

# HAFT- UND GleITREIBVERHALTEN VON O-RINGEN AN OSZILLIERENDEN GleITREIB-MODELLVERSUCHEN

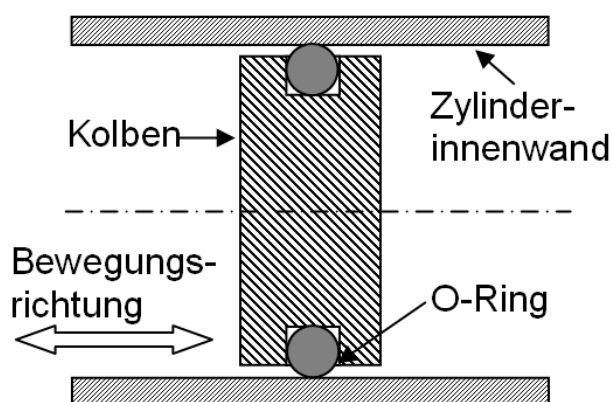
A. DIEM <sup>1</sup>, A. RISTOW <sup>1</sup>, S. KLIEN <sup>1</sup>, C. H. SURBERG <sup>1</sup>

## 1 EINLEITUNG – RANDBEDINGUNG

O-Ringe werden in den unterschiedlichsten Applikationen eingesetzt. In speziellen Anwendungsbereichen von Pneumatikantrieben fungieren O-Ringe als Dichtelemente und müssen für Reinhaltung der Antriebe gewährleisten können. Dabei soll vermieden werden, dass Abriebpartikel, die im Betrieb des Antriebs entstehen können, die Umgebung der Pneumatikantriebe kontaminieren. Auch der Einsatz von Schmiermitteln sollte so weit wie möglich vermieden werden, da auch Verunreinigungen von Schmiermittelresten die Prozesssicherheit stören können.

Der Aufbau des Dichtsystems des Pneumatikantriebs ist in Bild 1 dargestellt. Als zentrales Dichtelement fungiert ein O-Ring, welcher die beiden Bereiche im inneren des Zylinders voneinander trennt. Die Führung des O-Rings auf dem axial bewegten Kolben wird durch eine Ausnehmung realisiert. Der O-Ring wird mit einer definierten Kraft auf die Zylinderinnenwand gepresst, sodass durch die Verformung des O-Rings die Kontaktfläche abgedichtet wird. Die Pneumatikkomponenten kommen bis zu einer Betriebstemperatur von 150°C zum Einsatz und müssen Zyklenzahlen bis zu  $10^7$  erreichen.

Es konnte bereits in Modellversuchen gezeigt werden [4], dass für solche Anwendungen Anti-Friction-Coatings eine Reduktion des Schmierstoffs erlauben bzw. z. T. auch den Betrieb ohne Schmierstoff ermöglichen. Aufgrund dieser



*Bild 1:  
Schematische Darstellung eines  
Pneumatikelements bestehend aus  
Pneumatikzylinder, Dichtelement (O-  
Ring) und Ventilwand*

positiven Ergebnisse wurde das tribologische Verhalten der Anti-Friction-Coatings detaillierter untersucht und bildet zusammen mit der Analysemethodik den Kern dieser Veröffentlichung.

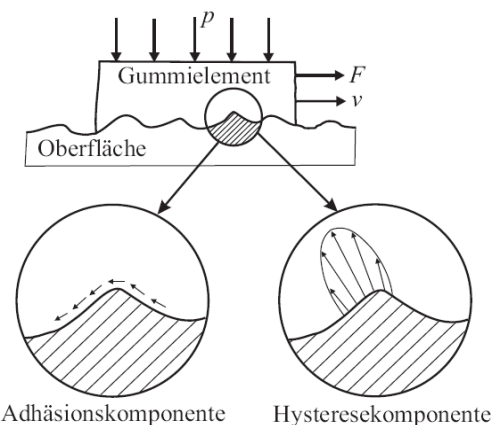
## 2 GUMMIREIBUNG

Nach Geyer [2] kann die Gesamtreibkraft als Summe einer Adhäsionskomponente, einer Hysteresekomponente, der viskosen Reibung und einer Kohäsionskomponente beschrieben werden.

$$F_{\text{Gesamt}} = F_{\text{Adhäsion}} + F_{\text{Hysterese}} + F_{\text{Viskos}} + F_{\text{Kohäsion}}$$

Die Adhäsionsreibung setzt sich aus dem Produkt der wirkenden Schubspannungen und der effektiven Kontaktfläche zusammen. Die Hysteresereibung resultiert aus Dämpfungsverlusten im Gummimaterial, die während des Gleitens über raue Oberflächen aufgrund von ständig wechselnden Verformungen entstehen. Bei der viskosen Reibung entstehen in einer geschlossenen viskosen Flüssigkeitsschicht zwischen Elastomer und der Oberfläche Scherungskräfte. In der Kohäsionskomponente werden die innermolekularen Kohäsionskräfte berücksichtigt. Diese Kräfte treten im System auf, wenn bei einem Reibvorgang Risse oder Ablösungen entstehen und somit eine neue Oberfläche gebildet wird. Zur Schaffung dieser neuen Oberfläche muss dem System Energie zugeführt werden. Der daraus resultierende Energieaufwand bewirkt eine Kohäsionsreibungskraft.

In Bild 2 ist ein vereinfachtes Gummireibungsmodell [3] ohne Zwischenstoff dargestellt: Dabei gleitet ein Gummielement mit konstanter Flächenpressung über eine raue Oberfläche. Für die Beschreibung der Gesamtkraft  $F$  wird in diesem einfacheren Modell nur die Adhäsionskomponente und die Hysteresekomponente berücksichtigt – die Beiträge der Kohäsionskräfte sind in der Regel vernachlässigbar.

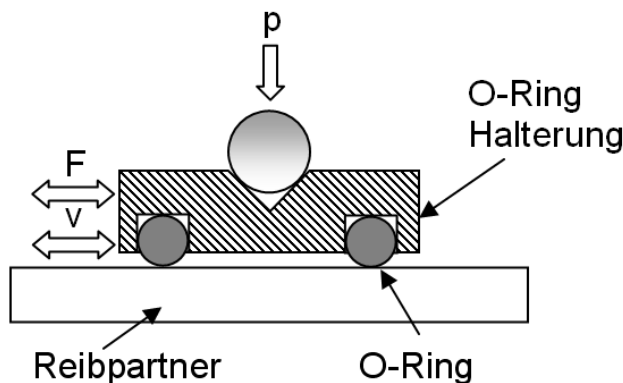


*Bild 2:  
Mechanismus der Gummireibung  
nach MEYER [3]*

Nach Kummer und Meyer [3], [4] hängt der Reibkoeffizient  $\mu$  bei Elastomeren auf festen Oberflächen ohne Zwischenstoff sowohl von der Oberflächenbeschaffenheit als auch von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner, der Temperatur, der Kontaktflächengröße und dem Anpressdruck ab. Diese Zusammenhänge konnten bereits in [1] in Übereinstimmung mit [4] bestimmt werden.

### 3 MODELLIERUNG DES TRIBOLOGISCHEN SYSTEMS

Das System Pneumatikzylinder, O-Ring und Zylinderinnenwand (Bild 1) wurde in ein Modellsystem überführt. In Bild 3 ist der Aufbau des Versuchskonzeptes dargestellt. Der O-Ring wird dabei in einer Halterung in oszillierenden Bewegungen über die Gegenlauffläche geführt. Die Krafteinleitung über eine Kugel auf die O-Ringhalterung soll gewährleisten, dass sich das System selbst ausrichten kann und Walkbewegungen des O-Rings, wie sie im Realsystem auch auftreten, möglich sind.



*Bild 3:  
Schematische Darstellung des  
Versuchssystems O-Ring-Platte*

#### 3.1 Beurteilungskriterien der tribologischen Modellversuche

In Bild 4 ist exemplarisch das Ergebnis eines Versuchslaufes zur Bestimmung des Verschleißverhaltens dargestellt. Der Testlauf wird abgebrochen, wenn der Verschleiß ( $V$ ) das Abbruchkriterium (Verschleiß überschreitet Schwellwert) erreicht. In der Einlaufphase (1) erkennt man, dass der Verschleiß ( $V$ ) und der Reibwert ( $RW$ ) bis zu einem annähernd konstanten Wert ansteigen. In der Normalbetriebsphase (2) verbleiben der Verschleiß und der Reibwert auf einem konstanten Niveau. Während der Phase (3) können starke Schwankungen der Normalkraft ( $NK$ ), vom Reibwert ( $RW$ ) und Verschleiß ( $V$ ) beobachtet werden. In dieser Phase macht sich der Einfluss von Abriebpartikeln zwischen O-Ring und Kontaktoberfläche bemerkbar.

Die Charakterisierung der Versuchsergebnisse erfolgt auf Basis der erreichten Laufzeit, der auftretenden Reibkräfte, der Laufcharakteristik (stabil oder stark schwankend) und von Oberflächenanalysen von O-Ring und Lauffläche.

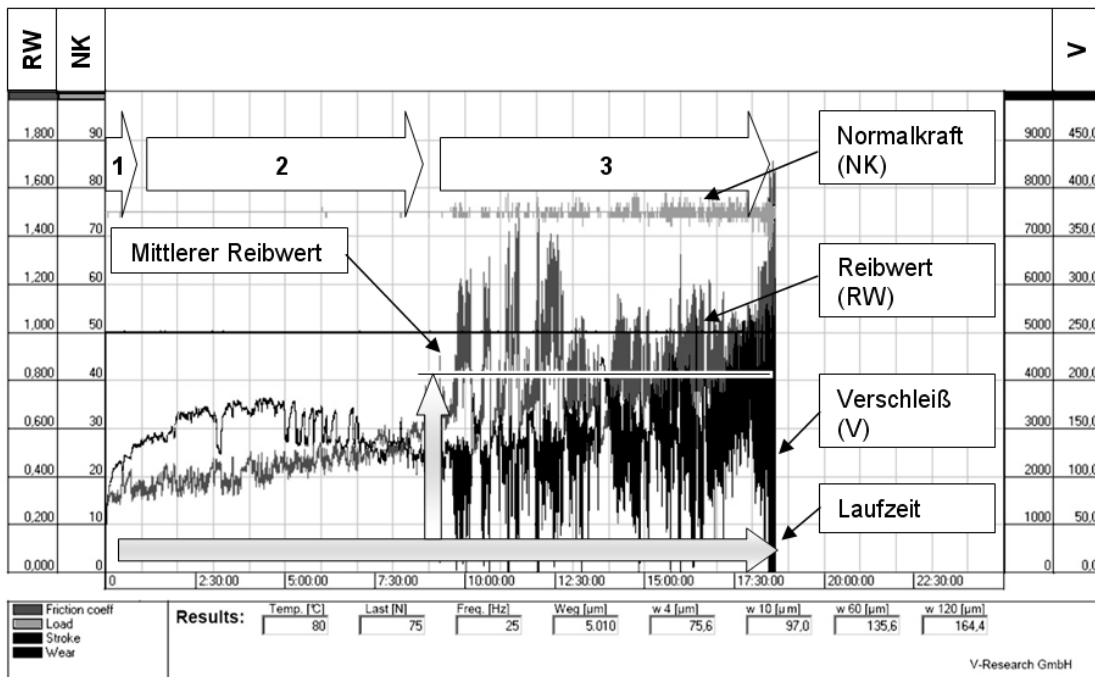


Bild 4: Darstellung eines Versuchlaufes mit eingezeichneten Beurteilungskriterien

Zur detaillierteren Charakterisierung der Reibkräfte wurde das Haftreibverhalten zusätzlich bei sinusförmiger, weggesteuerter Bewegung mit niedrigen Geschwindigkeiten (0,125m/s) untersucht (Bild 5). Dabei wurde in erster Linie der Haftreibpeak beim Losfahren (bei  $t=0,2s$ ) für eine weitere Analyse in Betracht gezogen, da aufgrund der (Weg)-Regelung des Tribometers eine weitere Auswertung des Reibsignals nur qualitativ (z. B. Stick-Slip) zulässig ist. Gut zu erkennen sind auch die Hystereseigenschaften des Systems beim Bewegungsumkehrpunkt (bei  $t=2,2s$ ), welche zu einer Verzerrung und zeitlichen Verschiebung des Reibpeaks führt.

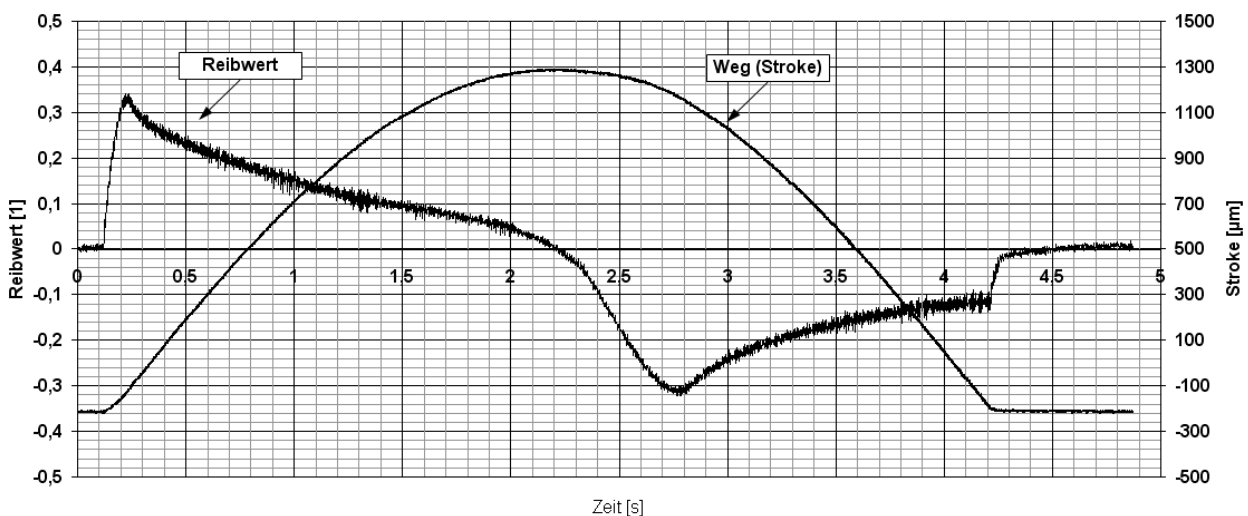


Bild 5: Reibwert und Weg zur Charakterisierung des Haftreibverhaltens

## 4 ERGEBNISSE AUS DEN HAFT- UND GleITREIB-MODELLVERSUCHEN

### 4.1 Vergleich verschiedener Schmierstoffe und Elastomer-Coatings auf das Verschleißverhalten der O-Ringe

Wie in [1] bereits dargestellt, können mit der richtigen Auswahl von Elastomer-coatings entscheidende Verbesserungen im Verschleißverhalten erzielt werden, sodass die Möglichkeit besteht, die Schmierstoffmenge zu reduzieren bzw. keinen Schmierstoff zu verwenden, ohne dass eine Reduktion der Lebensdauer zu erwarten ist. Bild 6 zeigt dabei im Vergleich die entsprechenden erreichten Gleitwege bis das Abbruchkriterium (Grenzwert O-Ringverschleiß) erreicht worden ist. Die O-Ringe sind in den Klassen Typ 1, Typ 2 (stärkere Vernetzung), Gleitlack A und Gleitlack B unterteilt. Die Versuche wurden ohne Zwischenstoff (trocken) und mit Zwischenstoff (Pneumatikfett [Schmiersystemtyp A], Fett mit Festschmierstoffen [Schmiersystem B]) bei Temperaturen von 50°C (trocken) bzw. 80°C (geschmiert) durchgeführt.

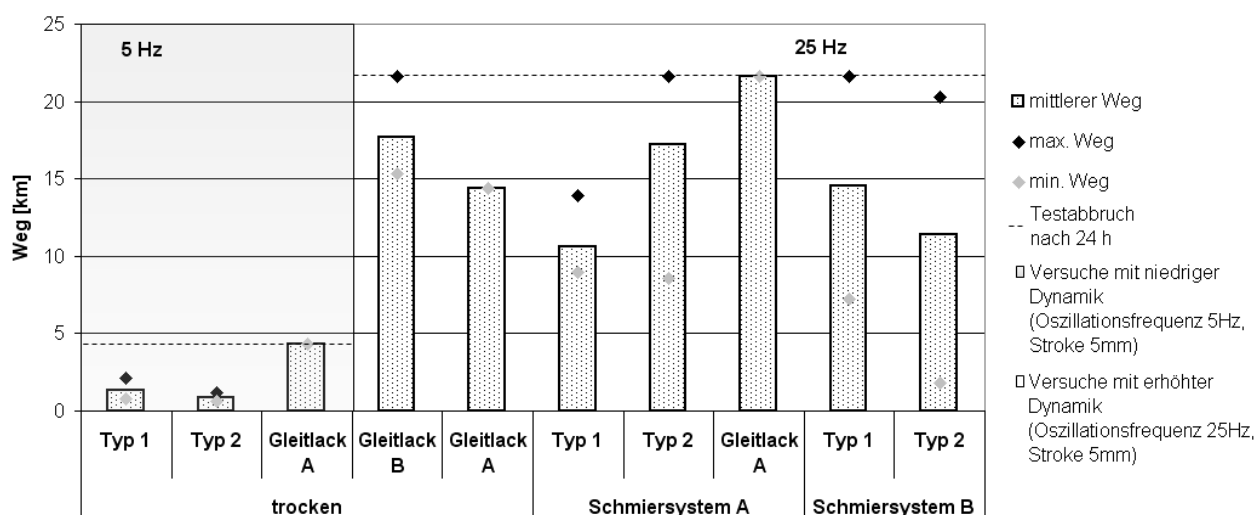
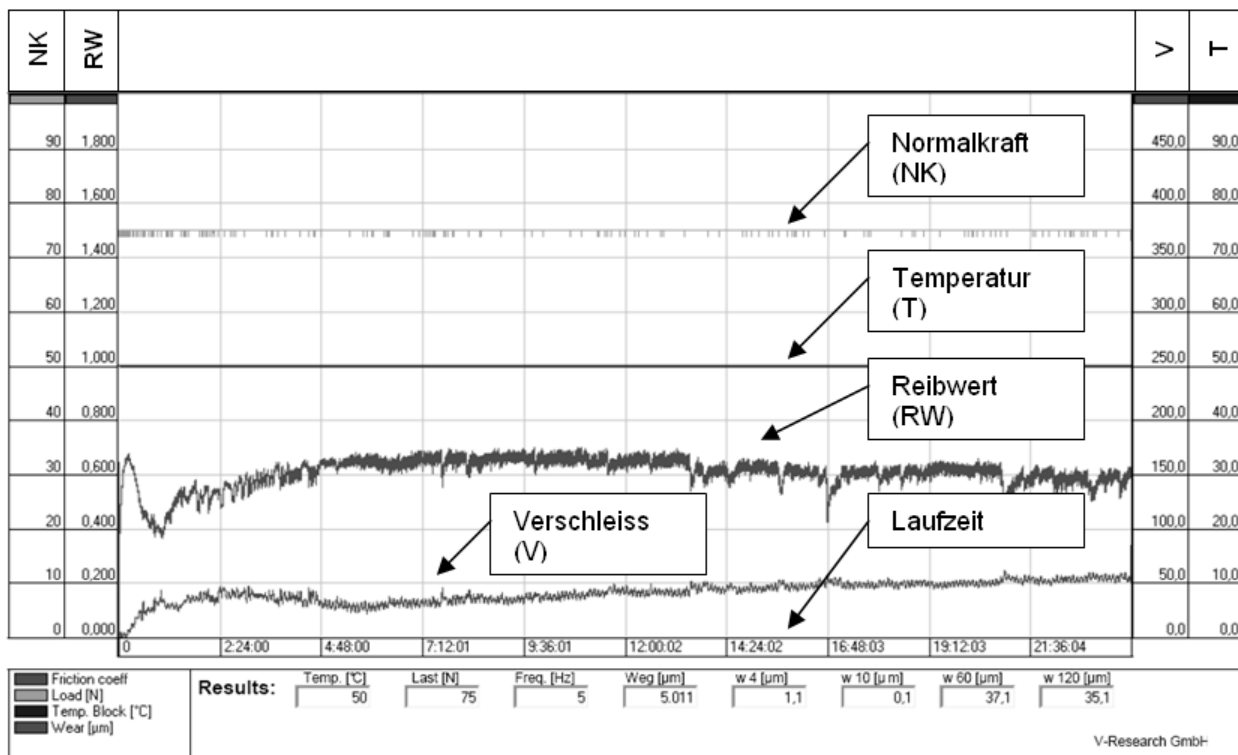


Bild 6: Ergebnisse der Modellversuche: Zurückgelegter Weg bis zum Erreichen des Grenzwertes des O-Ring-Verschleißes

Die Erhöhung der Vernetzung des Elastomers wirkt sich nur sehr gering auf die Lebensdauer aus. Durch den Einsatz von Gleitlacken kann wie erwartet die Lebensdauer am deutlichsten gesteigert werden. Dies wirkt sich vor allem bei trockenen Gleitsystemen signifikant aus. Die härtere Oberfläche der untersuchten Gleitlacke bewirkt dabei eine Erhöhung der Verschleißbeständigkeit und somit eine längere Verfügbarkeit der Festschmierstoffe im Gleitlack

## 4.2 Charakterisierung des Verschleißverhaltens anhand des Haft- und Gleitreibverhaltens

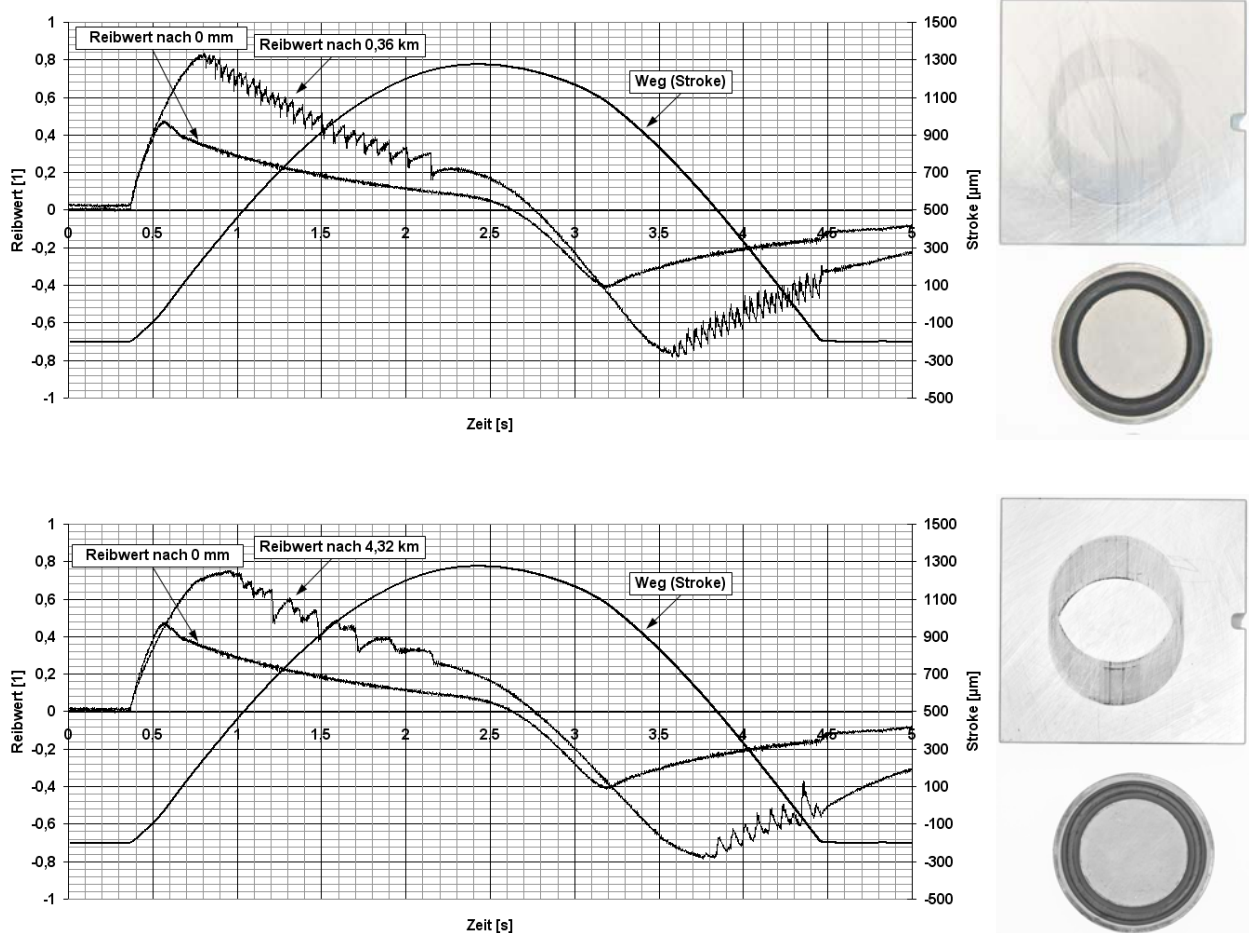
In Bild 7 ist ein charakteristischer Lauf über 24 Stunden eines mit Gleitlack beschichteten O-Rings dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass es zu geringem, stetigen Verschleiß, aber auch zu stochastisch verteilten Unstetigkeiten im Reibwert bzw. im Verschleißverlauf kommt. Diese Unstetigkeiten sind auf Verschleißpartikel bzw. dem Auf- und Abbau von Transferschichten auf der Lauffläche zurückzuführen – siehe dazu auch Bild 8 (rechts).



*Bild 7: Versuchslauf eines FKM-O-Ringes mit Gleitlack auf einer Aluminiumoberfläche ( $R_z=1,4 \mu\text{m}$ ) ohne Zwischenstoff ( $F_N=75\text{N}$ ,  $f=25 \text{ Hz}$ ,  $T=50^\circ\text{C}$ ,  $\text{Stroke}=5\text{mm}$ )*

Eine detaillierte Analyse des Reibwertes (**Bild 8**) zeigt die Veränderung des Tribosystems über die Zeit. Dabei ist zu erkennen, dass die niedrigsten (Haft-)Reibwerte bei den ersten Hubbewegungen erzielt werden und relativ rasch ansteigen. Während zu Beginn des Versuches die gleitaktiven Substanzen (sowohl beim Gleitlack als auch beim Fett) zu den niedrigen Reibkräften führen, ist bereits nach der Einlaufphase (im Versuch nach 1 bis 2 Stunden) erstes Stick-Slip-Verhalten erkennbar. Diese Charakteristik verändert sich während der Normalbetriebsphase dann geringfügig weiter. Nachdem sich ein Transferfilm auf der Lauffläche ausgebildet hat, wird dieser z. T. durch festhaftenden Gummiabrieb unterbrochen, die Adhäsionskräfte steigen wieder an. Teilweise kann sich der Gummiabrieb wieder lösen, sodass sich auch die Adhäsionskräfte

wieder verringern. Je langsamer sich das Anhaften von Gummiabrieb entwickelt, desto länger verzögert sich das Erreichen des Abbruchkriteriums. Kommt es immer wieder zum Anhaften und Lösen von Gummiabrieb ist dies durch einen instabilen Lauf (Phase 3 in Bild 4) zu beobachten. Überschreitet der anhaftende Gummiabrieb ein gewisses Maß, steigen die Adhäsionskräfte überproportional, mehr Gummiabrieb entsteht, dieser kann auf der Lauffläche haften bleiben und es kommt zum Spontanausfall. Bei raueren Oberflächen ist dieses Verhalten in dieser Art nicht beobachtbar. Die Hysteresekräfte dominieren dann, ein linear mit der Zeit ansteigender Verschleiß führt zum kalkulierbaren Erreichen des Abbruchkriteriums.



*Bild 8: Zeitliche Entwicklung des Reibkraftverhaltens eines mit Gleitlack beschichteten FKM-O-Rings ohne Schmierstoff auf Aluminium ( $R_z=1,4\mu\text{m}$ )*

*Bild oben: Reibkraftanalyse nach  $t=0\text{s}$  und  $t=2\text{h}$  (zurückgelegte Distanz 360m) sowie entsprechender O-Ring und Gegenlauffläche nach 2 Stunden*

*Bild unten: Reibkraftanalyse nach  $t=0\text{s}$  und  $t=24\text{h}$  (zurückgelegte Distanz 4.320m) sowie entsprechender O-Ring und Gegenlauffläche nach 24 Stunden*

## 5 ZUSAMMENFASSUNG

Mit Hilfe des vorgestellten Modelltests und der Reibwertanalyse konnte gezeigt werden, dass im Vergleich zu einem positiven Einlaufverhalten, bei dem sich Oberflächen anpassen oder Einglätten, sich bei diesem Tribosystem eine Erhöhung der Reibkräfte während des Einlaufvorgangs einstellt. Eine allgemeine Regel, dass sich bei der Verwendung von Gleitlacken meist erst eine Transferschicht ausbilden muss um ein niedriges Reibkraftniveau zu erreichen, konnte nicht beobachtet werden. Die Funktionsfähigkeit hängt dabei vielmehr vom Verhindern des Aufklebens von Abriebpartikel ab. Ein Gleitlack hat hierbei im Vergleich zum Fett zusätzlich den Vorteil, dass durch eine Beschichtung am O-Ring die Entstehung von Gummiabrieb zumindest bis zum Abrieb der Lackschicht verhindert wird und somit bei entsprechender Verschleißbeständigkeit der Beschichtung eine Verlängerung der Laufzeit erklärbar wäre.

## 6 DANKSAGUNG

Die Forschungsergebnisse wurden aus dem österreichischen Comet-Forschungsprogramm gefördert und bei der V-Research GmbH und im Exzellenzzentrum für Tribologie erarbeitet.

## 7 LITERATUR

- [1] Ausserer, F.; Diem, A.; Hanisch, T.; Klien, S.; Surberg, C.H.: Ergebnisse aus oszillierenden Gleitreib-Modellversuchen von FKM-O-Ringen in Pneumatikdichtungen, OeTG Symposium, Dornbirn, 2010.
- [2] Geyer, W.: Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen Oberflächen, München, Technische Universität, Diss., 1971
- [3] Kummer, H.W.: Unified theory of Rubber and Tire Friction, Pennsylvania, University College of Engineering, Ph.D. Thesis, 1966
- [4] Meyer, W. E; Kummer, H.W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 66 (1964), Nr.9