



Gerd Staudacher, BSc

Experimentelle Untersuchung der Nabendichtungen vertikaler Kaplan-Turbinen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni

Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Schiffer-Rosenberger

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Institutsvorstand: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Kurzfassung

Seit einigen Jahren werden in neue, aber auch bestehende Kaplan-Turbinen axial wirkende Elastomer-Lippendichtungen eingebaut. Diese bestechen durch ihre einfache, bauraumsparende Konstruktion und die Tatsache, dass sie ohne aufwendig aufzubereitendes Sperrwasser auskommen. Die Dichtungen erfüllen an vielen Standorten ihre Funktion einwandfrei, an anderen kann die gewünschte Standzeit von etwa sechs Jahren nicht erreicht werden. Der Grund dafür wird von Seiten des Kraftwerkbetreibers in der stärkeren axialen Turbinenwellenbewegung an diesen Maschinen vermutet.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Auswirkungen der Turbinenwellenbewegungen auf das Dichtungssystem zu untersuchen. Dabei wurden unterschiedliche Geometrien des Dichtungssystems am Dichtungsprüfstand getestet. Es stellte sich heraus, dass die Axialverschiebung zusammen mit dem Wasserdruck den verschleißbestimmenden Faktor darstellt. Es konnte gezeigt werden, dass die in der Praxis angewandten Geometrien, von welchen eine erhoffte Lebensdauererlängerung erwartet wurde, keine Verbesserung im Verschleißverhalten liefern. Ausgehend von den bis dahin gesammelten Erfahrungen konnte eine Dichtungsvariante gefunden werden, welche einen verschleißfreien Betrieb bei den geforderten Betriebsbedingungen am Prüfstand erlaubt.

Des Weiteren beleuchtet der theoretische Teil der Arbeit die Grundlagen der geschmierten Gummireibung und des Gummiverschleißes sowie der Dichtungstechnik mithilfe von Fachliteratur und einschlägigen Publikationen. Davon ausgehend konnten mögliche Ursachen hinsichtlich der Funktionstüchtigkeit der einzelnen Dichtungsvarianten benannt werden. Außerdem wird auf eine geeignete Wahl des Dichtungswerkstoffes eingegangen und dabei die Eignung unterschiedlichster Elastomer-Werkstoffe hinsichtlich des Einsatzes in Heißwasser und Wasserdampf, welcher im Dichtspalt nicht ausgeschlossen werden kann, angeführt. Dabei stellte sich heraus, dass ein gebräuchlich eingesetzter Werkstoff bezüglich der Medien- und Alterungsbeständigkeit nur mangelhaft bis ungeeignet ist, was neben einer ungünstigen Geometrie als Hauptgrund für das nicht Erreichen der geforderten Lebensdauer der Dichtung angesehen wird.

Im Dezember 2016 wurde eine Dichtung mit der vorgeschlagenen Geometrie bestehend aus einem geeigneteren Werkstoff am Kraftwerk Aschach an der Donau erfolgreich in Betrieb genommen.

Abstract

For several years now, newly installed and existing Kaplan turbines are equipped with lip seals made of elastomer that act in axial direction of the turbine shaft. The advantages of this kind of sealings are the easy and space saving construction and that they can be operated without sealing water. The desired service time of these seals should reach up to six years, however, in some cases, failures occurred significantly earlier, resulting in shorter inspection intervals of the turbines. Power plant operators assume that relatively large axial movements of the turbine shaft might be the reason for the shortened duration.

The present thesis aims at examining the influence of the mentioned turbine movements on the wearing behaviour of the sealing. Therefore, several seals with different geometries were tested on a test rig. As results of these tests it can be stated that axial displacement combined with acting water pressure have a major impact on the wear of the seals. Furthermore, a comparison of the different geometries used in power plants and expected to positively influence lifetime, did not result in an improvement of wear behaviour. Based on the experience made and the test results, the author of this thesis found a wear-free type of sealing that worked with the requested boundary conditions on the test rig.

Furthermore, the theoretical part presents basics of lubricated rubber friction and rubber wear as well as sealing technology, and a more suitable seal material found by means of literature study. Based on the facts and results presented, a proper working lip seal was installed in a Kaplan turbine of the Aschach power plant on the river Danube in December 2016 and operates successfully.

Danksagung

Zuerst möchte ich mich beim Institutsvorstand Herrn O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg für die Ermöglichung dieser Masterarbeit sowie bei allen Mitarbeitern des Institutes für Ihre stete Hilfsbereitschaft bedanken.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Schiffer-Rosenberger und bei Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni, die mich während dieser Masterarbeit ausgezeichnet betreuten. Durch Ihre hilfreichen Anregungen und konstruktiven Kritiken haben Sie mich während der Erstellung dieser Arbeit bestens unterstützt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir mein Studium durch Ihre Unterstützung ermöglicht haben. Außerdem möchte ich der ganzen Familie sowie allen Freunden für Ihre Hilfe während der gesamten Studienzeit danken.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am:.....

.....

(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG	9
2	KAPLAN-TURBINEN	10
2.1	Einsatzbereich	10
2.2	Schaufelform, Reaktionsgrad und Schaufelzahl	11
2.3	Doppelregelung	12
2.4	Turbinenwellendichtungskonzepte	15
2.5	Beschreibung der untersuchten Referenzturbinen	18
2.5.1	Kraftwerk Wallsee-Mitterkirchen	18
2.5.2	Kraftwerk Fischening	20
3	GRUNDLAGEN DER DICHTUNGSTECHNIK	23
3.1	Die Dichtung und ihre Funktion	23
3.2	Die Leckage und ihre Ursachen	23
3.3	Wirkungsweise von Dichtungen	24
3.3.1	Passive Dichtungen	24
3.3.2	Aktive Dichtungen	24
3.4	Dichtungsbauformen	25
3.4.1	Berührungsfreie Dichtungen	25
3.4.2	Berührende Dichtungen	26
3.5	Dichtelemente dynamischer Berührungsdichtungen und deren Funktionen	27
3.6	Spaltbildung	28
3.6.1	Hydrostatische Spaltbildung	28
3.6.2	Hydrodynamische Spaltbildung	28
3.6.3	Spaltbildung durch Trägheit und Viskoelastizität	29
3.7	Schadigungsursachen und Lebensdauer	29
3.8	Die zu untersuchende Nabendichtung	31
4	TRIBOLOGISCHE GRUNDLAGEN	35
4.1	Eingangsgrößen	35
4.2	Ausgangsgrößen	36
4.3	Systemstruktur	37
5	ELASTOMERE	47
5.1	Permanent vernetzte Elastomere	48
5.2	Reversibel vernetzte Elastomere	50
5.3	Medieneinfluss und Alterung	51
5.4	Eigenschaften unterschiedlicher Elastomere	54
5.4.1	Chemische Beständigkeit	54
5.4.2	Volumenpreis	56
5.4.3	Temperatureinsatzbereich	56
5.5	Geeignete Elastomere für die Nabendichtung	57
5.5.1	Elastomerwerkstoffe für Warm- und Heißwasseranwendungen	57
5.5.2	EPDM-/EPM-Elastomere	58
5.5.3	Butyl-Elastomere (IIR/CIIR/BIIR)	63
5.5.4	HNBR-Elastomere	63
5.5.5	Silikon-Elastomere (VMQ)	63
5.5.6	FEPM-Elastomere (Aflas®)	63

5.5.7	FFKM-Elastomere	65
5.5.8	FKM-Elastomere.....	65
5.5.9	Zusammenfassung	66
5.6	Überblick über die Eigenschaften Thermoplastischer Elastomere (TPE).....	67
5.7	Untersuchte Werkstoffe	68
6	MODELLIERUNG DES DICHTUNGSKONZEPTES.....	70
6.1	Berechnung der Modelldrehzahl.....	70
6.2	Umrechnung der Betriebspunkte von den Prototypurbinen auf das Modell	71
7	PRÜFSTAND	73
7.1	Aufbau des Prüfstandes	73
7.2	Aufgenommene Messgrößen	76
8	VERSUCHSABLAUF	79
8.1	Gewählte Betriebspunkte.....	79
8.2	Versuchsdauer.....	80
8.3	Allgemeines Versuchsvorgehen	80
8.4	Versuchsstart und Betriebspunkteinstellung.....	81
9	VERSUCHSERGEBNISSE.....	82
9.1	Dichtung ohne und mit Schmiernuten.....	82
9.1.1	Verschleißbilder	83
9.1.2	Messergebnisse.....	84
9.2	Dichtung mit fünf Schmiertaschen	86
9.2.1	Verschleißbilder.....	87
9.2.2	Messergebnisse.....	88
9.3	Versuche bei einer Dichtungposition von $\Delta x = 2,5 \text{ mm}$	89
9.3.1	Langzeitversuch	90
9.4	Dichtung Kontur 1	92
9.4.1	Verschleißbilder	92
9.4.2	Messergebnisse.....	94
9.4.3	Langzeitversuch	95
9.5	Konischer Dichtring und Dichtung ohne Schmiernut	96
9.6	Werkstoffvergleich	97
9.6.1	Getestete Werkstoffe.....	97
9.6.2	Verschleißbilder.....	97
9.6.3	Dichtringoberfläche.....	101
10	ZUSAMMENFASSUNG DER VERSUCHSERGEBNISSE	102
10.1	Versuchsläufe	102
10.2	Dichtungsgeometrie.....	104
10.3	Werkstoff, Verschleiß und Alterung	105
11	FAZIT UND AUSBLICK.....	108
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	110
	TABELLENVERZEICHNIS.....	114
	LITERATURVERZEICHNIS	115

ANHANG	117
A - Übersichtsmatrix aller Versuchsläufe	117
B - Werkstoffdatenblätter der untersuchten Elastomere	119

1 Einleitung

Seit einigen Jahren werden neue Kaplan-Turbinen, aber auch bestehende Anlagen, mit axial wirkenden Elastomer-Lippendichtungen ausgestattet. Dieses Dichtungskonzept besticht durch seine einfache und bauraumsparende Konstruktion. Der große Vorteil liegt jedoch in der Einsparung des Sperrwassers, mit seiner aufwändigen Aufbereitung. An vielen Standorten funktioniert dieses Dichtsystem einwandfrei, an anderen kann wiederum die gewünschte Standzeit von etwa sechs Jahren nicht erreicht werden. Es hat sich herausgestellt, dass das häufig an Standorten mit einer großen Axialbewegung der Turbinenwelle im Betrieb auftritt. In der vorliegenden Arbeit wurde die Auswirkung der relativen Axialverschiebung zwischen dem Dichtkörper und der Gegenfläche, bei unterschiedlichen Drücken, experimentell am Dichtungsprüfstand untersucht. Unter dem Hauptaugenmerk der Verschleißverminderung wurde ausgehend von der Dichtgeometrie der Referenzturbinen eine Variantenstudie durch die Abänderung der Geometrie des Dichtkörpers durchgeführt. Außerdem wurden, neben dem an den Kraftwerkstandorten verwendeten Dichtungswerkstoff, alternative Elastomersorten in die Betrachtung mit einbezogen. Der experimentelle Teil wird durch einen theoretischen ergänzt, welcher die für die Funktion der Dichtung relevanten Aspekte thematisiert. In den theoretischen Ausführungen wird neben den Grundlagen z. B. auf Konstruktionsempfehlungen der Dichtungstechnik, auf die Grundlagen der Elastomerreibung und des Elastomerverschleißes sowie auf Eigenschaften unterschiedlicher Elastomere in Hinblick auf die Verwendung als Dichtungswerkstoff der Nabendichtung eingegangen.

2 Kaplan-Turbinen

Die Kaplan-Turbine zählt zu den drei Hauptbauarten der Wasserturbinen. Ungefähr ein Drittel aller weltweit gebauten Wasserturbinen sind Kaplan-Turbinen, welche ca. 10% der weltweiten Wasserkraft erzeugen. [Vgl. 1] Einzuordnen ist die Turbine als axiale, vollbeaufschlagte, doppelgeregelter Überdruckturbine mit senkrechter, waagrechter oder leicht geneigter Welle und einer Wasserführung mittels Schacht, Spirale oder Rohr.

2.1 Einsatzbereich

Kaplan-Spiralturbinen kommen ab einer spezifischen Schnellläufigkeit von ungefähr 90 U/min bis zu 300 U/min zum Einsatz. Bei niedriger spezifischer Schnellläufigkeit reicht die Fallhöhe bis 80 m und die Turbine wird mit einer Blechspirale ausgestattet. Nimmt die Fallhöhe ab, werden die Blechspiralen durch Betonspiralen ersetzt.

Ab einer spezifischen Schnellläufigkeit von ca. 200 U/min werden Kaplan-Rohrturbinen eingesetzt, diese besitzen keine Spirale, da sie direkt in das Rohr eingebaut werden. Dadurch entfällt die Spiralgehäuseströmung und auch die 90° Strömungsumlenkung zwischen der Leitvorrichtung und dem Laufrad. Aus diesen Gründen übersteigt der Wirkungsgrad der Kaplan-Rohrturbinen den der Kaplan-Spiralturbinen um etwa 3%. [Vgl. 2 S. 371] Es ist anzumerken, dass die Aussage zum Wirkungsgrad nur bei ungefähr gleicher spezifischer Schnellläufigkeit von Rohr- und Spiralturbinen gilt und dabei die 3% Wirkungsgradübersteigerung sehr hoch beziffert ist.

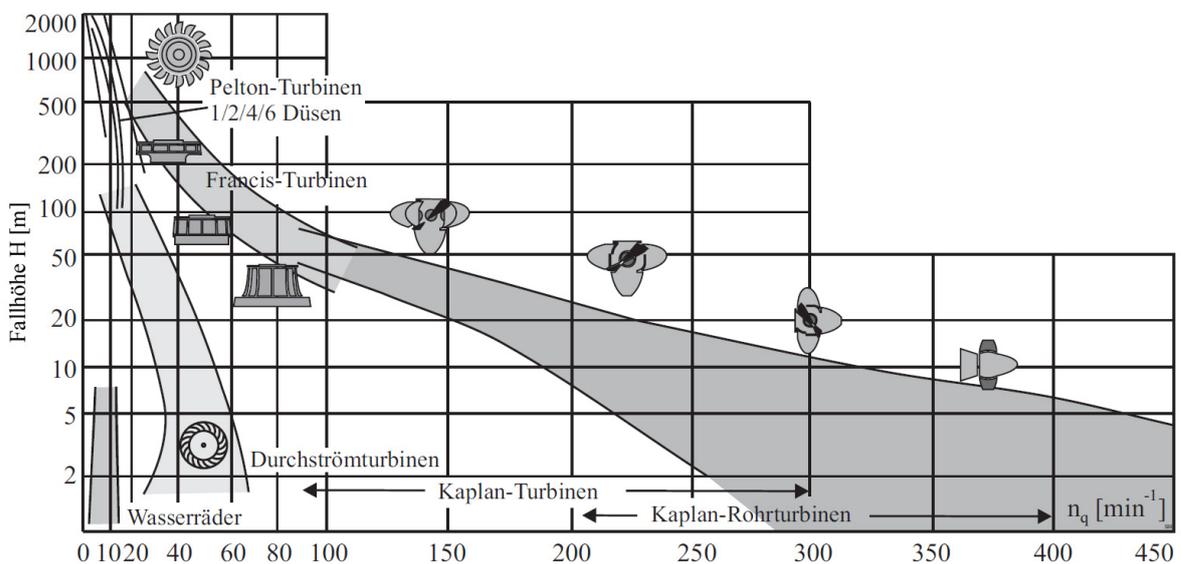


Abbildung 1: Einsatzbereiche unterschiedlicher Turbinentypen nach der Fallhöhe und der spezifischen Schnellläufigkeit (n_q) [3 S. 511]

Der Bereich der nutzbaren Fallhöhe wird bei der Axialturbine durch die Festigkeitsgrenzen des Laufrades bei der Durchgangsdrehzahl, welche das Dreifache der Nenndrehzahl betragen kann, begrenzt. Die Kaplan-Turbinen arbeiten bei Fallhöhen zwischen maximal ca. 80 m und minimal ca. 2 m, somit werden sie im Nieder- und Mitteldruckbereich be-

trieben. Mit ihr können große Volumenströme abgearbeitet werden. Außerdem erzielt sie durch die Doppelregelung, selbst bei starken Veränderungen des Durchsatzes und der Fallhöhe, durchwegs hohe Wirkungsgrade, was sie für den Einsatz in Laufkraftwerken prädestiniert. Kaplan-Turbinen leisten pro Maschinensatz bis zu 200 MW.

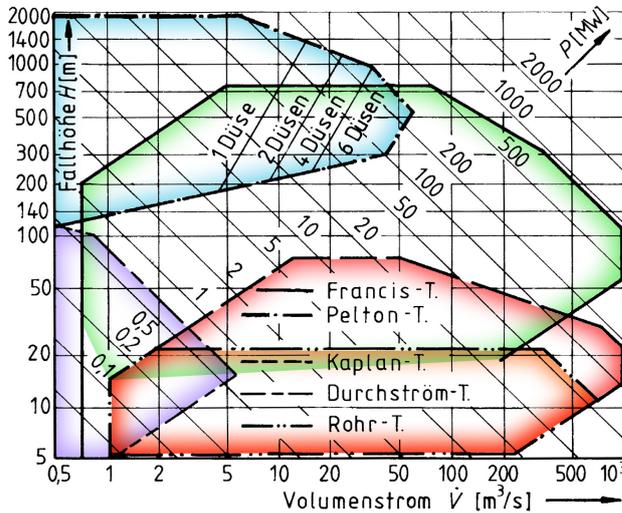


Abbildung 2: Einsatzbereiche unterschiedlicher Turbinentypen nach der Fallhöhe und dem Volumenstrom, sowie die dazugehörigen Turbinenleistungen [Vgl.2 S. 358]

2.2 Schaufelform, Reaktionsgrad und Schaufelzahl

Der Relativwinkel Beta verringert sich bei konstant bleibender Anströmung in radialer Richtung vom Innendurchmesser bis zum Außendurchmesser des Laufrades. Der Grund dafür liegt in der stark steigenden Umfangsgeschwindigkeit von innen nach außen. Somit muss die Neigung der Turbinenschaufel über den Radius veränderlich sein, um einen Eintrittsstoß zu vermeiden. Abbildung 3 zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse des Laufrades (a) am Innen- (b) und Außendurchmesser (c). Teilbild (a) zeigt eine veraltete Schaufelform, Teilbild (d) eine Weiterentwicklung bei der die Querschnittsform Tragflügelprofilen entspricht. Außerdem wurde der Nabendurchmesser auf ca. 40% des Laufraddurchmessers erhöht, wodurch der Laufschaufelwinkel am Innendurchmesser (Querschnitt „i“) nicht derart steil wie in Teilbild (b) ausfällt. Bei dem in Teilbild (a) dargestellten Laufrad handelt es sich um ein Propellerrad mit nicht verstellbaren Laufschaufeln.

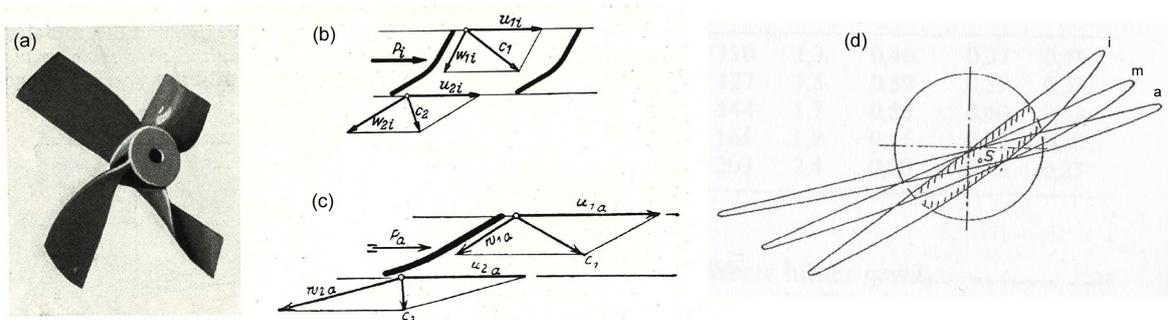


Abbildung 3: Laufradschaufelneigung in Abhängigkeit vom Schaufelradius; (a) bis (c) [Vgl. 4 S. 112]; (d) [Vgl. 5 S. 374]

Die geringen Fallhöhen erlauben Reaktionsgrade von 80 bis 90%, ohne die Laufradflügelwurzeln zu überlasten. Dadurch entsteht ein hoher Axial Schub, was bei Maschinen mit steigender Fallhöhe eine Erhöhung der Schaufelzahl und die Vergrößerung des Nabendurchmesserverhältnisses, sowie des Spurlagers verlangt. [Vgl. 5 S. 370 f] Die Schaufelzahl nimmt mit zunehmender Schnellläufigkeit von maximal 8 auf minimal 3 Stück ab. [Vgl. 2 S. 369]

2.3 Doppelregelung

Soll eine Axialturbine bei konstanter Drehzahl abseits ihres Auslegungspunktes kleinere oder größere Durchflüsse abarbeiten, werden die Leitschaufeln derart verstellt, dass der Meridiananteil der Eintrittsgeschwindigkeit, welcher proportional zum Durchsatz ist, im gewünschten Maß variiert wird. Gleichzeitig soll der Eintrittsdrall der absoluten Anströmung gleich bleiben, um die geforderte Fallhöhe nach der eulerschen Turbomaschinen-Hauptgleichung umzusetzen. Bei der einfachen Regelung von Axialmaschinen tritt dabei ein Drall der Abströmung auf, wodurch der Wirkungsgrad aufgrund der zu hohen kinetischen Energie in der Abströmung sinkt. Weiters entsteht beim Eintritt in das Laufrad durch die Änderung der Anströmungsrichtung ein wirkungsgradvermindernder Eintrittsstoß. Siehe dazu in Abbildung 4 die Darstellungen des Betriebs in Teil- und Überlast.

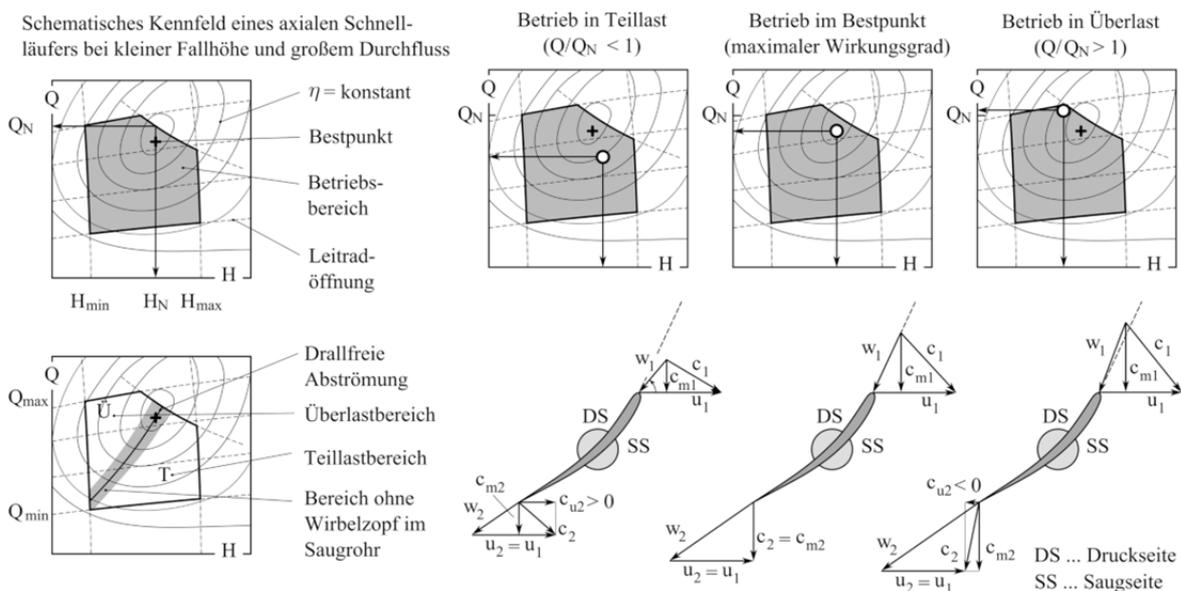


Abbildung 4: Einfache Regelung einer Propellerturbine [6]

Zur Bewältigung dieser Problematik entwickelte Viktor Kaplan das Axialrad mit verstellbaren Laufschaufeln. Abbildung 5 zeigt die notwendige Laufschaufelverstellung zur Vermeidung des Austrittsdralls und der Verminderung des Eintrittsstoßes bei einer Halbierung der Wassermenge. Die Verhältnisse vor der Durchflussverminderung werden als Volllinien und die danach werden gestrichelt dargestellt.

Die Umfangsgeschwindigkeit bleibt entlang eines Zylinderschnitts konstant ($u_1 = u_2$) und die Meridiangeschwindigkeit ist aufgrund der Kontinuität am Ein- und Austritt ins

Laufblad gleich ($c_{m1} = c_{m2}$). Es ist ersichtlich, dass zur einwandfreien Energieumsetzung der Eintrittswinkel β sowie der Austrittswinkel δ verkleinert werden muss. Die erforderliche Winkeländerung am Ein- und Austritt ist nicht ident, jedoch unterscheiden sie sich nur unbedeutend, wodurch die Verdrehung des gesamten Profils zu einer zufriedenstellenden Annäherung führt. Streng genommen müsste das Profil entlang jeder Stromfläche mit einem anderen Winkel verdreht werden, da sich die Geschwindigkeitsdreiecke nicht ähneln. Allerdings genügt es auch hier, einen Mittelwert des Verstellwinkels für alle Zylinderschnitte einzuführen. [Vgl. 7 S. 202 f]

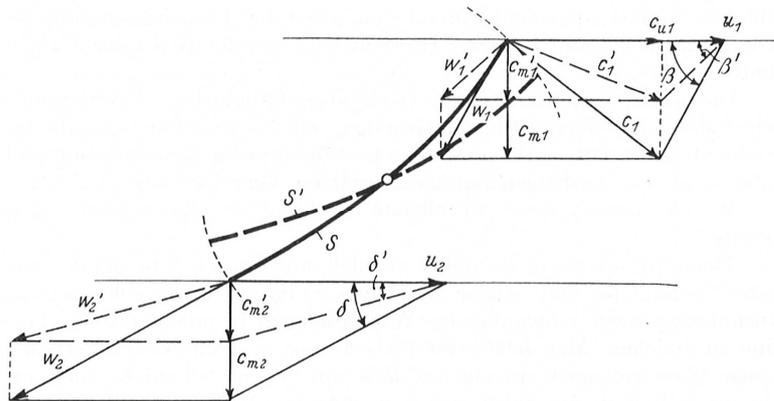


Abbildung 5: Laufbladwinkelverstellung bei der Halbierung des Durchflusses [7 S. 202]

Die unterschiedliche Auswirkung auf den Wirkungsgradverlauf über die Turbinenleistung, zufolge unterschiedlicher Regelungsvarianten von Axialmaschinen, werden in Abbildung 6 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei der reinen Leitschaufelregelung der Wirkungsgrad beim Abweichen vom Idealpunkt steil abfällt. Wird nur mithilfe der Laufschaufelverstellung geregelt, zeigt sich schon ein viel flacherer Verlauf, welcher schließlich nur durch die Doppelregelung übertroffen wird.

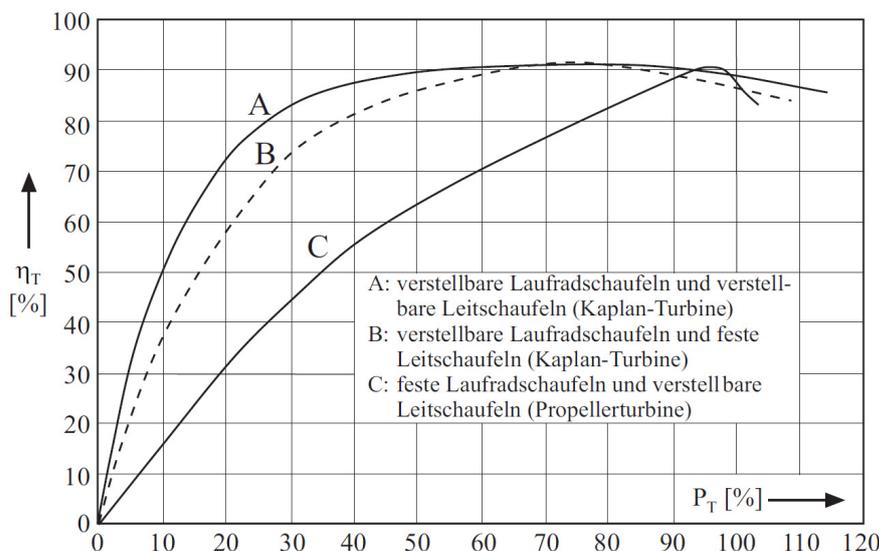


Abbildung 6: Wirkungsgradverlauf unterschiedlicher Regelungsarten über die Turbinenleistung [3 S. 524]

Um den bestmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen, dürfen die Leit- und Laufschaufeln nicht willkürlich voneinander verstellt werden, denn es gibt zu jeder Laufschaufelstellung nur eine Leitschaufelstellung, die den maximalen Wirkungsgrad ermöglicht. [Vgl. 7 S. 203] Abbildung 7 stellt diesen Sachverhalt dar. Die Wirkungsgradkurve der Kaplan-Turbine ergibt sich aus den Punkten maximalen Wirkungsgrads der Propellerkurvenschar.

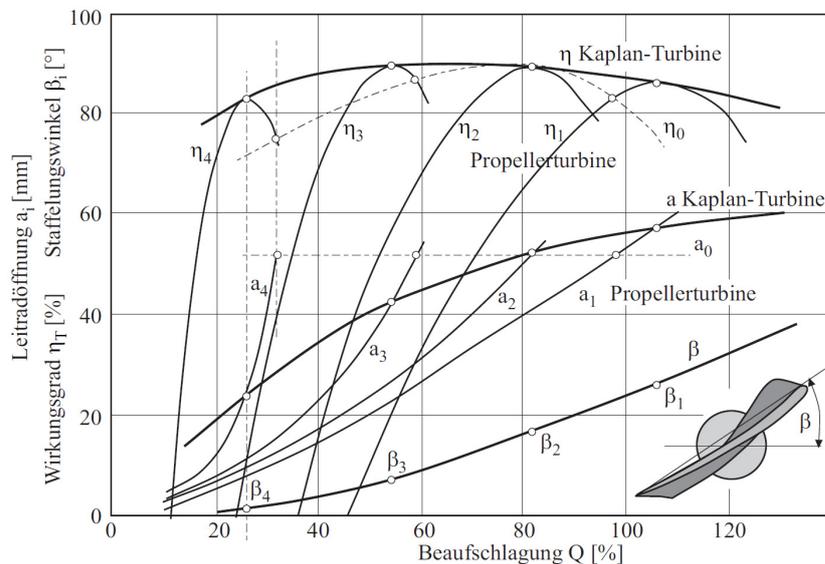


Abbildung 7: Ableitung der Wirkungsgradlinie der Kaplan-Turbine aus den Kennlinien von Propellerturbinen mit unterschiedlichen Laufschaufelstellungen β [3 S. 525]

In Abbildung 8 werden die Wirkungsgrade der wichtigsten Turbinentypen in Abhängigkeit des Volumenstroms gegenübergestellt. Dabei wird deutlich, dass die Kaplan-Turbine einen sehr flachen Kurvenverlauf aufweist. Der Wirkungsgrad fällt erst bei einer Durchsatzabnahme von ca. der Hälfte des Nenndurchsatzes unter 90% und erst ab ca. einem Viertel des Nenndurchsatzes unter die 80% Marke. Lediglich die Pelton-Turbine zeigt bei geringen Mengen des Nenndurchsatzes bessere Wirkungsgrade. Diese Eigenschaft macht die Kaplan-Turbine neben dem hohen Durchsatzvermögen und der Eignung geringe bis mittlere Fallhöhen abzarbeiten, zur idealen Turbine für Laufkraftwerke.

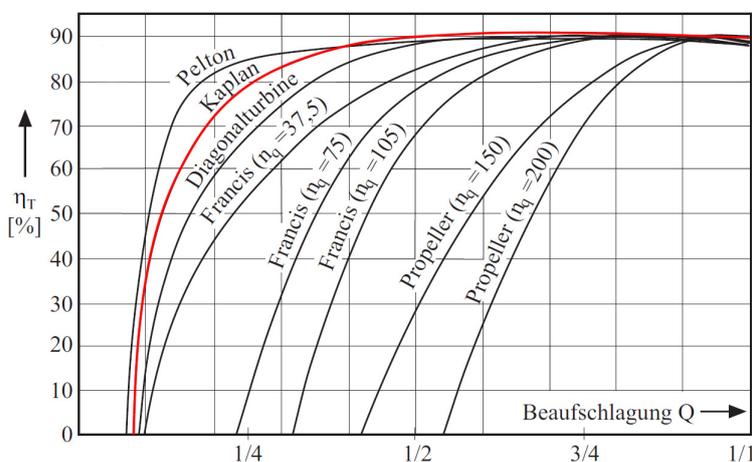


Abbildung 8: Wirkungsgradverlauf unterschiedlicher Turbinenarten über den Durchsatz [Vgl. 3 S. 524]

2.4 Turbinenwellendichtungskonzepte

Folgend werden gängige Wellendichtungskonzepte in knapper Weise vorgestellt, um einen Überblick über die Variantenvielfalt zu geben. Das Kapitel baut auf einem Vorlesungsskriptum [8] von Professor Jaberg auf.

- Stopfbuchsen
 - Dichtungsdurchmesser bis 700 mm
 - Umfangsgeschwindigkeit bis 16 m/s
 - Differenzdruck bis 10 bar
 - Es ist ein guter Lauf der Welle notwendig (Wellenschlag $\sim 0,05$ mm).
 - Es handelt sich um ein kostengünstiges Dichtungskonzept.
 - Ab 200 mm Dichtungsdurchmesser ist die Zufuhr von Sperrwasser notwendig.
- Labyrinthdichtung
 - Der Einsatzbereich ist für den Dichtungsdurchmesser, die Umfangsgeschwindigkeit und den Differenzdruck unbegrenzt, wenn die Leckageableitung gewährleistet ist.
 - Die Leckagemenge ist wesentlich höher als bei berührenden Dichtungen.
 - Es ist ein sicherer Betrieb über eine lange Zeit ohne Wartungen möglich.

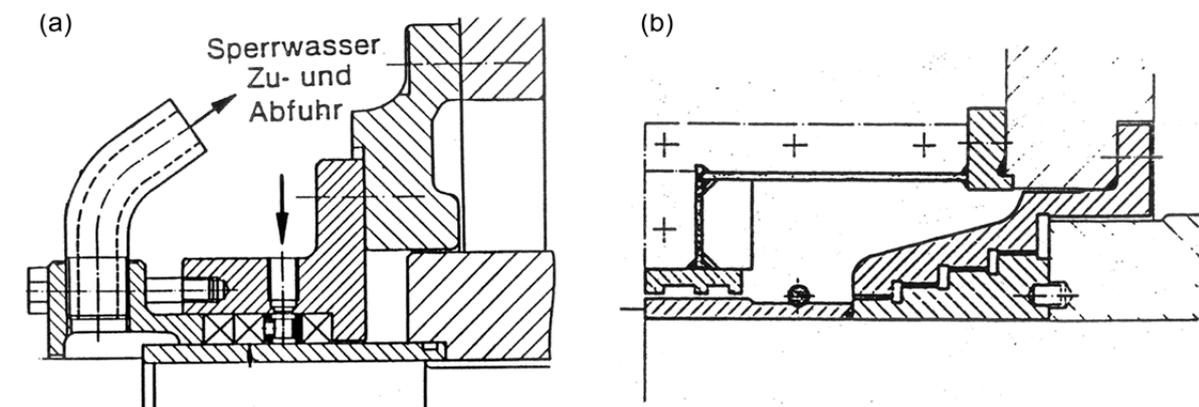


Abbildung 9: (a) Stopfbuchsendichtung, (b) Labyrinthdichtung [Vgl. 8]

- Kohleringdichtung
 - Dichtungsdurchmesser bis 1300 mm
 - Umfangsgeschwindigkeit bis 20 m/s
 - Differenzdruck bis 2 bar
 - Es handelt sich um ein kostengünstiges Dichtungskonzept.
 - Jede Kohleringdichtung benötigt Sperrwasser zur Schmierung und zur Lebensdauerverlängerung.
 - Der Kohlering besteht aus verzahnten Segmenten, welcher durch Federringe und den Wasserdruck zusammengehalten werden.
 - Es existieren radiale und axiale Kohleringdichtungen mit zylindrischen und planen Dichtflächen.

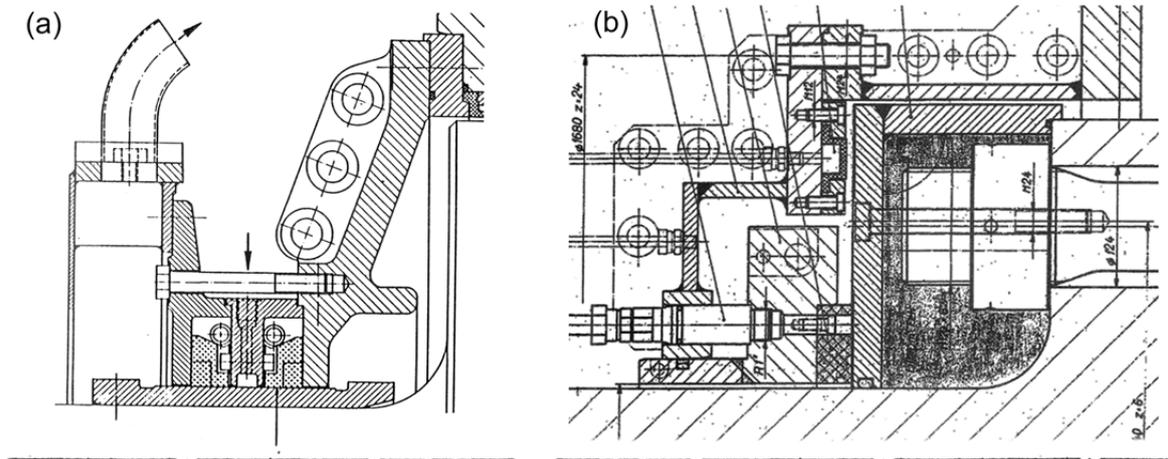


Abbildung 10: (a) Radiale Kohleringdichtung, (b) Axiale Kohleringdichtung [Vgl. 8]

- Gleitringdichtung
 - Dichtungsdurchmesser bis 3850 mm
 - Umfangsgeschwindigkeit bis 45 m/s
 - Differenzdruck bis 50 bar
 - Gegebenenfalls wird zur Funktionserhaltung Sperrwasser oder Quench eingesetzt.
 - Die Gleitringdichtung ist die hochwertigste aller Wellendichtungen.
- Alternative Gleitringdichtung
 - Sie besitzt den gleichen Einsatzbereich wie „normale“ Gleitringdichtungen.
 - Gegebenenfalls wird zur Funktionserhaltung Sperrwasser oder Quench eingesetzt.
 - Legende zu Abbildung 11 (b): 1...Gehäuse, 2...hydraulisch einrückbare Stillstands-
dichtung, 3...zweiteiliger Dichtring (rotierend), 4...zweiteiliger Dichtungshalter (still-
stehend), 5...elastischer Dichtring (stillstehend), 6...Führungsstück, 7...Servomotor
zum Andrücken des Dichtrings mit konstanter Kraft, unabhängig vom Verschleiß der
Pos. 5, 8...Geber für Fernanzeige der Abnutzung von Pos. 5

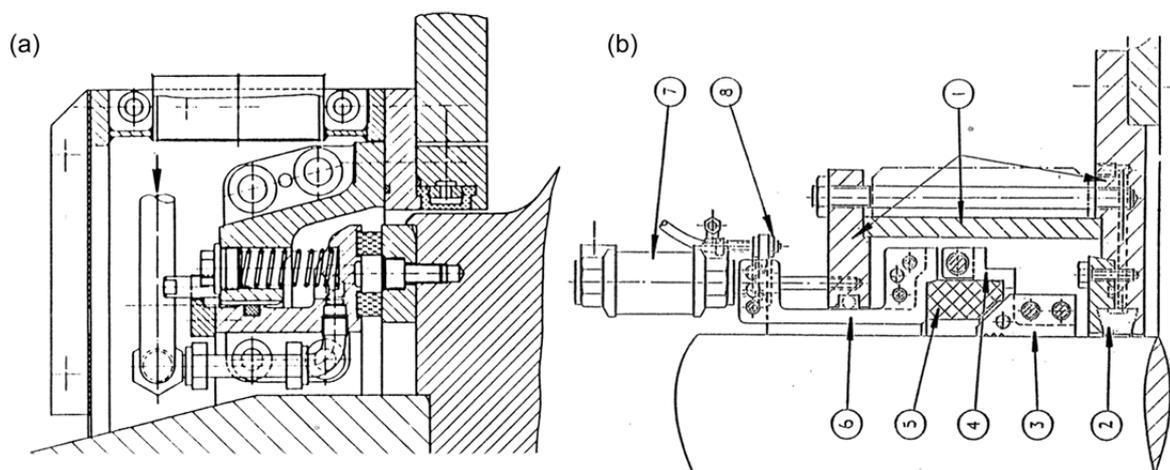


Abbildung 11: (a) Gleitringdichtung, (b) Alternative Gleitringdichtung [Vgl. 8]

- V-Ringdichtung
 - Umfangsgeschwindigkeit bis ca. 8 m/s
 - Differenzdruck bis ca. 1,6 bar
 - Wenn für die Gegenfläche infiltrierte Siliziumcarbid eingesetzt wird, kann eine Umfangsgeschwindigkeit von 20 m/s und ein Differenzdruck von 2,5 bar erreicht werden.
- Axiale Lippendichtung

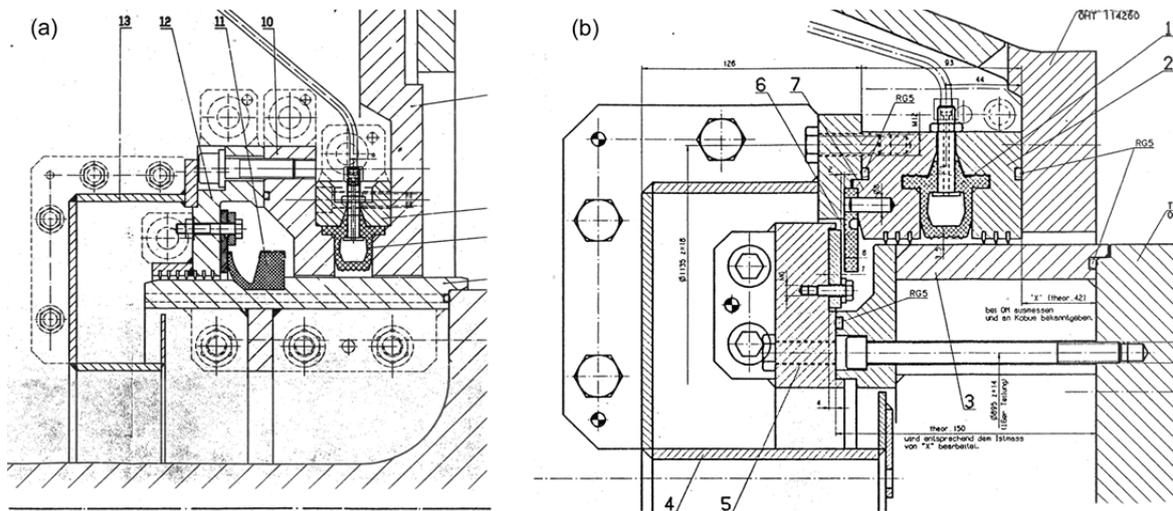


Abbildung 12: (a) V-Ringdichtung, (b) Axiale Lippendichtung

- Radialwellendichtring
 - Dichtungsdurchmesser bis ca. 600 mm
 - Umfangsgeschwindigkeit bis ca. 12 m/s
 - Differenzdruck bis 0,2 bar
 - Geeignet für wälzgelagerte Maschinen bei denen eine Einteilige Ausführung möglich ist.
- Radialwellendichtring mit Membran-Manschette
 - Dichtungsdurchmesser bis ca. 550 mm
 - Differenzdruck bis ca. 6 bar
 - Wellenschonbüchse empfohlen

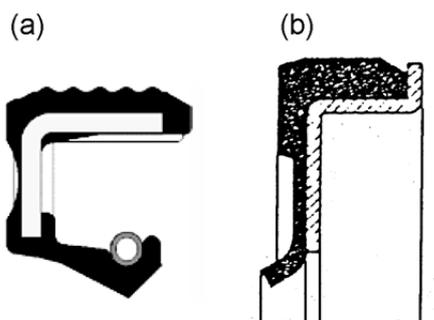


Abbildung 13: (a) Radialwellendichtring, (b) Radialwellendichtring mit Membran-Manschette

2.5 Beschreibung der untersuchten Referenzturbinen

2.5.1 Kraftwerk Wallsee-Mitterkirchen

Das Kraftwerk beherbergt sechs vertikal eingebaute Kaplan-Turbinen. Maschine 1 und 2, mit einer Nennleistung von 35,4 MW, stammen von der Firma Firma Nydquist & Holm AB (Nohab). Die Maschinen 3 bis 6, mit einer Nennleistung von 35,5 MW, stammen von der Firma J. M. Voith AG. [Vgl. 9]

Tabelle 1: Grundlegende Kennzahlen eines Maschinensatzes

Ein Maschinensatz		Einheit
Nennleistung	35,5	MW
Nenndurchfluss	408 (470)	m ³ /s
Fallhöhe	9,6	m



Abbildung 14: Kraftwerk Wallsee-Mitterkirchen an der Donau [9]

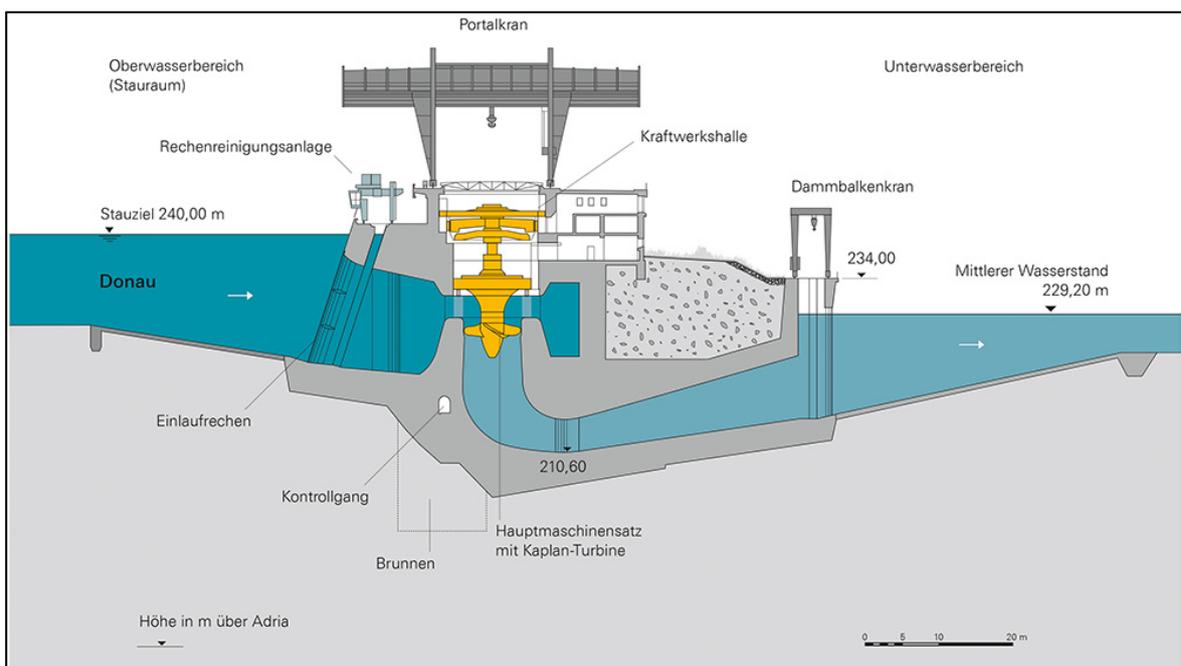


Abbildung 15: Querschnitt des Krafthauses KW Wallsee-Mitterkirchen [9]

Im Jahr 2004 wurden die Nabendichtungen auf das in Abbildung 16 dargestellte Dichtungskonzept umgebaut. Bei diesem Umbau wurde jedoch die axiale Verschiebung der Turbinenwelle (siehe Abbildung 16) als verschleißbestimmender Faktor nicht berücksichtigt.

Es konnten mit dieser Dichtungsvariante Standzeiten von bis zu 6 Jahren erreicht werden. Bei geringen Unterwasserspiegeln und beim Stillstand der Turbine ist jedoch Wasser über die nicht anliegende Dichtung eingedrungen. [Vgl. 10 S. 10]

Tabelle 2 fasst die für die Dichtung relevanten technischen Daten am Standort Wallsee-Mitterkirchen zusammen. Die Informationen stammen von Herrn DI Weichselbraun (Verbund AG).

Tabelle 2: KW Wallsee-Mitterkirchen für die Dichtung relevante technische Daten

Eigenschaften	Nohab HM1-HM2	Voith HM3-HM6	Einheit
mittlerer Dichtungsdurchmesser	1,780	1,025	m
Dichtungsbreite	0,025	0,025	m
Überdruck an der Dichtung	1,12E+05	1,19E+05	Pa
Nennzahl	65,20	65,20	U/min
Relativgeschwindigkeit	6,08	3,50	m/s
Durchgangsdrehzahl	169,00	188,00	U/min
Relativgeschwindigkeit bei Durchgangsdrehzahl	15,75	10,09	m/s
axiale Bewegung der Dichtung im Betrieb	$\Delta x_a = +2,1$ bis -2 $\Delta x_{T5} = +0,32$	$\Delta x_a = +1,4$ bis -2 $\Delta x_{T5} = +0,34$	mm

[Quelle: DI Weichselbraun (Verbund AG)]



Abbildung 16: Dichtungskonzept KW Wallsee-Mitterkirchen HM6 bis 2013 [Vgl. 11]

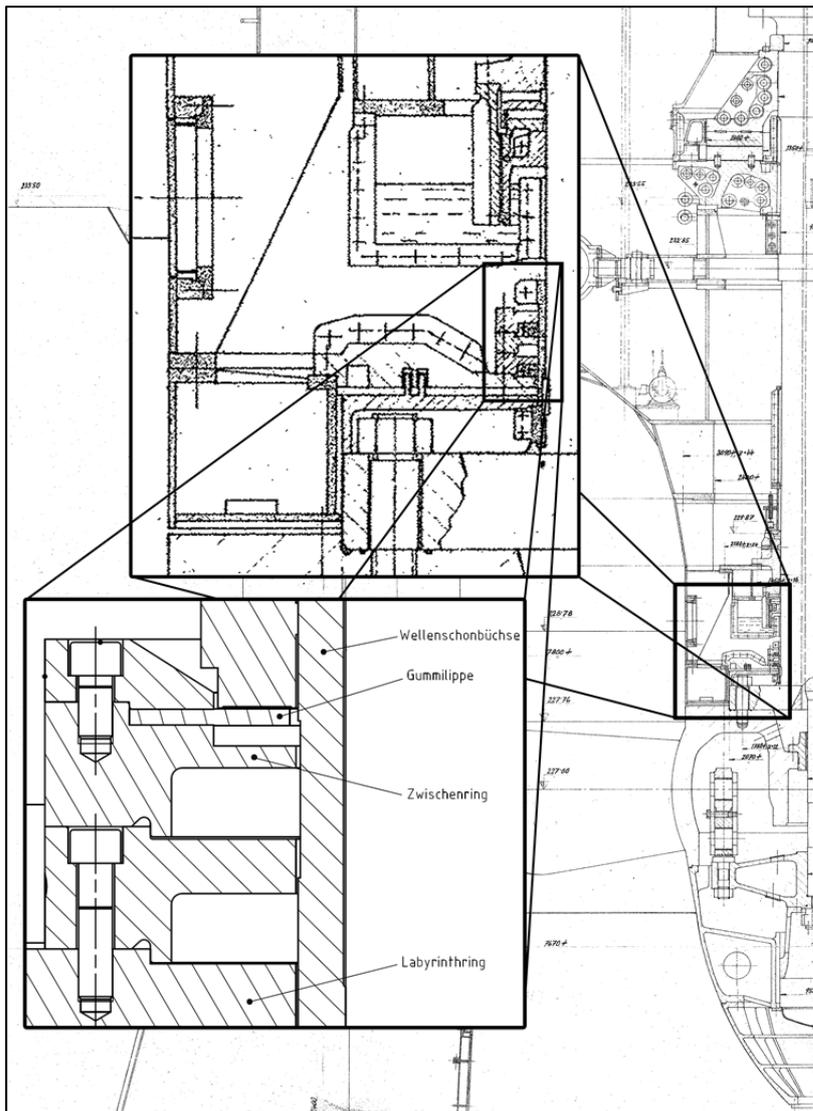


Abbildung 17: Altes bzw. aktuelles Dichtungskonzept und deren Position in der Turbine

2.5.2 Kraftwerk Faching

Im Kraftwerk Faching sind zwei Kaplan-Spiralturbinen in vertikaler Bauweise installiert. Die Maschinen wurden von der Andritz AG geliefert. Die Nennleistungen sind 17,7 MW und 2,95 MW. [Vgl. 12]

Tabelle 3: Grundlegende Kennzahlen eines Maschinensatzes

Ein Maschinensatz		Einheit
Nennleistung	17,7	MW
Nenndurchfluss	86	m ³ /s
Fallhöhe	22,3	m



Abbildung 18: Kraftwerk Fischeing an der Mur [12]

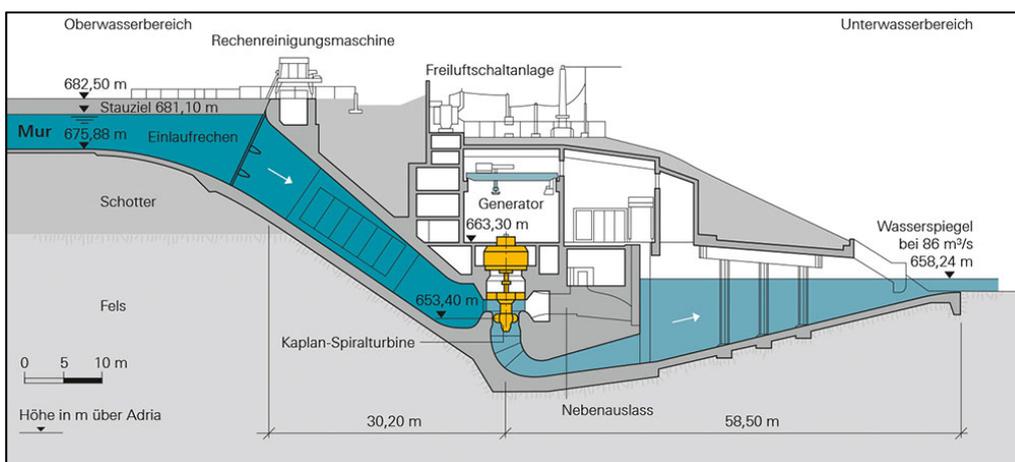


Abbildung 19: Querschnitt des Krafthauses KW Fischeing [12]

Tabelle 4: KW Fischeing für die Dichtung relevante technische Daten

Eigenschaften	Andritz M2	Einheit
mittlerer Dichtungsdurchmesser	0,603	m
Dichtungsbreite	0,025	m
Überdruck an der Dichtung	2,67E+05	Pa
Nennzahl	187,50	U/min
Relativgeschwindigkeit	5,92	m/s
Durchgangsdrehzahl	423,00	U/min
Relativgeschwindigkeit bei Durchgangsdrehzahl	13,34	m/s
axiale Bewegung der Dichtung im Betrieb	$\Delta x_a = +1,7$ bis $-0,7$ $\Delta x_{T10} = +1$	mm

[Quelle: DI Weichselbraun (Verbund AG)]

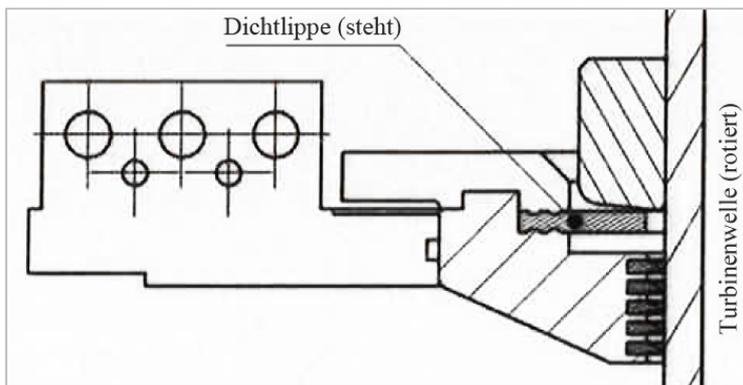


Abbildung 20: Dichtungskonzept KW Faching M2 [Vgl. 13]

Im Kraftwerk Faching kommt derzeit das in Abbildung 20 dargestellte Dichtungskonzept zum Einsatz. Bei der Montage wurde der Dichtring um 3,5 mm zu tief eingebaut, wodurch der Schaden, welcher in Abbildung 21 und Abbildung 22 zu erkennen ist, entstand. Dieser Fehler wurde in der Zwischenzeit behoben und das System befindet sich in der Erprobungsphase.



Abbildung 21: Beschädigte Dichtung KW Faching



Abbildung 22: Plastische Verformung der beschädigten Dichtung KW Faching

Im Bereich der Verschleißzone ist das Dichtungsmaterial aufgrund der Wärmeeinwirkung und durch Tribochemische Reaktionen (siehe dazu Kapitel 4.3 – „Verschleiß“ und Kapitel 5.3) ausgehärtet und rissig geworden. Weiters hat sich die Flachdichtung plastisch verformt, was in Abbildung 22 ersichtlich ist.

3 Grundlagen der Dichtungstechnik

3.1 Die Dichtung und ihre Funktion

Dichtungen verhindern den Stoffübergang zwischen zwei Räumen mit einer gemeinsamen Grenzfläche, oder reduzieren diesen auf eine annehmbare Menge. [Vgl. 14 S. 203] Starre Gehäusewände übernehmen auch diesen Zweck, sie werden jedoch nicht als Dichtung bezeichnet, da sie andere Hauptfunktionen erfüllen. Als Dichtungen werden somit Elemente oder Konstruktionen bezeichnet, deren einzige Aufgabe darin besteht, den Stoffübergang von einem Raum in einen anderen zu vermeiden oder zu minimieren. Sie werden dort eingesetzt, wo unterschiedliche Maschinenteile aufeinandertreffen und die Notwendigkeit eines speziellen Maschinenelements besteht, um Leckagepfade zu verschließen oder zu minimieren. Das ist besonders oft beim Zusammentreffen von ruhenden und bewegten Maschinenteilen der Fall. [Vgl. 14 S. 204]

3.2 Die Leckage und ihre Ursachen

Unter der Leckage wird der Stoffübergang eines Fluids aus oder in einen Raum durch den Dichtspalt oder die Dichtung selbst verstanden. [15 S. 3] Meist ist das komplette Verhindern der Leckage sehr aufwändig und auch nicht notwendig. Darum wird für die „technische Dichtheit“ lediglich eine Begrenzung der Leckage auf das für den jeweiligen Fall sinnvolle Maß gefordert und umgesetzt. [Vgl. 14 S. 203]

Die Ursachen der Leckage sind Druckdifferenzen, Volumenkräfte, Oberflächen- und Grenzflächenspannungen sowie Konzentrationsunterschiede. Folgende Erscheinungsformen der Leckage können unterschieden werden:

- **Diffusions-Leckage**
Gas- und Dampfmoleküle sind weniger als ein Nanometer (10^{-9}m) groß. Sie dringen sogar durch kleinste Spalten und Poren von Gehäusen und Dichtungen. Die Diffusion wird aufgrund von Konzentrationsunterschieden hervorgerufen, da die natürliche Molekülbewegung dazu tendiert, diese auszugleichen. Zur Veranschaulichung sei erwähnt, dass in einen evakuierten Glasbehälter mit der Zeit Helium aus der umgebenden Atmosphäre eindringt. Beeinträchtigen die diffundierenden Gase die Umwelt nicht, kann eine verhältnismäßig große Leckage zugelassen werden. [Vgl. 15 S. 3]
- **Konvektive Leckage**
Durch rotierende Bauteile können Luftströme entstehen, welche Flüssigkeitströpfchen oder Staubpartikel durch den Dichtspalt berührungsloser Dichtungen transportieren können. Wie sehr eine Dichtung zu dieser Leckageart tendiert, hängt stark von der Formgebung der Bauteile in der Nähe des Dichtspalts ab. [Vgl. 15 S. 3]
- **Druckströmung**
Die häufigste Ursache für Leckage ist die durch Druckgradienten induzierte Fluidströmung. In der Regel ist die Leckage umso größer, je höher die Druckdifferenz

und umso kleiner die Viskosität ist. Wird hingegen durch steigenden Druck die Dichtspalthöhe verringert, kann dies aber auch zu einer Reduktion der Leckage führen.

- **Schleppströmung**

Durch das Haften der Fluide an den umgrenzenden Wänden und der Viskosität kommt es bei bewegten Maschinenteilen zu einer Schleppströmung im Dichtspalt. Durch diese Fluidbewegung kann es je nach Bewegungsrichtung der Bauteile zu Leckagen aus oder in einen abzudichtenden Raum kommen.

3.3 Wirkungsweise von Dichtungen

Dichtungen können in Bezug auf die Wirkungsweise in zwei Gruppen unterteilt werden: (siehe Abbildung 23)

3.3.1 Passive Dichtungen

Das Prinzip der passiven Dichtungen beruht auf der Drosselwirkung enger Dichtspalte. Der Drosseloeffekt kann durch schroffe Querschnittsänderungen und Umlenkungen weiter verstärkt werden. Weiters kann durch den Druckabfall im Dichtspalt und/oder durch Reibungswärme die Leckageflüssigkeit verdampfen. Durch die Volumenzunahme verringert sich dabei die Leckagemenge und überwiegt gegenüber der Viskositätsabnahme. Dichtungen bei denen die Leckagepfade komplett verschlossen werden, sind Dichtungen mit hermetischem Festkörperkontakt. [Vgl. 14 S. 205]

3.3.2 Aktive Dichtungen

Aktive Dichtungen erzeugen durch ihre Bewegung eine Rückförderung der Leckage in den abzudichtenden Raum. Die hydrodynamische Rückförderung kann durch makroskopische oder mikroskopische Strukturen unter der Ausnutzung von Volumenkräften, der viskosen Schleppströmung oder der Verdrängungsströmung (Quetschströmung) erreicht werden. Zu den makroskopischen Strukturen gehören Gewinde auf Wellen oder Welligkeiten an der Dichtungsoberfläche, zu den mikroskopischen zählen förderwirksame Oberflächenstrukturen, welche sogar von selbst durch Verschleiß entstehen können. Bei oszillierenden Dichtungen kann durch die unterschiedliche Abstreifwirkung der Dichtkanten eine Rückförderung erzeugt werden. Die resultierende Förderwirkung ergibt sich bei Radialwellendichtungen und Stangendichtungen in der Regel vom kleinen zum großen Kontaktwinkel, da sich der Flächenpressungsgradient meist ähnlich verhält. Eine weitere Möglichkeit der Abdichtung besteht darin, eine Sperrflüssigkeit in die Dichtung zu pumpen, um die Leckageströmung durch eine Druckströmung zu überlagern, und einen Fluidaustritt zu verhindern. [Vgl. 14 S. 205 ff] und [Vgl. 15]

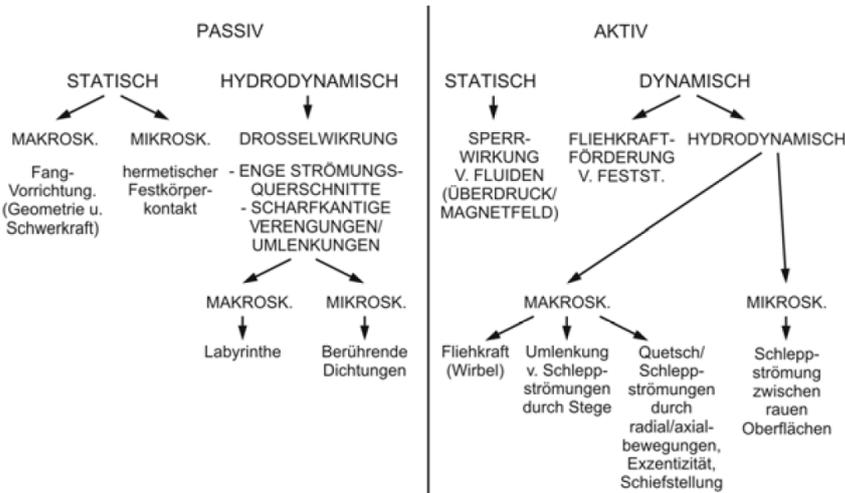


Abbildung 23: Wirkprinzipien von Dichtungen [Vgl. 14 S. 206]

3.4 Dichtungsbauformen

Dichtungen lassen sich grob in die berührenden und berührungsfreien Dichtungen einteilen. Wobei berührungsfreie Dichtungen immer dynamische Dichtungen sind und berührende Dichtungen statisch oder dynamisch ausgeführt sein können. Im Gegensatz zu den statischen Dichtungen tritt bei dynamischen eine deutliche Relativbewegung zwischen den begrenzenden Wänden des Dichtspalts auf. Dynamische Dichtungen können weiters nach ihrer Kinematik eingeteilt werden (Abbildung 24).

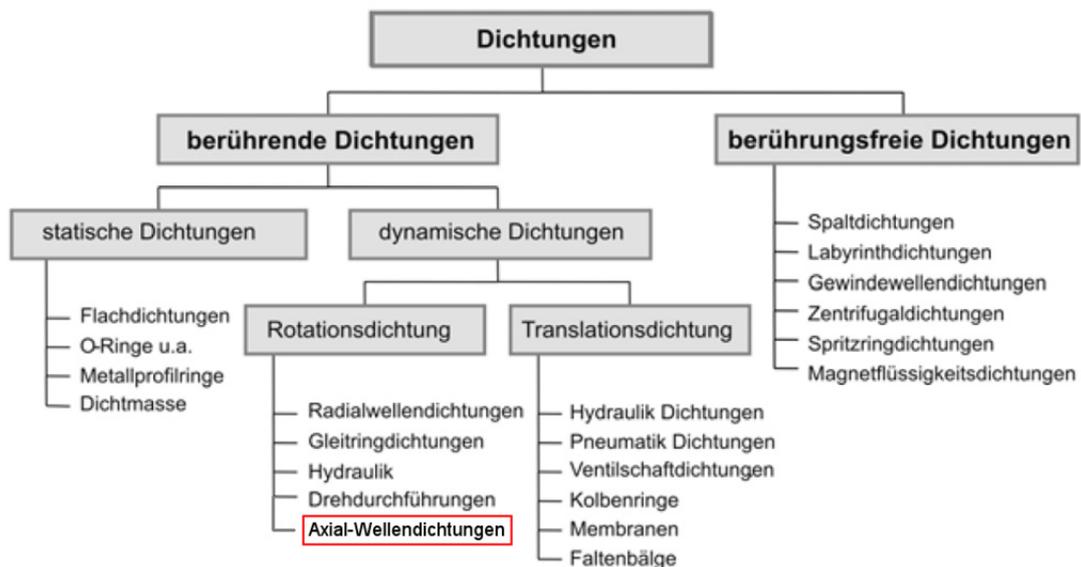


Abbildung 24: Einteilung der Dichtungen anhand ihrer Hauptgestaltungsmerkmale [Vgl.14 S. 209]

3.4.1 Berührungsfreie Dichtungen

Zu den berührungsfreien Dichtungen zählen hauptsächlich Spalt- und Labyrinthdichtungen. Diese Dichtungen besitzen starre Wände, welche den Leckagekanal begrenzen. Das Wirkprinzip der Spaltdichtungen beruht auf der passiven Drosselwirkung. Die Spalthöhen

sind aufgrund der technischen Realisierbarkeit meist größer als 0,3 mm, wodurch sie hinsichtlich der Leckage jeder berührenden Dichtung unterlegen sind. Jedoch weisen berührungslose Dichtungen einen wesentlich geringeren Reibungsverlust und Verschleiß auf, wodurch solche Dichtungen über eine lange Zeit betriebs sicher eingesetzt werden können. Zur Reduzierung der Leckage kann mittels schwimmend gelagerter Drosselbuchsen die Spalthöhe auf ca. 0,01mm verkleinert werden. Unter Labyrinthdichtungen versteht man die Kombination aus engen Dichtspalten mit plötzlichen Querschnittsänderungen, wodurch die Dichtwirkung erhöht wird. Werden Labyrinthdichtungen zusätzlich mit Fangvorrichtungen ausgestattet (Schleuderscheiben), wird die passive Drosselwirkung mit dem aktiven Dichtungsprinzip der Rückförderung kombiniert. Solche Dichtungen werden Fanglabyrinthdichtungen genannt. [Vgl. 14 S. 209] und [Vgl. 15]

3.4.2 Berührende Dichtungen

Die Kontaktstellen der zu verbindenden Maschinenteile stehen aufgrund der Oberflächenunebenheiten nicht vollflächig in Kontakt, wodurch sich Leckkanäle bilden. Um an einer solchen Dichtstelle eine Leckage dennoch zu minimieren oder zu verhindern, werden plastische Weichmetallringe oder elastische Dichtungen eingesetzt. Die zum Abdichten notwendige Flächenpressung hängt von der Rauheit und der Unebenheit der involvierten Flächen, der Härte des Dichtungswerkstoffes sowie dem abzudichtenden Fluiddruck ab. Die minimale Flächenpressung ist notwendig, um das Abheben der Dichtung zu verhindern, wenn das Fluid in den Dichtspalt eindringt.

Unter der Vorspannung versteht man die Flächenpressung an den Dichtflächen ohne den auf die Dichtung wirkenden Fluiddruck. Sie wird entweder durch die Vorspannkraft der Schrauben am Dichtungsflansch, durch eigene Vorspannfedern (welche direkt auf die Dichtung wirken) oder durch die elastische Verformung der Dichtung selbst aufgebracht. Durch die Vorspannung wird die Funktion der Dichtung sichergestellt, indem die Dichtflächen auch unabhängig vom Fluiddruck zu jeder Zeit in Kontakt sind.

Als selbst verstärkendes Dichtungsprinzip wird, aufgrund konstruktiver Maßnahmen, die Fähigkeit einer Dichtung verstanden, die Flächenpressung im Dichtspalt mithilfe des abzudichtenden Fluiddrucks zu erhöhen. Dadurch wird es möglich, mit einer geringeren Vorspannung der Dichtung auszukommen. Das selbstverstärkende Dichtungsprinzip ist besonders bei einer hohen Druckdifferenz von Vorteil. [Vgl. 14 S. 210 f] und [Vgl. 15]

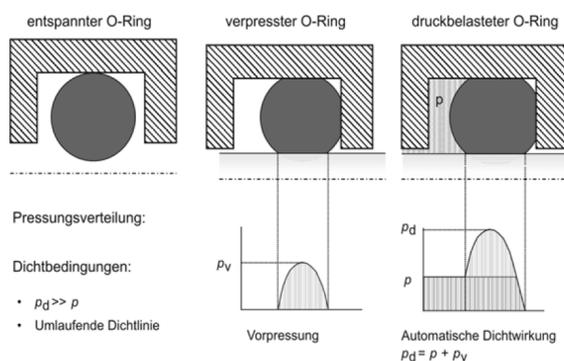


Abbildung 25: O-Ring als statische Dichtung; Vorspannung und verstärkendes Dichtungsprinzip [14 S. 211]

- Statische Dichtungen

Als statische Dichtungen werden Dichtungen bezeichnet, bei denen zwischen den Dichtflächen keine oder nur eine minimale Relativbewegung vorkommt. Sie finden ihre Anwendung z.B. an Flanschverbindungen oder Deckeln im Maschinen- und Apparatebau. Wie bereits erwähnt, herrscht zwischen Dichtflächen, abhängig von der Unebenheit, der Oberflächenrauheit und der Härte der Werkstoffe, kein vollflächiger Kontakt. Mithilfe von plastisch oder elastisch nachgiebigen Dichtungswerkstoffen kann der Anteil der wahren Kontaktfläche im Dichtspalt erhöht werden (siehe dazu auch Kapitel 4.3). Dabei verschmelzen die einzelnen Kontaktbereiche miteinander und verbinden sich zu einer zusammenhängenden Barriere, wodurch die Leckage sinkt. Bei der Abdichtung von Flüssigkeiten ist durch die Unterstützung der Kapillarkräfte sogar eine hermetische Dichtheit, auch bei noch offenen Leckkanälen, zu erreichen. Statische Dichtungen sind bei korrekter Auslegung mit Ausnahme der Diffusion hermetisch dicht. [Vgl. 14 S. 204, 210]

- Dynamische Dichtungen

Die Kontaktflächen dieser Dichtungen bewegen sich rotatorisch oder translatorisch relativ zueinander. Die Kontaktverhältnisse zur Abdichtung statischer Dichtungen sind für dynamische Dichtungen nicht möglich, da diese sonst bei der Reibung, bei der Erwärmung und beim Verschleiß zu unannehmbar hohen Werten führen würden. Deshalb wird die Flächenpressung auf das notwendige Minimum reduziert und ein gewisses Maß an Leckage toleriert. Durch die Bewegung entsteht aufgrund verschiedener physikalischer Vorgänge ein sehr enger dynamischer Dichtspalt im Bereich von 0,1 bis 1 μm . Das entspricht circa den Rauheitserhöhungen und Unebenheiten der Dichtflächen. Die Spaltlänge in Richtung der Leckströmung entspricht bei Radial-Wellendichtungen beispielsweise 0,2 mm. Stellt man sich die Spaltlänge auf die Länge eines Fußballfeldes vergrößert vor, dann wäre die Spalthöhe nicht größer als 5 bis 10 cm. Im Vergleich zu den Spalthöhen der berührungsfreien Dichtungen, welche ungefähr 0,3 mm betragen, sind somit die Spalthöhen dynamischer Berührungsdichtungen um drei Größenordnungen kleiner. [Vgl. 14 S. 204] und [Vgl. 15]

Die Dichtflächen sollten sich möglichst so anpassen wie es bei statischen Dichtungen der Fall ist, um bestmögliche Betriebsbedingungen zu gewährleisten. Das wird durch eine sehr gute Oberflächenbearbeitung sowie durch geeignete Form- und Lagetoleranzen erreicht. [Vgl. 14 S. 213]

3.5 Dichtelemente dynamischer Berührungsdichtungen und deren Funktionen

Dynamische Dichtungen befinden sich dort wo bewegte Maschinenteile durch stehende Gehäuse geführt werden. Zwischen der bewegten Wand und einem beweglichem Dichtkörper wird der dynamische (primäre) Dichtspalt gebildet. Zwischen dem Dichtkörper und dem Gehäuse besteht die Notwendigkeit einer statischen Nebenabdichtung. Meist wird die Nebenabdichtung vom Dichtkörper selbst übernommen, bei aufwändigeren Konstruktionen können aber auch eigene Dichtkörper dazu notwendig sein. Um die richtige Position

des Dichtkörpers zu gewährleisten, ist eine Lagesicherung erforderlich. Zur Erzeugung der passenden Flächenpressung sind Anlegekräfte notwendig. Diese können durch Zusatzelemente, den Fluidruck sowie durch den Dichtkörper selbst aufgebracht werden. Abbildung 26 zeigt die einzelnen Dichtungskomponenten und zusätzlich mögliche Rotations-Symmetrieachsen (I bis IV), welche die räumliche Anordnung des Dichtspalts und gleichzeitig die Art der abzudichtenden Maschinenteile benennt. Zusätzlich zu den angegebenen Hauptbewegungen in x und z – Richtung können auch zeitweilig Relativbewegungen der Spaltwände in y – Richtung auftreten. Diese Quetschbewegung kann in der Praxis zu erheblichen Problemen führen. Daher muss darauf geachtet werden, dass der Dichtkörper relativ zum Gehäuse leicht verschiebbar ist und die Nebenabdichtung sicher funktioniert. [Vgl. 15]

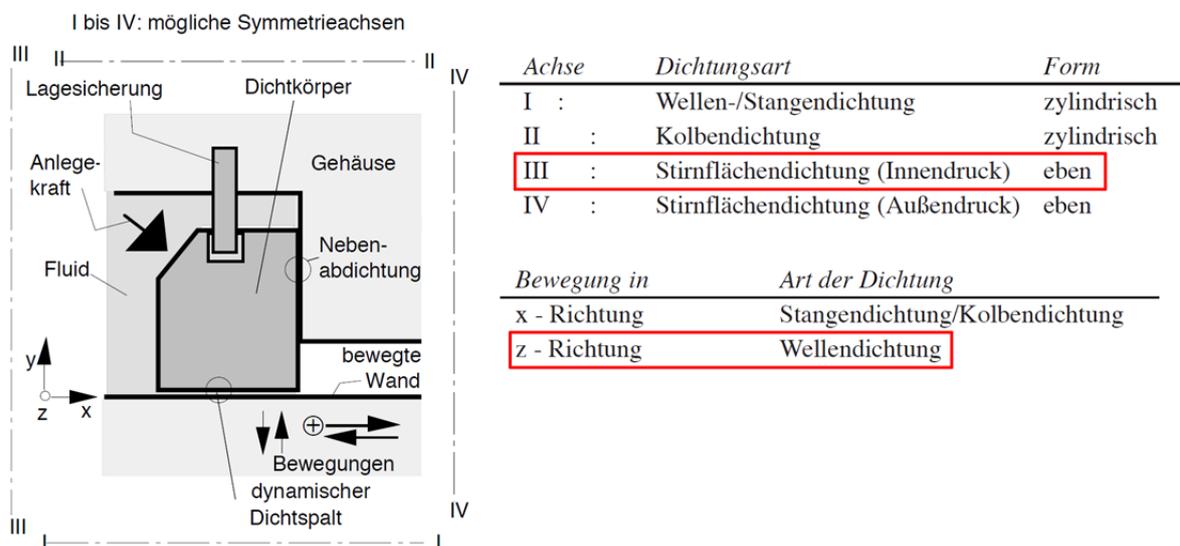


Abbildung 26: Elemente einer dynamischen Dichtung; Dichtungsarten aufgrund möglicher Symmetrieachsen und Relativbewegungen [Vgl. 15]

3.6 Spaltbildung

3.6.1 Hydrostatische Spaltbildung

Ein unter Überdruck stehendes Fluid dringt in den Dichtspalt, so wie es auch bei hydrostatischen Lagern der Fall ist. Der Druck im Dichtspalt fällt dabei vom Niveau des Überdrucks auf das der Umgebung ab. Der Verlauf des Drucks entlang des Strömungsweges der Leckage hängt hauptsächlich vom Verlauf der Spalthöhe ab. Daher kann das Druckprofil sehr unterschiedlich ausgeprägt sein, je nachdem ob der Spalt parallel, konvergent oder divergent ist. Die Anpressung der Dichtflächen verringert sich aufgrund der spaltöffnenden Kraftwirkung des hydrostatischen Spaltdrucks. [Vgl.15]

3.6.2 Hydrodynamische Spaltbildung

Im hydrodynamischen Dichtspalt können unterschiedliche Reibungs- und Schmierzustände vorliegen. Bei geringen Geschwindigkeiten liegt vorwiegend Festkörperkontakt vor, welcher sich bei höheren Geschwindigkeiten und ausreichender Schmierung verringert. Es

bilden sich aufgrund des viskosen Fluids in Kombination mit Oberflächenunebenheiten Schmierkeile, wodurch es zur Mischreibung und sogar zu einem tragenden Fluidfilm, in dem reine Flüssigkeitsreibung vorherrscht, kommen kann (siehe Kapitel 4.3).

Bei elastischen Dichtkörpern spielt die Deformation der Dichtung aufgrund hydrostatischer und hydrodynamischer Drücke eine bedeutende Rolle. Der Druckverlauf im Dichtspalt hängt stark von der Spalthöhe ab, ändert sich diese aufgrund der Deformation, so ändert sich auch der Druck und dann wiederum die Spalthöhe. Mit der Zeit stellt sich ein Gleichgewicht ein. Dieser Vorgang wird elasto-hydrodynamische Spaltbildung genannt. [Vgl. 14 S. 212 f] und [Vgl. 15]

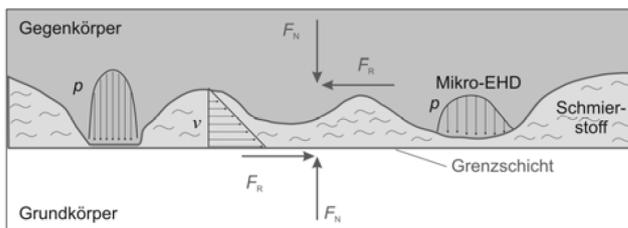


Abbildung 27: Modellvorstellung des Schmierpalts dynamischer Dichtungen [14 S. 213]

3.6.3 Spaltbildung durch Trägheit und Viskoelastizität

Dichtungen können unter bestimmten Bedingungen schnellen spaltöffnenden Bewegungen trotz scheinbarer ausreichender Anlegekraft nur verzögert folgen. Der Grund dafür ist die Massenträgheit des Dichtkörpers oder die Visko-Elastizität des Dichtungswerkstoffes. Globale oder lokale Querbewegungen entstehen durch Form- und Lageabweichungen der bewegten Maschinenteile oder durch Maschinenschwingungen. Wenn durch diese Störgrößen der Spalt zeitweilig größer wird, saugt er Flüssigkeit an, und quetscht diese bei der Abnahme der Spalthöhe in verschiedene Richtungen. Dieser Vorgang nennt man „Atmen“ der Dichtung, wobei es auch möglich ist, dass ein Fluid in Richtung des positiven Druckgradienten befördert wird. [Vgl. 15]

3.7 Schädigungsursachen und Lebensdauer

Für Elastomerdichtungen werden nun kurz die wichtigsten Schädigungsursachen aufgezählt. Das Kapitel 3.7 basiert auf [14 S. 237 bis 240].

- Schäden der Dichtungsgegenfläche aufgrund von z.B. Kratzern oder Korrosion führen zur Schädigung der Dichtung. Im Fall verschleißfördernder Partikel im Dichtspalt beschädigen diese zuerst die Gegenfläche, wodurch später die Dichtung verschlissen wird. (siehe Kapitel 4.3 - Verschleiß)
- Durch die Alterung des Dichtungswerkstoffes können sich seine mechanischen Eigenschaften verschlechtern. Unter dem Einfluss der Umgebungsmedien kann der Dichtungswerkstoff mit diesen reagieren und dadurch zum Beispiel eher zur Rissbildung neigen. (siehe dazu auch Kapitel 5.3)

- Aufgrund von Mangelschmierung steigt die Reibung und dadurch die Belastung der Dichtung.
- Tritt durch zu hohe Umgebungstemperaturen oder durch Reibungswärme eine Überhitzung auf, kann es zu einer unzureichenden Schmierung, der Zersetzung des Dichtungswerkstoffes oder zu Reaktionen der Dichtung mit ihren Umgebungsmedien kommen, welche erst ab einer Mindesttemperatur ablaufen.
- Der allmähliche Verschleiß der Dichtung ist immer vorhanden; er kann aber durch geeignete Betriebsbedingungen, die richtige Materialwahl und die passende Konstruktion der Dichtung beeinflusst werden.

An Elastomerdichtungen wurden vier Verschleißarten beobachtet:

- Einlaufverschleiß: Es erfolgt eine Selbstoptimierung der Kontaktgeometrie.
- „Alterungsverschleiß“: Durch die Versprödung des Werkstoffes nimmt die Verschleißrate nach längerem Betrieb zu.
- Verschleiß durch Schmierstoffmangel
- Verschleiß durch feste oder flüssige Verunreinigungen

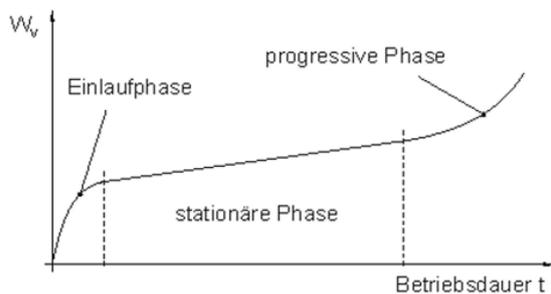


Abbildung 28: Entwicklung des Verschleißfortschritts während der Lebensdauer [14 S. 239]

Abbildung 28 zeigt den Verlauf des Verschleißfortschritts über die Lebensdauer der Dichtung. Die Verschleißrate ist zu Beginn durch den Einlaufverschleiß groß. Bei einer geeigneten Dichtungs konstruktion flacht sie ab und geht in die stationäre Phase über, um gegen Ende der Lebensdauer durch Alterungserscheinungen des Werkstoffes progressiv anzusteigen.

Weitere Informationen zum Verschleiß allgemein, aber auch zum Verschleiß von Elastomeren, sind im Kapitel 4.3 zu finden.

3.8 Die zu untersuchende Nabendichtung

In Kapitel 2.5 wurden bereits die zu untersuchenden Dichtungskonzepte vorgestellt. Nun sollen diese unter den Gesichtspunkten der Dichtungstechnik kategorisiert, sowie ihre Eigenschaften aufgezeigt werden.

Die Dichtung zählt zu den dynamischen Berührungsdichtungen mit einem Dichtkörper aus Elastomeren. Sie beruht auf dem passiven Dichtungskonzept des mikroskopisch engen Drosselspalts. Die axiale Gegenlauffläche führt eine Rotationsbewegung aus und die Dichtfläche ist eben. Diese Dichtung zählt somit zu den Axial-Wellendichtungen. Das unter Überdruck stehende Wasser drückt die Dichtlippe gegen den Dichtring, wodurch das selbstverstärkende Dichtungsprinzip vorliegt. Es besteht nur eine Vorpressung der Dichtung an den Gegenring, wenn sich die Turbinenwelle absenkt und dadurch die Dichtlippe elastisch verformt. Entsteht mit der Zeit eine plastische Verformung der Dichtung, kann eine Vorpressung durch das Absenken der Turbinenwelle nicht gewährleistet werden. Generell kann nicht sichergestellt werden, dass sich Dichtring und Dichtung zu jeder Zeit berühren, da die Dichtung durch keine zusätzlichen Maschinenelemente an den Dichtring angepresst wird. Auch ein zu hoch montierter oder verrutschter Dichtring kann dazu führen, dass es zu keinem Kontakt zwischen Dichtring und Dichtkörper kommt.

Die Anlegekraft der Dichtung gegen den Dichtring resultiert bei einer fluchtenden Position von Dichtlippe und Dichtring oder beim Anheben der Turbinenwelle lediglich aus dem Kräftegleichgewicht der Druckkräfte, welche an den beiden Dichtungsflächen aufgrund der lokalen Fluiddrücke wirken. Ist eine Dichtung plastisch verformt, so kann es durch das Absenken der Turbinenwelle wieder zum Kontakt der Gleitpartner kommen. Liegt dabei die Dichtung vollflächig am Dichtring auf, kann die Dichtung durch den Fluiddruck an den Dichtring angepresst werden und dadurch auch ein Kontakt beim anschließenden Anheben der Turbinenwelle bestehen. Sinkt die druckabhängige Anpresskraft während diesem Vorgang, löst sich die Dichtung vom Dichtring und geht in ihren plastisch verformten Zustand zurück.

Beim Start der Turbinen wird der Dichtring durch die Ölzufuhr im Spurlager ca. 1 mm angehoben, wodurch sich der Dichtkörper vom Gegenring ca. 1 mm entfernt – die Dichtung und der Dichtring berühren sich dann nicht. Das Senken der Turbinenwelle mit der damit einhergehenden Vorspannung der Dichtung durch eine elastische Verformung des Dichtkörpers, tritt an den Referenzturbinen während der Lastaufnahme des Laufrades mit dem damit verbundenen Axial Schub auf. Das heißt, während dem Betrieb sinkt die Turbinenwelle relativ zur Position im Stillstand ab. Hingegen kommt es zu einem Heben der Turbinenwelle nach einer Betätigung der Notabschaltung.

Der Dichtkörper wird zwischen dem Gehäuse und dem Dichtungsflansch geklemmt, was die Lagesicherung des Dichtkörpers und die hermetische Dichtheit der Nebenabdichtung gewährleistet. In Kapitel 3.5 wurde die Notwendigkeit der freien Bewegung des Dichtkörpers in Richtung der Quetschbewegung (in diesem Fall die axiale Richtung) zur Vermeidung erheblicher Probleme im Betrieb erwähnt. Diese freie Beweglichkeit ist aber bei die-

sem System nicht gegeben, weshalb es bei Axialbewegungen der Turbinenwelle zur Kollision des Dichtkörpers mit dem Gegenring kommt, was wiederum zu starkem Verschleiß der Dichtung führt.

Die Breite der Berührfläche der zu untersuchenden Axial-Wellendichtungen kann bis zu ungefähr 25 mm betragen. Es ist nicht möglich die exakte Breite zu benennen, da die Dichtung aufgrund der nicht vorhandenen Vorpressung teilweise oder ganz von der Gegenlauffläche abheben kann. Geht man jedoch von der höchst möglichen Berührflächenbreite aus, so sind das 25 mm und damit 125-mal so viel wie es bei einem Radialwellendichtring (0,2 mm) der Fall ist.

Wenn die Gleitflächen zu breit sind, entsteht ein Wärmestau und der Dichtkörper kann überhitzen. Umso breiter die Berührfläche ist, desto höher wird die Temperatur in ihrer Mitte. Dichtkörper aus Steinkohle funktionieren bei Temperaturen von 250°C problemlos, während die meisten Elastomere unter diesen Umständen in kürzester Zeit versagen. Selbst Dichtungen aus PTFE-Werkstoff verlieren bei diesen Bedingungen auf Dauer ihre Funktionsfähigkeit. Um die Betriebssicherheit zu gewähren, sollte man daher nach einer geringen Reibleistungsdichte, einer schmalen Kontaktfläche, sowie nach einem guten Schmierangebot trachten. [Vgl. 16]

Bisher wurde die Konstruktionsempfehlung zur Reduktion der Dichtflächenbreite nicht berücksichtigt. Für einen breiteren Dichtkörper spricht jedoch die Robustheit der Dichtung trotz starkem Verschleiß, aufgrund zu hoher Leckage, nicht unmittelbar auszufallen. Diese Eigenschaft konnten durch Versuche am Dichtungsprüfstand nachgewiesen werden.

Eine weitere Konstruktionsempfehlung besteht darin, den Dichtkörper hydrostatisch zu entlasten. Dieses Vorgehen ist besonders bei hohen Drücken erforderlich. Eine Möglichkeit die Reibleistung zu reduzieren, ist die Verminderung der fluiddruckabhängigen Anpresskraft. Diese wird dadurch erreicht, dass die Dichtkante möglichst nahe an das niederdruckseitige Ende des Dichtkörpers „verschoben“ wird. Das Ziel ist es, die Dichtpressung gerade so groß zu wählen, dass das sichere Zuhalten des Dichtspalts garantiert ist. [Vgl. 16]

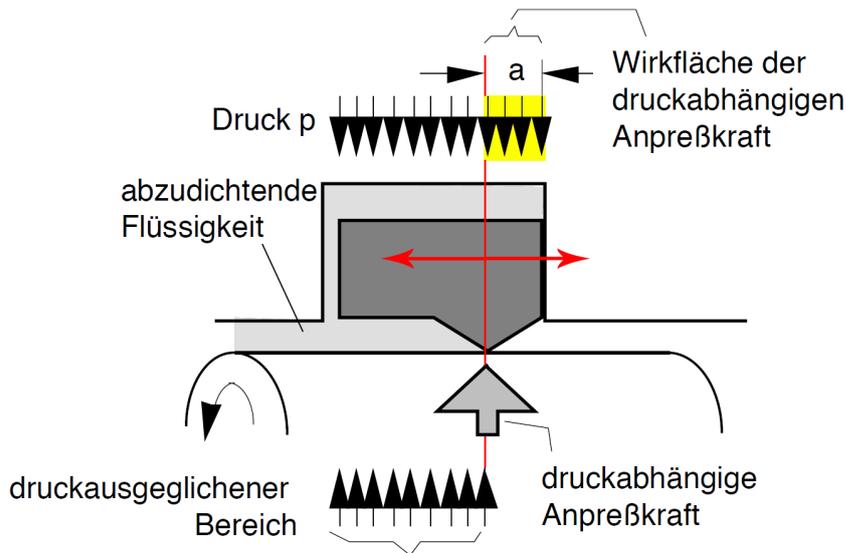


Abbildung 29: Hydrostatische Dichtungsentlastung [Vgl. 16]

In Abbildung 29 ist das Prinzip der hydrostatischen Dichtungsentlastung skizziert. Verlagert sich die Dichtkante auf die Niederdruckseite, so verringert sich die gegen den Umgebungsdruck wirkende Fläche (gelb) und somit die druckabhängige Anpresskraft (selbstverstärkendes Dichtprinzip) und umgekehrt. In der Darstellung konzentriert sich die druckabhängige Anpresskraft auf eine kleine Dichtfläche, wodurch eine hohe Flächenpressung in diesem Bereich entsteht. Diese Konzentration der Anpresskraft finden bei den in Abbildung 16 vorgestellten Dichtung aufgrund der Dichtungsgeometrie nicht statt, sehr wohl hängt aber der Betrag der druckabhängigen Anpresskraft davon ab, ab welchem Durchmesser der Fluidruck im Dichtungspalt abfällt.

Das Prinzip der hydrostatischen Dichtungsentlastung wurde bisher ebenfalls nicht berücksichtigt. Wie bereits bei der Reduzierung der Dichtflächenbreit erwähnt, ist es schwer zu sagen, auf welcher Breite die Dichtung aufliegt und somit ab welchem Durchmesser der Fluiddruck im Dichtspalt abfällt. Weiters kann sich dieser Punkt auch aufgrund der axialen Position des Dichtrings zur Dichtung verschieben.

Im Folgenden werden die Eigenschaften der Nabendichtung stichwortartig zusammengefasst und um weitere Gesichtspunkte erweitert.

Die Eigenschaften sind:

- (+) Bauraumsparend
- (+) einfache Konstruktion
- (+) Es ist kein Sperrwasser notwendig.
- (+) Die Elastomerplatten könne bei vielen Händlern bezogen werden (keine Abhängigkeit von einzelnen Lieferanten).
- (o) dynamische Berührungsdichtung
- (o) passive Wirkungsweise der Dichtung enger Drosselspalte
- (+) selbstverstärkendes Dichtungsprinzip
- (-) keine hydrostatische Dichtungsentlastung
- (-) vergleichsweise große Dichtflächenbreite
- (+) hermetisch dichte Nebenabdichtung
- (-) keine leichtgängige Nachführung des Dichtkörpers in Quetschbewegungsrichtung
- (-) großer Einfluss der Axialverschiebung des Gegenrings auf die Dichtwirkung
- (+) Robustheit trotz starkem Verschleiß
- (+) geringe Leckage am Prüfstand
- (-) keine Vorspannung der Dichtkörper (abheben der Dichtlippe möglich)
- (+) Maß-, Lage- und Formabweichungen können von elastischen Dichtelementen am besten ausgeglichen werden. [Vgl. 14 S. 213]
- (-) niedrige Temperaturbeständigkeit der Elastomere im Vergleich zu anderen Werkstoffen
- (-) schlechte Wärmeleitung der Elastomere
- (-) Veränderung der Werkstoffeigenschaften über die Zeit (Alterung)

4 Tribologische Grundlagen

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden 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 oder Gasen ein. (Definition nach der zurückgezogenen DIN 50323)“ [17]

Bei der Untersuchung von tribologischen Prozessen ist auf eine Vielzahl von Einflussfaktoren zu achten. Zum Beispiel sind Reibung und Verschleiß nie reine Materialeigenschaften, sondern stets „Systemeigenschaften“. [Vgl. 18 S. 12] Um das jeweilige Problem systematisch analysieren zu können, wurde der Begriff des tribologischen Systems eingeführt. Die Systemgrößen sind in Abbildung 30 zusammengefasst.

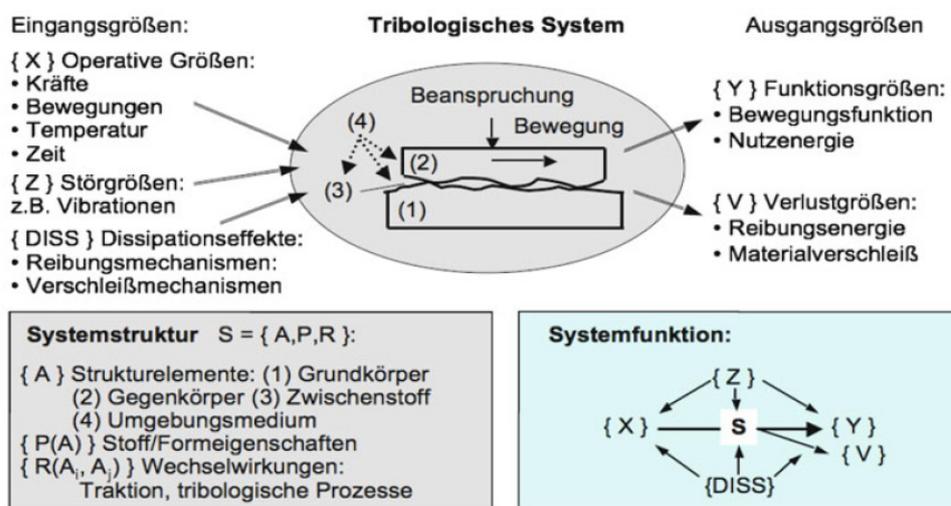


Abbildung 30: Allgemeine systematische Darstellung eines tribologischen Systems [18 S. 25]

Nachfolgend werden die einzelnen Systemgrößen des tribologischen Systems – Nabdichtung aufgelistet und kurz erläutert.

4.1 Eingangsgrößen

{X} Operative Größen:

- **Kräfte:**
Die Anpresskraft der Dichtung gegen den Dichtring entspricht dem Überdruck in der Prüfkammer mal der wirkenden Dichtfläche. Eine weitere Komponente der Anpresskraft ergibt sich aus der axialen Verschiebung der Dichtung gegen den Dichtring und der damit verbundenen Dichtungsverformung.
- **Bewegungen:**
Abbildung 31 zeigt die elementaren Arten tribologisch relevanter Bewegungsformen. Es handelt sich um: a. Gleiten, b. Rollen, c. Bohren und d. Stoßen. Im System der Nabdichtung liegt die Bewegungsform des Bohrens vor. Die Rotati-

onsachse steht senkrecht zur Kontaktfläche des Grundkörpers und ist die Symmetrieachse des Gegenkörpers. Im Gegensatz zum reinen Gleiten besteht beim Bohren ein Geschwindigkeitsgradient innerhalb der Kontaktfläche. Außerdem berühren sich, makroskopisch betrachtet, die gesamten Kontaktflächen von Grund- und Gegenkörper ständig.

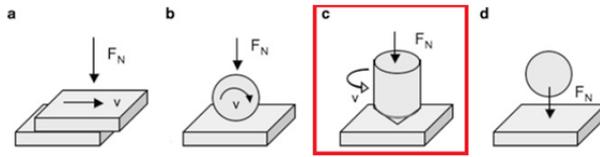


Abbildung 31: Elementarformen der Kinetik in tribologischen Systemen [Vgl. 18 S. 70]

- **Axiale Position der Dichtung zum Dichtring:**
Die Position von Grund- und Gegenkörper zueinander wird variiert, um die Auswirkung auf das Tribosystem zu untersuchen.
- **Temperatur:**
Die Wassertemperatur entspricht in etwa der Wassertemperatur in den Referenzturbinen.
- **Zeit:**
Die jeweilige Zeitdauer der Versuche wird angegeben, sie liegt im Bereich von wenigen Minuten bis mehreren Wochen.

{Z} Störgrößen:

- Es sind keine Störgrößen bekannt.

{DISS} Dissipationseffekte:

- **Reibungsmechanismen:**
Im Versuchsaufbau treten Lagerreibung und Strömungsverluste der Strömung in der Prüftrommel auf. Diese Verluste sind in Relation zur Reibleistung im Dichtspalt als gering anzusehen und werden vernachlässigt.

4.2 Ausgangsgrößen

{Y} Funktionsgrößen:

- Die Aufgabe der Nabendichtung ist die Stoffabdichtung bei unbeeinträchtigtter Bewegungsfreiheit der Maschinenwelle und möglichst geringer Leckage.

{V} Verlustgrößen:

- Leckage
- Reibungsenergie
- Materialverschleiß

Die einzelnen Verlustgrößen werden aufgezeichnet und im Kapitel 9 und 10 besprochen.

4.3 Systemstruktur

{A} Strukturelemente:

(1) Grundkörper: Dichtung, (2) Gegenkörper: Dichtring, (3) Zwischenstoff: Wasser, (4) Umgebungsmedium: Wasser und Luft

{P} Stoff- und Formeigenschaften:

(1) Dichtung: Die Dichtungen bestehen aus NBR, EPDM oder PUR. Die Form der Dichtungen wird im Kapitel 9 vorgestellt.

(2) Dichtring: Der Dichtring wird in Kapitel 7.1 „Aufbau des Prüfstandes“ beschrieben.

{R} Wechselwirkungen:

- Reibung:

Reibung wird als Bewegungswiderstand in Wechselwirkung stehender Körper verstanden. Die Haftreibung erweist sich als Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung und die Gleitreibung als Widerstandskraft gegen ihre Aufrechterhaltung. Festkörperreibung ist eine äußerst komplexe physikalische Erscheinung mit sehr vielen Einflussfaktoren. Umso erstaunlicher ist, dass das einfache Coulombsche Reibungsgesetz in erster Näherung für Ingenieuranwendungen ausreicht. Das Coulombsche Reibungsgesetz besagt, dass die Reibungskraft proportional zur Normalkraft ist. Genauere Untersuchungen haben aber gezeigt, dass der Reibkoeffizient (Proportionalitätskonstante) von der Gleitgeschwindigkeit, der scheinbaren Kontaktfläche und der Temperatur in der Kontaktfläche abhängt. Selbst die Normalkraft kann den Reibkoeffizienten beeinflussen, wenn sie sehr klein oder sehr groß wird. Die lineare Abhängigkeit von Normal- und Reibkraft ist nicht mehr gültig, wenn sich die wahre Kontaktfläche der scheinbaren Kontaktfläche annähert. Diese Grenze wird bei weichen Metallen wie Blei oder bei Elastomeren sehr schnell erreicht. [Vgl. 19] Die Reibung ist, wie bereits erwähnt, eine Systemeigenschaft, weshalb wir nun auf weitere Einflussgrößen eingehen.

Die Reibung wird je nach Wechselwirkung von Grund-, Gegenkörper und Zwischenstoff in unterschiedliche Reibungszustände eingeteilt. Die einzelnen Reibungszustände sind:

Festkörperreibung: Es besteht ein direkter Kontakt zwischen zwei festen Körpern.

Grenzreibung: Im Kontaktbereich zweier Festkörper sind die Oberflächen nur durch einen molekularen Grenzschnittfilm bedeckt.

Flüssigkeitsreibung: Die Kontaktflächen sind durch eine Flüssigkeitsschicht völlig getrennt. Der Reibvorgang findet innerhalb der Flüssigkeit statt (viskose Reibung).

Mischreibung: Festkörper- und Flüssigkeitsreibung treten innerhalb einer Kontaktfläche gleichzeitig auf.

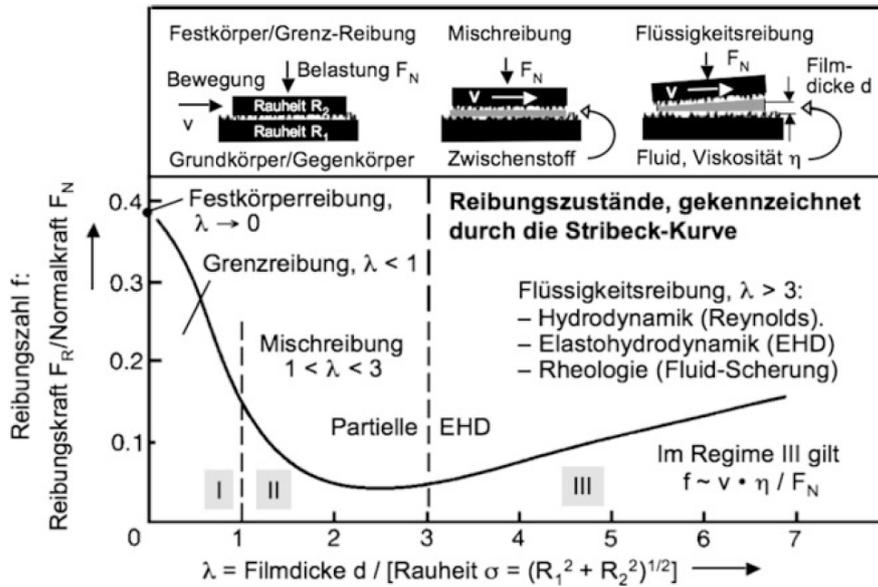
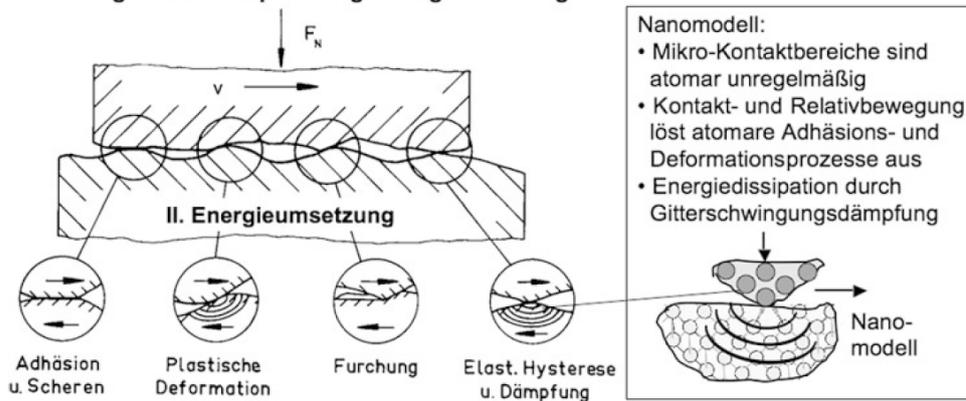


Abbildung 32: Reibungszustände und Reibungsbegriffe eines tribologischen Systems [18 S. 128]

Abbildung 32 zeigt die Stribeck-Kurve, welche den Zusammenhang der Reibungszahl (f) mit dem Quotienten (λ) beschreibt. Lambda ergibt sich aus der Division der Filmdicke des Zwischenstoffs durch die gemittelte Rauheit der Kontaktflächen. Weiters ist ersichtlich, dass die Reibungszahlen der einzelnen Reibungszustände große Unterschiede aufweisen.

Der Festkörper- und der Flüssigkeitsreibung liegen sogenannte Reibungsmechanismen zugrunde. Folgend wird auf die Reibungsmechanismen der Festkörperreibung eingegangen. Die Grundlagen der Flüssigkeitsreibung werden im Fachgebiet der Rheologie behandelt. Die vier Reibungsmechanismen der Festkörperreibung sind in Abbildung 33 skizzenhaft dargestellt. Es können einzelne oder mehrere Mechanismen der Reibung für den Bewegungswiderstand der Gleitpartner verantwortlich sein.

I. Tribologische Beanspruchung: Energieeinleitung



III. Energiedissipation: (a) Thermische Prozesse, (b) Energieabsorption, (c) Energieemission

Abbildung 33: Reibungsmechanismen der Festkörperreibung [18 S. 97]

Adhäsion:

Dieser Reibungsanteil beruht auf der Bildung und der anschließenden Trennung der Adhäsionsbindungen zweier Kontaktpartner in ihrer wahren Kontaktfläche. [Vgl. 18 S. 99]

Die physikalische Ursache der Adhäsion ist die Anziehung neutraler Atome oder Körper mit einem Abstand von einem Ångström ($\text{\AA} \approx 0,1\text{nm}$) oder größer. Wenn zumindest ein Reibpartner aus Gummi besteht, beeinflussen Adhäsionskräfte das Reibungsverhalten wesentlich. [Vgl. 19 S. 28]

Deformation:

Wenn die Rauheitshügel technischer Oberflächen von Grund- und Gegenkörper aneinanderstoßen und diese durch die Relativbewegung plastisch verformt werden, entsteht ein Bewegungswiderstand. [Vgl. 18 S. 105]

Furchung:

Bewegen sich zwei Körper mit unterschiedlicher Härte im Festkörperkontakt tangential aneinander vorbei, kann es dazu kommen, dass der härtere Körper in den weicheren eindringt und eine Furche in dessen Oberfläche hinterlässt. Ein ähnlicher Vorgang besteht wenn ein Verschleißpartikel zwischen die beiden Gleitpartner gerät. Diese zwei Varianten der Reibung werden „Gegenkörperfurchung“ und „Teilchenfurchung“ genannt. [Vgl. 18 S. 107]

Energie Dissipation:

Der Reibvorgang ist dadurch gekennzeichnet, dass die mechanische Bewegungsenergie in andere Energieformen umgewandelt wird. Der Großteil der Energie wird in Wärme umgeformt, die dafür verantwortlichen physikalischen Prozesse sind sehr komplex. Elastische und plastische Deformationen regen die Gitterschwingung an, welche sich in den Körpern ausbreitet und durch die Werkstoffdämpfung wieder abklingt. Dabei können unterschiedliche Formen der Energieabsorption und Energieemission auftreten. [Vgl. 18 S. 108]

Anschließend wird die Reibung von tribologischen Systemen betrachtet, bei denen ein Reibpartner aus einem elastischen und einer aus einem starren Werkstoff besteht. Die Ausführungen zu dieser Thematik beruhen auf den Untersuchungen von B.N.J. Persson [20].

Elastomerreibung unterscheidet sich in vielerlei Hinsicht von der Reibung starrer Körper. Der Grund dafür ist der sehr geringe Elastizitätsmodul und die große innere Reibung über einen weiten Frequenzbereich. Die wahre Kontaktfläche zweier Körper hat einen sehr großen Einfluss auf die Ausprägung der einzelnen Reibungsmechanismen. Ein elastisch weicher Körper bildet mit einer harten, rauen Oberfläche eine sehr viel größere wahre Kontaktfläche als zwei starre Festkörper. Daher wird die Reibung zwischen Elastomeren und starren Körpern durch die Adhäsion beeinflusst und die Reibung starrer Körper wird nur unwesentlich durch die Adhäsion beeinflusst.

Wird ein elastischer Körper mit einer glatten Oberfläche gegen einen harten Körper mit einer rauen Oberfläche gepresst, schmiegt sich das Elastomer an die Oberfläche an und verformt sich dabei (Abbildung 34 (a)). Je größer die Adhäsionskräfte sind und je kleiner der Elastizitätsmodul des Gummis ist, desto größer ist die wahre Kontaktfläche. Es kann sogar vorkommen, dass das Elastomer die gesamte Oberfläche des starren Körpers berührt (siehe Abbildung 34 (b)).

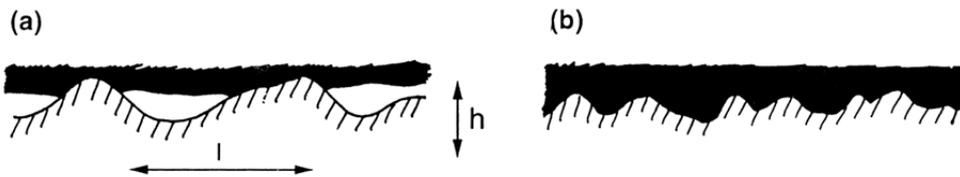


Abbildung 34: Wahre Kontaktfläche zwischen Elastomeren und harten, rauen Oberflächen [Vgl. 20]

Die Auswirkung der Adhäsion auf den Reibkontakt kann in Abbildung 35 betrachtet werden. Bei diesem Versuch wurde der Reibkoeffizient von drei Elastomeren mit unterschiedlichen Kontaktpartnern gemessen. Im Teilbild (a) handelt es sich um Aluminium, im Teilbild (b) um Teflon. Ist die Normalkraft klein, steigt der Reibkoeffizient stark an. Der Grund dafür liegt in der Erhöhung der wahren Kontaktfläche durch das Ausfüllen der Kleinstunebenheiten durch die adhäsive Anziehung (Abbildung 36). Steigt die Normalkraft, wird der Reibkoeffizient konstant, was bedeutet, dass die wahre Kontaktfläche linear mit der Normalkraft steigt und die größeren Unebenheiten aufgrund der Normalkraft ausgefüllt werden. Beim Kontakt von Elastomer Nummer 3 mit Teflon ist der Reibkoeffizient schon von sehr kleinen Normalkräften an konstant. Das bedeutet, zwischen diesen Reibpartnern ist der Reibmechanismus der Adhäsion zu schwach ausgeprägt, um einen Einfluss auf die Gesamtreibung zu haben.

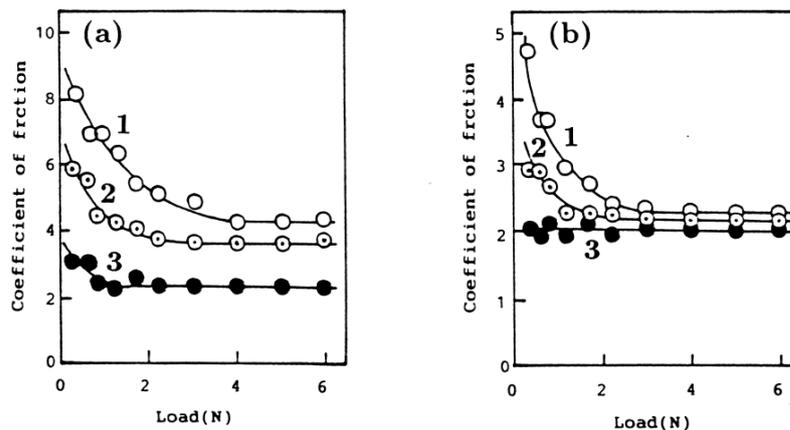


Abbildung 35: Einfluss der Adhäsion auf den Reibkoeffizienten unterschiedlicher Elastomere (1-3) auf unterschiedlichem Untergrund (a) Aluminium, (b) Teflon [20]



Abbildung 36: Wahre Kontaktfläche von Elastomer und einer harten, rauen Oberfläche mit größeren und kleineren Vertiefungen

Auch Partikel und Wasser zwischen den Kontaktpartnern können die wahre Kontaktfläche beeinflussen. Sind die Partikel im Verhältnis zur Höhe der Rauheitsspitzen groß, wirkt sich der Einfluss stärker aus als bei kleineren Partikeln. Befindet sich Wasser in den Vertiefungen der Kontaktfläche, verhindert es die adhäsive Anziehung von Grund- und Gegenkörper in diesen Bereichen.

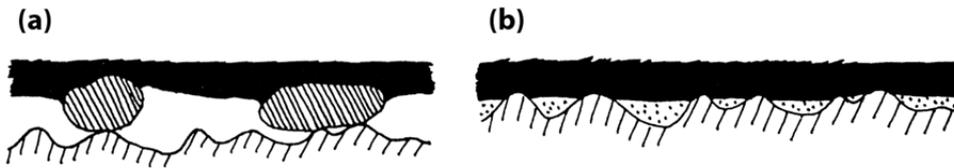


Abbildung 37: Verminderung der wahren Kontaktfläche durch (a) Partikel und (b) Wasser [Vgl. 20]

Um das Verhalten, des mit Wasser geschmierten tribologischen Systems, der Nabendichtung besser zu verstehen, wird nun eine Arbeit von Deleau [21] betrachtet. Es wurde das Verhalten eines Elastomers auf einer mit Wasser geschmierten Glasplatte untersucht. Dabei konnte das Verhältnis von trockenen zu geschmierten Anteilen der Kontaktfläche und der Zusammenhang mit der Reibkraft gezeigt werden.

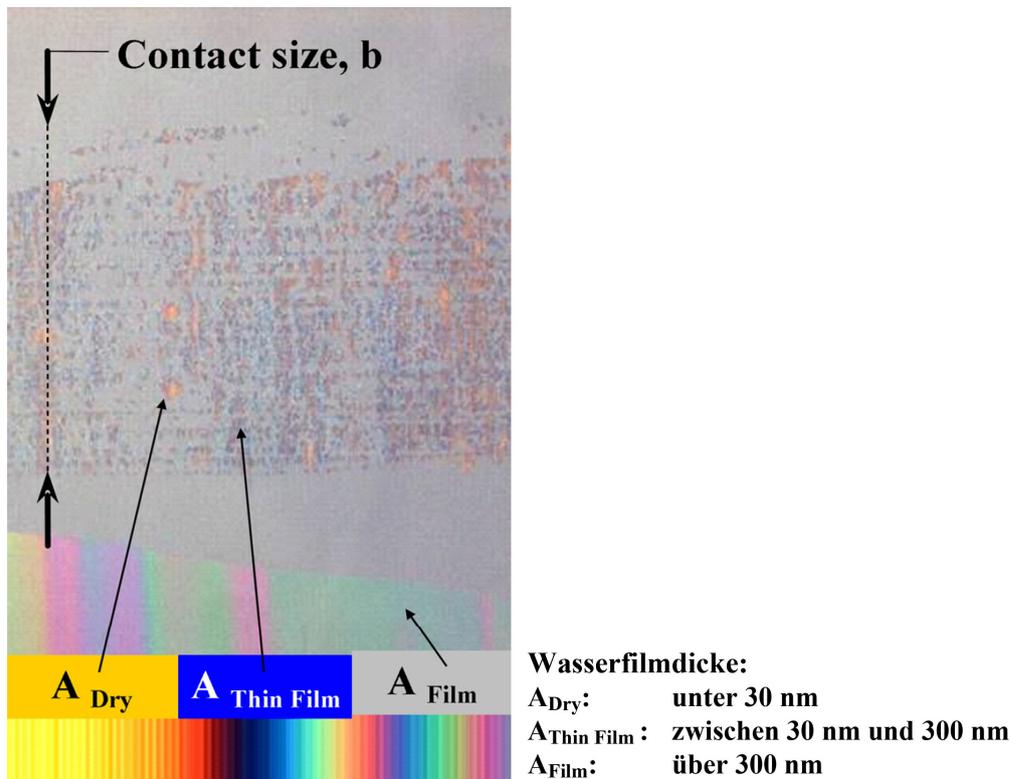


Abbildung 38: Wasserdickenschichten im Dichtspalt [Vgl. 21]

Abbildung 38 zeigt die Kontaktflächenanteile. Mithilfe des Farbspektrums sind die unterschiedlichen Filmdicken ermittelbar. Die Dicke des Wasserfilms wurde in drei Kategorien eingeteilt.

Bei der Untersuchung des Zusammenhangs von Reibkraft und Relativgeschwindigkeit ist eine Ähnlichkeit zur Stribeck-Kurve erkennbar. Im unteren Geschwindigkeitsbereich herrscht die Grenzreibung vor. Wird die Geschwindigkeit erhöht, kommt es im Bereich der Mischreibung zu einem deutlichen Abfall der Reibkraft. Bei weiterer Geschwindigkeitserhöhung bleibt die Reibung auf niedrigem Niveau.

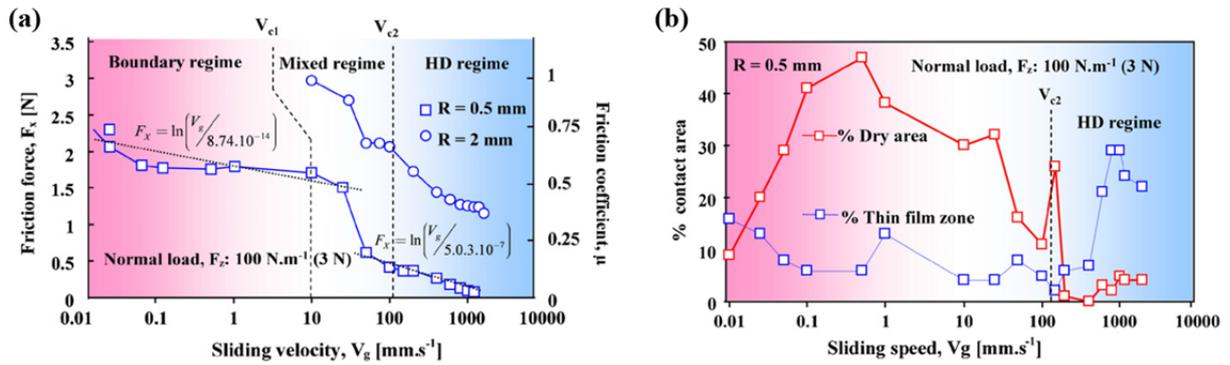


Abbildung 39: Reibkraft (a) und Flächenanteile der jeweiligen Filmdicken (b) in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit [Vgl. 21]

Im Moment des Reibkraftabfalls verringert sich in ähnlichem Ausmaß der Anteil der ungeschmierten Bereiche der Kontaktfläche. In Abbildung 39 (b) wird der Flächenanteil der einzelnen Filmschichtdicken von der scheinbaren Kontaktfläche dargestellt.

In der vorliegenden Arbeit wurde der Reibkoeffizient bei variierender Relativgeschwindigkeit für drei Werkstoffe aufgenommen. Es zeigt sich, wie bei den Untersuchungen von Deleau, eine Ähnlichkeit zur Stribeck-Kurve. Bei Geschwindigkeiten von 6,2 m/s und darunter befindet sich der Reibkoeffizient in der Hochlage, wird die Geschwindigkeit gesteigert, fällt die Reibkraft abrupt auf einen Minimalwert ab und steigt anschließend mit nahezu linearem Verlauf an.

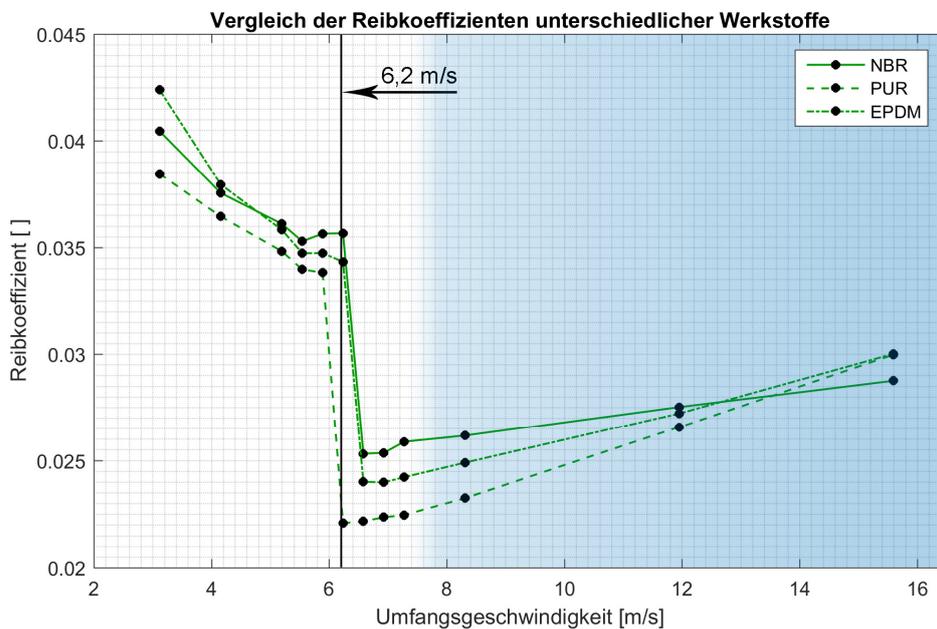


Abbildung 40: Reibkoeffizient unterschiedlicher Werkstoffe in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit des Systems Nabendichtung

Die meisten Versuche sind dem Reibungszustand der Mischreibung zuzuordnen, da sie bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 6,2 m/s (300 U/min) durchgeführt wurden. Die Wasserfilmdicken in der Kontaktfläche dürften den Verhältnissen der Versuche von Deleau ähneln. Als maßgebende Reibungsmechanismen sind in den geschmierten Bereichen die

Flüssigkeitsreibung und in den trockenen Bereichen die Adhäsion sowie die Energiedissipation zu erwähnen.

Die Versuche, welche zu den Messergebnissen in Abbildung 40 führten, haben unter Idealbedingungen für das System Nabendichtung stattgefunden. Das heißt, es gab keinen axialen Versatz der Dichtflächen und es wurde ein moderater Wasserdruck eingestellt. Mit dem freien Auge konnte auch keinerlei Verschleiß an der Dichtungsfläche festgestellt werden. Demzufolge kann von diesen Ergebnissen nicht auf die Gesamtheit des Systems Nabendichtung rückgeschlossen werden. Zum Beispiel werden der Einfluss von Gummiabrieb in der Kontaktfläche oder starke Verformungen der Dichtung nicht berücksichtigt. Diese Betrachtung sollte eher einen groben Einblick in die komplexen Verhältnisse in der Kontaktzone vermitteln.

- Verschleiß:

Der aufgrund einer tribologischen Beanspruchung fortschreitende Materialabtrag aus der Oberfläche von Festkörpern wird Verschleiß genannt. [Vgl. 18 S. 127]. Analog zur Reibung, gibt es auch beim Verschleiß unterschiedliche Verschleißmechanismen, welche für den Materialabtrag verantwortlich sind.

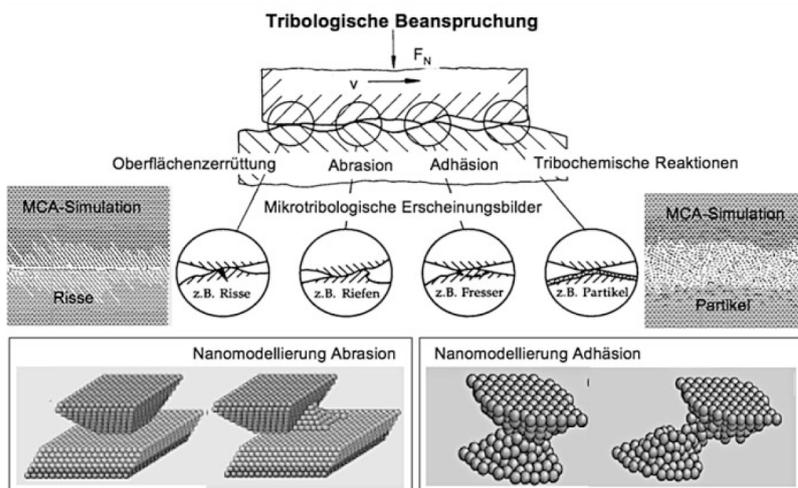


Abbildung 41: Illustration der grundlegenden Verschleißmechanismen [18 S. 133]

Oberflächenzerrüttung:

Sind zwei Gleitpartner in Kontakt, wirken in Abhängigkeit der Normalkraft und der Relativbewegung, Kräfte auf ihre Oberflächenbereiche. In den beanspruchten Zonen der Grund- und Gegenkörper entstehen häufig periodische Belastungen, welche zu einer Schadensakkumulation im Sinne der Werkstoffermüdung führen können. Durch die Überlagerung von Normal- und Tangentialbeanspruchungen ist es möglich, dass unter der Werkstoffoberfläche Spannungsmaxima entstehen. Diese Maximalbelastungen führen beim Überschreiten einer kritischen Lastspielzahl zu Rissbildungen und zum grubchenförmigen Ausbrechen von Werkstoff an der Oberfläche. [Vgl. 18 S. 134]

Abrasion:

Ist der Gegenkörper beträchtlich härter und rauer als der Grundkörper oder geraten harte Verschleißpartikel zwischen die Oberflächen, kann es zu einer Furchung des weicheren Reibpartners kommen. Ist der verschleißbeanspruchte Körper spröde, können Werkstoffpartikel bereits beim ersten Eindringen in die Oberfläche herausbrechen. Bei zähen Werkstoffen kann es vorkommen, dass sich Mikrospäne erst nach längerer Beanspruchung lösen. [Vgl. 18 S. 137]

Adhäsion:

Grenzflächenbindungen entstehen durch stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene. Es kann zu allen Arten von chemischen Bindungen, welche auch bei der Kohäsion vorliegen, zwischen den Kontaktpartnern kommen. Wenn die Adhäsion eine stärkere Bindung als die Kohäsion aufweist, kommt es zu einem Materialübertrag vom Werkstoff mit der schwächeren Kohäsion zum Werkstoff mit der stärkeren. [Vgl. 18 S. 140]

Tribochemische Reaktion:

Reagieren Grund- oder Gegenkörper mit dem Zwischenstoff oder dem Umgebungsmedium durch die Begünstigung einer tribologischen Beanspruchung, spricht man von einer tribochemischen Reaktion. Die durch die Reaktion entstehenden Oberflächenschichten weisen andere mechanische Eigenschaften als der Grundwerkstoff auf. Das kann dazu führen, dass durch mechanische Spannungen, Partikel aus der Oberfläche abgetrennt werden. Es kann sich aber auch eine Verminderung des Verschleißes einstellen, wenn die Eigenschaften der Oberflächenschichten einen positiven Einfluss auf das Tribosystem haben. [Vgl. 18 S. 142]

Ablation:

Darunter versteht man Verschleiß durch hohe Energiedichte im Zuge des tribologischen Prozesses an der Oberfläche und damit verbundene thermische Zersetzung des Werkstoffs. [Vgl. 22 S. 23]

Verschleiß tritt nicht in jedem Reibungszustand gleichermaßen auf. Wie aus den bisherigen Betrachtungen ersichtlich ist, kommt es bei den unterschiedlichen Verschleißmechanismen zum Kontakt zwischen Festkörpern. Wird die Anzahl der Kontaktstellen durch einen Zwischenstoff verringert, so sinkt auch der Verschleiß. Abbildung 42 stellt diesen Sachverhalt dar.

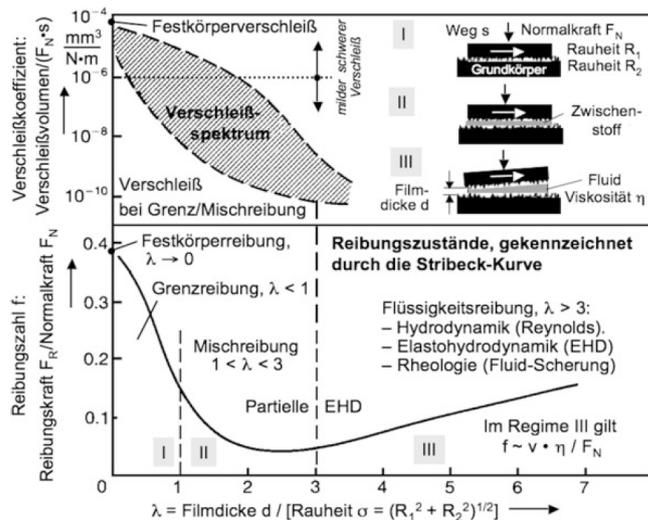


Abbildung 42: Mögliches Verschleißspektrum in Abhängigkeit vom Reibungszustand [18 S. 128]

Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Elastomeren im Kontakt mit rauen, harten und ungeschmierten Oberflächen wurden von B.N.J. Persson [23] durchgeführt. Es folgt ein Auszug aus der eben genannten Arbeit, um die sehr komplexen physikalischen Prozesse des Gummiverschleißes besser zu verstehen.

Man kann mindestens drei Verschleißprozesse der Elastomere im Kontakt mit harten, rauen Oberflächen unterscheiden:

(A) Gummiverschleiß aufgrund langsamer Fortpflanzung von Rissen:

Die Verschleißrate ist eng mit dem Reibprozess verbunden, da durch die Wechselwirkung der Reibpartner starke Zugspannungen entstehen. Diese führen anfänglich zur Bildung von Fehlstellen, welche in weiterer Folge durch häufige periodisch Belastungen zu Rissen anwachsen. Bei weiterer Beanspruchung des Materials pflanzen sich diese Risse fort und verursachen ein Herauslösen von Partikeln. Abbildung 43 Teilbild (I) zeigt den Ort der Entstehung von Rissen, in der auf Zug beanspruchten Zone, nach einer Oberflächenunebenheit des härteren Reibpartners. Mit strichlierten Linien wird der mögliche Ausbreitungspfad der Risse angedeutet. Eine durch diesen Verschleißmechanismus beanspruchte Elastomeroberfläche wird mit 1000-facher Vergrößerung in Teilbild (II) dargestellt. Die Reibarbeit bewirkt einen starken Temperaturanstieg im Oberflächenbereich des Gummis, was zwei Effekte zur Folge hat: (a) Der Temperaturanstieg verursacht eine höhere Elastizität, was zu einer Steigerung der Spannung im Rissgrund führt und im Weiteren die Rissausbreitung begünstigt. (b) Nimmt die Temperatur weit genug zu, kann das zu thermischem Bindungsbruch der Elastomerbindungen führen. Einerseits beschleunigt das erheblich die Rissausbreitung und begünstigt die Rissentstehung, andererseits kann der Bindungsbruch auch in Zonen geringer Spannungen auftreten, wenn die Temperatur hoch genug ist. Steigt die Temperatur weiter, kann es zur thermischen Zersetzung des Werkstoffs kommen und die dominante Ursache des Verschleißes darstellen.

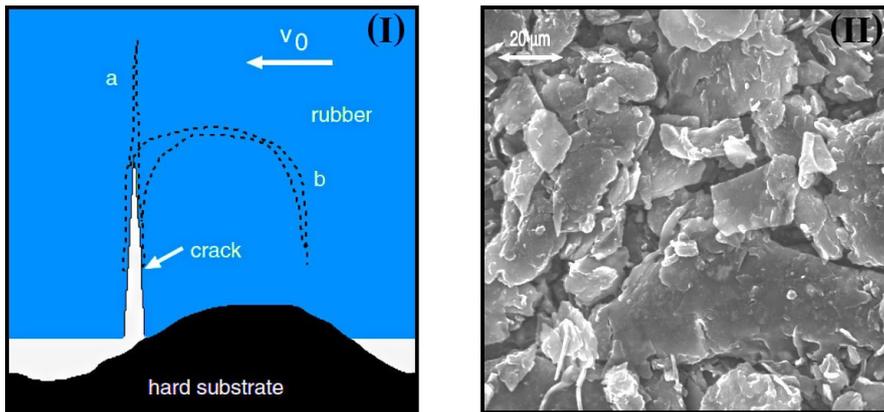


Abbildung 43: (I) Rissfortpflanzung, (II) Mikroskop-Aufnahme einer verschlissenen Oberfläche [Vgl. 23]

(B) Verschleiß durch sehr scharfe Oberflächenrauheiten, wie sie zum Beispiel bei Schleifpapier vorliegen:

Bei dieser Verschleißbeanspruchung werden Werkstofffragmente durch scharfkantige Erhöhungen des härteren Werkstoffs schnittartig aus der Oberfläche des Elastomers abgetrennt. Die Verschleißrate ist proportional zur Normalkraft und zum zurückgelegten Gleitweg, jedoch nur schwach abhängig von der Geschwindigkeit.

(C) Thermisch- und Spannungsinduzierte Oberflächenmodifikation:

Wird bei gleichen Bedingungen wie unter (A) die Normalkraft gesteigert, kann die Temperatur sehr viel höher steigen. Unter diesen Umständen wurde eine aufgetragene Oberflächenschicht auf der Kontaktfläche des Elastomers entdeckt. Diese Schicht besteht aus zuvor mechanisch entfernten Makromolekülen, welche anschließend durch chemische Reaktionen mit dem Umgebungsmedium modifiziert wurden. Solche Oberflächenschichten können die Verschleißrate durch den Schutz der darunter liegenden Werkstoffschichten stark reduzieren. Es konnte auch gezeigt werden, dass durch ein inertes Umgebungsmedium diese Oberflächenschicht nicht entsteht, stattdessen bildeten sich pulverförmige Verschleißpartikel wie unter (A).

Persson hat drei unterschiedliche Verschleißprozesse beobachtet, diese stehen jedoch nicht im Widerspruch zu den oben genannten Verschleißmechanismen, vielmehr können den einzelnen Verschleißprozessen die dominierenden Verschleißmechanismen zugeordnet werden. Für die Verschleißprozesse sind das für: (A) – beim moderaten Temperaturen die Oberflächenzerrüttung, (A) – bei hohen Temperaturen die Oberflächenzerrüttung und die Ablation; (B) – die Abrasion und (C) – die Tribochemische Reaktion.

Abbildung 44 zeigt am Prüfstand aufgetretene Verschleißformen (siehe Kapitel 10.3).



Abbildung 44: Am Prüfstand beobachtete Verschleißformen

5 Elastomere

Elastomere zählen zu den Kunststoffen, welche in drei Klassen unterteilt werden:

Thermoplaste sind amorphe oder teilkristalline physikalisch vernetzte Polymere. Sie können geschmolzen werden, weswegen eine Verarbeitung durch die Extrusion oder den Spritzguss möglich wird. Die Makromolekülketten erstrecken sich über weite Bereiche und umschlingen dabei weitere Molekülketten, wodurch der Zusammenhalt des Polymers entsteht.

Elastomere zeichnen sich durch ein weitmaschiges, chemisch vernetztes Polymernetz aus. Sie sind dehnbar und lösen sich nicht in Lösemitteln, sondern quellen lediglich oft im Kontakt mit diesen auf. Elastomere können nicht geschmolzen werden, sie zersetzen sich ab einer gewissen Temperatur.

Duroplaste bestehen aus einem engmaschigen, chemisch verbundenen Netzwerk. Im sogenannten Härteprozess entstehen und vernetzen sich die Makromoleküle gleichzeitig. Ausgehärtet sind Duroplaste nicht löslich, nicht quellbar und können nicht geschmolzen werden. [Vgl. 24 S. 429]

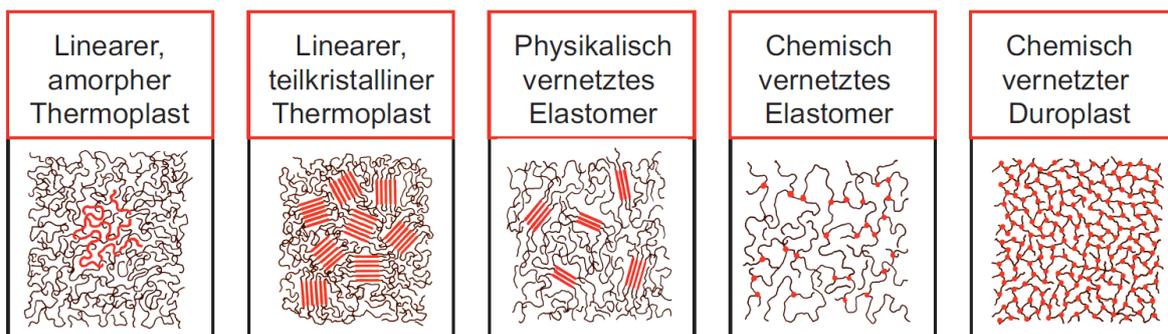


Abbildung 45: Schematisch Darstellung unterschiedlicher Polymere [25 S. 38]

Kunststoffe können auf zwei Arten vernetzt sein. Bei der chemischen Bindung erreichen die beteiligten Atome die Edelgaskonfiguration durch gemeinsame Elektronenpaare (kovalente Bindung). Durch die chemische Bindung entstehen aus den Monomeren die Polymermoleküle, sowie die Vernetzung der Makromoleküle untereinander. Im Unterschied zu den physikalischen Bindungen nehmen die Bindungskräfte der kovalenten Bindungen während aller thermoplastischen Verarbeitungsprozesse nicht ab. Elastomere und Duroplaste können durch ihre chemische Vernetzung nicht geschmolzen werden, stattdessen zersetzen sie sich beim Erreichen der Zersetzungstemperatur. Treten chemische Reaktionen aufgrund von Umgebungseinflüssen auf, kann sich der Kunststoff bei geringeren Temperaturen verändern. [Vgl. 25 S. 55 f]

Physikalische Bindungen sind zwischenmolekulare Kräfte, die für den Zusammenhalt nicht chemisch vernetzter Makromoleküle eine große Rolle spielen. Für diesen Bindungstyp sind Van-der-Waals-Kräfte und Wasserstoffbrückenbindungen verantwortlich. Diese Bindungen sind je nach Typ 10- bis 100-mal schwächer als die kovalenten Bindungen. Dadurch lassen sich unvernetzte Polymerketten durch äußere Kräfte relativ leicht gegen-

einander verschieben. Viele Eigenschaften der Thermoplaste, wie die Schmelzbarkeit, die Löslichkeit und die chemische Beständigkeit, werden durch diese Kräfte maßgebend beeinflusst. Es sei aber auch noch erwähnt, dass die physikalischen Bindungen neben den chemischen Vernetzungen der Duroplaste und Elastomere einen wesentlichen Beitrag leisten. Ersichtlich wird das durch die Abnahme der mechanischen Eigenschaften bei höheren Temperaturen. [Vgl. 25 S. 68 f]

Die physikalischen Bindungen werden zusätzlich durch die mechanischen Bindungen unterstützt. Man versteht darunter das Verhaken und „Verschlaufen“ der Makromoleküle untereinander. Steigt die Anzahl der Verhakungen je Makromolekül, so steigt auch der „mechanische Beitrag“. [Vgl. 25 S. 72]

Wie in Abbildung 45 ersichtlich ist, existieren chemisch und physikalisch vernetzte Elastomere. Diese werden auch permanent bzw. reversibel vernetzte Elastomere genannt.

5.1 Permanent vernetzte Elastomere

Permanent vernetzte Elastomere zeichnen sich durch eine besonders hohe Dehnbarkeit bis zum Mehrfachen ihrer Ausgangslänge aus. Nach der Entlastung geht der Elastomer wieder weitestgehend in die Ausgangsform zurück. Die Gummielastizität besteht bis zur Zersetzungstemperatur. Permanent vernetzte Elastomere nennt man Gummi, sie können aus unterschiedlichen Arten von ungesättigten oder überwiegend bzw. vollständig gesättigten Kautschuken bestehen. Des Weiteren können die Kettenglieder und/oder die Seitengruppen Heteroatome enthalten. Die Kurzzeichen der Kautschuke werden nach der DIN ISO 1629 festgelegt. Der letzte Buchstabe kennzeichnet die chemische Zusammensetzung der Polymerkette und ist gleichzeitig das Gruppenzeichen. Die vorangehenden Buchstaben benennen die Monomere auf denen der Kautschuk aufgebaut ist. [Vgl. 25 S. 482]

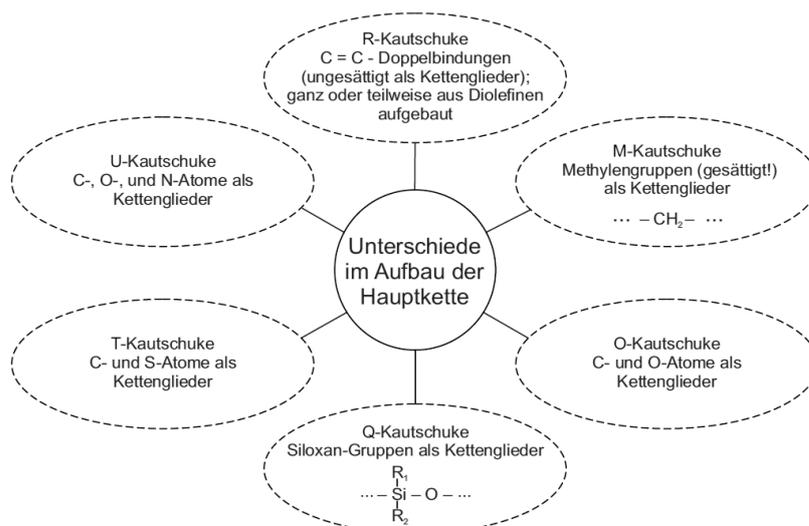


Abbildung 46: Klassifizierung der wichtigsten Kautschuktypen nach ihrem Kettenaufbau [Vgl. 25 S. 482]

Durch die Vernetzung oder Vulkanisation werden die Polymere räumlich miteinander vernetzt. Dabei wird dem Elastomer seine Form gegeben, sowie seine Eigenschaften gegenüber den Kautschuken verbessert. Die Vulkanisation findet in der Regel bei erhöhter

Temperatur und unter Druck statt. Die Anzahl der Vernetzungen hängt neben dem Kautschuktyp in erster Linie von der Art und der Menge des verwendeten Vernetzungssystems ab, und wird Vernetzungsdichte genannt. Die Werkstoffeigenschaften werden stark durch die Vernetzungsdichte beeinflusst. Die Weiterreißfestigkeit und die Ermüdungsbeständigkeit finden bei geringen Vernetzungsdichten ihr Maximum, die Zugfestigkeit hingegen bei deutlich höheren Werten. Außerdem steigen die Härte und die elastischen Rückstellkräfte mit zunehmender Vernetzung und die Reißdehnung, die Dämpfung, der Reibkoeffizient sowie die bleibende Verformung sinken. [Vgl. 26 S. 1238 f]



Abbildung 47: Abhängigkeit der mechanischen Eigenschaften von der Vernetzungsdichte [26 S. 1239]

Es ist ersichtlich, dass nicht alle Werkstoffeigenschaften bei einer Vernetzungsdichte ihr Optimum erreichen. In der Regel wird daher die Vernetzungsdichte so gewählt, dass die physikalischen Eigenschaften dem Anwendungszweck entsprechen. Aber auch die Wahl des Vernetzungssystems spielt eine entscheidende Rolle bei den Eigenschaften der Elastomere. Neben den physikalischen Eigenschaften wird auch der chemische Aufbau des Netzwerkes durch das Vernetzungssystem beeinflusst. Generell unterscheidet man zwei Arten von Vernetzungsarten: die Schwefelvernetzung und die Peroxidvernetzung. [Vgl. 26 S. 1239 f]

Bei der Schwefelvernetzung wird einem ungesättigten Kautschuk freier Schwefel sowie weitere Substanzen zur Vulkanisation beigegeben. Dabei wird aus einer ungesättigten Bindung eine Verbindung, bestehend aus einem oder mehreren Schwefelatomen, zu einem benachbarten Polymer hergestellt. Bei diesem Vorgang wird aus einer Doppelbindung eine Einfachbindung (Abbildung 48) und zugleich auch ein Wasserstoffatom umgelagert. [Vgl. 25 S. 487 f] Eine ungesättigte Verbindung wird in der Organischen Chemie als eine Verbindung mit mindestens einer Kohlenstoff-Kohlenstoff-Doppel- oder Dreifachbindung bezeichnet.

Durch die Peroxidvernetzung ist es möglich, Kautschuke ohne Doppelbindungen zu vernetzen. Unter energiereicher Strahlung wird mit Hilfe der Peroxide und der sogenannten Coagenzien der gesättigte Kautschuk vernetzt. Durch dieses Verfahren lassen sich verbesserte Wärmebeständigkeiten erzielen. [Vgl. 26 S. 1242 f] und [Vgl. 25 S. 488]

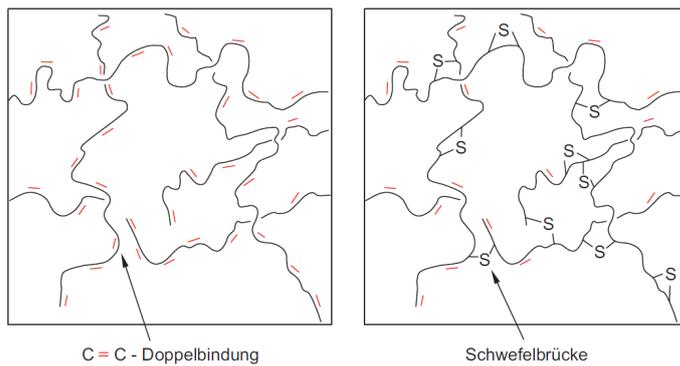


Abbildung 48: Vereinfachtes Vernetzungsschema von Naturkautschuk NR mit Schwefel (S) [25 S. 488]

Die Eigenschaften der Elastomere werden außerdem durch eine Vielzahl von Zusatzstoffen beeinflusst. Dem Elastomer werden vor dem Vulkanisieren bis zu 20 Komponenten beigemischt, die wichtigsten sind: Verstärkungsmittel, Weichmacher, Schutzmittel gegen schädliche Einflüsse von außen und Füllstoffe zur Verbilligung der entstehenden Gummis. [Vgl. 26 S. 1233] und [Vgl. 25 S. 489]

5.2 Reversibel vernetzte Elastomere

Die Makromoleküle der reversibel vernetzten Elastomere sind physikalisch vernetzt, weshalb sie thermoplastische Elastomere (TPE) genannt werden. Bei erhöhten Temperaturen lösen sich ihre Verbindungen und sie gehen in den plastischen Zustand über. Das Gebrauchsverhalten der TPE entspricht dem der Elastomere und das Verarbeitungsverhalten dem der Thermoplaste. Physikalisch vernetzte Elastomere sind schmelz- und quellbar, löslich und auch schweißbar. [Vgl. 25 S. 490]

Die thermoplastischen Elastomere werden in zwei Typen eingeteilt: Der erste Typ wird als Elastomerlegierung oder Polymerblend bezeichnet. Diese Elastomere bestehen aus einer harten thermoplastischen Polymermatrix, in welche vernetzte oder unverbundene Elastomerpartikel („Weichteilchen“) eingelagert sind. Zum zweiten Typ zählen die Blockcopolymere, welche harte „Hartsegmente“ und weiche „Weichsegmente“ enthalten. Meist bildet die Matrix die Weichsegmente, in welche die mikroskopisch kleinen Hartsegmente verteilt sind. Die Hartsegmente stellen somit eine disperse Phase dar, welche als vernetzender und verstärkender Füllstoff wirkt. [Vgl. 25 S. 490]

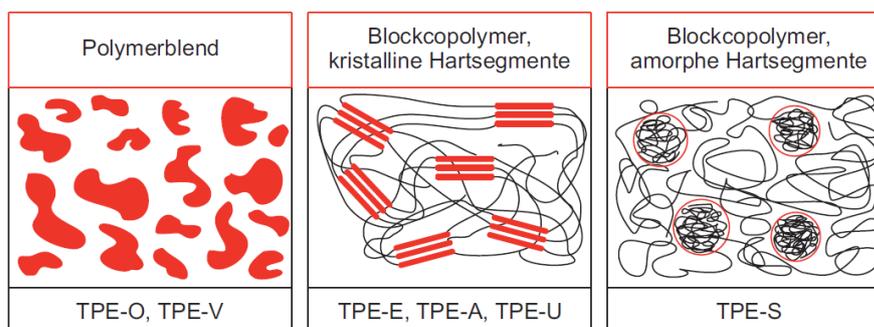


Abbildung 49: Schematische Darstellung der übermolekularen Struktur der TPE [25 S. 491]

Reversibel vernetzte Elastomere überstreichen einen großen Härtebereich von ungefähr 30 Shore A bis etwa 75 Shore D (Anm.: 90 Shore A entspricht 40 Shore D). Damit decken sie das komplette Härtespektrum der permanent vernetzten Elastomere ab und dringen darüber hinaus bis zu den mittleren Härten der Thermoplaste vor, welche bis ca. 100 Shore D erhältlich sind. Wesentlich beeinflusst wird die Shore-Härte durch das Verhältnis von Weichsegmenten zu Hartsegmenten. [Vgl. 25 S. 492]

Die Eigenschaften der TPE hängen in erster Linie von den chemischen Eigenschaften der beteiligten Hart- und Weichsegmenten ab, jedoch hat die Härte auf zahlreiche wichtige Eigenschaften einen großen Einfluss. Steigt sie, verbessern sich die Zugfestigkeit, die Kerbschlagzähigkeit, der Druckverformungsrest, die Einsetzbarkeit bei höheren Temperaturen und die chemische Widerstandsfähigkeit. Hingegen verschlechtern sich aber die Stoßelastizität, die Wechselfestigkeit und die Kälteflexibilität. [Vgl. 25 S. 492 f]

Die Vorteile der reversibel vernetzten Elastomere gegenüber den permanent vernetzten Elastomeren ergeben sich vor allem aus ihrer thermoplastischen Verarbeitbarkeit. Hingegen können die thermoplastischen Elastomere die „echten“ Elastomere, aufgrund einiger deutlicher Nachteile wichtiger Eigenschaften, nicht verdrängen. Es fehlt ihnen das typische „gummiartige“ Verhalten, was sich in einer geringeren Dehnbarkeit, sowie einer nicht so weitgehenden reversiblen Verformung äußert. Zudem neigen sie unter einer Dauerbelastung zum Kriechen und weisen eine geringere Abriebfestigkeit auf. Auch ist ihr Einsatz bei höheren Temperaturen begrenzt und sie besitzen teilweise weniger gute Chemikalien- und Wärmebeständigkeiten als auch eine geringere Beständigkeit gegenüber oxidativen Angriffen. [Vgl. 25 S. 492 f]

5.3 Medieneinfluss und Alterung

Die physikalischen Eigenschaften der Kunststoffe werden vor allem von ihrer Morphologie bestimmt, die chemischen Eigenschaften hingegen hängen hauptsächlich von der chemischen Struktur ihrer Makromoleküle ab. Eine erste Abschätzung hinsichtlich des Medieneinflusses kann häufig anhand der Regel „Ähnliches greift Ähnliches an“ getroffen werden. Das bedeutet, polare Kunststoffe werden von polaren wässrigen Lösungen sowie von polaren organischen Flüssigkeiten, und unpolare Kunststoffe von unpolaren Flüssigkeiten angegriffen. [Vgl. 26 S. 74]

Elastomerwerkstoffe sind während ihrem Einsatz vielfältigen Umgebungseinflüssen, wie etwa hohen Temperaturen, Ozon, Licht, vielen Flüssigkeiten, Chemikalien und mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt. Für die Wahl des richtigen Dichtungswerkstoffs sind somit die chemischen und physikalischen Eigenschaften der Elastomere auf die Umgebungsbedingungen abzustimmen. Für die Leistungsfähigkeit der Elastomere ist die richtige Werkstoffwahl von entscheidender Bedeutung, da diese ein breites Spektrum an unterschiedlichen Eigenschaften aufweisen. Außerdem können sich bei einer schlechten Wahl anfänglich passende Werkstoffeigenschaften durch die Umgebungseinflüsse ändern, wodurch das Elastomer seine Aufgaben nicht mehr in vollem Umfang erfüllen kann. [Vgl. 26 S. 1244]

Die Gesamtheit aller im Laufe der Zeit in einem Material irreversibel ablaufenden chemischen und physikalischen Vorgänge wird unter dem Begriff der Alterung zusammengefasst. Alterungsvorgänge verändern die Eigenschaften und das Aussehen der Polymere im Laufe der Zeit. Meistens wirken sich diese Veränderungen nachteilig aus. [Vgl. 26 S. 78]

Nachfolgend werden die Alterungsursachen, die Alterungsvorgänge und die Alterungserscheinungen erläutert.

Die Alterungsursachen können in innere und äußere Alterungsursachen unterteilt werden. Auf thermodynamisch instabilen Zuständen des Materials beruhen die inneren Alterungsursachen. Dazu zählen:

- Unvollständige Polymersynthese
- Eigenspannungen
- Orientierungsspannungen
- Begrenzte Mischbarkeit von Zusätzen und Polymermaterial

Die äußeren Alterungsursachen beruhen hingegen auf den chemischen und physikalischen Einwirkungen der Umgebung:

- Energiezufuhr durch Wärme oder Strahlung
- Temperaturwechsel
- Chemische Einflüsse
- Mechanische Beanspruchung
- Kombinierte Belastung (chemische Einflüsse, Energiezufuhr) bei der Bewitterung

Die genannten Alterungsursachen führen zu den chemischen und physikalischen Alterungsvorgängen, welche meist gleichzeitig ablaufen.

Bei den chemischen Alterungsvorgängen findet prinzipiell eine Veränderung der Zusammensetzung oder der Molekülstruktur statt. Diesen Vorgängen werden die Folgenden zugerechnet:

- Korrosion
- Nachpolykondensation
- Nachpolymerisation
- Abbaureaktionen (Kettenspaltung, Abspaltung von Monomeren und anderer niedermolekularer Verbindungen) oder Vernetzungsprozesse und Ringbildungen
- Autooxidation

Physikalische Alterungsvorgänge basieren auf der Veränderung des Gefüges bzw. des molekularen Ordnungszustandes:

- Relaxation, Spannungsabbau
- Nachkristallisation
- Entmischung
- Weichmacher, -verlust, -wanderung und -extraktion
- Agglomeration

Alterungserscheinungen treten als messbare oder sichtbare Wirkungen infolge der Alterungsursachen auf. Die folgenden Erscheinungen werden dieser Kategorie zugeordnet:

- Verwerfung, Rissbildung
- Quellung
- Nachschwindung
- Ab- und Ausscheidungen
- Bruchbildung (lokale Versprödung, Ermüdung)
- Verfärbung
- Veränderung des Oberflächenglanzes
- Messbare Veränderungen der Materialeigenschaften (z.B. mechanisch: Abnahme der Festigkeit, Reißdehnung und Elastizität; Verhärtung, Kriechen)
- Veränderung des chemischen Verhaltens

Im Weiteren wird auf wichtige Vertreter der Alterung infolge äußerer Alterungsursachen eingegangen.

- Alterung durch mechanische Belastung
Das Kriechen (mitunter auch Ermüdung genannt) ist die bekannteste Auswirkung der mechanischen Langzeitbelastung. In der Regel handelt es sich dabei um Vorgänge bei denen keine chemischen Reaktionen ablaufen. Durch die mechanische Belastung gleiten mit der Zeit die Molekülketten voneinander ab.
- Alterung durch thermische Belastung
Die Beweglichkeit von Molekülen und Molekülgruppen in Polymeren steigt mit der Temperaturerhöhung. Mit Zunahme der Einwirkdauer und der Temperatur können neben reversiblen auch irreversible Veränderungen des Polymers auftreten. Es zählen dazu beispielsweise die Verflüchtigung niedermolekularer Bestandteile (z.B. Additive), die Abspaltung spezifischer Atome oder Molekülsegmente, Kettenbrüche, Nachvernetzungsreaktionen oder der beschleunigte chemische Abbau durch Oxidation. Die Irreversibilität wird durch das Aufbrechen chemischer Bindungen begründet.
- Alterung durch energiereicher Strahlung
Energiereiche Strahlung führt prinzipiell zu Alterung, wenn das Polymer die Strahlung absorbieren kann und die aufgenommene Energie zur Bindungsspaltung ausreicht (strahleninduzierter Abbau).
- Einwirkung von Sauerstoff (Oxidation)
Beim sogenannten thermooxidativen Abbau entstehen unter der Anwesenheit von Sauerstoff Primärradikale durch die Einwirkung von Wärme und eventueller gleichzeitiger mechanischer Beanspruchung des Kunststoffes. Kennzeichnend ist die zur Veränderung der chemischen Zusammensetzung des Polymers führende kombinierte Einwirkung von Wärme und Sauerstoff. Meistens tritt hier eine Reaktionsbeschleunigung bei einer Temperaturerhöhung auf. Den thermooxidativen Abbau beschleunigen metallische Verunreinigungen oder Zusatzstoffe (z.B. Kupfer) katalytisch.

In erster Linie wird die Beständigkeit gegen Alterung jedoch durch die Struktur des zugrundeliegenden Kautschuks bestimmt. Bei Dien-Kautschuken (NR, BR, SBR, NBR) liegen in der Polymerkette C=C-Doppelbindungen vor, welche viel stärker als gesättigte Kautschuke (z.B. EPM, EPDM, ACM, ECO, HNBR) von Sauerstoff und Ozon angegriffen werden. [Vgl. 26 S. 1234 f]

Die zu beobachtenden Veränderungen dieses Alterungsphänomens zeigen sich beispielsweise bei der Viskosität, der Dehnbarkeit, der Schlag- und Zugfestigkeit und durch die Oberflächenrissbildung.

- **Alterung durch Dampf (Hydrolyse)**

Unter der Einwirkung von Hitze können auch im Wasserdampf, auch unter Ausschluss von Sauerstoff, eigenschaftsverändernde Reaktionen auftreten. Es kann zum thermischen Abbau von Vernetzungsstellen, sowie zur Hydrolyse von wasserempfindlichen Strukturen kommen. Außerdem kann durch eine Fortführung der Vernetzung eine Verhärtung des Werkstoffs eintreten. Unter der Einwirkung von Wasserdampf kann bei hydrolysierbaren Kautschuken durch zusätzliche Spaltung von z.B. C-N-, C-O- bzw. Si-C-Bindungen eine Dampfalterung eintreten. [Vgl. 27 S. 49 f]

Als Schutzmaßnahme gegen Alterungsvorgänge werden den Polymeren bei der Produktion geeignete Additive (Stabilisatoren) gegen Luftsauerstoff, Wärme und Sonnenlicht beigemengt. Die Stabilisatoren greifen dabei hemmend in Alterungsprozess ein. Dadurch steigen die Gebrauchstauglichkeit des Werkstoffes und die Produktlebensdauer der Bauteile wesentlich.

Das Kapitel 5.3 basiert auf [26 S. 78 bis 81], sofern nicht anders angegeben.

5.4 Eigenschaften unterschiedlicher Elastomere

5.4.1 Chemische Beständigkeit

In Abbildung 50 sind die chemischen Beständigkeiten einiger Elastomere gegen Heißwasser und Wasserdampf aus der Fachliteratur entnommen. Die darauffolgenden drei Abbildungen behandeln die gleiche Thematik und stammen aus Broschüren unterschiedlicher Unternehmen aus der Dichtungs- bzw. Elastomerbranche. Der Informationsgehalt dieser beiden Gruppen ist bis auf die Angaben zum Perfluor-Kautschuk (FFKM) weitestgehend konsistent. In [26] wird für FFKM bei 130°C in Wasserdampf keine Beständigkeit angegeben in [28] und [29] bis 150°C eine ausgezeichnete Beständigkeit und bei noch höheren Temperaturen eine gute Beständigkeit. Daher wird davon ausgegangen, dass Perfluor-Kautschuke auch bei höheren Temperaturen eine gute chemische Beständigkeit in Wasserdampf aufweisen können. In [29] gibt es eine grobe Abweichung zu allen anderen Quellen, da für NBR eine ausgezeichnete Beständigkeit bei 120°C gegen Wasserdampf angegeben wird. Diese Angabe kann durch keine andere Quelle bestätigt werden, weshalb diese Angabe zu hinterfragen ist. Es werden in den Beständigkeitstabellen meist auch die Werte für Polytetrafluorethylen (PTFE) angegeben, welches besser unter dem Handelsnamen Teflon® bekannt ist. Dabei handelt es sich um keinen Elastomer, sondern um einen

5.4.2 Volumenpreis

Die nachstehende Abbildung zeigt den relativen Volumenpreis bezogen auf BR. Auf der Applikate ist der Preisfaktor, auf der Abszisse die Hitzebeständigkeit und auf der Ordinate die Massenzunahme nach der Lagerung im Referenzöl IRL 903 aufgetragen. Die Massenzunahme im Referenzöl ist für die Materialtauglichkeit beim Einsatz als Nabendichtung in Kaplan turbinen irrelevant. Von Interesse ist lediglich das Preisverhältnis der unterschiedlichen Elastomere. Es zeigt sich, dass die Elastomere EPDM und IIR in der unteren Preisklasse und FKM (und wohl auch FFKM) in der obersten Preisklasse angesiedelt sind. FKM ist ungefähr 7-mal so teuer wie EPDM.

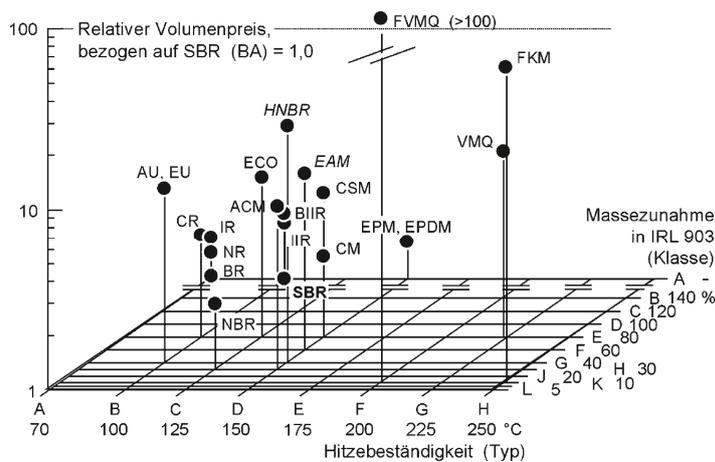


Abbildung 54: Relativer Volumenpreis bezogen auf Butadien-Kautschuk (BR) und die Temperaturbeständigkeitsgrenze [31 S. 208]

5.4.3 Temperatureinsatzbereich

Im schraffierten Bereich dürfen Standardtypen nur kurzzeitig, Spezialtypen jedoch dauerhaft eingesetzt werden. Die Temperatureinsatzbereiche gelten, wenn das Elastomer nicht mit einem ihm gegenüber schädlich wirkenden Medium in Kontakt kommt.

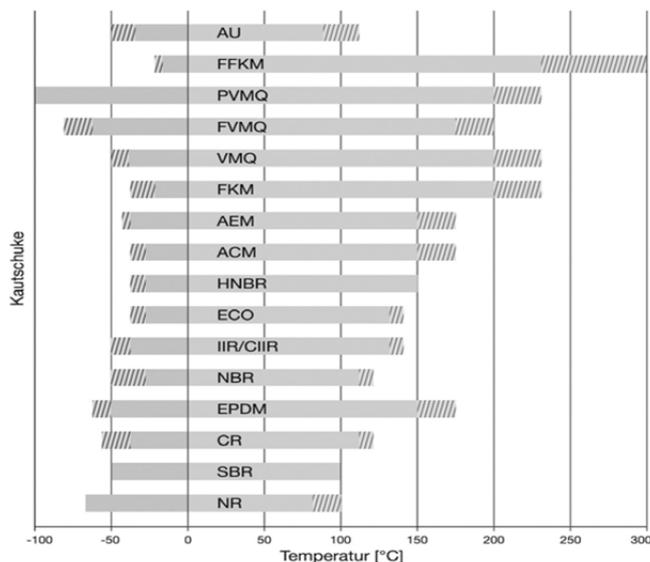


Abbildung 55: Temperatureinsatzbereich gängiger Elastomere [26 S. 1248]

5.5 Geeignete Elastomere für die Nabendichtung

Aufgrund der Reibungswärme im Dichtspalt müssen die Elastomere gegen Heißwasser beständig sein. Selbst die Entstehung von Wasserdampf kann nicht ausgeschlossen werden. Aufgrund der Geometrie und der Tatsache, dass der Dichtkörper nicht durch eine Feder vorgespannt ist, muss eine plastische Verformung der Dichtung mit der Zeit möglichst vermieden werden.

In Kapitel 5.5 werden unterschiedliche Elastomertypen in Bezug auf ihre Einsatztauglichkeit in Heißwasser und Dampf bewertet. Dazu werden die für die Alterung indikativen Werkstoffkennwerte aus Kurz- und Langzeittests aufgelistet und weitere wichtige Faktoren genannt. Die Informationen zu diesem Thema stammen vom Gründer eines deutschen Prüflabors für O-Ringe, auf dessen Homepage mehrere Publikationen zum Thema Dichtungstechnik veröffentlicht sind. Darunter ist auch jene, auf dem dieses Kapitel aufgebaut ist (siehe dazu [32]). Im genannten Dokument wird explizit auf O-Ringe aus unterschiedlichen Elastomeren in Heißwasser und Dampf eingegangen. Bei den O-Ringen ist das Kriechen des Werkstoffes, welches mit einer plastischen Verformung einhergeht, das maßgebende Kriterium für die Funktionalität. Da bei der Nabendichtung die plastische Verformung des Dichtkörpers ebenfalls zum Ausfall der Dichtung führt, sind die Werkstoffangaben für die Anwendung als Nabendichtung weitestgehend zu übernehmen.

5.5.1 Elastomerwerkstoffe für Warm- und Heißwasseranwendungen

Für zulässige Dauertemperaturen von mindestens 60°C und unter Berücksichtigung der Lebensdaueranforderungen lassen sich folgende Werkstoffgruppen als prinzipiell geeignet betrachten:

- EPM-/EPDM-Elastomere
- IIR-/CIIR-/BIIR-Elastomere
- HNBR-Elastomere
- VMQ-Elastomere
- FEPM-Elastomere
- FFKM-Elastomere
- FKM-Elastomere

Allgemeine Aussagen zur anwendungstechnischen Eignung sind angesichts der rezeptur- und fertigungsbedingten Einflüsse nicht möglich. Für die Sicherstellung der Heißwasser- und Alterungsbeständigkeit sind rezepturbezogenen Vorgaben und ein angemessener Vulkanisationsgrad von entscheidender Bedeutung. In der Praxis werden die Einflussgrößen der Rezeptur und des Vulkanisationsgrads auf Kosten der Lebensdauer der Dichtungen von den Anwendern vielfach unterschätzt.

In der Folge werden die oben genannten Werkstoffgruppen in Bezug auf die Heißwassertauglichkeit eingestuft, sowie wichtige rezepturbezogene Einflussgrößen aufgezeigt.

Auf die NBR-Elastomere wird hier nicht eingegangen, da diese durch ihre nicht befriedigende Langzeitbeständigkeit im Warmwassereinsatz als ungeeignet eingestuft werden.

5.5.2 EPDM-/EPM-Elastomere

Kein anderer Elastomerwerkstoff weist in Bezug auf die Heißwasserbeständigkeit ein größeres Potential auf als EPDM- bzw. EPM-Werkstoffe. Als bester Indikator für den Grad der chemischen Veränderung in der Polymer- und Netzwerkstruktur eines Gummiwerkstoffes eignet sich die Änderung der Reißdehnung und der Zugfestigkeit des Werkstoffes nach dem Einlagern im Probemedium gegenüber den Werten im Ausgangszustand. Eine geringe Änderung zeigt ein hohes Maß an chemischer Stabilität, eine große relative Veränderung zeigt eine starke Beeinträchtigung der chemischen Struktur, was sich an der Dichtung zuerst durch eine hohe bleibende Verformung bemerkbar macht.

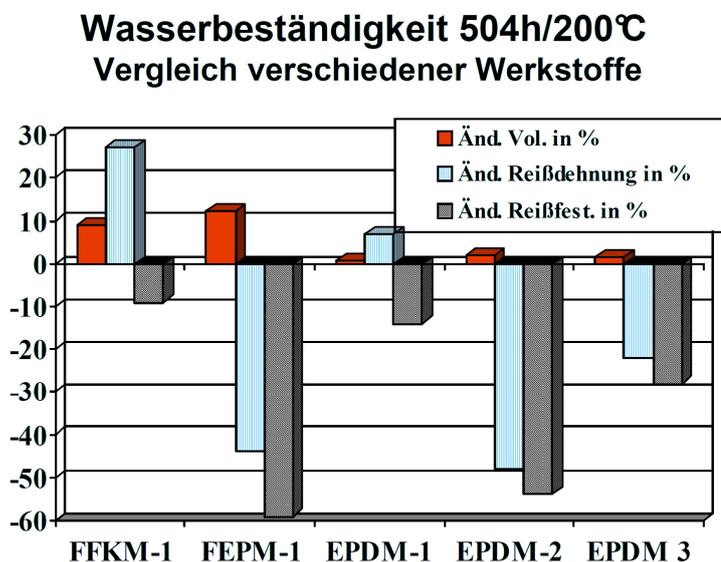


Abbildung 56: Vergleich der Heißwasserbeständigkeit unterschiedlicher EPDM-Rezepturen sowie FFKM und FEPM bei 200°C [Vgl. 32]

Der untersuchte EPDM-Werkstoff „EPDM-1“ zeigt sogar gegenüber dem für die Heißwasserbeständigkeit optimierten FFKM-Werkstoff ein überlegenes Verhalten. Gute EPDM-Werkstoffe sind in Heißwasser bis 200°C problemlos einsetzbar, solange der freie Zutritt von Sauerstoff verhindert oder zumindest stark begrenzt wird. Bei einem Langzeitversuch wurden zwei EPDM-Prüflingen bei 200°C getestet. Dabei wurde der Erste vollkommen in Wasser eingetaucht und der Zweite nur mit einer Seite, wobei die zweite Seite mit Luft in Kontakt kam. Nach 2000 Stunden könnte die Dichtung, welche vollkommen in Wasser eingetaucht war, weiterhin uneingeschränkt eingesetzt werden. Hingegen zeigte der zweite Prüfkörper bereits nach 1000 Stunden eine starke bleibende Verformung. Auf der Luftseite hat sich durch den stattgefundenen Polymerabbau eine stark rußende und deutlich versprödete Oberfläche gebildet, während die Wasserseite noch gummielastisch blieb. In der Praxis wird daher der Einsatz von EPDM-Werkstoffen nicht durch ihre Was-

serbeständigkeit, sondern durch die Heißluftbeständigkeit begrenzt. (siehe auch Kapitel 5.4.1)

Daher ist es angebracht, den Dichtkörper vom Luftsauerstoff und von Ozon fern zu halten bzw. den Kontakt zu reduzieren. Das kann durch das komplette Eintauchen der Dichtung in das Wasser erfolgen oder aber auch durch das Einfetten der Dichtung. Es muss aber darauf geachtet werden, dass die EPDM Dichtungen, die gegen Mineralölderivaten und ähnlichen Stoffe nicht beständig sind, mit einem geeigneten Fett behandelt werden. Dort wo die Dichtung mit Mineralölen in Kontakt kommt, scheidet EPDM als Dichtungswerkstoff aus, und es muss auf mineralölbeständige Elastomere ausgewichen werden.

Unterschiede an EPDM-Werkstoffen

Bei keinem anderen Elastomertyp ist der Freiheitsgrad in der Rezepturgestaltung größer als bei diesen Elastomerwerkstoffen. Von großer Bedeutung sind die Polymerarchitektur (es sind Massenanteile von Ethylen zwischen 40 und 90% sowie Dien zwischen 0 und 8% möglich), das Vernetzungssystem (schwefel- oder peroxidisch vernetzt) und der Weichmachergehalt (es können 0 bis mehr als 30% beigemischt sein). Durch den Zusatz von Alterungsschutzmitteln kann die Wärmebeständigkeit noch verbessert werden.

Durch die Messwerte zweier einfacher Kurzzeittests [nämlich dem Druckverformungsrest nach 24 Stunden und 150°C (24h/150°C) und der Härtezunahme nach der Hitzealterung bei 70h/150°C] können wesentliche Unterschiede an den EPDM-Werkstoffen deutlich gemacht werden. Der Druckverformungsrest (DVR) für einen optimal vulkanisierten EPDM-Werkstoff und einer guten Rezepturqualität liegt unter 20%. Aber auch Werte bis 30% können noch als gut bewertet werden. Bei der Härtezunahme nach Hitzeeinwirkung (70h/150°C) zeigen gute EPDM-Werkstoffe Änderungen von weniger als 6 Härtepunkten, schlechte hingegen teilweise Änderungen von über 20 Härtepunkten bei der Ausgangshärte von 70 Shore A. Abbildung 57 zeigt die Ergebnisse der Kurzzeittests von fünf EPDM-Werkstoffen mit unterschiedlichen Rezepturen und Vernetzungssystemen.

Rezeptur-Code	A	B	C	D	E
Härte, IRHD	81	67	77	75	74
Druckverformungsrest					
24h/100°C, %	5,6	-	18,1	22,0	25,9
24h/125°C, %	7,2	12,4	33,7	39,9	47
24h/150°C, %	12,1	21,9	61,5	60,8	72,8
Umluft 70h/150°C					
Härteänderung, IRHD	+/-0	+14	+8	12	13

Abbildung 57: DVR-Werte und Härtezunahme nach der Hitzeeinwirkung von fünf unterschiedlichen EPDM-Werkstoffen [32]

Mittels einer thermogravimetrischen Analyse (TGA) können die wichtigsten Bestandteile einer Rezeptur zumindest näherungsweise quantitativ bestimmt werden. Bei diesem Ver-

fahren wird eine Werkstoffprobe schrittweise bis 1000°C erhitzt und gleichzeitig der relative Gewichtsverlust über die Temperatur gemessen. Dabei können Mischungsbestandteile in verdampfende Bestandteile (überwiegend Weichmacher), pyrolysierbare Bestandteile (überwiegend Polymere), oxidierbare Bestandteile (überwiegend Ruß) und nichtoxidierende Bestandteile (Ascherest) eingeteilt werden. Die Ergebnisse der TGA-Messung sind in Abbildung 58 zu sehen.

Rezeptur-Code	A	B	C	D	E
verdampfbare Bestandteile (Restmonomere, Verarbeitungshilfsmittel und Weichmacher, Gew. %)	1,9	8,2	16,5	14,1	16,0
Pyrolysierbare Bestandteile (überwiegend Polymer), Gew. %	61,7	45,6	44,6	44,0	41,7
Summe organischer Bestandteile, Gew. %	63,6	53,8	61,1	58,1	57,7
oxidierbare Bestandteile, ($T > 650^\circ\text{C}$, O_2)	31,4	40,5	36,5	39,3	39,6
Nicht oxidierbare Bestandteile, Gew. %	5,0	5,7	2,3	2,5	2,7

Abbildung 58: Rezepturbestandteile der EPDM-Werkstoffe [32]

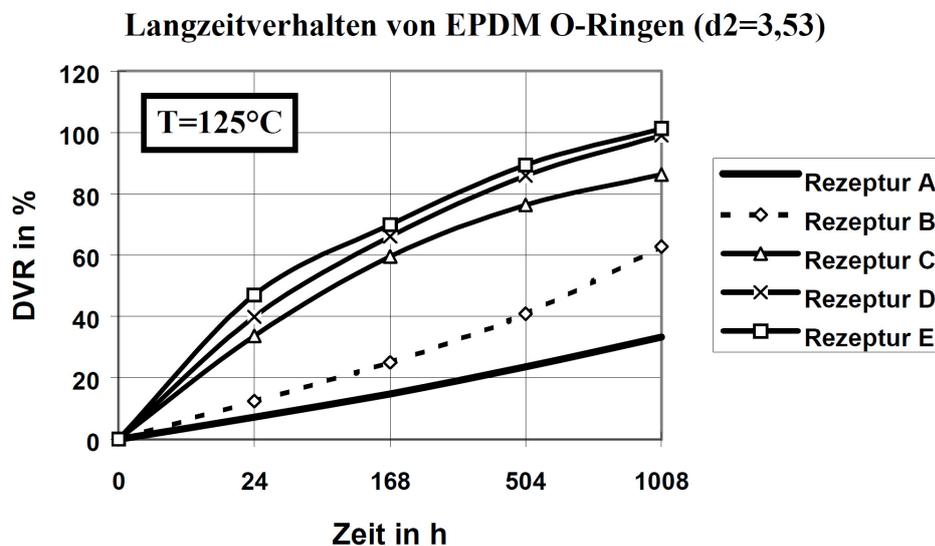


Abbildung 59: Langzeit DVR- Verhalten der fünf untersuchten EPDM-Werkstoffe in Luft [32]

Die Ergebnisse aus dem DVR-Langzeitverhalten zeigen ein sehr unterschiedliches Verhalten der Elastomere in Bezug auf ihr Vernetzungssystem. Die peroxidisch vernetzten EPDM-Werkstoffe (A+B) zeigen signifikant niedrigere DVR-Werte als die schwefelvernetzten Typen (C+D+E). Die Reihung der Ergebnisse des Kurz- und Langzeit-DVR-Tests stimmen gut überein. Die beiden peroxidisch vernetzten EPDM-Werkstoffe weisen beide sehr gute DVR-Werte im Kurzzeittest auf, jedoch schneidet die Rezeptur B im Langzeittest wesentlich schlechter ab als Rezeptur A. Der Grund dafür liegt in einem deutlich hö-

herem Anteil niedrig siedender Bestandteile der Rezeptur B (siehe Abbildung 58), sowie einem höheren Dienegehalt der Rezeptur B gegenüber der Rezeptur A, was aufgrund der starken Härtezunahme nach 70h/150°C zu vermuten ist. Diese beiden Punkte schlagen sich im Ergebnis des Langzeittests für die Rezeptur B negativ nieder. Die schwefelvernetzten Rezepturen weisen durch ihre deutlich höheren Weichmacheranteile, was sich neben der Schwefelvernetzung zusätzlich negativ auswirkt, ein deutlich schlechteres Langzeitverhalten auf. Es gibt jedoch auch EPDM-Werkstoffe mit deutlich höheren Weichmacheranteilen als die getesteten, was sich noch schlechter auf das Langzeitverhalten auswirkt.

Verarbeitungsbedingte Einflussfaktoren

Bei allen Elastomerdichtungen ist ein guter Vernetzungsgrad und damit die Vulkanisationsbedingungen von entscheidender Bedeutung. Durch den Kostendruck in der Fertigung kommt es oft zu knapp bemessenen Schließzeiten der Werkzeuge. Peroxidisch vernetzte EPDM-Elastomere benötigen deutlich längere Schließzeiten der Werkzeuge als schwefelvernetzte, außerdem ist die Empfindlichkeit gegenüber Temperaturschwankungen im Werkzeug höher. Deshalb ist eine gute Rezepturqualität (Werte in den Werkstoffdatenblättern) alleine kein Garant für gute EPDM-Werkstoffe. Hierzu ist die Vorgabe von maximal zulässigen Druckverformungsrestwerten gegenüber dem Lieferanten erforderlich. In der Praxis wird diese Vorgehensweise für anspruchsvolle Anwendungen bereits vielfach angewendet.

Vorschlag für eine Bestellvorschrift von EPDM-Werkstoffen

Für die Lebensdauerqualität von Elastomeren ergeben sich zwei wichtige Einflussfaktoren. Das ist erstens die Rezepturqualität und zweitens die Fertigungsqualität. Die Rezepturqualität wird hauptsächlich vom Polymertyp selbst, dem Weichmachergehalt (welcher möglichst gering sein sollte) und dem Vernetzungssystem bestimmt. Die wichtigsten fertigungstechnischen Einflussfaktoren auf die Werkstoffeigenschaften sind die Vulkanisations- und Temperaturbedingungen.

Die Kontrolle der Rezepturqualität wird in der Regel nur einmal bei der Erstmusterprüfung durchgeführt, dabei sollte das komplette Spektrum an wichtigen Eigenschaften kontrolliert werden. Für die physikalischen Eigenschaften sind das: die Härte, das spezifische Gewicht, eventuell die Zugfestigkeit und die Reißdehnung. Außerdem ist das Hoch- und Niedertemperaturverhalten mittels DVR-Test, die Alterung und das Quellverhalten in einem Referenzmedium, z.B. Aceton, mit anschließender Rücktrocknung, zu prüfen. Ist man mit der Rezeptur zufrieden, sollten typische Identifikationsmerkmale der Rezeptur definiert werden. Das sind z.B. die Härte und das spezifische Gewicht. Bei der anschließenden Wareneingangsprüfung reicht es in der Regel aus, wenn die Rezeptur einmal grob mittels Härte und spezifischem Gewicht geprüft wird. Eine zusätzliche Kontrolle des Vulkanisationsgrades mittels einer DVR-Prüfung wird empfohlen.

Aus den bisher genannten Einflussfaktoren lassen sich einfache, aber effektive Bestellvorschriften bezüglich der Werkstoffeigenschaften ableiten. (siehe Abbildung 61) Je nach Anforderungsprofil der Anwendung können auch Abstriche bei der Qualität sinnvoll er-

scheinen. Dabei sollte aber kontrolliert vorgegangen werden, indem einzelne der vorgeschlagenen Spezifikationen aufgeweicht werden. Auf jeden Fall sollte die neue Rezeptur aber mittels eines angemessenen Einlagerungsversuchs auf ihre Heißwasserbeständigkeit bei 150°C getestet werden.

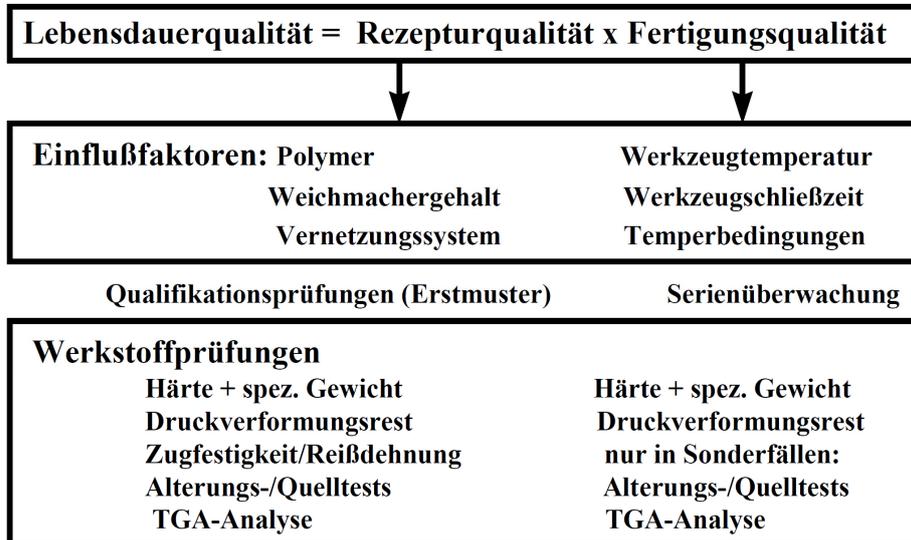


Abbildung 60: Wichtige Einflussfaktoren und Werkstoffprüfungen zur Gewährleistung der Lebensdauer von Elastomeren [Vgl.32]

Werkstoff-Prüfung	EPDM peroxid. vernetzt
Härte, DIN ISO 48 M, IRHD, bezogen auf den Nennwert der Rezeptur	+/- 5
Spezifisches Gewicht, DIN 53 479, zulässige Abweichung vom rezepturbezogenen Mittelwert, g/cm ³	+/-0,02
Druckverformungsrest 24h/150°C, DIN ISO 815, % Verformung 25 %	30 max.
Druckverformungsrest 24h/150°C, DIN ISO 815, % Verformung 25 %, Abkühlung auf 23°C im gespannten Zustand	50 max.
Lagerung in Aceton, DIN 53 521, 24h/23 °C	
Änderung des Volumens, %	0 bis 10
Anschließende Rücktrocknung 22h/100 °C	
Änderung des Volumens, %	-3max.
Änderung der Härte, IRHD	+6 max.
Umluft, 70h/150 °C, DIN 53 508	
Änderung des Volumens, %	-3 max.
Änderung des Gewichts, %	-3 max.
Änderung der Härte, IRHD	+6 max.
TGA-Analyse, VDA 67135	
maximaler Anteil verdampfbarer Bestandteile, %	5 max.
maximal zulässige Abweichung von den Erstmustern bezüglich verdampfbarer Bestandteile, pyrolysierbarer Bestandteile (Polymer) und oxidierbarer Bestandteile (Ruß), Gew. %	+/- 2 max.
maximal zulässige Abweichung von den Erstmustern bezüglich dem anorganischen Rest, Gew. %	+/- 1,5 max

Abbildung 61: Vorschlag für die Werkstoffanforderung von peroxidisch vernetzten, weichmacherfreien EPDM-Elastomeren aus dem oberen Leistungsspektrum

5.5.3 Butyl-Elastomere (IIR/CIIR/BIIR)

Butylkautschuke sind ebenfalls gut für Heißwasseranwendungen geeignet. Durch ihre ungesättigte Hauptkette im Polymer sind sie bezüglich der Alterungsbeständigkeit gegenüber EPDM-Kautschuken unterlegen. Außerdem ist die Wasserquellung deutlich höher als die der EPDM-Elastomere und die Verarbeitung schwieriger. Darum wird Butylkautschuk nur noch vereinzelt in der Heißwasseranwendung eingesetzt.

5.5.4 HNBR-Elastomere

HNBR (Hydrierter Nitrilkautschuk) wird manchmal wegen seiner guten Heißwasserbeständigkeit auch als ölbeständiges EPDM bezeichnet. Das trifft aber nur für das mittlere, nicht aber für das obere Leistungsspektrum von EPDM zu. Außerdem reagiert es empfindlich auf Wasserzusätze (z.B. Korrosionsinhibitoren). Es besteht ein weites Angebotsspektrum von teilhydrierten (80% Sättigung) und vollhydrierten (99% Sättigung) HNBR-Elastomeren. Die teilhydrierten sind meist schwefelvernetzt und die vollhydrierten sind durch die geringe Zahl der Doppelbindungen nur noch peroxidisch zu vernetzen. Dazwischen liegt eine breite Fächerung bezüglich der Alterungsbeständigkeit. Als wirkliche Alternative zum EPDM können nur vollhydrierte HNBR-Elastomere betrachtet werden, diese sind jedoch um ein Mehrfaches teurer als EPDM. Den HNBR-Elastomeren bleiben für den Einsatz lediglich Bereiche, bei denen eine zusätzliche Ölbeständigkeit gefordert wird.

5.5.5 Silikon-Elastomere (VMQ)

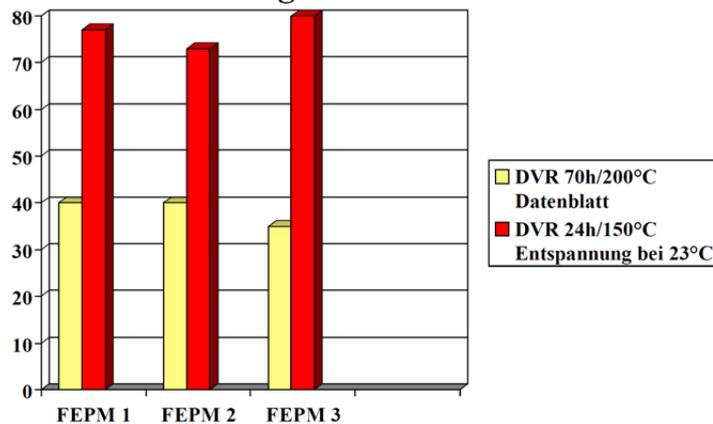
Silikonelastomere zeichnen sich durch eine sehr gute Wärmeluftbeständigkeit, verbunden mit einer sehr guten Kälteflexibilität, aus. Weiters ist der im Vergleich zu den Fluorelastomeren (z.B. FKM und FFKM) erheblich geringerer Preis zu erwähnen. Die Wasserbeständigkeit wird hingegen bei Silikon-Elastomeren häufig überschätzt. Die Auswirkungen einer stattgefundenen Hydrolyse zeigen sich im DRV-Test in Heißwasser oder Heißwasser/Glyant-Gemisch. Bei einem Vergleich von zwei Prüflingen bei 125°C in einem Heißwasser/Glyant-Gemisch wurde bei dem Silikonelastomer ein DVR-Wert von 60 bis 70% festgestellt, während der EPDM-Prüfling einen DRV-Wert von 15% erreichte. Der VMQ-Prüfling war nach dem Test aufgeweicht, was ein typisches Indiz eines Polymerabbaus darstellt (Hydrolyse). Der EPDM-Prüfling zeigte keine derartigen Spuren. Darum begrenzt sich der Einsatz von Silikon-Elastomeren in Heißwasser auf einen Temperaturbereich bis 100°C Dauertemperatur.

5.5.6 FEPM-Elastomere (Aflas®)

FEPM-Elastomere bestehen aus EPDM und FKM (Tetrafluorethylen). Sie vereinen zum Großteil die Vorteile von EPDM und FKM. Die gute Heißwasserbeständigkeit von EPDM und die sehr gute Wärmebeständigkeit in der Umluft von FKM. Der Nachteil dieser Werkstoffe ist die schlechte Kältebeständigkeit, welche nach einer Wärmebeanspruchung und dem anschließenden Abkühlen auf Raumtemperatur im verformten Zustand zu einer starken, bleibenden Verformung führt (siehe Abbildung 62 „DVR-Werte nach 24h/150°C,

Entspannung bei 23°C“). Jedoch ist diese bleibende Verformung zu einem Großteil durch eine Wärmebeaufschlagung reversibel (siehe Abbildung 62 „DVR-Werte 70h/200°C Datenblatt“).

FEPM-Werkstoffe im Vergleich Druckverformungsrestverhalten



Ergebnis: durchweg hohes Setzverhalten nach Abkühlung auf 23°C

Abbildung 62: Setzverhalten von FEPM-Elastomeren, einmal kalt (23°C) und einmal warm (200°C) entspannt. [Vgl.32]

Diese Eigenschaft kann bei allen Anwendungen mit häufigen Temperaturwechseln, insbesondere wenn die Temperaturen unter Raumtemperatur absinken, problematische Folgen haben. Eine Umstellung auf bisphenolische Typen, welche eine bessere Tieftemperaturbeständigkeit besitzen, geht nur auf Kosten der Heißwasserbeständigkeit. Die schlechte Verarbeitbarkeit im Vergleich zu FKM ist ein weiterer Nachteil der FEPM-Werkstoffe. Für die Anwender sind die FEPM-Werkstoffe interessant, da sie wesentlich preisgünstiger als FFKM und im Vergleich zu peroxidisch Vernetzen FKM-Elastomeren eine bessere Wasserbeständigkeit besitzen. Hauptsächlich werden sie dort eingesetzt, wo selbst gute EPDM-Elastomere nicht mehr eingesetzt werden können und FFKM-Werkstoffe nicht bezahlbar sind.

Die Heißwasserbeständigkeit dieser Elastomere ist allerdings nicht so gut wie jene der besten EPDM-Werkstoffe (Abbildung 56).

Vergleich FEPM/FKM(Standard)

Bei hohen Temperaturen und in Heißdampf/-Wasser

Bedingungen	FEPM	FKM	Bedingungen	FEPM	FKM
70h/230°C Luft	36 %	69 %	70h/110°C in Wasser	36 %	48 %
168h/220°C in Luft	50 %	73 %	70h/230°C in Wasserdampf	43 %	> 100%

Die dargestellten Werte beziehen sich auf bestimmte Rezepturen und können nicht verallgemeinert werden

Abbildung 63: Vergleich von FEPM aus dem oberen Leistungsspektrum mit einem Standard FKM (keine Heißwasserqualität) [Vgl. 32]

5.5.7 FFKM-Elastomere

Für viele Heißwasseranwendungen ist der sehr hohe Preis von FFKM-Elastomeren untragbar. Neben den Kosten gibt es noch weitere Hürden bis zu einer guten Heißwasseranwendung. Zum einen wird nur der Einsatz von speziellen heißwasserbeständigen Typen empfohlen. Auf keinen Fall sollten Triazin vernetzte FFKM-Werkstoffe eingesetzt werden. Zum anderen sind die FFKM-Elastomere unter großen Verformungen und hohen Temperaturen deutlich anfälliger für Spannungsrisse.

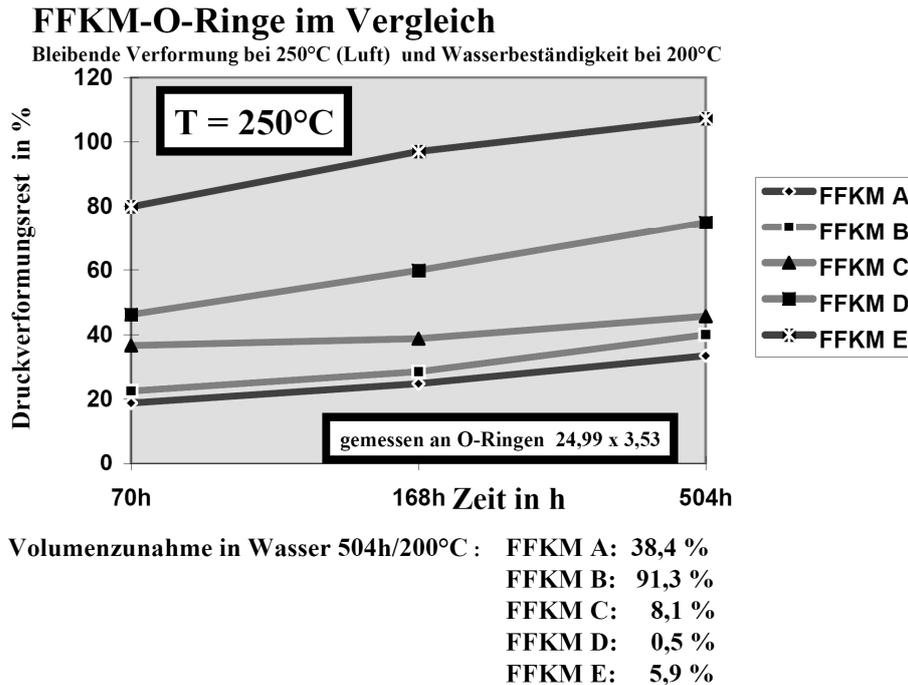


Abbildung 64: Beständigkeit verschiedener FFKM-Rezepturen in Heißwasser (Volumenänderung) bzw. DVR-Werte in Luft [32]

5.5.8 FKM-Elastomere

Ohne besondere Spezifikationen sind FKM-Werkstoffe in der Regel bisphenolisch vernetzte Dipolymere. Diese zeichnen sich durch einen niedrigen Druckverformungsrest in der Luft aus, in Wasser hingegen werden diese bereits nach ca. 1-3 Wochen bei 150°C starke bleibende Verformungen aufweisen. Daher muss darauf geachtet werden, dass für den Warm- und Heißwassereinsatz spezielle Rezepturen verwendet werden. Das bedeutet, es ist zumindest eine peroxidische Vernetzung erforderlich. Aber auch dann wird der Einsatz von FKM-Elastomeren nicht für Dauertemperaturen von über 150°C empfohlen, wenn kein angemessener Nachweis über die geforderte Lebensdauer vorhanden ist.

5.5.9 Zusammenfassung

Nachstehend werden die Informationen über die einzelnen Elastomere hinsichtlich ihrer Einsatzfähigkeit in Heißwasser und Dampf bzw. als Nabendichtung stichwortartig zusammengefasst.

EPM-/EPDM-Elastomere

- Unter den Elastomeren weisen EPDM/EPM-Werkstoffe das größte Potential hinsichtlich der Heißwasserbeständigkeit auf.
- In der Praxis wird der Einsatz von EPDM nicht durch seine Wasserbeständigkeit, sondern durch seine Heißluftbeständigkeit begrenzt.
- Durch das Fernhalten von Luft kann die Lebensdauer erheblich gesteigert werden.
- Rezeptur: ein weichmacherfreier, peroxidisch vernetzter EPDM mit geringem Dienegehalt ist zu bevorzugen. (genauerer siehe Abbildung 61)

IIR-/CIIR-/BIIR-Elastomere

- Diese sind durch ihre ungesättigte Hauptkette in puncto Alterungsbeständigkeit im Vergleich zu den EPDM-Elastomeren unterlegen.
- Außerdem weisen sie eine stärkere Wasserquellung und eine schlechtere Verarbeitbarkeit als EPDM auf.

HNBR-Elastomere

- Die Heißwasserbeständigkeit von HNBR reicht bis zum mittleren Leistungsspektrum der Heißwasserbeständigkeit von EPDM.
- Als Alternative zu den EPDM sind nur vollhydrierte Typen (peroxidisch vernetzt) anzusehen.
- HNBR ist im Gegensatz zu EPDM auch ölbeständig.
- HNBR ist um ein Mehrfaches teurer als EPDM.

VMQ-Elastomere

- Sie zeichnen sich durch eine gute Warmluftbeständigkeit und eine gute Kälteflexibilität aus.
- Die Wasserbeständigkeit wird häufig überschätzt.
- Sie weisen ca. 4-fach höhere DVR-Werte nach der Einlagerung in einem Heißwasser/Glystantin-Gemisch auf und wurden dabei aufgeweicht.
- Die Dauereinsatztemperatur sollte in Heißwasser auf 100°C begrenzt sein.

FEPM-Elastomere

- FEPM weist eine gute Heißwasser- und Heißluftbeständigkeit auf.
- Bei der Abkühlung von höheren Temperaturen auf die Raumtemperatur und gleichzeitig aufrechterhaltener Verformung, bleibt eine plastische Verformung bestehen. Dieses „Setzen“ ist bei häufigem Temperaturwechsel und der Abkühlung unter die Raumtemperatur zu vermeiden.

peratur problematisch. Erhöht man anschließend die Temperatur, ist die plastische Verformung reversibel.

- Im Vergleich zu den FKM-Elastomeren lassen sie sich schlecht verarbeiten.
- Sie sind wesentlich preisgünstiger als FFKM.
- Im Vergleich zu peroxidisch vernetztem FKM weisen sie eine bessere Wasserbeständigkeit auf.
- Ihre Heißwasserbeständigkeit ist nicht so gut wie jene der besten EPDM-Typen.

FFKM-Elastomere

- FFKM-Elastomere sind sehr teuer.
- Es wird nur der Einsatz spezieller heißwasserbeständiger Typen empfohlen. Auf keinen Fall sollten Triazin vernetzte FFKM-Werkstoffe eingesetzt werden.
- Unter großer Verformung und hohen Temperaturen sind sie für Spannungsrisse anfällig.

FKM-Elastomere

- Die DVR-Werte in Heißwasser sind schlecht.
- Für den Einsatz in Heißwasser sind spezielle Rezepturen erforderlich.
- Sie sollten nicht ohne einen angemessenen Lebensdauertest über einer Dauertemperatur von 150°C eingesetzt werden.

5.6 Überblick über die Eigenschaften Thermoplastischer Elastomere (TPE)

In Kapitel 5.4 und 5.5 wurde auf die Eigenschaften permanent vernetzter Elastomere eingegangen. Dieses Kapitel beschäftigt sich kurz mit den wichtigsten Eigenschaften einiger reversibel vernetzter Elastomere.

TPE auf Olefinbasis (TPE-O/TPE-V)

Diese Elastomere bestehen überwiegend aus Mischungen (Blends) von EPDM oder EPM mit Polypropylen (PP) bzw. Polypropylen-Polyethylen-Gemischen. Die Eigenschaften hängen stark vom Mischungsverhältnis ab und davon, ob das Elastomer vernetzt (TPE-V) oder unvernetzt (TPE-O) ist. Durch das ziemlich unpolare Verhalten weisen sie eine Beständigkeit gegen Wasser und polare Lösungsmitteln auf. Die Einsatztemperatur reicht von -40 bis ca. 120°C. [Vgl. 25 S. 495]

TPE auf Styrolbasis (TPE-S)

Die relativ wenig polaren TPE-S zeichnen sich durch eine hohe Hydrolysebeständigkeit aus. Die Einsatztemperatur liegt zwischen -50 und 100/120°C. [Vgl. 25 S. 495]

Thermoplastische Polyester-Elastomere (TPE-E)

Diese ziemlich polaren TPE weisen bei Verformungen über 25% ein gelegentlich nicht mehr ausreichendes Rückstellverhalten und deutliches Kriechen auf. [Vgl. 25 S. 496]

Thermoplastische Polyamid-Elastomere (TPE-A)

TPE-A sind stark polar und weisen eine hohe Festigkeit und gute Abriebeigenschaften auf. Erheblich ist ihre Wasseraufnahme und sie sind gegen polare Lösungsmittel, sowie gegen Öl mäßig beständig. Der Temperatureinsatzbereich liegt zwischen -30°C und 150°C . [Vgl. 25 S. 496]

Thermoplastische Polyurethan-Elastomere (TPE-U)

Sie sind polar und ähneln in vielen Eigenschaften den TPE-A. Mit zunehmendem Gehalt an Weichsegmenten erhöht sich die chemische Beständigkeit und die Elastizität. Sie besitzen gute Abriebeigenschaften, aber nur eine mäßige Alterungsbeständigkeit. Sie zeichnen sich durch eine hohe Feuchteaufnahme aus und sind nicht gegen Heißwasser und Heißdampf beständig. Die Einsatztemperatur reicht von -40 bis 80°C . [Vgl. 25 S. 497]

Kurzzeichen	Shore-Härte-Bereich	Zugfestigkeit	Druckverformrest ¹⁾	Wechselfestigkeit	Abriebbeständigkeit	Elastizität	Einsatztemperaturbereich [°C]	Ozon- und Witterungsbeständigkeit	Öl- und Lösungsmittelbeständigkeit	Dichte [g/cm ³]
		[N/mm ²]								
TPE-O (EPDM+PP)	55 A–75 D	3–20	3–4	3	3	3–4	–40/125	2	3–4	0,94 – 1,0
TPE-S (SBS, SIS, SEBS)	30 A–53 D	3–14	3–4	3–4	2 bis 3	3–4	–50/120	2–4	3–4	0,9–1,1
TPE-E	35 D (85 A)– 82 D	15–44	3	1	2	2	–50/140	2	1	0,9–1,3
TPE-A (PEBA)	60 A–75 D	21–51	2	1–3	3	2	–30/150	3	3	1,0–1,3
TPE-U	70 A–75 D	20–55	2	2	1	2	–40/100	1	2	1,1–1,3

¹⁾ 1 = hervorragend, 2 = gut, 3 = ausreichend, 4 = mangelhaft

Abbildung 65: Eigenschaftenvergleich der thermoplastischen Elastomere (ungefähre Richtwerte) [Vgl. 25 S. 494]

Die gegen Wasser beständigen reversibel vernetzten Elastomere (TPE-O, TPE-S) besitzen laut Abbildung 65 schlechte Druckverformungsrestwerte (DVR-Werte), was sie für einen Einsatz als Werkstoff für die Nabendichtung fragwürdig macht.

5.7 Untersuchte Werkstoffe

In diesem Kapitel wird kurz auf die am Dichtungsprüfstand getesteten Werkstoffe eingegangen. Eine ausführliche Gegenüberstellung findet sich in Kapitel 9.6. Die Datenblätter der Werkstoffe befinden sich im Anhang.

NBR

Wie bereits in diesem Kapitel erwähnt, werden NBR-Werkstoffe im Warmwassereinsatz wegen ihrer nicht befriedigenden Langzeitbeständigkeit als ungeeignet eingestuft. [32] Die Langzeitbeständigkeit ist aber für den Einsatz in der Nabendichtung von essenzieller Bedeutung, da alterungsbedingte plastische Verformungen der Dichtungen als einer der Hauptgründe für den Dichtungsausfall angesehen werden. Aber auch in den Kurzzeitver-

suchen zeigte sich ein deutlicher thermisch induzierter Materialabtrag, der sich in einer Grübchenbildung oder der Bildung einer modifizierten Oberflächenschicht manifestierte (siehe dazu S. 46 f und Kapitel 10.3). Dieser Werkstoff wird für den Einsatz in der Nabendichtung als ungeeignet eingestuft.

EPDM

In Kapitel 5.5.2 wurden die Gründe der hervorragenden Eignung der EPDM-Werkstoffe als Dichtungsmaterial in der Nabendichtung angeführt. Aber auch die experimentellen Versuche am Prüfstand bestätigen dies. Der getestete EPDM-Werkstoff zeigte kaum Verschleiß, vor allem bildete sich kein thermisch induzierter Materialabtrag (Grübchenbildung). Die Dichtungsoberfläche blieb stets eben, wodurch sich EPDM von den anderen getesteten Werkstoffen deutlich abhob. Der getestete EPDM-Werkstoff wurde schwefelvernetzt. Zur Verbesserung der Medien- und Alterungsbeständigkeit werden weichmacherefreie, peroxidisch vernetzte EPDM-Werkstoffe mit geringem Dienegehalt empfohlen (genauerer siehe Abbildung 61). Im Anhang befindet sich ein Datenblatt eines peroxidisch vernetzten EPDM-Werkstoffs. Die Rezeptur ist daraus nicht ersichtlich, jedoch ist davon auszugehen, dass dieser noch besser geeignet ist als der getestete, schwefelvernetzte Werkstoff.

TPE-U

Der getestete TPE-U-Werkstoff zeigte eine bessere Gleiteigenschaft als die anderen getesteten Werkstoffe. Beim Auftreten der Schmelztemperatur im Dichtspalt trat ein jähes, großflächiges Schmelzen der Dichtung unter einer deutlichen Geometrieänderung auf. Ein weiterer Grund für eine unzureichende Eignung der TPE-U Werkstoffe als Nabendichtungswerkstoff ist die mäßige Alterungsbeständigkeit und die Unbeständigkeit gegen Heißwasser und Dampf (siehe Kapitel 5.6).

6 Modellierung des Dichtungskonzeptes

Da der Durchmesser des Dichtringes und der Dichtung am Prüfstand nicht den Durchmessern an den Prototypen entspricht, wird die Drehzahl am Prüfstand so eingestellt, dass die Reibleistung je Meter Dichtungslänge von Prototyp und Prüfstand ident sind. Mit diesem Ansatz wird sichergestellt, dass die thermische Belastung für den Dichtungswerkstoff am Prüfstand gleich groß ist wie am Prototyp. Des Weiteren soll mit diesem Vorgehen am Prüfstand ein ähnliches Verschleißbild wie in der Großausführung erreicht werden. Die Dichtungsbreite sowie der auf die Dichtung wirkende Innendruck stimmen am Prototyp und am Prüfstand überein.

6.1 Berechnung der Modelldrehzahl

Die für die Berechnung notwendigen Größen werden in Abbildung 66 dargestellt.

Für die spezifische Reibleistung gilt:

$$P_{Reib-spez.} = \frac{P_{Reib}}{Dichtungslänge} = \frac{F_{Reib} \cdot u}{D \cdot \pi} = \frac{F_N \cdot \mu \cdot u}{D \cdot \pi} = \frac{p_i \cdot A_{DF} \cdot \mu \cdot D \cdot n \cdot \pi / 60}{D \cdot \pi}$$

$$P_{Reib-spez.} = \frac{p_i \cdot A_{DF} \cdot \mu \cdot n}{60} = \frac{p_i \cdot D \cdot \pi \cdot b \cdot \mu \cdot n}{60} \quad (1)$$

mit:

$$P_{Reib-spez. Prototyp} = P_{Reib-spez. Modell} \quad (2)$$

und:

$$b_{Prototyp} = b_{Modell} = b \quad (3)$$

$$p_{i Prototyp} = p_{i Modell} = p_i \quad (4)$$

folgt für die Drehzahl:

$$\frac{p_i \cdot D_{Prototyp} \cdot \pi \cdot b \cdot \mu \cdot n_{Prototyp}}{60} = \frac{p_i \cdot D_{Modell} \cdot \pi \cdot b \cdot \mu \cdot n_{Modell}}{60} \quad (5)$$

$$n_{Modell} = \frac{D_{Prototyp}}{D_{Modell}} \cdot n_{Prototyp} \quad (6)$$

Wobei gilt:	F_N ...	auf Dichtung wirkende Normalkraft [N]
	u ...	Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
	μ ...	Gleitreibungskoeffizient
	p_i ...	auf Dichtung wirkender Innendruck [Pa]
	A_{DF} ...	Wirkfläche der Dichtung [m ²]

b ...	Dichtungsbreite [m]
D ...	Mittlerer Dichtungsdurchmesser [m]
n ...	Drehzahl [U/min]

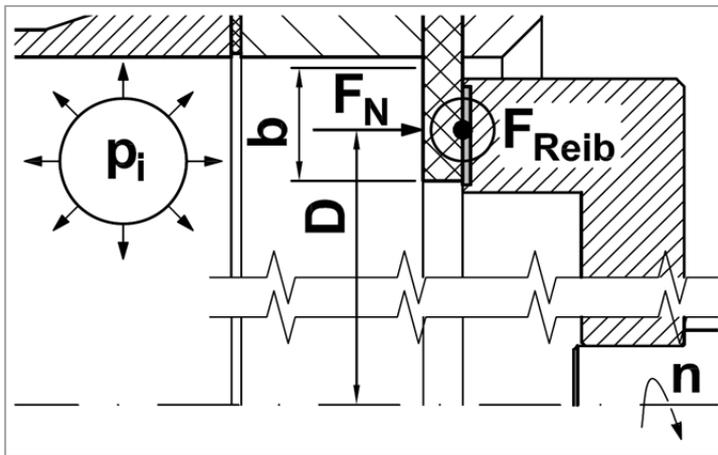


Abbildung 66: Skizze der Dichtung mit den Berechnungsgrößen

Da der mittlere Dichtungsdurchmesser der Großmaschinen stark variiert, ergibt sich für die Modelldrehzahl der 1,2- bis 4,5-fache Wert der Prototypendrehzahl.

6.2 Umrechnung der Betriebspunkte von den Prototyperturbinen auf das Modell

In der nachstehenden Tabelle sind die für das System Nabendichtung relevanten Daten unterschiedlicher Prototyperturbinen zusammengefasst. Es finden sich auch die für den Prüfstand umgerechneten Drehzahlen und die errechneten spezifischen Reibleistungen je Meter Dichtungslänge bei angenommenem Reibkoeffizienten. Die Axialbewegung der Turbinenwelle und somit auch die des Dichtrings sind ebenfalls angegeben. Positive Werte der Axialverschiebung (Δx_a) bedeuten das Senken der Turbinenwelle (die Kontaktflächen kollidieren) und negative Werte bedeuten das Heben der Turbinenwelle. Das Senken der Turbinenwelle tritt an den Referenzturbinen während der Lastaufnahme des Laufrades mit dem damit verbundenen Axialschub auf. Das heißt, während dem Betrieb sinkt die Turbinenwelle relativ zur Position im Stillstand ab. Nach einer Betätigung der Notabschaltung kommt es hingegen zu einem Heben der Turbinenwelle. In Tabelle 5 sind außerdem mögliche Verschiebungen aufgrund von Temperaturdehnungen (Δx_{T5} bzw. Δx_{T10}) der Welle bei einem Temperaturanstieg von fünf bzw. zehn Kelvin angegeben.

Tabelle 5: Betriebsdaten der Prototypmaschinen und des Modells

Eigenschaften	Wallsee Nohab HM1-HM2	Wallsee Voith HM3-HM4	Fishing Andritz M2	Rosseg Nohab HM1+2	Pernegg Voith M1-3	Gralla Alstom M1-2	Einheit
mittlerer Dichtungsdurchmesser	1,780	1,025	0,603	0,820	0,471	1,079	m
Dichtungsbreite	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	m
Überdruck an der Dichtung	1,12E+05	1,19E+05	2,67E+05	2,76E+05	1,56E+05	6,05E+04	Pa
Nenn Drehzahl	65,20	65,20	187,50	136,36	200,00	100,00	U/min
Umfangsgeschwindigkeit	6,08	3,50	5,92	5,85	4,93	5,65	m/s
Durchgangsdrehzahl	169,00	188,00	423,00	377,00	451,00	224,00	U/min
Umfangsgeschwindigkeit bei Durchgangsdrehzahl	15,75	10,09	13,34	16,19	11,12	12,66	m/s
axiale Bewegung der Dichtung im Betrieb	$\Delta x_a = +2,1$ bis -2 $\Delta x_{T5} = +0,32$	$\Delta x_a = +1,4$ bis -2 $\Delta x_{T5} = +0,34$	$\Delta x_a = +1,7$ bis $-0,7$ $\Delta x_{T10} = +1$	$\Delta x_a = +1,7$ bis $-0,7$ $\Delta x_{T5} = +0,19$	$\Delta x_a = +2,3$ bis $-0,7$ $\Delta x_{T10} = +1,1$	$\Delta x_a =$ k.A. $\Delta x_{T10} = +0,7$	mm
Eigenschaften	Modell						Einheit
mittlerer Dichtungsdurchmesser	0,4	0,4	0,400	0,400	0,400	0,400	m
Dichtungsbreite	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	m
Überdruck an der Dichtung	1,12E+05	1,19E+05	2,67E+05	2,76E+05	1,56E+05	6,05E+04	Pa
Nenn Drehzahl	290,14	167,06	282,42	279,55	235,44	269,75	U/min
Umfangsgeschwindigkeit	6,08	3,50	5,92	5,85	4,93	5,65	m/s
Durchgangsdrehzahl	752,05	481,70	637,14	772,85	530,91	604,24	U/min
Umfangsgeschwindigkeit bei Durchgangsdrehzahl	15,75	10,09	13,34	16,19	11,12	12,66	m/s
Reibkoeffizient (Annahme)	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	[]
spez. Reibleistung bei Nenn Drehzahl	0,68	0,42	1,58	1,62	0,77	0,34	kW/m

[Quelle der Prototypendaten: DI Weichselbraun (Verbund AG)]

Da am Prüfstand ein mittlerer Dichtungsdurchmesser von $D = 0,4$ m gewählt wurde, musste die Drehzahl für die Nachbildung der Betriebssituationen der einzelnen Prototyp-turbinen angepasst werden.

7 Prüfstand

7.1 Aufbau des Prüfstandes

Eine Schnittdarstellung des Prüfstandes ist in Abbildung 67 zu sehen; sie zeigt den Bereich, an dem die Dichtung mit dem Dichtring in Kontakt kommt. Auf die mit Positionsnummern versehenen Elemente wird in den nachstehenden Absätzen eingegangen.

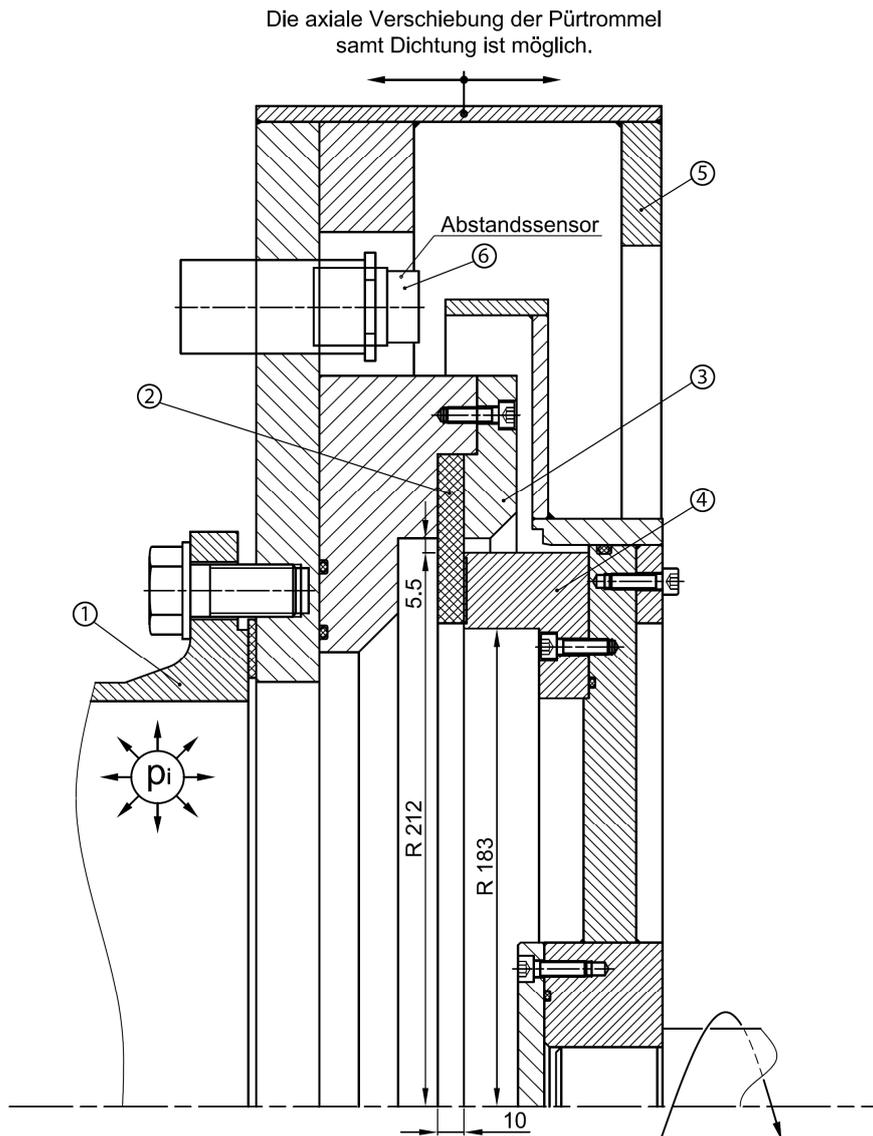


Abbildung 67: Schnittskizze des Prüfstandes im Bereich der Dichtung

Das Herzstück des Prüfaufbaus besteht aus einer Prüftrommel, an welcher die Dichtungen befestigt werden, und einem Rotor, an dem der Gegenring montiert ist. Angetrieben wird der Rotor durch einen frequenzgesteuerten Asynchronmotor. Das maximale Drehmoment des Elektromotors beträgt 225 Nm und die Höchstdrehzahl liegt bei 1500 U/min.

An der offenen Seite der Trommel (1) werden die Dichtungsprüflinge (2) mittels eines Klemmflansches (3) befestigt. Die Trommel lässt sich in axialer Richtung verschieben, wodurch sich die Dichtung an den Dichtring (4) am Rotor anlegen kann. Somit bildet sich ein geschlossener Hohlraum, welcher mit Wasser gefüllt wird. Die Prüftrommel wird über eine Tauchpumpe und einen geschlossenen Kreislauf mit Wasser aus einem Reservoir versorgt.

Der Relativdruck im Inneren der Kammer kann über die zwei Kugelhähne am Zu- und Abfluss eingestellt werden. Die Wassertemperatur bewegt sich im Bereich von 10 °C bis 15 °C. Dazu wird die an der Dichtung und am Dichtring entstehende Reibungswärme durch einen Wärmeübertrager und ein Kühlaggregat an die Umgebungsluft abgegeben.

Das Leckwasser wird durch eine Einhausung (5) des Rotors im Bereich des Dichtringes gesammelt und an der unteren Seite der Prüftrommel in einen Auffangbehälter geleitet. Mithilfe einer Waage wird die über den Dichtspalt austretende Wassermasse über die Zeit aufgezeichnet.

Die Messgrößen werden von den Sensoren aufgenommen, im Data-Logger zwischengespeichert, am PC gesichert und anschließend ausgewertet.

Der beschriebene Prüfstand wurde ursprünglich zur Untersuchung einer STRAFLO-Außenkranzdichtung aufgebaut und für die aktuellen Arbeiten entsprechend angepasst.



Abbildung 68: Übersichtsfoto des Prüfstandes (Prüftrommel geschlossen)

Abbildung 68 zeigt eine Übersicht des Prüfstandes. Zu sehen ist der Rahmen mit dem daran montierten Elektromotor und der axial verschiebbaren Prüftrommel. Unter der Prüftrommel findet sich auf einer Waage der Leckwasserbehälter zur Bestimmung des Lecka-

gestromt. In Abbildung 69 sieht man die Prüftrommel im geöffneten Zustand mit dem montierten Dichtungsprüfling (schwarz). Rechts befindet sich die Wasserzu- und -ableitung sowie die Kugelhähne zum Einstellen des Prüfdrucks.



Abbildung 69: Prüftrommel im offenen Zustand mit montierter Dichtung (schwarz)

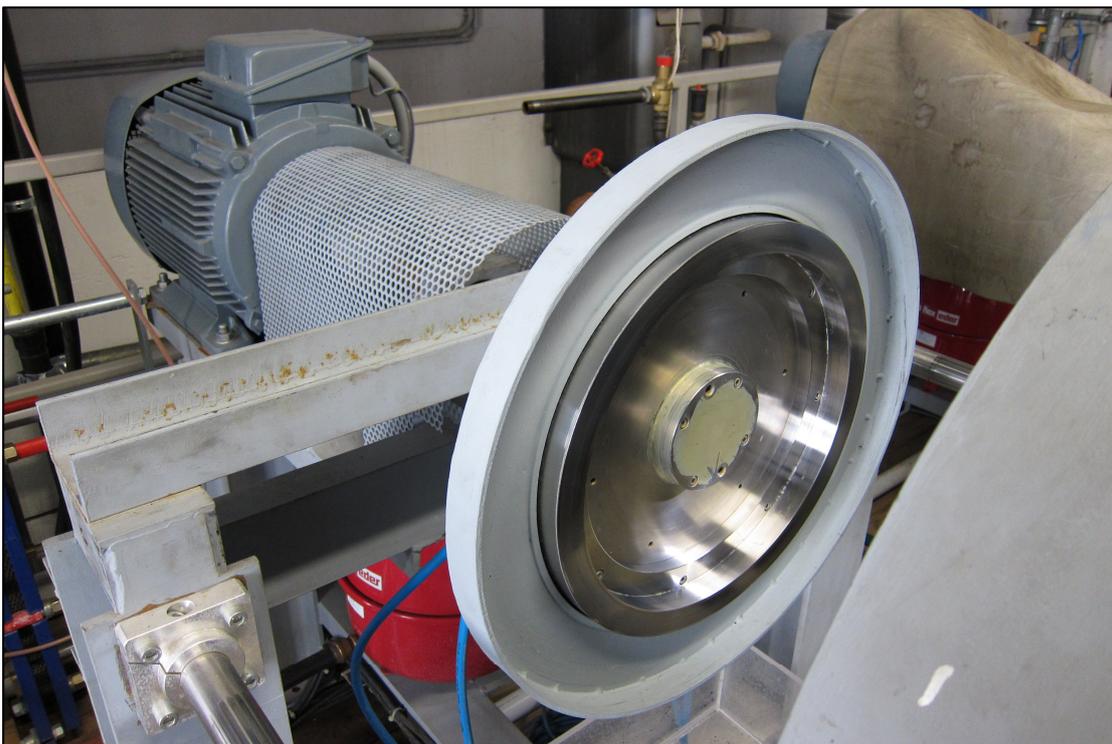


Abbildung 70: Prüftrommel im offenen Zustand – Rotor mit Dichttring

In Abbildung 70 ist der Rotor des Prüfstandes mit dem mit Wolframcarbid beschichteten Dichttring aus rostfreiem Stahl (X3CrNiMo13-4) zu sehen. Die Dichtfläche der Dichttringe wurde mit einer geforderten Oberflächenrauigkeit von $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ geschliffen. Am Prüfstand wurden zwei Varianten des Dichttringes getestet. In weiterer Folge wird der in Ab-

Abbildung 71 links dargestellte Ring als „Dichtring“ und der rechts dargestellte Ring als „konischer Dichtring“ bezeichnet.

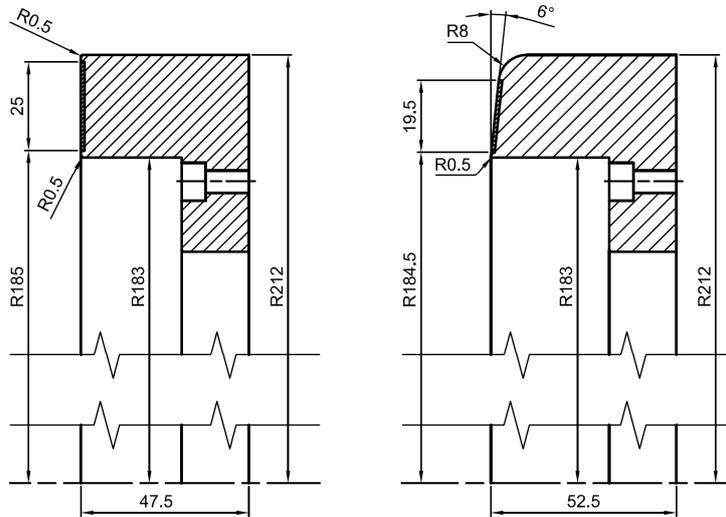


Abbildung 71: Dichtringvarianten

7.2 Aufgenommene Messgrößen

Am Prüfstand werden fünf physikalische Größen aufgezeichnet, um den Zustand des Versuches zu überwachen und Rückschlüsse auf die Vorgänge im Kontaktbereich der Dichtung machen zu können. Die schematische Darstellung des Prüfstandes (Abbildung 72) zeigt die Positionen der einzelnen Messensoren und alle wichtigen Funktionselemente.

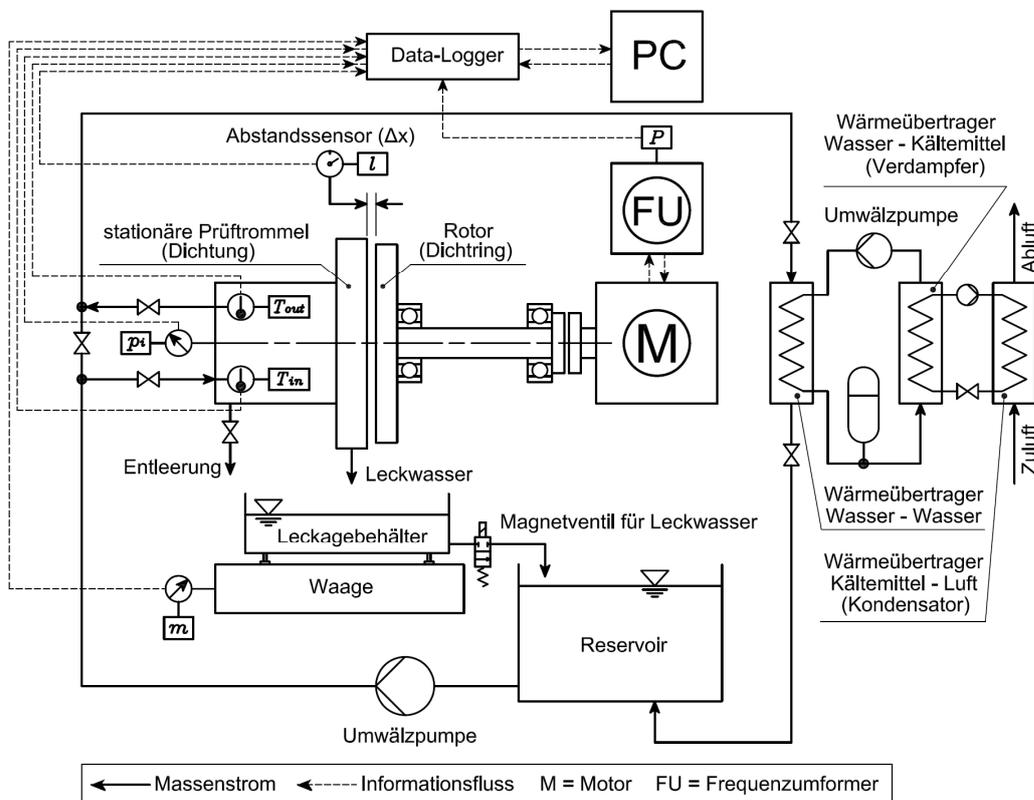


Abbildung 72: Schematische Darstellung des Prüfstandes

Folgend werden die einzelnen Messgrößen erläutert.

- **Druck:**
Der Relativdruck wird an der Stirnseite der Prüftrommel gemessen. Der Druck in der Trommel entspricht in etwa dem Druck, welcher an den Dichtungen der realen Maschinen anliegt. (Sensor: VEGABAR 14)
- **Leistung:**
Die Leistung des Elektromotors wird über elektrische Größen von der Motorsteuerung berechnet und an den Data-Logger übermittelt. Wenn man den Wirkungsgrad des Elektromotors, die Reibungsverluste in den Wälzlagern und die entstehenden Strömungsverluste in der Prüftrommel vernachlässigt, entspricht die aufgezeichnete Motorleistung der Reibleistung an der Dichtung. Da die exakte Messung der Reibleistung nicht im Vordergrund steht, wurde auf eine Messung mittels Drehmomentmesswelle verzichtet. Es sollte lediglich die Reibleistung der einzelnen Dichtungsvarianten untereinander vergleichbar sein. Auf die Großmaschinen umgerechnet, liegt die Reibleistung an der Dichtung im Bereich von ca. 0,2 ‰ der Nennleistung. (Sensor: Danfoss - VLT® HVAC Drive FC 102)
- **Abstand:**
Der Abstand zwischen der stationären Prüftrommel und dem Rotor wird durch einen induktiven Abstandssensor gemessen. Der gemessene Abstand ist ein Maß für die axiale Position der Dichtung zum Dichtring. (Sensor: Pulsotronic - KJ15-M30MN40-ANU)
- **Masse:**
Das austretende Leckwasser wird gewogen und der zeitliche Verlauf der austretenden Wassermasse wird aufgezeichnet. Der zeitliche Gradient der Masse ergibt somit den austretenden Massenstrom. Für die Bestimmung des Leckwasservolumenstroms wird näherungsweise eine Dichte des Wassers von 1 kg/dm^3 angenommen. (Waage: HENK MAAS - Modell VT220)
- **Temperatur:**
Die Wassertemperatur wird jeweils am Zu- und Abfluss der Prüftrommel gemessen. Die Temperatur des Wassers in der Trommel entspricht in etwa der Wassertemperatur im Kraftwerk. (Sensor: Sauter - EGT354F101)

Die Messwerte werden im Fünf-Sekunden-Takt gespeichert. Abbildung 73 zeigt, stellvertretend für alle Versuchsläufe, eine beispielhafte Aufzeichnung der Messwerte. Die obersten zwei Werte im Diagramm sind die Wassertemperaturen am Ein- und Austritt der Prüftrommel. Die Schwankung der Temperaturen von ca. $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ beruht auf der Intervallschaltung der Kühlanlage. Das Magnetventil des Leckagebehälters ist bei der hier gezeigten Messung für eine Stunde geschlossen und anschließend für zehn Minuten geöffnet. Dadurch ergibt sich das Sägezahnprofil der Leckage (blau). Der Leckwasservolumenstrom wird anschließend durch die Bildung eines Differenzenquotienten und der Berücksichtigung der Dichte des Wassers ermittelt.

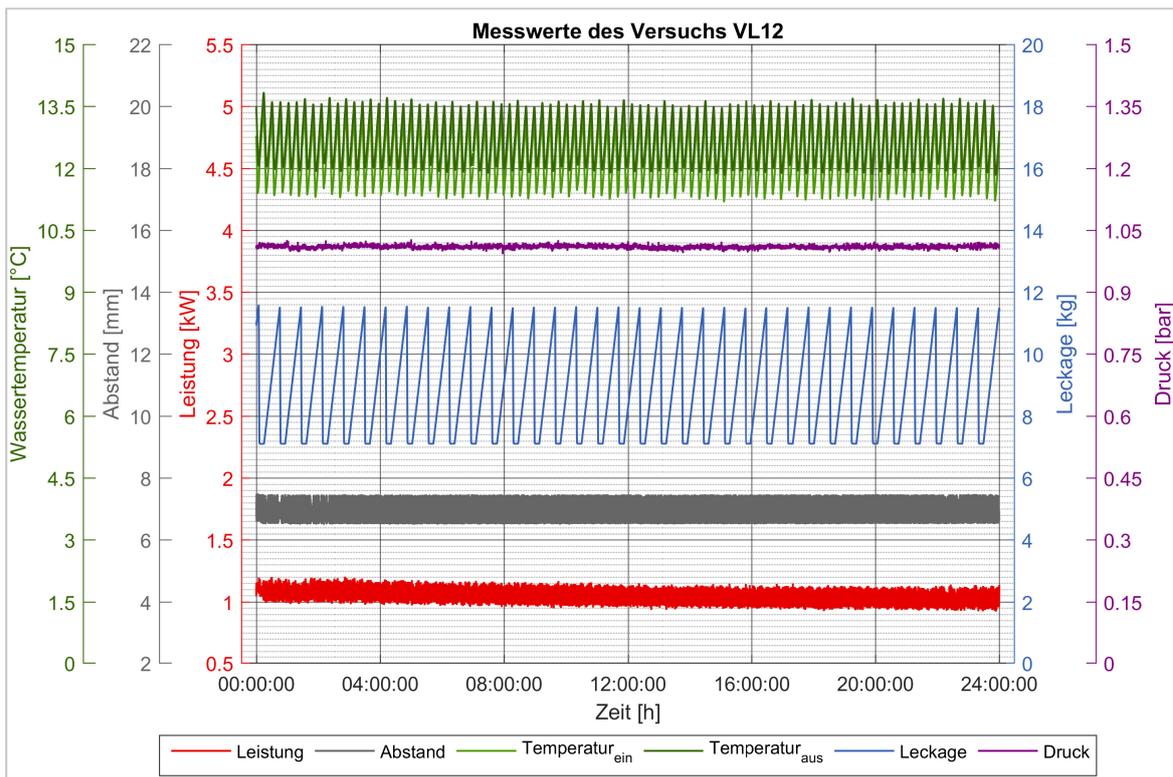


Abbildung 73: Aufgezeichnete Messwerte eines Versuchslaufes

Der Leckagevolumenstrom wird durch einen Rückwärtsdifferenzenquotienten mit einem Zeitschritt von einer Minute berechnet. Ist in einem Diagramm eine schwarze Kurve der Leckage oder der Leistung überlagert, dann handelt es sich dabei um einen gleitenden Mittelwert der jeweiligen Größe. Für die Leistung wird der gleitende Mittelwert über fünf Minuten gebildet, beim Leckagevolumenstrom über eine Minute.

Um die Ergebnisse der vielen durchgeführten Versuchsläufe vergleichen zu können, wird über die erste oder letzte halbe Stunde des Versuchslaufs bzw. über die gesamte Versuchsdauer der Mittelwert der schwankenden Messgrößen gebildet. Der jeweilige Zeitraum wird bei den Diagrammen angegeben.

8 Versuchsablauf

In Kapitel 6.2 erfolgte die Umrechnung der Betriebsparameter der Referenzturbinen auf das Modell. Dabei ergaben sich durch die unterschiedlichen Nenndrehzahlen und Wirkdurchmesser der Dichtungen für das Modell unterschiedliche Drehzahlen. Auch die Werte für Druck und die Axialverschiebungen der Turbinenwelle unterscheiden sich. In diesem Kapitel werden die tatsächlich am Prüfstand untersuchten Betriebsbedingungen festgelegt. Außerdem wird die einheitliche Vorgehensweise bei den Versuchsläufen beschrieben.

8.1 Gewählte Betriebspunkte

Ausgehend von den auf das Modell umgerechneten Werten wurden die für den Versuchsablauf verwendeten Betriebsparameter festgelegt.

Axialverschiebung

Am Dichtungsprüfstand wurden Dichtungspositionen zwischen $\Delta x = -1$ mm und $\Delta x = 2,5$ mm getestet. Die Bedeutung der Dichtungsposition und ihres Vorzeichens wird in Abbildung 74 festgelegt.

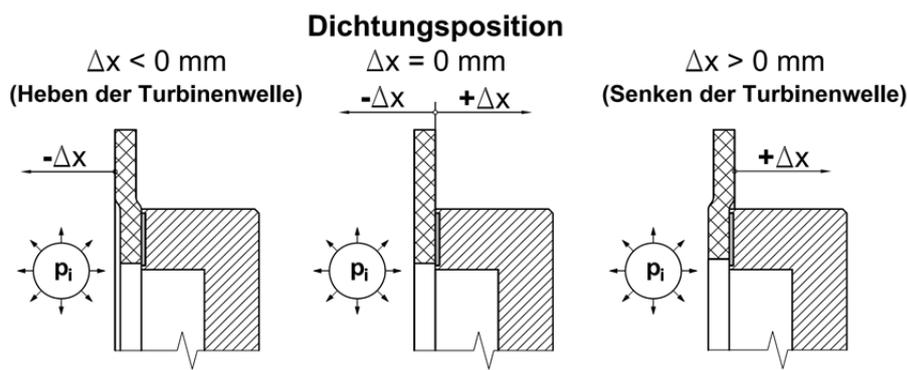


Abbildung 74: Definition der Dichtungsposition

Innendruck

Aus den übermittelten Daten des Kraftwerksbetreibers wurde der Überdruck des Wassers im Bereich der Dichtung aufgrund des hydrostatischen Drucks durch die Höhenkoten des Oberwassers und der Dichtung berechnet. Dabei zeigten sich im Wesentlichen die zwei unterschiedlichen Überdruckniveaus von 1 bar und 2,6 bar, in welche sich jede der Referenzturbinen ungefähr einordnen lässt. Es wurden somit die Versuche bei 1 bar bzw. bei 2,6 bar Überdruck durchgeführt.

Drehzahl

Die Umrechnung der Nenndrehzahlen der Prototypmaschinen ergab Werte zwischen rund 290 U/min und 167 U/min für die Modelldrehzahl. Für die Durchführung am Dichtungsprüfstand wurde eine einheitliche Drehzahl von 300 U/min festgelegt, wodurch die Dichtung laut Gleichung (1) einer höheren spezifischen Reibleistung ausgesetzt ist und somit

ein anspruchsvolleres Kriterium erfüllen muss als das an den Referenzturbinen der Fall ist.

8.2 Versuchsdauer

Es wurden zwei Arten von Versuchsläufen durchgeführt: Bei den Kurzzeitversuchen beträgt die Versuchsdauer 24 Stunden. Es hat sich herausgestellt, dass die Dichtungen eine gewisse Einlaufphase aufweisen, in der sich die Reibleistung und die Leckage stark ändern. Die Stärke der Veränderung ist von Betriebspunkt zu Betriebspunkt unterschiedlich ausgeprägt. Es hat sich aber herausgestellt, dass bei allen Versuchen das Einlaufen nach ungefähr 24 Stunden größtenteils beendet ist. Abbildung 75 zeigt beispielhaft das Einlaufverhalten während der ersten 24 Versuchsstunden. Dabei nimmt die Reibleistung um ca. 20% ab, pendelt sich dann aber auf ein annähernd konstantes Niveau ein.

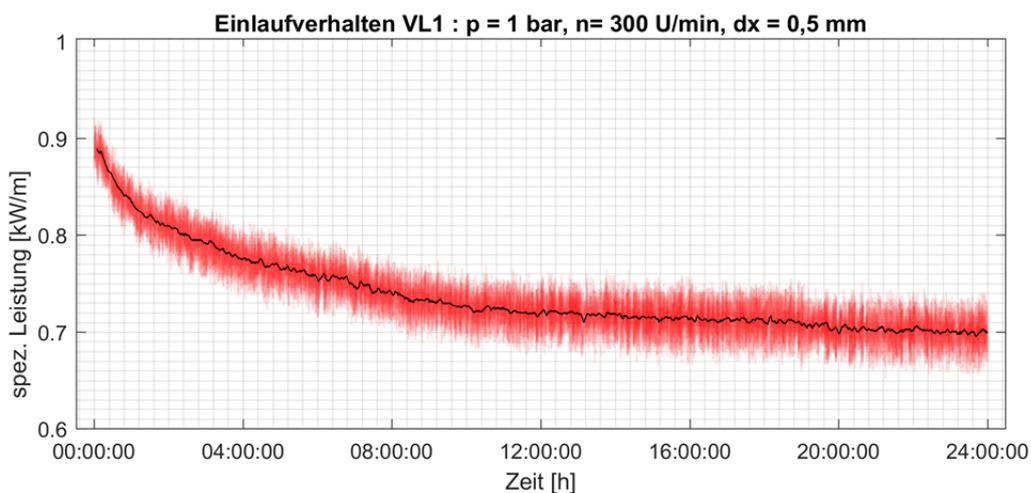


Abbildung 75: Veränderung der Leistung während des Einlaufens der Dichtung

Bei der zweiten Art der Versuche, den Langzeitversuchen, beträgt die Versuchsdauer mehrere Wochen. Dabei wird beobachtet, ob die Funktion der Dichtung über einen längeren Zeitraum problemlos gewährleistet ist und welchen Einfluss ein längerer Betrieb auf die Messgrößen sowie den Dichtungsverschleiß und die Werkstoffalterung hat.

Wenn nicht anders angegeben, beträgt die Versuchsdauer der beschriebenen Versuchsläufe im weiteren Verlauf der Arbeit 24 Stunden.

8.3 Allgemeines Versuchsvorgehen

Es wurden zwei Betriebspunkte gewählt bei denen alle Dichtungsvarianten getestet wurden. Der moderatere von beiden wird mit einem Wasserdruck von 1bar und einer Dichtungsposition von $\Delta x = 0,5$ mm, der anspruchsvollere mit einem Druck von 2,6 bar und $\Delta x = 1,7$ mm bestimmt. Im ersten Fall entsprechen die Betriebsparameter der Betriebssituation in Kraftwerk Wallsee-Miterkirchen und im zweiten Fall in etwa denen von Kraftwerk Faching. Es wurde deutlich, dass der anspruchsvolle Betriebspunkt bereits bei einigen Dichtungsvarianten zu einem deutlichen Verschleiß der Dichtung führt. Übersteht

eine Dichtung den anspruchsvollen Betriebspunkt ohne Schaden, so wird die Untersuchung durch die Vergrößerung der Axialverschiebung ausgeweitet.

8.4 Versuchsstart und Betriebspunkteinstellung

Zu Beginn eines jeden Versuchslaufs wird die zu untersuchende Dichtung am Dichtungsflansch montiert, die Prüftrommel geschlossen und anschließend mit Wasser gefüllt. Darauf folgend wird der Antriebsmotor in Betrieb gesetzt und der Dichtring auf Nenndrehzahl gebracht. Bis zu diesem Zeitpunkt ist die axiale Position der Prüftrommel so eingestellt, dass der Dichtring und die Dichtung fluchten ($\Delta x = 0$), da ansonsten ein zu hohes Anfahrmoment zu überwinden wäre. Ist dies geschehen, erfolgt die Einstellung des Wasserdrucks in der Prüftrommel durch die Drosselregelung mithilfe der Kugelhähne am Zu- und Abfluss der Prüftrommel. Die Dichtungsposition wird durch das axiale Verschieben der Prüftrommel samt Dichtungsflansch erreicht. Sind diese Einstellungen abgeschlossen, beginnt der Versuchslauf.

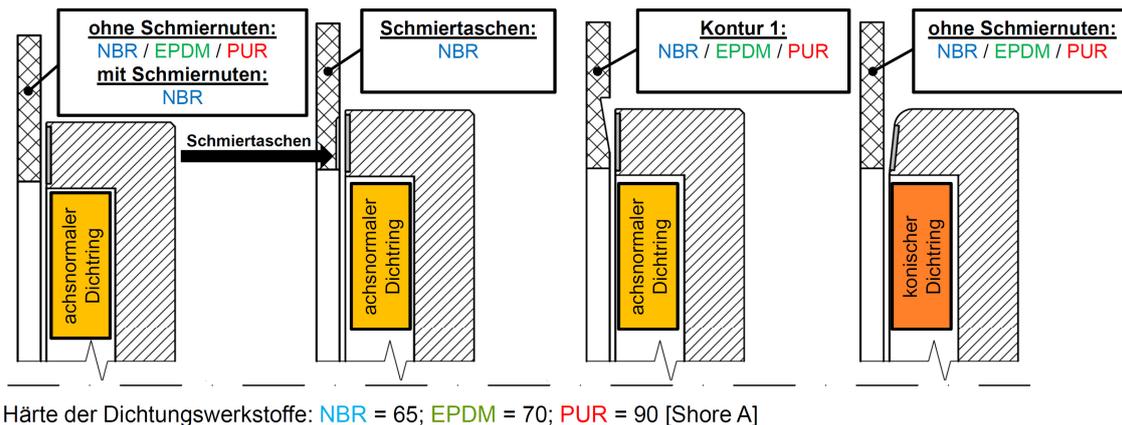
Bei ungünstigen Dichtungsgeometrien ist es beim Einstellen des Betriebspunkts, aufgrund einer zu hohen Reibung im Dichtspalt, zum Blockieren des Antriebsmotors gekommen. Begründen lässt sich dies dadurch, dass der Prüfstand ursprünglich für einen anderen Drehzahlbereich konzipiert wurde und im Fall dieser Arbeit daher der Motor das erforderliche Drehmoment, im Drehzahlbereich von 300 U/min, nicht zur Verfügung stellen konnte. Kam es zum Blockieren des Antriebs, wurde der Prüfdruck reduziert, die Axialverschiebung des Dichtringes verringert und der Motor erneut zum Laufen gebracht. Anschließend wurde abermals versucht, den geforderten Betriebspunkt einzustellen. Versuchsläufe bei denen der Einstellvorgang ein- oder mehrmals wiederholt werden musste, aber anschließend ein Versuchslauf über 24 Stunden möglich war, werden mit einem Stern (*) gekennzeichnet.

Konnte der geforderte Betriebspunkt bei gleichzeitiger Drehung des Dichtrings bei Nenndrehzahl auch nach mehrmaligem Wiederholen dieses Prozederes nicht erreicht werden, wurde der Versuch für diesen Betriebspunkt abgebrochen und diese Variante der Dichtung als untauglich für den jeweiligen Betriebspunkt gewertet. Der Versuch wird dann mit zwei Sternen markiert (**).

Die Auswirkung eines einmaligen Blockierens des Dichtrings ist in Abbildung 86 für eine NBR Dichtung zu sehen. Tritt eine derart hohe Reibung im Realbetrieb auf, ist mit einem weitaus größerem Verschleiß zu rechnen, da die Turbinenwelle dort nicht blockiert.

9 Versuchsergebnisse

In diesem Kapitel wird zuerst auf Ergebnisse der unterschiedlichen Dichtungsgeometrien eingegangen. Dabei kommen durchgehend NBR Dichtungen zum Einsatz. Am Ende des Kapitels werden die Einflüsse der Dichtungswerkstoffe auf das Dichtungsverhalten aufgezeigt. In Abbildung 76 werden die untersuchten Kombinationen der Geometrien von Dichtung und Dichtring sowie der Dichtungswerkstoffe zusammengefasst.



Härte der Dichtungswerkstoffe: NBR = 65; EPDM = 70; PUR = 90 [Shore A]

Abbildung 76: Untersuchte Dichtungsvarianten

Die Geometrieerzeugung der Dichtungen, ausgehend von flachen Dichtungsrohlingen, wurde in der Institutswerkstätte durchgeführt. Zur Fertigung der Dichtung mit Kontur 1 wurden die Rohlinge auf der Planscheibe befestigt und mit konventionellen Hartmetallwendeplatten Drehmeißeln gedreht. Die Schmiernuten und Schmiertaschen wurden mit HSS Schaftfräsern angefertigt. Die Bearbeitung der Elastomere erfolgte mit beiden Fertigungsverfahren problemlos.

9.1 Dichtung ohne und mit Schmiernuten

Am Beginn der Untersuchungen wurde die Kombination aus Dichtring mit achsnormaler Kontaktfläche und den Dichtlippen ohne und mit Schmiernuten getestet. In den Referenzturbinen kommen geteilte Dichtringe zum Einsatz. Daher sind Fugen an den Stoßstellen nicht zu vermeiden. Die Dichtringe des Dichtungsprüfstands besitzen keine Fugen, daher sollen diese durch die Schmiernuten im Dichtkörper grob nachgebildet und deren Einfluss auf die Dichtung untersucht werden.

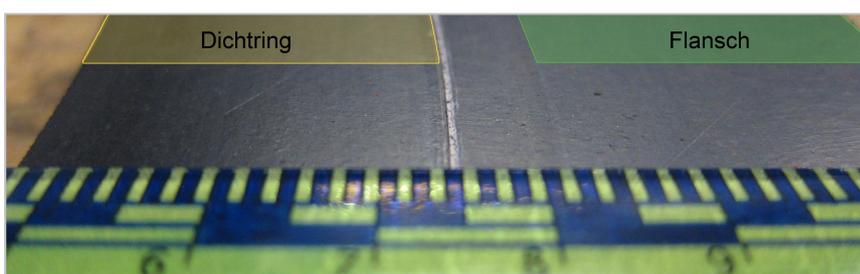


Abbildung 77: Mögliche Kontaktbereiche von Dichtring und Flansch an der Dichtung

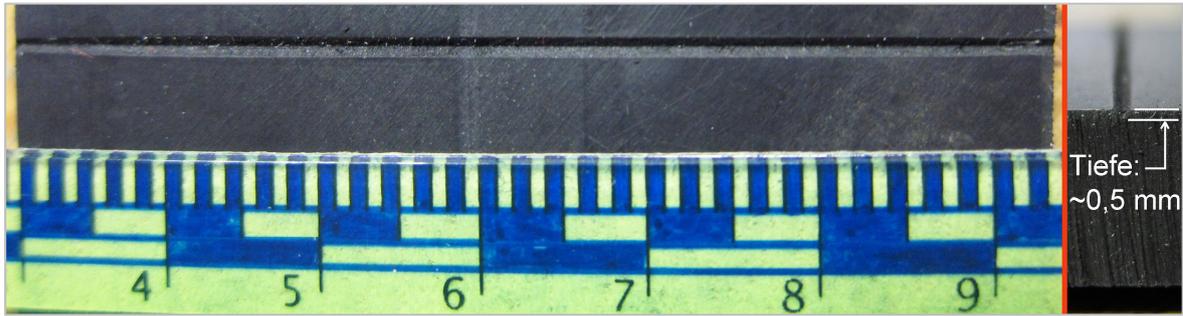


Abbildung 78: Dichtung mit Schmiernut; Querschnittdetail der Nut (rechts)

Abbildung 77 zeigt eine Dichtung ohne Schmiernuten und die möglichen Bereiche in denen sie mit dem Dichtring in Kontakt kommen kann. In der rechten Bildhälfte ist der Bereich gekennzeichnet, in dem die Dichtung im Flansch zum Zweck der Nebenabdichtung und Positionierung geklemmt ist. Die Dichtung wurde nach einem Versuchslauf mit geringer axialer Verschiebung fotografiert. Es ist kein Verschleiß erkennbar, es hat sich nur Kalk im Bereich der Dichtringaußenkante abgelagert.

Eine gefräste Schmiernut wird in Abbildung 78 dargestellt. Es wurden Dichtungen mit einer und mit zwei (gegenüberliegenden) Schmiernuten getestet.

9.1.1 Verschleißbilder

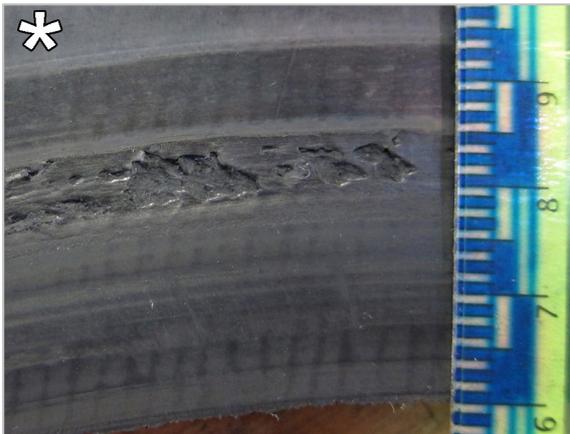


Abbildung 79: Dichtungsverschleiß einer Dichtung ohne Nut nach einem Versuch $p = 2,6$ bar und $\Delta x = 1,7$ mm

Das Bild oben zeigt das Verschleißbild eines Versuchslaufes mit einer Dichtung ohne Schmiernuten bei einem Überdruck in der Prüftrommel von 2,6 bar und einer Dichtungsposition von $\Delta x = 1,7$ mm (2,6 bar / 1,7 mm). Bei 2,6 bar und $\Delta x \geq 1,7$ mm treten an der Dichtungsoberfläche sichtbare Verschleißerscheinungen auf.

Die Abbildung 80 zeigt bei gleichen Versuchsparametern die Verschleißbilder von Dichtungen mit einer bzw. zwei Schmiernuten. Es stellt sich ein deutlicher Verschleiß ein, welcher bei der Dichtung mit zwei Schmiernuten stärker ausfällt als bei der Dichtung mit einer Schmiernut. Generell kann festgestellt werden, dass durch das Anbringen von Schmiernuten der Dichtungsverschleiß nicht verringert werden kann. Der Einfluss der Nuten auf die aufgezeichneten Messgrößen wird in Kapitel 9.1.2 gezeigt

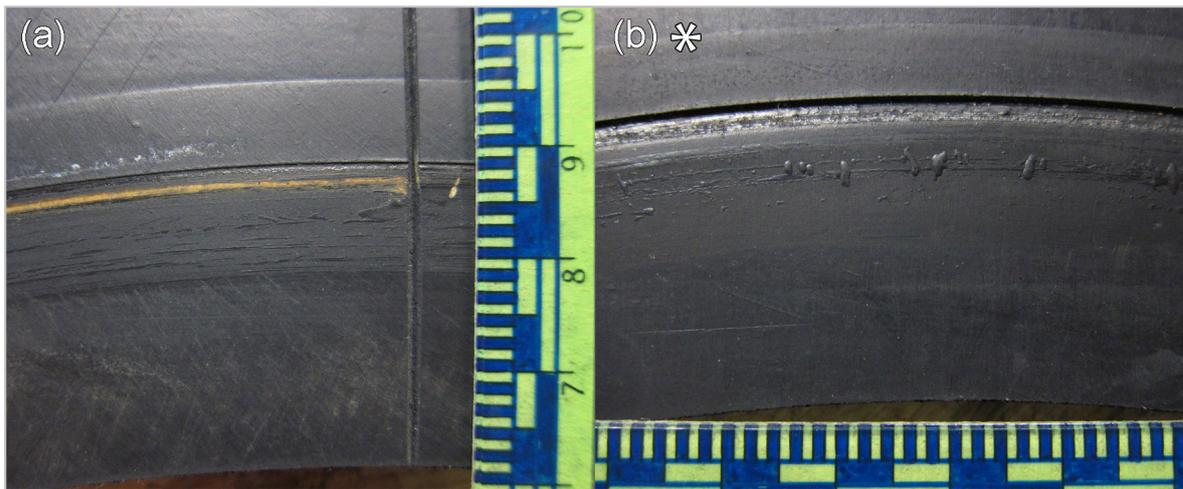


Abbildung 80: Dichtungsverschleiß von Dichtungen mit einer (a) bzw. zwei (b) Schmiernuten nach Versuchsläufen bei (2,6 bar / 1,7 mm)

9.1.2 Messergebnisse

Die folgenden zwei Abbildungen stellen die Mittelwerte der Reibleistung und der Leckage über die erste und letzte halbe Stunde der Versuchsdauer dar. Die Differenz der beiden Werte zeigt indirekt die Ausprägung der Einlaufeffekte. Dabei wurden Dichtungen ohne Nut, mit einer Nut und mit zwei Nuten getestet. Vergleicht man diese drei Dichtungsvarianten, so zeigt sich, dass mit steigender Nutenzahl sowohl die Leistung als auch die Leckage steigt. Durch das Anbringen der radialen Schmiernuten sinkt somit die Schmierwirkung im Dichtspalt. Diese Beobachtung konnte auch bei einer Untersuchung von V-Ringdichtungen einer STRAFLO-Turbine [33] am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen gemacht werden. Die Steigerung von Leistung und Leckage fällt beim Betriebspunkt (2,6 bar / 1,7mm) nicht so deutlich aus wie beim Betriebspunkt (1 bar / 0,5 mm). Dies begründet sich in der Tatsache, dass die Dichtung bei (2,6 bar / 1,7mm) stärker verschliss und dadurch der Strömungsquerschnitt in den radialen Schmiernuten im Bereich der Verschleißzone geringer ist als bei den Versuchen mit den Parametern (1 bar / 0,5 mm). In Abbildung 80 sind die Verschleißbilder der Versuche bei (2,6 bar / 1,7 mm) dargestellt.

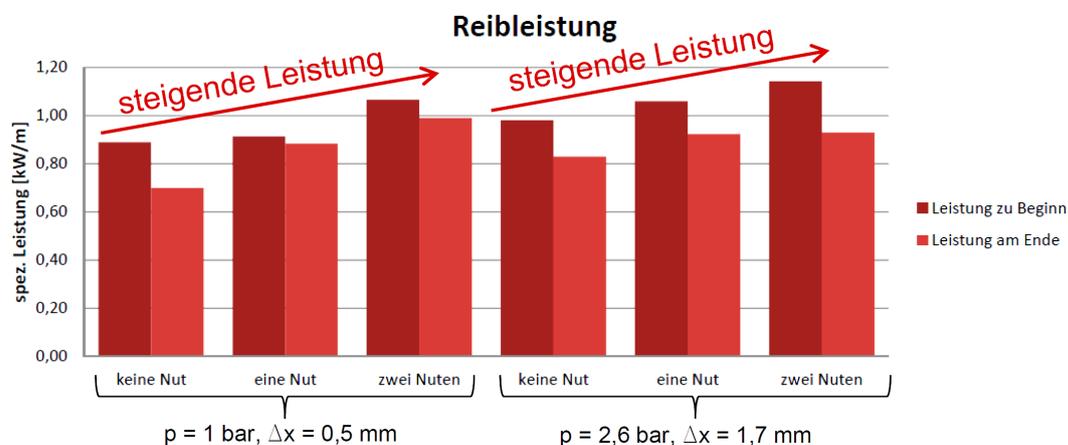


Abbildung 81: Reibleistungsvergleich der Dichtungen ohne Nut, mit Nut und mit 2 Nuten

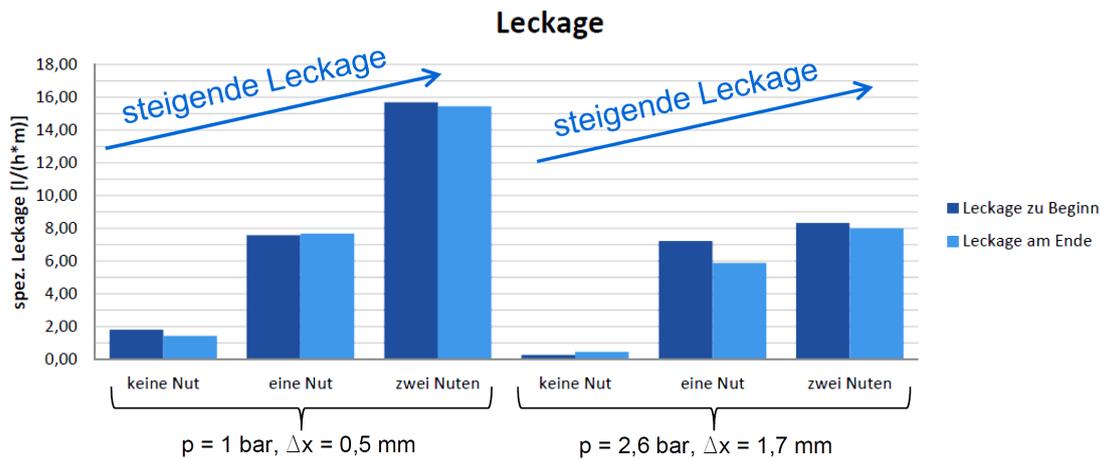


Abbildung 82: Leckagevergleich der Dichtungen ohne Nut, mit einer Nut und mit zwei Nuten

Am Beispiel der Dichtung mit einer Schmiernut zeigt Abbildung 83 den Verlauf von spezifischer Leistung und spezifischer Leckage als Funktion der Dichtungsposition (Δx). Die Reibleistung steigt von $\Delta x = 2,5$ mm auf $\Delta x = -1$ mm streng monoton an. Vermutlich verschiebt sich der Punkt ab dem die Dichtung am Dichtring aufliegt („Dichtkante“ - zum Verständnis siehe Abbildung 29 S. 33) zu einem kleineren Durchmesser, was zur Erhöhung der Wirkfläche der druckabhängigen Anpresskraft führt. Bei einer Dichtungsposition von $\Delta x \geq 1,7$ mm und somit bei einer geringeren spezifischen Reibleistung entsteht an den Dichtungen dennoch Verschleiß. Dafür ist wohl die Kollision des Dichtringes mit der Dichtung am Außendurchmesser des Dichtringes und der damit einhergehenden großen Flächenpressung verantwortlich, wodurch sich die Reibung auf diesen Bereich konzentriert. Denn betrachtet man die Verschleißbilder (Abbildung 80), so erkennt man, dass der Verschleiß im äußeren Drittel des Dichtspaltes auftritt. Die inneren zwei Drittel zeigen keinerlei Verschleißzeichen was daran liegen kann, dass dort eine geringe Flächenpressung herrscht oder die Dichtung in diesem Bereich nicht am Dichtring aufliegt.

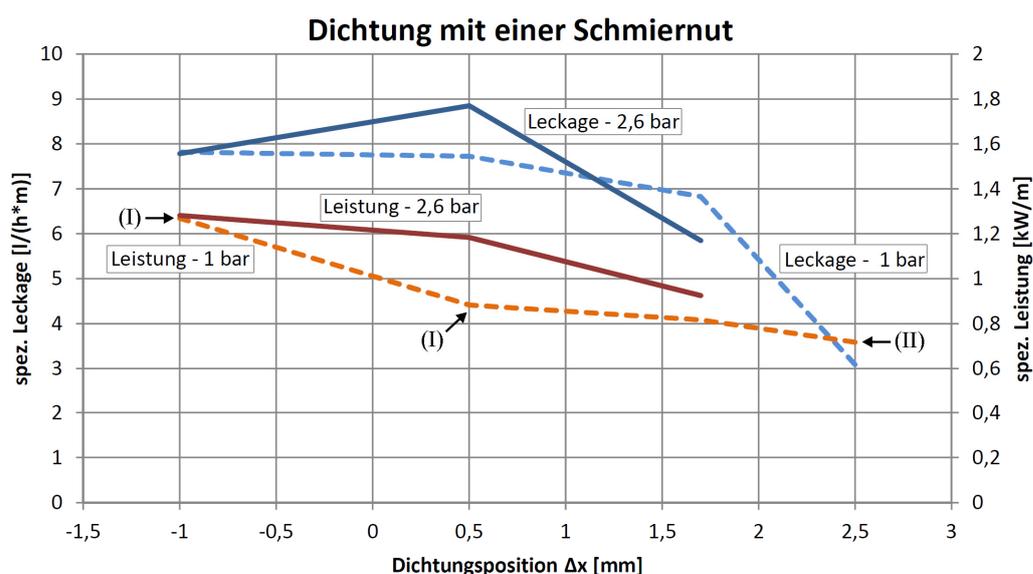


Abbildung 83: Dichtung mit einer Schmiernut: Mittelwerte der letzten halben Stunde von spez. Leckage und spez. Leistung aufgetragen über die Dichtungsposition bei 1 und 2,6 bar Überdruck. Die Positionsnummern (I) und (II) beziehen sich auf Abbildung 84.

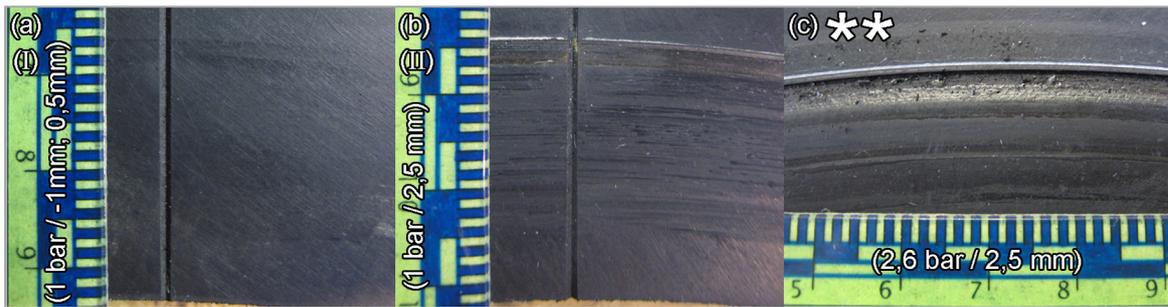


Abbildung 84: Verschleißbilder von Dichtungen mit einer Schmiernut

Abbildung 84 zeigt zwei Verschleißbilder von Dichtungen mit einer Schmiernut. Es wird ersichtlich, dass bei größeren, positiven Werten von Δx die Dichtungen zu stärkerem Verschleiß neigen. Beim höheren Druckniveau von 2,6 bar fällt der Verschleiß stärker aus als bei 1 bar Überdruck.

Schlussfolgerung

- Dichtungen ohne Schmiernut sind nur für Dichtungspositionen $\Delta x \leq 0$ mm geeignet.
- Bei einem Wasserdruck von 2,6 bar fällt der Verschleiß stärker aus als bei 1 bar.
- Das Anbringen von Schmiernuten hat keine verschleißmindernde Wirkung auf den Dichtkörper.
- Der Einsatz von Dichtungen ohne bzw. mit Schmiernuten führt im geforderten Betriebsbereich zum Auftreten von Verschleiß. Diese werden somit als ungeeignet eingestuft.

9.2 Dichtung mit fünf Schmiertaschen

Bei diesem Dichtungstyp wurden fünf, auf dem Umfang gleichmäßig verteilte, Schmiertaschen gefräst. Die Ausfräsungen werden als Schmiertaschen bezeichnet, da sich diese nicht über die gesamte Dichtringbreite erstrecken, sondern in radialer Richtung 8 mm vor der Dichtringaußenkante enden. Dadurch sollte in der Schmiertasche ein höherer statischer Druck als in den zuvor erwähnten Schmiernuten erzeugt werden, welcher zu einer hydrostatischen Dichtungsentlastung (siehe Kapitel 3.8) im Bereich der Schmiertasche führen soll. Daraus erhofft man sich einen höheren Eintrag von Wasser in den Dichtspalt und damit verbunden eine bessere Schmierung. Diese Dichtungsvariante war/ist im Kraftwerk Ypps-Persenbeug und im Kraftwerk Aschach eingesetzt. Die Dichtungsgeometrie wurde in Anlehnung an die bestehenden Konstruktionszeichnungen für die Untersuchungen am Prüfstand gefertigt. Abbildung 85 zeigt in Teilbild (a) eine Dichtung im Bereich einer Schmiertasche nach einem Versuchslauf bei (1 bar / 0,5 mm). Diese Dichtung weist keinerlei sichtbaren Verschleiß auf. Dies liegt daran, dass der Versuch bei geringem Druck und einer kleinen Axialverschiebung stattfand. Bei gleicher Dichtungsposition, aber einem Druck von 2,6 bar entsteht bereits ein deutlicher Verschleiß (Abbildung 86). Das Teilbild (b) zeigt die Einbausituation der Dichtung mit Schmiertaschen.

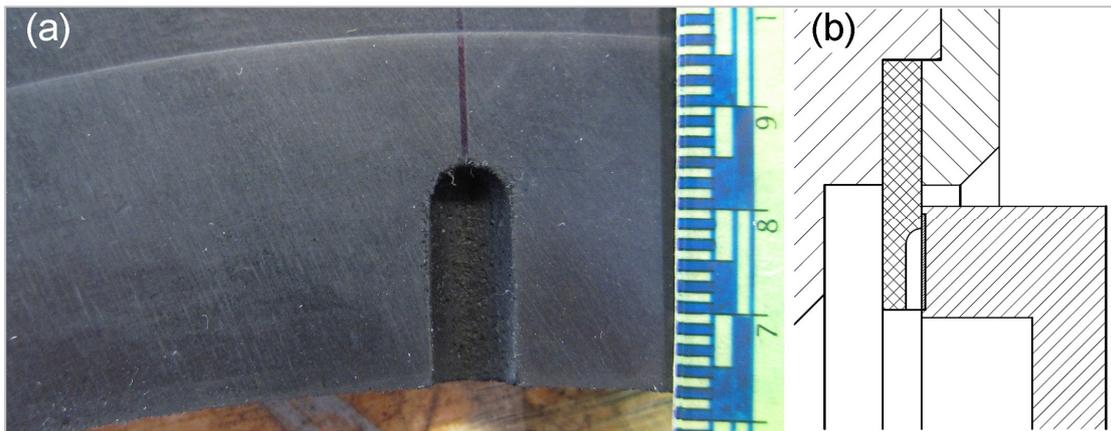


Abbildung 85: (a) Dichtung nach einem Versuch bei (1 bar / $\Delta x = 0,5 \text{ mm}$); (b) Skizze der Einbausituation

9.2.1 Verschleißbilder

Die Verschleißbilder (siehe Abbildung 86 und Abbildung 87) machen deutlich, dass das Anbringen der Schmieraschen den Verschleiß nicht mindert. Es ist sogar das Gegenteil der Fall, da bereits ab dem Betriebspunkt (2,6 bar / 0,5 mm) ein deutlicher Verschleiß auftritt. Dieser befindet sich wie bei den Dichtungen ohne und mit Schmiernuten im Bereich des Außendurchmessers des Dichtrings. Aus den Verschleißbildern geht hervor, dass die hydrostatische Dichtungsentlastung im Bereich der Schmieraschen den Verschleiß bei $\Delta x \geq 0 \text{ mm}$ nicht verhindert.

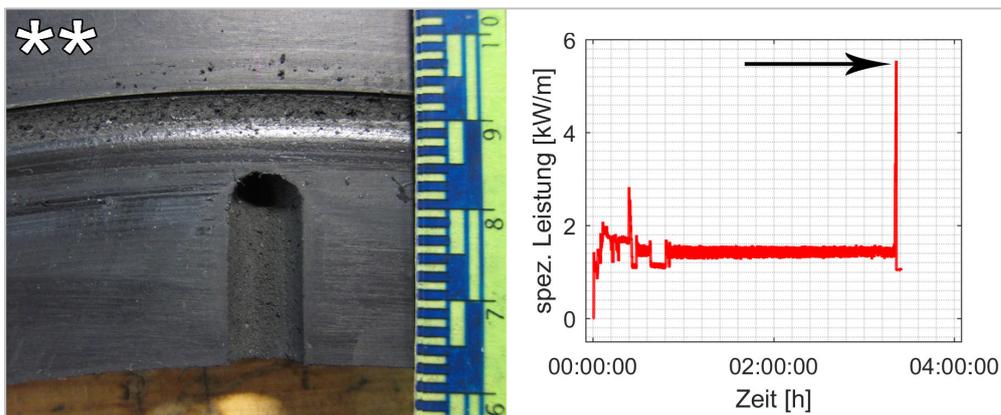


Abbildung 86: Dichtungverschleiß durch einen Versuch bei (2,6bar / 0,5 mm), Versuchsdauer ca.3,5 h

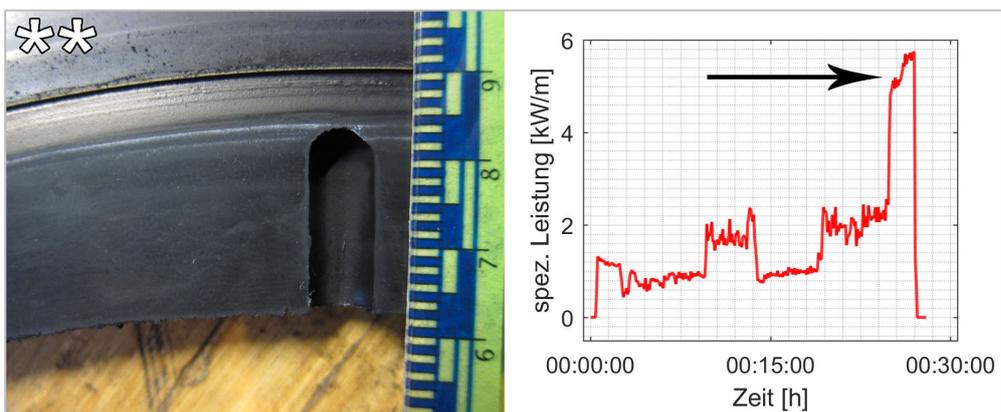


Abbildung 87: Dichtungverschleiß durch einen Versuch bei (2,6 bar / 1,7 mm), Versuchsdauer ca.0,5 h

Die beiden vorangehenden Abbildungen machen deutlich, dass der Dichtungsverschleiß abrupt auftreten kann. Ersichtlich ist dies durch einen deutlichen Verschleiß trotz relativ kurzer Versuchszeiten. Der Verschleiß entsteht dabei vermutlich während den markierten Leistungsspitzen, welche abrupt auftreten. Diese Beobachtung des plötzlichen Dichtungsverschleißes ist auch für alle anderen getesteten Dichtungsvarianten zutreffend.

9.2.2 Messergebnisse

In Abbildung 88 sind die Mittelwerte der letzten halben Versuchsstunde der spezifischen Leckage aufgetragen. Die Gesamtversuchsdauer betrug 24 Stunden. Bei einer Dichtungsposition von $\Delta x \geq 0,5$ mm ergaben sich Leckagewerte wie sie auch bei Dichtungen ohne Schmiernut vorkommen. Entfernen sich Dichtkörper und Dichtring voneinander (Δx sinkt), steigt die Leckage, ab $\Delta x < 0,5$ mm rasant an und bei einer Dichtungsposition von $\Delta x = 0$ (fluchtende Dichtungsposition) beträgt sie bereits $25 \text{ l}/(\text{h}\cdot\text{m})$. Bei $\Delta x = -1$ mm steigt die Leckage auf $61 \text{ l}/(\text{h}\cdot\text{m})$ an, was den höchsten gemessenen Wert aller untersuchten Dichtungsvarianten darstellt.

Abbildung 88 zeigt die spezifische Leckage bei 1 bar Überdruck als Funktion der Dichtungsposition. Aufgrund der Schmiertaschen entstehen ab $\Delta x < 0,5$ mm durchgehende Leckagekanäle vom Inneren der Prüftrommel zur Umgebung, wodurch die Leckage gegenüber $\Delta x > 0,5$ mm extrem ansteigt. Dabei gelangt der Großteil der Leckage über die Schmiertaschen an die Umgebung

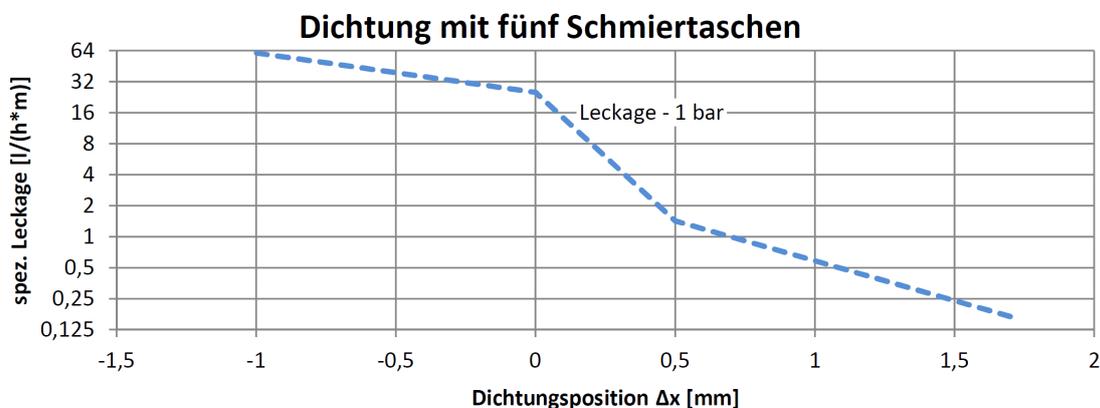


Abbildung 88: Spez. Leckage der Dichtungen mit fünf Schmiertaschen abhängig von Δx bei 1 bar Überdruck

Schlussfolgerung

- Bei einem Überdruck von 2,6 bar und Dichtungspositionen $\geq 0,5$ mm tritt ein deutlicher Dichtungsverschleiß auf.
- Bei Dichtungspositionen $\leq 0,5$ mm (siehe Abbildung 88) steigt die Leckage stark an.
- Diese Dichtungsvariante zeigt keinerlei Vorteile.
- Die Dichtungen mit fünf Schmiertaschen können im geforderten Betriebsbereich nicht verschleißfrei betrieben werden, weshalb sie als ungeeignet für das System Nabdichtung eingestuft werden.

9.3 Versuche bei einer Dichtungsposition von $\Delta x = 2,5$ mm

Die bisherigen Dichtungsvarianten haben in Hinblick auf die Erfahrungen der Prototyp-Anlagen keine zufriedenstellenden Ergebnisse bezüglich des Verschleißes gezeigt. Bei den folgenden Versuchen wurde die Dichtungsposition deshalb auf $\Delta x = 2,5$ mm erhöht. Dabei wurde die Dichtung innerhalb einer Stunde derart verschlissen, dass sich ein Verschleißbild, wie in Abbildung 89 (a) dargestellt, entstand. Vergleicht man den Verschleiß des Versuchs mit dem Dichtungsverschleiß von Kraftwerk Faching (b), ist eine gewisse Ähnlichkeit der Geometrien vorhanden. Die Dichtung in Abbildung 89 (b) war ca. 10 Monate im Einsatz, der Werkstoff ist bei dieser Dichtung in der Verschleißzone wesentlich härter und spröder als die Dichtung des Versuchslaufs. Dieser Unterschied wird durch den längeren Einsatz der Dichtung im Kraftwerk und der damit verbundenen Alterung des thermisch belasteten Dichtungswerkstoffes vermutet. Die Betriebsbedingungen beider Dichtungen waren mit $p_i = 2,6$ bar und $\Delta x = 2,5$ mm praktisch ident.

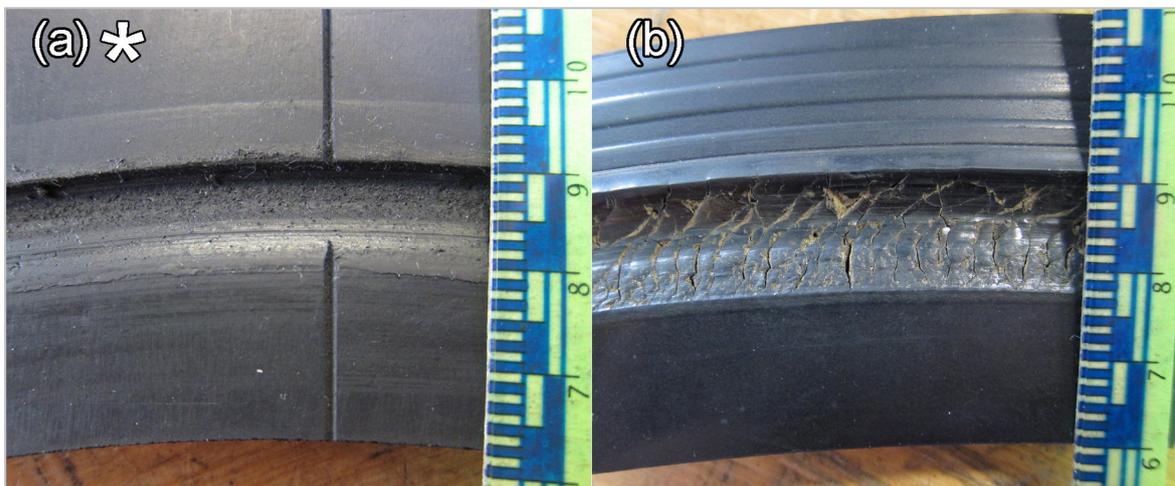


Abbildung 89: (a) Dichtungsverschleiß am Prüfstand nach einer Stunde bei (2,6 bar / $\Delta x = 2,5$ mm); (b) Dichtung nach 10 monatigem Einsatz in KW Faching

Mit der verschlissenen Dichtung (Abbildung 89 (a)) wurden Folgeversuche bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 bar / 1,7 mm und 2,5 mm) über 24 Stunden durchgeführt. Dabei zeigte die Dichtung ein hervorragendes Verhalten, denn es trat kein nennenswerter zusätzlicher Verschleiß auf. Es löste sich nur punktuell thermisch vorbelastetes Material aus der Dichtung. Die Reibleistung und die Leckage betragen bei den Folgeversuchen ca. 1 kW/m bzw. 0,2 l/(h*m). Dabei sind die Werte der Leistung und der Leckage ähnlich wie bei Dichtungen ohne Schmiernut. Dies erklärt sich dadurch, dass der Dichtring mit der Dichtung, bei diesem Versuch ($\Delta x = 2,5$ mm), nur in der glatten Verschleißzone (Anm.: Die Schmiernut wurde verschlissen.) in Kontakt war. Eine spezifische Leistung von 1 kW/m ist dem Mittelfeld und eine spezifische Leckage von 0,2 l/(h*m) im unteren Bereich der aufgenommenen Werte am Prüfstand zuzurechnen.



Abbildung 90: Dichtung nach den Folgeversuchen bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 bar / 1,7 mm sowie 2,5 mm)

9.3.1 Langzeitversuch

Ähnlich wie auf Seite 89 vorgestellt, wurde beim folgenden Versuch eine neue Dichtung verschlissen und anschließend, als Folgeversuch, ein Langzeittest über ca. sieben Wochen bei (1 bar / 2,5 mm) durchgeführt. Abbildung 91 (a) zeigt die Dichtung nach dem Verschleiß durch die Erhöhung der Dichtungsposition auf $\Delta x = 2,5$ mm. Zudem werden im Bild die Drehrichtung des Dichtrings und der Kontaktbereich zwischen den Gleitpartnern bei

$\Delta x = 2,5$ mm angegeben (grüne Fläche). Es ist anzunehmen, dass die Dichtlippe im gelben Bereich vom Dichtring abhebt, was durch die Unversehrtheit der Dichtung in dieser Zone begründet wird. Der Dichtkörper kommt hingegen bei geringen Verschiebungen oder bei $\Delta x \leq 0$ mm im gelb markierten Bereich in Kontakt mit dem Dichtring. Zwischen den Teilbildern (a) und (b) liegen sieben Wochen Versuchsdauer, während dieser Zeit ist kein wesentlicher zusätzlicher Verschleiß entstanden. Es haben sich nur Verschleißpartikelanhäufungen gebildet und im Vergleich zum gelben Bereich wurde die Werkstoffoberfläche im Kontaktbereich (grün) geringfügig härter.

Markant sind die dreiecksförmigen Vertiefungen, welche durch das Herauslösen von Material unter thermischer Belastung entstehen. Dabei bildet sich pulverförmiger Verschleiß, wie er auch von Persson in [23] beschrieben wurde (siehe dazu auch Kapitel 4 - Tribologische Grundlagen S.45 f). Die Dreiecksform lässt sich durch den Transport von heißem Wasser bzw. von heißem Wasserdampf durch den Dichtring in Drehrichtung erklären. Außerdem bewegt sich auch ein lokaler heißer Bereich der Dichtringoberfläche in diese Richtung. Das heißt dass ausgehend von einem Punkt mit hoher Reibung und damit auch höherer Temperatur, die Reibungswärme in Drehrichtung transportiert wird und dadurch den Verschleiß dort fördert. Des Weiteren deckt sich der hier auftretende Verschleiß mit der Theorie von Persson über die Rissfortpflanzung (Abbildung 43) und das damit einhergehende Herauslösen der Verschleißpartikel an einer Fehlstelle des Elastomers. Die Verschleißpartikel werden dabei in Bewegungsrichtung des Dichtrings betrachtet nach dieser Fehlstelle herausgelöst.

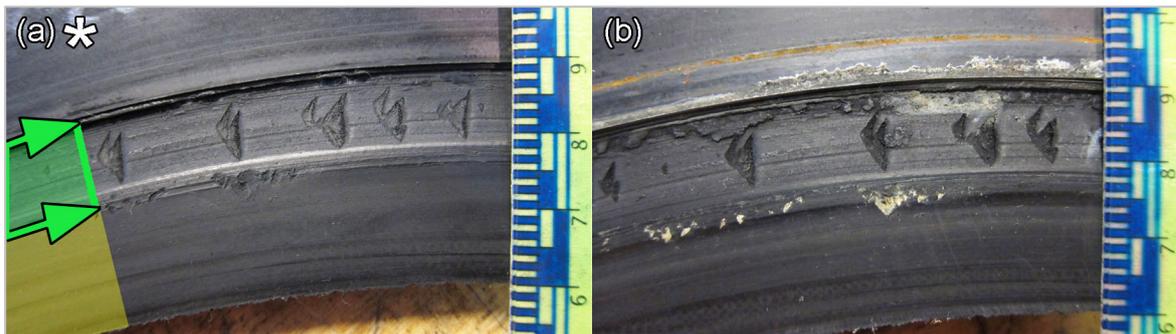


Abbildung 91: Dichtung (a) vor und (b) nach dem siebenwöchigen Langzeitversuch bei (1 bar / 2,5mm)

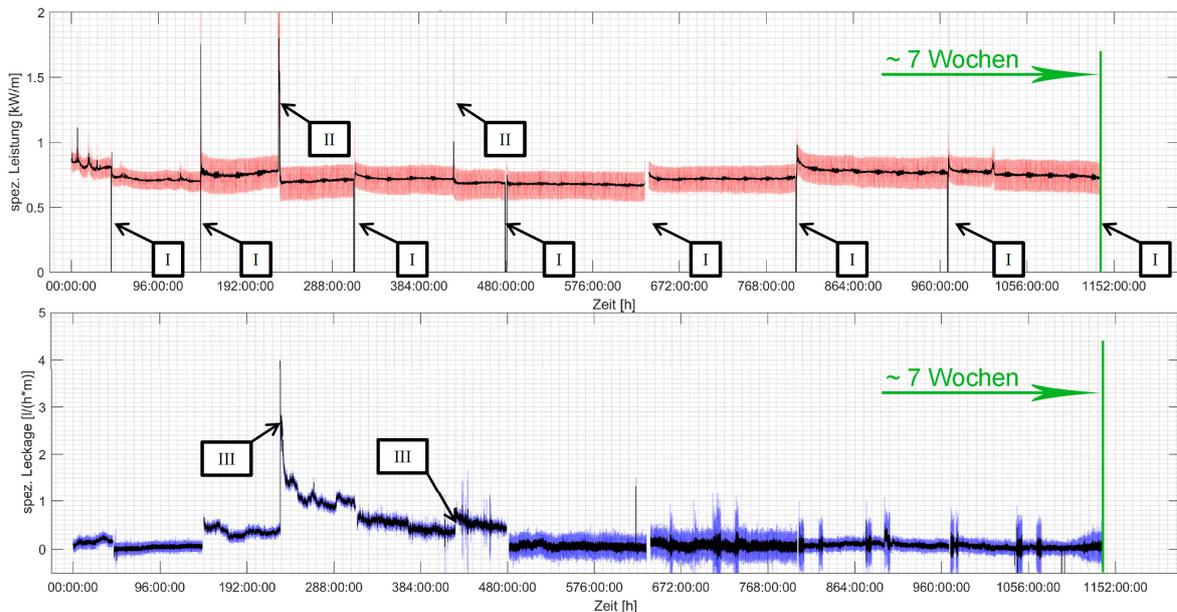


Abbildung 92: Verlauf der spezifische Leistung und der spezifische Leckage während dem Langzeitversuch

In den oben dargestellten Diagrammen ist der Verlauf der spezifischen Leistung und der spezifischen Leckage über der Prüfzeit des Langzeitversuchs aufgetragen. Während des Versuchs wurde der Prüfstand mehrmals abgestellt, um die Dichtung zu begutachten. Diese Ereignisse werden im Diagramm durch (I) markiert. Beim anschließenden Anfahren zeigt sich eine erhöhte Leistungsaufnahme, welche bedingt durch Einlaufeffekte wieder abnimmt. Es treten, vermutlich durch die nicht hundertprozentige Übereinstimmung der Betriebspunkte hervorgerufene, Leistungs- und Leckagesprünge auf. Während den ersten 30 Versuchsstunden sind Leistungspitzen häufiger und im weiteren Verlauf kommen sie nur noch einzeln vor. Ist eine Leistungsspitze ausgeprägt (II), steigt die Leckage schlagartig an. Gleichzeitig steigt die Leckage ebenfalls jäh an (III), um anschließend wieder allmählich zu sinken. Direkt nach einer solchen Leistungsspitze findet sich die Leistung auf einem geringeren Niveau als vor dieser. Eine mögliche Erklärung für diese Beobachtung könnten Verschleißpartikel zwischen dem Dichtkörper und dem Dichtring sein. Diese verringern den direkten Kontakt der Gleitpartner, was das Eindringen von Wasser in den Dichtspalt erleichtert und die wahre Kontaktfläche von Dichtkörper und Dichtring verringert (siehe dazu Abbildung 37 (a) S. 41). Mit der Zeit werden diese Verschleißpartikel aus dem Dichtspalt befördert und die Leckage sinkt danach wieder ab.

Schlussfolgerung

- Ist eine Dichtung, wie in Abbildung 90 und Abbildung 91 gezeigt, verschlissen, so sind Folgeversuchsläufe bei (1bar; 2,6bar / 2,5 mm) ohne nennenswerten zusätzlichen Verschleiß möglich.
- Die Ausdehnung des Versuchszeitraums hat keinen Einfluss auf die Reibleistung und die Leckagemenge, was die verkürzte Versuchszeit von 24 Stunden rechtfertigt.

9.4 Dichtung Kontur 1

Da die Dichtungen aus dem vorherigen Kapitel zu Beginn sehr schnell verschleißen, aber anschließend sehr gute Ergebnisse bei den getesteten Betriebspunkten (1 bar bzw. 2,6 bar / 2,5 mm) zeigen, wird die Form dieser Dichtungen, welche sich nach dem eingetretenem Verschleiß einstellt, für weitere Versuche mit neuen Dichtungen übernommen. Dabei wird die Geometrie an der Drehmaschine erzeugt, um den thermischen Eintrag, wie er ansonsten beim Verschleiß zum Erreichen dieser Dichtungsform entsteht, zu vermeiden. Dadurch soll eine Veränderung des Dichtungswerkstoffs verhindert und in weiterer Folge Alterungserscheinungen verringert werden (siehe Kapitel 5.3). Die umgesetzte Dichtungsform wird „Kontur 1“ genannt und ist in der folgenden Abbildung dargestellt. Für die Fertigung an der Drehbank wurde der Dichtungsrohling mit doppelseitigem Klebeband auf der Planscheibe befestigt. Teilbild (d) zeigt die Dichtungsoberfläche im bearbeiteten Bereich direkt nach der Fertigung.

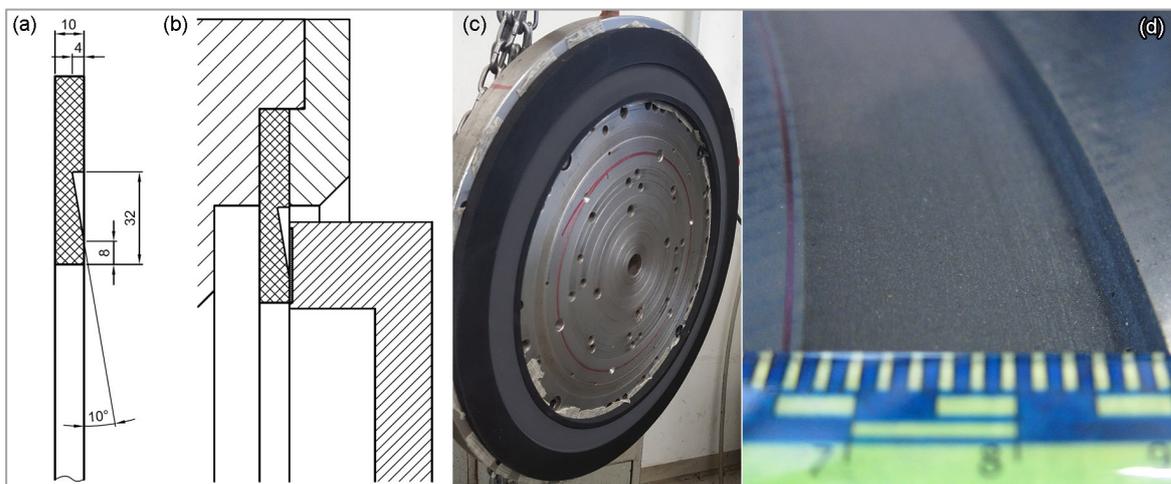


Abbildung 93: (a) Querschnitt des Dichtkörpers; (b) Skizze der Einbausituation; (c) Befestigung der Dichtung zur Fertigung an der Drehmaschine; (d) Detailaufnahme der bearbeiteten Oberfläche

9.4.1 Verschleißbilder

Mit dieser Dichtungsvariante wurden Versuche bei (1bar bzw. 2,6 bar / -1 mm bis 2,5 mm) durchgeführt. Bei all diesen Versuchen ist lediglich eine minimale, oberflächliche Glättung der Dichtung im bearbeiteten Oberflächenbereich aufgetreten. Diese Glättung variiert in Abhängigkeit vom Betriebspunkt in der Breite und der Position. Die Bereiche einer sichtbaren Oberflächenglättung wurden in den folgenden zwei Abbildungen rot mar-

kiert. Die dargestellten Verschleißbilder ergaben sich nach einer Versuchsdauer von 24 Stunden mit Ausnahme des in Abbildung 95 (b) gezeigten Verschleißbildes, welches die Dichtung nach einer Versuchsdauer von ca. 6 Tagen abbildet. Beim letztgenannten Versuch hat sich ab dem Durchmesser, bis zu dem die Dichtung am Dichtring aufliegt, eine kreisrunde Kalkablagerung gebildet. Es wurde bei keinem der Versuche mit dieser Dichtungsvariante eine merkbare thermische Materialbeeinflussung oder gar ein thermisch verursachter Materialabtrag beobachtet.

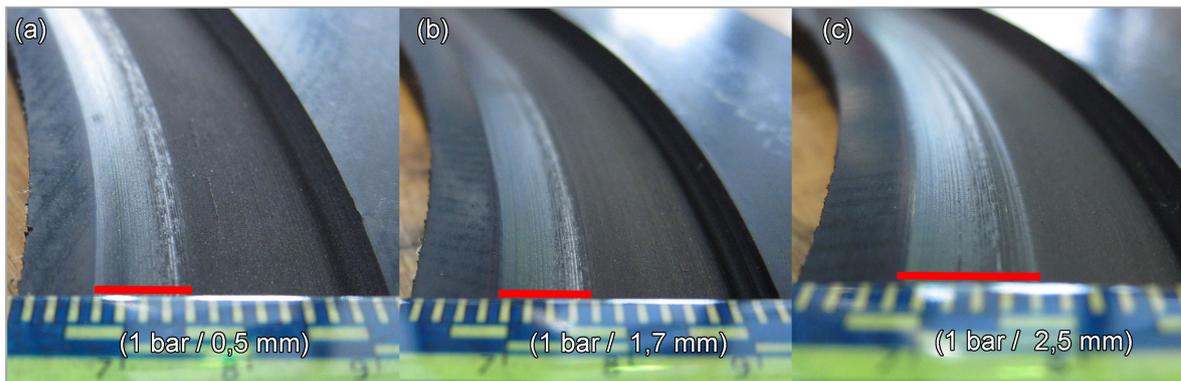


Abbildung 94: Verschleißbilder der Dichtung bei 1 bar Überdruck; Bereich der sichtbare Oberflächenglättung ist rot markiert

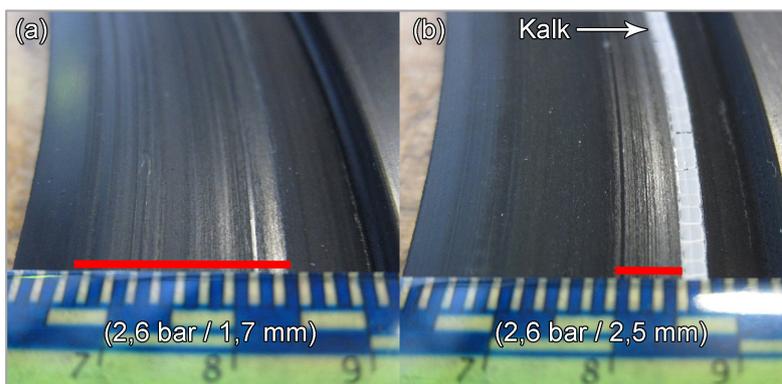


Abbildung 95: Verschleißbilder der Dichtung bei 2,6 bar Überdruck; Bereiche der sichtbaren Oberflächenveränderungen sind rot markiert

Mit der Kenntnis, dass sich die Dichtung an den in den Bildern oben rot markierten Bereichen bei den jeweiligen Betriebspunkten sicher berührt, wurde die Dichtungsverformung grob, geometrisch approximiert (Abbildung 96). Dabei wurde am inneren und äußeren Durchmesser des Kontaktbereiches die Materialstärke der Dichtung an diesen Durchmessern aufgetragen und mit anderen Randbedingungen die Dichtungsform grob nachgebildet. Da an den inneren 8 mm der Dichtung durch die ohnehin glatte Oberfläche der Dichtung keine Oberflächenveränderung sichtbar ist, kann in diesem Bereich keine Aussage über den Kontakt der beiden Körper getroffen werden. Bei einer Dichtungsposition von $\Delta x = 0,5$ mm wird dennoch davon ausgegangen, dass in diesem Bereich ein Kontakt besteht (Näheres siehe unten).

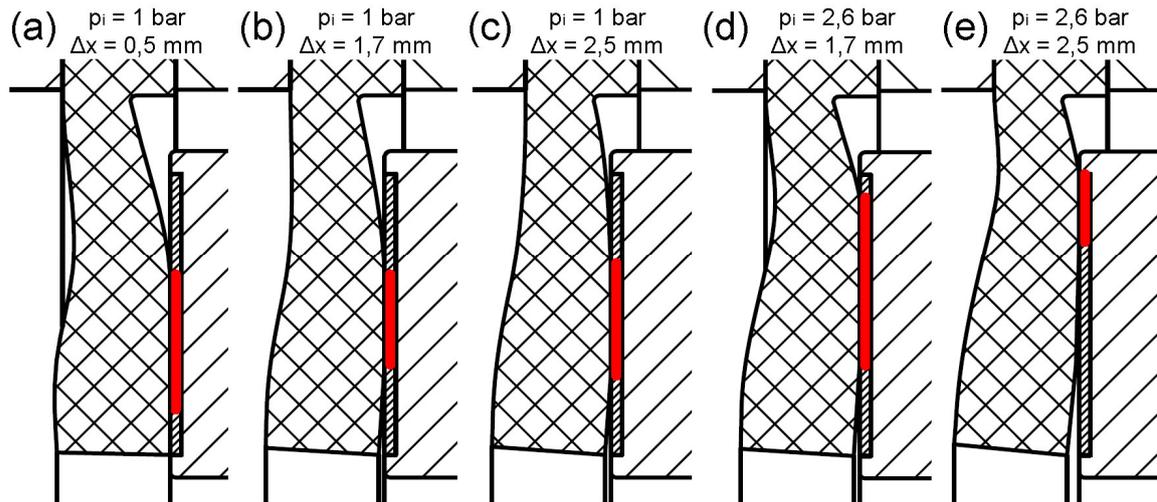


Abbildung 96: Kontaktflächenbreite (rot) in Abhängigkeit der Betriebspunkte und grobe Annäherung der Dichtungsform im Betrieb

9.4.2 Messergebnisse

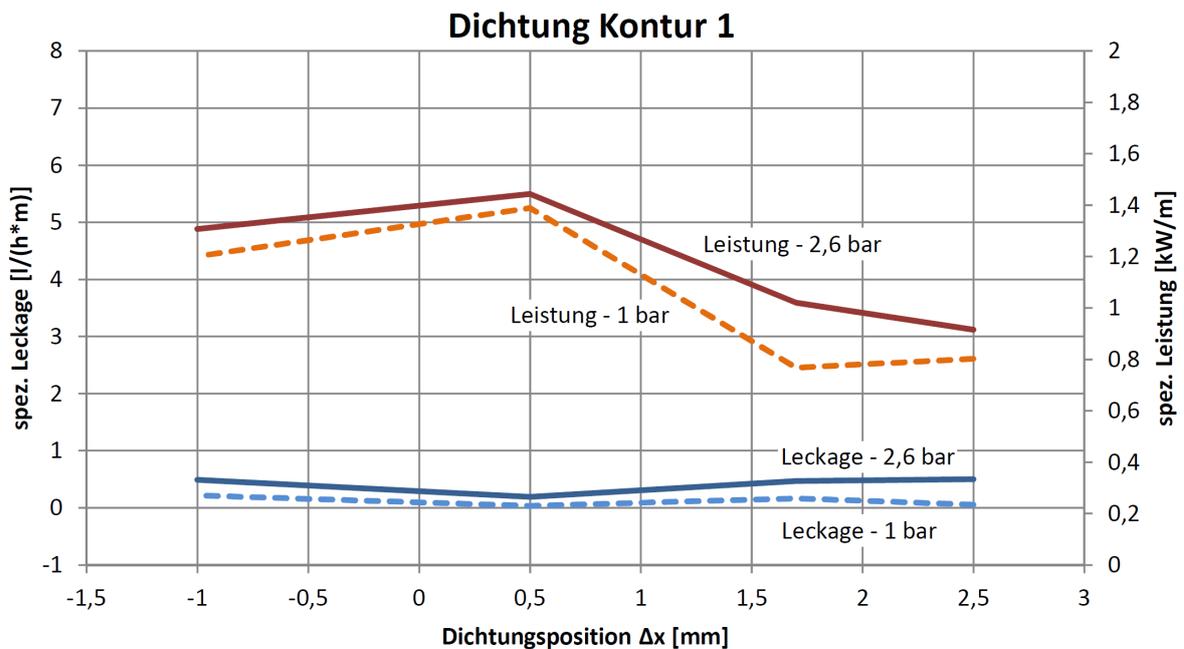


Abbildung 97: Dichtung „Kontur 1“: Mittelwerte der letzten halben Stunde von spez. Leckage und spez. Leistung aufgetragen über die Dichtungsposition bei 1 und 2,6 bar Überdruck

Im Vergleich zu den anderen Dichtungsvarianten weist die Leckage an allen untersuchten Betriebspunkten den geringsten Wert auf. Bei der Dichtungsposition $\Delta x = 0,5$ mm befindet sich für beide Druckniveaus das Minimum der Leckage. Im Gegenzug findet sich bei dieser Dichtungsposition das Maximum der Reibleistung. Die Leistung ist bei $\Delta x = 0,5$ mm im oberen Leistungsbereich der getesteten Dichtungsvarianten, ansonsten auf mittlerem Niveau. Die Extremwerte werden durch eine elastische Verformung der Dichtung im Bereich der Kante zwischen dem unbearbeiteten und bearbeiteten Teil der Dichtung (Abbildung 98) und einer damit einhergehenden höheren Flächenpressung in diesem Be-

reich vermutet. Mit einem Mittelwert von $1,2 \text{ kW/m}$ ist die Reibleistung aber auch bei dieser Dichtungsvariante vernachlässigbar klein im Vergleich zur Leistung der Turbine.

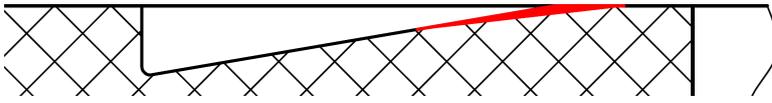


Abbildung 98: Vermutete elastische Verformung der Dichtung (rot) bei $\Delta x = 0,5 \text{ mm}$

9.4.3 Langzeitversuch

Mit dieser Dichtungsvariante wurde ein Langzeitversuch über zwei Wochen bei (2,6 bar / 2,5 mm) durchgeführt. Das Verschleißbild nach den ersten sechs Tagen ist in Abbildung 95 (b) dargestellt und nach 14 Tagen in der Abbildung 99 (a) und (b). Die Dichtung wurde an den gleichen Bereichen, wie sie schon bei der Prüfstandsöffnung nach sechs Tagen bekannt waren, weiter geglättet.

Der Leistungsverlauf zeigte während der gesamten Versuchsdauer keine markanten Leistungsspitzen, wie sie etwa beim siebenwöchigen Langzeitversuch auftraten und in Abbildung 92 mit (II) markiert sind.

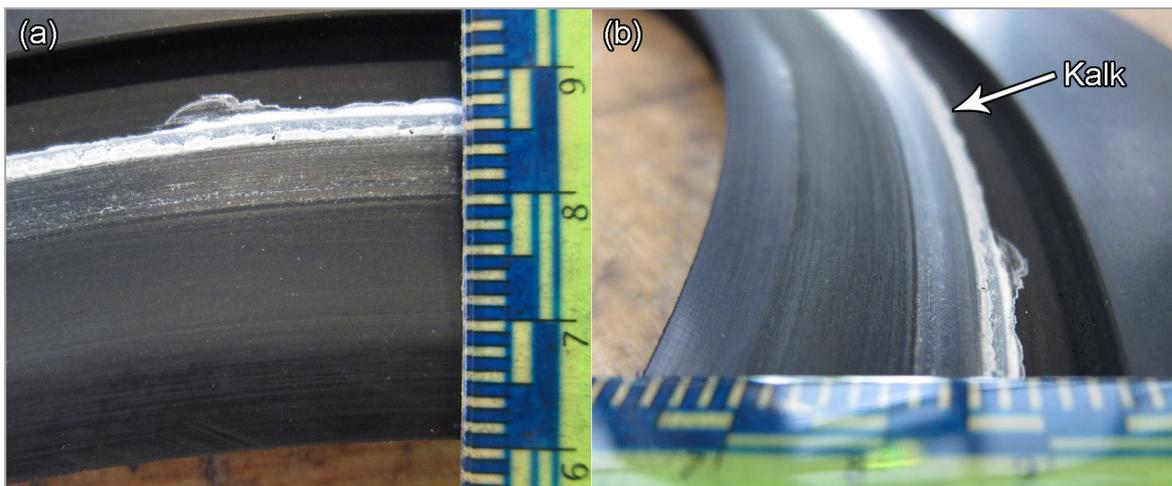


Abbildung 99: Verschleißbild nach zweiwöchiger Versuchsdauer bei (2,6 bar / 2,5 mm)



Abbildung 100: Nahaufnahme der Dichtungsfläche nach zweiwöchiger Versuchsdauer bei (2,6 bar / 2,5 mm)

Schlussfolgerung

- Die Dichtung Kontur 1 ist für den gesamten geforderten Betriebsbereich gut geeignet.
- Auch bei $\Delta x \gg 0 \text{ mm}$ zeigt diese Dichtung, verglichen mit allen anderen untersuchten Dichtungsvarianten, keinen nennenswerten Verschleiß.

9.5 Konischer Dichtring und Dichtung ohne Schmiernut

Diese Dichtungsvariante ist im Kraftwerk Faching im Einsatz. Die Kombination aus konischem Dichtring (siehe Abbildung 76 ganz rechts) und Dichtung ohne Schmiernut führt zu folgenden Verschleißbildern: Die Ergebnisse des Versuchs bei (1 bar / 0,5 mm) wird in Abbildung 101 (a) und der Versuch bei (2,6 bar / 1,7 mm) in Teilbild (b) dargestellt. Beide Versuche zeigten einen deutlichen Dichtungsverschleiß. Als Grund für den Verschleiß wird das Erschweren bzw. Verhindern einer hydrostatischen Dichtungsentlastung, wie sie etwa bei der Dichtung Kontur 1 auftritt, und einer damit verbundenen Mangelschmierung angesehen. Begünstigt wird diese Eigenschaft des Dichtungssystems durch die konische Form des Dichtrings mit einer damit verbundenen Tendenz der Dichtung, bereits ab dem Innendurchmesser der Dichtung bevorzugt anzuliegen. Dadurch bildet sich eine breite Kontaktfläche, welche einen Wärmetransport an die Umgebung erschwert. Die dargestellten Materialschäden traten bereits nach einer Versuchszeit von (a) 30 Minuten und (b) 5 Minuten auf.

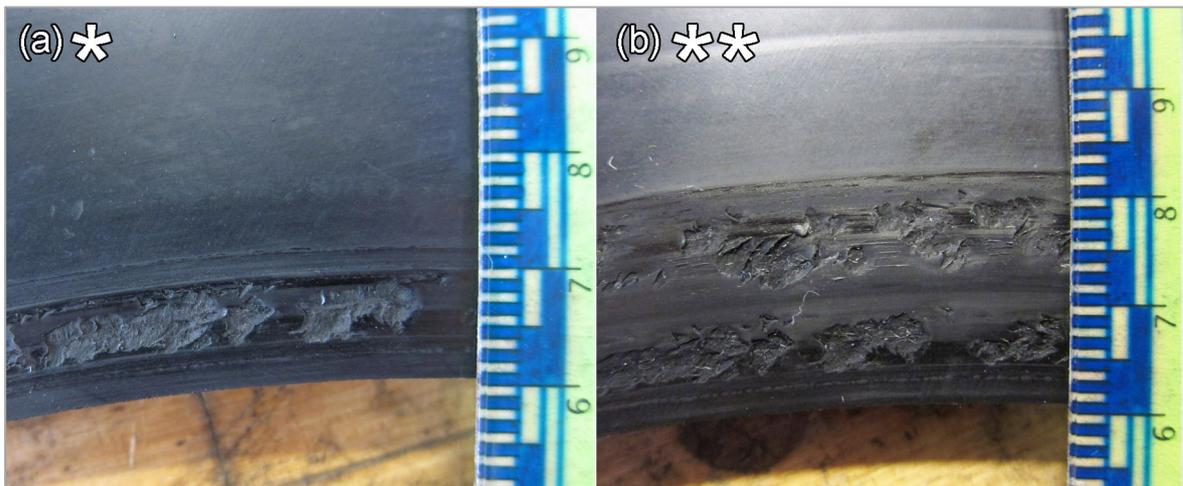


Abbildung 101: Dichtungsverschleiß mit konischem Dichtring: bei (a) (1 bar / 0,5 mm); (b) (2,6 bar / 1,7 mm)

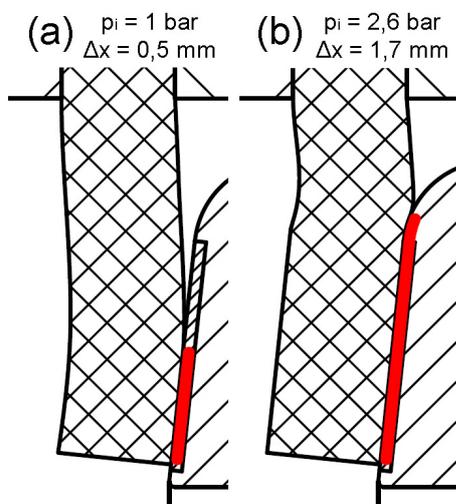


Abbildung 102: Kontaktflächenbreite (rot) und vermutliche Dichtungsverformung

Für die Versuche bei 1 bar ergaben sich Werte von ca. 1,2 l/(h*m) bzw. 1,1 kW/m für die spezifische Reibleistung und die spezifische Leckage. Diese Werte liegen im mittleren Bereich der aufgenommenen Ergebnisse der 24 Stunden-Versuchsläufe. Die Reibleistung ist der Reibleistung der Dichtungen mit Kontur 1 ähnlich und die Leckagemenge ist ähnlich wie bei Dichtungen ohne Schmiernut. Bei 2,6 bar wurden keine Messungen durchgeführt, da bei diesem Druck kein Versuch über 24 Stunden möglich war.

Schlussfolgerung

- Diese Dichtungen zeigten einen eindeutigen Verschleiß bei einem Druck von 1 bar und $\Delta x \leq 0,5$ mm. Im Vergleich dazu funktionierten die Dichtungen ohne Schmiernut unter diesen Umständen einwandfrei. Bei Betriebspunkten von 2,6 bar und $\Delta x \geq 1,7$ mm entstand ein deutlicher Dichtungsverschleiß.
- Mit Dichtungen aus PUR konnte ein verschleißfreier Betrieb über 24 Stunden bei 1 bar Druck und $\Delta x = 0,5$ mm sowie $\Delta x = 2,5$ mm beobachtet werden (siehe Kapitel 9.6.2).
- Diese Dichtungsvariante kann nur bei einem Druck von 1 bar und einem Dichtungswerkstoff aus PUR (Anm.: TPE-U) empfohlen werden. Ansonsten wird diese Dichtungsvariante als ungeeignet betrachtet.

9.6 Werkstoffvergleich

9.6.1 Getestete Werkstoffe

Die nachstehende Tabelle fasst die untersuchten Dichtungswerkstoffe mit ihren wichtigsten Eigenschaften zusammen. Für weitere Informationen können die Werkstoffdatenblätter im Anhang sowie der Inhalt des Kapitels 5 herangezogen werden. Alle Dichtungen wurden von der Firma HOSTRA Gummi und Kunststoffe GmbH – Graz-Seiersberg geliefert.

Tabelle 6: Werkstoffangaben

Bezeichnung nach DIN ISO 1629 und DIN EN ISO 18064	NBR	EPDM	Thermoplastisches PUR exakt: TPE-U
Härte [Shore A]	65 ±5	70 ±5	90 ±5
Einsatztemperaturbereich [°C]	-10 bis +70	-40 bis +100	-10 bis +60
Vernetzungstyp	Schwefelvernetzung	Schwefelvernetzung	-
Hersteller	Semperit	Semperit	Quadriga
Handelsname	P 9540	E 9566	Polyurethan D44

9.6.2 Verschleißbilder

Die folgenden Abbildungen zeigen den Dichtungsverschleiß für die drei getesteten Dichtungswerkstoffe bei jeweils gleicher Dichtungsvariante und gleichen Betriebspunkten.

Dichtung ohne Schmiernut (2,6 bar / 1,7 mm)

Beim Versuch mit der NBR-Dichtung blockierte der Prüfstand beim Einstellen des Betriebspunkts. Aufgrund von Mangelschmierung war die Reibleistung während des Einlaufvorgangs so hoch, dass das auftretende Reibmoment bei 300 U/min vom Antriebsmotor nicht erbracht werden konnte. Als Folge davon, stellte sich ein deutlicher Verschleiß der Dichtung im für diese Dichtungsvariante typischen Bereich ein. Dabei bildeten sich Grübchen, welche auf eine thermische Zersetzung der Dichtung hindeuten. Die EPDM-Dichtung zeigt in Sachen Verschleiß ein gutes Verhalten, denn trotz mehrfacher Reibleistungsspitzen während dem Einstellvorgang hat sich nur ein minimaler Oberflächenverschleiß gebildet. Die Dichtung aus PUR ist am Außendurchmesser des Dichtrings aufgeschmolzen. Durch die zu hohe Steifigkeit der Dichtung (90 Shore A) war ein Versuchslauf bei (2,6 / 1,7 mm) durch die geometriebedingte Kollision zwischen Dichtung und Dichtring nicht möglich.



Abbildung 103: Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR

Dichtung Kontur 1 (2,6 bar / 1,7 mm)

Die NBR Dichtung zeigt minimalen Oberflächenverschleiß, die EPDM-Dichtung keinen Verschleiß. Die Versuchsläufe haben mit diesen Dichtungen problemlos funktioniert. Die PUR Dichtung ist auf einer Breite von 15 Millimetern ausgehend vom Innendurchmesser geschmolzen und hat dabei ihre Form deutlich verändert. Die Dichtung blieb nach dem Blockieren des Prüfstands am Dichtring haften. Dabei ist das Schmelzen und Anhaften der Dichtung innerhalb kürzester Zeit geschehen. Zum Ablösen der Dichtung vom Dichtring musste eine beträchtliche Kraft aufgewendet werden.

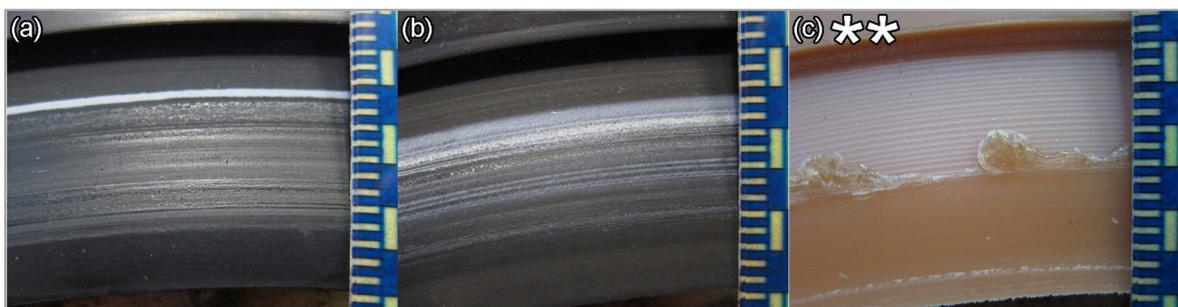


Abbildung 104: Verschleißbilder der Dichtungen Kontur 1 bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR

Konischer Dichtring mit Dichtungen ohne Schmiernuten (1 bar / 0,5 mm)

Die NBR-Dichtung zeigt auch hier einen deutlichen Verschleiß in Form von Grübchen. Die EPDM-Dichtung weist eine geringfügige oberflächige Veränderung auf. Die PUR Dichtung weist keinerlei sichtbare Veränderungen auf.



Abbildung 105: Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut und mit konischem Dichtring bei (1 bar / 0,5 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR

Konischer Dichtring mit Dichtungen ohne Schmiernuten (2,6 bar / 1,7 mm)

Die Dichtungsvariante mit konischem Dichtring und den Dichtungen aus NBR und EPDM erlaubten keinen 24-stündigen Versuchslauf. Dabei bildete sich an der NBR Dichtung starker Verschleiß, hingegen ergab sich bei der EPDM-Dichtung nur minimaler Verschleiß. An der PUR-Dichtung entstand ein deutlicher Dichtungsverschleiß, bei dem wiederum Teile der Dichtung unter „Fadenbildung“ aufgeschmolzen sind. Ein 24-Stundenversuch war nach anfänglichen Leistungsspitzen mit damit verbundenem Blockieren des Prüfstands möglich.



Abbildung 106: Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut und mit konischem Dichtring bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR

Schlussfolgerung

- Auf die Leckage haben die unterschiedlichen Dichtungswerkstoffe keinen nennenswerten Einfluss.
- Die Reibleistung der PUR-Dichtung ist gegenüber den NBR- und EPDM-Dichtung etwas geringer. Dies wird durch einen geringeren Anteil der Adhäsion (Anm.: Klebänder haften nicht auf der PUR-Dichtung) an der Gesamtreibung und durch die größere Härte des PUR-Werkstoffs gegenüber den NBR- und EPDM-Werkstoffen hervorgerufen. Die größere Härte des PUR-Werkstoffs bewirkt wahrscheinlich eine geringere wahre Kontaktfläche der Kontaktpartner (siehe dazu das Kapitel 4.3).

- In Kapitel 5.4 und 5.5 wurde bereits erwähnt, dass NBR-Werkstoffe für die Verwendung als Dichtungswerkstoff in Heißwasser und Wasserdampf ungeeignet sind. Dies konnte auch durch die Versuche am Dichtungsprüfstand bestätigt werden. Vergleicht man die Verschleißbilder der Werkstoffe bei gleichen Versuchsläufen, so zeigt sich, dass der NBR-Werkstoff stets stärkere Verschleißerscheinungen aufweist als der EPDM-Werkstoff. Der EPDM-Werkstoff zeigte sogar bei Betriebsbedingungen bei denen der NBR-Werkstoff stark verschliss, nur minimale Verschleißerscheinungen. Tritt beim PUR-Werkstoff Verschleiß auf, so geschieht dies stets abrupt. Dabei können großflächige Bereiche schmelzen, wodurch die Dichtungsgeometrie stark verändert wird.
- Für den Einsatz als Nabendichtungswerkstoff wird ein weichmacherfreier, peroxidisch vernetzter EPDM-Werkstoff mit geringem Dienegehalt empfohlen (siehe dazu Kapitel 5.5). Der getestete EPDM-Werkstoff ist lediglich schwefelvernetzt, zeigt aber trotzdem nur minimalen Verschleiß, jedoch ist mit einem peroxidisch vernetzten Werkstoff eine noch bessere Medien- und Alterungsbeständigkeit zu erwarten.
- Alterungserscheinungen konnten nach dem Langzeitversuch über 7 Wochen (siehe Kapitel 9.3.1) nur in sehr geringem Maß an der NBR-Dichtung beobachtet werden. Diese äußerten sich durch eine geringe oberflächliche Zunahme der Härte des Werkstoffs im Kontaktbereich zwischen Dichtung und Dichtring (siehe Abbildung 91; grün markierter Bereich), im Vergleich zu Bereichen an denen dieser Kontakt nicht stattfand (siehe Abbildung 91; gelb markierter Bereich). Als Grund für die geringe Ausprägung der Alterungserscheinung wird die relativ kurze Versuchsdauer von sieben Wochen angenommen.

9.6.3 Dichtringoberfläche

Die mit Wolframcarbid beschichtete Oberfläche des Dichtrings zeigt nach 2500 Stunden Betriebsdauer am Prüfstand nur minimale Oberflächenveränderungen (siehe Abbildung 107 oben). In den Randbereichen ist der Grundwerkstoff sichtbar, welcher am Außendurchmesser poliert wurde. Zum Vergleich wird im unteren Teilbild der konische Dicht-ring im Anlieferungszustand dargestellt.

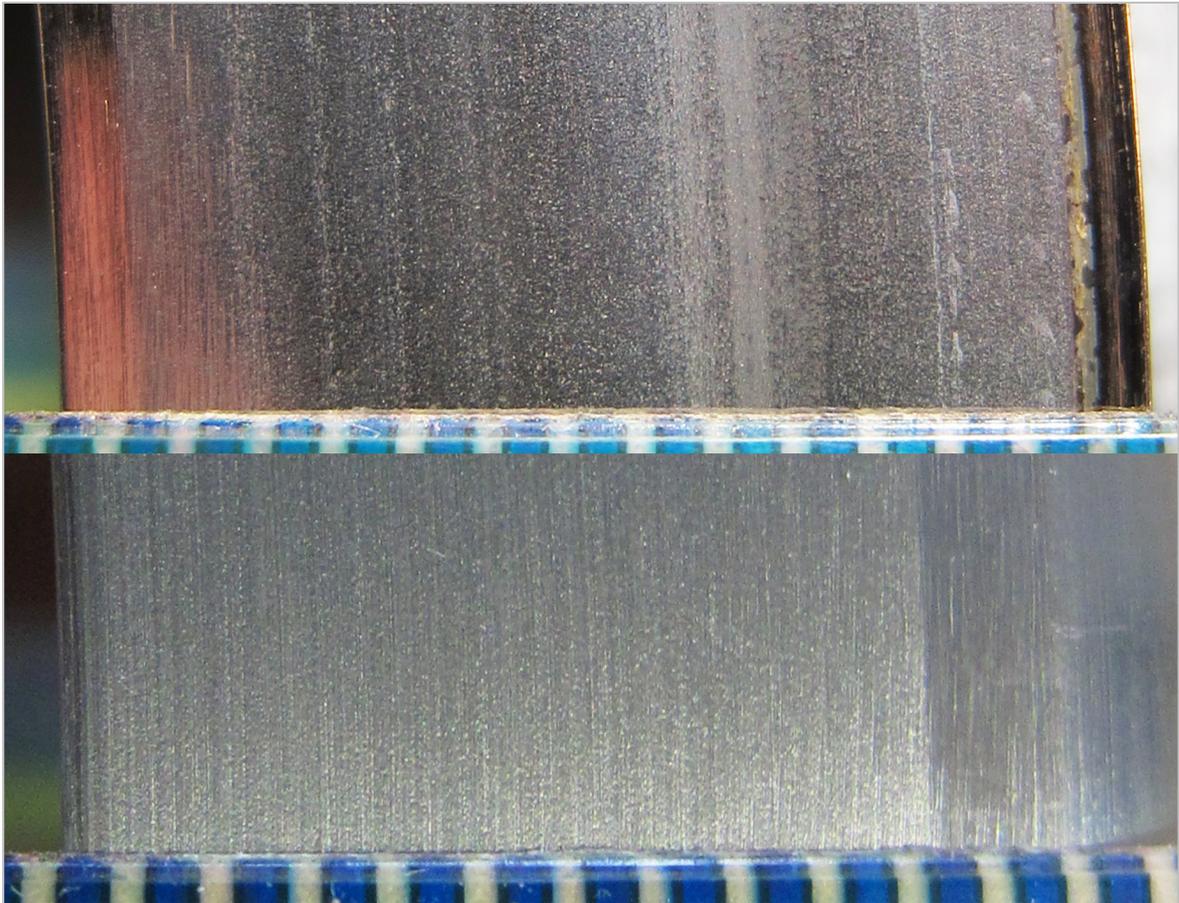


Abbildung 107: (oben) Oberfläche des Dichtrings nach einer Einsatzzeit von 2500 Stunden am Dichtungsprüfstand; (unten) Oberfläche des konischen Dichtrings im Anlieferungszustand

10 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

10.1 Versuchsläufe

Die Funktionstüchtigkeit der einzelnen Dichtungsvarianten wurde in erster Linie durch eine geringe Verschleißneigung des Dichtkörpers erwiesen. Trat kein nennenswerter Verschleiß auf, war zumeist ein Versuch über 24 Stunden möglich, ohne dass der Prüfstand blockierte. Erfüllt eine Dichtung dieses Kriterium, so entsteht im Durchschnitt eine spezifische Reibleistung von ungefähr 1 kW/m und eine spezifische Leckage von 2,4 l/(h*m). Umgerechnet auf die Großausführungen bedeutet dies eine Reibleistung von ca. 0,2 % der Nennleistung und eine Leckage zwischen ca. 2,9 l/h und 10,8 l/h. Eine detaillierte Auflistung aller durchgeführten Versuchsläufe befindet sich im Anhang.

In Abbildung 108 sind Bewertungen zum Verschleiß ausgewählter Dichtungsvarianten und Betriebspunkte dargestellt. Dabei wurden die einzelnen Verschleißbilder, verursacht durch die 24-stündigen Versuche, von 0 bis 5 bewertet. Der Wert 0 entspricht keinem sichtbaren Werkstoffverschleiß und der Wert 5 einem erheblichen Verschleiß, begleitet durch starken Materialabtrag oder ein großflächiges Schmelzen der Dichtung. Bei den mit einem Kreuz markierten Feldern war ein Versuch über 24 Stunden aufgrund zu hoher Reibleistungen beim Einstellen des Betriebspunktes nicht möglich. Mit „-“ markierte Felder wurden nicht getestet. Die größten Ansprüche an die Dichtung stellten wie erwartet Betriebspunkte bei hohem Wasserdruck und großen, gegeneinander gerichteten, axialen Verschiebungen der beiden Gleitkörper dar. Bei der Dichtungsvariante mit dem konischen Dichtring trat jedoch auch bei geringen Drücken und axialen Verschiebungen ein deutlicher Verschleiß auf. Die Dichtung Kontur 1 zeigte bei allen getesteten Betriebspunkten keinen nennenswerten Verschleiß. Auf die möglichen Ursachen für den auftretenden Verschleiß der unterschiedlichen Dichtungsvarianten wird in Kapitel 10.2 eingegangen. Im Werkstoffvergleich schneidet bei hohen Reibleistungen und den damit verbundenen hohen Temperaturen im Dichtspalt der getestete EPDM-Werkstoff am besten ab. Dies ist nicht weiter verwunderlich, da dieser die höchste erlaubte Einsatztemperatur der drei getesteten Werkstoffe aufweist und für Heißwasseranwendungen sehr gut geeignet ist (Kap. 5.5.2).

		$p_i = 1 \text{ bar}$ $\Delta x = 0,5 \text{ mm}$	$p_i = 1 \text{ bar}$ $\Delta x = 2,5 \text{ mm}$	$p_i = 2,6 \text{ bar}$ $\Delta x = 1,7 \text{ mm}$	$p_i = 2,6 \text{ bar}$ $\Delta x = 2,5 \text{ mm}$
Dichtung ohne Schmierhut	NBR	0	-	4	-
	EPDM	0	-	2	-
	PUR	0	-	4	-
Dichtung Kontur 1	NBR	1	0	1	0
	EPDM	0	-	0	0
	PUR	-	-	5	-
konischer Dichtring	NBR	5	2	5	-
	EPDM	1,5	1	2	-
	PUR	0	0	5	-

Abbildung 108: Bewertung der Verschleißintensität ausgewählter Betriebspunkte und Dichtungsvarianten

Abbildung 109 und Abbildung 110 zeigen den Mittelwert der spezifischen Leistung bzw. der spezifischen Leckage der letzten halben Stunde der 24-stündigen Versuchsläufe. Es werden die Werte aller getesteten Dichtungsgeometrien bei den Betriebspunkten (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 bar / 1,7 mm) dargestellt. Bei der mit „Kontur I“ bezeichneten Dichtung handelt es sich um jene aus Abbildung 89 (a).

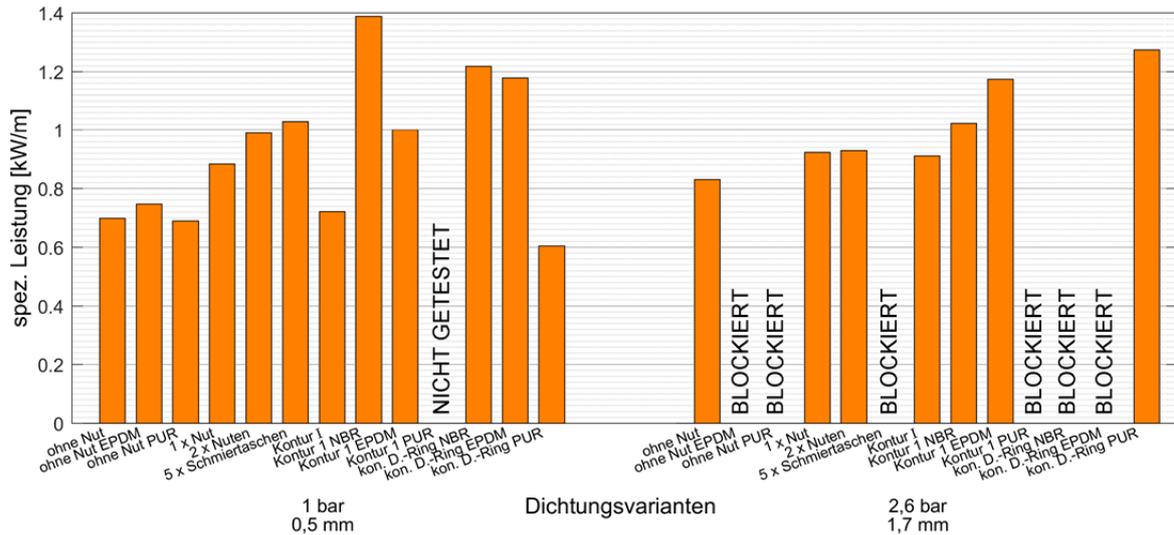


Abbildung 109: Mittelwert der letzten halben Stunde der 24 Stundenversuche der spezifische Leistung aller getesteten Dichtungsvarianten bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 / 1,7 mm)

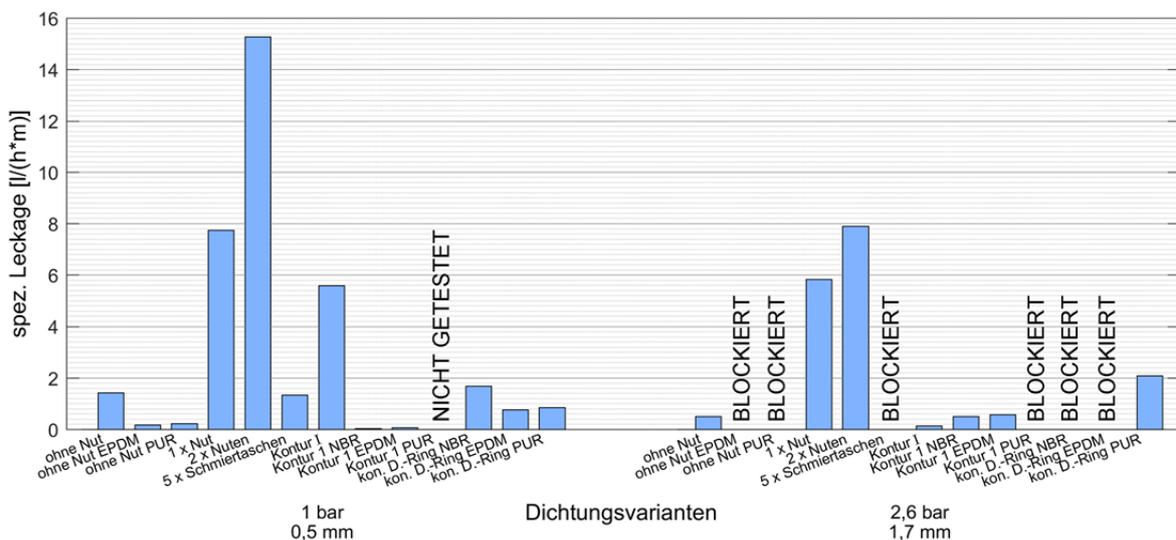


Abbildung 110 Mittelwert der letzten halben Stunde der 24 Stundenversuche der spezifische Leckage aller getesteten Dichtungsvarianten bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 / 1,7 mm)

Aus Abbildung 109 ist ersichtlich, dass für alle getesteten Dichtungsvarianten ein Versuchslauf über 24 Stunden bei (1 bar / 0,5 mm) möglich war. Bei (2,6 bar / 1,7 mm) gelang dies bei ungünstigen Dichtungsgeometrien nicht, da dann ein zu hohes Reibmoment für den Antriebsmotor zu überwinden war. Die Werte der spezifischen Reibleistung lagen bei diesen Versuchen zwischen ca. 0,6 kW/m und ca. 1,4 kW/m. War ein Versuchslauf über 24 Stunden möglich, so sagt die Höhe der Reibleistung nichts über die Neigung der Dichtung zum Verschleiß aus. Die Dichtung Kontur I lieferte den höchsten Wert der

Reibleistung, obwohl diese Dichtungsvariante als einzige verschleißfrei über den geforderten Betriebsbereich eingesetzt werden konnte. Trat ein deutlicher Verschleiß auf, so entstand dieser in der Einlaufphase, während abrupt aufgetretenen Leistungsspitzen.

Die in Abbildung 110 dargestellten Werte machen deutlich, dass das Anbringen von Schmiernuten (durchgehende, radiale Leckagekanäle von innen nach außen) eine vielfache Menge der Leckage, im Vergleich zu den Dichtungen ohne Schmiernuten oder der Dichtung Kontur 1, hervorbringt. Diese hohen Leckagewerte sind aber kein Garant dafür, dass die Dichtung abseits der Schmiernuten besser geschmiert wird. Die Ergebnisse aus Kapitel 9.1 zeigen, dass das Gegenteil der Fall ist. Weiters ist eine hohe gemessene Leckage kein Gewähr für die Neigung der Dichtung zu geringerem Verschleiß, denn die verschleißfrei funktionierende Dichtung Kontur 1 weist weitaus geringere Leckagewerte als die zum Verschleiß neigenden Dichtungen mit Schmiernuten auf. Von Relevanz ist die tatsächlich gleichmäßig vorhandene Leckagemenge über den gesamten Kontaktbereich von Grund und Gegenkörper. Durch eine auftretende Leckage durch Leckagekanäle, wie z.B. die radialen Schmiernuten, kann von der gemessenen Gesamtleckage nicht auf das Schmierangebot abseits der Leckagekanäle geschlossen werden.

10.2 Dichtungsgeometrie

Die unterschiedlichen Dichtungsgeometrien rufen in Bezug auf den Verschleiß unterschiedlichste Verhalten hervor. Die möglichen Ursachen für diese Ungleichheiten werden nun betrachtet. Die Versuche am Prüfstand zeigten, dass eine auftretende Flächenpressung, aufgrund der elastischen Verformung der Dichtung durch den Dichtring, in Kombination mit einer durch Druckdifferenz induzierten Flächenpressung, zum Verschleiß führt. Dies geschieht, wenn die zusätzliche Flächenpressung, durch die elastische Verformung der Dichtung durch den Dichtring, einen, für die jeweilige Situation, bestimmten Wert überschreitet. Dabei entsteht eine höhere Reibleistung durch die einhergehende Mangelschmierung. Dies wirkt in Verbindung mit einer hohen Temperatur im Dichtspalt verschleißfördernd. Abbildung 111 Teilbild (a) zeigt die Kontaktstelle (rot) von Dichtring und Dichtkörper. Dabei ruft eine starke Verzerrung des Dichtkörpers, mit einer damit verbundenen hohen Flächenpressung, die Verschleißbilder von Kapitel 9.1 bis 9.3 hervor. Bei der Variante mit dem konischen Dichtring (Teilbild (b) und (c)) befindet sich die Kontaktstelle am Innendurchmesser der Dichtung. Dabei entsteht durch die Form des Dichtrings bei einer gegebenen axialen Verschiebung des Rings eine geringere Verzerrung der Dichtung, da die Verschiebung der Dichtung am Innendurchmesser zur Wirkung kommt und somit wesentlich weiter vom Dichtungsflansch entfernt ist. Daraus ergibt sich wiederum eine geringere Flächenpressung. Diese Dichtungsvariante funktioniert für die PUR-Dichtung mit 90 Shore A bei (1 bar / 0,5 mm bis 2,5 mm) und guten Gleiteigenschaften sehr gut. Dabei liegt die Dichtung auf einer geringen Breite am Innendurchmesser der Dichtung auf (Teilbild (b)). Der konische Dichtring erschwert oder verhindert jedoch eine hydrostatische Dichtungsentlastung, was eine höhere Anpresskraft aufgrund des Fluiddrucks gegenüber entlasteten Dichtungen bewirkt (siehe dazu Kapitel 3.8). Verbunden mit

einem steigenden Innendruck, liegt die Dichtung auf einer größeren Kontaktflächenbreite am Dichtring auf. Das dabei entstehende, deutliche Verschleißbild bei einem Betriebspunkt von (2,6 bar / 1,7 mm) zeigt Abbildung 106 (c). Für die weicheren NBR- und EPDM-Dichtungen trat diese Erscheinung bereits bei geringerem Innendruck und geringerer Verschiebung (1 bar / 0,5 mm) auf (Abbildung 111 (c); Abbildung 105 (a) und (b)). Bei höheren Drücken und Verschiebungen (2,6 bar / 1,7 mm) verstärken sich die negativen Wirkungen (Abbildung 111 (d); Abbildung 106 (a) und (b)).

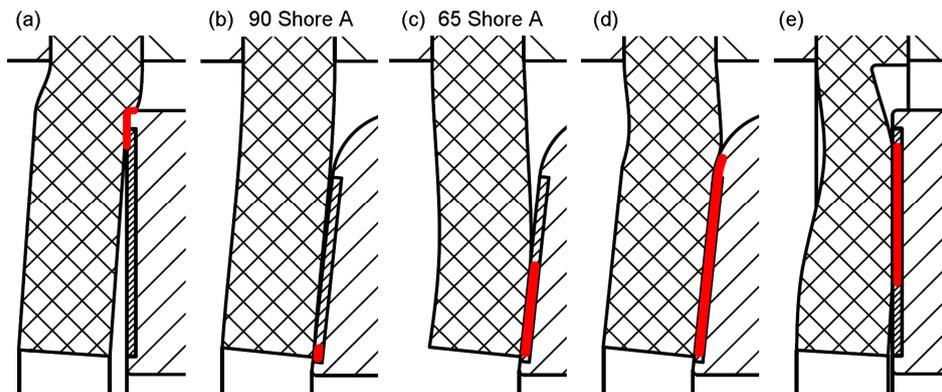


Abbildung 111: Vergleich unterschiedlicher Dichtungsverformungen und Kontaktbereiche

Das gute Abschneiden der Dichtung Kontur 1 bei allen getesteten Betriebspunkten wird erstens durch die Vermeidung hoher Flächenpressungen infolge der Verformung der Dichtung durch den Dichtring erklärt. Diese Eigenschaft wird durch das keilförmige Ausdrehen der Dichtung erreicht. Zweitens scheint die hydrostatische Dichtungsentlastung, durch das teilweise Abheben der Dichtung ausgehend vom Innendurchmesser der Dichtung radial nach außen, einen großen Beitrag zu leisten. Durch die eben genannten Eigenschaften wird die Breite der Kontaktfläche bei unterschiedlichen Betriebspunkten entweder auf der Wasser- oder Luftseite minimiert. Zur Veranschaulichung vergleiche man die Kontaktbereiche in Abbildung 96. Es zeigte sich, dass diese Dichtungsvariante für den gesamten untersuchten axialen Verschiebungs- und Druckbereich einsetzbar ist.

10.3 Werkstoff, Verschleiß und Alterung

Im Rahmen dieser Arbeit konnten zwei der drei in der Publikation [23] von B.N.J. Persson beschriebenen Verschleißprozesse beobachtet werden. Der dritte darin beschriebene, aber nicht beobachtete Prozess erläutert den Verschleiß von Gummi in Kontakt mit schleifpapierartigen, harten Oberflächen. Da dies für den Dichtring nicht zutrifft, konnte auch keine Beobachtung in dieser Hinsicht gemacht werden. Bei denen auf Seite 45 f beschriebenen Verschleißprozessen „(A)“ und „(C)“ ist für die Verschleißarten am Prüfstand jeweils die hohe Temperatur als bestimmende Ursache für den Verschleiß zu betrachten. Dabei trat bei der zweiten Charge der NBR-Dichtungen und bei den EPDM-Dichtungen pulverförmige Verschleißpartikel in Verbindung mit einer Grübchenbildung und bei der NBR-Dichtung der ersten Charge eine Oberflächenschicht bestehend aus Verschleißpartikeln auf, welche mit dem Umgebungsmedium reagierten (siehe dazu Kapitel 5.3). Diese Be-

obachtungen machte auch Persson. Eine Beobachtung die Persson nicht machte, ist das Schmelzen des Gummis, was wohl daran liegt, dass er nur permanent vernetzte Elastomere untersuchte. Diese Verschleißform trat am Prüfstand bei der PUR (genauer TPE-U)-Dichtung auf. Es handelt sich dabei um einen thermoplastischen Elastomer, welcher beim Erreichen der Schmelztemperatur am Prüfstand plötzlich und großflächig schmolz. Dabei zeigte der TPE-U Werkstoff eine höhere Empfindlichkeit beim Auftreten von Leistungsspitzen als der ebenso temperaturempfindliche NBR-Werkstoff. Diese Eigenschaft des getesteten TPE-U ist sicher auch der geringsten maximalen Einsatztemperatur der verglichenen Elastomere verschuldet.



Abbildung 112: (a) Pulverförmiger Verschleiß; (b) tribochemische Oberflächenschicht; (c) Verschleiß durch Schmelzen

Die auftretenden Verschleißbilder am Prüfstand gleichen denen der Dichtungen an den realen Maschinen. Zur Veranschaulichung betrachte man die Abbildung 89 und vergleiche die Abbildung 113 mit den Verschleißbildern in Kapitel 9.1 bis 9.3. Die nachstehende Abbildung zeigt eine Dichtung des Kraftwerks Aschach mit den ursprünglich eingefrästen Schmieraschen nach achteinhalb jährigem Einsatz. Dabei sind die Parallelen der Verschleißbilder zwischen Prüfstand und der realen Turbine offensichtlich. Im Kraftwerk entsteht die gleiche keilförmige Ausnehmung wie an den Dichtungen am Prüfstand. Diese keilförmige Ausnehmung wurde mit der Dichtung Kontur 1 nachgebildet, woraufhin diese Dichtung bei den Tests positiv abschnitt. Die Dichtung aus KW Aschach war bis zu ihrem Austausch voll funktionstüchtig. Im Gegensatz zur verschlissenen Dichtung von KW Fising (Abbildung 21 f) tritt bei dieser Dichtung keine Verhärtung des Werkstoffs der Verschleißzone gegenüber den anderen Bereichen der Dichtung auf, was auf einen geeigneteren Werkstoff oder eine geringere Wärmeeinwirkung schließen lässt. Wie bei der verschlissenen Dichtung von KW Fising, hat sich bei der Dichtung von KW Aschach eine plastische Verformung der Dichtung eingestellt (Abbildung 113 (b)). Dabei ist im Gegensatz zur Probe aus KW Fising der eingezeichnete Winkel φ bei der Probe aus KW Aschach entlang des Umfangs konstant. Bei der Probe aus KW Fising variierte dieser entlang des Umfangs stark, was vermutlich auch den Ausfall der Dichtung nach zehnmonatigem Einsatz durch eine zu hohe Leckage begründet. Um eben diese unerwünschten plastischen Verformungen zu verhindern, ist eine geeignete Dichtungsgeometrie zur Vermeidung einer zu hohen Reibungswärme (thermische Zersetzung und Modifikation des Werkstoffs) und in weiterer Folge ein geeigneter Werkstoff zur Minimierung der Alterungserscheinungen erforderlich.

Aufgrund der Erkenntnisse die im Zuge der vorliegenden Arbeit gesammelt wurden, wurde in KW Aschach im Dezember 2016 eine Dichtung mit Kontur in Maschine 2 eingebaut. Diese ist seitdem erfolgreich in Betrieb.

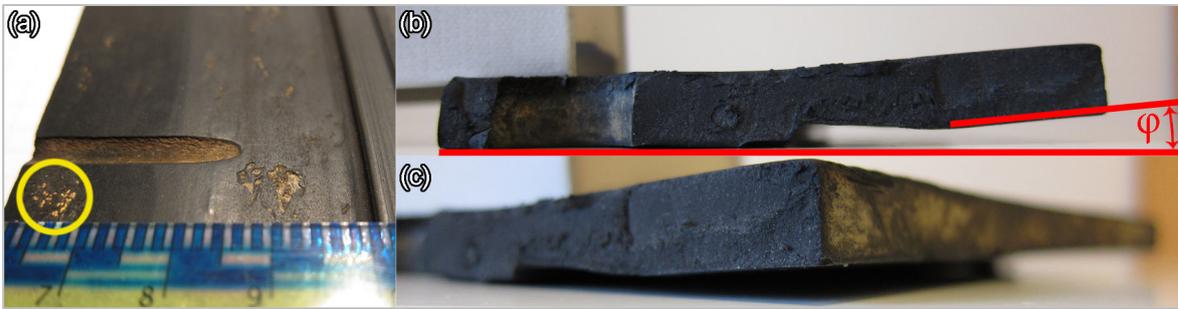


Abbildung 113: Dichtungverschleiß nach 8,5 Jahren im Einsatz in KW Aschach (Donau)

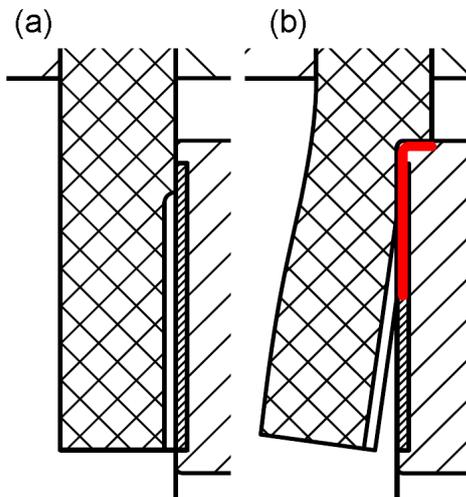


Abbildung 114: Skizze der Einbausituation der Dichtung aus KW Aschach: (a) ohne Axialverschiebung des Dichtrings; (b) vermutete Betriebsverhältnisse mit Axialverschiebung des Dichtrings, Kontaktbereich (rot)

Abbildung 114 zeigt skizzenhaft die Einbausituation der Dichtung in KW Aschach. Dabei stellt Teilbild (a) die Dichtung ohne den aufgetretenen Verschleiß und mit keiner axialen Verschiebung des Dichtrings dar. Teilbild (b) zeigt die Dichtung mit dem aufgetretenen keilförmigen Verschleiß, in der Betriebsposition bei axial verschobenem Dichtring. Dabei ist die Nut vom Dichtring verschlossen, wodurch kein durchgehender Leckagekanal radial von innen nach außen vorliegt. Gestützt wird die angenommene Dichtungsverformung durch erhabene Ablagerungen an der Dichtungsoberfläche im gelb markierten Bereich der Abbildung 113 (a). Diese Ablagerungen sind ansonsten nur in den Vertiefungen der Dichtung vorhanden, wo sie nicht in Kontakt mit dem Dichtring kommen. (Anmerkung: Helligkeit und Kontrast innerhalb der gelben Markierung wurde verändert, um die Sichtbarkeit der Ablagerungen zu verbessern.)

Die in Abbildung 114 (b) dargestellte Dichtungssituation, ähnelt stark der am Prüfstand untersuchten Dichtung aus Kapitel 9.3.

11 Fazit und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden axial wirkende Wellendichtsysteme vertikaler Kaplan-Turbinen untersucht. Dabei traten unterschiedlichste Dichtungsverschleißbilder, begründet durch unterschiedliche Dichtungsgeometrien und Dichtungswerkstoffe auf. Diese wurden bewertet und mit aufgezeichneten Messgrößen des Dichtungssystems verglichen. Die am Prüfstand beobachteten Verschleißbilder deckten sich mit denen aus der Praxis. Des Weiteren wurden die Grundlagen der Tribologie, im Speziellen der geschmierten Gummireibung und des Gummiverschleißes, mithilfe einschlägiger Fachliteratur theoretisch behandelt. Am Prüfstand konnten die dort beschriebenen Erscheinungen ebenfalls beobachtet werden, wodurch somit auch die Vorgänge im Dichtspalt in Hinsicht auf Reibung und Verschleiß in den Grundzügen geklärt sind.

Durch experimentelle Untersuchungen der bis dato an den Turbinen zur erhofften Lebensdauerverlängerung eingesetzten Dichtungsvarianten konnte diesen keine verschleißmindernde Wirkung zugesprochen werden. Zu diesen Dichtungsvarianten zählen Dichtungen mit Schmiertaschen oder Schmiernuten und Dichtungen mit konischem Dichtring. Anhand weiterführender Versuche wurde eine Dichtungsgeometrie gefunden, die ohne nennenswerte Verschleißerscheinungen im Prüfstandsbetrieb unter den geforderten Betriebsbedingungen funktioniert. Die theoretische Behandlung des Themas Dichtungstechnik erlaubte, durch die in der Fachliteratur gegebenen Konstruktionsempfehlungen, mögliche Gründe für die Funktionsfähigkeit der unterschiedlichen Dichtungsgeometrien zu benennen.

In der Arbeit wird außerdem auf eine geeignete Werkstoffwahl für den Dichtungskörper eingegangen, wobei hier unterschiedliche mögliche Elastomer-Werkstoffe hinsichtlich der Beständigkeit gegen Heißwasser und Wasserdampf, dessen Auftreten im Dichtspalt nicht ausgeschlossen werden kann, beleuchtet werden. Es hat sich herausgestellt, dass der teilweise eingesetzte NBR-Elastomer in dieser Hinsicht mangelhaft bis ungeeignet ist. Dagegen weisen EPDM-Elastomere ein weitaus höheres Potential bezüglich Medien- und Alterungsbeständigkeit auf.

Am Prüfstand konnte kein Ausfall einer Dichtung durch eine zu hohe Leckage erzeugt werden, was die Robustheit der Konstruktion unterstreicht. Dies stellt ein weiteres Indiz für die Ursache des Dichtungsausfalls infolge einer plastischen Verformung des Dichtkörpers durch Alterungserscheinungen dar, da diese im Laborbetrieb, mit den damit verbundenen relativ kurzen Versuchszeiten von maximal sieben Wochen bei einem Druck von 1 bar und einer Axialverschiebung des Dichtrings von 2,5 mm, nur in einem sehr geringen Maß beobachtet werden konnten. Im Dezember 2016 wurde im Kraftwerk Aschach an der Donau eine Dichtung mit der vorgeschlagenen Querschnittsform, bestehend aus einem EPDM-Elastomer, erfolgreich in Betrieb genommen. Die klaren Versuchsergebnisse in Bezug auf die Geometrie und das hohe Potential von EPDM gegenüber NBR lassen mit Zuversicht auf die Ergebnisse der Probephase in Kraftwerk Aschach blicken.

Im Rahmen einer weiterführenden Arbeit wäre eine Simulation des Dichtsystems im Betrieb unter Berücksichtigung der Dichtkörperverformung und der auftretenden Flächen-

pressungen zwischen Dichtung und Dichtring interessant. Dabei könnte der wahre Beitrag der hydrostatischen Dichtungsentlastung zur Reibkraftminimierung beleuchtet werden. Mithilfe dieser Untersuchungen könnte auch der Grund einer höheren Reibleistung der Dichtungen mit radialen Schmiernuten erforscht werden. Ein weiterer Aspekt wäre die Ermittlung der auftretenden Temperaturen im Dichtspalt, um die Vorgänge im System Nabendichtung besser zu verstehen.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Einsatzbereiche unterschiedlicher Turbinentypen nach der Fallhöhe und der spezifischen Schnellläufigkeit (n_q) [3 S. 511].....	10
Abbildung 2:	Einsatzbereiche unterschiedlicher Turbinentypen nach der Fallhöhe und dem Volumenstrom, sowie die dazugehörigen Turbinenleistungen [Vgl.2 S. 358].....	11
Abbildung 3:	Laufgradschaufelneigung in Abhängigkeit vom Schaufelradius; (a) bis (c) [Vgl. 4 S. 112]; (d) [Vgl. 5 S. 374].....	11
Abbildung 4:	Einfache Regelung einer Propellerturbine [6].....	12
Abbildung 5:	Laufgradwinkelverstellung bei der Halbierung des Durchflusses [7 S. 202].....	13
Abbildung 6:	Wirkungsgradverlauf unterschiedlicher Regelungsarten über die Turbinenleistung [3 S. 524].....	13
Abbildung 7:	Ableitung der Wirkungsgradlinie der Kaplan-Turbine aus den Kennlinien von Propellerturbinen mit unterschiedlichen Laufschaufelstellungen β [3 S. 525].....	14
Abbildung 8:	Wirkungsgradverlauf unterschiedlicher Turbinenarten über den Durchsatz [Vgl. 3 S. 524].....	14
Abbildung 9:	(a) Stopfbuchsendichtung, (b) Labyrinthdichtung [Vgl. 8].....	15
Abbildung 10:	(a) Radiale Kohleringdichtung, (b) Axiale Kohleringdichtung [Vgl. 8].....	16
Abbildung 11:	(a) Gleitringdichtung, (b) Alternative Gleitringdichtung [Vgl. 8].....	16
Abbildung 12:	(a) V-Ringdichtung, (b) Axiale Lippendichtung.....	17
Abbildung 13:	(a) Radialwellendichtring, (b) Radialwellendichtring mit Membran-Manschette.....	17
Abbildung 14:	Kraftwerk Wallsee-Mitterkirchen an der Donau [9].....	18
Abbildung 15:	Querschnitt des Krafthauses KW Wallsee-Mitterkirchen [9].....	18
Abbildung 16:	Dichtungskonzept KW Wallsee-Mitterkirchen HM6 bis 2013 [Vgl. 11].....	19
Abbildung 17:	Altes bzw. aktuelles Dichtungskonzept und deren Position in der Turbine.....	20
Abbildung 18:	Kraftwerk Fischen an der Mur [12].....	21
Abbildung 19:	Querschnitt des Krafthauses KW Fischen [12].....	21
Abbildung 20:	Dichtungskonzept KW Fischen M2 [Vgl. 13].....	22
Abbildung 21:	Beschädigte Dichtung KW Fischen.....	22
Abbildung 22:	Plastische Verformung der beschädigten Dichtung KW Fischen.....	22
Abbildung 23:	Wirkprinzipien von Dichtungen [Vgl. 14 S. 206].....	25
Abbildung 24:	Einteilung der Dichtungen anhand ihrer Hauptgestaltungsmerkmale [Vgl.14 S. 209].....	25
Abbildung 25:	O-Ring als statische Dichtung; Vorpressung und verstärkendes Dichtungsprinzip [14 S. 211].....	26
Abbildung 26:	Elemente einer dynamischen Dichtung; Dichtungsarten aufgrund möglicher Symmetrieachsen und Relativbewegungen [Vgl. 15].....	28

Abbildung 27:	Modellvorstellung des Schmierpalts dynamischer Dichtungen [14 S. 213]	29
Abbildung 28:	Entwicklung des Verschleißfortschritts während der Lebensdauer [14 S. 239]	30
Abbildung 29:	Hydrostatische Dichtungsentlastung [Vgl. 16].....	33
Abbildung 30:	Allgemeine systematische Darstellung eines tribologischen Systems [18 S. 25]	35
Abbildung 31:	Elementarformen der Kinetik in tribologischen Systemen [Vgl. 18 S. 70].....	36
Abbildung 32:	Reibungszustände und Reibungsbegriffe eines tribologischen Systems [18 S. 128].....	38
Abbildung 33:	Reibungsmechanismen der Festkörperreibung [18 S. 97]	38
Abbildung 34:	Wahre Kontaktfläche zwischen Elastomeren und harten, rauen Oberflächen [Vgl. 20].....	40
Abbildung 35:	Einfluss der Adhäsion auf den Reibkoeffizienten unterschiedlicher Elastomere (1-3) auf unterschiedlichem Untergrund (a) Aluminium, (b) Teflon [20].....	40
Abbildung 36:	Wahre Kontaktfläche von Elastomer und einer harten, rauen Oberfläche mit größeren und kleineren Vertiefungen	40
Abbildung 37:	Verminderung der wahren Kontaktfläche durch (a) Partikel und (b) Wasser [Vgl. 20].....	41
Abbildung 38:	Wasserfilmdicken im Dichtspalt [Vgl. 21].....	41
Abbildung 39:	Reibkraft (a) und Flächenanteile der jeweiligen Filmdicken (b) in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit [Vgl. 21]	42
Abbildung 40:	Reibkoeffizient unterschiedlicher Werkstoffe in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit des Systems Nabendichtung.....	42
Abbildung 41:	Illustration der grundlegenden Verschleißmechanismen [18 S. 133]	43
Abbildung 42:	Mögliches Verschleißspektrum in Abhängigkeit vom Reibungszustand [18 S. 128].....	45
Abbildung 43:	(I) Rissfortpflanzung, (II) Mikroskop-Aufnahme einer verschlissenen Oberfläche [Vgl. 23].....	46
Abbildung 44:	Am Prüfstand beobachtete Verschleißformen	46
Abbildung 45:	Schematisch Darstellung unterschiedlicher Polymere [25 S. 38]	47
Abbildung 46:	Klassifizierung der wichtigsten Kautschuktypen nach ihrem Kettenaufbau [Vgl. 25 S. 482]	48
Abbildung 47:	Abhängigkeit der mechanischen Eigenschaften von der Vernetzungsdichte [26 S. 1239].....	49
Abbildung 48:	Vereinfachtes Vernetzungsschema von Naturkautschuk NR mit Schwefel (S) [25 S. 488]	50
Abbildung 49:	Schematische Darstellung der übermolekularen Struktur der TPE [25 S. 491]	50
Abbildung 50:	Beständigkeit der Elastomere gegen Heißwasser und Wasserdampf [Vgl. 26 S. 1297]	55
Abbildung 51:	Beständigkeit der Elastomere gegen Wasser und Wasserdampf [Vgl. 30]	55

Abbildung 52:	Beständigkeit der Elastomere gegen Heißwasser und Wasserdampf [Vgl. 28]	55
Abbildung 53:	Beständigkeit der Elastomere gegen Heißwasser und Wasserdampf [Vgl. 29] FKM (DIN ISO 1629) = FPM (ASTM D 1418).....	55
Abbildung 54:	Relativer Volumenpreis bezogen auf Butadien-Kautschuk (BR) und die Temperaturbeständigkeitsgrenze [31 S. 208]	56
Abbildung 55:	Temperatureinsatzbereich gängiger Elastomere [26 S. 1248]	56
Abbildung 56:	Vergleich der Heißwasserbeständigkeit unterschiedlicher EPDM-Rezepturen sowie FFKM und FEPM bei 200°C [Vgl. 32]	58
Abbildung 57:	DVR-Werte und Härtezunahme nach der Hitzeeinwirkung von fünf unterschiedlichen EPDM-Werkstoffen [32]	59
Abbildung 58:	Rezepturbestandteile der EPDM-Werkstoffe [32].....	60
Abbildung 59:	Langzeit DVR- Verhalten der fünf untersuchten EPDM-Werkstoffe in Luft [32]	60
Abbildung 60:	Wichtige Einflussfaktoren und Werkstoffprüfungen zur Gewährleistung der Lebensdauer von Elastomeren [Vgl.32]	62
Abbildung 61:	Vorschlag für die Werkstoffanforderung von peroxidisch vernetzten, weichmacherfreien EPDM-Elastomeren aus dem oberen Leistungsspektrum	62
Abbildung 62:	Setzverhalten von FEPM-Elastomeren, einmal kalt (23°C) und einmal warm (200°C) entspannt. [Vgl.32].....	64
Abbildung 63:	Vergleich von FEPM aus dem oberen Leistungsspektrum mit einem Standard FKM (keine Heißwasserqualität) [Vgl. 32]	64
Abbildung 64:	Beständigkeit verschiedener FFKM-Rezepturen in Heißwasser (Volumenänderung) bzw. DVR-Werte in Luft [32]	65
Abbildung 65:	Eigenschaftenvergleich der thermoplastischen Elastomere (ungefähre Richtwerte) [Vgl. 25 S. 494].....	68
Abbildung 66:	Skizze der Dichtung mit den Berechnungsgrößen.....	71
Abbildung 67:	Schnittskizze des Prüfstandes im Bereich der Dichtung.....	73
Abbildung 68:	Übersichtsfoto des Prüfstandes (Prüftrommel geschlossen).....	74
Abbildung 69:	Prüftrommel im offenen Zustand mit monierter Dichtung (schwarz).....	75
Abbildung 70:	Prüftrommel im offenen Zustand – Rotor mit Dichtring	75
Abbildung 71:	Dichtringvarianten	76
Abbildung 72:	Schematische Darstellung des Prüfstandes	76
Abbildung 73:	Aufgezeichnete Messwerte eines Versuchslaufes	78
Abbildung 74:	Definition der Dichtungsposition.....	79
Abbildung 75:	Veränderung der Leistung während des Einlaufens der Dichtung.....	80
Abbildung 76:	Untersuchte Dichtungsvarianten	82
Abbildung 77:	Mögliche Kontaktbereiche von Dichtring und Flansch an der Dichtung	82
Abbildung 78:	Dichtung mit Schmiernut; Querschnittdetail der Nut (rechts).....	83
Abbildung 79:	Dichtungsverschleiß einer Dichtung ohne Nut nach einem Versuch $p = 2,6$ bar und $\Delta x = 1,7$ mm	83

Abbildung 80:	Dichtungsverschleiß von Dichtungen mit einer (a) bzw. zwei (b) Schmiernuten nach Versuchsläufen bei (2,6 bar / 1,7 mm).....	84
Abbildung 81:	Reibleistungsvergleich der Dichtungen ohne Nut, mit Nut und mit 2 Nuten.....	84
Abbildung 82:	Leckagevergleich der Dichtungen ohne Nut, mit einer Nut und mit zwei Nuten.....	85
Abbildung 83:	Dichtung mit einer Schmiernut: Mittelwerte der letzten halben Stunde von spez. Leckage und spez. Leistung aufgetragen über die Dichtungsposition bei 1 und 2,6 bar Überdruck. Die Positionsnummern (I) und (II) beziehen sich auf Abbildung 84.....	85
Abbildung 84:	Verschleißbilder von Dichtungen mit einer Schmiernut.....	86
Abbildung 85:	(a) Dichtung nach einem Versuch bei (1 bar / $\Delta x = 0,5$ mm); (b) Skizze der Einbausituation.....	87
Abbildung 86:	Dichtungsverschleiß durch einen Versuch bei (2,6bar / 0,5 mm), Versuchsdauer ca.3,5 h.....	87
Abbildung 87:	Dichtungsverschleiß durch einen Versuch bei (2,6 bar / 1,7 mm), Versuchsdauer ca.0,5 h.....	87
Abbildung 88:	Spez. Leckage der Dichtungen mit fünf Schmiertaschen abhängig von Δx bei 1 bar Überdruck.....	88
Abbildung 89:	(a) Dichtungsverschleiß am Prüfstand nach einer Stunde bei (2,6 bar / $\Delta x = 2,5$ mm); (b) Dichtung nach 10 monatigem Einsatz in KW Fischeing.....	89
Abbildung 90:	Dichtung nach den Folgeversuchen bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6 bar / 1,7 mm sowie 2,5 mm).....	90
Abbildung 91:	Dichtung (a) vor und (b) nach dem siebenwöchigen Langzeitversuch bei (1 bar / 2,5mm).....	91
Abbildung 92:	Verlauf der spezifische Leistung und der spezifische Leckage während dem Langzeitversuch.....	91
Abbildung 93:	(a) Querschnitt des Dichtkörpers; (b) Skizze der Einbausituation; (c) Befestigung der Dichtung zur Fertigung an der Drehmaschine; (d) Detailaufnahme der bearbeiteten Oberfläche.....	92
Abbildung 94:	Verschleißbilder der Dichtung bei 1 bar Überdruck; Bereich der sichtbare Oberflächenglättung ist rot markiert.....	93
Abbildung 95:	Verschleißbilder der Dichtung bei 2,6 bar Überdruck; Bereiche der sichtbaren Oberflächenveränderungen sind rot markiert.....	93
Abbildung 96:	Kontaktflächenbreite (rot) in Abhängigkeit der Betriebspunkte und grobe Annäherung der Dichtungsform im Betrieb.....	94
Abbildung 97:	Dichtung „Kontur 1“: Mittelwerte der letzten halben Stunde von spez. Leckage und spez. Leistung aufgetragen über die Dichtungsposition bei 1 und 2,6 bar Überdruck.....	94
Abbildung 98:	Vermutete elastische Verformung der Dichtung (rot) bei $\Delta x = 0,5$ mm.....	95
Abbildung 99:	Verschleißbild nach zweiwöchiger Versuchsdauer bei (2,6 bar / 2,5 mm).....	95
Abbildung 100:	Nahaufnahme der Dichtungsoberfläche nach zweiwöchiger Versuchsdauer bei (2,6 bar / 2,5 mm).....	95
Abbildung 101:	Dichtungsverschleiß mit konischem Dichtring: bei (a) (1 bar / 0,5 mm); (b) (2,6 bar / 1,7 mm).....	96

Abbildung 102:	Kontaktflächenbreite (rot) und vermutliche Dichtungsverformung.....	96
Abbildung 103:	Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR.....	98
Abbildung 104:	Verschleißbilder der Dichtungen Kontur 1 bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR	98
Abbildung 105:	Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut und mit konischem Dichtring bei (1 bar / 0,5 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR.....	99
Abbildung 106:	Verschleißbilder der Dichtungen ohne Schmiernut und mit konischem Dichtring bei (2,6 bar / 1,7 mm); (a) NBR, (b) EPDM, (c) PUR.....	99
Abbildung 107:	(oben) Oberfläche des Dichtrings nach einer Einsatzzeit von 2500 Stunden am Dichtungsprüfstand; (unten) Oberfläche des konischen Dichtrings im Anlieferungszustand.....	101
Abbildung 108:	Bewertung der Verschleißintensität ausgewählter Betriebspunkte und Dichtungsvarianten	102
Abbildung 109:	Mittelwert der letzten halben Stunde der 24 Stundenversuche der spezifische Leistung aller getesteten Dichtungsvarianten bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6/ 1,7 mm).....	103
Abbildung 110	Mittelwert der letzten halben Stunde der 24 Stundenversuche der spezifische Leckage aller getesteten Dichtungsvarianten bei (1 bar / 0,5 mm) und (2,6/ 1,7 mm).....	103
Abbildung 111:	Vergleich unterschiedlicher Dichtungsverformungen und Kontaktbereiche.....	105
Abbildung 112:	(a) Pulverförmiger Verschleiß; (b) tribochemische Oberflächenschicht; (c) Verschleiß durch Schmelzen	106
Abbildung 113:	Dichtungsverleiß nach 8,5 Jahren im Einsatz in KW Aschach (Donau)....	107
Abbildung 114:	Skizze der Einbausituation der Dichtung aus KW Aschach: (a) ohne Axialverschiebung des Dichtrings; (b) vermutete Betriesverhältnisse mit Axialverschiebung des Dichtrings, Kontaktbereich (rot)	107

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Grundlegende Kennzahlen eines Maschinensatzes	18
Tabelle 2:	KW Wallsee-Mitterkirchen für die Dichtung relevante technische Daten.....	19
Tabelle 3:	Grundlegende Kennzahlen eines Maschinensatzes	20
Tabelle 4:	KW Fischening für die Dichtung relevante technische Daten.....	21
Tabelle 5:	Betriebsdaten der Prototypmaschinen und des Modells	72
Tabelle 6:	Werkstoffangaben.....	97

Literaturverzeichnis

- [1]. **Jaberg**. Viktor Kaplan und seine bahnbrechenden Erfindungen. [Buchverf.] Heimerl. *Wasserkraftprojekte Band II*. s.l. : Springer-Vieweg, 2015.
- [2]. **Sigloch**. *Strömungsmaschinen*. s.l. : Carl Hanser Verlag, 2013. ISBN: 978-3-446-43242-0.
- [3]. **Giesecke und Mosonyi**. *Wasserkraftanlagen*. s.l. : Springer-Verlag, 2009. ISBN 978-3-540-88988-5.
- [4]. **Quantz**. *Wasserkraftmaschinen*. s.l. : Springer-Verlag, 1954. ISBN 978-3-662-35361-5.
- [5]. **Raabe**. *Hydraulische Maschinen und Anlagen*. s.l. : VDI-Verlag, 1989. ISBN 3-18-400801-0.
- [6]. **Bauer und Gössinger**. Die Entwicklung der Kaplan-Turbine. [Buchverf.] Heimerl. *Wasserkraftprojekte Band II*. s.l. : Springer-Vieweg, 2015.
- [7]. **Kaplan und Lechner**. *Theorie und Bau von Turbinen-Schnellläufern*. s.l. : Oldenbourg-Verlag, 1931.
- [8]. **Jaberg**. *Hydraulische Strömungsmaschinen - Vorlesungsskriptum*. 2013.
- [9]. **Verbund AG**. Unsere Kraftwerke. [Online] 2016. [Zitat vom: 28. Juni 2016.] <http://www.verbund.com/pp/de/laufkraftwerk/wallsee-mitterkirchen>.
- [10]. **Verbund AG**. Kraftwerk Wallsee-Mitterkirchen Messung der Axialverschiebung an der Hauptturbine 5. *BEMI 14024*. 2014.
- [11]. **Verbund AHP AG**. Zusammenstellungszeichnung: Umbau Turbinenwellendichtung. *Zeichn.-Nr.: BWM000050A01*. 2004.
- [12]. **Verbund AG**. Unsere Kraftwerke. [Online] 2016. [Zitat vom: 28. Juni 2016.] <http://www.verbund.com/pp/de/laufkraftwerk/fisching>.
- [13]. **Verbund AG**. *Kraftwerk Fisching Messung der Axialverschiebung an der Hauptturbine 2*. 2014. BEMI 14123.
- [14]. **Steinhilper**. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. s.l. : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008. 978-3-540-76654-4.
- [15]. **Müller, Heinz K. und Nau, Bernard S.** Grundbegriffe der Dichtungstechnik. www.fachwissen-dichtungstechnik.de. [Online] [Zitat vom: 10. August 2016.]
- [16]. **Müller, Heinz und Nau, Bernard**. Wellendichtringe mit Überdruck. www.fachwissen-dichtungstechnik.de. [Online] [Zitat vom: 10. August 2016.]
- [17]. **Gesellschaft für Tribologie e.V.** Was ist Tribologie? [Online] [Zitat vom: 28. 08 2016.] http://gft-ev.de/?page_id=60.
- [18]. **Czichos**. *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-8348-2236-9.

-
- [19]. **Popov.** *Kontaktmechanik und Reibung.* Berlin Heidelberg : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-45975-1.
- [20]. **Persson, B.N.J.** On the theory of rubber friction. *Surface Science.* 1998, 401.
- [21]. **Deleau, Fabrice.** Sliding friction at elastomer/glass contact: Influence of the wetting conditions and instability analysis. *Tribology International.* 2009, 42.
- [22]. **Sommer.** *Verschleiß metallischer Werkstoffe.* Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-8348-2464-6.
- [23]. **Persson, B.N.J.** Theory of powdery rubber wear. *Journal of Physics: Condensed Matter.* 2009, 21.
- [24]. **Lechner und Gehrke.** *Makromolekulare Chemie.* s.l. : Springer Spektrum, 2014. ISBN 978-3-642-41769-6.
- [25]. **Kaiser.** *Kunststoffchemie für Ingenieure.* s.l. : Carl Hanser Verlag, 2011. ISBN 978-3-446-43049-5.
- [26]. **Dominghaus.** *Kunststoffe.* s.l. : Springer-Verlag, 2008. ISBN 978-3-540-72400-1.
- [27]. **Baumann.** *Kautschuk und Gummi 1.* s.l. : Springer Verlag , 1998. ISBN 978-3-642-63788-9.
- [28]. **Trelleborg Sealing Solutions Germany GmbH.** Werkstoffe Medienbeständigkeit. www.tss.trelleborg.com. [Online] August 2012. [Zitat vom: 2016. 11 28.] https://www.tss.trelleborg.com/de/de/service/literature_1/catalogsbroschures/german/german.html.
- [29]. **Zrunek Gummiwaren GmbH.** Beständigkeitsliste. www.zrunek.at. [Online] [Zitat vom: 2016. 11 28.] <http://www.zrunek.at/de/viton/zrunek/fkm-fpm-download.html>.
- [30]. **Eriks GmbH.** Chemische Beständigkeiten von Elastomeren. www.eriks.de. [Online] [Zitat vom: 28. 11 2016.] www.eriks.de/medien/733/datei/65/Chemische-Resistenzen.pdf.
- [31]. **Eyerer.** *Polymer Engineering.* s.l. : Springer-Verlag, 2008. ISBN 978-3-540-72402-5.
- [32]. **Richter, Bernhard.** O-Ringe in Heißwasser und Dampf. www.o-ring-prueflabor.de. [Online] [Zitat vom: 28. 11 2016.] <http://www.o-ring-prueflabor.de/de/fachaufsaetze/>.
- [33]. **Schiffer, Benigni und Jaberg.** *Experimental investigation of the rim-lip-seal of a double regulated STRAFLO Kaplan-turbine under extreme conditions.* HYDRO 2013 - Innsbruck / Graz : s.n., 2013.

Anhang

A - Übersichtsmatrix aller Versuchsläufe

Erläuterungen zur nachstehenden Überblicksmatrix:

- Prüfstand blockiert beim Einstellen des Betriebspunktes
Die in dieser Kategorie vergebenen Werte haben folgende Bedeutung:
 - 0...Das Einstellen des geforderten Betriebspunktes erfolgte problemlos.
 - 1...Der Antrieb blockierte beim Einstellen des Betriebspunktes ein- oder mehrmals.
Danach war ein 24-stündiger Versuchslauf möglich.
 - 2...Nach häufigem Blockieren des Antriebs beim Einstellen des Betriebspunktes, war ein Versuchslauf über 24 Stunden nicht möglich.
- Verschleißintensität
Die einzelnen Verschleißbilder wurden nach den Versuchen bewertet. Dabei entspricht 0 keinem sichtbaren Verschleiß und 5 erheblichem Verschleiß, begleitet durch starken Materialabtrag oder durch großflächiges Schmelzen des Dichtungswerkstoffes.
- Mittelwert Leistung
Über den gesamten Versuchslauf wird der Mittelwert der spezifischen Leistung angegeben.
- Mittelwert Leckage
Über den gesamten Versuchslauf wird der Mittelwert der spezifischen Leckage angegeben.

Die mit Kontur I benannte Dichtung, ist jene aus Kapitel 9.3.

Die mit Kontur II benannte Dichtung, ist jene aus Kapitel 9.3.1.

Dichtungsvariante	Dichtungs- position	Prüfstand ist beim Einstellen des BP blockiert		Dichtungs- position	Verschleißintensität		Dichtungs- position	Mittelwert Leistung [kW/m]		Dichtungs- position	Mittelwert Leckage [l/(h*m)]	
		Druck			Druck			Druck			Druck	
		1 bar	2,6 bar		1 bar	2,6 bar		1 bar	2,6 bar		1 bar	2,6 bar
ohne Schmiergut NBR	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		1	1,7 mm		4	1,7 mm		0,85	1,7 mm		0,53
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	0,74		0,5 mm	1,58	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm		0	-0,75 mm		0	-0,75 mm		0,93	-0,75 mm		1,42
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm	0,78		-1 mm	1,24	
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		4,5	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	0,75		0,5 mm	0,12	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
ohne Schmiergut EPDM	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		4,5	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	0,75		0,5 mm	0,12	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		4	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	0,69		0,5 mm	0,29	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
ohne Schmiergut PUR	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		4	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	0,69		0,5 mm	0,29	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
	2,5 mm	0	2	2,5 mm	2	5	2,5 mm	0,76		2,5 mm	2,87	
	1,7 mm	0	0	1,7 mm	0	3	1,7 mm	0,84	0,95	1,7 mm	6,87	6,40
	0,5 mm	0	1	0,5 mm	0	2,5	0,5 mm	0,90	1,19	0,5 mm	7,74	8,86
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	3	-1 mm	1,32	1,69	-1 mm	7,84	8,93
1 x Schmiergut NBR	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		1	1,7 mm		3	1,7 mm		0,97	1,7 mm		7,93
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,02		0,5 mm	15,71	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	3	-1 mm	1,32	1,69	-1 mm	7,84	8,93
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		1	1,7 mm		3	1,7 mm		0,97	1,7 mm		7,93
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,02		0,5 mm	15,71	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	3	-1 mm	1,32	1,69	-1 mm	7,84	8,93
2 x Schmiergut NBR	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		1	1,7 mm		3	1,7 mm		0,97	1,7 mm		7,93
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,02		0,5 mm	15,71	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	3	-1 mm	1,32	1,69	-1 mm	7,84	8,93
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		1	1,7 mm		3	1,7 mm		0,97	1,7 mm		7,93
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,02		0,5 mm	15,71	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	3	-1 mm	1,32	1,69	-1 mm	7,84	8,93
5 Schmiergut Schmieraschen	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm	1	2	1,7 mm	3	4	1,7 mm	0,73		1,7 mm	0,15	
	0,5 mm	0	1	0,5 mm	0	4	0,5 mm	1,04	1,44	0,5 mm	2,20	0,23
	0 mm	0	0	0 mm	0	1	0 mm	1,07	0,88	0 mm	29,24	0,13
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm	0,89		-1 mm	64,32	
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm	1	2	1,7 mm	3	4	1,7 mm	0,73		1,7 mm	0,15	
	0,5 mm	0	1	0,5 mm	0	4	0,5 mm	1,04	1,44	0,5 mm	2,20	0,23
	0 mm	0	0	0 mm	0	1	0 mm	1,07	0,88	0 mm	29,24	0,13
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm	0,89		-1 mm	64,32	
Kontur I NBR	2,5 mm		0	2,5 mm		-	2,5 mm		1,05	2,5 mm		0,16
	1,7 mm		0	1,7 mm		-	1,7 mm		0,92	1,7 mm		0,21
	0,5 mm	0		0,5 mm	-	-	0,5 mm	0,72		0,5 mm	5,63	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
	2,5 mm		0	2,5 mm		2	2,5 mm	0,75		2,5 mm	0,06	
	1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm			0,5 mm			0,5 mm		
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	2		-1 mm	0,75		-1 mm	0,06	
Kontur II NBR	2,5 mm	0	0	2,5 mm	0	0	2,5 mm	0,83	0,92	2,5 mm	0,06	0,67
	1,7 mm	0	0	1,7 mm	0	1	1,7 mm	0,79	1,09	1,7 mm	0,15	0,55
	0,5 mm	0	0	0,5 mm	1	1	0,5 mm	1,49	1,45	0,5 mm	0,04	0,22
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0	0	-1 mm	0	0	-1 mm	1,23	1,30	-1 mm	0,23	0,73
	2,5 mm		0	2,5 mm		0	2,5 mm		1,08	2,5 mm		0,56
	1,7 mm		0	1,7 mm		0	1,7 mm		1,26	1,7 mm		0,63
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,10		0,5 mm	0,11	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm		1,28	-1 mm		0,49
Kontur 1 EPDM	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,10		0,5 mm	0,11	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm		1,28	-1 mm		0,49
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,10		0,5 mm	0,11	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm		1,28	-1 mm		0,49
Kontur 1 PUR	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		5	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,10		0,5 mm	0,11	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm		1,28	-1 mm		0,49
	2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm			2,5 mm		
	1,7 mm		2	1,7 mm		5	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	0		0,5 mm	0		0,5 mm	1,10		0,5 mm	0,11	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm	0		-1 mm	0		-1 mm		1,28	-1 mm		0,49
konischer Dichttring NBR	2,5 mm	0		2,5 mm	2		2,5 mm	0,71		2,5 mm	1,39	
	1,7 mm		2	1,7 mm		5	1,7 mm			1,7 mm		
	0,5 mm	1		0,5 mm	5		0,5 mm	1,22		0,5 mm	1,90	
	0 mm			0 mm			0 mm			0 mm		
	-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm			-0,75 mm		
	-1 mm			-1 mm			-1 mm			-1 mm		
	2,5 mm	0		2,5 mm	1		2,5 mm					

Anhang

B - Werkstoffdatenblätter der untersuchten Elastomere

Im Folgenden werden die Werkstoffdatenblätter der untersuchten Elastomer-Werkstoffe zusammengefasst.

Alle untersuchten Elastomere wurden von der Firma HOSTRA Gummi und Kunststoffe GmbH – Graz-Seiersberg geliefert.

Auf der letzten Seite befindet sich das Datenblatt eines nicht untersuchten EPDM-Elastomers. Dieser Werkstoff unterscheidet sich vom getesteten EPDM-Werkstoff durch seine peroxidische Vernetzung. Diese weisen gegenüber schwefelvernetzten Typen eine bessere Medien- und Alterungsbeständigkeit auf (weitere Informationen zu dieser Thematik siehe Kapitel 5.5.2).

NBR**P 9540**

- Ⓢ NBR-SBR, schwarz – high-grade
- Ⓢ hervorragendes Preis-Leistungsverhältnis
- Ⓢ gut ölbeständig
- Ⓢ gut benzinbeständig (auch für bleifreies Benzin geeignet): 70 h, 23 °C, Fuel B (ISO 1817) 20 % Volumsquellung
- Ⓢ für geringe mechanische Anforderungen
- Ⓢ Verpackung siehe Allgemeine Informationen

Härte [Shore A]:	65 ±5
Dichte [g/cm ³]:	ca. 1,45
Reißfestigkeit [N/mm ²]:	7
Reißdehnung [%]:	250
Ozonbeständigkeit:	nicht beständig
Witterungsbeständigkeit:	nicht beständig
Ölbeständigkeit:	gut beständig
Benzinbeständigkeit:	gut beständig
Säurebeständigkeit:	bedingt beständig
Starke Basen:	bedingt beständig
Verschleißfestigkeit:	nicht geeignet

EINSATZTEMPERATURBEREICH

Medium	dyn. (stat.)	max.	kurzzeitig
Luft	(-10) °C	+70 °C	+90 °C

DRUCKVERFORMUNGSREST DIN ISO 815

Dauer	Temperatur	DVR
22 h	+70 °C	+40 %

ALTERUNG DIN 53508

Bedingungen	Härte	Festigkeit	Dehnung
70 h/70 °C	+7 Shore A	-10 %	-20 %

QUELLUNG DIN 53521

Medium	Bedingungen	Härte	Volumen
IRM 903	70 h/+100 °C	-5 Shore A	+10 %

AUMA-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4011 40100	1,0	1,4	20	G G	0
4011 40150	1,5	1,4	20	G G	0
4011 40200	2,0	1,4	20	G G	0
4011 40300	3,0	1,4	10	G G	0
4011 40400	4,0	1,4	10	G G	0
4011 40500	5,0	1,4	10	G G	0
4011 40600	6,0	1,4	10	G G	0
4011 40800	8,0	1,4	5	G G	0
4011 40000	10,0	1,4	5	G G	0

PRESS-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4213 40120	12,0	1,4	5	G G	0
4213 40150	15,0	1,4	5	G G	0
4213 40200	20,0	1,4	5	G G	0
4213 40250	25,0	1,4	5	G G	0
4213 40300	30,0	1,4	5	G G	0
4213 40400	40,0	1,4	5	G G	0
4213 40500	50,0	1,4	5	G G	0

G = Glatt

Wichtige Hinweise:

Dieser Katalog wurde sorgfältig ausgearbeitet, um unsere Kunden umfassend und bestmöglich zu beraten. Die angeführten Informationen, Zahlen, Berechnungen, Prüfwerte und Daten entsprechen dem aktuellen Stand der Technik und stellen das Ergebnis langjähriger Versuche und Erprobungen dar. Die individuellen Einsatzbedingungen nehmen Einfluss auf den Gebrauch jedes einzelnen Produktes, so dass die Informationen in diesem Katalog nur als grobe Richtlinien betrachtet werden dürfen. In jedem Fall obliegt es dem Kunden, seine Einsatzbedingungen insbesondere dahingehend zu prüfen, ob die spezifizierten Qualitätskriterien unserer Produkte für den beabsichtigten Einsatzzweck ausreichen. Im Zweifelsfall (z.B. chemische Beständigkeit) zögern Sie nicht und kontaktieren Sie bitte unsere qualifizierten Fachleute. Der Einsatz unserer Produkte erfolgt ausschließlich im Verantwortungsbereich des Anwenders. Wir haben keinen Einfluss auf die Anwendung und den individuellen Einsatzzweck. Selbstverständlich gewährleisten wir die einwandfreie Qualität unserer Produkte entsprechend unserer Allgemeinen Verkaufsbedingungen, welche auf Anfrage verfügbar sind.

22.8.2003

Jederzeitige Änderungen vorbehalten. Alle in diesen Katalog enthaltenen Angaben stellen Richtwerte dar, welche sich als langjährige Durchschnittswerte erprobt haben.

Semperit Technische Produkte Gesellschaft m.b.H. & Co KG
 A-2632 Wimpassing, Triester Bundesstraße 26
 Telefon +43 2630 310-0*, Telefax +43 2630 310 320
 E-Mail: semperflex@semperit.at, Internet: www.semperit.at

semperflex 
 A MEMBER OF THE SEMPERIT-GROUP

SEMPERIT **EPDM****E 9566**

- Ⓢ EPDM, schwarz – high-grade
- Ⓢ hervorragendes Preis-Leistungsverhältnis, schwefelvernetzt
- Ⓢ gute Witterungs- und Ozonbeständigkeit
- Ⓢ entspricht diversen Automobilnormen, z.B.: VW 2.8.1 G70, bitte kontaktieren Sie unser Verkaufsbüro für konkretere Informationen
- Ⓢ Verpackung siehe Allgemeine Informationen

Härte [Shore A]:	70 ±5
Dichte [g/cm ³]:	ca. 1,30
Reißfestigkeit [N/mm ²]:	7
Reißdehnung [%]:	250
Ozonbeständigkeit:	gut beständig
Witterungsbeständigkeit:	gut beständig
Ölbeständigkeit:	nicht beständig
Benzinbeständigkeit:	nicht beständig
Säurebeständigkeit:	beständig
Starke Basen:	gut beständig
Verschleißfestigkeit:	bedingt geeignet

EINSATZTEMPERATURBEREICH

Medium	dyn. (stat.)	max.	kurzzeitig
Luft	(-40) °C	+100 °C	+120 °C

DRUCKVERFORMUNGSREST DIN ISO 815

Dauer	Temperatur	DVR
22 h	70 °C	35 %

ALTERUNG DIN 53508

Bedingungen	Härte	Festigkeit	Dehnung
70 h/100 °C	+10 Shore A	-10 %	-25 %

OZONBESTÄNDIGKEIT

Dauer	pphm Ozon	Temperatur	Rissstufe
48 h	200 pphm	40 °C	0

AUMA-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4011 66100	1,0	1,4	20	G G	0
4011 66150	1,5	1,4	20	G G	0
4011 66200	2,0	1,4	20	G G	0
4011 66300	3,0	1,4	10	G G	0
4011 66400	4,0	1,4	10	G G	0
4011 66500	5,0	1,4	10	G G	0
4011 66600	6,0	1,4	10	G G	0
4011 66800	8,0	1,4	5	G G	0
4011 66000	10,0	1,4	5	G G	0

PRESS-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4213 66120	12,0	1,4	5	G G	0
4213 66150	15,0	1,4	5	G G	0
4213 66200	20,0	1,4	5	G G	0
4213 66250	25,0	1,4	5	G G	0
4213 66300	30,0	1,4	5	G G	0
4213 66400	40,0	1,4	5	G G	0
4213 66500	50,0	1,4	5	G G	0

G = Glatt

Wichtige Hinweise:

Dieser Katalog wurde sorgfältig ausgearbeitet, um unsere Kunden umfassend und bestmöglich zu beraten. Die angeführten Informationen, Zahlen, Berechnungen, Prüfwerte und Daten entsprechen dem aktuellen Stand der Technik und stellen das Ergebnis langjähriger Versuche und Erprobungen dar. Die individuellen Einsatzbedingungen nehmen Einfluss auf den Gebrauch jedes einzelnen Produktes, so dass die Informationen in diesem Katalog nur als grobe Richtlinien betrachtet werden dürfen. In jedem Fall obliegt es dem Kunden, seine Einsatzbedingungen insbesondere dahingehend zu prüfen, ob die spezifizierten Qualitätskriterien unserer Produkte für den beabsichtigten Einsatzzweck ausreichen. Im Zweifelsfall (z.B. chemische Beständigkeit) zögern Sie nicht und kontaktieren Sie bitte unsere qualifizierten Fachleute. Der Einsatz unserer Produkte erfolgt ausschließlich im Verantwortungsbereich des Anwenders. Wir haben keinen Einfluss auf die Anwendung und den individuellen Einsatzzweck. Selbstverständlich gewährleisten wir die einwandfreie Qualität unserer Produkte entsprechend unserer Allgemeinen Verkaufsbedingungen, welche auf Anfrage verfügbar sind.

22.8.2003

Jederzeitige Änderungen vorbehalten. Alle in diesen Katalog enthaltenen Angaben stellen Richtwerte dar, welche sich als langjährige Durchschnittswerte erprobt haben.

Semperit Technische Produkte Gesellschaft m.b.H. & Co KG
 A-2632 Wimpassing, Triester Bundesstraße 26
 Telefon +43 2630 310-0*, Telefax +43 2630 310 320
 E-Mail: semperflex@semperit.at, Internet: www.semperit.at

semperflex 
 A MEMBER OF THE SEMPERIT-GROUP

TECHNISCHES DATENBLATT

Polyurethan D44, 90 +-5 Shore A, braun

Eigenschaften

Härte Shore A DIN 53505	85 - 85	SHA
Farbe	braun	
Dichte	1,25	g/cm ³
Temperaturbereich	-10 - +60	°C
Reißfestigkeit DIN 53504	48	MPa
Reißdehnung DIN 53504	600	%
Weiterreißwiderstand DIN 53507	45	N/mm
Abrieb DIN 53516	32	mm ³
Ölbeständigkeit	sehr gut	
Benzinbeständigkeit	gut	
Säurebeständigkeit	bedingt	
Laugenbeständigkeit	bedingt	
Bemerkungen	IMDS-Daten vorhanden	
Druckverformungsrest	24h, 70 °C = 20 %	

Polyurethan D44 ist eine preiswerte Alternative zu Vulkollan, allerdings mit reduzierten Eigenschaften.

Versuche empfohlen.

Hydrolysebeständigkeit:

Dieser Werkstoff ist hergestellt unter Zusatz von Hydrolyseschutzmitteln.

Als Hydrolyse wird der zeitlich bedingte Abfall typischer technischer Parameter wie z.B. Zugfestigkeit, Reißdehnung und Weiterreißfestigkeit bezeichnet, der vor allem durch Wasser bzw. Feuchtigkeit in Verbindung mit Wärme ausgelöst wird. Dabei hängt das Ausmaß der Veränderung von der Dauer und der Intensität des Einflusses ab.

Polyurethan D44 ist grundsätzlich so ausgerüstet, dass ein gegenüber nicht speziell geschützten Polyurethanen verbesserter Hydrolyseschutz gegeben ist. Dennoch ist ein Abfallen der technischen Kennwerte feststellbar, jedoch vollzieht sich diese Veränderung deutlich verlangsamt.

Eine eindeutige Aussage zur Hydrolysebeständigkeit (wie beispielsweise bei Aussagen zur Beständigkeit gegenüber bestimmten Chemikalien) ist nicht möglich, da die Grenzwerte mit dem jeweiligen Anwendungsfall stark variieren.

Normverweisungen entsprechen dem Ausgabestand des Datenblattes unseres Rohstofflieferanten. Alle Angaben sind Mittelwerte. Unsere Empfehlungen erfolgen nach bestem Wissen. Sie sind jedoch unverbindlich und schließen jede Haftung für Schäden und Nachteile, gleich welcher Art, auch in Bezug auf Schutzrechte Dritter, aus. Sie befreien den Käufer nicht von eigenen Versuchen und Prüfungen.

Stand: 04_2015

Wir freuen uns auf Ihre Nachricht. QUADRIGA – Ihr Partner für POLYURETHANE

Beständigkeiten

	Während der Einwirkung bei Raumtemperatur	Nach kurzzeitiger Einwirkung bei Raumtemperatur
Säuren und Laugen: <ul style="list-style-type: none"> - konzentriert - verdünnt (< 3 %) 	<ul style="list-style-type: none"> - zerstört - Volumenquellung <20%, - geringer Verlust an Festigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - zerstört - ursprüngliches Volumen; - ursprüngliche Festigkeit
Gesättigte Kohlenwasserstoffe <ul style="list-style-type: none"> - Rohöl - Dieselmotortreibstoff - Ottomotortreibstoff 	<ul style="list-style-type: none"> - Volumenquellung <20%, - geringer Verlust an Festigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - ursprüngliches Volumen; - ursprüngliche Festigkeit
Aromatische Kohlenwasserstoffe: <ul style="list-style-type: none"> - Superkraftstoff - Benzol - Toluol - Xylol 	<ul style="list-style-type: none"> - Volumenquellung <20%, - deutlicher Verlust an Festigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - ursprüngliches Volumen; - ursprüngliche Festigkeit
Schmieröle und Schmierfette: <ul style="list-style-type: none"> - ASTM-Prüföle 1, 2, 3 - Dieselmotortreibstoff - Ottomotortreibstoff 	<ul style="list-style-type: none"> - Volumenquellung <20%, - geringer Verlust an Festigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - ursprüngliches Volumen; - ursprüngliche Festigkeit
Alkohole: <ul style="list-style-type: none"> - Methanol - Ethanol 	<ul style="list-style-type: none"> - Volumenquellung <20%, - geringer Verlust an Festigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - ursprüngliches Volumen; - ursprüngliche Festigkeit

Im Gegensatz zu anderen Kunststoffen ist Polyurethan D44 beständig gegen Ozon und UV-Strahlung. Ein Beleg hierfür sind die Schiffs- und Hafenfender. Selbst nach jahrelanger Freibewitterung im Seeklima wurde bei ihnen kein Abfall der Gebrauchseigenschaften festgestellt.

Die Beständigkeit gegen Chemikalien hängt in starkem Maße von der Dauer des Kontakts, der herrschenden Temperatur sowie von der Menge und Konzentration der jeweiligen Chemikalie ab. Insofern können in der Tabelle nur einige allgemeine Hinweise gegeben werden.

Für andere hier nicht aufgeführte Chemikalien bzw. für abweichende Bedingungen der Kontamination können im Bedarfsfall Prüfungen durchgeführt werden. Das gilt auch für die hier genannten Chemikalien und Kraftstoffe, wenn diese nicht in reiner Form, sondern mit Additiven versetzt in Kontakt mit Polyurethan D44 kommen sollen.

Normverweisungen entsprechen dem Ausgabestand des Datenblattes unseres Rohstofflieferanten. Alle Angaben sind Mittelwerte. Unsere Empfehlungen erfolgen nach bestem Wissen. Sie sind jedoch unverbindlich und schließen jede Haftung für Schäden und Nachteile, gleich welcher Art, auch in Bezug auf Schutzrechte Dritter, aus. Sie befreien den Käufer nicht von eigenen Versuchen und Prüfungen.

Stand: 04_2015

Wir freuen uns auf Ihre Nachricht. QUADRIGA – Ihr Partner für POLYURETHANE

Nicht getesteter, alternativer, peroxidisch vernetzter EPDM-Werkstoff mit besseren Eigenschaften als EPDM E 9566.

SEMPERIT 

EPDM

E 9614

- ④ EPDM, schwarz – high-grade
- ④ hervorragendes Preis-Leistungsverhältnis
- ④ peroxidisch vernetzt, geringe Abnahme der physikalischen Werte bei hohen Temperaturen
- ④ gute Witterungs- und Ozonbeständigkeit
- ④ entspricht diversen Automobilnormen, z.B.: VW 2.8.1 G70, bitte kontaktieren Sie unser Verkaufsbüro für konkretere Informationen
- ④ Verpackung siehe Allgemeine Informationen

Härte [Shore A]:	70 ±5
Dichte [g/cm ³]:	1,22
Reißfestigkeit [N/mm ²]:	9
Reißdehnung [%]:	200
Ozonbeständigkeit:	gut beständig
Witterungsbeständigkeit:	gut beständig
Ölbeständigkeit:	nicht beständig
Benzinbeständigkeit:	nicht beständig
Säurebeständigkeit:	beständig
Starke Basen:	gut beständig
Verschleißfestigkeit:	bedingt geeignet

EINSATZTEMPERATURBEREICH

Medium	dyn. (stat.)	max.	kurzzeitig
Luft	(-40) °C	+120 °C	+140 °C

DRUCKVERFORMUNGSREST DIN ISO 815

Dauer	Temperatur	DVR
22 h	100 °C	25 %

ALTERUNG DIN 53508

Bedingungen	Härte	Festigkeit	Dehnung
70 h/125 °C	+5 Shore A	-10 %	-20 %

OZONBESTÄNDIGKEIT

Dauer	pphm Ozon	Temperatur	Rissstufe
48 h	200 pphm	40 °C	0

AUMA-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4101 64050	0,5	1,4	20	G G	0
4011 64100	1,0	1,4	20	G G	0
4011 64150	1,5	1,4	20	G G	0
4011 64200	2,0	1,4	20	G G	0
4011 64300	3,0	1,4	10	G G	0
4011 64400	4,0	1,4	10	G G	0
4011 64500	5,0	1,4	10	G G	0
4011 64600	6,0	1,4	10	G G	0
4011 64800	8,0	1,4	5	G G	0

PRESS-PLATTEN

Artikelnummer	Dicke mm	Breite m	Länge m	Oberfläche	Einlagenanzahl
4213 64100	10,0	1,4	5	G G	0
4213 64120	12,0	1,4	5	G G	0
4213 64150	15,0	1,4	5	G G	0
4213 64200	20,0	1,4	5	G G	0
4213 64250	25,0	1,4	5	G G	0
4213 64300	30,0	1,4	5	G G	0
4213 64400	40,0	1,4	5	G G	0

G = Glatt

Wichtige Hinweise:

Dieser Katalog wurde sorgfältig ausgearbeitet, um unsere Kunden umfassend und bestmöglich zu beraten. Die angeführten Informationen, Zahlen, Berechnungen, Prüfwerte und Daten entsprechen dem aktuellen Stand der Technik und stellen das Ergebnis langjähriger Versuche und Erprobungen dar. Die individuellen Einsatzbedingungen nehmen Einfluss auf den Gebrauch jedes einzelnen Produktes, so dass die Informationen in diesem Katalog nur als grobe Richtlinien betrachtet werden dürfen. In jedem Fall obliegt es dem Kunden, seine Einsatzbedingungen insbesondere dahingehend zu prüfen, ob die spezifizierten Qualitätskriterien unserer Produkte für den beabsichtigten Einsatzzweck ausreichen. Im Zweifelsfall (z.B. chemische Beständigkeit) zögern Sie nicht und kontaktieren Sie bitte unsere qualifizierten Fachleute. Der Einsatz unserer Produkte erfolgt ausschließlich im Verantwortungsbereich des Anwenders. Wir haben keinen Einfluss auf die Anwendung und den individuellen Einsatzzweck. Selbstverständlich gewährleisten wir die einwandfreie Qualität unserer Produkte entsprechend unserer Allgemeinen Verkaufsbedingungen, welche auf Anfrage verfügbar sind.

22.8.2003

Jederzeitige Änderungen vorbehalten. Alle in diesen Katalog enthaltenen Angaben stellen Richtwerte dar, welche sich als langjährige Durchschnittswerte erprobt haben.