

18th ISC

Stuttgart, Germany
Oct. 8-9, 2014



International Sealing Conference *Internationale Dichtungstagung*

Eine Kooperation von



Fluidtechnik

18th ISC

International Sealing Conference
Internationale Dichtungstagung

Stuttgart, Germany
October 08–09, 2014

Sealing Technology –
Hidden High Tech

*Dichtungstechnik –
Hightech im Verborgenen*

Copyright VDMA Fluidtechnik, 2014

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in retrieval systems, or transmitted, in any form by any means without the prior permission of the publisher.

Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil dieser Publikation darf ohne die vorherige Zustimmung des Herausgebers vervielfältigt, gespeichert oder übertragen werden.

Gesamtherstellung:
Leithner's Shop UG

FACHVERBAND FLUIDTECHNIK
IM VDMA e.V.
Lyoner Strasse 18
60528 Frankfurt am Main
Germany

Phone	+49 69 6603-1318
Fax	+49 69 6603-2318
E-Mail	christian.geis@vdma.org
Internet	www.vdma.org/fluid

ISBN 978-3-00-046879-7

Mechanismen im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen

**Dipl.-Ing. Max Sommer, Dr.-Ing. Frank Bauer, Prof. Dr.-Ing. habil Werner Haas
Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, Germany**

1 Einleitung

Elastomer-Radial-Wellendichtungen nach DIN 3760 [1] sind zur Abdichtung von Schmierölen entwickelte und optimierte Dichtsysteme. Aufgrund der weiten Verbreitung von Fettschmierung und dem gleichzeitigen Wunsch nach leakagefreier Abdichtung werden diese Dichtsysteme häufig zur Fettabdichtung eingesetzt. Das Verhalten von Schmierfetten ist jedoch nicht mit dem von Schmierölen vergleichbar. Grund hierfür ist der komplexe Schmierfettaufbau aus Grundöl (Flüssigkeit) und Verdicker (Festkörper). Dies führt zu Problemen bei der Abdichtung. Stark reduzierte Einsatzgrenzen, erhöhter Verschleiß und Leckage sind die Folgen.

Die Mechanismen im fettgeschmierten Dichtkontakt sind nicht bekannt. Eine funktionsgerechte Auslegung fettabdichtender Radial-Wellendichtungen ist nach dem Stand der Technik daher nicht möglich. Aus diesem Grund wurden umfassende Untersuchungen zum Schmierfetteinfluss an Radial-Wellendichtungen und einem vereinfachten Ersatzmodell durchgeführt, Bild 1.

Die Vorteile des vereinfachten Ersatzmodells sind:

- Regelbare Flächenpressung
- Versuchsbegleitende Messung des Verschleißes
- Auch bei Verschleiß konstante Kontaktgeometrie

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Schmierstoffversorgung, Reibung, Verschleiß und Förderwirkung in Abhängigkeit des Schmierfetts betrachtet.

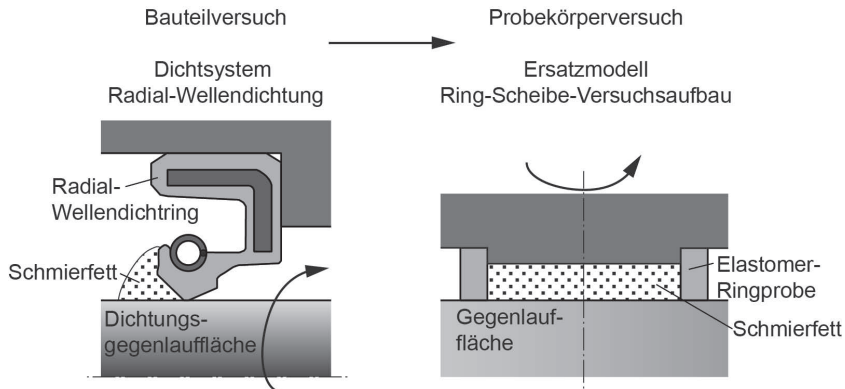


Bild 1: Radial-Wellendichtung und vereinfachtes Ersatzmodell

2 Experimentelles Vorgehen

Im Folgenden sind die verwendeten Schmierfette und Prüfaufbauten beschrieben.

2.1 Verwendete Schmierfette

Alle verwendeten Schmierfette sind additivfreie Modellfette bekannter Zusammensetzung. Diese wurden von der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH speziell hergestellt. Es wurden zwei Gruppen von Schmierfetten verwendet. Die Schmierfette der Gruppe eins besitzen alle dasselbe mineralische Grundöl (Mineralöl 1) und eine vergleichbare Walkpenetration im Bereich von 310 bis 342 1/10 mm, Tabelle 1. Der Verdickeranteil variiert daher je nach Verdickerart.

Tabelle 1: Schmierfette Gruppe 1, Verdickerart

Verdickerart	Gew.-%	Verdickerart	Gew.-%
Li-12-hydroxystearat (Li-12-HS)	6	Al-Stearat (Al-S)	10
Li-Komplexseife Typ 1 (Li-X 1)	14	Al-Komplexseife (Al-X)	13
Li-Komplexseife Typ 2 (Li-X 2)	10	Kieselsäure (HDK)	9
Ca-12-hydroxystearat (Ca-12-HS)	13	Bentonit	12
Ca-Komplexseife (Ca-X)	21	Polyharnstoff (PU)	9

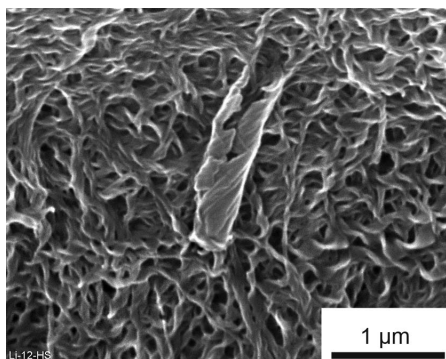
Die Schmierfette der Reihe 2 sind Kombinationen aus drei Verdickerarten und drei Grundölen vergleichbarer Viskosität, Tabelle 2. Durch die Variation des Verdickeranteils liegen je Verdicker-Grundöl-Kombination drei verschiedene Walkpenetrationen vor. Das verwendete Mineralöl entspricht in Zusammensetzung und Viskosität dem Mineralöl 1.

Tabelle 2: Schmierfette Gruppe 2 Grundölart und Verdickeranteil

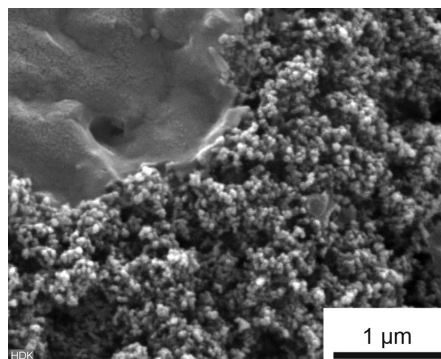
Verdickerart	Grundöl	Walkpenetration [1/10 mm]		
Li-12-HS	Mineralöl 2 (MÖ 2)	373	279	223
	Polyglycol (PG)	395	283	223
	Poly- α -Olefin (PAO)	347	279	234
Ca-12-HS	Mineralöl 2 (MÖ 2)	354	294	238
	Polyglycol (PG)	335	234	197
	Poly- α -Olefin (PAO)	345	347	279
HDK	Mineralöl 2 (MÖ 2)	>475	339	212
	Polyglycol (PG)	>475	392	324
	Poly- α -Olefin (PAO)	422	320	208

2.2 Schmierfettanalysen

Zur Analyse der Verdickerstruktur wurde das Grundöl aus den Schmierfetten ausgewaschen. Die verbliebene Verdickerstruktur wurde mit einem Rasterelektronenmikroskop untersucht. In Bild 2 sind die Verdicker mit den größten und mit den kleinsten Verdickerpartikeln dargestellt.



a) Li-12-hydroxystearat



b) hochdisperse Kieselsäure

Bild 2: Elektronenmikroskopische Aufnahmen verwendeter Verdicker

Neben kugel- und fibrillenförmigen Verdickerpartikeln liegen Verdicker mit plättchenförmigen Verdickerpartikeln vor. Die Verdickerarten wurden nach Partikelform und

-größe mittels einer Ordnungszahl sortiert. Für jede Partikelform nimmt die Partikelgröße mit steigender Ordnungszahl zu.

Tabelle 3: Eingeführte Ordnungszahl der Verdickerarten

Kügelchen		Plättchen		Fibrillen	
Ordnungszahl	Verdickerart	Ordnungszahl	Verdickerart	Ordnungszahl	Verdickerart
1	HDK	4	Ca-X	7	Ca-12-HS
2	Al-X	5	Bentonit	8	Li-X 1
3	Al-S	6	PU	9	Li-X 2
				10	Li-12-HS

Die Größe einzelner Verdickerpartikel liegt in der Größenordnung der Dichtspaltgeometrie. In Bild 3 sind die Größenverhältnisse im fettgeschmierten Dichtspalt dargestellt. Die Oberflächenrauheiten von Dichtungsgegenläufige und Radial-Wellendichtring entsprechen einem realen Dichtsystem. Die Größe der Verdickerpartikel liegt in einer Größenordnung, die einen Einfluss auf das Betriebsverhalten einer Radial-Wellendichtung erwarten lässt.

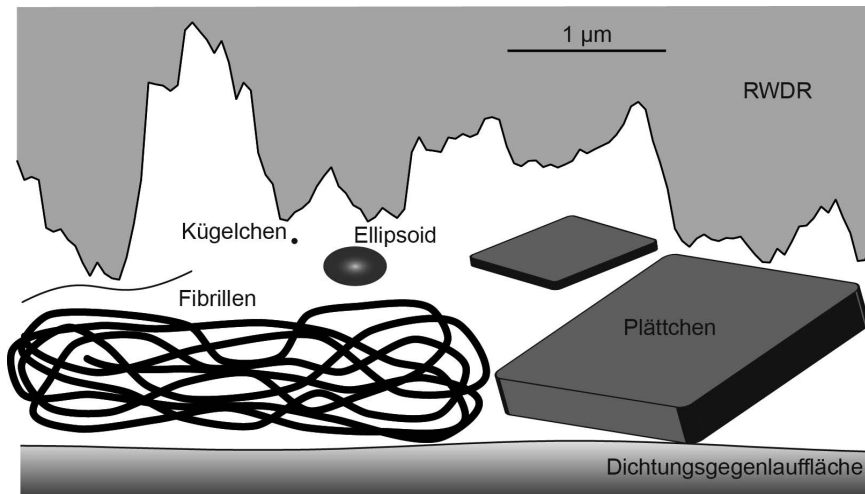


Bild 3: Größenverhältnisse im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen

Die Viskosität von Schmierfetten und Grundölen wurde mit einem Kegel-Platte-Viskosimeter bei 80 °C bestimmt. Der Kegeldurchmesser betrug 50 mm und der Kegelwinkel 1°. Die Viskositätsmessung der Schmierfette erfolgte bei einer Scherrate von 5000 1/s nach Vorscherung bei 729 und 2196 1/s. Zum Erreichen eines stabilen

Zustands wurde bei jeder Scherrate sieben Stunden lang geschert. Eine Messung der Viskosität des Polyharnstoffschmierfetts war aufgrund von Einreisen der Schmierfettprobe nicht durchführbar. Die Messung der Grundölviskosität erfolgte bei einer Scherrate von 800 1/s.

Mittels eines Amplitudensweeps wurden die viskoelastischen Eigenschaften der Schmierfette von der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH bei einer Temperatur von 80 °C untersucht. Für die Messungen kam ein Platte-Platte-Rheometer mit einem Plattendurchmesser von 25 mm und einem Plattenabstand von 1 mm zum Einsatz. Die Plattenauslenkung wurde bei einer Winkelgeschwindigkeit von 10 1/s von 0,01 auf 100 % gesteigert.

2.3 Ring-Scheibe-Versuchsaufbau

Bild 4 zeigt das vereinfachte Ersatzmodell in Form eines Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus. Die Gegenläufigkeit besteht aus gehärtetem (55 HRC) 100Cr6-Stahl. Die geläppte Oberfläche weist eine Rauheit von $R_z \approx 1,4 \mu\text{m}$ auf. Diese wird an die Stirnseite der Elastomer-Ringprobe gepresst. Die Elastomer-Ringprobe ist mittels Wasserstrahl aus NBR-Plattenmaterial der Härte 80 Shore A ausgeschnitten. Die Temperatur der Versuchsumgebung wird mit Hilfe eines Thermoelements 4 mm unterhalb des Tribokontakts gemessen. Ein kapazitiver Wegsensor ermöglicht eine versuchsbegleitende Verschleißmessung. Die Befettung erfolgt vor der Montage der Probenhalterung durch Aufstreichen.

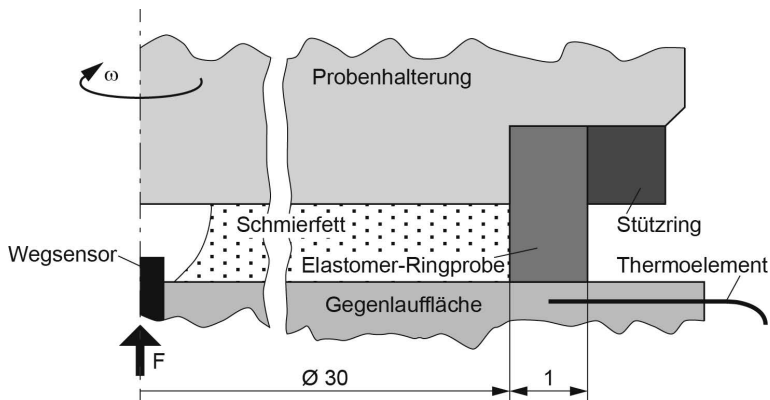


Bild 4: Ring-Scheibe-Versuchsaufbau

2.4 RWDR-Prüfstand

Der verwendete RWDR-Prüfstand ermöglicht Reibmomentmessungen an Radial-Wellendichtungen. Hierzu ist der RWDR-Halter reibungsfrei in einem aerostatischen Lager gelagert. Als Gegenläufigkeit wird eine austauschbare, drallfrei geschliffene Wellenhülse (INA IR 40x50x35-EGS) verwendet. Diese ist temperierbar. Zur Befettung wird eine Schmierfettauflage um die Dichtungsgegenläufigkeit gelegt. Diese

Raupe wird bei der Montage des RWDR (FDS BAU4X2 50X65X8, 72 NBR 902) mitgeschleppt und liegt somit direkt an der Dichtkante an.

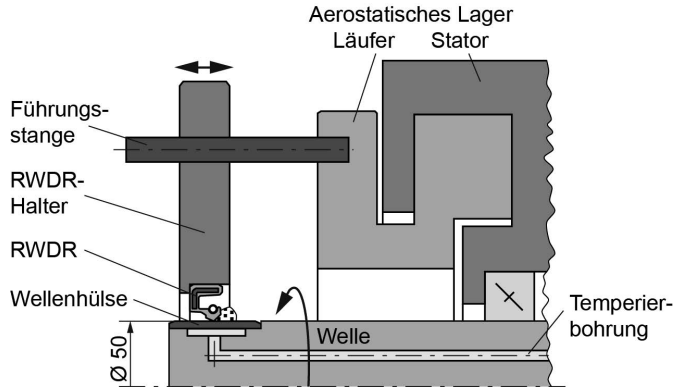


Bild 5: RWDR-Prüfstand (Prinzipdarstellung)

3 Ergebnisse und Diskussion

Die mit den beschriebenen Versuchseinrichtungen durchgeführten Untersuchungen sind nachfolgend beschrieben.

3.1 Schmierstoffversorgung

Die Untersuchungen zur Schmierfettversorgung wurden am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau mit den Schmierfetten der Gruppe 2 durchgeführt. Die beiden Schmierfette mit einer Walkpenetration von mehr als 475 1/10 mm wurden nicht berücksichtigt. Bei diesen sehr weichen Schmierfetten ist keine Mangelschmierung zu erwarten. Bei den Versuchsläufen wurde die Temperatur stufenweise auf 100 °C erhöht, Bild 6 a. Die Flächenpressung betrug 1 MPa, die Umfangsgeschwindigkeit 0,5 m/s. Den Abschluss bildete eine zweistündige Stufe bei abgeschalteter Temperierung.

Beim dargestellten Versuch trat bei Temperaturen von weniger als 70 °C Mangelschmierung auf. Dies spiegelt sich in der starken Schwankung des gemessenen Reibwerts wieder. Bei Temperaturen über 70 °C lief das System ausreichend geschmiert. Die Schwankungen des Reibwerts sind deutlich geringer. Das aufgrund der höheren Temperaturen erweichte Schmierfett gelangt leichter in den Tribokontakt. Beim Abkühlen der Versuchsumgebung trat erneut Mangelschmierung auf. Der Reibwert steigt an und die Schwankungen treten erneut auf.

Neben der Temperatur besitzt die Walkpenetration einen großen Einfluss auf die Schmierstoffversorgung, Bild 6 b. Zum Vergleich aller Versuchsläufe wurde die relative Standardabweichung der gemessenen Reibwertverläufe aller Temperaturstufen betrachtet. Beim Auftreten von Mangelschmierung lag die relative Standardabweichung bei Werten von größer als 0,1. Insbesondere bei vergleichsweise geringen

Temperaturen und Schmierfetten mit geringer Walkpenetration ist mit dem Auftreten von Mangelschmierung zu rechnen.

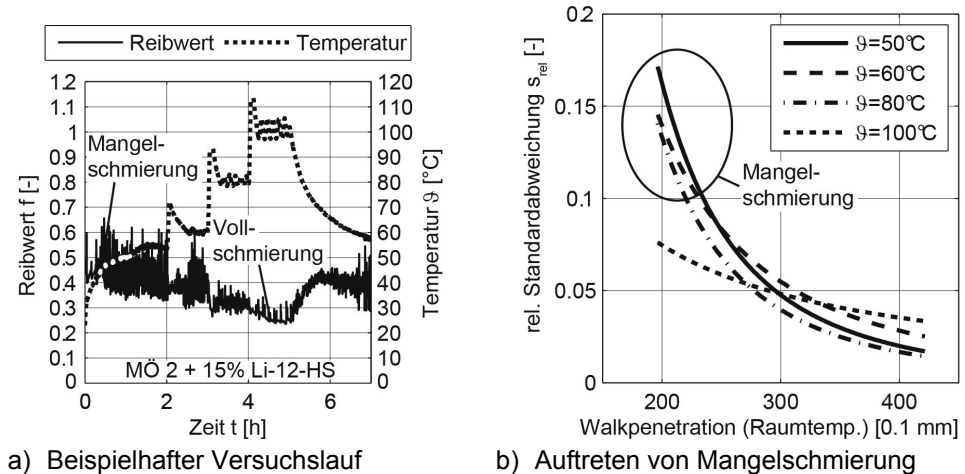


Bild 6: Untersuchungen zur Schmierstoffversorgung

3.2 Reibung

Die Untersuchungen zum Reibverhalten wurden mit allen in Kapitel 2.1 beschriebenen Schmierfetten am Ring-Scheibe Versuchsaufbau durchgeführt und am RWDR-Prüfstand verifiziert. Bei einer konstanten Temperatur von 80 °C wurden die Flächenpressung im Bereich von 0,25 bis 1,0 MPa und die Umfangsgeschwindigkeit im Bereich von 0,01 bis 2,75 m/s variiert. An die Messpunkte wurde mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Gümbelkurve angenähert. Diese beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Reibwert f und der Gümbelzahl G . Die Gümbelzahl ist eine hydrodynamische Kennzahl und wird aus dynamischer Viskosität, Winkelgeschwindigkeit und Flächenpressung berechnet:

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m}$$

Da die Schmierfettviskosität bei den im Tribokontakt vorliegenden Scherraten nicht bekannt ist, wurde die Grundölviskosität verwendet. Bei den hohen Scherraten im Tribokontakt ist davon auszugehen, dass die dynamische Viskosität des Schmierfetts nahe an der des Grundöls liegt [2–4].

Der Verlauf des Reibwerts über der Gümbelzahl unterscheidet sich für Schmierfette deutlich vom Verlauf bei Schmierung mit dem Grundöl, Bild 7. Bei kleinen Gümbelzahlen liegen die Reibwerte beim Einsatz von Schmierfett unterhalb dem Reibwert bei der Verwendung von Grundöl. Bei hohen Gümbelzahlen liegen sie darüber.

Einzige Ausnahme bildet bei dieser Messreihe das Kieselsäurefett. Bei Verifikationsversuchen am RWDR-Prüfstand wurden auch Versuche bei höheren Gümbelzahlen durchgeführt. Bei diesen lag der Reibwert bei Verwendung des Kieselsäurefetts vergleichbar hoch wie bei den anderen Schmierfetten.

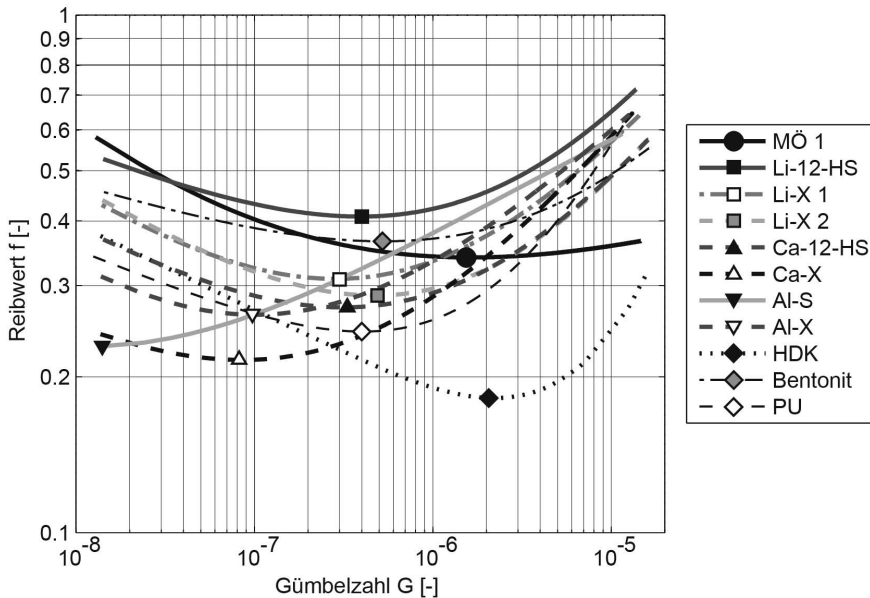


Bild 7: Einfluss der Verdickerart auf die Gümbelkurve

Die Einflüsse von Verdickeranteil und Grundölart wurden mit allen Schmierfetten der Gruppe zwei untersucht. Der Einfluss des Verdickers überwiegt den Einfluss des Grundöls, Bild 8 a. Bei reiner Betrachtung der Grundöle ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Gümbelkurven feststellbar. Der Grundöleinfluss fällt beim Vorhandensein eines Verdickers jedoch wesentlich geringer aus. In Bild 8 a sind exemplarisch die Gümbelkurven der mit Li-12-hydroxystearat verdickten Schmierfette dargestellt. Jede Kurve ist aus den Messungen mit allen drei Verdickeranteilen gemittelt. Die Ergebnisse mit den anderen Schmierfetten sind mit den hier dargestellten vergleichbar.

Auf Basis der durchgeführten Messungen ist kein Einfluss des Verdickeranteils ersichtlich, Bild 8 b. Im Bild sind exemplarisch die Ergebnisse der Messungen mit den Schmierfetten auf Mineralölbasis und Li-12-hydroxystearat dargestellt. Die mit den anderen Schmierfetten erzielten Ergebnisse sind vergleichbar.

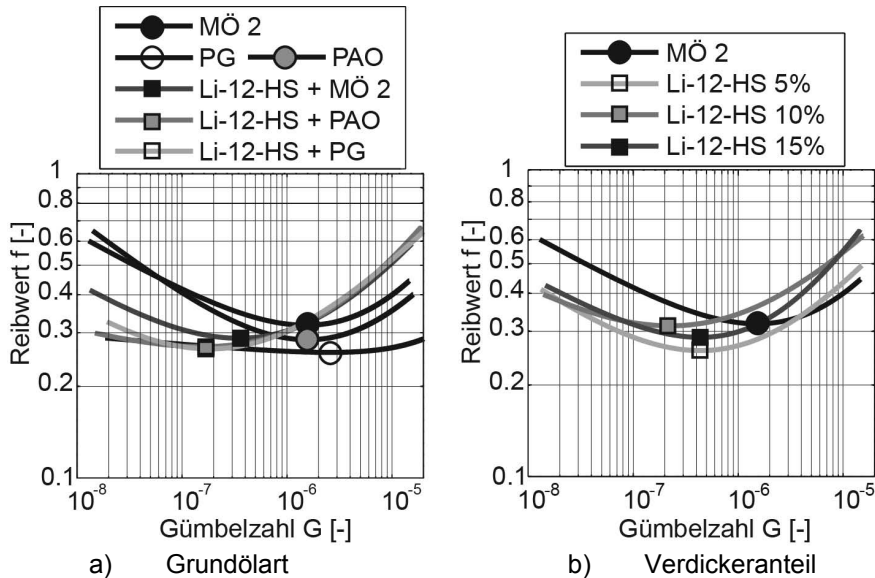


Bild 8: Einfluss von Grundölart und Verdickeranteil auf die Gümbelkurve

Gemäß den gemessenen Gümbelkurven muss sich Verdicker im Dichtspalt befinden. Anders ist der geringe Reibwert bei Mischreibung (kleine Gümbelzahlen) nicht erklärbar. Der Verdicker ist an der Schmierung beteiligt und führt bei Mischreibung zu vergleichsweise geringen Reibwerten. Bei Vollschmierung führen Schmierfette zu höheren Reibwerten als das Grundöl. Da der Verdickeranteil des Schmierfetts keinen nennenswerten Einfluss auf die Reibung aufweist, ist davon auszugehen, dass die beobachteten Effekte von einzelnen, aus der zerstörten Verdickerstruktur stammenden, Verdickerpartikeln hervorgerufen werden. Diese Partikel beeinflussen die Reibung maßgeblich.

Der minimale Reibwert der Schmierfette der Gruppe 1 steigt mit zunehmender Ordnungszahl an, Bild 9 a. Die Beschaffenheit der Verdickerpartikel wirkt sich demnach auf das Reibverhalten einer Radial-Wellendichtung aus. Mit steigender Partikelgröße nimmt der Reibwert bei Mischreibung zu. Bei Vollschmierung verschwindet dieser Einfluss weitestgehend, Bild 9 b. Die Reibwerte der Schmierfette mit Verdickern der Ordnungszahlen 1 und 2 liegen höher als die der übrigen. Diese zwei Verdicker sind die einzigen, deren Partikel kleiner als die Dichtspaltgeometrie sind. Es sind die Reibwerte bei der höchsten betrachteten Umfangsgeschwindigkeit an der Radial-Wellendichtung dargestellt. Hier lagen höhere Gümbelzahlen vor als bei den Untersuchungen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau.

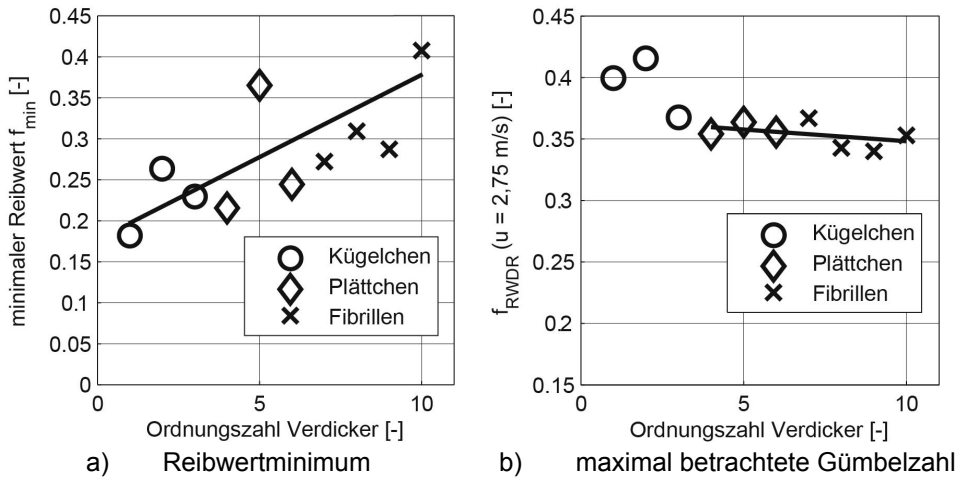


Bild 9: Zusammenhang zwischen Ordnungszahl und Reibwert

Die Höhe des Reibwerts am Reibwertminimum nimmt mit steigender reduzierter Viskosität η_{red} der Schmierfette zu, Bild 10 a. Diese beschreibt den Einfluss der Verdickertart auf die Gesamtviskosität des Schmierfetts. Die hier verwendete Definition ist von der Definition von Polymerlösungen [5] abgeleitet:

$$\eta_{red} = \frac{\eta_{spezifisch}}{c_{m/m}} = \frac{m_{Schmierfett}}{m_{Verdicker}} \cdot \frac{\eta_{Schmierfett} - \eta_{Grundöl}}{\eta_{Grundöl}}$$

Umso geringer der Verlustfaktor $\tan \delta$ des Schmierfetts ist, desto größer ist die Gümbelzahl beim Übergang von Mischreibung zu Vollschrimerung, Bild 10 b. Der Verlustfaktor beschreibt das Verhältnis aus Verlustmodul G'' (viskoser Anteil am komplexen Schubmodul G^*) und Speichermodul G' (elastischer Anteil) im viskoelastischen Bereich [6]:

$$\tan \delta = \frac{G''}{G'}$$

Ein hoher Verlustfaktor steht demnach für einen verhältnismäßig hohen viskosen Anteil.

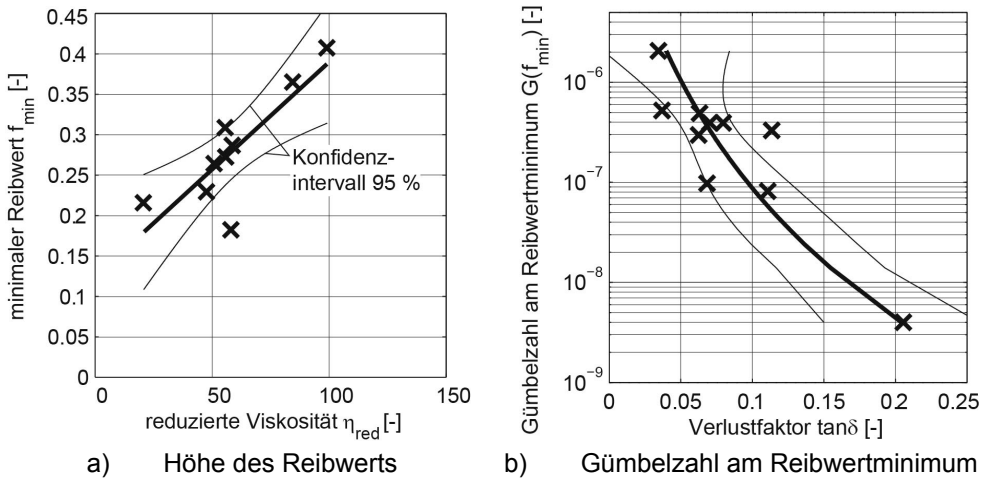


Bild 10: Korrelation des Reibwertminimums mit Schmierfettkennwerten

3.3 Verschleiß

Die Untersuchungen zum Verschleißverhalten wurden mit den Schmierfetten der Gruppe eins am Ring-Scheibe Versuchsaufbau durchgeführt. Hierzu wurden Versuche mit einer Flächenpressung von 0,5 MPa und einer Umfangsgeschwindigkeit von 1,625 m/s über 20 h ohne Temperierung gefahren. Die Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems liegt je nach Schmierfett unter- bzw. oberhalb der Verschleißgeschwindigkeit bei Schmierung mit dem Grundöl, Bild 11.

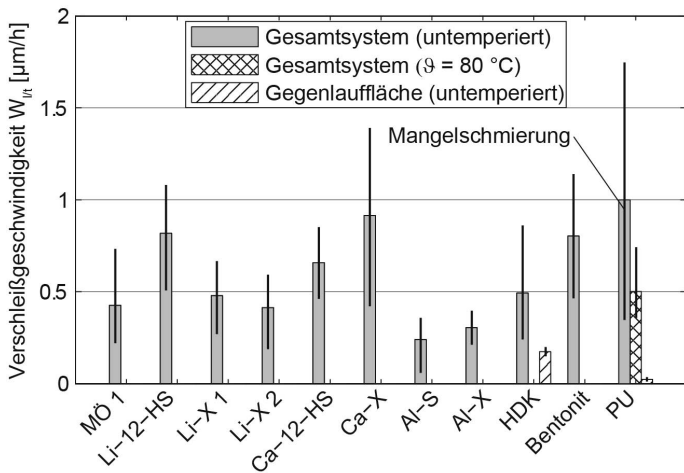
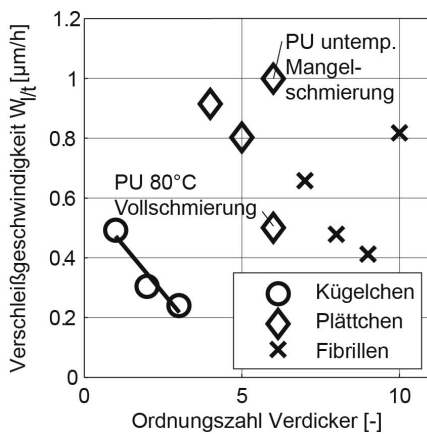


Bild 11: Schmierfetteinfluss auf die Verschleißgeschwindigkeit

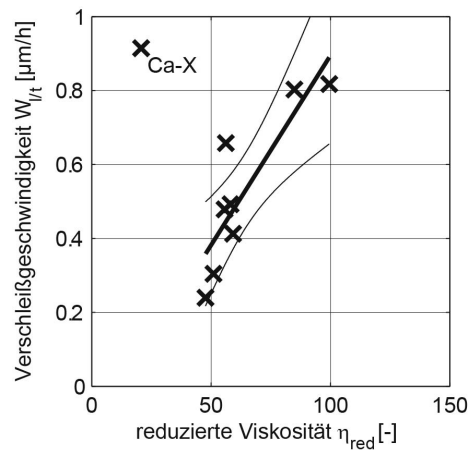
Die im Tribokontakt vorhandenen Verdickerpartikel können den Verschleiß demnach steigern oder mindern. Beim Schmierfett mit Kieselsäureverdicker (HDK) trat ein

Einlauf in die Gegenlaufläche auf. Bei allen weiteren Schmierfetten beschränkte sich der Verschleiß weitestgehend auf die Elastomer-Ringprobe. Bei diesen ist also hauptsächlich ein Verschleiß der Dichtkante zu erwarten. Der Versuch mit dem Polyharnstoffschmierfett (PU) lief bei abgeschalteter Temperierung bei Mangel-schmierung. Dies führte zur höchsten gemessenen Verschleißgeschwindigkeit. Ein Kontrollversuch bei 80 °C hatte ein Erweichen des Schmierfetts und eine kleinere Verschleißgeschwindigkeit aufgrund von besserer Schmierstoffversorgung zur Folge.

Die Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems ist bei kugelförmigen Verdickerpartikeln vergleichsweise gering, Bild 12 a. Mit zunehmender Größe der Kügelchen nimmt diese Verschleißgeschwindigkeit ab. Schmierfette mit plättchenförmigen Verdickerpartikeln führen am Gesamtsystem zu hohen Verschleißgeschwindigkeiten, Schmierfette mit fibrillenförmigen Verdickerpartikeln zu mittleren. Bei der Betrachtung aller Verdickerarten steigt die Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems mit der reduzierten Viskosität an, Bild 12 b. Das Schmierfett mit der Ca-Komplexseife folgt diesem Zusammenhang scheinbar nicht. Bei der mikroskopischen Analyse des Schmierfetts wurden hier allerdings vergleichsweise große kristalline Partikel gefunden, von denen eine abrasive Wirkung zu erwarten ist.



a) Ordnungszahl



b) Reduzierte Viskosität

Bild 12: Korrelation der Verschleißgeschwindigkeit mit Schmierfettkennwerten

3.4 Förderwirkung

Der Schmierfetteinfluss auf die Förderrate wurde am RWDR-Prüfstand durch luftseitiges Befetten der Radial-Wellendichtung untersucht. Die Förderwertmessung des Grundöls erfolgte gemäß der Öltropfenmethode nach [7]. Es wurden die Schmierfette

der Gruppe 1 sowie die Schmierfette der Gruppe 2 auf Basis von Mineralöl und den Verdickern Li-12-hydroxystearat und Kieselsäure verwendet. Die Dichtungsgegenlauf- fläche wurde bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 2,75 m/s auf 80 °C temperiert. Jede Partikelform des Verdickers wirkt sich anders auf die Förderrate aus, Bild 13 a. Bei kugelförmigen Verdickerpartikeln nimmt die Förderrate mit der Größe zu, bei plättchenförmigen hingegen ab. Bei fibrillenförmigen Verdickerpartikeln sinkt die Förderrate mit steigender Fibrillenlänge. Die Förderrate der Schmierfette liegt mit Ausnahme der Schmierfette mit Kieselsäureverdicker oberhalb der Förderrate des Grundöls, Bild 13 a,b. Beim Schmierfett mit Li-12-hydroxystearat steigt die Förderrate im Gegensatz zum Schmierfett mit Kieselsäure mit steigendem Verdickeranteil an, Bild 13 b. Beim Schmierfett mit 15 % Kieselsäure war eine Bestimmung der Förderrate nicht möglich. Aufgrund der hohen Konsistenz floss kein Schmierfett in den Dichtspalt nach. Fördermenge und –dauer waren daher sehr gering.

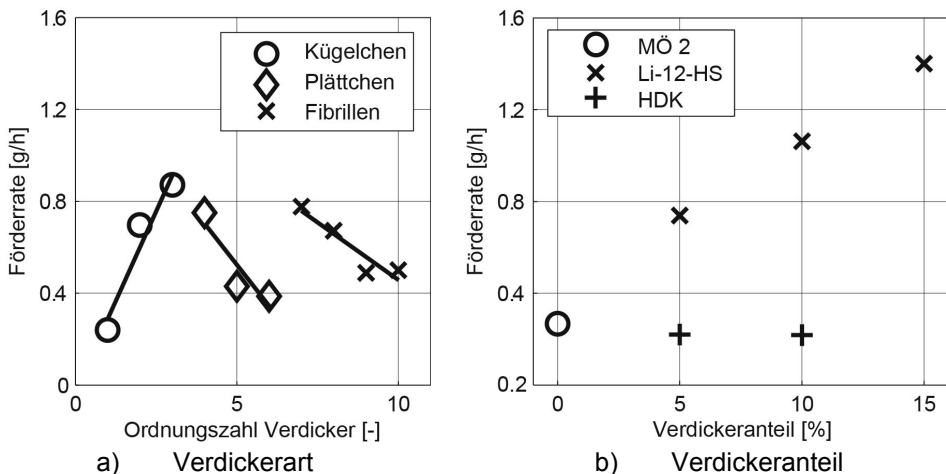


Bild 13: Schmierfetteinfluss auf die Förderrate

4 Interpretation der Ergebnisse und Modellvorstellung

Aus den in Kapitel 3 dargestellten Ergebnissen konnte eine Modellvorstellung zum Betriebsverhalten fettabdichtender Radial-Wellendichtungen erstellt werden.

Die Schmierstoffversorgung einer fettabdichtenden Radial-Wellendichtung ist von zentraler Bedeutung. Ist diese unzureichend tritt Mangelschmierung auf, was zu einer starken Erhöhung von Reibwert und Verschleiß führt. Eine gute Schmierfettversorgung kann meist mit einem weichen Schmierfett erreicht werden. Dies ist durch die Wahl von Schmierfetten geringer Konsistenz oder einer ausreichend hohen Umfeldtemperatur möglich, Bild 14.

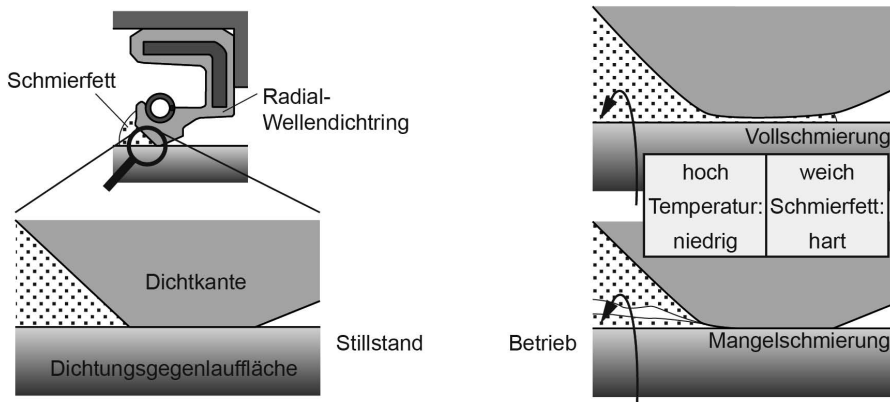


Bild 14: Schmierstoffversorgung einer Radial-Wellendichtung

Liegt eine ausreichende Schmierstoffversorgung vor, befindet sich neben dem Grundöl auch Verdicker im Dichtspalt. Die Verdickerstruktur wird aufgrund der Scherbeanspruchung zerstört. Folglich liegt der Verdicker in Form einzelner Verdickerpartikel vor. Der Einfluss dieser Verdickerpartikel ist gegenüber dem Einfluss des Verdickeranteils des Schmierfetts und gegenüber dem Einfluss des Grundöls dominant. Bei Mischreibung verringern die Verdickerpartikel den Reibwert, Bild 15. Dies geschieht umso effektiver, je kleiner die Verdickerpartikel sind. Eine kleine reduzierte Viskosität η_{red} des Schmierfetts führt zu geringen Reibwerten.

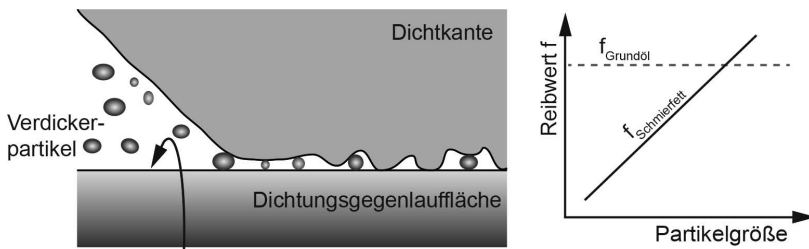


Bild 15: Reibung im Dichtspalt bei Mischreibung

Der Übergang von Mischreibung zu Vollschrnung findet bei umso kleineren Gümbelzahlen statt, je größer der Verlustfaktor $\tan \delta$ des Schmierfettes ist. Ein hoher Verlustfaktor bedeutet eine hohe Energiedissipation durch Scherung. Hier besteht eine Analogie zur Ölabdichtung. Bei Ölschrnung findet der Übergang zu Vollschrnung auch stets bei dem Öl bei geringerer Gleitgeschwindigkeit statt, das eine höhere innere Energiedissipation aufweist. Also beim Öl mit der höheren Viskosität [8].

Bei Vollschrnung führen Verdickerpartikel zu hohen Reibwerten, deren Größenordnung unterhalb derjenigen der Dichtspaltgeometrie liegt. Diese können sich im Dichtspalt frei bewegen und führen aufgrund von Wechselwirkungen zu einer erhöhten Schmierstoffviskosität. Physikalisch betrachtet sind Schmierfette Disper-

sionen [9]. In Dispersionen steigt der Scherwiderstand bei konstantem Volumenanteil mit sinkender Partikelgröße an [10]. Viele kleine Partikel bilden mehr Wechselwirkungen aus als wenige große.

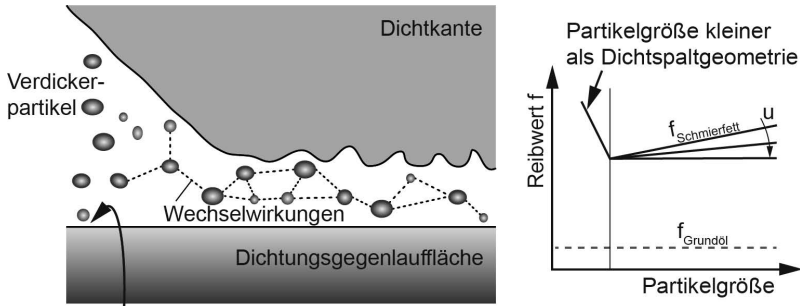


Bild 16: Reibung im Dichtspalt bei Vollschmierung

Der Verschleiß wird ebenfalls maßgeblich durch die Verdickerpartikel beeinflusst, Bild 17. Eine kleine reduzierte Viskosität η_{red} des Schmierfetts hat eine geringe Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems zur Folge. Große kugelförmige Verdickerpartikel bewirken durch Abrollen eine Verschleißreduzierung, kleine hingegen betten sich im Elastomer ein und wirken abrasiv auf die Gegenaufläcche. Bei diesen kleinen Kügelchen findet ein nennenswerter Verschleiß der Gegenaufläcche statt. Bei allen anderen Verdickerpartikeln tritt der Verschleiß hauptsächlich an der Dichtkante auf. Die geknäuelten fibrillenförmigen Verdickerpartikel werden durch Scherung zwischen den Rauheitserhebungen gestreckt und Wechselwirken mit diesen. Die Größe des Knäuels hängt hierbei von der Fibrillenlänge ab. Lange Fibrillen führen zu mehr Verschleiß, bei vergleichsweise kurzen Fibrillen nimmt der Verschleiß mit steigendem Durchmesser ab. Die bei plättchenförmigen Partikeln unter Scherung stattfindende Ausrichtung in Strömungsrichtung wird an den Rauheitserhebungen gestört. Die Verdickerpartikel bewirken in der Folge einen mit steigender Größe zunehmenden Verschleiß aufgrund einer Verzerrung der Rauheitsstrukturen.

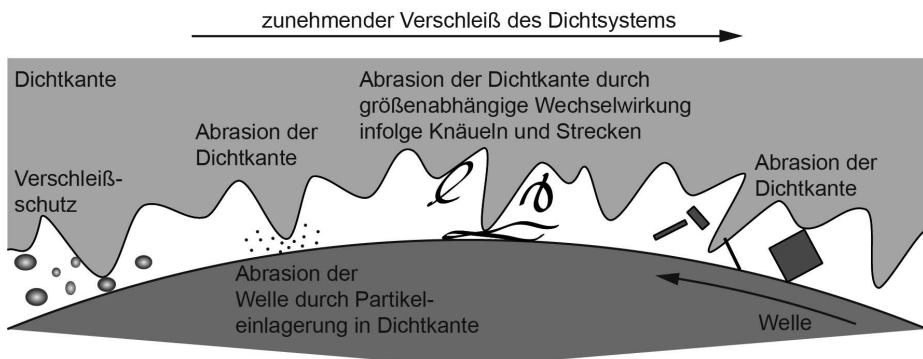


Bild 17: Einfluss der Verdickerpartikel auf den Verschleiß

Die im Dichtspalt vorhandenen Verdickerpartikel bewirken ab einer Mindestgröße eine Erhöhung der Förderrate der Radial-Wellendichtung. Bewirkt die Verdickerart eine Steigerung der Förderrate, steigt diese mit dem Verdickeranteil an. Die Verdickerpartikel gelangen mit dem Grundöl in den Dichtspalt, Bild 18. Dort werden sie in Umfangsrichtung mitgenommen und an den Rauheitserhebungen axial abgelenkt. Dabei nehmen sie das umliegende Grundöl mit. Dies verstärkt die mittels der Verzerrungs- [11] und Seitenströmungshypothese [12] erklärbare Förderwirkung von Radial-Wellendichtungen. Mit steigender Partikelgröße nehmen die Kontakte zwischen Verdickerpartikel und Rauheitserhebung zu. Bei kugelförmigen Verdickerpartikeln führt dies zu einer stärkeren Umlenkung und wachsenden Förderrate mit steigender Größe. Bei Fibrillen und Plättchen wird die Bewegung im Dichtspalt mit zunehmender Partikelgröße immer stärker gehemmt. Die Förderrate nimmt daher mit steigender Partikelgröße ab.

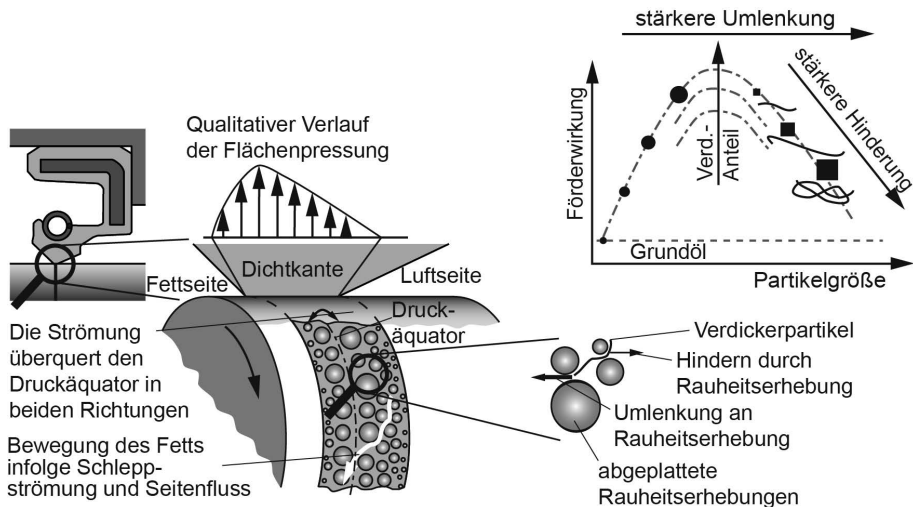


Bild 18: Förderverhalten einer fettgeschmierten Radial-Wellendichtung

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einfluss des Schmierfetts auf das Betriebsverhalten fettabdichtender Radial-Wellendichtungen wurde erstmals umfassend betrachtet. Die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts ist von zentraler Bedeutung. Eine gute Schmierstoffversorgung ist durch weiche Fette erreichbar. Bei ausreichender Schmierstoffversorgung stellte sich die Verdickerart als dominante Einflussgröße heraus. Die Verdickerstruktur wird unter Scherung zerstört. Im Dichtspalt befinden sich dann einzelne Verdickerpartikel. Diese wirken sich auf Reibung, Verschleiß und Förderverhalten aus. Hierbei sind Form und Größe der Verdickerpartikel entscheidend. Mittels der reduzierten Viskosität η_{red} sind der Reibwert bei Mischreibung und der Verschleiß abschätzbar. Mit dem Verlustfaktor $\tan \delta$ lässt sich

eine Vorhersage über die Gümbelzahl beim Übergang von Mischreibung zu Vollschmierung treffen.

Die Ergebnisse liefern einen neuen Ansatz zur Simulation fettabdichtender Systeme. Aufgrund des grundlegenden Charakters der Untersuchungen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau ist eine Übertragung auf weitere Dichtsysteme wie PTFE-Manschettendichtungen und Pneumatikdichtungen denkbar.

6 Danksagung

Der Autor dankt der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH für die Herstellung der Modellfette.

7 Literaturhinweise

- [1] DIN 3760: Radial-Wellendichtringe, Deutsche Norm, 1996.
- [2] Schrader, R.: Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten im elastohydrodynamischen Wälzkontakt, Dissertation, Universität Hannover, 1988.
- [3] Palacios, J. ; Palacios, M.: Rheological properties of grease in ehd contacts. Tribology International, 17 (3), S. 167–171, 1984.
- [4] Delgado, M. et al.: Influence of soap concentration and oil viscosity on the rheology and microstructure of lubricating greases. Industrial & Engineering Chemistry Research, 45 (6), S. 1902–1910, 2006.
- [5] Elias, H.-G.: Makromoleküle: Band 2 - Technologie, 5. Auflage, Hüthig & Wepf, Basel, 1992.
- [6] DIN 51810-2: Prüfung von Schmierstoffen - Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten - Teil 2: Bestimmung der Fließgrenze mit dem Oszillationsrheometer und dem Messsystem Platte/Platte, Deutsche Norm, 2011.
- [7] Buhl, S.: Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [8] Affenzeller, J. ; Gläser, H.: Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, In: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren (Hrsg: H. List, A. Pischinger), Springer-Verlag, 1996.
- [9] Bartz, W.: Schmierfette: Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung, Expert Verlag, Renningen-Mailsheim, 2000.
- [10] Zecha, H.: Einfluß von Konzentration, Teilchengrößen und Grenzflächenschichten auf die Viskosität von Polymerdispersionen. Acta Polymerica, 36 (1), S. 58-59, 1985.
- [11] Kammüller, M.: Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen, Dissertation, Universität Stuttgart, 1986.
- [12] Müller, H.-K.: Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals, 11th Int. Conf. on Fluid Sealing (BHRA), Cannes, 1987.