H.: Untersuchungen zu Rechteckdichtungen in kleinbauenden Hochdruck-Drehdurchführungen (Leckageberechnung mit Hilfe der FEM). Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Tribologie, Universität Hannover, 2005.
- [125] Zimmermann, M: Experimentelle Untersuchungen und numerische Modellierung des Gleitkontaktverhaltens von gesintertem Siliciumcarbid (SSiC). Dissertation Universität Karlsruhe, 1998.

11 Anhang

Die nachfolgend dargestellten Diagramme zeigen die mit System A ermittelten Messergebnisse. Die Reibmomente gelten für die gesamte Drehdurchführung¹⁰ mit zwei Dichtringen. Bei Versuchen, bei denen nur ein Temperatursensor an der Flanke in Kontakt ist, wird nur diese Messstelle zur Auswertung herangezogen.

- a) Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-1 bis A-5
- b) Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6
- c) Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-2 mit modifizierter Flanke
- d) Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6 mit modifizierter Flanke

¹⁰ Die Leerlaufverluste der Prüfspindel sind bereits in der Auswertung berücksichtigt.

11.1 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-1 bis A-5

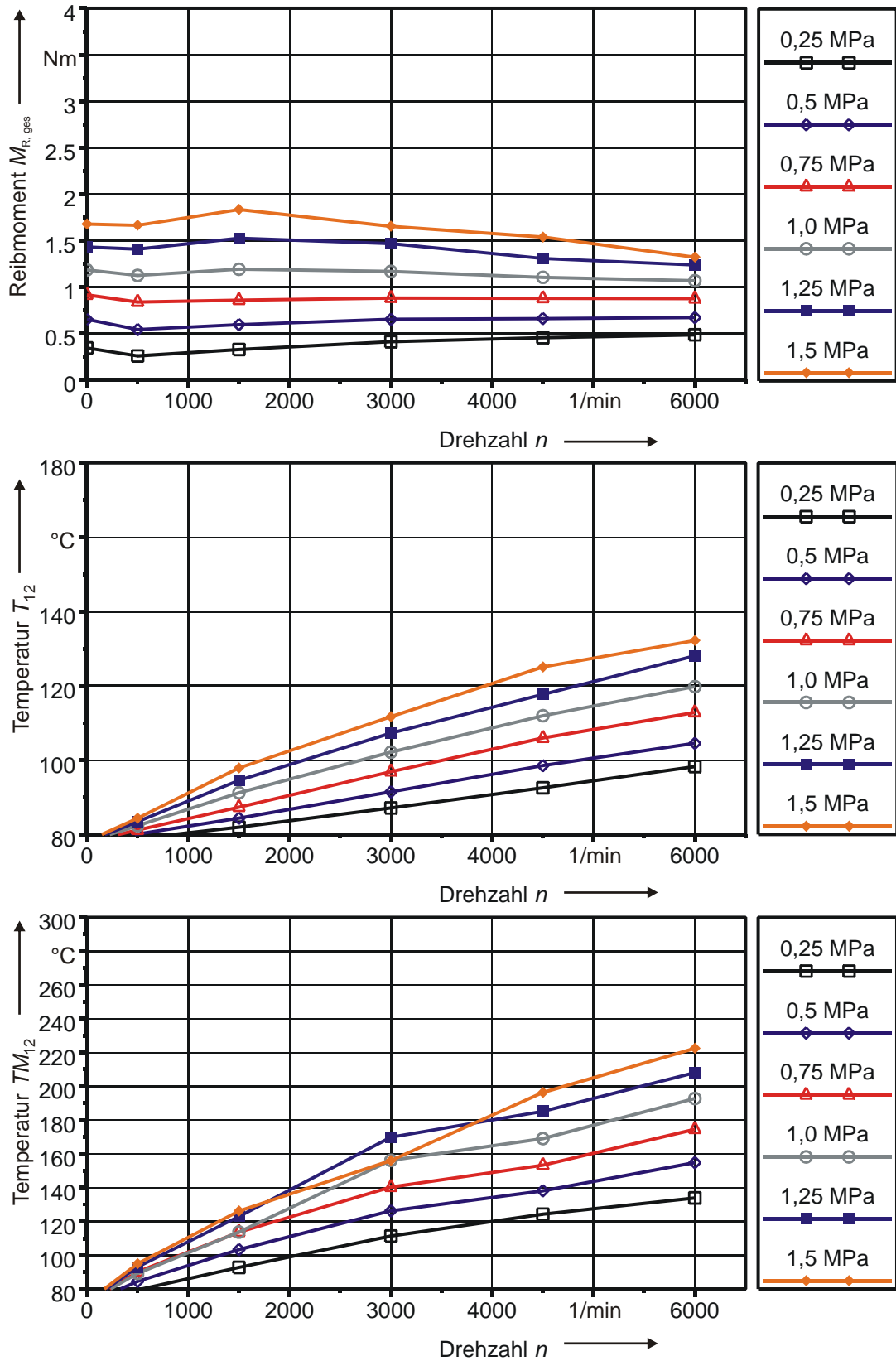


Abb. A. 11-1: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-1, PEEK 1515, (Datenbasis: 4 Versuchsansätze)

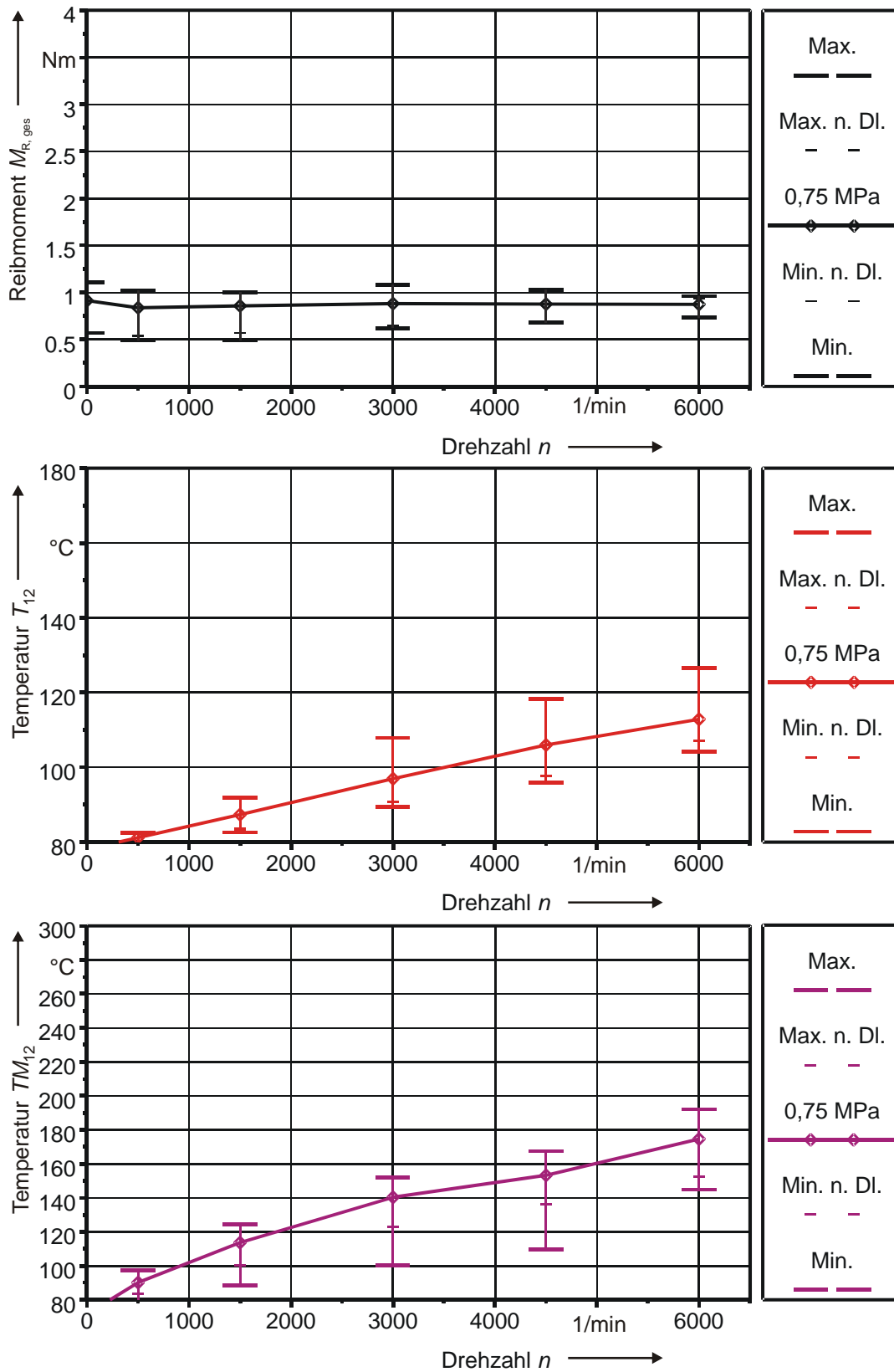


Abb. A. 11-2: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 0,75$ MPa
 Dichtring A-1, PEEK 1515, (Datenbasis: 4 Versuchsansätze)

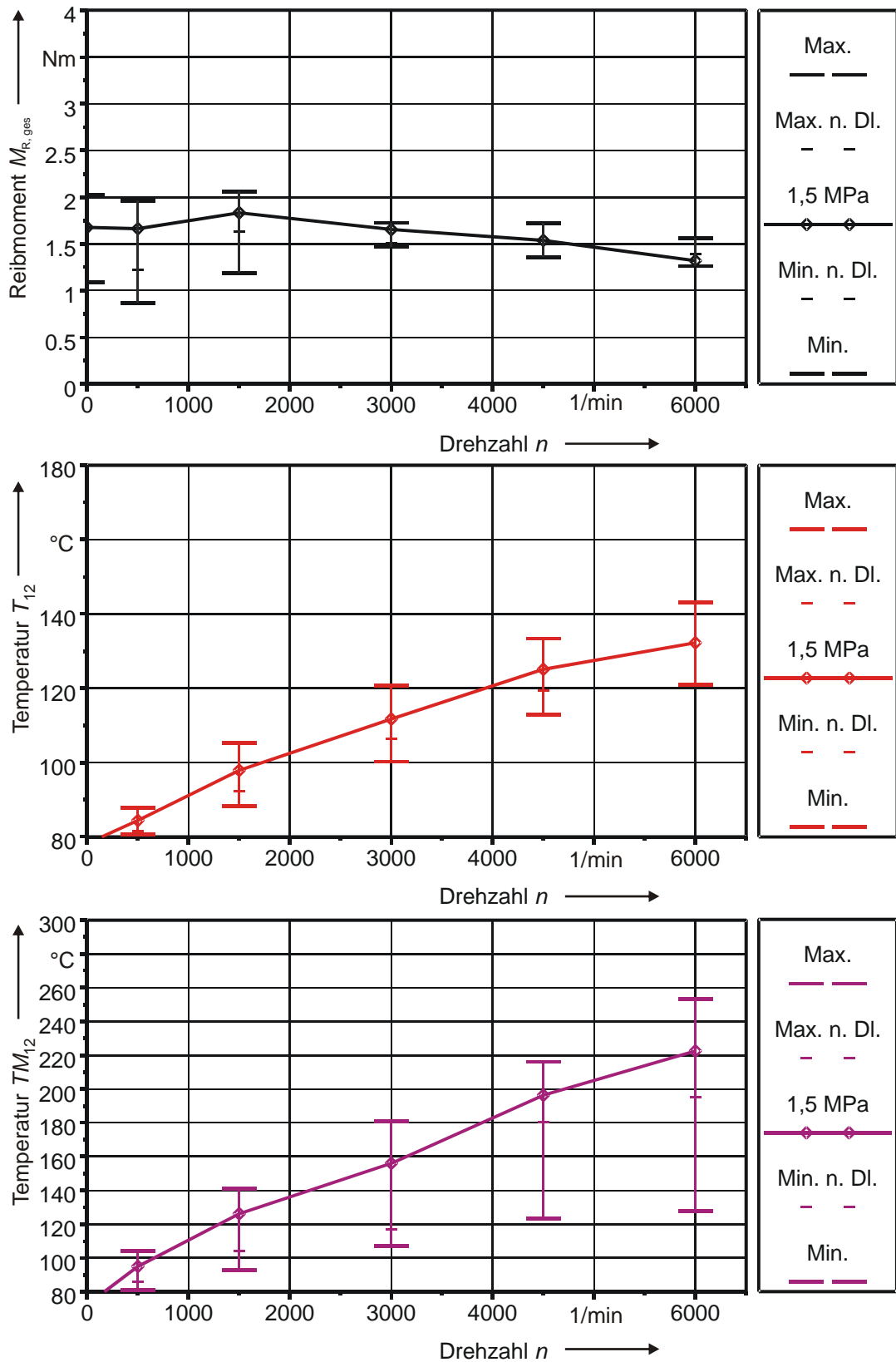


Abb. A. 11-3: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-1, PEEK 1515, (Datenbasis: 4 Versuchsansätze)

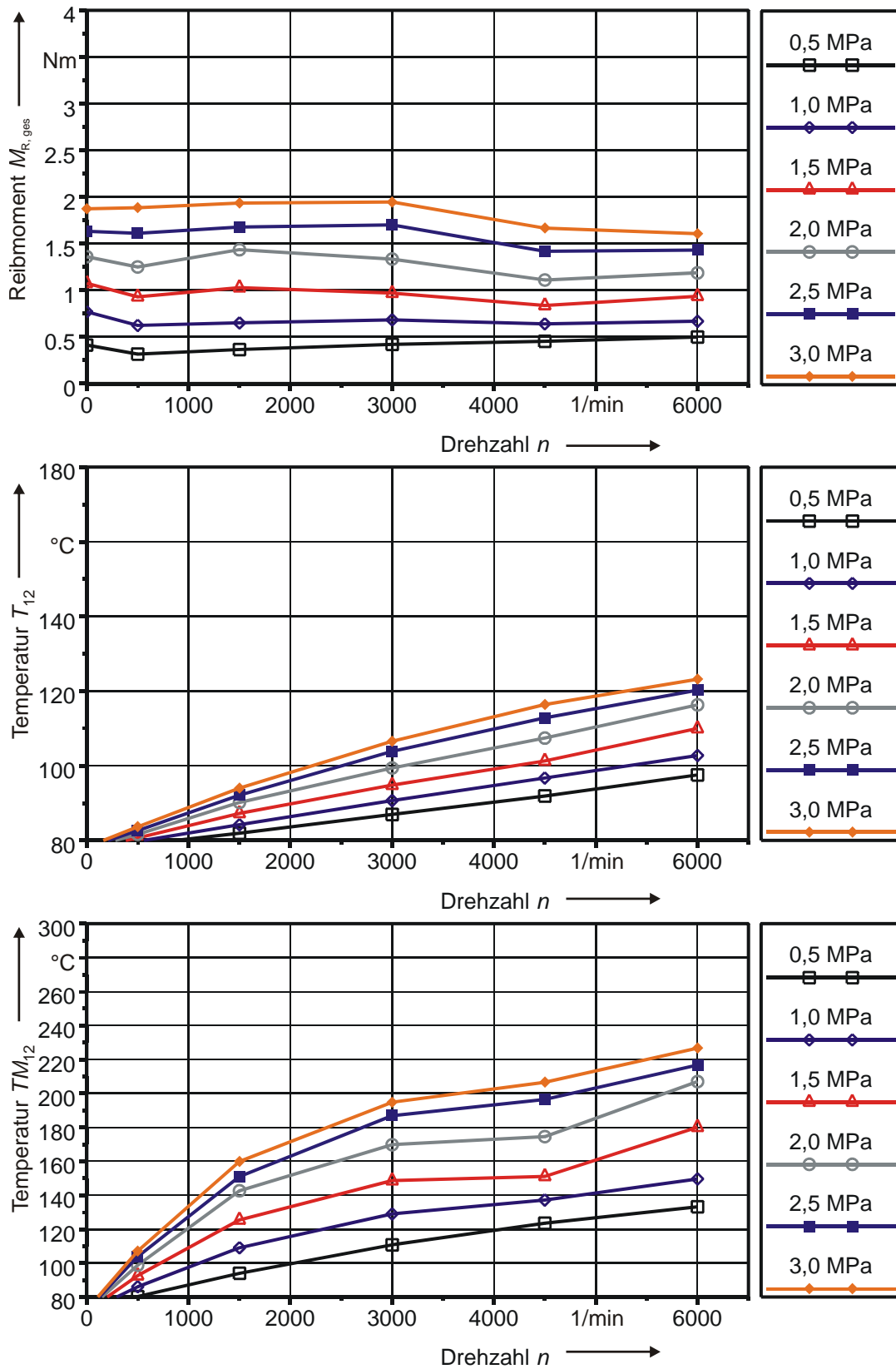


Abb. A. 11-4: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichttring A-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

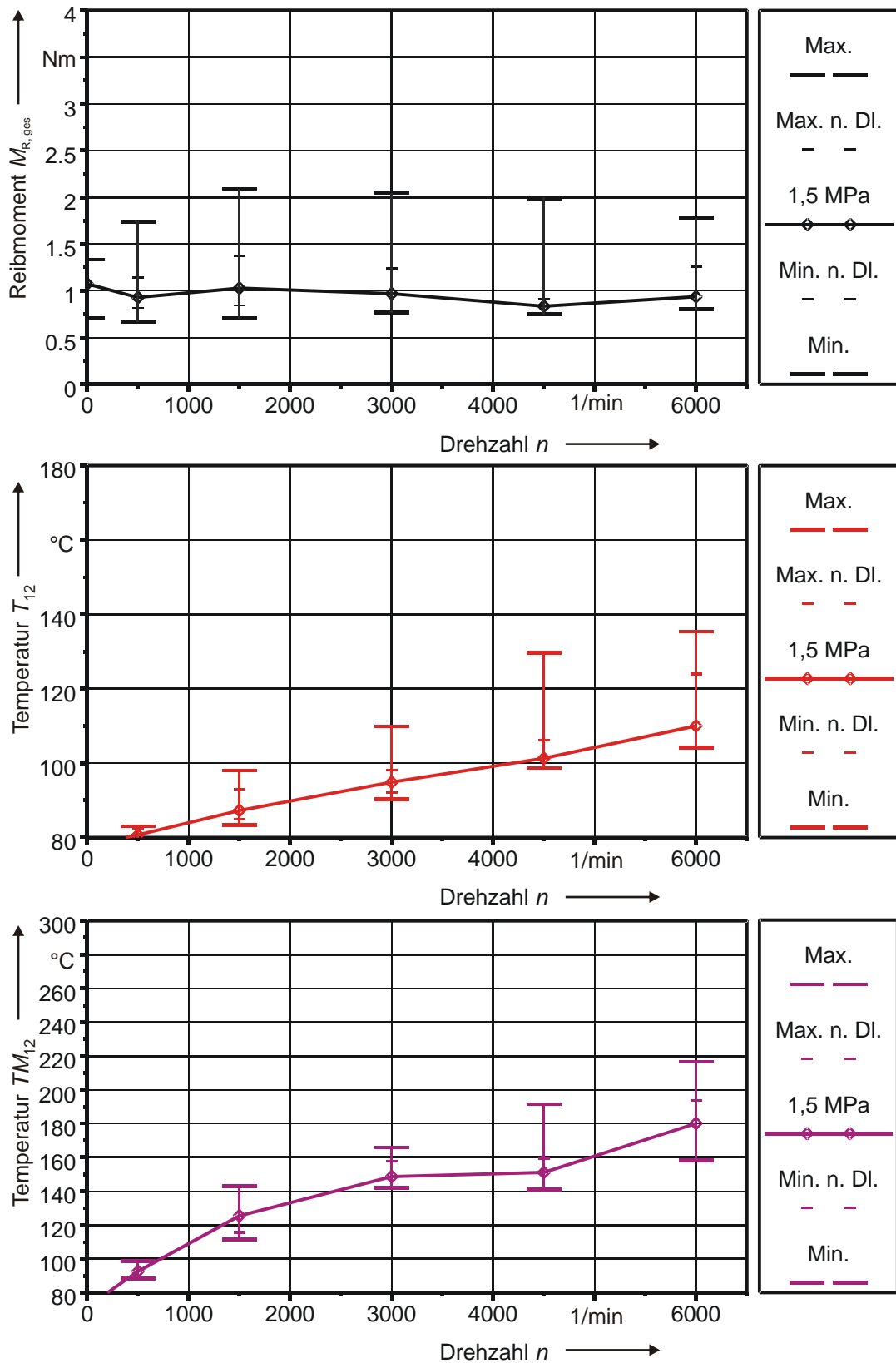


Abb. A. 11-5: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
Dichttring A-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

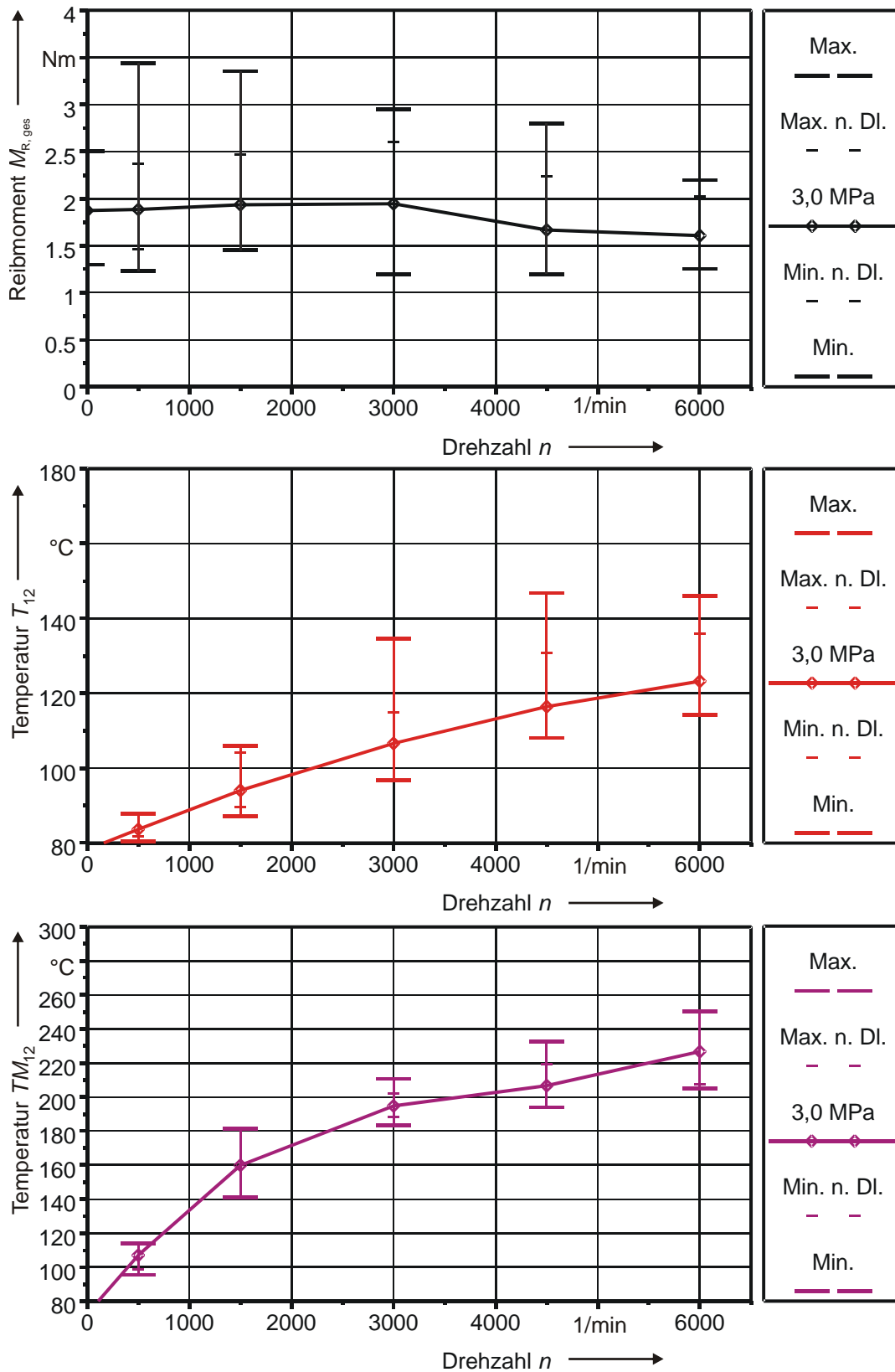


Abb. A. 11-6: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichtring A-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

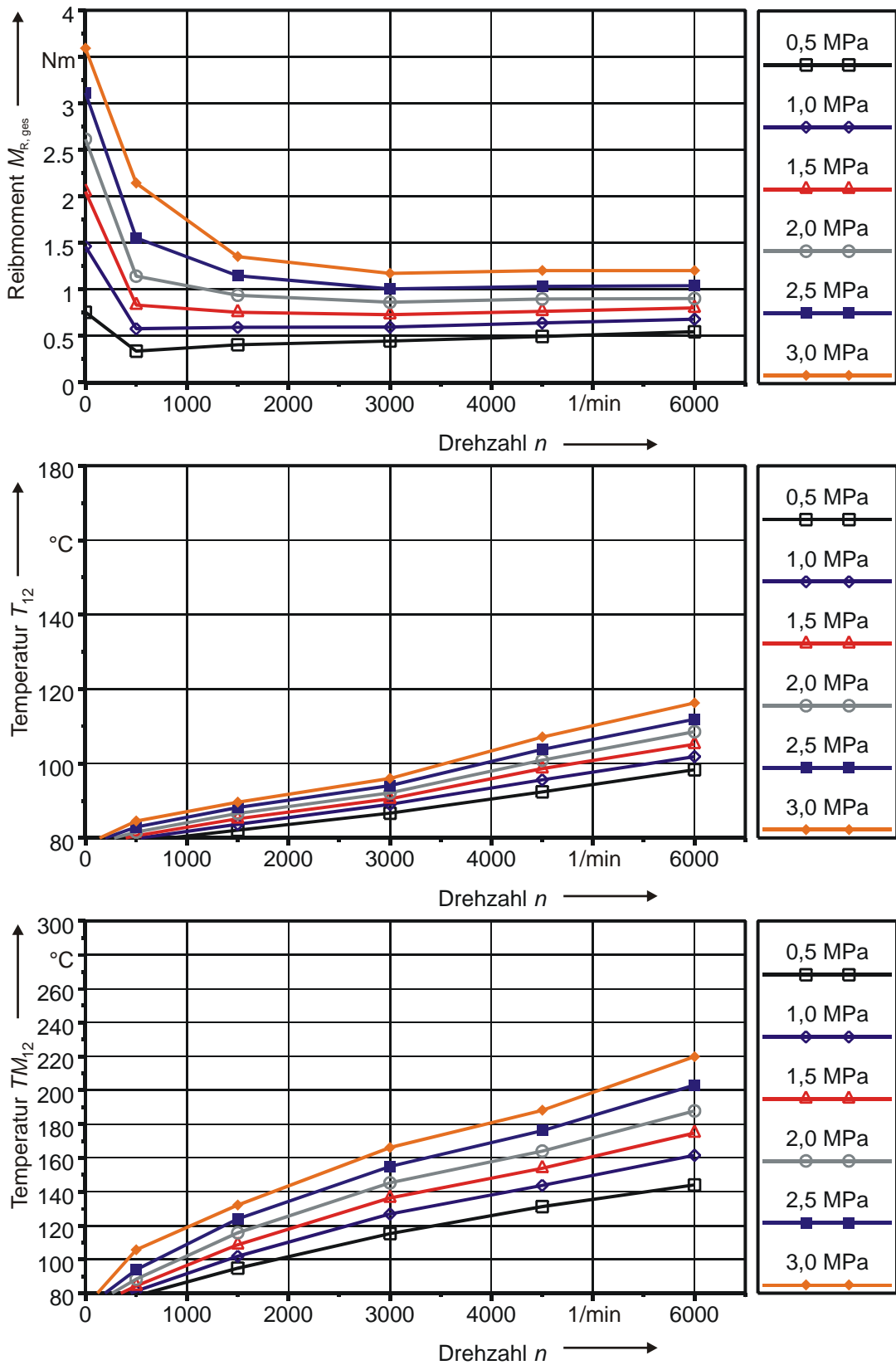


Abb. A. 11-7: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichttring A-3, Torlon 4203, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

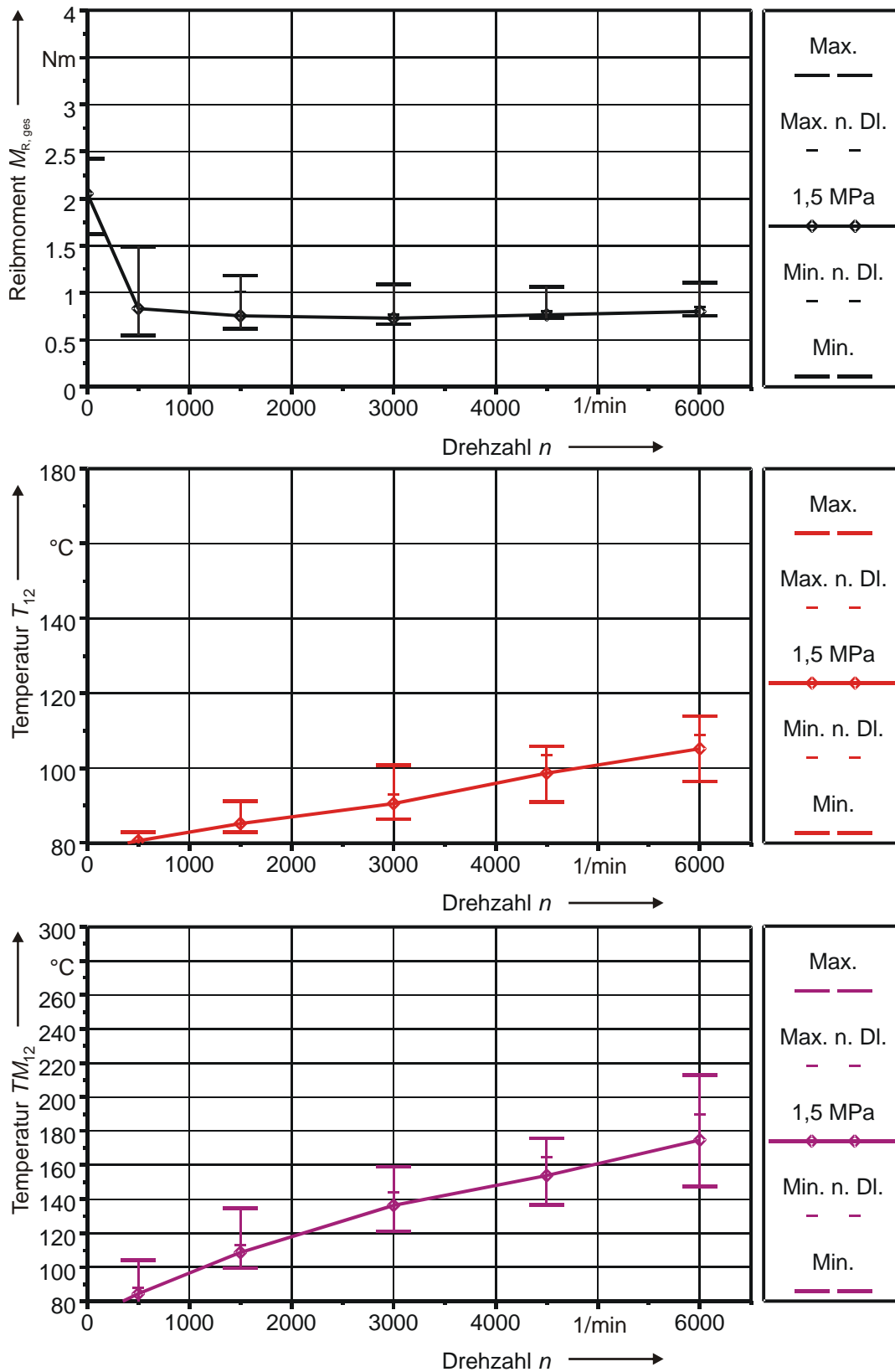


Abb. A. 11-8: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-3, Torlon 4203, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

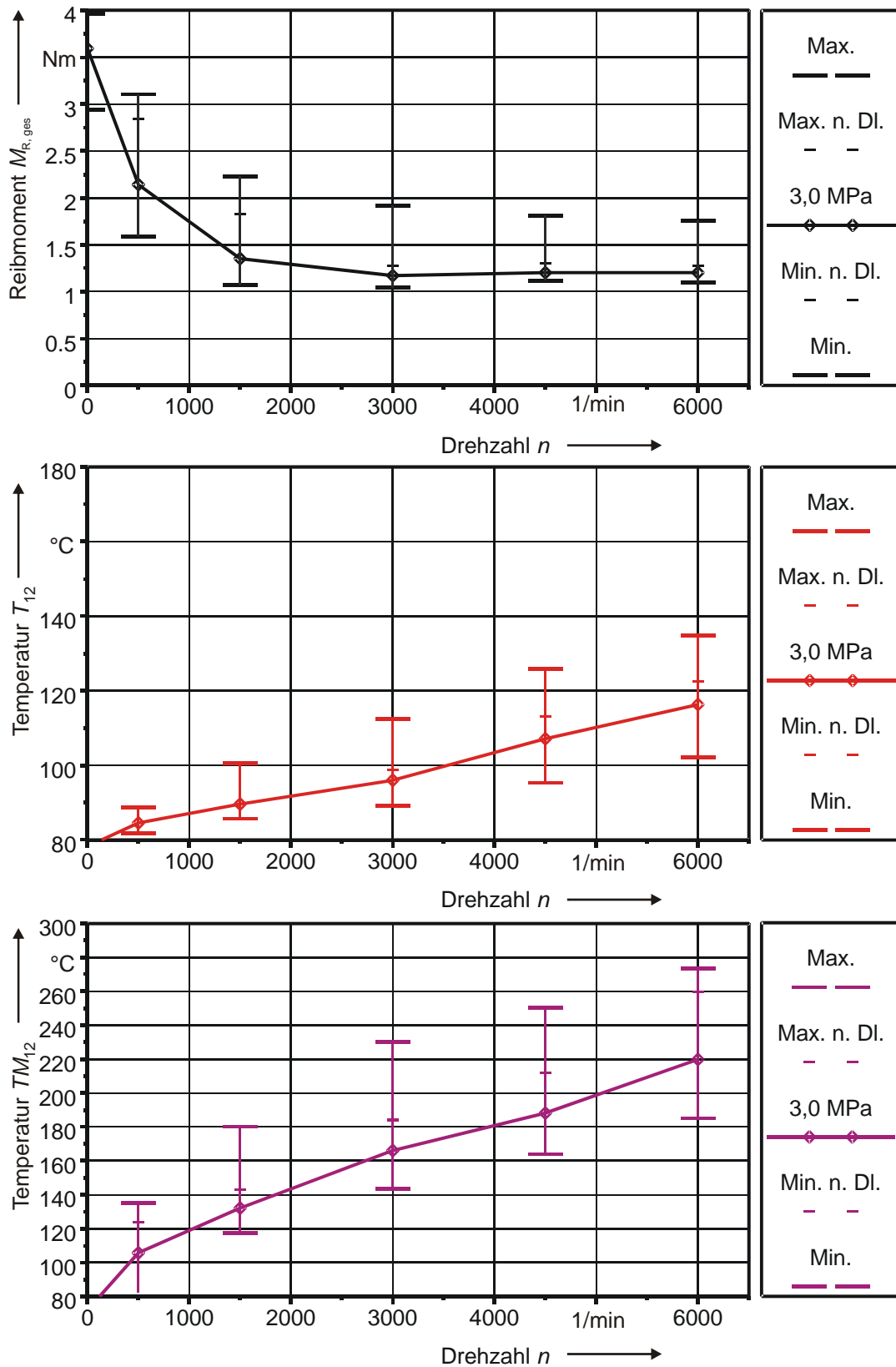


Abb. A. 11-9: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichtring A-3, Torlon 4203, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

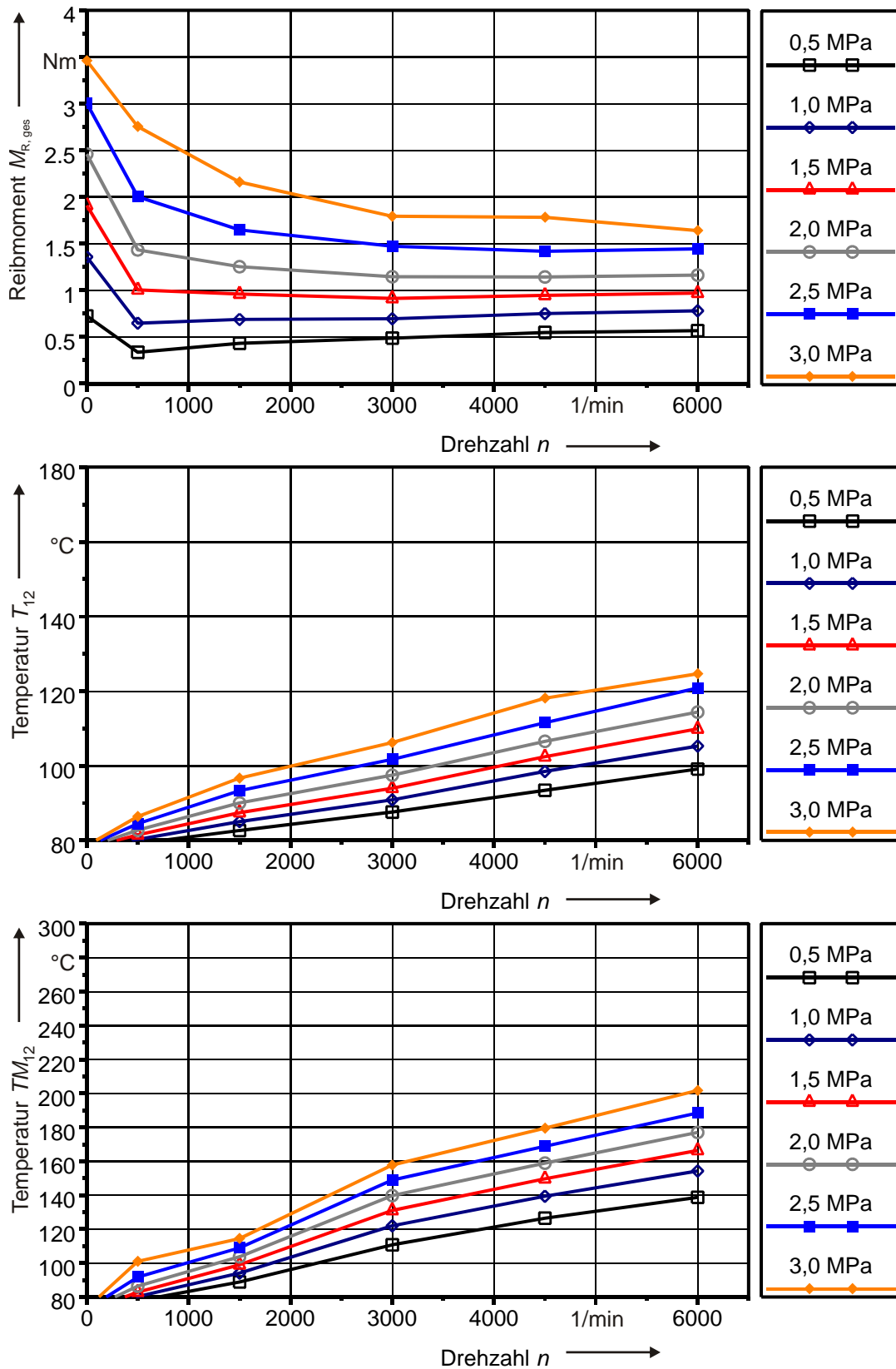


Abb. A. 11-10: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-4, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

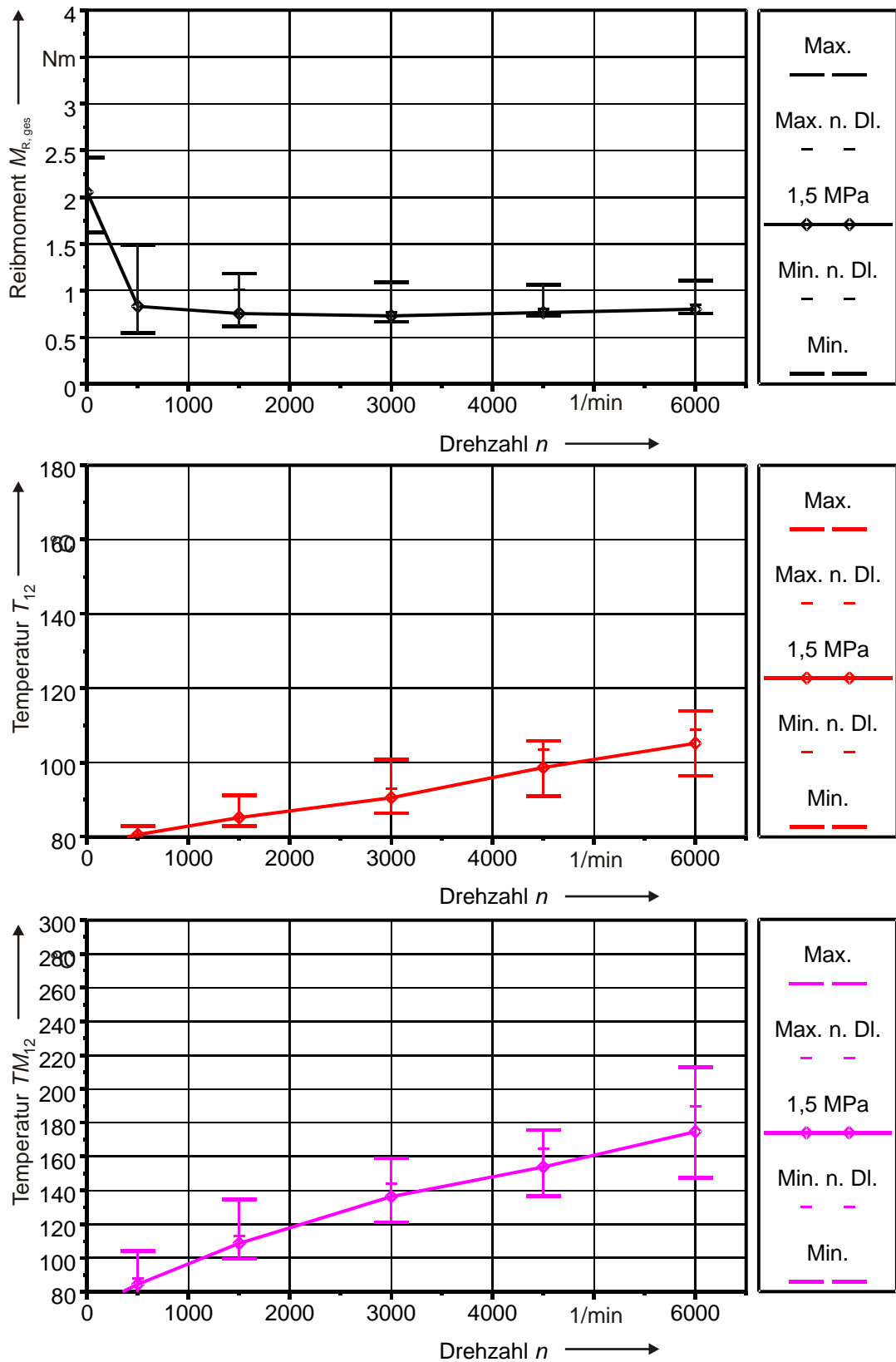


Abb. A. 11-11: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-4, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

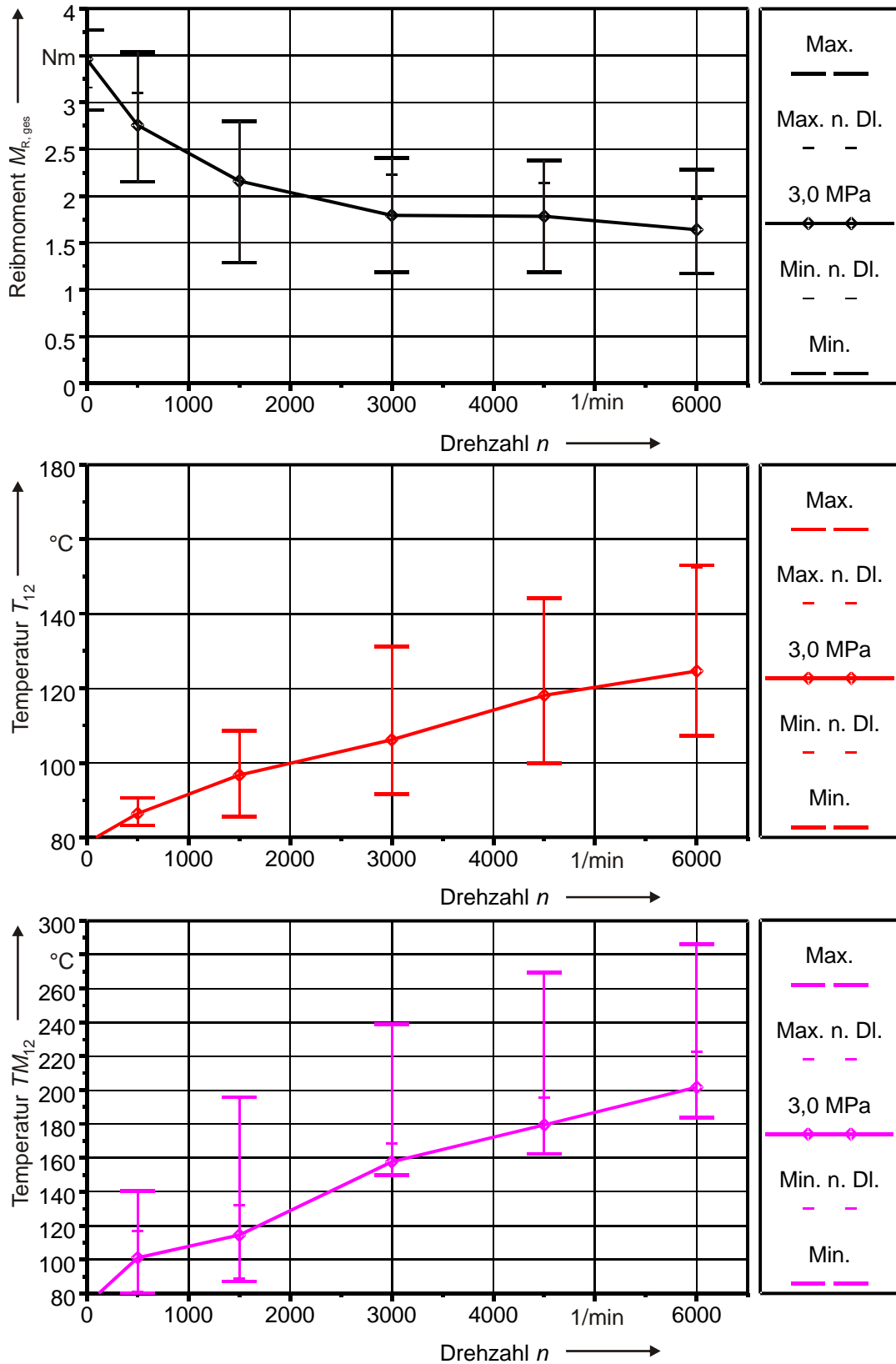


Abb. A. 11-12: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichtring A-4, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

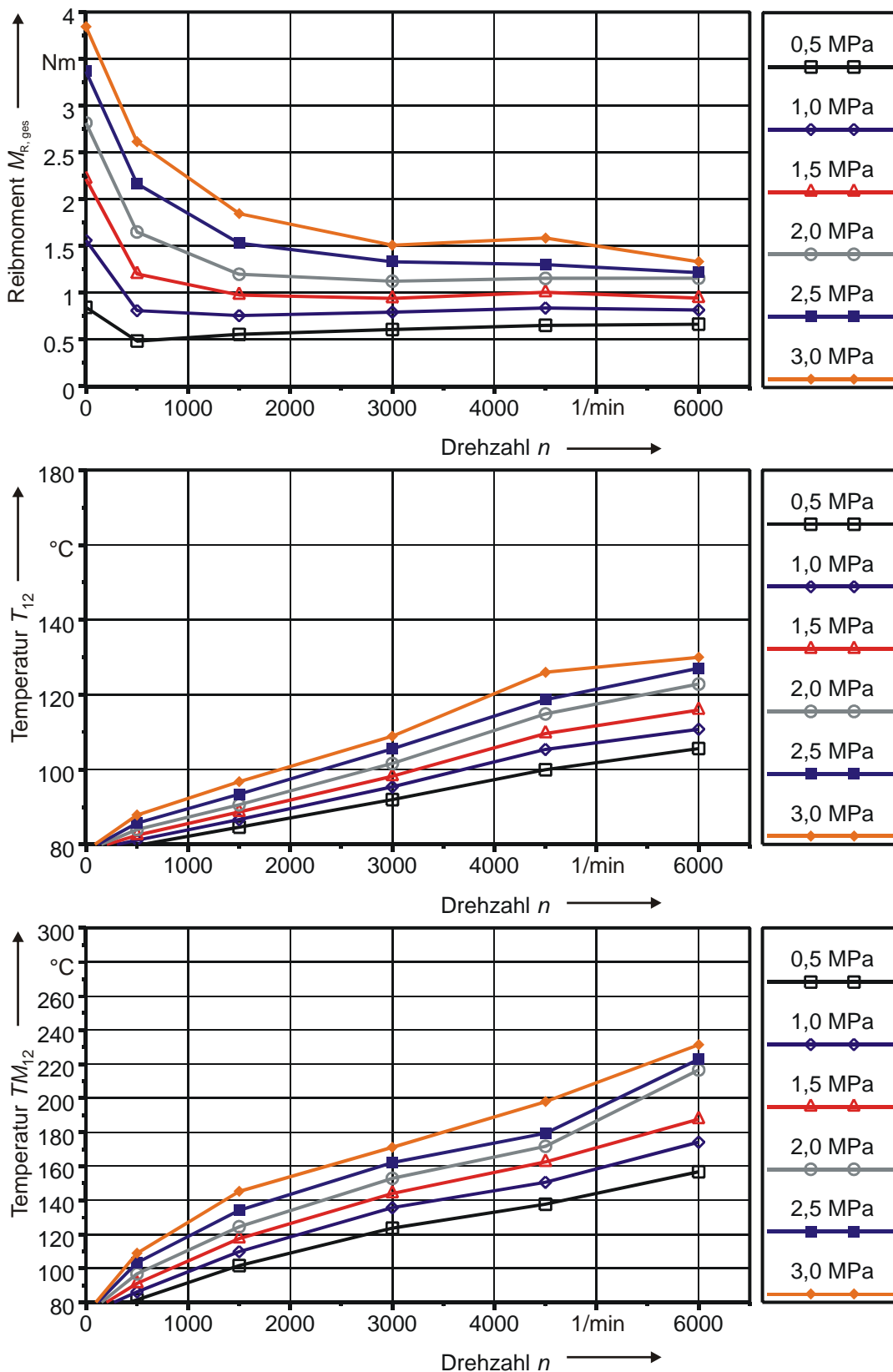


Abb. A. 11-13: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-5, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

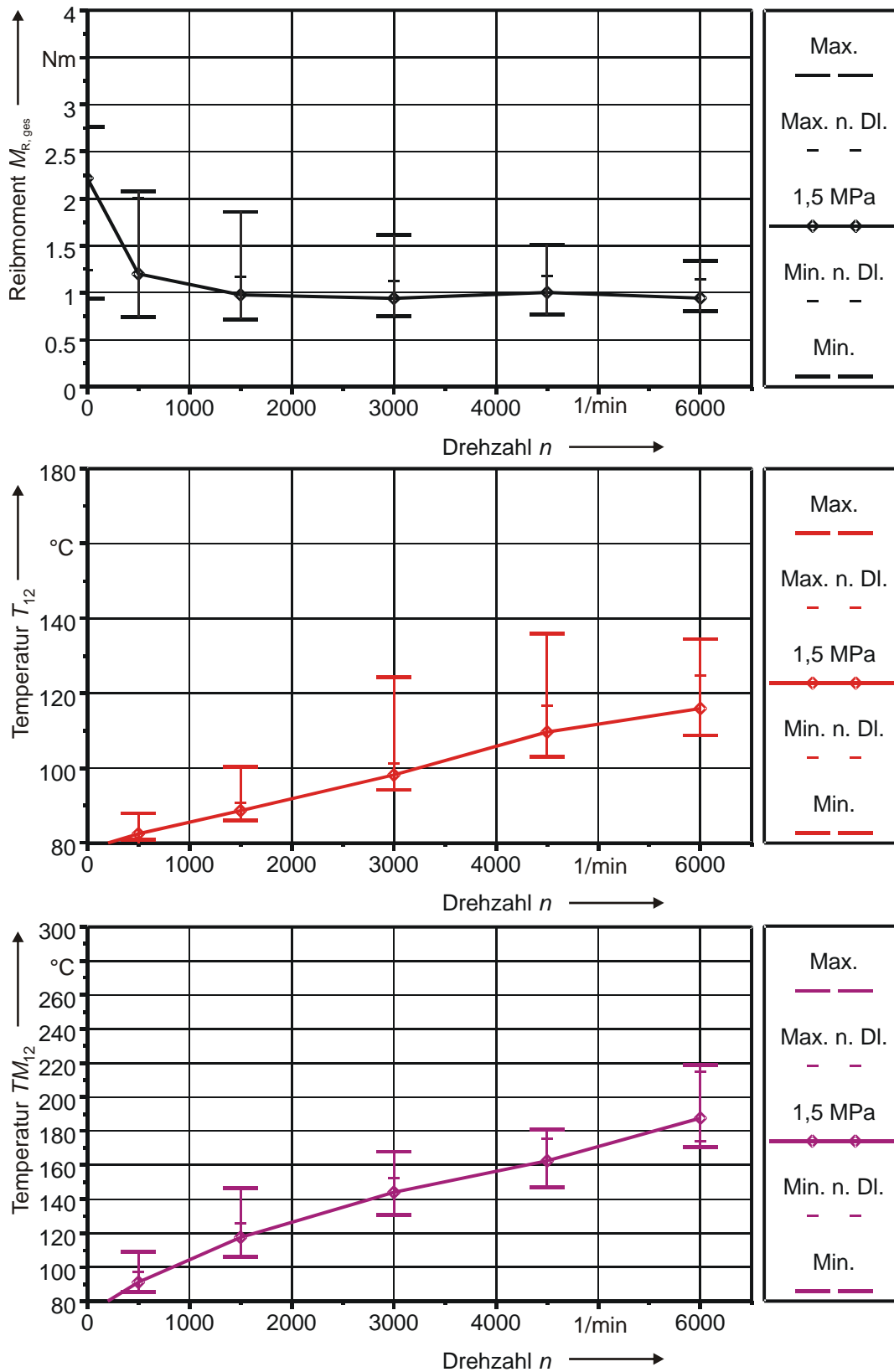


Abb. A. 11-14: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-5, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

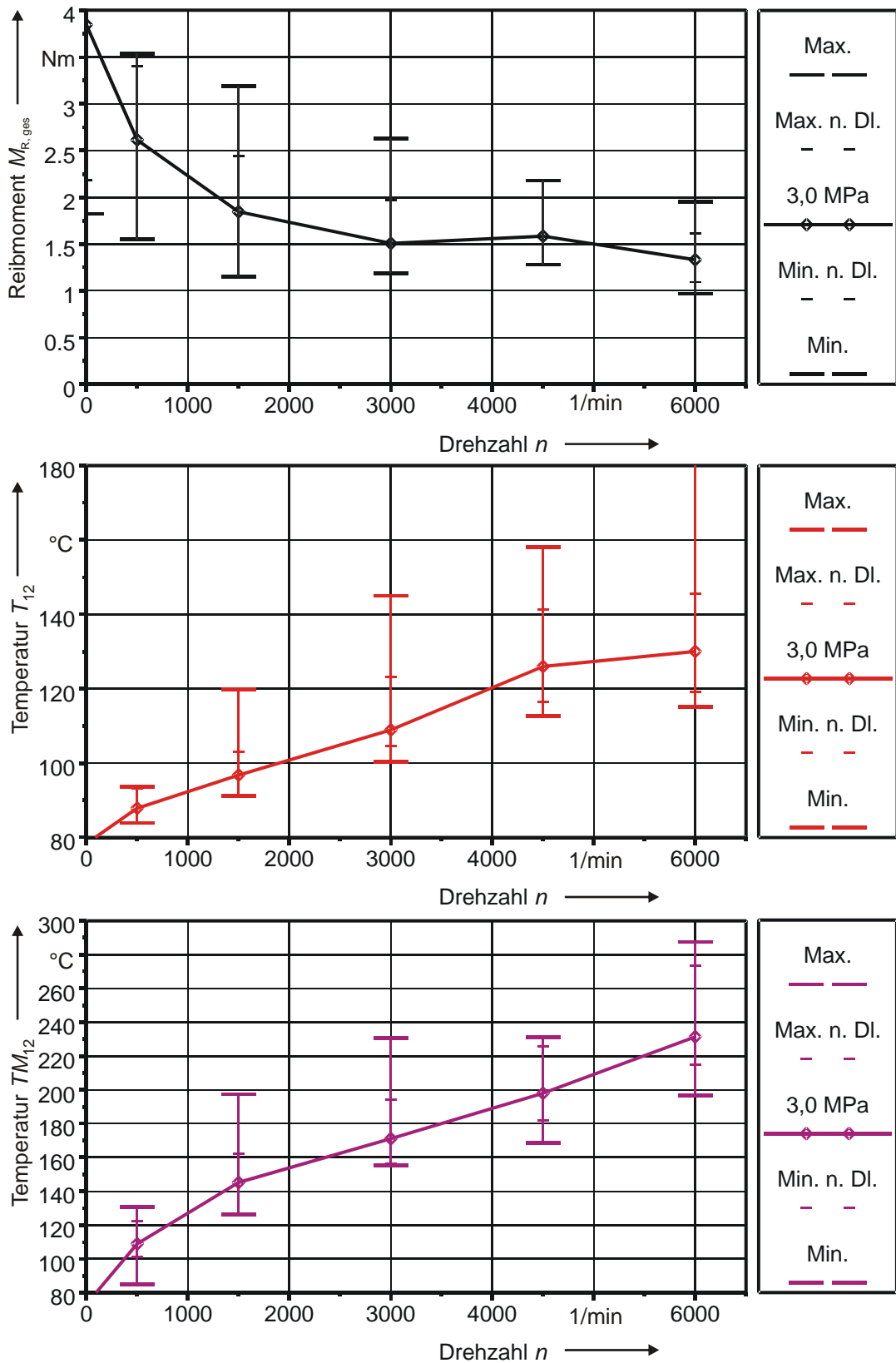


Abb. A. 11-15: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichtring A-5, Torlon 4301, (Datenbasis: 6 Versuchsansätze)

11.2 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6

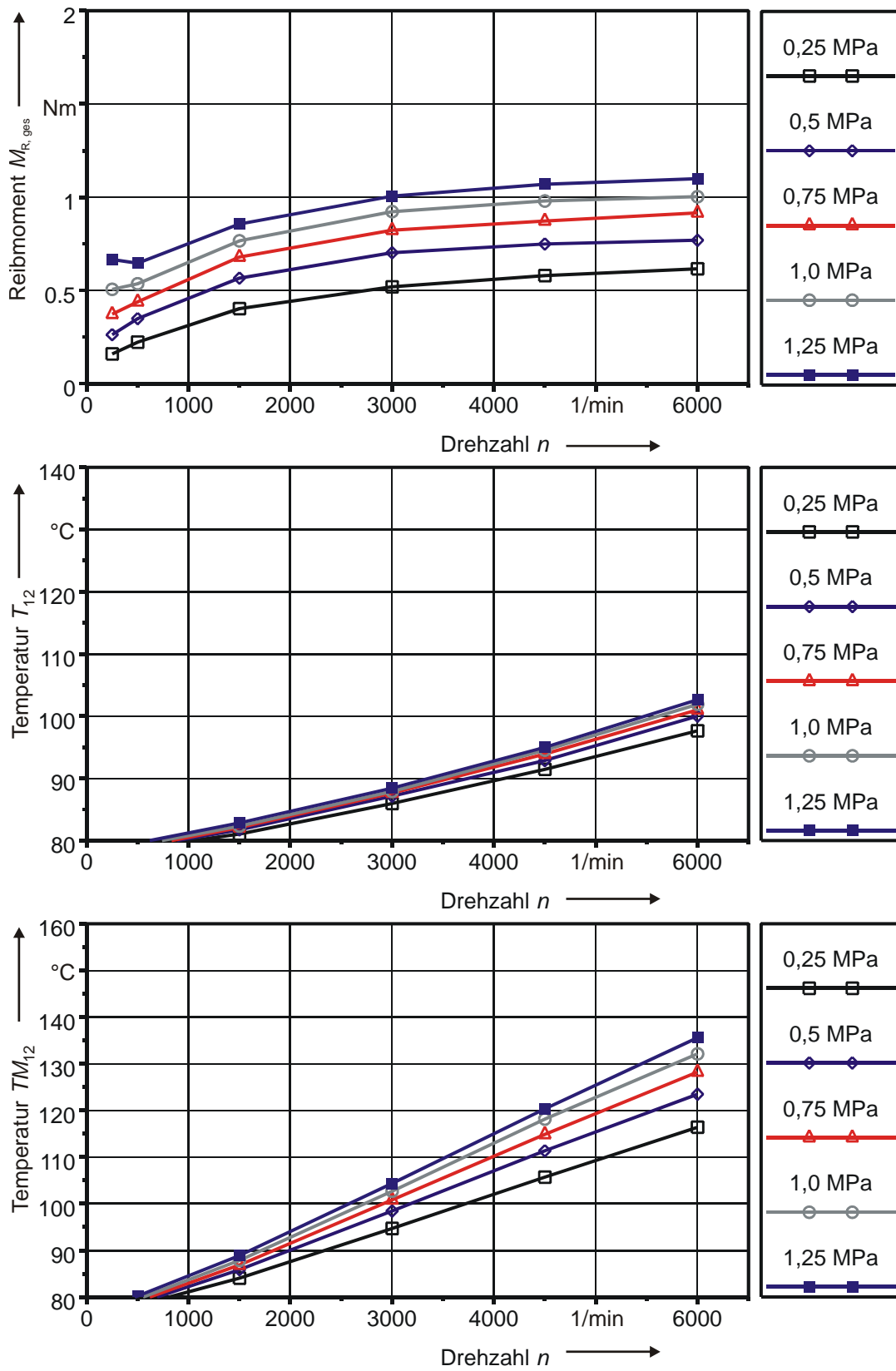


Abb. A. 11-16: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-6, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

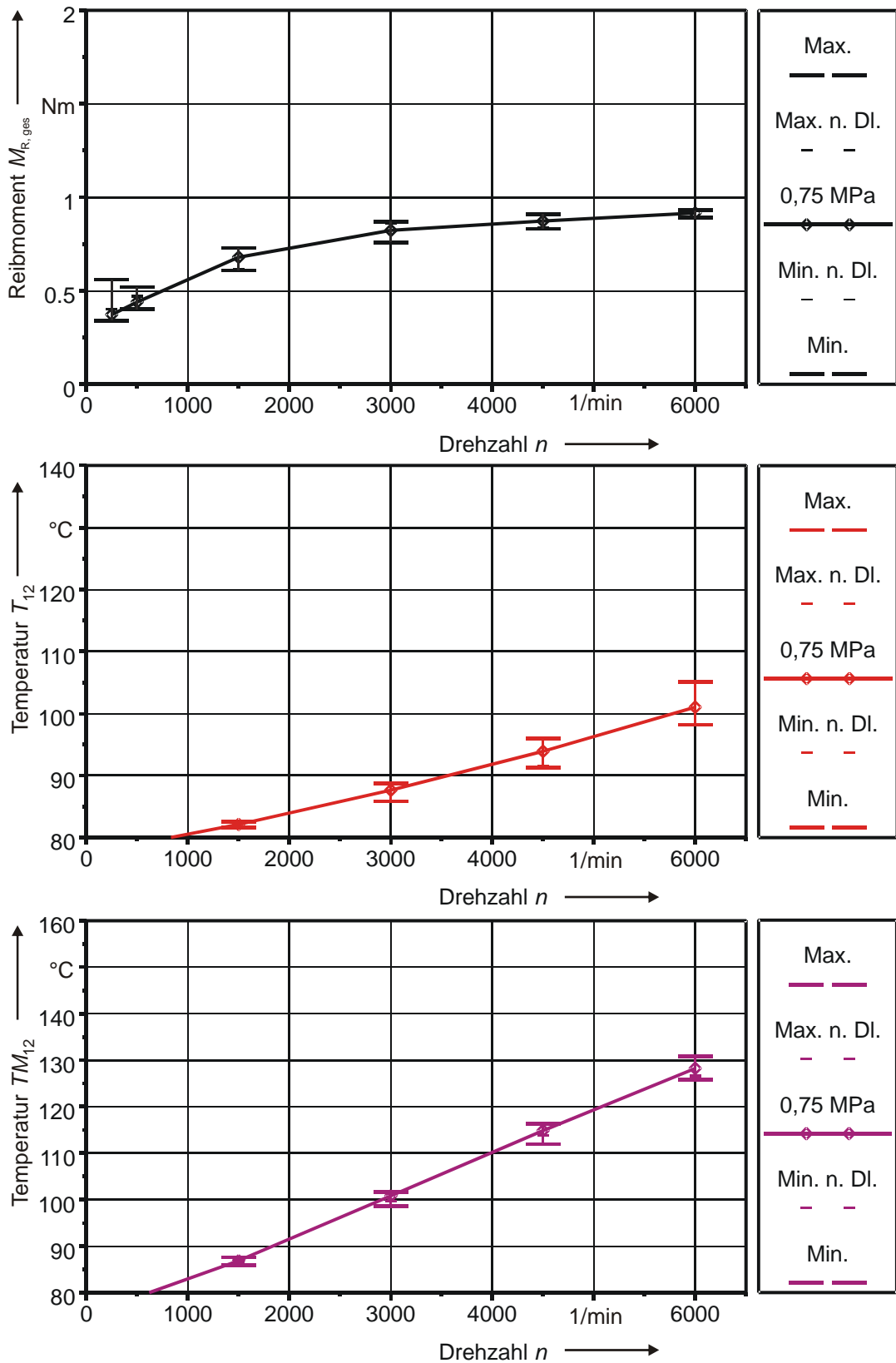


Abb. A. 11-17: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 0,75$ MPa
 Dichtring A-6, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

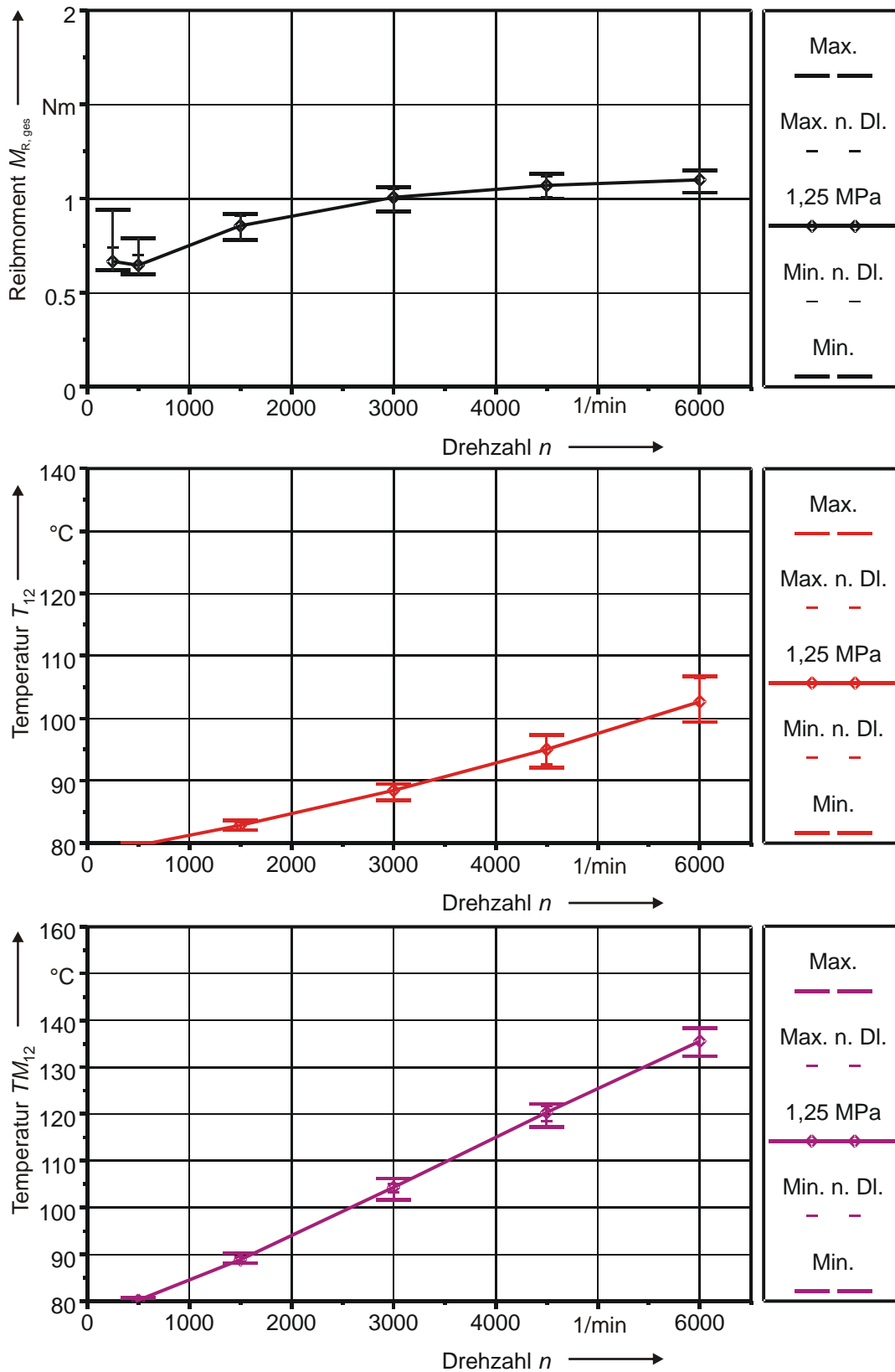


Abb. A. 11-18: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,25$ MPa
 Dichttring A-6, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

11.3 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-2 mit modifizierter Flanke

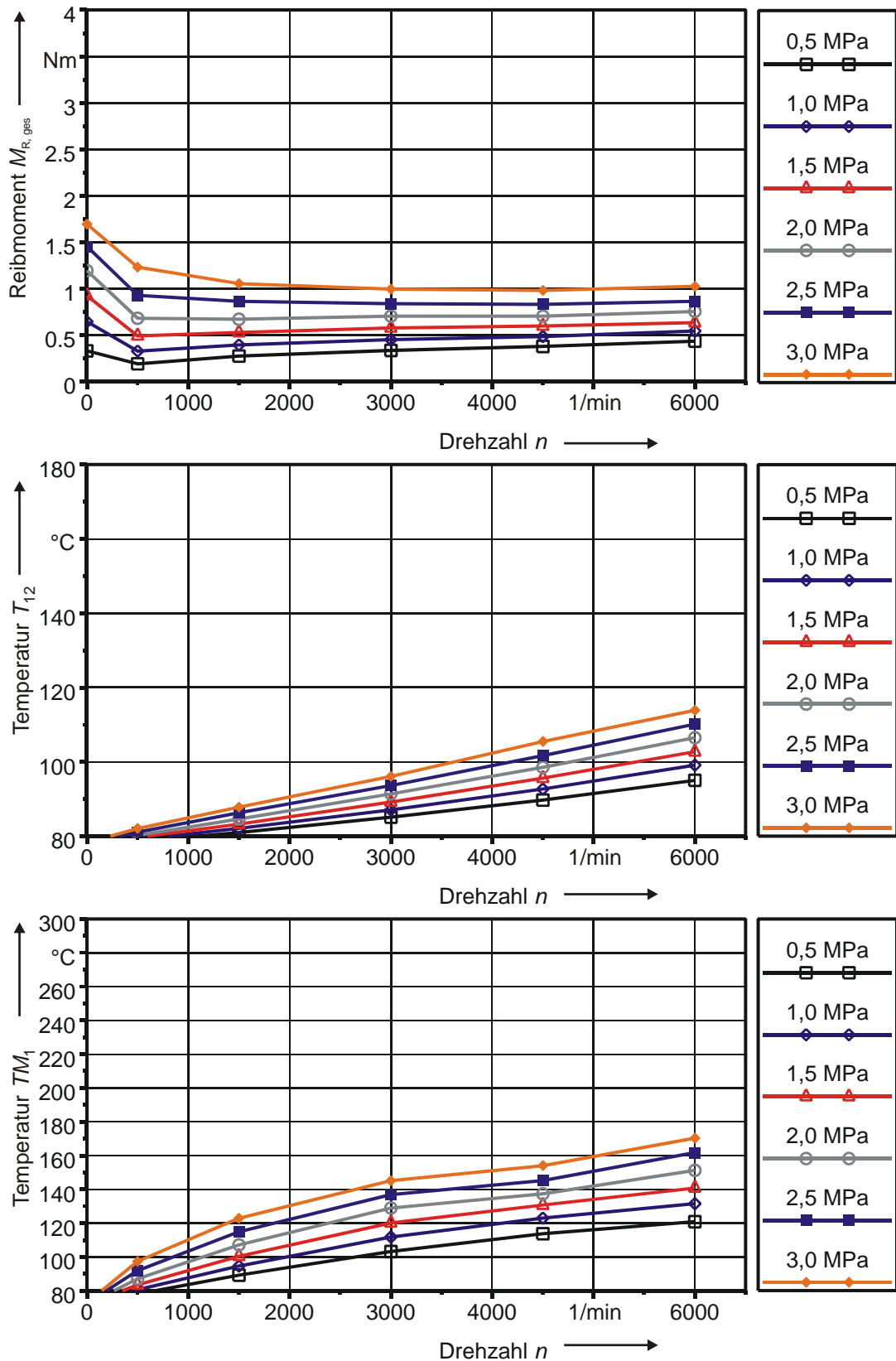


Abb. A. 11-19: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-2-1, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

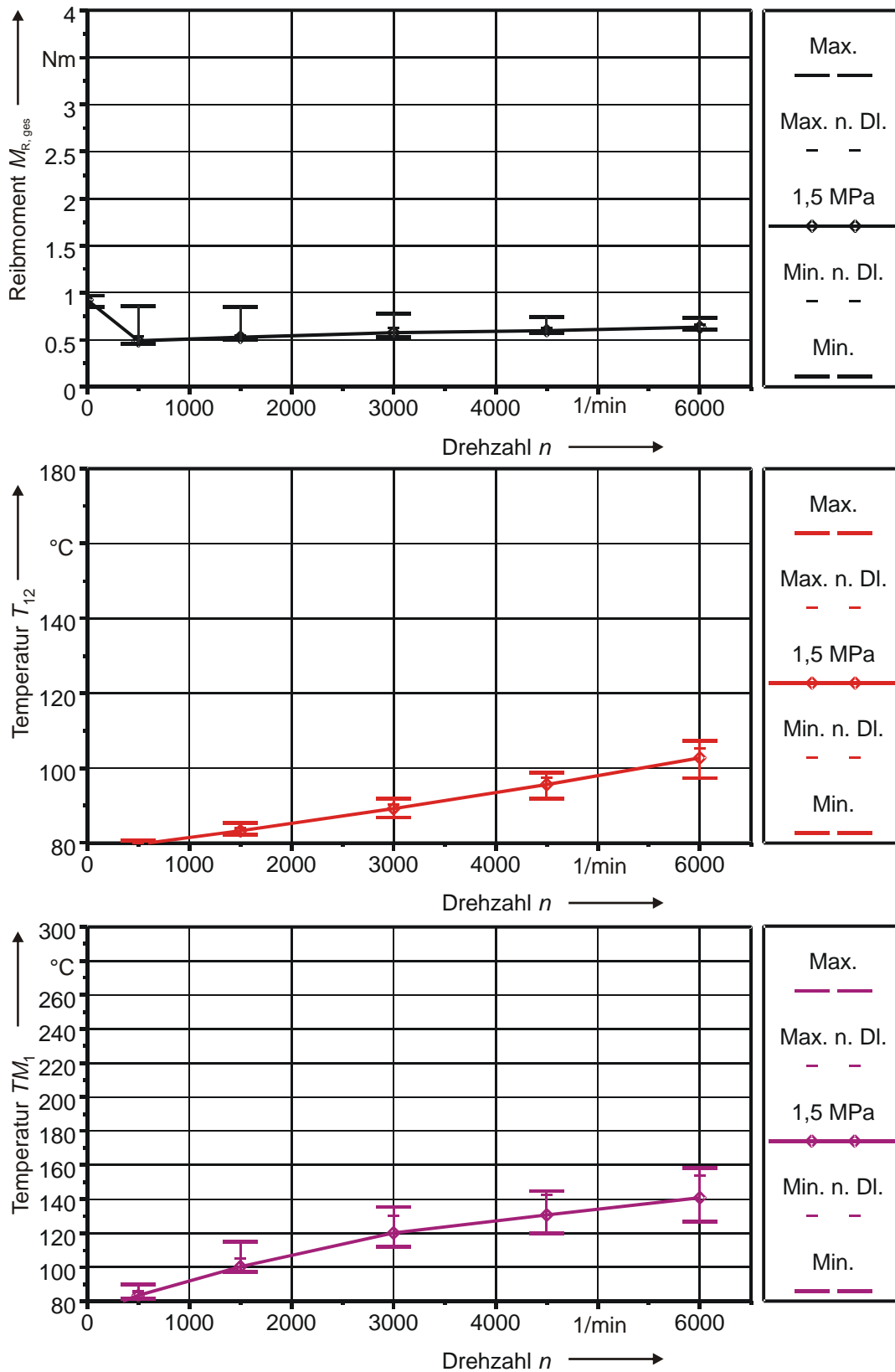


Abb. A. 11-20: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-2-1, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

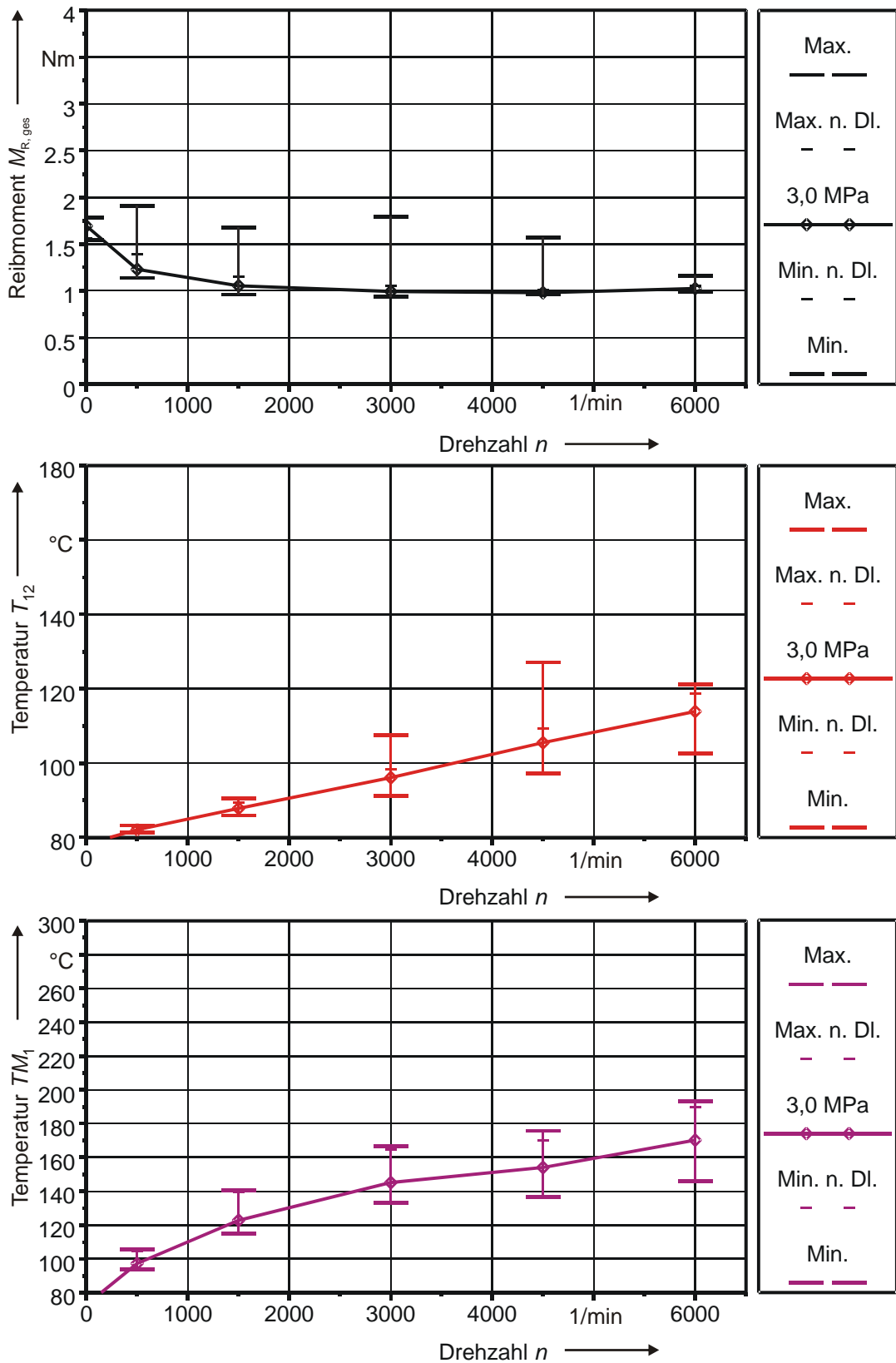


Abb. A. 11-21: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichttring A-2-1, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

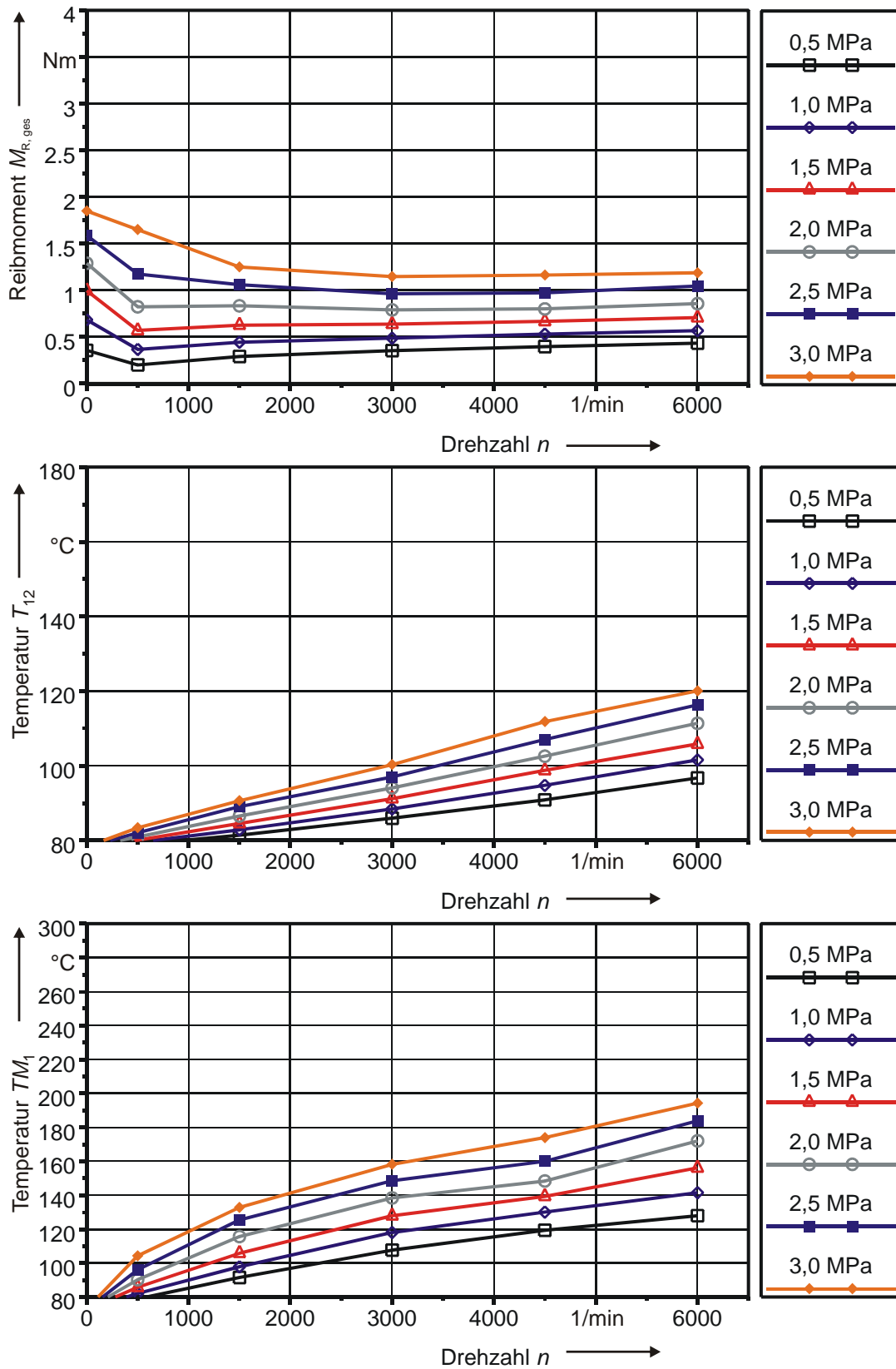


Abb. A. 11-22: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-2-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

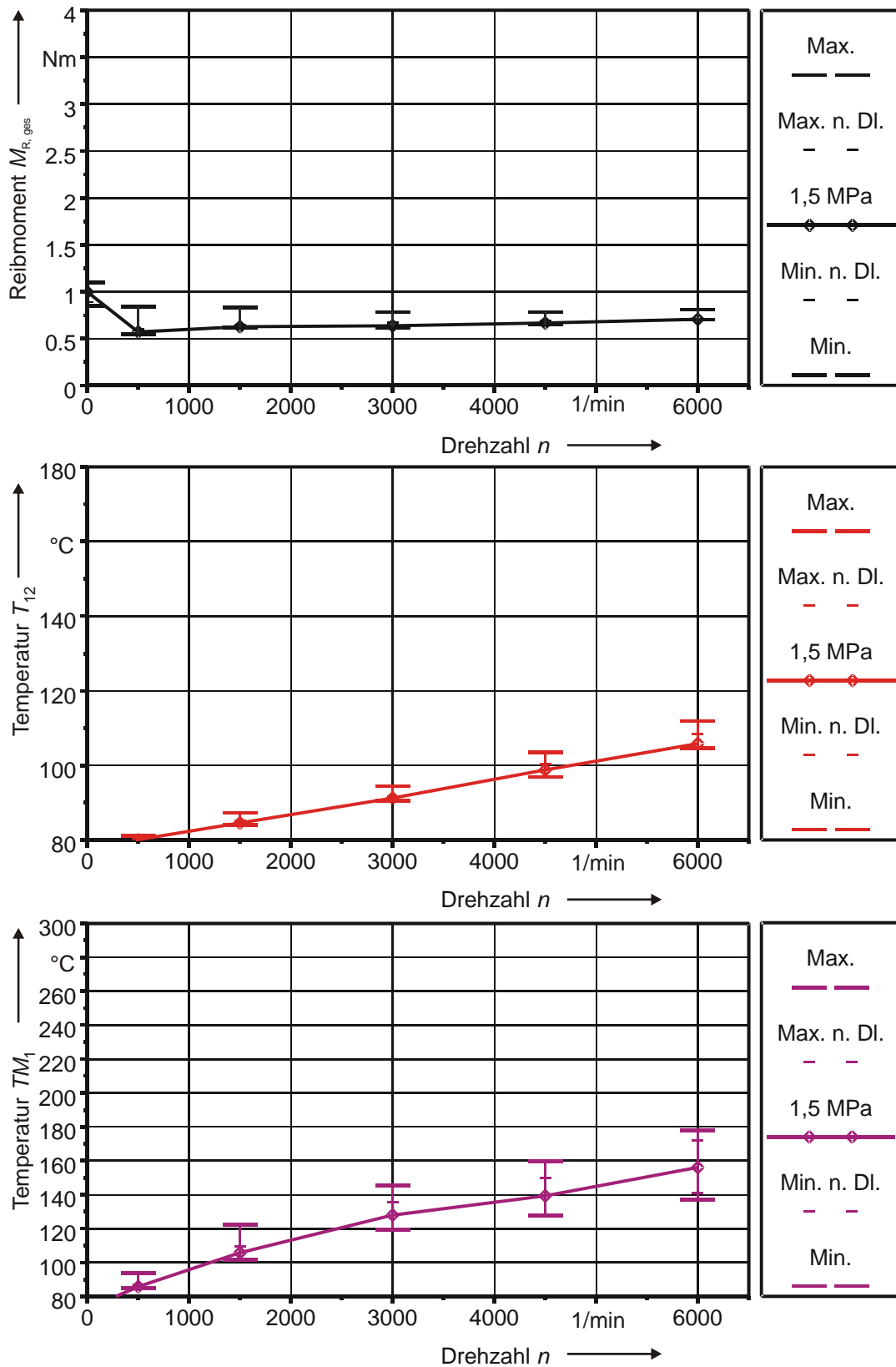


Abb. A. 11-23: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichttring A-2-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

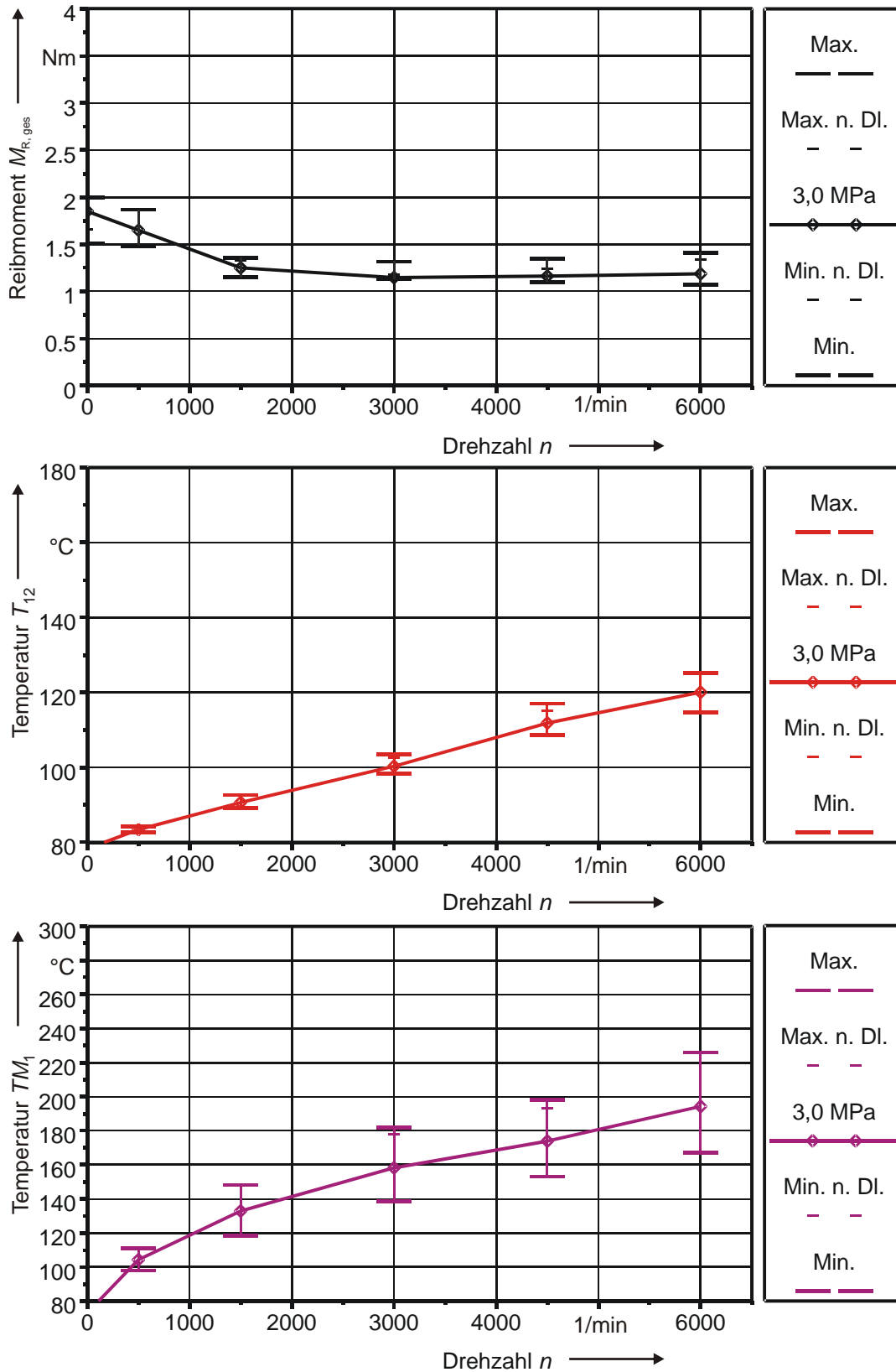


Abb. A. 11-24: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichtring A-2-2, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

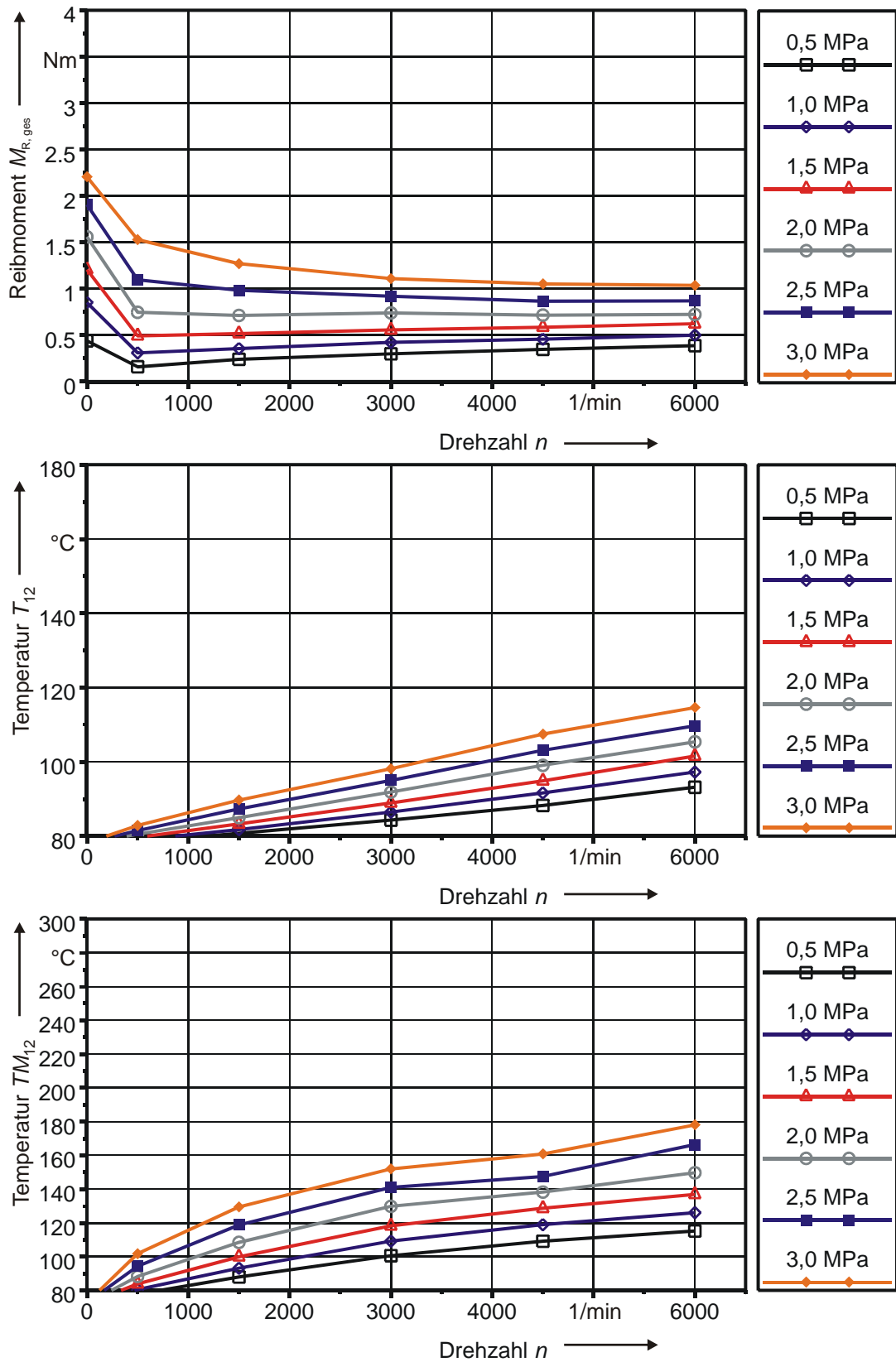


Abb. A. 11-25: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtung A-2-3, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

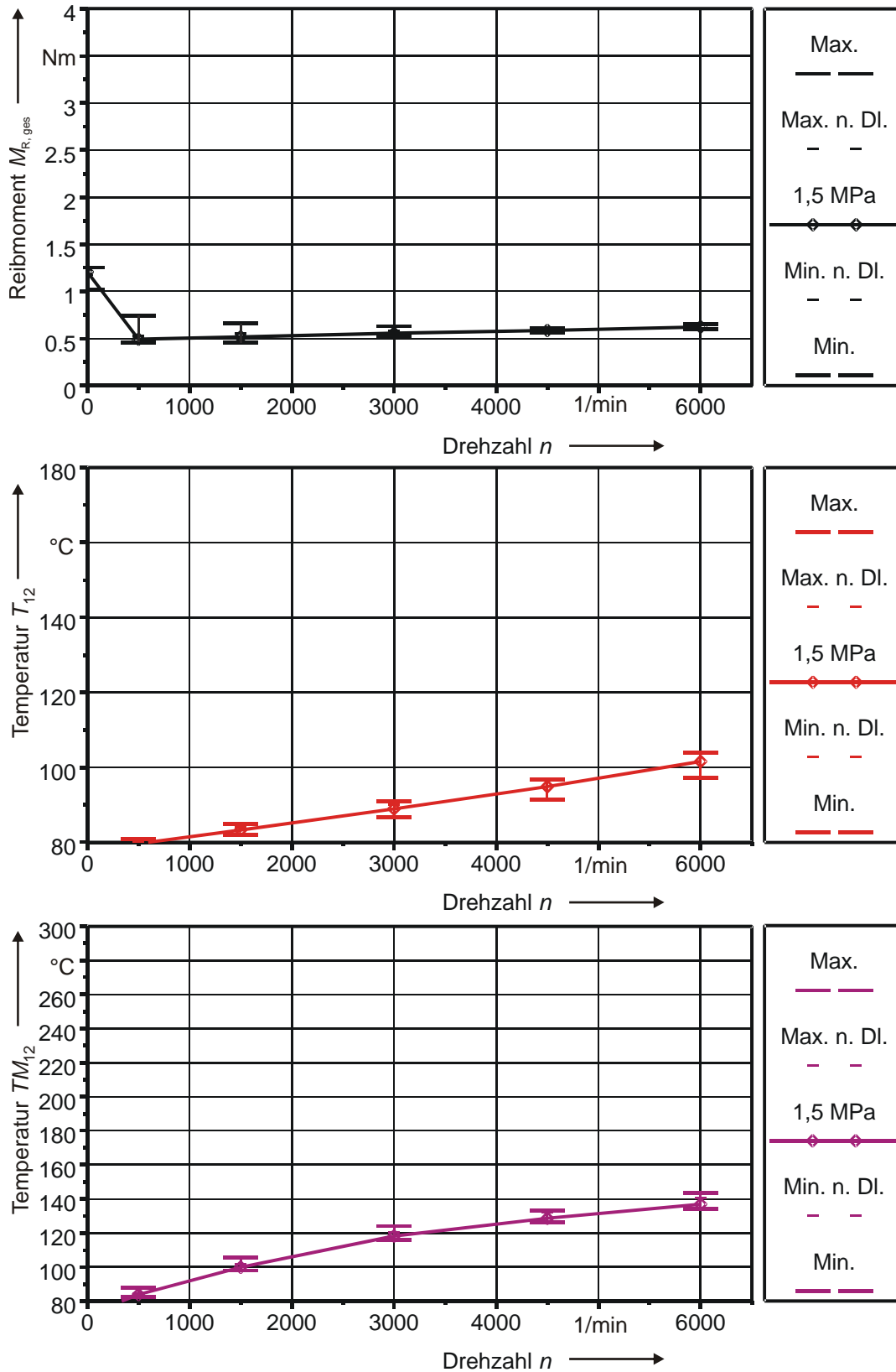


Abb. A. 11-26: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichtring A-2-3, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

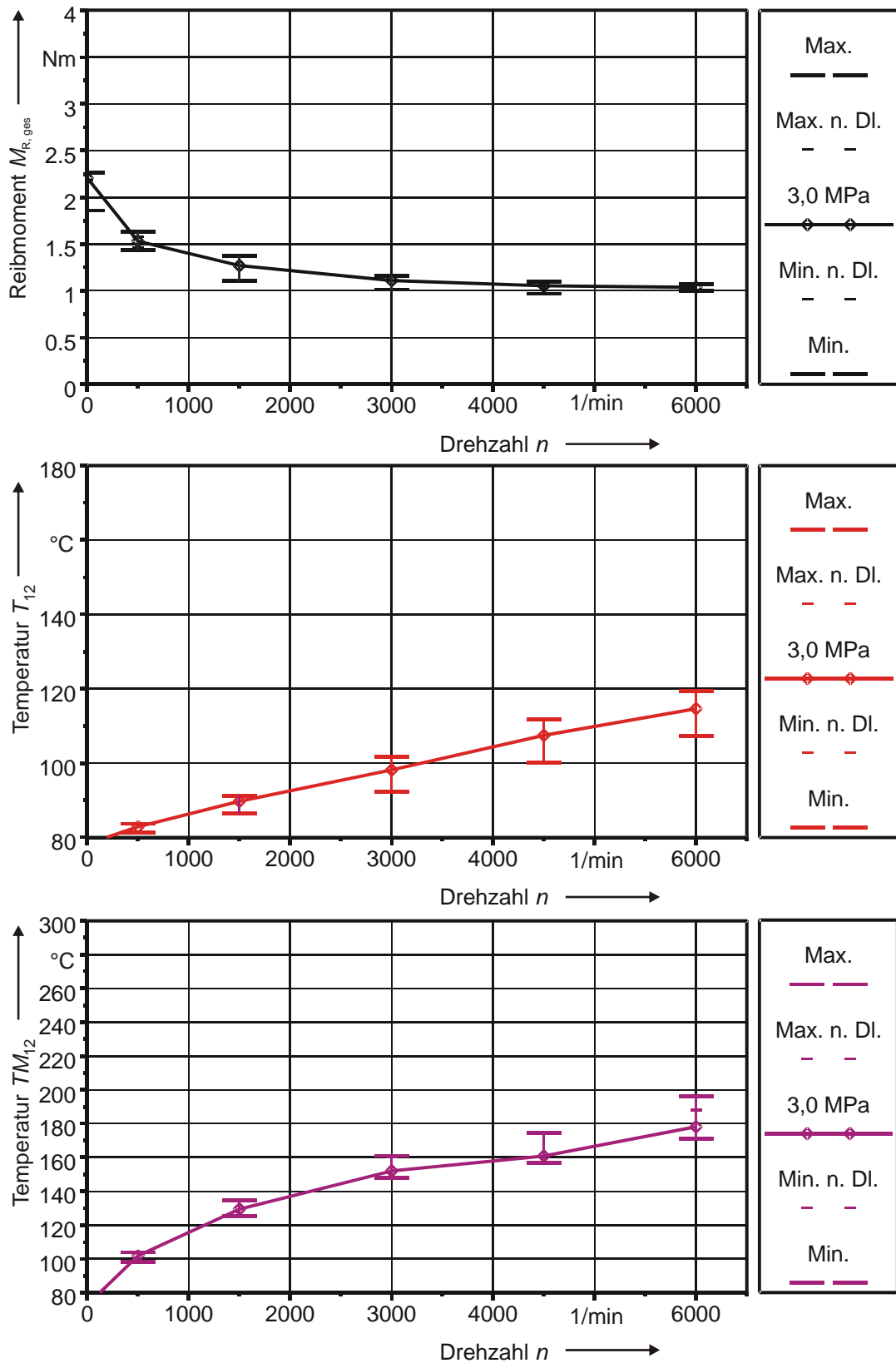


Abb. A. 11-27: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 3,0$ MPa
 Dichttring A-2-3, PEEK 150FC30, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

11.4 Messdatenübersicht für Dichtringe Typ A-6 mit modifizierter Flanke

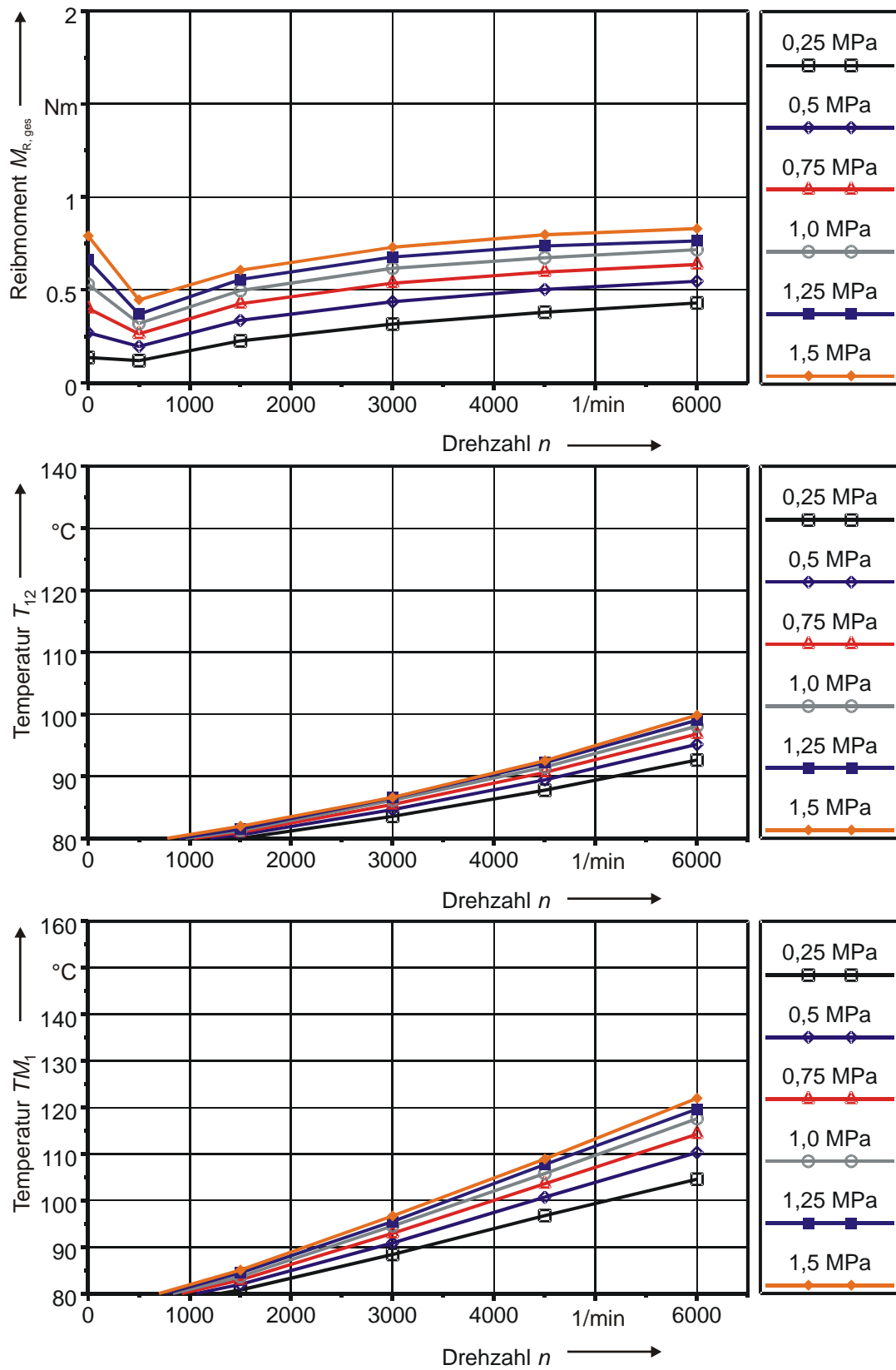


Abb. A. 28: Mittlere Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen nach Dauerlauf Dichtring A-6-1, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

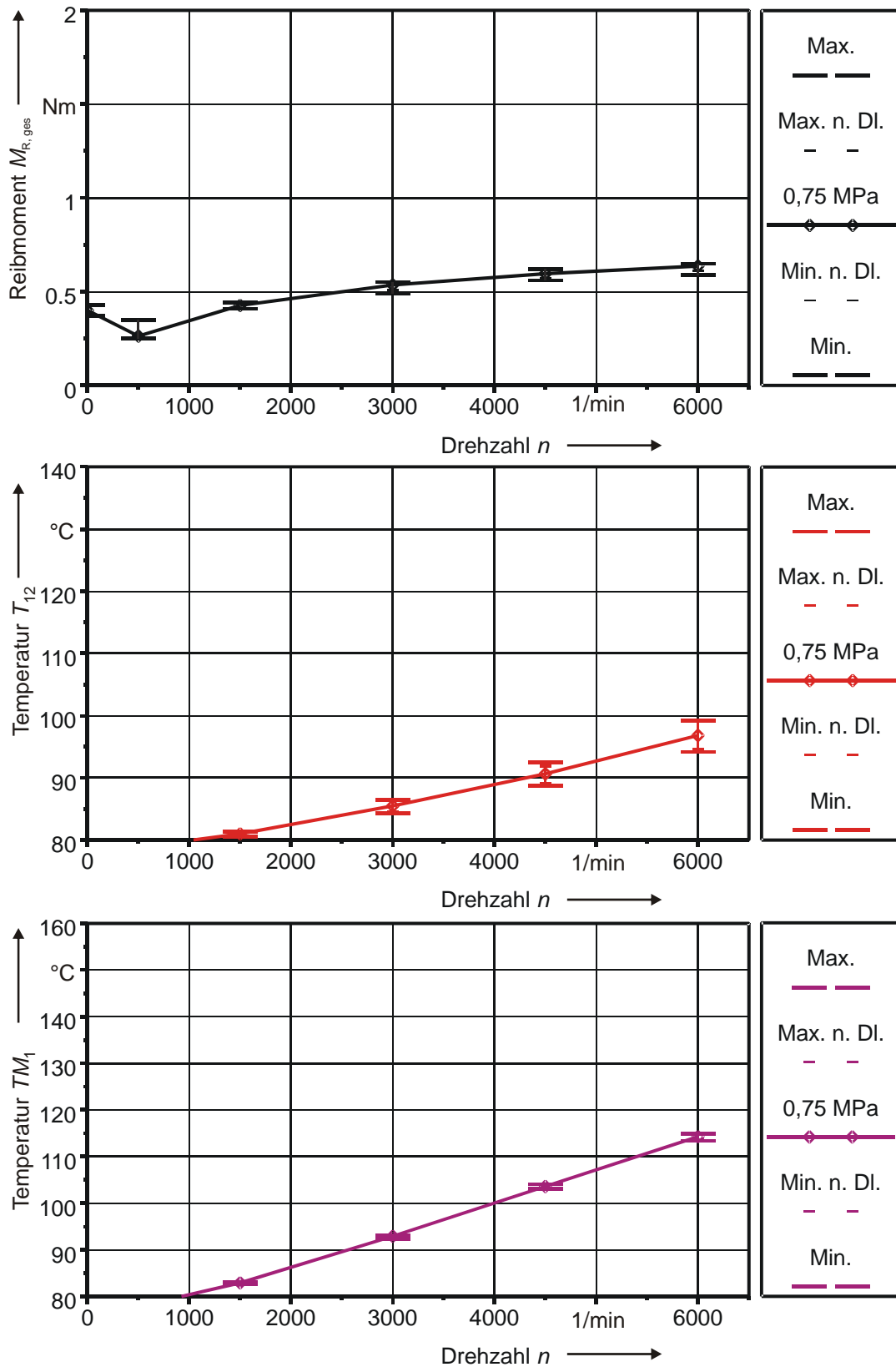


Abb. A. 29: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 0,75$ MPa
 Dichtring A-6-1, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

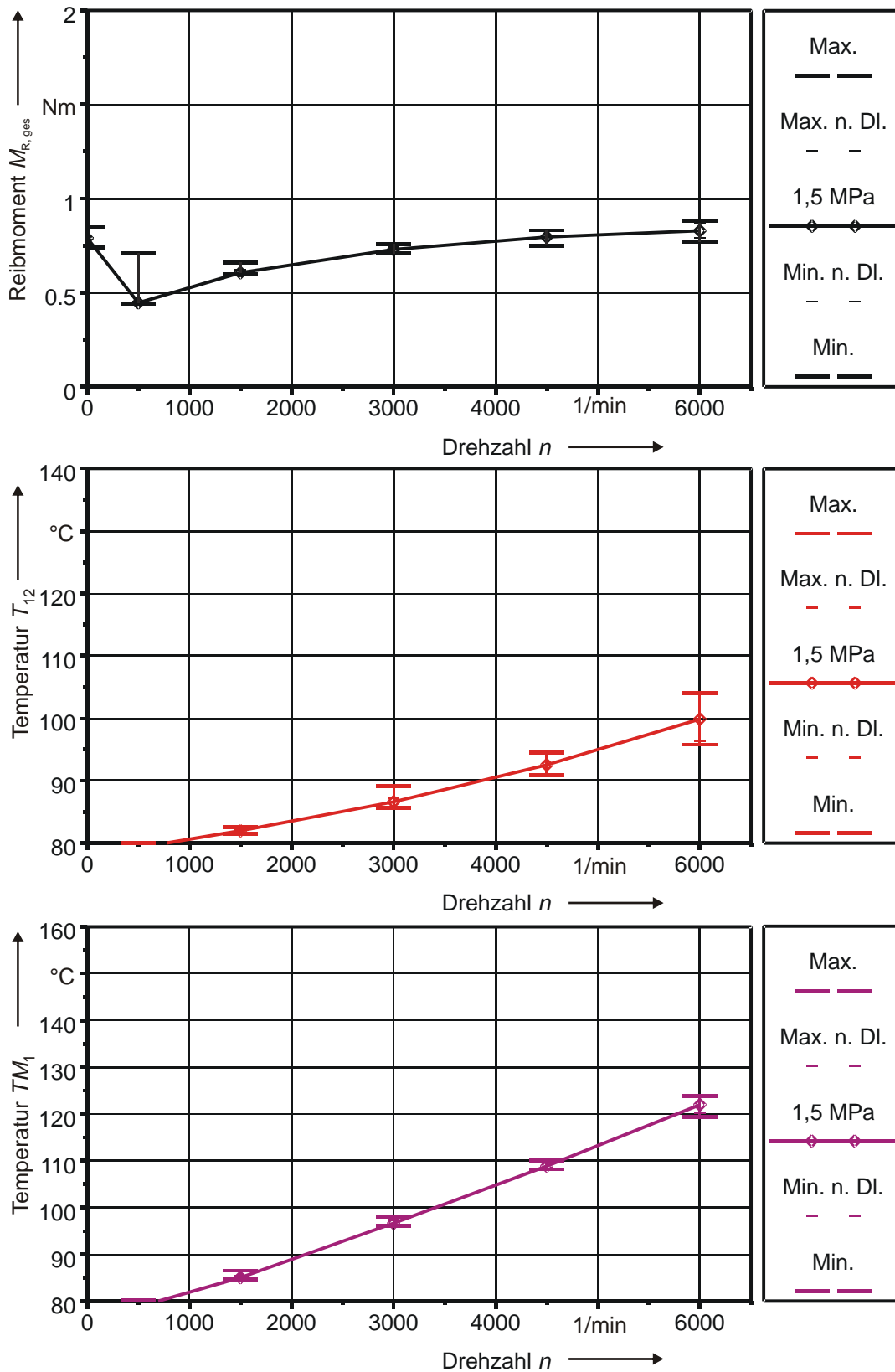


Abb. A. 30: Reibmomente, Gehäuse- und Dichtspalttemperaturen vor und nach Dauerlauf
 Spannweite und Mittelwerte für $p = 1,5$ MPa
 Dichttring A-6-1, Grauguss, (Datenbasis: 3 Versuchsansätze)

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Mirco Gronitzki
Geburtsdatum, -ort: 27.03.1973 in Hannover
Familienstand: verheiratet

Schulbildung

08/79 – 07/83 Grundschule, Einbeckhausen
08/83 – 07/85 Orientierungsstufe, Bad Münder
08/85 – 05/93 Ganztagsgymnasium, Barsinghausen

Studium

09/93 – 03/99 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover,
Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik“
02/96 Diplomvorprüfung
03/99 Diplomprüfung
08/95 – 08/98 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente,
Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der
Universität Hannover
01/96-12/96 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Werkstoffkunde der
Universität Hannover

Praktika

08/93 - 09/93 Dyckerhoff und Widmann AG, Arnum
03/95 Schweißtechnische Lehr- und Versuchsanstalt, Hannover
08/95 - 09/95 Rethfeldt, Stahl- und Armaturenbau GmbH, Hannover
03/96 - 04/96 Energiewerke Nord, KKW Greifswald, Lubmin
02/97 - 04/97 ContiTech Antriebssysteme GmbH, Hannover

Berufstätigkeit

03/99 – 03/00 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für
Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie
(IMKT) der Universität Hannover
seit 04/00 Wissenschaftlicher Assistent am Institut für
Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie
(IMKT) der Universität Hannover