

# **Simulation von Stick-Slip-Effekten an einem elastischen Dichtringmodell im Mehrkörpersystem**

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur  
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Christian Schneck

geb. am 31.10.1982 in Dresden

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Strackeljan  
Prof. Dr.-Ing. habil. Matthias Scherge

Promotionskolloquium am 26.09.2018

## **Ehrenerklärung**

„Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Verwendete fremde und eigene Quellen sind als solche kenntlich gemacht.

Ich habe insbesondere nicht wissentlich:

- Ergebnisse erfunden oder widersprüchliche Ergebnisse verschwiegen,
- statistische Verfahren absichtlich missbraucht, um Daten in ungerechtfertigter Weise zu interpretieren,
- fremde Ergebnisse oder Veröffentlichungen plagiiert,
- fremde Forschungsergebnisse verzerrt wiedergegeben

Mir ist bekannt, dass Verstöße gegen das Urheberrecht Unterlassungs- und Schadensersatzansprüche des Urhebers sowie eine strafrechtliche Ahndung durch die Strafverfolgungsbehörden begründen kann. Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Dissertation ggf. mit Mitteln der elektronischen Datenverarbeitung auf Plagiate überprüft werden kann. Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.“

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen AG.

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Komponentenentwicklung Geschäftsfeld Motor der Volkswagen AG am Standort Salzgitter.

An erster Stelle möchte ich mich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. Jens Strackeljan von der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg für die fachliche, freundliche und jederzeit unterstützende Betreuung bedanken, auch wenn während der Promotion einige Überraschungen und Themensprünge auftauchten. Zudem bedanke ich mich bei Herrn Jun.-Prof. Dr. Elmar Woschke für die fachliche Beratung im Themenbereich der Mehrkörpersimulation.

Zudem möchte ich mich herzlich bei Herrn Dr. Jürgen Olfe, Herrn Dr. Andreas Gitt-Gehrke und Herrn Stefan Lieske für die einerseits fachlich, kritische als auch motivierende Unterstützung bedanken, welche es mir sehr erleichterte, das Thema auch bei widersprüchlichen Ergebnissen immer weiter zu verfolgen und neue Lösungsansätze zu suchen.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dr. Marcel Jankowiak für die Durchführung und Auswertung der IPCT-Untersuchungen sowie Frau Sabine Baumbach für die Unterstützung bei der numerischen Modellierung. Herrn Thilo Lehmann danke ich für die Messung und Auswertung von Schalldrücken und Drehungleichförmigkeiten am Fahrzeug. Zudem haben Frau Kerstin Engelhardt, Herr Patrick Schlote sowie Herr Sergej Bachmann durch ihre Studienarbeiten, in denen sie die DMA-Messungen, Rheometerversuche und diverse Parameterstudien am MKS-Modell betreuten, großen Anteil am Gelingen der Arbeit. Herrn Karl-Anton Mann danke ich für die spannende Zusammenarbeit bei der Durchführung und Auswertung der DMA-Versuche.

Ich möchte mich zudem bei allen Kollegen der Komponentenentwicklung am Standort Salzgitter für jedwede Unterstützung während meiner Zeit als Doktorand bedanken. Insbesondere danke ich Herrn Dr. Holger Fries, Frau Nicole Zigic, Herrn Felix Ehrhardt, Herrn Jens Kagel und Frau Nicole Reschke. Auch bei Herrn Jens Strassmann und Herrn Christoph Gahre bedanke ich mich für die Unterstützung bei den Rheomterversuchen.

Mein abschließender Dank gilt meiner Familie und insbesondere meiner Frau, die mich stets motiviert hat und mir in arbeitsintensiven Zeiten den Rücken frei gehalten hat.

## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Stick-Slip-Neigung eines Radialwellendichtrings in der Bauart der Doppellippendichtung am Anwendungsbeispiel der Abdichtung der Kühlmittelpumpe im Fahrzeug untersucht. Luftschallmessungen an einem Rheometer und am Fahrzeug, sowie Highspeed-Messungen der Stick-Slip-Schwingung mit nachgeschalteter Auswertung der Schwingamplituden mittels Kreuzkorrelation zeigen komplexe Schwingphänomene am Dichtring, welche sich teilweise nicht mit bestehenden Grundaussagen und Beobachtungen zu Stick-Slip erklären lassen. Um die Stick-Slip-Neigung an der Originalgeometrie bei gleichzeitig großer Bandbreite von dynamischen Einflussfaktoren untersuchen zu können, wird im Rahmen der Arbeit ein Ansatz zur Simulation von Stick-Slip-Effekten untersucht, wonach ein Mehrkörpersimulations-Modell mit einem modal reduzierten 3D-FE-Modell des gesamten Dichtrings vorgestellt wird. Durch geeignete Wahl der Hauptfreiheitsgrade und die Anwendung analytischer Kontaktberechnung anhand einfacher Geometrien im MKS-Programm ADAMS/Engine, können recheneffizient umfangreiche Parameterstudien zu Einflüssen aus Drehzahl, Beschleunigung, Wellenschwingung, Kühlmitteldruck und Reibverhältnissen in unterschiedlichen Bereichen des Dichtrings durchgeführt werden. Die Simulationen am Modell zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messungen und können zudem die Abweichungen der gemessenen Stick-Slip-Phänomene zu den aus der Literatur bekannten Beobachtungen erklären. So wird das MKS-Modell dazu genutzt, sinkende oder konstante Stick-Slip-Frequenzen mit steigender Drehzahl, gleichzeitig auftretende, lokal unterschiedliche Stick-Slip-Schwingformen an ein und demselben Bauteil, sowie stark variierende Stick-Slip-Frequenzen mit Frequenzsprüngen in aufeinanderfolgenden Prüfläufen bei augenscheinlich gleichen Randbedingungen zu erklären. Auch werden Sprünge im Antriebsmoment gemessen und simuliert, wenn eine Stick-Slip-Schwingung am Dichtring ein- oder aussetzt, oder es zu einem Frequenzsprung kommt. Anhand des Modells wird verdeutlicht, dass die beschriebenen Phänomene aus einer Kombination aus Struktur- und Reibungseinflüssen, sowie dynamischen Einflussgrößen resultieren, welche ohne Einbeziehung der Geometrie, der linear-elastischen Materialeigenschaften und der kinematischen Randbedingungen im Modell nicht simuliert werden könnten.

## Abstract

In the present paper the stick-slip effects of a radial shaft seal, which is mounted in a cooling pump, are observed. The cooling pump, in which the double lip seal is located, is mounted in a vehicle. Airborne acoustic measurements at a rheometer and at a vehicle as well as analysis of oscillation amplitudes of the sealing lip utilizing the cross-correlation lead to the conclusion that complex vibrations occur, which cannot be explained with existing observations on stick-slip. In order to observe stick-slip effects at the original geometry and at the presence of influencing dynamic factors, a multi-body simulation model is being presented, which contains a reduced 3D finite elements model of the entire seal. By suitable selection of degrees of freedom and the usage of contact calculations of simple geometries as provided in the software ADAMS/Engine, various parametric studies according influences from rotational speed, acceleration, coolant pressure, shaft vibrations and frictional conditions in different locations of the sealing lip are carried out. The simulation results are in good agreement with the measurements and help understand the differences in comparison with existing observations. Therefore the model is being used to explain decreasing or constant stick-slip frequencies with increasing sliding speed. Also locally different deflection shaped in the sealing lip, jumps in stick-slip frequency and differences in test runs under obvious same testing conditions can be explained by the simulations. Additionally jumps in the frictional torque are being measured and simulated when stick-slip starts, ends or a jump in the stick-slip-frequency occurs. The simulation results clearly indicate that measured phenomena result from a combination of structural influences of the sealing geometry, dynamic influences of the shaft and frictional conditions at the sealing lip. It appears that the mentioned stick-slip effects could not be simulated without the consideration of these influence factors. Therefore the modelling approach as a multi body system with a reduced linear-elastic structure of the seal is an effective potential solution.

## Nomenklatur

$a_T$	Verschiebungsfaktor
${}^G A^B$	Transformationsmatrix vom Koordinatensystem B zum Koordinatensystem G
$c$	Steifigkeit
$c_1, c_2$	Materialkonstanten für die Anwendung der WLF-Gleichung
$d$	Durchmesser, Dämpfung
$D$	Dämpfungsmatrix, modale Dämpfung
$E^*$	komplexer Modul
$E'$	Speichermodul
$E''$	Verlustmodul
$f$	Frequenz
$f_{m,s}$	äußere Kräfte an den Master- und Slavenodes einer elastischen Struktur
$F$	Kraft, Funktion der Strukturdämpfung am flexiblen Körper
$F_N$	Normalkraft
$F_R, F(\dot{x})$	Reibkraft
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	Abstand der Stützstellen aus numerischer Iteration
$K$	Steifigkeitsmatrix
$L$	Lagrange-Funktion
$m$	Masse, Freiheitsgrad des reduzierten elastischen Körpers
$M$	Massenmatrix, Moment
$n$	Freiheitsgrad
$N$	Anzahl der Körper
$p$	Schalldruck
$q$	modale Koordinate
$Q_i$	eingeleitete Kräfte und Momente
$r$	Anzahl von Zwangsbedingungen
$r_P$	Positionsvektor des Punktes $P'$
$s, x, u, q$	Weg
$s_P$	Ortsvektor zum Punkt P
$t$	Zeit
$T$	Temperatur, Kinetische Energie

---

$T_0$	Referenztemperatur für WLF-Gleichung
$T_g$	Glasübergangstemperatur
$\tan \delta$	Verlustfaktor
$u_P$	Ortvektor zum Punkt $P'$
$v, \dot{x}, \dot{u}$	Geschwindigkeit
$V$	potentielle Energie
$V_{grav}$	infolge der Gravitation resultierende potentielle Energie
$x_{mi, Sequ}$	gemittelte Verschiebung aller Punkte innerhalb einer Sequenz in der IPCT
$x_{m, Umdr}$	gemittelte Verschiebung aller Punkte über einer Umdrehung in der IPCT
$\ddot{x}, \ddot{u}$	Beschleunigung
$Z$	Schallkennimpedanz
$\alpha$	Gesamtdämpfung im Ein-Massen-Schwinger-Modell
$\beta$	Steigung
$\sigma$	Spannung
$\varepsilon$	Verformung
$\eta$	positive Dämpfung im Ein-Massen-Schwinger-Modell
$\mu$	Reibwert
$\lambda_{1,2}$	Eigenwerte
$\lambda_k$	Skalierungsfaktor für die Zwangsbedingungen (Lagrange-Multiplikator)
$\psi, \theta, \phi$	rotatorische Koordinaten
$\xi$	generalisierte Koordinate für den flexiblen Körper
$\phi_k$	Gleichungen aus den Zwangsbedingungen
$v$	Schallschnelle
$\omega$	Kreisfrequenz
$\omega_d$	Eigenkreisfrequenz
$\Phi$	Transformationsmatrix
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DIC	Digital Image Correlation
DMA	Dynamisch Mechanische Analyse
FFT	Fast Fourier Transformation
FPM/FKM	Fluor-Kautschuk
HNBR	Hydrierter Acrylnitril-Butadien-Kautschuk

HS	Highspeed
FEM	Finite-Elemente-Methode
IPCT	Image Pattern Correlation Technique
MKS	Mehrkörpersimulation
MNF	Modal Neutral File
PIV	Particle Image Velocimetry
PTFE	Polytetrafluorethylen
RBE	Rigid Body Element
RT	Raumtemperatur
RWDR	Radialwellendichtring
TTS	Time Temperature Superposition
WLF	Malcolm L. Williams, Robert F. Landel und John D. Ferry

---

## Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Zielsetzung .....	1
1.2 Verwendete Software .....	4
<b>2. Stand der Wissenschaft.....</b>	<b>7</b>
2.1 Die Dichtung in der Kühlmittelpumpe.....	7
2.2 Viskoelastische Eigenschaften von Elastomeren .....	10
2.3 Elastomerreibung .....	17
2.4 Der Stick-Slip-Effekt.....	20
2.4.1 Grundlagen .....	20
2.4.2 Simulation von Stick-Slip-Effekten.....	25
2.5 Elastische Mehrkörpersysteme.....	27
2.5.1 Grundlagen .....	27
2.5.2 Der Formalismus der Reduktion.....	33
2.5.2.1 Statische Reduktion.....	35
2.5.2.2 Modale Reduktion .....	37
2.5.2.3 Gemischte Reduktion nach Craig-Bampton.....	37
2.6 Image Pattern Correlation Technique .....	40
<b>3. Stick-Slip-Einflussfaktoren auf den Dichtring in der Kühlmittelpumpe .....</b>	<b>42</b>
<b>4. Modellbildung Radialwellendichtring.....</b>	<b>45</b>
4.1 Reduktion der Freiheitsgrade .....	45
4.2 Einbindung der reduzierten Struktur in das Mehrkörpersystem .....	52
4.3 Einbindung der Reibwertkurven in den Kontakten.....	53
<b>5. Parameteridentifikation.....</b>	<b>56</b>
5.1 Komplexer Modul des Dichtlippenmaterials .....	56
5.2 Einlaufverhalten des Dichtrings .....	60
5.3 Reibwerte im Kontakt der Dichtlippe zur Hülse und zum Stützring .....	64

---

<b>6.</b>	<b>Experimentelle Analysen von Stick-Slip am Dichtring.....</b>	<b>67</b>
6.1	Versuche am Rheometer .....	68
6.1.1	Versuchsaufbau .....	68
6.1.2	Ergebnisse und Auswertung .....	69
6.1.2.1	Dichtring A.....	69
6.1.2.2	Dichtring B.....	77
6.1.3	Fazit der Rheometerversuche .....	85
6.2	Versuche im Fahrzeug.....	86
6.2.1	Versuchsaufbau .....	86
6.2.2	Ergebnisse und Auswertung .....	86
6.3	Versuche am Komponentenprüfstand .....	90
6.3.1	Versuchsaufbau .....	90
6.3.2	Ergebnisse und Auswertung .....	92
<b>7.</b>	<b>Stick-Slip-Simulation am MKS-Modell.....</b>	<b>98</b>
7.1	Modellvalidierung .....	98
7.1.1	Vergleich Messung/Simulation .....	98
7.1.2	Detaillierte Schwingungsanalyse.....	104
7.2	Einflussgrößen auf die Stick-Slip-Schwingung .....	117
7.2.1	Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stützring.....	117
7.2.2	Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse.....	124
7.2.3	Kühlmitteldruck.....	128
7.2.4	Lokale Reibwertkurven im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse.....	132
7.2.5	Drehungleichförmigkeit.....	138
7.2.6	Translatorische Schwingung der Welle .....	140
<b>8.</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>143</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>147</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>152</b>

## 1. Einleitung

### 1.1 Motivation und Zielsetzung

In technischen Anwendungen stehen zumeist Funktionalität, Leistung und Haltbarkeit an erster Stelle und werden somit auch in der Entwicklungsphase bevorzugt geprüft und optimiert. In Abhängigkeit vom Anwendungsgebiet und –ort rücken jedoch noch andere Faktoren wie Schadstoffausstoß, Verbrauch, Ästhetik und Akustik in den Vordergrund und können so zum eigentlichen Hauptmerkmal der Maschine werden. Insbesondere bei technischen Anwendungen, die wie beispielsweise das Automobil in direktem Umfeld von Personen agieren, ist die Akustik ein wichtiges Gebiet. Es werden einerseits Motoren mit hohem technischen Aufwand so konzipiert, dass ein möglichst kräftiger Sound dem Kunden ein Gefühl von Sportlichkeit und Emotionalität vermittelt. Andererseits soll der Motor nicht durch unangenehme Nebengeräusche wie Pfeifen, Quietschen oder Jaulen auffallen. Besonders dynamische Kontakte mit Elastomeren können durch reiberregte Schwingungen, den sogenannten Stick-Slip-Effekt, zu unangenehmen hochfrequenten Quietschgeräuschen führen, welche im Fahrzeug nicht erwünscht sind. Zudem führt der Stick-Slip-Effekt zu Vibrationen und erhöhtem Materialverschleiß. Kontakte im Fahrzeug, die zu Stick-Slip neigen, sind insbesondere der Reifen-Fahrbahn-Kontakt, der Fensterscheibenkontakt, Scheibenwischer, Kupplungen, Bremsbeläge und diverse Dichtring-Welle-Kontakte. In der vorliegenden Arbeit wird die Stick-Slip-Neigung eines alternativen Radialwellendichtrings am Anwendungsbeispiel der Abdichtung der Kühlmittelpumpe im Fahrzeug untersucht. Der Aufbau des Dichtrings entspricht dem eines Radialwellendichtrings mit einer kühlmittelseitigen Dichtlippe, welche sich bei der Beaufschlagung mit Kühlmitteldruck an einem Stützring abstützt und einer dahinter befindlichen drucklosen, luftseitigen Dichtlippe, welche das Eindringen von Schmutzpartikeln unterbindet. Beide Dichtlippen laufen auf einer rotierenden Welle. In Messungen an einem Rheometer, am Fahrzeug sowie am Komponentenprüfstand zeigt sich, dass der Dichtring unter bestimmten Randbedingungen infolge Stick-Slip akustisch auffällig wird und ein hochfrequentes Quietschen resultiert.

Die Ursachen für das infolge der reiberregten Schwingungen auftretende Quietschgeräusch ist dabei seit langem bekannt und liegt in dem fallenden Reibkraftverlauf über der Gleitgeschwindigkeit bei nicht ausreichender Dämpfung im System. Maßnahmen zur Vermeidung von Stick-Slip zielen daher meist auf die Reduzierung des Gradienten zwischen Haft- und Gleitreibung ab. Dies kann durch optimierte Schmierung geschehen, wie beispielsweise höherviskose Schmiermittel, Schmiertaschen oder die Verwendung von

geeigneten Fetten. Gleichzeitig kann auch die Anwendung eines reibarmen Materials oder einer reibarmen Schicht zielführend sein, wie beispielsweise Gleitlack oder Feststoffschmiermittel in Form von Grafit. Kann der Reibwertverlauf nicht beeinflusst werden, ergeben sich Möglichkeiten in der Einbringung einer ausreichend hohen Dämpfung durch beispielsweise Elastomere mit hohem Verlustmodul. Häufig liegen im realen Anwendungsfall jedoch keine Möglichkeiten vor, die genannten Maßnahmen umzusetzen, da Einschränkungen hinsichtlich Bauraum, Medienverträglichkeit, Dauerhaltbarkeit oder Kosten dies nicht zulassen. In diesem Fall werden weitere Möglichkeiten bzw. Einflussparameter gesucht, um die Stick-Slip-Anregung in den betreffenden Betriebszuständen zu vermeiden, was sich aufgrund der Vielzahl von potenziellen Einflussgrößen als schwierig gestalten kann.

Eine etablierte Methode der Lokalisierung von Einflussgrößen auf Stick-Slip ist die Überführung des betreffenden Systems auf ein mathematisch-physikalisches Modell. Häufig können anhand der Abstraktion des Systems auf ein Ein-Massen-Schwinger-Modell die wichtigsten Einflussgrößen untersucht werden und dabei gleichzeitig detaillierte Analysen der Schwingungsausprägung durchgeführt werden. Besitzen die zu Stick-Slip angeregten Bauteile allerdings eine komplexe Geometrie, welche die Anwendung eines Ein-Massen-Schwinger-Modells nicht möglich macht, gestaltet sich die Stick-Slip-Simulation deutlich schwieriger. Alternativ wird die Reduzierung auf Mehr-Massen-Schwinger-Modelle angewendet, welche jedoch Nachteile in der Reduzierung der Struktur auf wenige Massenkörper besitzt, sodass elastische Verformungen der Bauteile nur begrenzt berücksichtigt werden und die Definition der Modellparameter mit großer Sorgfalt vorgenommen werden muss. Die Anwendung von FE-Modellen mit der Verwendung der Originalgeometrie kann dann hilfreich sein, ist jedoch in der Rechenzeit aufwendig und bezüglich der Oberflächengüte der Kontakte sowie der Anwendung von dynamischen Einflussfaktoren beschränkt.

Experimentelle Analysen an dem in dieser Arbeit untersuchten Dichtring führen zu dem Schluss, dass ein auf den ersten Blick sehr einfaches Bauteil wie der Dichtring, sehr komplexe, nicht sofort erklärbare Stick-Slip-Phänomene hervorruft, die teilweise nicht mit Beobachtungen und Feststellungen aus der Literatur zu erklären sind und damit eine Vorhersage der Stick-Slip-Neigung im Fahrzeug zunächst nicht ohne weiteres möglich macht. Dabei zeigen sich Einflussgrößen, die einerseits aus den Drehzahlvariationen und Schwingungen der Antriebswelle in der Kühlmittelpumpe resultieren. Andererseits werden Einflüsse der Dichtringstruktur und der Reibverhältnisse innerhalb des Dichtrings beobachtet.

Die Simulation der genannten Einflussparameter ist damit nicht oder nur stark eingeschränkt mithilfe von Ein- oder Mehr-Massen-Schwinger-Modellen möglich. Auch die Anwendung der Finite Elemente Methode (FEM) ist aufgrund der benötigten hohen Anzahl von Elementen für eine hinreichend genaue Kontaktsimulation der komplexen Geometrie bei gleichzeitiger Einbeziehung von dynamischen Einflussgrößen nur begrenzt geeignet.

Infolgedessen wird im Rahmen dieser Arbeit ein Ansatz zur Simulation von Stick-Slip-Effekten untersucht, wonach ein Mehrkörpersimulations-Modell mit einem modal reduzierten 3D-FE-Modell des gesamten Dichtrings vorgestellt wird, welches es ermöglicht, die Phänomene aus den Versuchen detailliert zu erklären. Die Anwendung der Mehrkörpersimulation (MKS) bietet dabei einerseits den Vorteil der Simulation einer Vielzahl von dynamischen Einflussfaktoren, wie Drehzahlvariationen und Wellenschwingungen, sowie die Nutzung der analytischen Kontaktberechnung anhand einfacher Geometrien, wie sie in kommerzieller MKS-Software beinhaltet ist. Gleichzeitig können in der MKS die Vorteile der FEM genutzt werden und durch modal reduzierte FE-Modelle recheneffizient die Verformungen und Anregungen an elastischen 3D-Strukturen untersucht werden.

Die Zielsetzung der Arbeit gliedert sich demnach in zwei Hauptaspekte. Zum einen wird mithilfe der Simulation von Stick-Slip-Effekten am elastischen Mehrkörpersimulationsmodell ein effektives Werkzeug vorgestellt, mit dem neben der tiefgreifenden Analyse der Schwingphänomene auch die in der Praxis beeinflussenden Parameter an der Originalgeometrie des Bauteils gezielt gefunden werden können, ohne dabei lange Rechenzeiten in Kauf zu nehmen. Zudem soll die Arbeit dazu dienen, experimentelle Rückschlüsse von Stick-Slip am Radialwellendichtring, welche nicht mit Beobachtungen aus der Literatur übereinstimmen, mithilfe des MKS-Modells zu erklären und damit die Variation von Stick-Slip-Ausprägungen aufzuzeigen, wie sie an komplexen Geometrien entstehen können. Es wird gezeigt, dass auch an Bauteilen mit vermeintlich einfacher Geometrie Stick-Slip-Schwingungen resultieren, die ohne die Einbeziehung der Gesamtgeometrie und der anregenden dynamischen Größen nicht genau simuliert werden können und damit die Vorhersage von Stick-Slip erschwert wird.

Um die genannten Ziele zu erreichen, werden umfangreiche Versuche an einem Rheometer, am Fahrzeug, sowie am Komponentenprüfstand durchgeführt. Es werden sowohl Luftschallmessungen, Messungen des Reibmoments als auch Highspeed-Messungen an einem infolge Stick-Slip schwingenden Dichtring ausgewertet. Die Validierung der Messungen erfolgt

an dem elastischen MKS-Modell des vollständigen Dichtrings. Der Dichtring wird dazu als FE-Modell erstellt und durch die Methode nach Craig-Bampton [1] in eine reduzierte Struktur mit linear-elastischen Materialeigenschaften überführt, wie sie in der MKS genutzt werden kann. Parametriert wird das Modell mit gemessenen Reibwertkurven sowie mit den in der Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA) und der Time-Temperature-Superposition-Methode (TTS) erlangten Materialkennwerten. In diversen Parameterstudien am MKS-Modell werden Einflussgrößen wie Drehungleichförmigkeit, Reibung der Dichtlippe im Stützringkontakt, translatorische Schwingungen der Welle und verschiedene Reibverhältnisse über den Umfang der Dichtlippe simuliert. Die Simulationsergebnisse werden größtenteils mit Messungen verglichen und führen so zu einem besseren Verständnis der Stick-Slip-Anregung am Dichtring. Sie zeigen zudem mögliche Maßnahmen auf, die zu einer Reduzierung der Stick-Slip-Neigung in der Anwendung in der Kühlmittelpumpe eines Fahrzeugs führen.

## 1.2 Verwendete Software

### Mehrkörpersimulation

Der Aufbau und die Durchführung der Simulationen am Mehrkörpersystem erfolgen in der Software ADAMS/Engine. ADAMS wird durch die Firma MSC Software vertrieben. Die Software ermöglicht die Simulation mechanischer Systeme und analysiert das Bewegungsverhalten von dreidimensionalen, mechanischen Systemen unter Berücksichtigung aller physischen Interaktionen [2]. ADAMS bindet dabei über flexible Körper (*Flexbody*) elastische Komponenten ein und berücksichtigt Reibungen sowie komplexe Kontaktzustände, wobei die Simulationsergebnisse Kräfte, Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aller Systemkomponenten beinhalten [2]. Die Zusatzapplikation Virtual Engine, welche durch die Firma FEV vertrieben wird, stellt dem Anwender in einer Bibliothek Modelle von Einzelbauteilen im Motor, Motorkomponenten bis zu kompletten Kurbel- und Ventiltrieben zur Verfügung, welche anwendungsbezogen parametrisiert werden können. Der in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Dichtring wird in ADAMS/Engine als elastischer *Flexbody* modelliert und basiert damit auf einem linear-elastischen FE-Modell des Dichtrings, welcher eine reduzierte Anzahl von Freiheitsgraden besitzt. An vorab definierten Knoten an der elastischen Struktur werden in ADAMS/Engine *Interface Parts* modelliert, an denen die Lasten eingeleitet werden. Der Kühlmitteldruck, welcher in der FE-Modellierung als einheitlicher Druck auf die Dichtlippe definiert wird und nach der Reduktion als Eigenmode vorliegt, kann in ADAMS/Engine

anwendungsbezogen gesteuert werden. Dies geschieht mithilfe der *MFORCE*, welche eine Skalierung des Lastfalls in Abhängigkeit von Zustandsgrößen, Konstanten oder benutzerdefinierten Variablen realisiert. Anhand von Aktuatoren können des weiteren verschiedenste rotatorische und translatorische Bewegungen mithilfe von Koppellementen, den *Joints*, miteinander gekoppelt werden, sodass am Dichtringmodell beispielsweise Drehzahlhochläufe überlagert mit translatorischen Wellenschwingungen simuliert werden können. Die Implementierung von einfachen Reibgesetzen in den Kontakten durch benutzerdefinierte Reibwertkurven oder die Anwendung parametrierbarer, vereinfachter Reibwertverläufe wird ebenso am Dichtringmodell durchgeführt. Zudem bietet die Software eine Bibliothek von einfachen, geometrischen Kontakten, wie den Kugel/Kugel- oder Kugel/Ebene-Kontakt, welche durch die einfache analytische Beschreibung der Geometrien recheneffiziente Kontaktberechnungen ermöglichen. Der Aufbau eines Mehrkörpersystems erfolgt dabei in einer Modellstruktur von *Templates*, *Subsystems* und *Assemblies* im ADAMS Preprocessor. Das Aufstellen und Lösen der Bewegungsgleichungen nach Lagrange [3] erfolgt im ADAMS Solver. Mithilfe der Newton-Raphson-Iteration kann das Gleichungssystem durch verschiedene Solver-Typen gelöst werden. Die Simulationsergebnisse werden im ADAMS Postprocessor dargestellt und ausgewertet. Dabei können Ergebniskurven unter anderem mithilfe der Fast Fourier Transformation (FFT) analysiert werden, was in der vorliegenden Arbeit bei der Analyse der Stick-Slip-Schwingungen ebenfalls angewendet wird.

### Finite-Elemente-Methode

Die Implementierung von flexiblen Strukturen mit linear-elastischen Eigenschaften in das Mehrkörpersystem in ADAMS/Engine erfordert die Reduktion an einem vorab modellierten FE-Modell. Im Zuge der Arbeit wird zur Modellerstellung die von Dassault Systemes vertriebene FE-Software Abaqus/CAE verwendet. Abaqus/CAE kann neben der Modellerstellung auch zur Analyse und Visualisierung von Simulationsergebnissen genutzt werden. Die CAD-Geometrie des Dichtrings wird in Abaqus/CAE importiert, Materialeigenschaften zugeordnet, Lasteinleitungspunkte für das Mehrkörpersystem definiert und die Vernetzung der Struktur vorgenommen. Zudem wird der Kühlmitteldruck als Drucklast auf die Dichtlippe modelliert. Die Reduktion des in Abaqus/CAE modellierten elastischen Dichtringmodells erfolgt in der vorliegenden Arbeit mit dem Finite-Elemente-Solver MSC Nastran. Dabei handelt es sich um einen weltweit häufig eingesetzten Solver zur Lösung von Strukturanalysen in den Bereichen Statik, Dynamik und Akustik [4]. Mit Nastran wird eine Craig-Bampton-Reduktion mit

anschließender Orthonormalisierung des elastischen Dichtringmodells durchgeführt. Die aus der Reduktion resultierenden Eigenmoden mit den dazugehörigen Frequenzen, sowie die Massen- und Steifigkeitseigenschaften werden durch Nastran in einem *Modal Neutral File (mnf)* hinterlegt, welches die Grundlage für die Erstellung eines *Flexbody* in der Software ADAMS/Engine darstellt.

### Image Pattern Correlation Technique

Die Auswertung der Digitalaufnahmen aus den Versuchen mit der Image Pattern Correlation Technique (IPCT) erfolgte mit der Auswertesoftware Fluere [5]. Die Software wurde von K. P. Lynch entwickelt und liegt als Open-Source-Software vor. Der Software liegt ein Algorithmus zugrunde, welcher anhand der Kreuzkorrelation die Ähnlichkeit in der Helligkeitsverteilung zwischen zwei verschiedenen Aufnahmen ermittelt und so auf das Verformungsverhalten von Bauteilen oder die Geschwindigkeitsverteilung in Strömungen schließt. Die Software Fluere findet sowohl in der Particle Image Velocimetry (PIV) als auch in der IPCT ihre Anwendung. Die dargestellten Ergebnisse aus der Kreuzkorrelation in Fluere wurden in der vorliegenden Arbeit zur visuellen Darstellung mit der Software Tecplot bearbeitet. Tecplot stellt eine Analyse- und Auswertesoftware dar, welche zur Bearbeitung, Analyse und Visualisierung großer Datenmengen, speziell aus dem Bereich der Strömungssimulation, genutzt wird und durch die Tecplot Inc. vertrieben wird.

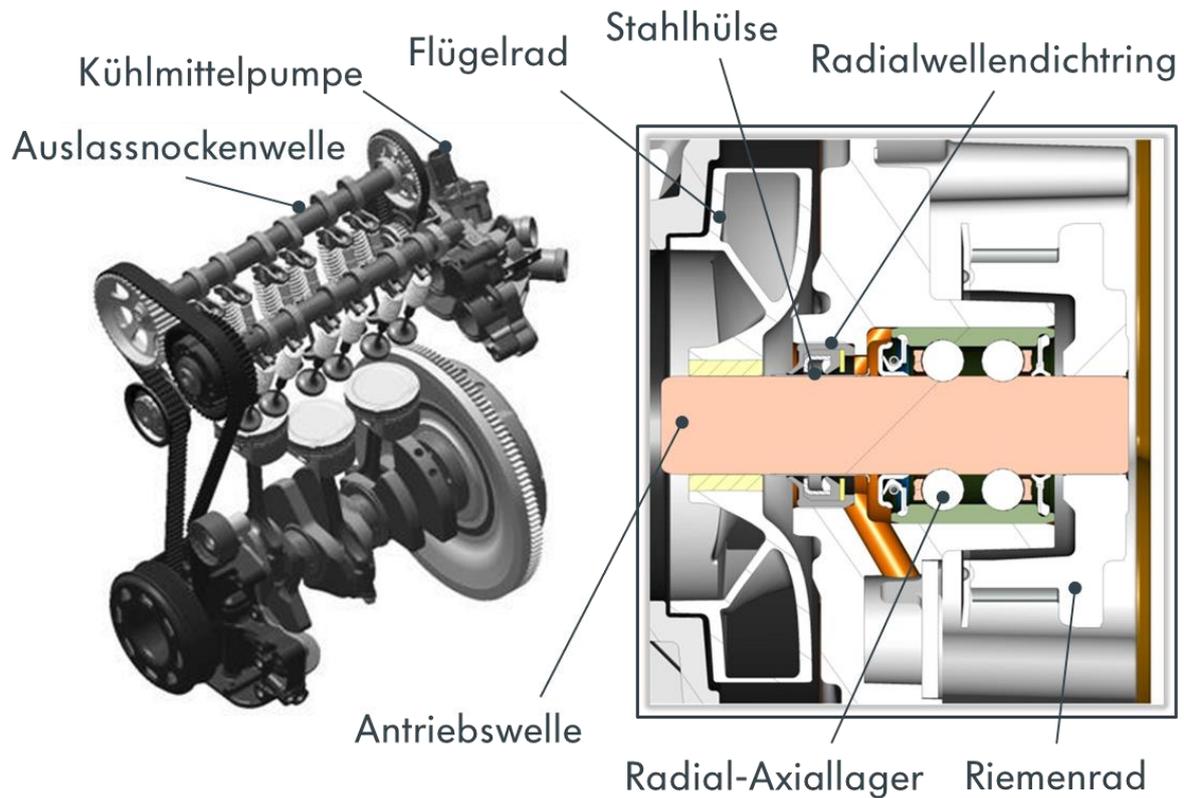
### Luftschallanalyse

Im Rahmen der Arbeit werden Akustikmessungen an Dichtringen während der Stick-Slip-Anregung durchgeführt. Der gemessene Luftschall wird mit der Software ArtemiS der Firma HEAD acoustics GmbH ausgewertet und visualisiert. Es handelt sich um eine Software zur Schall- und Schwingungsanalyse, mit der unter anderem Ordnungsanalysen über der Zeit oder der Drehzahl durchgeführt werden können. Die in dieser Arbeit aufgenommenen Schallmessdaten wurden in ArtemiS einer FFT unterzogen und anschließend der Pegelverlauf über der Zeit dargestellt. So ist es möglich, die durch Stick-Slip am Dichtring angeregten Frequenzen mit ihren höheren Ordnungen im gesamten Zeitbereich darzustellen.

## 2. Stand der Wissenschaft

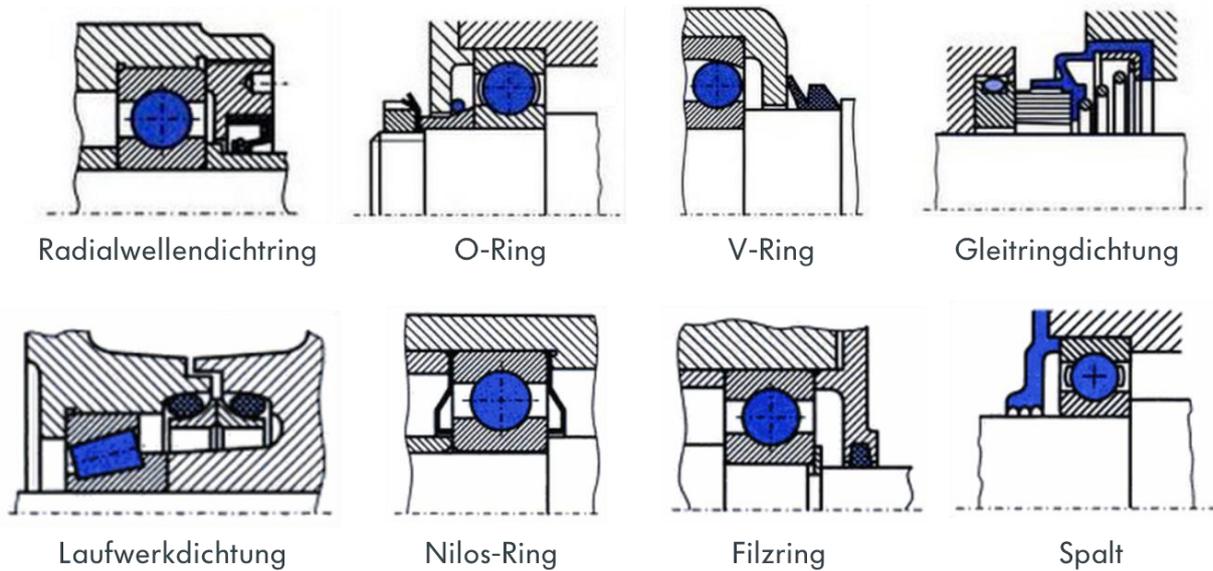
### 2.1 Die Dichtung in der Kühlmittelpumpe

Kühlmittelpumpen haben die Aufgabe, in technischen Systemen mit hoher Abwärme den benötigten Flüssigkeitsdurchsatz im Kühlkreislauf zu gewährleisten, so dass zu jedem Zeitpunkt gewährleistet ist, dass die Maschine optimal gekühlt wird und eine festgelegte Grenztemperatur, oberhalb welcher es zu Bauteilschädigungen oder Beeinträchtigungen der Arbeitsweise kommen kann, nicht überschritten wird. In Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren werden Kühlmittelpumpen entsprechend eingesetzt, um die Wärme, welche durch den Verbrennungsprozess entsteht, aus dem Motor abzuführen. Das Kühlmittel kann dabei motor- und lastabhängig sehr heiß werden und Temperaturen von über 140°C erreichen. Damit das Kühlmittel so viel Wärme wie möglich aus dem Motor absorbieren kann, muss es eine hohe Wärmekapazität besitzen. Entsprechend kommt Wasser als Hauptmedium zum Einsatz. Gemischt wird dieses mit einem hochkonzentrierten Kühlmittelzusatz, welches zur Mehrheit aus Alkohol zwecks Frostbeständigkeit des Kühlmittels besteht. Zusätzlich sind Additive Bestandteil des Zusatzes. Diese sollen Korrosion an den mit Kühlmittel in Kontakt tretenden Bauteilen verhindern, sowie starker Verschäumung des Kühlmittels vorbeugen und die Reibeigenschaften verbessern. Das Umwälzen des Kühlmittels wird durch die Pumpe bewerkstelligt, wobei im Automobilbereich mehrheitlich einstufige radiale Kreiselpumpen zum Einsatz kommen [6]. Die Pumpe ist konstruktiv häufig als Einsteck- oder Anbaupumpe gebaut und wird beispielsweise direkt auf die Kurbelwelle gesteckt oder über eine Übersetzung auf die benötigte Pumpendrehzahl geregelt. Der Aufbau einer Kühlmittelpumpe als Anbaupumpe am Zylinderkopf des Motors ist in Abb. 2.1 dargestellt.



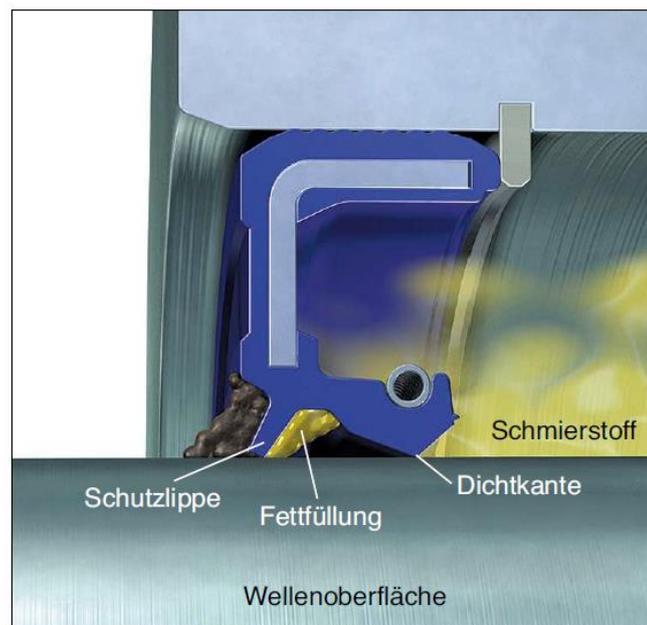
**Abbildung 2.1:** Aufbau einer Kühlmittelpumpe als Anbaupumpe am Zylinderkopf nach [79]

Ein besonderes Augenmerk gilt der Dichtung. Sie hat die Aufgabe, den Pumpenraum mit dem sich darin befindlichen Kühlmittel gegenüber dem Motorraum abzudichten und die Leckage so gering wie möglich zu halten. Dazu stehen am Markt mehrere Dichtungskonzepte zur Auswahl. Unterschieden werden Dichtungen im Allgemeinen in statische und dynamische Dichtungen, wobei bei statischen Dichtungen keine Relativbewegung der abdichtenden Kontaktflächen zueinander vorliegt. Der in der vorliegenden Arbeit untersuchte Radialwellendichtring gehört zu den dynamischen Dichtungen, da im Kontakt der Dichtlippen mit der Hülse aufgrund der Rotation der Welle eine Relativbewegung vorliegt. Hinsichtlich der dynamischen Dichtungskonzepte gibt Abb. 2.2 einen Überblick.



**Abbildung 2.2:** Dynamische Dichtungskonzepte [78]

Ein Dichtungskonzept, das in Kühlmittelpumpen häufig verwendet wird, ist die Ausführung als Radialwellendichtring (RWDR), welcher im Vergleich zu anderen dynamischen Dichtungen wie der Gleitringdichtung zwar anfälliger für Oberflächenstörungen ist und einen höheren Verschleiß aufweist, dabei aber weniger Bauraum benötigt und preiswerter ist. Der Dichtring besitzt eine oder zwei radial angeordnete Dichtlippen und ist im stehenden Gehäuse über seine Mantelfläche verpresst. Der typische Aufbau einer solchen Dichtung ist in Abb. 2.3 nochmals detailliert dargestellt.



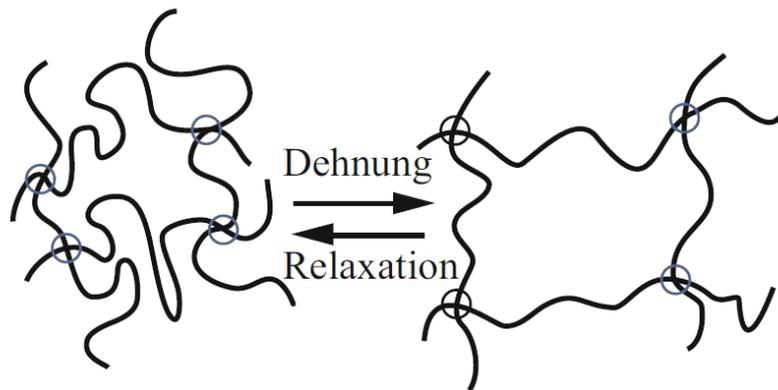
**Abbildung 2.3:** Funktionsprinzip eines Radialwellendichtrings mit zusätzlicher Schutzlippe [7]

Zu erkennen ist die Ausführung als Dichtring mit zwei Dichtlippen, wobei die Schutzlippe ein Eindringen von Schmutz zu der Dichtkante hin und damit erhöhten Verschleiß und zunehmende Leckage verhindern soll. Zwischen den Dichtlippen ist ein Fett eingespritzt, welches ein optimales Einlaufverhalten und zusätzliche Schmierung für die Schutzlippe gewährleisten soll.

Um die vielfältigen Aufgaben, welche an eine Dichtung gestellt werden, zu erfüllen, gibt es seit jeher große Anstrengungen in der Werkstoffentwicklung. Diese gehen dahin, die korrosive Beständigkeit sowie den Einsatz über ein breites Temperaturspektrum zu gewährleisten und dabei die elastischen Eigenschaften auch über große Betriebszeiten aufrechtzuerhalten. „Trotz des Fortschritts in den verschiedenen Werkstoffklassen sind Elastomere aufgrund ihrer speziellen chemischen, thermischen und mechanischen Eigenschaften weiterhin die Basis für technische Dichtlösungen. Durch die feste Verbindung von Elastomeren mit Metallen, Kunststoffen, Geweben oder anderen Materialien lassen sich die werkstoffspezifischen Eigenschaften der verschiedenen Materialien vorteilhaft nutzen. Dadurch entstehen multifunktionale Elemente in Form von statischen oder dynamischen Dichtungen, Formteilen und Elastomerverbundteilen“ [7]. Elastomerwerkstoffe, die in der Dichtungstechnik zum Einsatz kommen, sind aufgrund ihrer chemischen und thermischen Beständigkeit beispielsweise Hydrierter Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (HNBR), Fluor-Kautschuk (FKM oder FPM) sowie Polytetrafluorethylen (PTFE) [7].

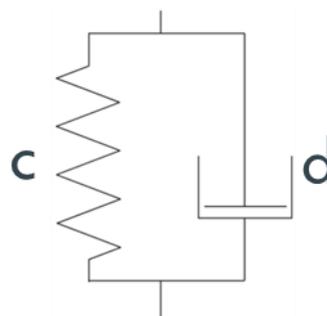
## 2.2 Viskoelastische Eigenschaften von Elastomeren

Die Ursachen für die häufige Anwendung von Elastomeren in der Dichtungstechnik liegen in deren Materialeigenschaften. Neben einer geringen Dichte und Wärmeleitfähigkeit besitzen Elastomere verglichen mit anderen Materialien sehr niedrige Elastizitätsmodule und dabei eine große Dehnbarkeit. So können Bauteile aus Elastomeren teilweise um ein Vielfaches ihrer Ausgangslänge gedehnt werden, ohne dass es zu einer bleibenden Verformung kommt. Die Ursache für diese Eigenschaft liegt im Aufbau der Elastomerstruktur in Form von kettenförmig miteinander verbundenen Polymermolekülen, die gegenseitig wechselwirken. Diese Polymerketten, welche im unbelasteten Zustand ineinander verknäult vorliegen, entfädeln sich unter Einbringung einer Belastung. Wird die Belastung zurückgenommen, relaxieren die Ketten wieder und gehen in ihren verknäulten Zustand zurück (Abb. 2.4). Der Vorgang ist reversibel und beschreibt somit das elastische Materialverhalten von reinen Festkörpern.



**Abbildung 2.4:** Schematische Darstellung der Änderung der Struktur eines Elastomers bei Dehnung [17]

Der Unterschied zu reinen Festkörpern liegt darin, dass der Prozess der Dehnung und Relaxation nicht unmittelbar mit Aufbringung und Wegnahme einer Last stattfindet, sondern eine zeit-, temperatur- und frequenzabhängige Komponente beinhaltet, die als viskoses Materialverhalten bekannt ist. So entfädeln sich die Molekülketten in Abhängigkeit der Temperatur, Geometrie des Bauteils und der Frequenz der aufgebrachtten Last nicht sofort, sondern mit zeitlichem Verzug. Ein einfaches Modell zur Beschreibung dieses Verhaltens ist der Kelvin-Körper (Abb. 2.5). Er besteht aus einer Feder mit der Steifigkeit  $c$ , welche den Hooke-Körper charakterisiert. Der Hooke-Körper beschreibt das elastische Verhalten eines reinen Festkörpers mithilfe des Hooke'schen Gesetzes. Parallel zur Feder wird ein Dämpfer mit der Dämpfung  $d$  geschaltet, welcher das Newton-Element, also eine rein viskose Flüssigkeit darstellt.



**Abbildung 2.5:** Kelvin-Körper

Wird der Kelvin-Körper nun belastet, begrenzt die Feder die maximale Auslenkung. Gleichzeitig verzögert die Dämpfung die Verformung, sodass die maximale Auslenkung nicht sofort auftritt. Nach Wegnahme der Belastung geht die Feder gemäß dem Hooke'schen Gesetz wieder in ihre Ausgangslage zurück. Die elastischen Eigenschaften eines konventionellen Festkörpers können mit dem Elastizitätsmodul beschrieben werden. Da dieser die viskoelastischen Eigenschaften

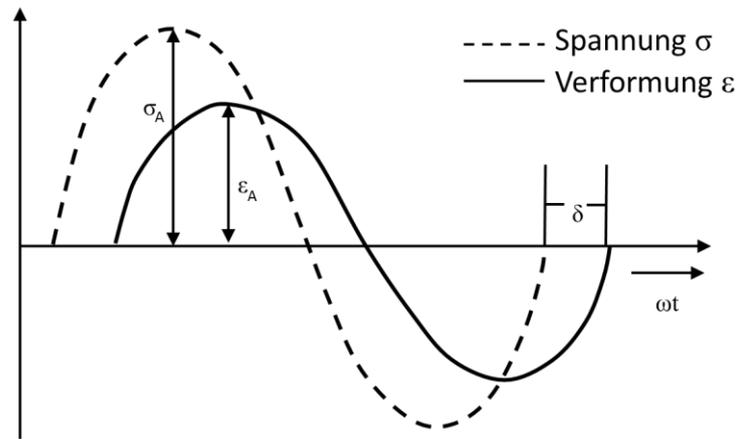
nicht beschreiben kann, wird bei Elastomeren der komplexe Modul  $E^*$  angegeben. Er setzt sich zusammen aus einem Realanteil, dem Speichermodul  $E'$ , und einem Imaginäranteil, dem Verlustmodul  $E''$ .

$$E^* = E' + iE'' \quad (2.1)$$

Der Speichermodul steht dabei für die Materialsteifigkeit und ist ein Maß für die elastische Verformungsenergie. Der Verlustmodul charakterisiert die viskosen Materialeigenschaften und ist ein Maß für die durch Dämpfung dissipierte Verformungsenergie in Form von Wärme. Das Verhältnis von Verlust- und Speichermodul bezeichnet man als Verlustfaktor  $\tan \delta$ . Ein Verlustfaktor von Null charakterisiert also ein Material mit rein elastischem Verhalten. Für ideal viskoses Verhalten nimmt der Speichermodul  $E'$  den Wert Null an und der Verlustfaktor  $\tan \delta$  wird unendlich groß.

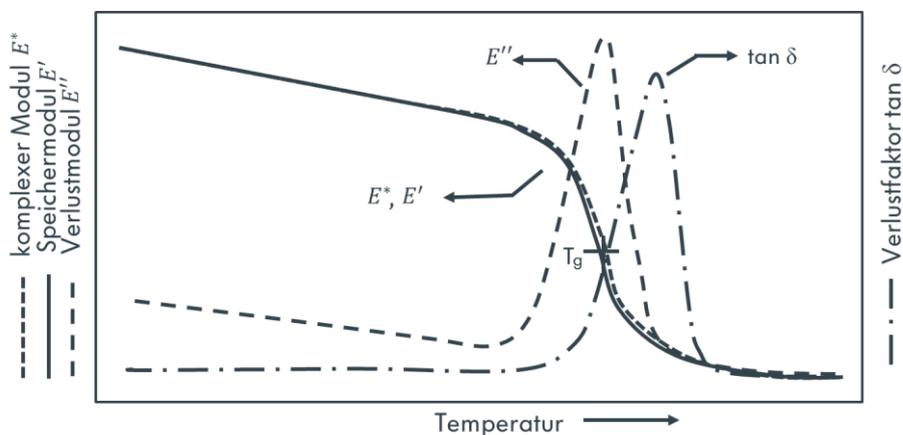
$$\tan \delta = \frac{E''}{E'} \quad (2.2)$$

Zur experimentellen Ermittlung des komplexen Moduls wird die Dynamisch-Mechanische-Analyse (DMA) angewandt. Sie basiert auf einer sinusförmig schwingenden mechanischen Belastung, die mittels eines Stempels auf die Probe übertragen wird [8]. „Das Verhältnis von aufgewendeter Kraft dieser Belastung zum Weg, den der Stempel durch die Deformation der Probe zurücklegt, ist ein Maß für die mechanischen Eigenschaften der Probe. Mittels einer Temperiereinrichtung können die mechanischen Eigenschaften für unterschiedliche Temperaturen aufgenommen werden. Es können die Kraftamplitude, die resultierende Verformungsamplitude, sowie die Phasenverschiebung  $\tan \delta$  zwischen Kraft- und Verformungsamplitude gemessen werden“ [8] (Abb. 2.6). Während einer DMA muss die Probe über den gesamten Zeitablauf innerhalb der linear-elastischen Eigenschaften betrieben werden.



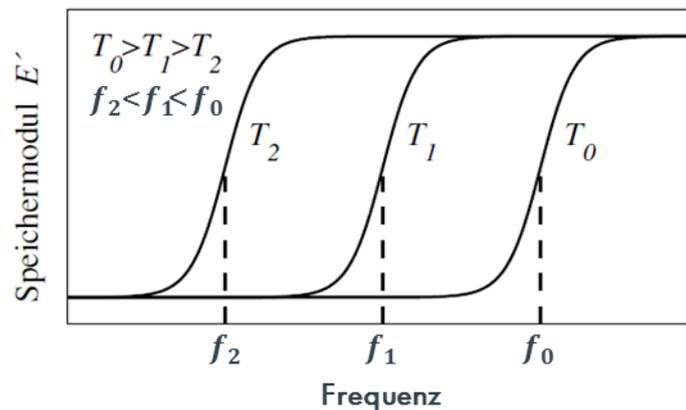
**Abbildung 2.6:** Schwingung und Antwortsignal eines linear-viskoelastischen Materials nach [8]

Ein charakteristisches Ergebnis einer DMA an einer Elastomerprobe bei einer konstanten Frequenz ist in Abb. 2.7 dargestellt. Es zeigt die überwiegend elastischen Eigenschaften des Materials mit hohem Speicher- und kleinem Verlustmodul bei niedrigen Temperaturen. In diesem Bereich verhält sich der Werkstoff spröde und eher wie ein Festkörper, der die gespeicherte Energie vollständig wieder abgibt. In einem bestimmten Temperaturbereich, dem der Glasübergangstemperatur  $T_g$ , geht das Material von dem harten elastischen in einen weichen gummiähnlichen Zustand über. In der Nähe der Glasübergangstemperatur besitzt das Elastomer seine maximale Dämpfung. Die Glasübergangstemperatur kann in Abhängigkeit von der Messmethode oder des Bestimmungsansatzes am Maximum des Verlustmoduls, am Maximum des Verlustfaktors oder am Wendepunkt der Speichermodulkurve bestimmt werden [8]. Mit einer weiteren Zunahme der Temperatur oberhalb der Glasübergangstemperatur wird der Werkstoff zunehmend weicher und kann sehr große Dehnungen erfahren ohne dabei plastisch zu verformen, was anhand des niedrigen Speichermoduls in diesem Bereich zu erkennen ist.



**Abbildung 2.7:** Ergebnis einer DMA eines amorphen Thermoplasten nach [8]

Zusätzlich zu der in Abb. 2.7 gezeigten Abhängigkeit des komplexen Moduls von der Temperatur besteht eine Abhängigkeit von der Frequenz, mit der das Material belastet wird. Diese besagt, dass sich der Verlauf des komplexen Moduls mit steigender Temperatur hin zu höheren Frequenzen gemäß Abb. 2.8 verschiebt. Dies bedeutet vereinfacht, dass sich das Material bei niedriger Temperatur  $T_2$  und niedriger Anregungsfrequenz  $f_2$  genauso verhält, wie bei hoher Temperatur  $T_0$  und hoher Anregungsfrequenz  $f_0$ . Entsprechend führt eine Abkühlung der Materialprobe zu einer Verschiebung der Kurve hin zu kleineren Frequenzen.



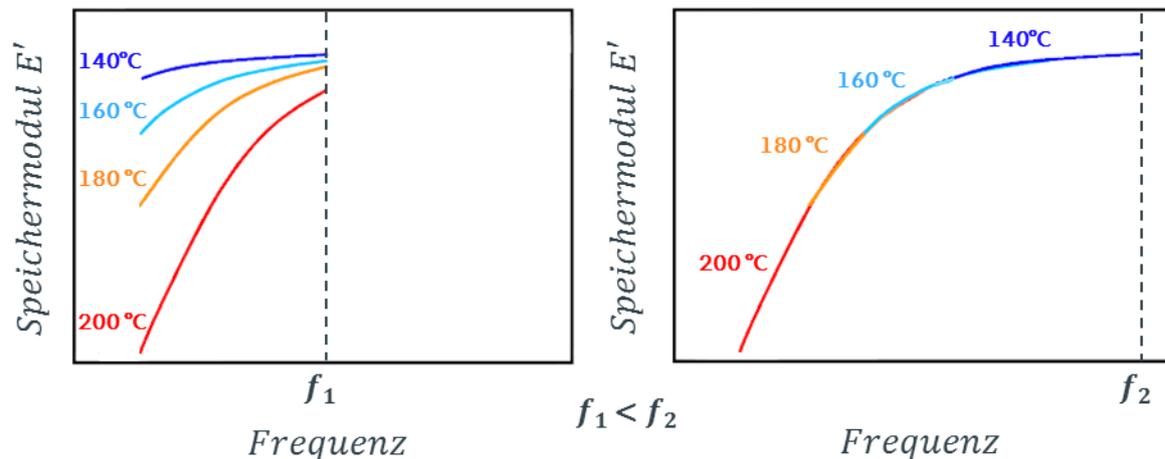
**Abbildung 2.8:** Speichermodulverläufe bei Variation der Temperatur und der Anregungsfrequenz nach [18]

Malcolm L. Williams, Robert F. Landel und John D. Ferry [9] konnten mithilfe der nach ihnen benannten WLF-Gleichung das Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip (TTS) begründen. Demnach kann mithilfe der genannten Abhängigkeit des komplexen Moduls von der Temperatur und der Frequenz ein Verschiebungsfaktor berechnet werden, der es erlaubt, Masterkurven bei einer bestimmten Referenztemperatur aus mehreren gewonnenen Messkurven zu erstellen. So kann der komplexe Modul für hohe Frequenzen außerhalb der Möglichkeiten in der DMA ermittelt werden, indem die DMA bei sehr kleinen Temperaturen und Frequenzen durchgeführt wird und die entsprechenden Messkurven anschließend zu einer Masterkurve für eine gewählte Referenztemperatur zusammengefügt werden. Die WLF-Gleichung zur Berechnung der Verschiebungsfaktoren  $a_T$  lautet:

$$\log a_T = \frac{-c_1(T - T_0)}{c_2 + (T - T_0)} \quad (2.3)$$

Dabei bezeichnet  $T$  die Temperatur einer einzelnen Messkurve und  $T_0$  die Referenztemperatur, für welche die Masterkurve erstellt wird. Die Konstanten  $c_1$  und  $c_2$  besitzen eine Abhängigkeit von der Aktivierungsenergie des Werkstoffs und repräsentieren werkstoffspezifische

Anpassungsfaktoren, welche aus der Zusammenführung aller Messkurven zu einer Masterkurve resultieren. Nachfolgend ist in Abb. 2.9 beispielhaft die Erstellung einer Masterkurve für den Speichermodul  $E'$  bei einer Referenztemperatur von  $200^\circ\text{C}$  resultierend aus den gewonnenen Messkurven bei Temperaturen zwischen  $140^\circ\text{C}$  und  $200^\circ\text{C}$  zu erkennen. Es ist sehr gut zu sehen, dass trotz der messtechnisch begrenzten Maximalfrequenz  $f_1$  durch Anwendung der TTS die Speichermodule bei höheren Frequenzen  $f_2$  erlangt werden können.

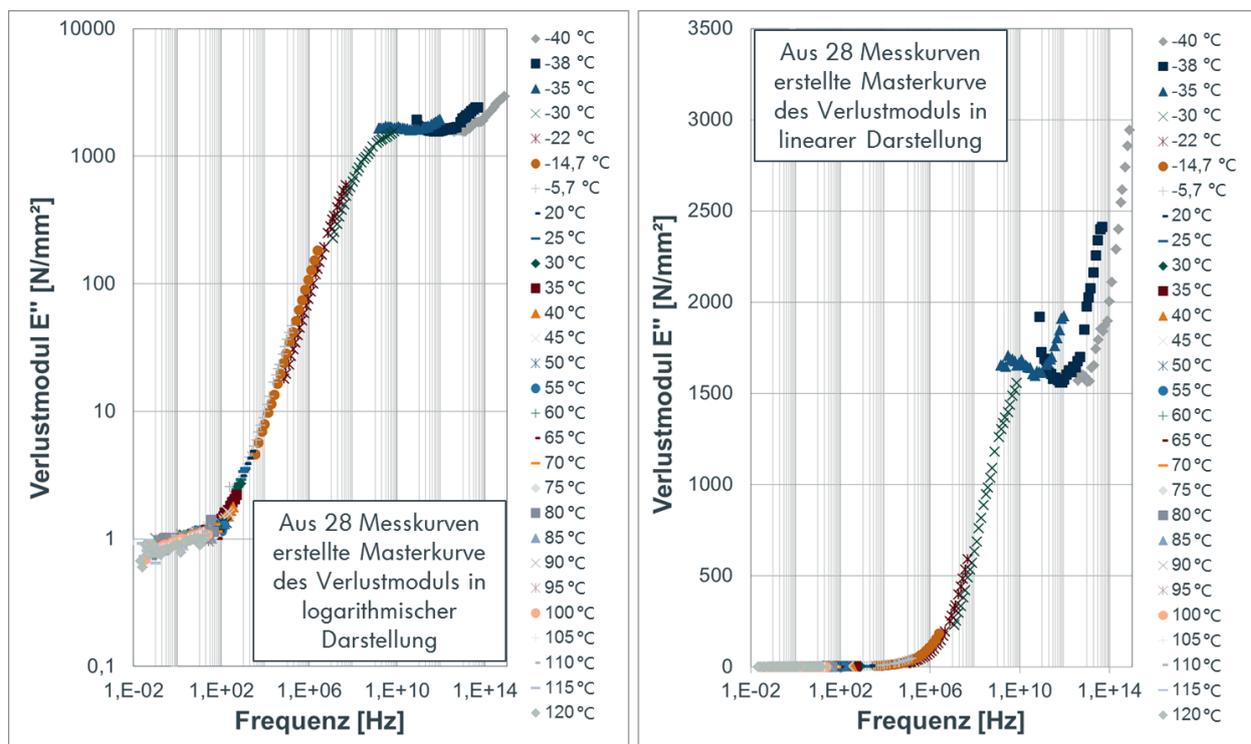


**Abbildung 2.9:** Funktionsprinzip der Time-Temperature-Superposition-Methode zur Erlangung einer Masterkurve des Speichermoduls bis zu einer Frequenz  $f_2$  bei einer Referenztemperatur von  $200^\circ\text{C}$  (rechts) ausgehend von Messkurven bei Temperaturen zwischen  $140^\circ\text{C}$  und  $200^\circ\text{C}$  bis zu einer Frequenz  $f_1$  (links) nach [10]

Die TTS sowie die Anwendung der WLF-Gleichung können zu einer Erlangung von Masterkurven über mehrere Dekaden, ausgehend von den Prüfkurven führen. Nach [10] darf die TTS nicht angewandt werden, wenn der Werkstoff innerhalb der Prüftemperaturen eine Kristallinität mit einem Schmelzpunkt aufweist. Speziell für die Anwendung der WLF-Gleichung ergeben sich daraus Einsatzgrenzen, die Gleichung für  $T > T_g + 100^\circ\text{C}$  und  $T < T_g$  nicht anzuwenden [10]. Allgemein gilt die Vorgabe, dass die Anwendung der TTS ein thermorheologisch einfaches Materialverhalten der zu untersuchenden Materialprobe voraussetzt [11]. Dieses liegt vor, wenn Effekte aus Temperatur und Zeit ungestört überlagert werden können [12]. Die Prüfung, ob ein Material als thermorheologisch einfach angesehen werden kann, erfolgt auf zwei verschiedene Arten. Eine Methode besteht in der Beurteilung des Kurvenverlaufs der Masterkurve, wie in Abb. 2.9 rechts dargestellt. Ergeben die eingetragenen Datenkurven einen einheitlichen, stetigen Verlauf, kann das Material als thermorheologisch einfach angesehen werden. Ein zweiter Ansatz zur Beurteilung des Materialverhaltens liegt in dem Auftragen des Verlustmoduls über dem Speichermodul für alle gemessenen Temperaturen.

Diese Darstellungsform heißt *wicket plot* [12]. Wie bei der Masterkurve erfolgt auch anhand des *wicket plot* die Feststellung des thermorheologisch einfachen Materialverhaltens anhand der Stetigkeit der resultierenden Kurve.

In Abb. 2.10 ist beispielhaft die aus 28 Temperaturmesskurven erstellte Masterkurve des Verlustmoduls eines Elastomers logarithmisch (links) und linear (rechts) dargestellt. Die Messkurven entstammen einer bei Volkswagen durchgeführten DMA des in dieser Arbeit verwendeten Dichtlippenmaterials.



**Abbildung 2.10:** Masterkurve des Verlustmoduls des Dichtlippenmaterials in logarithmischer (links) und linearer Darstellung (rechts)

Wie zu sehen ist, verläuft die Masterkurve in der logarithmischen Darstellung näherungsweise glatt und stetig, sodass zunächst eine gute Anwendbarkeit der TTS im gesamten Temperaturbereich für die bestehenden Messkurven zu erwarten wäre. Schaut man sich allerdings den Kurvenverlauf mit der linearen Darstellung an (rechts), erkennt man die ungenügende Stetigkeit der Kurve für die Messergebnisse bei Temperaturen von -35°C bis -40°C. Die beiden Darstellungen sollen veranschaulichen, dass für eine optimale Bewertung der Anwendbarkeit der TTS immer die lineare Darstellung gewählt werden sollte. Ist der resultierende Kurvenverlauf der Masterkurve stetig, können ausgehend von Messungen im

Frequenzbereich von  $10^2$  Hz, Masterkurven bis in sehr hohe Frequenzbereiche von bis zu  $10^7$  Hz erzielt werden [13].

## 2.3 Elastomerreibung

Ähnlich dem Materialverhalten unterscheidet sich das Reibungsverhalten von Elastomeren von dem anderer Werkstoffe. Der Reibungszustand eines gezogenen Stahlklotzes auf einer Stahloberfläche entspricht äußerer Reibung, da die Reibung direkt in den Kontaktoberflächen der Bauteile stattfindet. Reibverluste bei Kontakten mit Elastomeren resultieren zusätzlich durch die innere Reibung, also die Wechselwirkung von Atomen im Elastomermaterial. Die dämpfenden Eigenschaften des Elastomers verbunden mit niedriger Materialsteifigkeit führen im Reibzustand zu Verformungen in der Struktur, wodurch Energie dissipiert und dadurch der Reibwert beeinflusst wird. Nachstehend sind die nach Kummer [14] wichtigsten bei Elastomeren auftretenden Reibmechanismen und deren physikalische Entstehung aufgeführt.

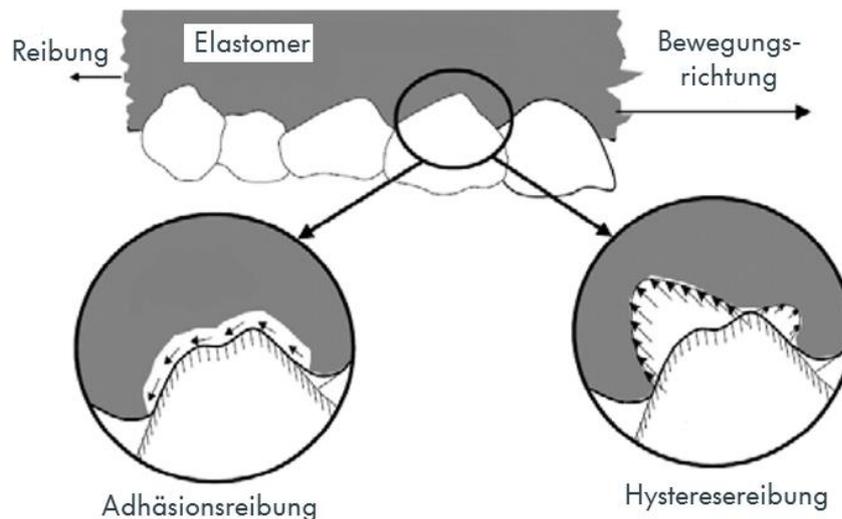
### Hysteresereibung

Hysteresereibung tritt auf, wenn das Elastomer durch Oberflächenrauheiten eines harten Gegenkörpers, beispielsweise Stahl, infolge der Relativbewegung kontinuierlich deformiert wird und dabei ein Teil der Verformungsarbeit durch Materialdämpfung verloren geht. Dies führt dazu, dass infolge der Hysteresereibung der Reibwert maximal wird, wenn das Übergleiten der Rauheiten des Gegenkörpers die Frequenz im Elastomermaterial anregt, bei der auch der Verlustfaktor  $\tan \delta$  sein Maximum besitzt [15]. Eine anschauliche Darstellung der Hysteresereibung ist neben der Adhäsionsreibung in Abb. 2.11 zu finden.

### Adhäsionsreibung

Adhäsionsreibung tritt durch das Bilden und Aufreißen von intermolekularen Bindungen zwischen den Reibpartnern auf. Das Aufreißen der Bindungen benötigt Energie, was sich in der Reibkraft niederschlägt. Die Bindungen führen zusätzlich zu einer Scherbelastung bzw. Verformung des Elastomers und wie bei der Hysteresereibung geht ein Teil der Verformungsarbeit durch Materialdämpfung verloren. Wegen des Einflusses der Materialeigenschaften resultiert auch bei der Adhäsionsreibung bei Elastomeren eine Abhängigkeit der Lage des maximalen Reibwerts von den Dämpfungseigenschaften.

Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass infolge der Adhäsionsreibung der Reibwert maximal wird, wenn das Übergleiten der Rauheiten des Gegenkörpers die Frequenz im Elastomermaterial anregt, bei der auch der Verlustmodul  $E''$  sein Maximum besitzt [15]. Adhäsionsreibung tritt vornehmlich in trockenen Reibkontakten mit sehr glatten Oberflächen auf und kann durch ein geeignetes Schmiermittel meist unterbunden werden.



**Abbildung 2.11:** Schematische Darstellung der Hysterese- und Adhäsionsreibung im Kontakt eines Elastomers mit einer rauhen, starren Oberfläche nach [77]

### Kohäsionsreibung

Der Anteil von Kohäsion tritt ein, wenn Gummi teilweise auf- bzw. herausgerissen wird [16]. Die Energie zur Bildung der neuen Oberflächen macht die Kohäsionsreibungskraft aus.

### Viskose Reibung

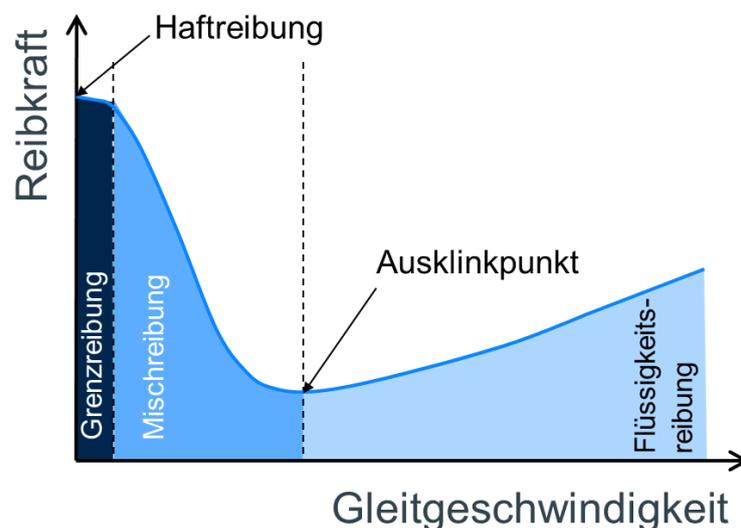
Viskose Reibung entsteht durch Scherung der Flüssigkeit bei der Anströmung oder Umströmung von Körpern und Oberflächen. In Abhängigkeit von Viskosität, Dichte, Temperatur, Oberflächenbeschaffenheit und Geometrie des umströmten Körpers wird die Flüssigkeit geschert und Flüssigkeitsmoleküle gleiten aufeinander ab und führen so zu innerer Reibung in der Flüssigkeit.

Die genannten Reibungsmechanismen treten häufig kombiniert in Kontakten mit hydrodynamischer Reibung auf, wie sie in vielen technischen Anwendungen vorliegen. So kann anhand der Stribeck-Kurve (Abb. 2.12) der Verlauf der Reibkraft über der Gleitgeschwindigkeit

in einem hydrodynamischen Kontakt beschrieben werden. Die Reibkraft  $F_R$  berechnet sich aus dem Produkt des Reibwerts  $\mu$  und der Normalkraft  $F_N$  zu:

$$F_R = \mu F_N \quad (2.4)$$

Da in hydrodynamischen Kontakten der Reibwert eine Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit besitzt, ergibt sich ein charakteristischer Reibkraftverlauf gemäß Abb. 2.12.



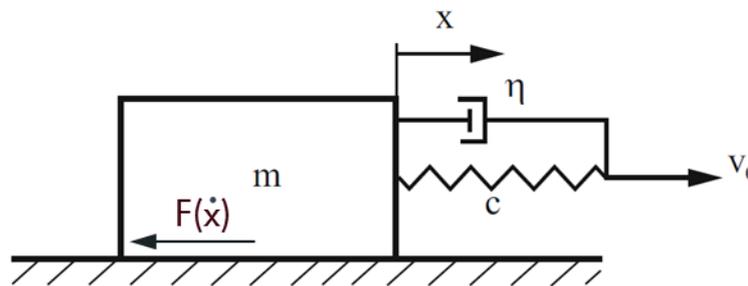
**Abbildung 2.12:** Stribeck-Kurve

Im Ruhezustand liegt die Haftreibung vor. Wird einer der Reibpartner bewegt, gleiten die Oberflächenrauheiten bei niedriger Relativgeschwindigkeit zunächst aufeinander ab und in den sich berührenden Randschichten der Bauteile resultiert Grenzreibung. Mit ansteigender Gleitgeschwindigkeit werden die Kontaktpartner im Mischreibungsgebiet infolge des sich aufbauenden hydrodynamischen Drucks zunehmend durch einen Schmierfilm getrennt, sodass es am Ausklippunkt zum vollständigen Trennen der Kontaktpartner kommt. Bis zu dieser markanten Gleitgeschwindigkeit weist die Reibkraft einen fallenden Verlauf auf. Sind geschmierte Kontaktpartner durch einen Flüssigkeitsfilm ab Erreichen des Ausklippunktes in der Stribeck-Kurve vollständig getrennt, liegt ausschließlich viskose Reibung vor, die mit der Gleitgeschwindigkeit ansteigt.

## 2.4 Der Stick-Slip-Effekt

### 2.4.1 Grundlagen

Der Stick-Slip-Effekt ist eine in der Technik weit verbreitete und häufig unerwünschte Erscheinung, welche auch als reiberregte Schwingung oder Haft-Gleit-Effekt bekannt ist. Der Mechanismus, welcher vor allem akustisch in Form von Quietschen an beispielsweise Straßenbahnschienen, Dichtringen, Scheibenwischern, Reifen oder Kupplungen auftritt, hat seine Ursache in reiberregten Schwingungen, denen ein ständiger Wechsel zwischen Haften (Stick) und Gleiten (Slip) zugrunde liegt. Nach Popov [17] kann eine mathematische Beschreibung des Effekts anhand eines Körpers mit der Masse  $m$ , welcher mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v_0$  über den starren Boden gezogen wird, erfolgen. Der Körper wird über eine Feder der Steifigkeit  $c$  und einen parallel geschalteten Dämpfer der Dämpfung  $\eta$  gezogen. Im Kontakt des Körpers mit dem Boden wirkt eine geschwindigkeitsabhängige Reibkraft  $F(\dot{x})$  (Abb. 2.13).



**Abbildung 2.13:** Modell eines Ein-Massen-Schwingers nach [17]

Nach [17] lässt sich anhand des Ein-Massen-Schwingers die Bewegungsgleichung für den Körper wie folgt aufstellen:

$$m\ddot{x} + F(\dot{x}) + \eta\dot{x} + cx = cv_0t + \eta v_0. \quad (2.5)$$

(2.5) stellt das Kräftegleichgewicht zum Zeitpunkt  $t = 0$  mit der Randbedingung  $\dot{x} = v_0$  dar und besitzt eine stationäre Lösung bei

$$x = x_0 + v_0t \quad (2.6)$$

mit

$$x_0 = -\frac{F(v_0)}{c} \quad (2.7)$$

Diese Lösung kann nur dann auftreten, wenn das System stabil und ohne äußere Störungen vorliegt. Da dies im realen System nicht vorkommt, muss die Stabilität unter Vorhandensein einer kleinen Störung  $\delta x$  ( $\delta \dot{x} \ll v_0$ ) untersucht werden. Die stationäre Lösung aus (2.5) lautet dann:

$$x = x_0 + v_0 t + \delta x \quad (2.8)$$

Durch Einsetzen von (2.8) in (2.5) und Linearisieren der Bewegungsgleichung nach der Störung  $\delta x$ , resultiert

$$m\delta\ddot{x} + \left( \eta + \frac{dF(\dot{x})}{d\dot{x}} \Big|_{\dot{x}=v_0} \right) \delta\dot{x} + c\delta x = 0 \quad (2.9)$$

Durch Umformen der Gleichung (2.9) in die Form

$$\delta\ddot{x} + \frac{1}{m} \left( \eta + \frac{dF(\dot{x})}{d\dot{x}} \Big|_{\dot{x}=v_0} \right) \delta\dot{x} + \frac{c}{m} \delta x = 0 \quad (2.10)$$

und Anwenden des Exponentialansatzes  $\delta x(t) = \delta x_0 e^{\lambda t}$  ergibt sich die charakteristische Gleichung

$$\lambda^2 + \frac{1}{m} \left( \eta + \frac{dF}{d\dot{x}}(v_0) \right) \lambda + \frac{c}{m} = 0 \quad (2.11)$$

mit den Eigenwerten

$$\lambda_{1,2} = -\frac{1}{2m} \left( \eta + \frac{dF}{d\dot{x}}(v_0) \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4m^2} \left( \eta + \frac{dF}{d\dot{x}}(v_0) \right)^2 - \frac{c}{m}} \quad (2.12)$$

Ist der Realteil der beiden Eigenwerte  $\lambda_{1,2}$  negativ, klingt eine mögliche Störung exponentiell ab und das System verhält sich stabil. Bei einem positiven Realteil klingt eine Störung nicht ab und das System führt eine instabile Bewegung aus. Für Gleichung (2.12) wird ersichtlich, dass eine positive Gesamtdämpfung

$$\alpha = \eta + \frac{dF}{d\dot{x}}(v_0) > 0 \quad (\text{stabil}) \quad (2.13)$$

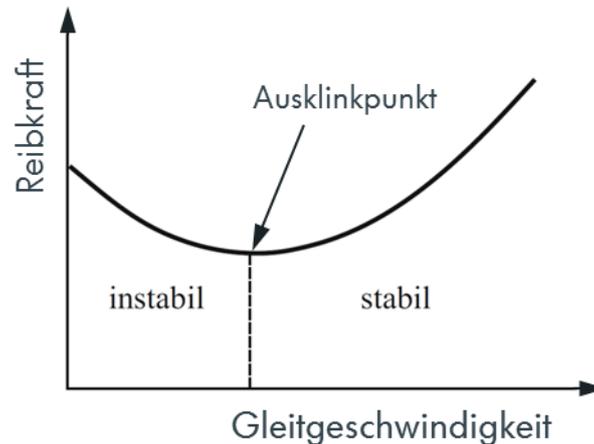
eine stabile Lösung hervorruft, während eine negative Gesamtdämpfung

$$\alpha = \eta + \frac{dF}{d\dot{x}}(v_0) < 0 \quad (\text{instabil}) \quad (2.14)$$

zu einer instabilen Bewegung führt. Daraus folgt, dass bei konstantem oder ansteigendem Reibkraftverlauf über der Gleitgeschwindigkeit  $\frac{dF}{d\dot{x}}(v_0)$  immer eine positive Gesamtdämpfung  $\alpha$  resultiert. Liegt ein abfallender Reibkraftverlauf vor, hängt die Stabilität des Systems von der negativen Steigung der Reibkraftkurve und der restlichen im System vorhandenen positiven Dämpfung  $\eta$  ab. Es wird ersichtlich, dass immer eine aufklingende Schwingung resultiert, wenn die negative Dämpfung aus dem fallenden Reibkraftverlauf betragsmäßig größer ist als die Dämpfung  $\eta$ . Die Eigenkreisfrequenz  $\omega_d$  der gedämpften Schwingung ergibt sich dann zu

$$\omega_d = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{\alpha^2}{4m^2}} \quad (2.15)$$

und zeigt damit die Abhängigkeit von der Steigung der Reibkraft, welche in dem Dämpfungstern  $\alpha$  berücksichtigt wird. Der oben beschriebene Zusammenhang ist in Abb. 2.14 nochmals grafisch anhand einer Stribeck-Kurve dargestellt, wie sie in tribologischen Kontakten technischer Systeme häufig vorkommt und in Kapitel. 2.3 beschrieben wird. Demnach ergibt sich ein instabiler Bereich bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten, wo ein Bauteil zu Stick-Slip angeregt werden kann, wenn die Reibkraft eine fallende Charakteristik über der Gleitgeschwindigkeit aufweist. Ist die Reibkraft über der Gleitgeschwindigkeit konstant oder ansteigend gemäß dem Verlauf in der Stribeck-Kurve nach Überschreiten des Ausklinkpunktes, ist das System stabil und mögliche Störungen klingen ab.



**Abbildung 2.14:** Reibkraftverlauf über der Gleitgeschwindigkeit gemäß Stribeck mit dem instabilen Bereich, in dem ein Bauteil zu Stick-Slip neigt und dem stabilen Bereich ohne Stick-Slip-Anregung [17]

Zur Veranschaulichung des Stick-Slip-Effekts wird numerisch die vollständige Bewegungsgleichung aus (2.5) für den Ein-Massen-Schwinger gelöst. Dazu wird ein vereinfachter fallender Reibkraftverlauf gemäß (2.16) hinterlegt.

$$F(\dot{x}) = (\mu_0 - \beta\dot{x})F_N \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2.16)$$

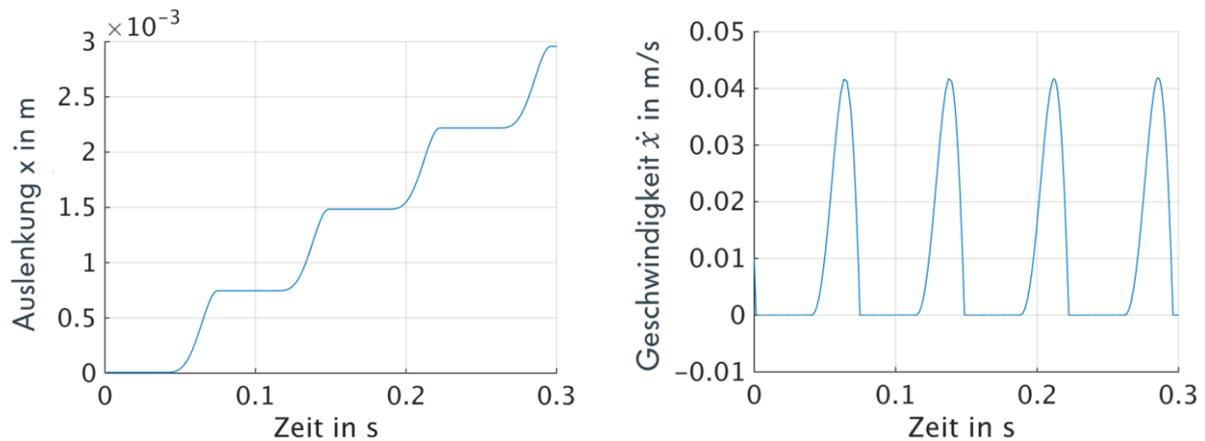
In (2.16) charakterisiert  $F_N$  die Normalkraft, welche sich aus dem Produkt der Masse  $m$  des Körpers und der Erdbeschleunigung  $g$  zu

$$F_N = mg \quad (2.17)$$

ergibt. Der Haftreibwert wird als  $\mu_0$  definiert. Der Parameter  $\beta$  beschreibt die Steigung im abfallenden Ast der Stribeck-Kurve. Damit ergibt sich für die Bewegungsgleichung:

$$m\ddot{x} + (\eta - \beta F_N \operatorname{sgn}(\dot{x}))\dot{x} + cx = cv_0 t + \eta v_0 - \mu_0 F_N \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2.18)$$

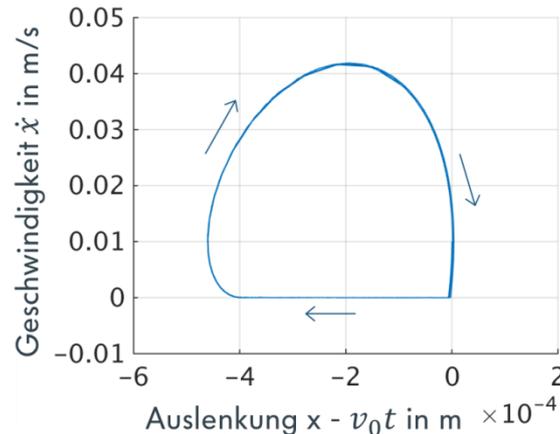
Gleichung (2.18) wird mit  $v_0 = 0,01$  m/s,  $F_N = 15$  N,  $\mu_0 = 0,8$ ,  $\beta = 10$  s/m,  $c = 30000$  N/m,  $m = 1,5$  kg und  $\eta = 3$  Ns/m parametrisiert. Die Zustandsgrößen Auslenkung  $x$  und Geschwindigkeit  $\dot{x}$  des Körpers für die sich einstellende Stick-Slip-Schwingung sind nachfolgend in Abb. 2.15 dargestellt.



**Abbildung 2.15:** Simulationsergebnisse des Ein-Massen-Schwinger-Modells während Stick-Slip-Anregung: Auslenkung  $x$  des Körpers (links) und Geschwindigkeit  $\dot{x}$  des Körpers über der Zeit (rechts)

Der Körper bleibt zunächst in Ruhelage (Stick-Phase) und die Feder wird durch den Antrieb gespannt, bis die Federkraft die Haftreibungskraft des Körpers nach ca. 0,5 s übersteigt und diesen in Bewegung setzt (Slip-Phase). Infolge der fallenden Charakteristik der Reibkraft mit steigender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Geschwindigkeit des Körpers sprunghaft zu und übersteigt die des Antriebs. Die Phase des Gleitens dauert jedoch nur kurz an, da die Federkraft zügig abnimmt und die Dämpfung  $\eta$  sowie die Reibkraft den Körper abbremsen, bis dieser nach einer Auslenkung von  $75 \mu\text{m}$  wieder still steht und der beschriebene Vorgang von vorn beginnt. Es handelt sich somit um eine periodische, selbsterregte Schwingung.

Neben der Beschreibung der Stick-Slip-Schwingung mit den gezeigten Zustandsgrößen im Zeitbereich kann eine Darstellung der Geschwindigkeit über der Auslenkung im Phasenraum, oder Phasenportrait stattfinden. Das Phasenportrait bietet die Möglichkeit der Visualisierung der zeitlichen Entwicklung einer Differentialgleichungslösung anhand von Trajektorien. So kann mithilfe des Phasenportraits beispielsweise schnell erkannt werden, ob Trajektorien zu einer periodischen oder chaotischen Schwingung führen. Nachstehend ist in Abb. 2.16 das Phasenportrait der simulierten Stick-Slip-Schwingung des Ein-Massen-Schwingers dargestellt. Um eine Aussage über die Periodizität der Schwingung machen zu können, wird von der Auslenkung  $x$  des Körpers der zurückgelegte Weg des Antriebs  $s(t) = v_0 t$  subtrahiert. Anhand der Umlaufrichtung kann der zeitliche Ablauf der Schwingung veranschaulicht werden.



**Abbildung 2.16:** Numerisches Ein-Massen-Schwinger-Modell: Phasendiagramm der Stick-Slip-Schwingung

Im Phasendiagramm kann das sofortige Einschwingen des Körpers in eine periodische, stabile Schwingform, genannt Grenzzyklus, festgestellt werden. Der Grenzzyklus beschreibt dabei eine geschlossene Kurve. Würde dem System gemäß Gleichung (2.13) eine positive Gesamtdämpfung zugrunde liegen, würde eine etwaige Schwingung abklingen und schlussendlich eine Gleichgewichtslage, genannt Fixpunkt, resultieren, welche eine zeitunabhängige Lösung der Differentialgleichung beschreibt.

### 2.4.2 Simulation von Stick-Slip-Effekten

Der Fokus bei der Simulation von Stick-Slip-Effekten liegt in einem Großteil der vorhandenen Arbeiten in der detaillierten Modellierung der Reibcharakteristik bei Verwendung stark vereinfachter Bauteileigenschaften. Infolge dessen wird zumeist das Modell des Ein-Massen-Schwingers aus Kapitel 2.4.1 in der dort gezeigten oder abgewandelten Form verwendet, welches die Mehrheit der durch Stick-Slip resultierenden Effekte gut abbildet. Die Modellierung der Reibcharakteristik ist häufig Hauptbestandteil der Untersuchungen. So werden in den Arbeiten [17], [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], und [33] die Differentialgleichungen unterschiedlich gelagerter Ein-Massen-Schwinger unter Einbeziehung verschiedenster Reibkraftgesetze und Randbedingungen gelöst. In [18] werden beispielsweise die Adhäsions- und Hystereseanteile getrennt in modularer Bauweise numerisch anhand einzelner Kontaktmodelle berücksichtigt und dem Ein-Massen-Schwinger als Gesamtreibkraft zugeführt. Es findet zudem ein Abgleich mit experimentell ermittelten Stick-Slip-Grenzzyklen an einem Profilblock-Modell statt. Eine ähnliche Herangehensweise findet in [31] und [32] statt, wobei hier keine Validierung der Modelle anhand von Experimenten

stattfindet. In [19] wird eine Gegenüberstellung unterschiedlicher Modelle zur Reibkraftmodellierung nach Maxwell und LuGre vorgestellt. In [23], [24] und [25] wird für die Berechnung der Reibkraft ebenso das LuGre-Modell angewendet, welches die zur Reibkraft beitragenden Rauheiten der Bauteile anhand des Ineinandergreifens und Verbiegens von elastischen Borsten berücksichtigt. Die Modellierung als Ein-Massen-Schwinger hat in den genannten Arbeiten den Vorteil, dass sie sich mithilfe von Vereinfachungen schnell auf viele verschiedene Bauteile anwenden lässt. So finden simulative Untersuchungen zu Stick-Slip an Dichtungen und Profilklotzen von Fahrzeugreifen [18], Gummi-Rotor-Lagern [22], Gelenkarmen [24], Bohrern [29] und Dichtungen [26] statt. Anhand der Modelle werden grundlegende Beobachtungen bestätigt, wonach die Stick-Slip-Neigung mit der negativen Steigung in der Reibkraft zunimmt und bei ausreichend hoher Dämpfung die Anregung unterdrückt werden kann. In [32] wird ein Zusammenhang festgestellt, nachdem die Stick-Slip-Frequenz eine starke Abhängigkeit von der Eigenfrequenz des Ein-Massen-Schwingers besitzt und bei maximaler Drehzahl, bei der Stick-Slip auftritt (Grenzdrehzahl), dieser entspricht. Bei kleineren Geschwindigkeiten repräsentiert die Multiplikation der simulierten Stick-Slip-Frequenz mit einer ganzzahligen höheren Ordnung wieder die Eigenfrequenz des Ein-Massen-Schwingers. In [33] wird ein Anstieg der Grenzdrehzahl mit ansteigender Steifigkeit festgestellt. Weitere Modellierungsansätze berücksichtigen Zwei- und Mehr-Massen-Schwinger, wie in [34], [35], [36], [37], [38], [39], [40] und [41]. Im Vergleich zu den Arbeiten mit den Ein-Massen-Schwingern kann anhand der Arbeiten mit Mehr-Massen-Schwingern häufiger das Entstehen von chaotischen oder komplizierten Schwingformen beobachtet werden. So kann in [36], [37], [38] und [40] gezeigt werden, dass durch eine Erweiterung des Ein-Massen-Schwingers auf weitere gekoppelte Massen, vielfältige Periodendopplungen bis hin zu chaotischem Schwingverhalten resultieren können. In [34] werden anhand eines Vier-Massen-Schwingers, der als Ersatzmodell einer Turbinenschaufel dient, zudem Sprünge in der Schwingungsamplitude während des Hochlaufs im Zeitbereich simuliert. Bei den Sprüngen handelt es sich um Bifurkationen, welche den sprunghaften Übergang von einem Grenzyklus in einen weiteren Grenzyklus beschreiben. Ebenso charakterisiert eine Bifurkation den Übergang von einem Fixpunkt in einen weiteren Fixpunkt oder in einen Grenzyklus [42]. Nichtlinearitäten in der Kontaktformulierung und frequenzabhängige Materialparameter, sowie stochastische Reibwert-Implementierung führen auch in den Arbeiten von [43] und [22] am Ein-Massen-Schwinger zu chaotischen Schwingformen und Bifurkationen, ohne diese allerdings mit Messungen abzugleichen. Zwar liegt die Motivation vieler Arbeiten in der immer exakteren Einbeziehung der Oberflächen- und Materialcharakteristiken in die Reibwertberechnung anhand von real

gemessenen Oberflächen, dennoch erfolgt oft aufgrund der zu komplexen Ausführung der betreffenden Bauteile oder der nicht verfügbaren Ressourcen zur Ermittlung der benötigten Versuchsdaten zwecks Abgleich mit den Simulationsdaten, keine weitgreifende Validierung. Dies erschwert zum Teil die Bewertung der Modelle hinsichtlich der korrekten Wiedergabe von Stick-Slip-Phänomenen an realen Bauteilen.

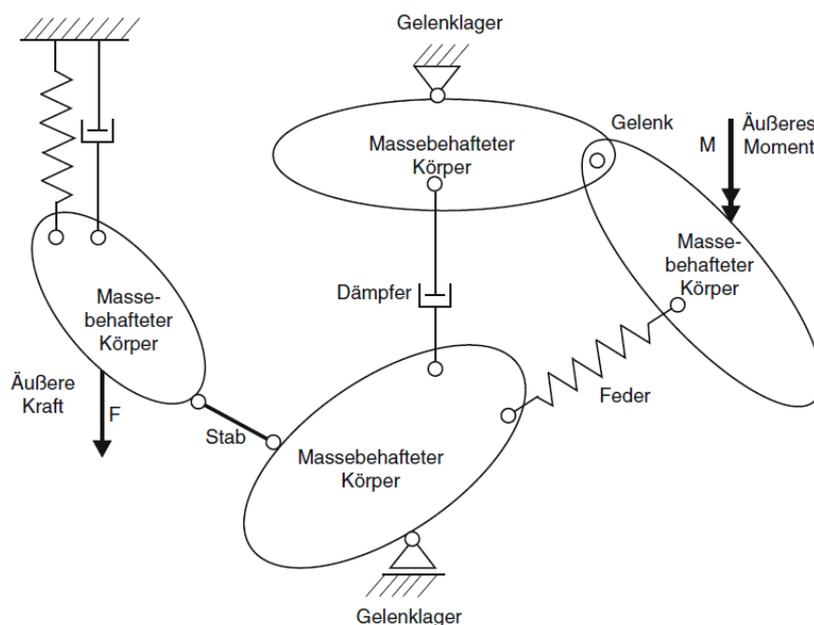
Eine im Vergleich zu den Ein- und Mehr-Massen-Schwinger-Modellen detailliertere Modellierung des Stick-Slip-Effekts findet an FE-Modellen in den Arbeiten von [44], [45], [46], [47], [48] und [49] statt. So können in [46] anhand von Simulationen am Dichtstreifen im Kontakt mit den beweglichen Fensterscheiben in den Fahrzeugaufhängungen mehrere Abhängigkeiten der Stick-Slip-Frequenz festgestellt werden, wonach diese mit sinkender Normalkraft, ansteigender Drehzahl und kleinerer Steigung im Reibkraftverlauf ansteigt. Die gleichen Feststellungen zu der Abhängigkeit der Stick-Slip-Frequenz von der Normalkraft und der Gleitgeschwindigkeit werden auch in [50], [44] und [47] gemacht. Weitere Abhängigkeiten, wonach die Stick-Slip-Frequenz ansteigt, wenn die Dämpfung oder die Steifigkeit im System erhöht wird, werden in den Arbeiten von [44] und [30] festgestellt. In [44] werden zudem die Schwingungen in den unterschiedlichen Kontaktknoten an Gummiprofilklötzen behandelt, wobei die Stick-Slip-Anregung an einem reduzierten FE-Modell stattfindet. Dazu wird ein Reifenprofilblock als vereinfachtes 2D-FE-Modell einer modalen Reduktion unterzogen und in einem modularen Aufbau in Matlab/Simulink getrennt die Adhäsions- und Hysteresekomponente der Reibung berechnet und in den einzelnen Kontaktknoten des Profilblock-Modells mit der Oberfläche einbezogen. Dadurch verformen die einzelnen Knoten unterschiedlich und es entstehen knotenabhängig verschiedene Schwingformen. Eine Erweiterung des Modells um den Verschleiß an der Einlaufkante des Profilblocks führt zu keinem signifikanten Einfluss auf die Stick-Slip-Anregung. Sämtliche Parametervariationen, die anhand des Modells unternommen werden, finden bei konstanten Drehzahlen statt.

## **2.5 Elastische Mehrkörpersysteme**

### **2.5.1 Grundlagen**

Die Simulation von Mehrkörpersystemen ist ein wichtiger Bestandteil in der Entwicklung und kommt in vielfältigen Anwendungen, wie beispielsweise in der Motoren-, Windkraftanlagen- und Lenkungsentwicklung zum Einsatz. Mehrkörpersysteme beschreiben nach [51] die Bewegung einzelner oder mehrerer massebehafteter Körper, die über Koppellemente

miteinander verbunden sind. Die Körper können dabei als Starrkörper oder als flexible Körper vorliegen. Die Flexibilität eines Körpers kann im Mehrkörpersystem durch verschiedenste Ansätze realisiert werden. So können die flexiblen Eigenschaften eines Körpers durch die Aufteilung in mehrere durch Federn und Dämpfern verbundene Einzelmassen beschrieben werden. Eine Darstellung der flexiblen Eigenschaften durch verformbare Bauteile, wie sie durch ein reduziertes FE-Modell mit linear-elastischen Materialeigenschaften vorliegen, kennzeichnet ein elastisches Mehrkörpersystem [52]. Über die Koppellemente, die in Form von Federn oder Dämpfern als auch in Form von kinematischen Bindungen, welche die Bewegungsfreiheit der Körper einschränken, vorliegen, werden Kräfte und Momente auf den Körper übertragen. Eine Modellvorstellung eines klassischen Mehrkörpersystems ist in Abb. 2.17 dargestellt.



**Abbildung 2.17:** Modellvorstellung eines Mehrkörpersystems [51]

Jeder starre Körper besitzt im Raum 6 Freiheitsgrade, 3 rotatorische und 3 translatorische. Die Bewegung wird eingeschränkt durch die genannten Koppellemente, welche zu Zwangsbedingungen für jeden Körper führen. Der Freiheitsgrad  $n$  eines Mehrkörpersystems berechnet sich mit der Anzahl der Körper  $N$  und der Anzahl der Zwangsbedingungen  $r$  zu:

$$n = 6N - r \quad (2.19)$$

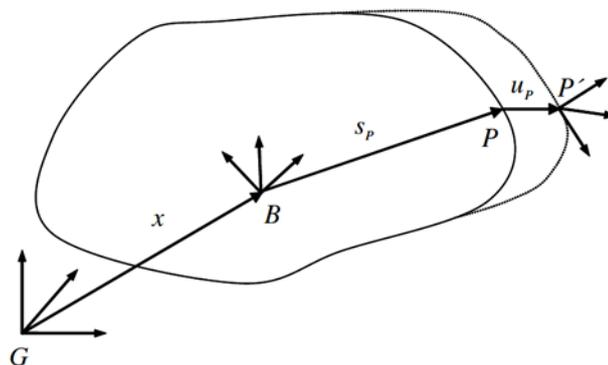
Die Anzahl der Zwangsbedingungen reduziert dabei die Anzahl der generalisierten Koordinaten. Generalisierte Koordinaten stellen die minimale Anzahl von unabhängigen Koordinaten dar, die benötigt werden, um die Position des Körpers im Raum jederzeit beschreiben zu können. Aus

diesem Grund werden sie auch Minimale Koordinaten [53] oder verallgemeinerte Koordinaten genannt. Die Zwangsbedingungen, auch Bindungen genannt, werden zudem unterteilt in holonome und nicht-holonome Bindungen, wobei der Unterschied in der Beschränkung der Lage bei holonomen Bindungen und der Beschränkung der Geschwindigkeit bei nicht-holonomen Bindungen liegt [53]. Meist kommen in der MKS die holonomen Bindungen zum Einsatz, die sich nochmals hinsichtlich ihrer zeitlichen Abhängigkeit in skleronome, zeitlich unabhängige, und rheonome, also zeitlich abhängige Bindungen einteilen lassen. In der MKS werden mehrheitlich skleronome holonome Bindungen angewendet, welche zusammen mit den impliziten Bedingungen für die Reaktionskräfte die Grundlage zur Beschreibung der Bewegungsgleichungen darstellen.

In der vorliegenden Arbeit wird ein Mehrkörpersimulationsmodell mit einem modal reduzierten FE-Modell des Dichtrings vorgestellt. Infolgedessen wird nachfolgend ein Lösungsansatz zur Beschreibung der Bewegung eines flexiblen Körpers im elastischen Mehrkörpersystem in Anlehnung an [54] und [3] vorgestellt.

Die Position eines Punktes  $P'$  am deformierten flexiblen Körper bezogen auf ein globales Koordinatensystem  $G$  im Mehrkörpersystem lässt sich durch die Summe von drei Ortsvektoren beschreiben (Abb. 2.18)

$$r_{P'} = x + s_p + u_p \quad (2.20)$$



**Abbildung 2.18:** Positionsvektor zum Punkt  $P'$  eines deformierten flexiblen Körpers bezüglich des körperfesten Koordinatensystems  $B$  und globalen Koordinatensystems  $G$  nach [54]

Der Vektor  $x$  beschreibt den Positionsvektor vom globalen Koordinatensystem  $G$  zum Ursprung des lokalen Koordinatensystems  $B$  des flexiblen Körpers,  $s_p$  entspricht dem Positionsvektor vom

lokalen Koordinatensystem B des flexiblen Körpers zu dem Koordinatensystem eines Punktes P des undeformierten flexiblen Körpers und  $u_P$  beschreibt den Positionsvektor vom Punkt P des undeformierten flexiblen Körpers zu dem Koordinatensystem des Punktes  $P'$  des deformierten flexiblen Körpers.

Der Positionsvektor  $r_{P'}$  kann ebenso in der Matrixform

$$r_{P'} = x + {}^G A^B (s_P + u_P) \quad (2.21)$$

geschrieben werden. Darin beschreibt  $x$  den Positionsvektor des körperfesten Koordinatensystems B in Bezug auf das globale Koordinatensystem G in generalisierten Koordinaten des flexiblen Körpers. Der Vektor  $s_P$  beschreibt den Positionsvektor des undeformierten Punktes P auf dem flexiblen Körper bezogen auf das körperfeste Koordinatensystem B und stellt somit eine Konstante dar. Der Positionsvektor  $u_P$  beschreibt die Deformation des deformierten Punktes  $P'$  im körperfesten Koordinatensystem B. Die Matrix  ${}^G A^B$  stellt die Transformationsmatrix vom körperfesten Koordinatensystem B zum globalen Koordinatensystem G dar.

Zur eindeutigen Positionsbestimmung eines Punktes  $P'$  auf dem deformierten Körper im globalen Koordinatensystem G wird die generalisierte Koordinate  $\xi$  verwendet, die eine Abhängigkeit von den generalisierten translatorischen Koordinaten des lokalen Koordinatensystems B ( $x, y, z$ ), den generalisierten rotatorischen Koordinaten des lokalen Koordinatensystems B in Form von Euler-Winkeln ( $\psi, \theta, \phi$ ) und den modalen Koordinaten  $q$  des flexiblen Körpers besitzt. Während die generalisierten rotatorischen und translatorischen Koordinaten die Starrkörperbewegung charakterisieren, beschreiben die modalen Koordinaten die elastische Deformation des Körpers.

$$\xi = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \phi \\ q \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Mithilfe der definierten generalisierten Koordinate  $\xi$  für den flexiblen Körper lassen sich die Bewegungsgleichungen aufstellen. Zwei grundlegende Methoden zur Bestimmung der

Bewegungsgleichungen sind die Verfahren nach Newton-Euler und das Verfahren nach Lagrange. Gemäß dem Verfahren nach Newton-Euler werden der Impulserhaltungssatz und der Drallerhaltungssatz herangezogen und die Impulsänderung an jedem Körper anhand der Summe aller angreifenden Kräfte und die Dralländerung aus der Summe aller angreifenden Momente berechnet. Das Verfahren nach Lagrange basiert hingegen auf der Herleitung der Bewegungsgleichungen anhand der Energiebilanz am Körper. Die in der vorliegenden Arbeit verwendete Software ADAMS/Engine nutzt zur Berechnung der Mehrkörperdynamik die Lagrange-Gleichung zweiter Art [55]. In ausformulierter Darstellung der Lagrange-Funktion  $L$  mit

$$L = T - V \quad (2.23)$$

ergibt sich die Bewegungsgleichung am flexiblen Körper gemäß [3] zu

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_i} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial \xi_i} \right) + \left( \frac{\partial V}{\partial \xi_i} \right) + \left( \frac{\partial F}{\partial \dot{\xi}_i} \right) - Q_i + \sum_{k=1}^m \left( \frac{\partial \phi_k}{\partial \xi_i} \right) \lambda_k = 0 \quad (2.24)$$

mit

$$\sum_{k=1}^m \left( \frac{\partial \phi_k}{\partial \xi_i} \right) \lambda_k = 0 \quad (2.25)$$

und

$T$	Kinetische Energie
$V$	Potentielle Energie
$F$	Funktion der Strukturdämpfung am flexiblen Körper
$Q_i$	eingeleitete Kräfte und Momente
$\xi_i$	generalisierte Koordinaten
$\phi_k$	Gleichungen aus den Zwangsbedingungen
$\lambda_k$	Skalierungsfaktor für die Zwangsbedingungen (Lagrange-Multiplikator).

Im Vergleich zu der Bewegungsgleichung für einen Starrkörper ist die Gleichung um den Term  $\left( \frac{\partial F}{\partial \dot{\xi}_i} \right)$  ergänzt, welcher die Energiedissipation am flexiblen Körper infolge Strukturdämpfung

berücksichtigt. Die Bewegungsgleichungen gemäß (2.24) werden im globalen Koordinatensystem  $G$  gemäß Abb. 2.18 aufgestellt. Durch Darstellen der eingeleiteten Kräfte und Momente, der potentiellen und kinetischen Energien sowie der Strukturdämpfung und der Zwangskräfte im globalen Koordinatensystem mithilfe der Transformationsmatrix  ${}^G A^B$  und den Positionsvektoren  $x$ ,  $s_P$  und  $u_P$  ergeben sich nach [3]:

$$T = \frac{1}{2} \xi^T M(\xi) \dot{\xi} \quad (\text{kinetische Energie}) \quad (2.26)$$

$$V = V_{grav}(\xi) + \frac{1}{2} \xi^T K \xi \quad (\text{potentielle Energie}) \quad (2.27)$$

$$F = \frac{1}{2} \dot{q}^T D \dot{q} \quad (\text{Strukturdämpfung}) \quad (2.28)$$

Dabei charakterisiert  $V_{grav}$  die infolge der Gravitation resultierende potentielle Energie,  $M(\xi)$  die Massenmatrix,  $K$  die Steifigkeitsmatrix und  $D$  die Dämpfungsmatrix des flexiblen Körpers. Die eingeleiteten Lasten  $Q$  am flexiblen Körper lassen sich nach der Überführung in das globale Koordinatensystem zu generalisierten translatorischen Kräften  $Q_T$ , generalisierten Momenten  $Q_R$  und generalisierten modalen Kräften  $Q_M$  zusammenfassen:

$$Q = \begin{bmatrix} Q_T \\ Q_R \\ Q_M \end{bmatrix} \quad (\text{eingeleitete Kräfte und Momente}) \quad (2.29)$$

Die Bewegungsgleichung (2.24) beschreibt eine Differentialgleichung 2. Ordnung, welche gewöhnliche Integratoren, die die numerische Iteration zur Lösung des Gleichungssystems durchführen, nicht lösen können [55]. Infolgedessen muss die Gleichung durch Vereinfachungen so umgeformt werden, dass eine Lösung möglich wird. In der Software ADAMS/Engine erfolgt hierzu der Ansatz, das Gleichungssystem 2. Ordnung durch Ersetzen der Bewegungskordinaten  $\dot{\xi}_i = u_i$  in ein System 1. Ordnung zu überführen. Weiterführend werden die Ableitungen erster Ordnung durch den Differenzenquotienten

$$\dot{u} = \frac{f(u_1) - f(u_0)}{h} \quad (2.30)$$

ersetzt und damit ein Gleichungssystem nullter Ordnung realisiert, welches durch geeignete Iterationsverfahren gelöst werden kann. Der Parameter  $h$  charakterisiert den Abstand der Stützstellen. Detaillierte Erklärungen zur in der Software ADAMS/Engine verwendeten Newton-Raphson-Iteration finden sich in [55] und [56].

### 2.5.2 Der Formalismus der Reduktion

Da die Simulation eines flexiblen Bauteils mit allen Freiheitsgraden in den Elementknoten in der MKS aufgrund der hohen Anzahl von zu lösenden Gleichungen nicht möglich ist, wird eine Methode angewandt, welche die Reduktion einer elastischen FE-Struktur mit allen Freiheitsgraden in eine reduzierte Struktur mit wenigen Hauptfreiheitsgraden zur Folge hat. Die Grundlage dafür ist die Definition der Hauptfreiheitsgrade an der FE-Struktur des zu reduzierenden Bauteils. Es werden an den Positionen, an denen später im MKS-Modell die Lasten eingeleitet werden, Knotenspinnen, genannt Rigid-Body-Elemente (*RBE*), definiert. Die Bezeichnung *RBE* oder auch *multi point constraint* ist an dieser Stelle ein Software-basierter Begriff und wird in den Produkten der Firma MSC verwendet.

Die Notwendigkeit der *RBE*'s liegt in der Tatsache, dass das Einleiten von Lasten in einzelne Knoten zu Singularitäten und realitätsfremden Verformungen am flexiblen Körper führt. Entsprechend werden *RBE*'s definiert, welche durch einen Referenzknoten, den Masternode, und mehrere mit ihm verbundene Strukturknoten definiert sind. Es bestehen zwei verschiedene Arten von *RBE*'s. Bei *RBE2*-Elementen besteht eine kinematische Kopplung zwischen dem Masternode und den abhängigen Knoten, sodass eine versteifende Wirkung resultiert, da die abhängigen Knoten keine eigenen Freiheitsgrade besitzen und die Einleitung der Last in den Masternode nicht zu einer Verschiebung des Masternodes relativ zu den abhängigen Knoten führt [57]. Umgekehrt besitzt der Masternode in einem *RBE3*-Element eine Abhängigkeit von der Verschiebung der mit ihm verbundenen Knoten, da die in den Masternode eingeleiteten Lasten gewichtet auf alle mit ihm verbundenen Strukturknoten verteilt werden und die Position des Masternodes aus der Mittelung der Verschiebungen der mit ihm verbundenen Knoten resultiert [58].

Der Formalismus zur Reduktion eines FE-Modells mit den definierten Hauptfreiheitsgraden beruht in der vorliegenden Arbeit auf einer gemischten statischen und modalen Reduktion gemäß dem Verfahren nach Craig-Bampton [1]. Durch Reduzieren der Freiheitsgrade und

Transformieren der Ergebnisse in ein Dateiformat, welches die verwendete MKS-Software ADAMS/Engine einlesen kann, wird in der vorliegenden Arbeit die elastische Struktur des Dichtrings beschrieben.

Anschauliche Erklärungen zur statischen, modalen und gemischten Reduktion, wie sie auch an dem in der Arbeit behandelten Modell des flexiblen Dichtrings angewendet werden, finden sich in [54], [59], [60], [61], [62] und [63]. Im Folgenden werden die Schritte und Herleitungen zur statischen, modalen und gemischten Reduktion angelehnt an [54] gezeigt und ergänzt.

Es wird von einer flexiblen Struktur ausgegangen, welche in der FE-Umgebung durch die Unterteilung der Geometrie in eine Anzahl endlich großer Elemente definiert ist. Anhand der Werkstoffkenndaten können den Knoten Massen und den zwischen den Knoten befindlichen Feder-Dämpfer-Elementen Steifigkeiten und Dämpfungen zugeordnet werden [64]. Die Werkstoffeigenschaften der diskretisierten Struktur werden in Matrixschreibweise in der Massenmatrix  $M$ , der Steifigkeitsmatrix  $K$  und der Dämpfungsmatrix  $D$  beschrieben. Die Anzahl der Freiheitsgrade  $n$  der Struktur ergibt sich dabei aus den Randbedingungen und der Anzahl der Knoten und kann somit bereits bei verhältnismäßig kleinen Bauteilen sehr groß werden.

Zur Reduzierung der Freiheitsgrade  $n$  am elastischen FE-Bauteil wird zunächst die allgemeine lineare Bewegungsgleichung der Strukturmechanik mit dem Verschiebungsvektor  $u$  und den aufgeprägten äußeren Kräften  $F$  aufgestellt:

$$M\ddot{u} + D\dot{u} + Ku = F \quad (2.31)$$

Zur Reduktion wird eine zeitunabhängige Transformationsmatrix  $\Phi$  gebildet. Diese soll zusammen mit dem Zustandsvektor  $q$  des reduzierten Systems mit  $m$  Freiheitsgraden den Verschiebungsvektor  $u$  des vollständigen Systems mit  $n$  Freiheitsgraden substituieren und damit die Anzahl der Freiheitsgrade deutlich reduzieren. Die Verschiebungen bilden sich zu:

$$u = \Phi q, \quad \dot{u} = \Phi \dot{q}, \quad \ddot{u} = \Phi \ddot{q}. \quad (2.32)$$

Damit wird (2.31) in

$$\hat{M}\ddot{q} + \hat{D}\dot{q} + \hat{K}q = \hat{F} \quad (2.33)$$

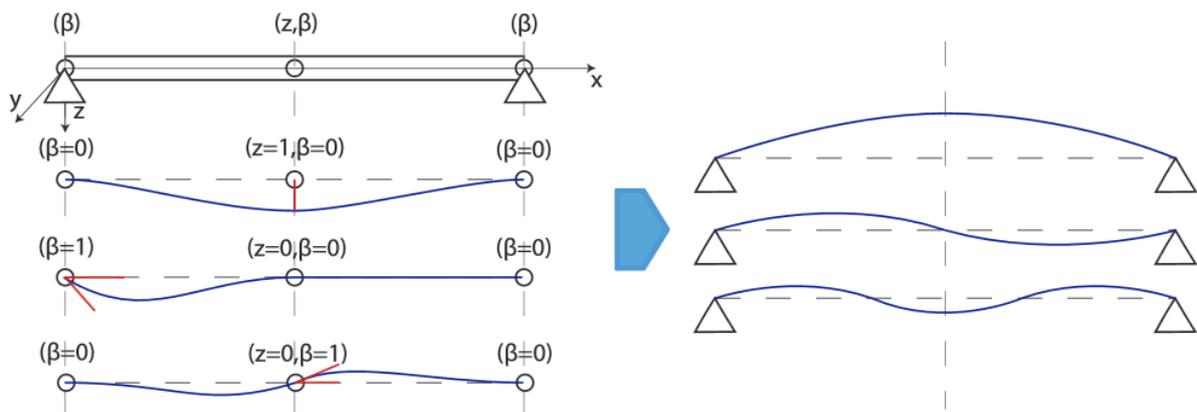
mit

$$\hat{M} = \Phi^T M \Phi, \quad \hat{D} = \Phi^T D \Phi, \quad \hat{K} = \Phi^T K \Phi \quad (2.34)$$

umformuliert. Der vorangegangene Formalismus ist bei statischen, modalen und gemischten Reduktionsverfahren immer gleich.

### 2.5.2.1 Statische Reduktion

Im Folgenden wird die statische Reduktion vorgestellt. Das Grundverfahren wurde durch Guyan [65] begründet und beruht auf der Eliminierung von Spalten und Zeilen in den Systemmatrizen und der Auswahl von speziellen Koppelpunkten, die zur Lasteinleitung genutzt werden. Die statische Reduktion beruht auf der Bestimmung der statischen Moden, also der Verformungen, durch Aufbringen von Einheitsverschiebungen- und drehungen in den einzelnen Freiheitsgraden der Masternodes der *RBE*-Elemente bei Fesselung aller übrigen Hauptfreiheitsgrade. Dadurch können die Verformungen am flexiblen Körper im statischen Fall sehr genau beschrieben werden. Im Mehrkörpersystem werden alle resultierenden statischen Moden zur Berechnung der Verformung herangezogen. Dies kann anhand der Abb. 2.19 anschaulich verdeutlicht werden.



**Abbildung 2.19:** Statische Reduktion nach Guyan [65] durch Aufbringen von Einheitsverschiebungen und -drehungen (links) und Linearkombination der statischen Moden zur Darstellung eines Verformungszustands im Gesamtsystem (rechts) [61]

Zur einfachen Veranschaulichung wird ein ungedämpftes System angenommen mit der Bewegungsgleichung:

$$M\ddot{u} + Ku = F \quad (2.35)$$

Die Freiheitsgrade  $u$  aus (2.35) werden in Hauptfreiheitsgrade  $u_M$  (Master) und Nebenfreiheitsgrade  $u_S$  (Slave) eingeteilt. Somit kann Gleichung (2.35) in der Form

$$\begin{bmatrix} M_{MM} & M_{MS} \\ M_{SM} & M_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_M \\ \ddot{u}_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{MM} & K_{MS} \\ K_{SM} & K_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_M \\ u_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_M \\ f_S \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

dargestellt werden. Wird nun davon ausgegangen, dass die Masse vollständig auf die Masternodes verteilt wird und die äußeren Kräfte ausschließlich an diesen Massepunkten wirken, also  $f_S = 0$  gilt, ist die Massenmatrix in den Nebenfreiheitsgraden unbesetzt und es ergibt sich im statischen Fall:

$$\begin{bmatrix} K_{MM} & K_{MS} \\ K_{SM} & K_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_M \\ u_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_M \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

Es resultiert folgender Zusammenhang:

$$K_{SM}u_M + K_{SS}u_S = 0 \quad (2.38)$$

Dadurch können nun die Nebenfreiheitsgrade

$$u_S = -\frac{K_{SM}u_M}{K_{SS}} \quad (2.39)$$

durch die Hauptfreiheitsgrade  $u_M$  ausgedrückt werden und es ergibt sich durch Einsetzen von (2.39) in (2.37) für die oberste Zeile die reduzierte Bewegungsgleichung:

$$(K_{MM} - K_{SS}^{-1}K_{MS}K_{SM})u_M = f_M \quad \text{mit} \quad \tilde{K} = K_{MM} - K_{SS}^{-1}K_{MS}K_{SM} \quad (2.40)$$

Mit Gleichung (2.39) resultiert eine Transformationsmatrix in der Form

$$\begin{bmatrix} u_M \\ u_S \end{bmatrix} = \Phi q, \quad \tilde{K} = \Phi^T K \Phi \quad \text{mit} \quad \Phi = \begin{bmatrix} I_M \\ -K_{SS}^{-1}K_{SM} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

Das ungedämpfte System schreibt sich dann in reduzierten Freiheitsgraden zu:

$$\Phi^T M \Phi \ddot{q} + \Phi^T K \Phi q = \Phi^T F \quad (2.42)$$

Dabei ist zu beachten, dass Gleichung (2.42) den statischen Fall exakt beschreibt und die dynamischen Anteile nicht berücksichtigt. Für den dynamischen Fall kann die Dämpfungsmatrix zusätzlich in das reduzierte System transformiert werden. Infolge der vernachlässigten Masseneinflüsse in den Nebenfreiheitsgraden stellt das Verfahren im Dynamikfall aber nur eine Näherung dar.

### 2.5.2.2 Modale Reduktion

Bei der modalen Reduktion wird das Eigenwertproblem des ungedämpften Systems gemäß (2.35) mit dem Ansatz

$$u(t) = \phi e^{j\omega t} \quad (2.43)$$

zu

$$(-\omega^2 M + K)\phi = 0 \quad (2.44)$$

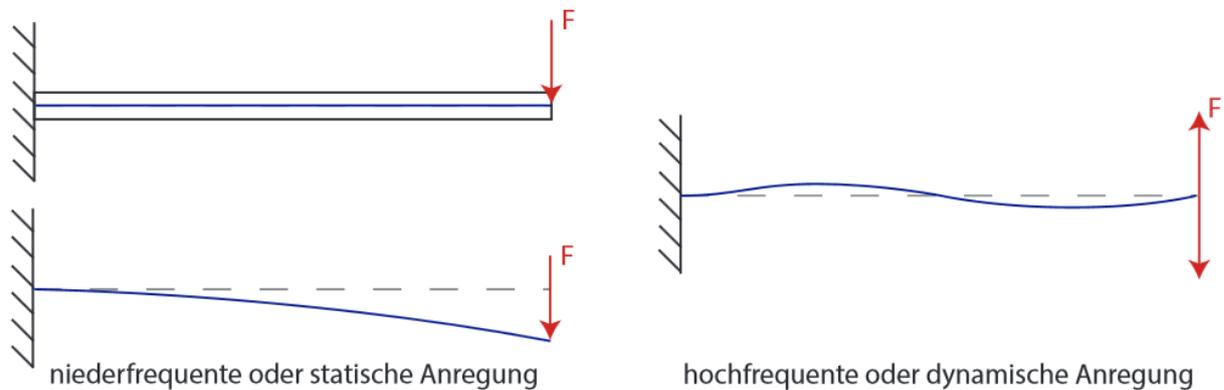
aufgestellt und die Eigenkreisfrequenzen  $\omega$  mit den dazugehörigen Moden berechnet. In der Transformationsmatrix  $\Phi$  werden letztendlich nur eine festgelegte Anzahl der ersten, niedrigfrequenten  $m$  Eigenmoden berücksichtigt, die für die späteren Analysen im Mehrkörpersystem benötigt werden. Der Grund für diese Auswahl liegt darin, dass niedrigfrequente Moden einen größeren Beitrag zur Verformung des flexiblen Körpers leisten als höherfrequente Moden [66]. Als obere Grenzfrequenz wird das 1,5-fache der maximal zu erwartenden Erregerfrequenz angegeben [66]. Die Transformationsmatrix stellt infolge der Limitierung der verwendeten Eigenmoden demnach eine Teillösung der Modalmatrix dar.

$$\Phi = [\phi_1, \dots, \phi_m]^T \quad (2.45)$$

### 2.5.2.3 Gemischte Reduktion nach Craig-Bampton

Bei der gemischten Reduktion nach Craig-Bampton werden die Vorteile der statischen und modalen Reduktion kombiniert. Die Notwendigkeit dafür ist am Beispiel eines einseitig eingespannten Balkens, der mit einer Kraft auf Biegung beansprucht wird, gut zu veranschaulichen. Handelt es sich um eine statische Last gemäß Abb. 2.20 links, kann die Verformung des Balkens mithilfe eines statisch reduzierten Modells nach Guyan [65] sehr gut abgebildet werden. Ist die Einleitung der Last jedoch dynamisch, können in Abhängigkeit der

Wahl der Hauptfreiheitsgrade Schwingformen entstehen, die mithilfe der statischen Reduktion nicht mehr genau abbildbar sind (Abb. 2.20 rechts).



**Abbildung 2.20:** Verformung eines Balkens bei statischer oder niederfrequenter Krafteinleitung (links) und hochfrequenter oder dynamischer Krafteinleitung (rechts) [61]

Um das beschriebene Problem zu lösen, werden nach dem Verfahren von Craig-Bampton zusätzlich zu den statischen Moden noch eine zu definierende Anzahl von dynamischen Moden berechnet. Diese entsprechen den Eigenformen des an den Masternodes gefesselten Systems. Nachfolgend ist die mathematische Herleitung der Transformationsmatrix, wie sie von [54] dargestellt wird, erklärt.

Bei der gemischten Reduktion werden entsprechend Gleichung (2.36) die Bewegungsgleichungen mit der Aufteilung in Haupt- ( $u_M$ ) und Nebenfreiheitsgrade ( $u_S$ ) vorgenommen. Ergänzend wird ein Subsystem in der Form

$$M_{SS}\ddot{u}_S + K_{SS}u_S = f_S \quad (2.46)$$

gebildet. Das Subsystem berücksichtigt dabei die Sperrung aller Hauptfreiheitsgrade mit  $u_M = 0$  in den Masternodes gemäß Gleichung (2.36). Anschließend wird das Eigenwertproblem gelöst und eine reduzierte Anzahl von Moden  $\phi_{S,1}, \dots, \phi_{S,m}$  bestimmt. Daraus ergibt sich die reduzierte Modalmatrix  $\Phi_S$  zu:

$$\Phi_S = [\phi_{S,1}, \dots, \phi_{S,m}]^T \quad (2.47)$$

Die statisch und modal reduzierten Anteile werden in der Transformationsmatrix  $\Phi$  zusammengefasst:

$$\Phi = \begin{bmatrix} I_M & 0 \\ -K_{SS}^{-1}K_{SM} & \Phi_S \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

Durch Einsetzen von (2.48) in (2.41) resultieren die Verschiebungen des vollständigen Systems mit:

$$\begin{bmatrix} u_M \\ u_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_M & 0 \\ -K_{SS}^{-1}K_{SM} & \Phi_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_C \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

Der Verschiebungsvektor  $q$  des reduzierten Systems schreibt sich zu

$$q = \begin{bmatrix} q_C \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

und beinhaltet die reduzierten Freiheitsgrade der Masterstruktur  $q_C$  und die reduzierten Freiheitsgrade der Slavestruktur  $q_N$ . Die Nebenfreiheitsgrade des vollständigen Systems lassen sich durch die reduzierten Freiheitsgrade beschreiben:

$$u_S = -K_{SS}^{-1}K_{SM}q_C + \Phi_S q_N \quad (2.51)$$

Mit (2.34) können die Systemmatrizen berechnet werden. Vor der Beschreibung des *Flexbody* mit den aus der Craig-Bampton-Reduktion berechneten Moden im MKS-Programm ADAMS/Engine werden die Moden einer Orthonormalisierung unterzogen, da beispielsweise die in den Moden enthaltenen Starrkörpermoden nicht im Mehrkörpersystem berücksichtigt werden, da diese aufgrund der Randbedingungen im Mehrkörpersystem selbst beschrieben sind [3].

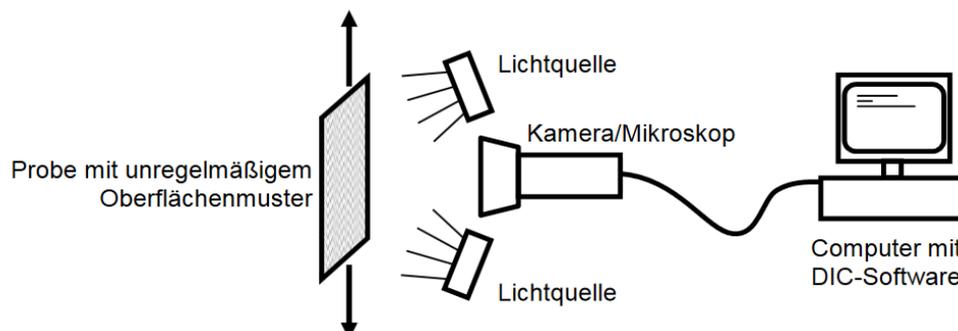
In einer weiteren Reduktion der bereits reduzierten statischen und dynamischen Moden aus der Craig-Bampton-Reduktion werden die Moden im Zuge der Orthonormalisierung miteinander vermischt. Der Vorteil der orthonormalisierten Moden liegt in der besseren physikalischen Wiedergabe von Verformungszuständen auch bei Frequenzanregung, da jeder Eigenmode eine Eigenfrequenz zugeordnet ist. Da die Moden vermischt sind, können zudem hochfrequente Moden, welche zu Lösungsproblemen des Solvers führen können, deaktiviert werden, ohne dem

System dadurch eine Randbedingung aufzuzwingen, wie es im Fall des Deaktivierens einer statischen Mode aus den nicht-orthonormalisierten Moden der Fall ist. Der Formalismus der Orthonormalisierung wird ausführlich in [3] beschrieben.

## 2.6 Image Pattern Correlation Technique

Die Image Pattern Correlation Technique (IPCT) oder auch Digital Image Correlation (DIC) ist eine optische Messmethode zur berührungslosen Bestimmung ortsaufgelöster Geschwindigkeits- und Verschiebungsvektorfelder und ist somit eine abgewandelte Form der Particle Image Velocimetry (PIV). Während PIV zur Bestimmung von Geschwindigkeitsvektoren im 2D- und 3D-Bereich in Strömungen genutzt wird, findet die IPCT ihre Anwendung in der Bestimmung von Verschiebungs- und Geschwindigkeitsvektoren von Festkörpern. Einsatz findet die Methode unter anderem in der Bestimmung von Werkstoffkennwerten [67] und der Bestimmung des Versagensverhaltens von Werkstoffen und Bauteilen [68].

Das Verfahren nutzt dazu die von einem Bauteil oder einer Oberfläche gemachten digitalen Aufnahmen. Dabei kann in Abhängigkeit der Anzahl der zur Verfügung stehenden Kameras oder Aufnahmegерäte die Verformung in der Ebene oder im Raum bestimmt werden. Auch bestimmt die festgelegte Frequenz, mit welcher eine Verformung aufgezeichnet und ausgewertet werden soll, ob die Aufnahmen mit einem Mikroskop oder ggf. mit einer Highspeed-Kamera gemacht werden müssen. Der typische Aufbau einer zweidimensionalen Verformungsmessung an einer Probe ist in Abb. 2.21 dargestellt.



**Abbildung 2.21:** Funktionsprinzip der IPCT [69]

Es wird die Probe vorab an der auszuwertenden Stelle mit einem zufälligen Oberflächenmuster versehen. Besonders wichtig ist zudem die gute Ausleuchtung des Bauteils mit einer oder

mehreren starken Lichtquellen, um die Kontraste auf der Probe infolge des Oberflächenmusters zu verstärken. Die mit der Kamera aufgenommenen Bilder werden mithilfe der Kreuzkorrelation, einer statistischen Auswertetechnik, bearbeitet. Eine Verformungsberechnung erfolgt dann anhand der Zuordnung einer ähnlichen Helligkeitsverteilung aus dem unverformten Bild zu der Helligkeitsverteilung in dem verformten Bild [69]. Dazu werden jeweils zwei Aufnahmen in mehrere kleine Auswertefenster unterteilt und die sich in den Auswertefenstern befindlichen Farbmuster hinsichtlich ihrer Verschiebung ausgewertet. Ein Beispiel für eine Helligkeitsverteilung in einem Auswertefenster mit 7x7 Pixeln mit Grauwerten von 0 bis 255 gibt [69] in Abb. 2.22. Die Einteilung der Pixel in einem Auswertefenster in unterschiedliche Farb- oder Grauwerte sowie die Auswertung der Verschiebungen mithilfe der Kreuzkorrelation wird üblicherweise durch Auswertesoftware wie PIVview oder Fluere durchgeführt.

191	191	255	255	255	255	191
191	255	255	255	191	191	191
255	255	255	191	127	127	191
255	255	191	127	63	63	127
255	191	127	63	0	63	127
191	191	127	63	63	127	191
191	255	191	127	127	191	255

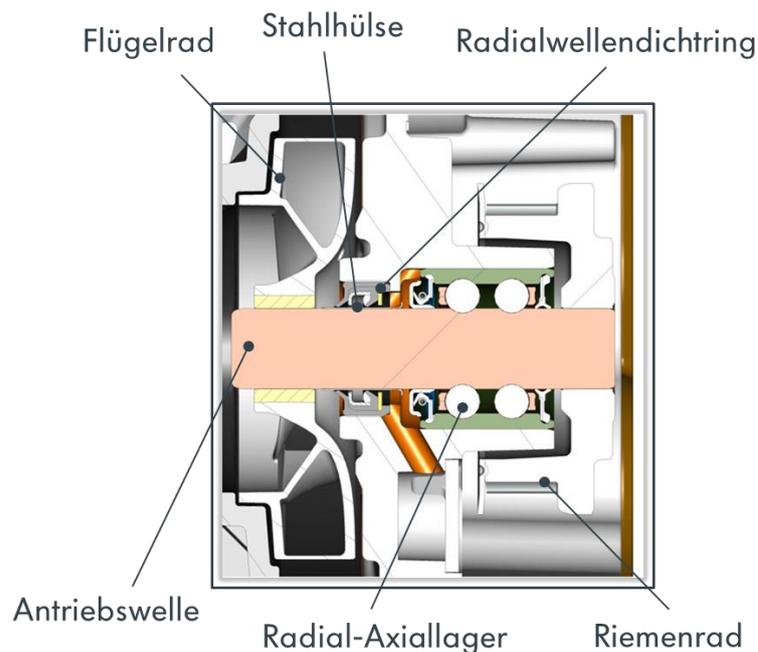
**Abbildung 2.22:** Einteilung der Pixel in einem Auswertefenster in unterschiedliche Grauwerte für die Auswertung mittels Kreuzkorrelation [69]

Die Korrelation erfolgt so, dass Ähnlichkeiten zwischen verformten und nicht verformten Aufnahmen anhand der Verteilung der Pixel bestimmt werden. Dies geschieht durch die Maximierung des Kreuzkorrelationskoeffizienten.

Um eine Aussage über den Verformungszustand eines Bauteils relativ zu dem unverformten Zustand zu bekommen, findet in der Kreuzkorrelation eine Auswertung aller Bilder mit dem Referenzbild des unverformten Bauteils statt. Soll die Geschwindigkeit auf der Oberfläche oder die Verformung zwischen zwei aufeinanderfolgenden Aufnahmen bestimmt werden, müssen jeweils zwei aufeinanderfolgende Bilder ausgewertet werden.

### 3. Stick-Slip-Einflussfaktoren auf den Dichtring in der Kühlmittelpumpe

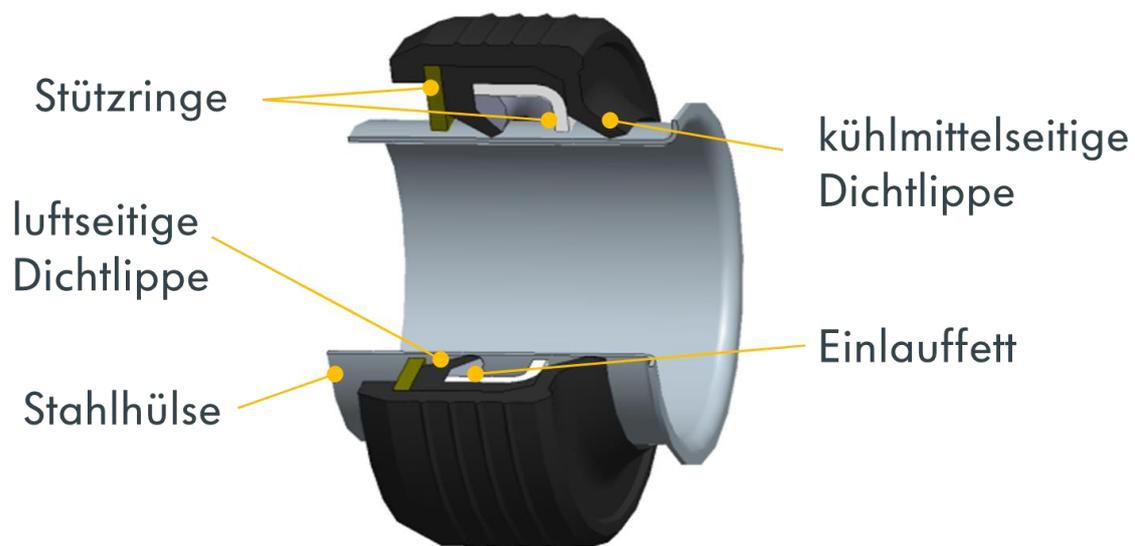
Der in dieser Arbeit vorgestellte Dichtring wird unter Randbedingungen untersucht, wie sie in der Kühlmittelpumpe in einem Fahrzeug vorliegen. Die betreffende Kühlmittelpumpe ist dabei als Anbaupumpe am Zylinderkopf montiert und wird über einen Riemen von der Auslassnockenwelle angetrieben (Abb. 3.1)



**Abbildung 3.1:** Aufbau der Kühlmittelpumpe nach [79]

Über ein auf die Antriebswelle aufgespresstes Riemenrad wird das Flügelrad gedreht und so das sich im Pumpenraum befindliche Kühlmittel umgewälzt. Die Welle ist über ein Radial-Axiallager in Form eines Doppelkugellagers gelagert, welches dafür sorgt, dass die Welle auch bei großen Lasten aus dem Riemen nur minimale Schiefstellungen und damit Exzentrizitäten am Flügelrad zulässt. Der untersuchte Dichtring ist als Radialwellendichtring in der Bauform der Doppellippendichtung ausgeführt (Abb. 3.2) und wird für die Versuche im Fahrzeug (Kapitel 6.2) in das Pumpengehäuse eingepresst. Die dem Kühlmittel zugewandte Dichtlippe dichtet den Innenraum der Pumpe gegenüber dem Kühlmittel ab. Diese Dichtlippe erfährt im Betrieb den Kühlmitteldruck und stützt sich gegen einen Stützring ab. Auf der Antriebswelle ist im Bereich des Dichtrings eine zusätzliche Stahlhülse mit sehr geringer Oberflächenrauheit verpresst, um einen optimalen, verschleißarmen Lauf der Dichtlippen zu gewährleisten. Hinter der kühlmittelseitigen Dichtlippe befindet sich die luftseitige Dichtlippe, welche nicht dem

Kühlmitteldruck ausgesetzt ist und damit deutlich geringere Anpresskräfte an der Stahlhülse erfährt. Dennoch wird diese Dichtlippe, die ihre Anwendung in der Abdichtung gegen Schmutzpartikel besitzt, stark durch Reibung belastet, da in dem Kontakt zur Stahlhülse keine Schmierung in Form von Kühlmittel vorliegt. Um für beide Dichtlippen einen optimalen, verschleißarmen Einlauf zu gewährleisten, laufen die Dichtlippen zum einen, wie erwähnt, auf einer sehr glatt bearbeiteten Edelstahlhülse und zum anderen befindet sich zwischen den Dichtlippen ein Einlauffett, welches die Reibkontakte vor allem zu Betriebsbeginn zusätzlich schmiert. Das Fett wird durch Kühlmittel und Erwärmung über die Lebensdauer teilweise weggeschwemmt. Ein Teil bleibt jedoch im Dichtring erhalten, nimmt Schmutzpartikel auf und sorgt teilweise weiterhin für niedrige Reibwerte.



**Abbildung 3.2:** Aufbau des in der vorliegenden Arbeit untersuchten Radialwellendichtrings nach [79]

Bei dem Dichtlippenmaterial handelt es sich um einen Fluorkautschuk. Fluorkautschuke zeichnen sich im Allgemeinen durch hohe Beständigkeit gegen die Einwirkung von Mineralölen, aliphatischen und aromatischen Kohlenwasserstoffen, sowie Chlorkohlenwasserstoffen, konzentrierten und verdünnten Säuren und schwachen Alkalien aus [70]. Sie besitzen des Weiteren eine hohe Temperaturbeständigkeit von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $+230^{\circ}\text{C}$  [70]. Die sehr geringe Gasdurchlässigkeit und gute Alterungsbeständigkeit, verbunden mit einem sehr guten Druckverformungsrest, bescheren den Fluorkautschuken eine breite Anwendung in der Dichtungstechnik [70]. Das in der untersuchten Kühlmittelpumpe verwendete Kühlmittel ist ein herkömmliches am Markt verfügbares Wasser-Kühlmittelzusatz-Gemisch mit einem Verhältnis von 60:40.

Durch die Einbausituation und die beschriebenen Umgebungsbedingungen ergibt sich eine Vielzahl von Einflussfaktoren, welche die Reibung und damit die Stick-Slip-Neigung des Dichtrings beeinflussen. Wie in Kapitel 2.4 gezeigt, ist die Stick-Slip-Neigung stark abhängig von der Reibkraft, also dem Produkt aus Normalkraft und dem Reibwert. Zudem besteht eine Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit, wonach nur bei fallender Reibwertkurve über der Gleitgeschwindigkeit eine Anregung zu Stick-Slip möglich ist. Im Folgenden wird so verfahren, dass anhand Tabelle 3.1 die wichtigsten Einflussfaktoren auf die Stick-Slip-Neigung in der Kühlmittelpumpe anhand dieser drei Hauptfaktoren Normalkraft, Reibwert und Kinematik aufgelistet werden.

Normalkraft $F_N$	Reibwert $\mu$	Kinematik
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vorspannkraft des Dichtrings infolge der Dichtringgeometrie</li> <li>- Kühlmitteldruck</li> <li>- Hüsendurchmesser</li> <li>- Koaxialität zwischen Hülse und Dichtring</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Oberflächeneigenschaften (Rauheit, Material)</li> <li>- Schmierung (Fett, Kühlmittel)</li> <li>- Materialeigenschaften (Dämpfung, Steifigkeit, Komplexer Modul, viskoelastisches Verhalten)</li> <li>- Temperatur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Geschwindigkeit (Drehzahl, Relativgeschwindigkeit)</li> <li>- Beschleunigung (Hochlauf / Runterlauf, Drehungleichförmigkeit)</li> <li>- Translatorische Schwingungen der Welle</li> </ul>

**Tabelle 3.1:** Einflussfaktoren auf die Entstehung von Stick-Slip am Beispiel des Radialwellendichtrings in der Kühlmittelpumpe

Die Kenntnis der Einflussfaktoren ist von entscheidender Bedeutung um zum einen die Versuche sorgfältig planen zu können und zum anderen die Ergebnisse aus Rheometer-, Komponentenprüfstands-, und Fahrzeugversuchen richtig zu interpretieren. Die in Tabelle 3.1 aufgelisteten Einflussgrößen stellen dabei nur die wichtigsten im Laufe der Arbeit festgestellten Parameter dar und haben keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Es ist offensichtlich, dass eine weitere Unterteilung der Einflussfaktoren, wie Zusammensetzung des Kühlmittels oder der Elastomermischung sowie variable Oberflächenstrukturen oder Dichtringgeometrien das Reibverhalten stark beeinflussen. In den folgenden Kapiteln werden die Auswirkungen der aufgelisteten Einflussgrößen an dem Radialwellendichtring im Tribosystem der Kühlmittelpumpe auf die Stick-Slip-Anregung anhand der Versuche und der MKS-Simulationen ausführlich untersucht.

## 4. Modellbildung Radialwellendichtring

Um das Schwingverhalten am Dichtring so realitätsnah wie möglich untersuchen zu können, ist es notwendig nicht nur Effekte aus Reibung, Geometrie und Material im Modell zu berücksichtigen, sondern auch dynamische Einflussgrößen wie Wellenschwingungen, Drehungleichförmigkeiten, Drehzahlvariationen und Exzentrizitäten der Antriebwelle gemäß der Einflussgrößen aus Tabelle 3.1 mit einzubinden. Gleichzeitig soll das Modell jedoch in der Lage sein, die Simulationen so zeiteffizient wie möglich und Parametervariationen ohne zeitaufwendige, tiefgreifende Eingriffe in das Modell durchzuführen. Entsprechend muss das Modell einen Kompromiss darstellen zwischen einem numerischen Mehr-Massen-Schwinger-Modell mit starren Körpern und einfach zu parametrierenden kinematischen Randbedingungen und einem FE-Modell mit detaillierter Darstellung der Geometrie- und Materialeigenschaften bei gleichzeitiger Einschränkung in der Simulation dynamischer Einflussgrößen. Um die Vorteile beider Methoden zu nutzen, wird die Mehrkörpersimulation angewendet. Es wird zunächst ein FE-Modell des gesamten Dichtrings in der Software Abaqus/CAE erstellt. Durch Definition der Hauptfreiheitsgrade mit anschließender gemischter statischer und modaler Reduktion nach Craig-Bampton werden die Eigenfrequenzen und -moden bestimmt, welche das Verformungsverhalten des flexiblen Körpers charakterisieren. Dadurch ist es möglich, konstante, linear-elastische Materialeigenschaften des Dichtrings auch in der MKS zu erhalten. In der Mehrkörpersimulations-Software ADAMS/Engine wird ein Modell aufgebaut, welches es ermöglicht, einen Großteil der in Tabelle 3.1 gezeigten Einflussfaktoren zu untersuchen.

In den Messungen mit der Highspeed-Kamera (Kapitel 6.3) kann nachgewiesen werden, dass jeweils die mit Kühlmitteldruck beaufschlagte Dichtlippe des Dichtrings zu Stick-Slip-Schwingungen angeregt wird. Zur Modellvereinfachung wird entsprechend nur die kühlmittelseitige Dichtlippe für die Kontaktsimulation berücksichtigt. Die luftseitige Dichtlippe bleibt als Bestandteil des Dichtringmodells erhalten, wenngleich keine Kontaktsimulation dieser Dichtlippe mit der Stahlhülse vorgenommen wird.

### 4.1 Reduktion der Freiheitsgrade

Um die Materialeigenschaften, wie Speichermodul, Querkontraktion und Materialdämpfung in der MKS nutzen zu können, muss auf Basis eines FE-Modells des Dichtrings ein *Flexbody* erstellt werden. Dazu wird in Abaqus die 3D-CAD-Geometrie importiert. Die Eigenschaft, in der FE-Umgebung frequenzabhängige Materialeigenschaften zu implementieren, wie sie bei dem

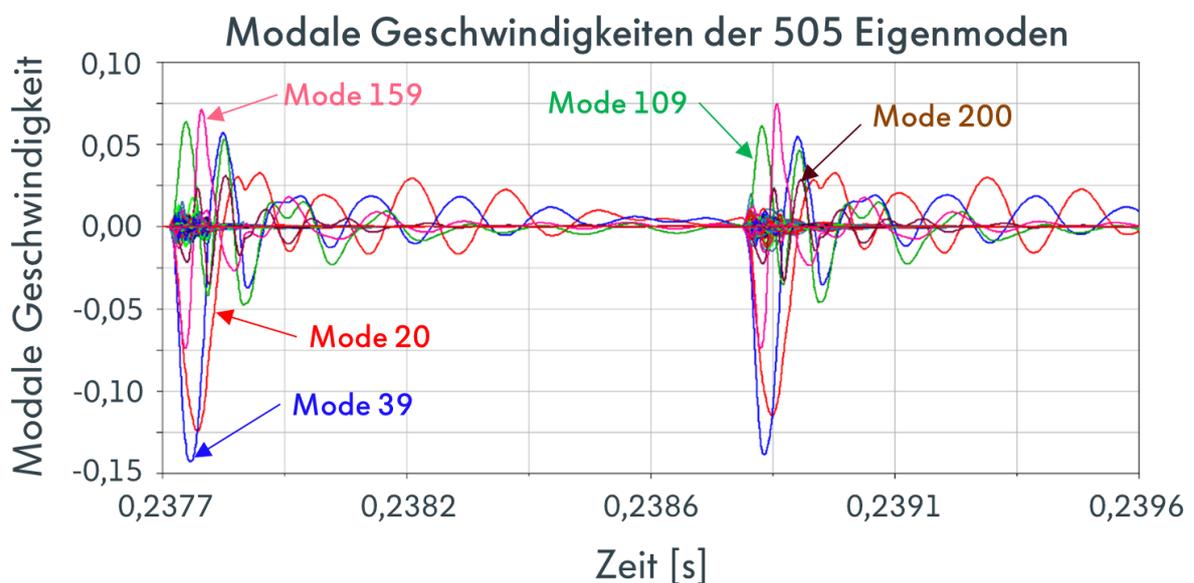
Elastomer der Dichtlippe vorliegen, ist im vorliegenden Fall im Mehrkörpersystem des Dichtringmodells nicht möglich. Die Reduktion des FE-Modells erfordert konstante Materialeigenschaften. Entsprechend kann nur ein konstanter E-Modul für die Dichtlippe definiert werden. In der DMA werden Speicher- und Verlustmodul für das gesamte Frequenzspektrum ermittelt (Kapitel 5.1). Es zeigt sich, dass der Speichermodul im relevanten Frequenzbereich gemäß der Stick-Slip-Messungen in den Rheometerversuchen (Kapitel 6.1), von ca. 22 N/mm<sup>2</sup> bei 0 Hz auf 32 N/mm<sup>2</sup> bei 10 kHz ansteigt (Abb. 5.2). Im Modell wird der E-Modul von 22 N/mm<sup>2</sup> für den Zustand bei 0 Hz hinterlegt, da höhere E-Module den Dichtring stark versteifen, wodurch die Vorspannkraft des Dichtrings zu hoch angenommen wird und somit keine realitätsnahen Ausgangsbedingungen für die Stick-Slip-Anregung vorliegen. Die Zuweisung des niedrigeren E-Moduls stellt eine Vereinfachung des Systems dar.

Ähnlich verhält es sich auch bei der Materialdämpfung. Im MKS-Modell in ADAMS/Engine kann zwar eine benutzerdefinierte modale Dämpfung hinterlegt werden, diese berücksichtigt jedoch ausschließlich die unterschiedlichen Frequenzen der Eigenmoden des *Flexbody* und nicht die tatsächlich auftretende Frequenz im Bauteil. Um eine realitätsnahe Dämpfung im *Flexbody* zu erzielen, müssen die zu jedem Zeitpunkt auftretenden Frequenzen in jedem Bereich der Struktur bekannt sein, um die in der DMA ermittelte Dämpfung zu hinterlegen. Es reicht nicht aus, die Eigenmoden mit ihren Frequenzen zu kennen, die zur Verformung beitragen, da diese nichts über die tatsächliche Anregung im Bauteil aussagen. Da eine frequenzabhängige Dämpfung der Struktur im bestehenden Modell nicht ohne weiteres möglich ist, wird für die Materialdämpfung der mittlere Verlustfaktor  $\tan \delta$  für den Frequenzbereich von 1 kHz bis 10 kHz, welcher für die am Rheometer gemessenen Stick-Slip-Schwingungen hauptsächlich relevant ist, herangezogen. Der Verlustfaktor liegt im genannten Bereich gemäß Abb. 5.2 zwischen ca. 0,12 und 0,28, weshalb ein mittlerer Verlustfaktor von 0,2 in der modalen Dämpfung  $D$  im MKS-Modell entsprechend der Beziehung

$$D = \frac{\tan \delta}{2} \quad (4.1)$$

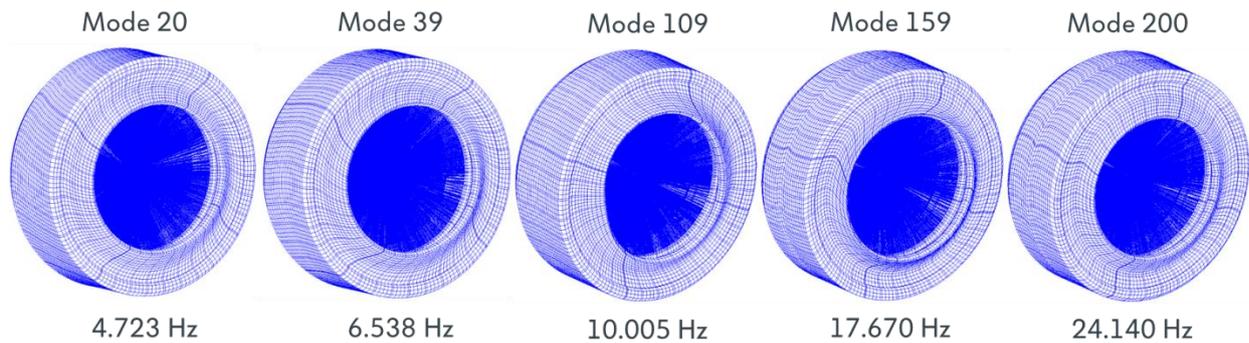
berücksichtigt wird. In den Simulationen der Stick-Slip-Schwingungen über große Drehzahlbereiche zeigt sich bei der Bedämpfung aller 505 Eigenmoden des *Flexbody* mit dem experimentell ermittelten Dämpfungswert ein bekanntes Problem bei der Simulation reduzierter flexibler Strukturen unter Verwendung vieler hochfrequenter Moden. Infolge der niedrigen modalen Dämpfung werden alle Moden stark angeregt und verursachen damit erhebliche

Lösungsprobleme für den Solver, die es nicht möglich machen, Stick-Slip-Simulationen über große Drehzahlbereiche durchzuführen. Um dennoch stabile Simulationen für einen großen Bereich an Einflussparametern am Modell zu erlangen, werden die an der Stick-Slip-Schwingung beteiligten Moden anhand ihres Anteils an der Gesamtgeschwindigkeit der Dichtlippe analysiert. In der verwendeten Software ADAMS/Engine besteht dazu die Möglichkeit, die modale Geschwindigkeit der einzelnen Moden auszuwerten. In Abb. 4.1 sind die modalen Geschwindigkeiten der 505 Moden des *Flexbody* während zwei Stick-Slip-Zyklen im Zeitbereich dargestellt. Es fällt auf, dass an der Schwingung maßgeblich 5 Moden beteiligt sind. Diese sind im Diagramm nochmals hervorgehoben. Die übrigen 500 Moden sind ebenfalls in der Abb. 4.1 dargestellt, aufgrund der Übersichtlichkeit jedoch nicht hervorgehoben.



**Abbildung 4.1:** modale Geschwindigkeiten aller 505 Moden des reduzierten elastischen Dichtring-Modells während der Anregung zu Stick-Slip. Hervorgehoben sind die Moden mit den größten Anteilen an der Stick-Slip-Schwingung

Die an der Stick-Slip-Schwingung beteiligten Moden beinhalten erwartungsgemäß Schwingformen mit einer Torsion der Dichtlippe in unterschiedlichen Ausführungen und sind nachfolgend nochmals bildlich dargestellt (Abb. 4.2)



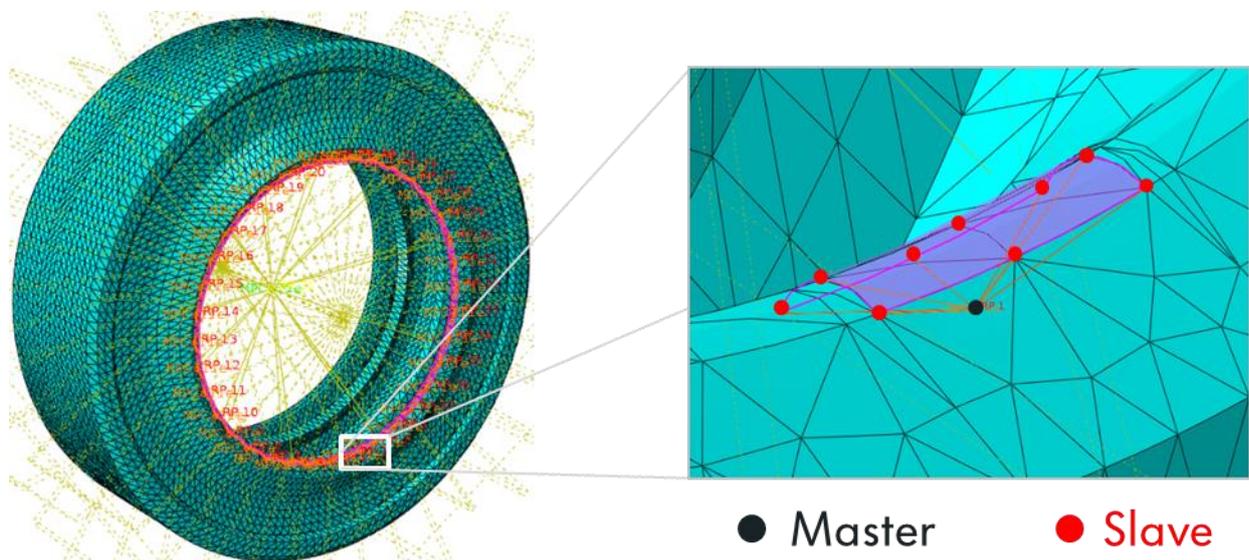
**Abbildung 4.2:** Eigenformen und -frequenzen der hauptsächlich an der Stick-Slip-Schwingung beteiligten Moden des reduzierten elastischen Dichtringmodells

Zur Rechenzeitoptimierung und Stabilisierung der Simulationen werden die in Abb. 4.2 dargestellten Moden im Hoch- und Runterlauf entsprechend Gleichung (4.1) mit dem am Rheometer ermittelten Verlustfaktor von 0,2 bedämpft, während die übrigen Moden überkritisch mit  $D = 20$  bedämpft werden und deren Anteil an der Stick-Slip-Anregung somit stark verringert wird. Die Ergebnisse der Simulationen in Kapitel 7.1 zeigen mit der beschriebenen Einschränkung bei der modalen Dämpfung eine gute Vergleichbarkeit von Messung und Simulation.

Um die elastische Struktur des Dichtrings in der MKS mit seiner Umgebung, also der Stahlhülse und dem Gehäuse, interagieren zu lassen, werden in der FE-Umgebung vorab die Koppelpunkte und Kontaktstellen anhand von Knotenspinnen, genannt *RBE's* (siehe Kapitel 2.5.2), definiert und durch die Reduktion nach Craig-Bampton die Freiheitsgrade reduziert. Gegenüber dem Vorteil der Reduzierung der Hauptfreiheitsgrade und der damit einhergehenden Recheneffizienz im Mehrkörpermodell ergeben sich Nachteile darin, dass nur vergleichsweise wenige, sich örtlich nicht ändernde Koppelpunkte an der reduzierten Struktur vorliegen, welche wechselnde Positionen zur Krafteinleitung nur begrenzt zulassen. Im Dichtringmodell werden kraftgekoppelte *RBE3*-Elemente verwendet, bei welchen die eingeleiteten Lasten auf die verbundenen Strukturknoten verteilt werden.

Die äußere Mantelfläche des Dichtrings ist in der realen Kühlmittelpumpe in einer Gehäusebohrung verpresst (Abb. 3.1), weshalb alle der Mantelfläche zugehörigen Strukturknoten im Modell über einen Masternode verbunden werden und im MKS-Modell entsprechend festgehalten werden. Die Verpressung des Dichtrings wird vereinfachend vernachlässigt. Auf den Kontakt der Dichtlippe mit der Stahlhülse muss bei der Modellierung besonderes Augenmerk gelegt werden. Da das Modell nicht in der FEM sondern im

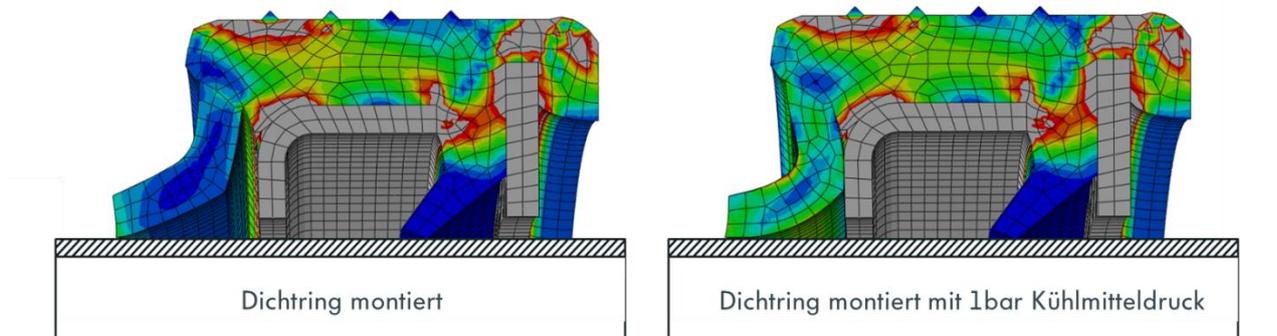
Mehrkörpersystem simuliert wird, kann ein Kontakt der Dichtlippe mit differenzierten Kontaktbedingungen aller betreffenden Knoten nicht stattfinden, da dies aufgrund der hohen Anzahl der Freiheitsgrade zu einer hohen Anzahl von Gleichungen führen würde, welche durch die MKS-Software nicht lösbar wären. Gleichzeitig ist es aber auch nicht sinnvoll, alle Knoten an der Dichtlippe durch ein einzelnes *RBE*-Element zu steuern, da hierdurch Schwingungen sowie Kontaktparameter in lokalen Bereichen der Dichtlippe nicht separat untersucht werden könnten. Entsprechend wird ein Kompromiss modelliert. Die Dichtlippenoberfläche wird so modelliert, dass sie über den Umfang in 36 Segmente á 9 Grad eingeteilt wird. Die Anzahl der Segmente wird so gewählt, dass eine ausreichend hohe Anzahl von unabhängigen Reibkontakten definiert ist, welche es ermöglichen, unterschiedlichste Schwingphänomene über den Umfang der Dichtlippe darzustellen, wie in den Highspeed-Messungen zu beobachten sind (Kapitel 6.3.2). In den Simulationsergebnissen in Kapitel 7.1 wird gezeigt, dass mit dieser Modellierung die real gemessenen Effekte gut dargestellt werden können. In jedem Segment der Dichtlippe wird ein *RBE3*-Element platziert mit dem Masternode im Mittelpunkt des Radius der Dichtlippe und den verbundenen Strukturknoten (Slave) auf der Dichtlippenoberfläche (Abb. 4.3). Die 36 Segmente sind zudem durch 1-Grad-Segmente getrennt, sodass Knoten auf der Oberfläche nicht gleichzeitig von zwei *RBE*-Elementen genutzt werden.



**Abbildung 4.3:** Definition der 36 *RBE3*-Elemente an der elastischen Struktur der kühlmittelseitigen Dichtlippe im Kontakt mit der Hülse

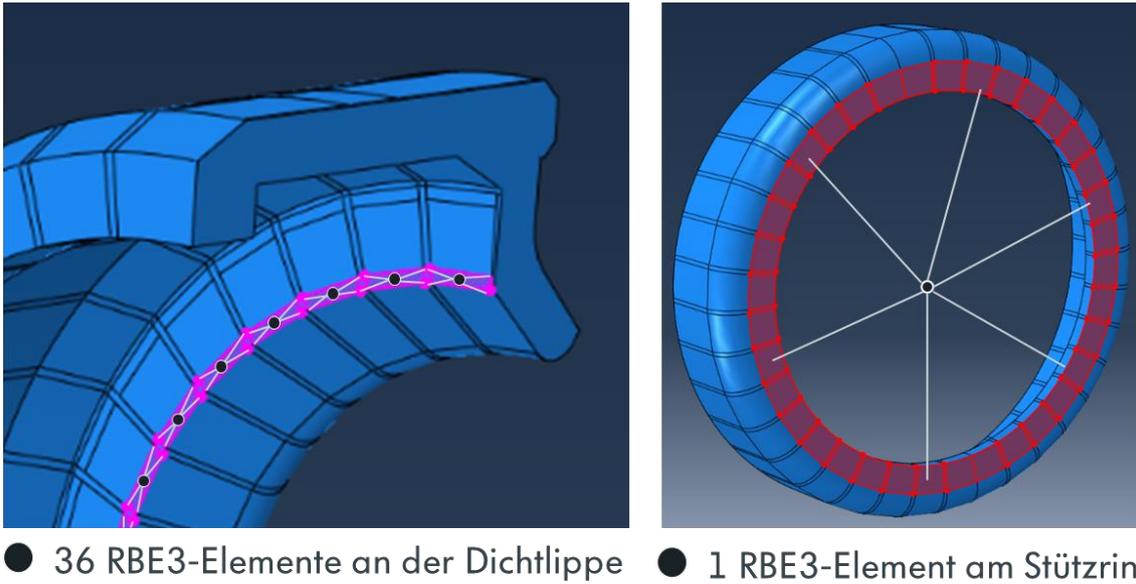
In einem weiteren Schritt wird die Kontaktfläche der kühlmittelseitigen Dichtlippe mit dem innen liegenden Stützring modifiziert. Im nichtmontierten Zustand liegt die Dichtlippe am Stützring an. Durch das Montieren auf die Welle kommt es zu einer Trennung der

Kontaktflächen. Wird im Betrieb ein Kühlmitteldruck beaufschlagt, treten die Flächen wieder in Kontakt. Dies ist beispielhaft anhand der Ergebnisse aus einer FE-Rechnung mit und ohne Kühlmitteldruck in der Abb. 4.4 dargestellt.



**Abbildung 4.4:** schematische Darstellung der mit der FEM berechneten Verformung des Dichtrings im montierten Zustand auf der Stahlhülse (links) und mit zusätzlicher Beaufschlagung der kühlmitteleitigen Dichtlippe mit Kühlmitteldruck (rechts)

Auch wenn es sich hierbei um einen Kontakt des Dichtrings mit sich selbst handelt, muss dieser in der MKS beachtet und modelliert werden, da eine Berücksichtigung der Kontakte in der Reduktion auf die statischen und dynamischen Moden nicht stattfindet. Um im Kontakt mit dem Stützring dennoch die Möglichkeit zu haben, Kontaktparameter für separate Abschnitte über den Umfang zu wählen, wird auch hier so verfahren, dass die Kontaktfläche der Dichtlippe in 36 Abschnitte á 9 Grad mit den jeweiligen *RBE3*-Elementen gemäß Abb. 4.5 eingeteilt wird. Bei dem Stützring wird aufgrund seiner vielfach höheren Steifigkeit gegenüber dem Elastomer der Dichtlippe so verfahren, dass die Gesamtanlagefläche zur Dichtlippe zu einem *RBE*-Element zusammengefasst wird. Die 36 Einzelsegmente der Dichtlippe treten somit mit der einen, gleichen Kontaktfläche des Stützrings in Kontakt.



**Abbildung 4.5:** Definition der *RBE3*-Elemente für den Kontakt der Dichtlippe mit dem Stützring

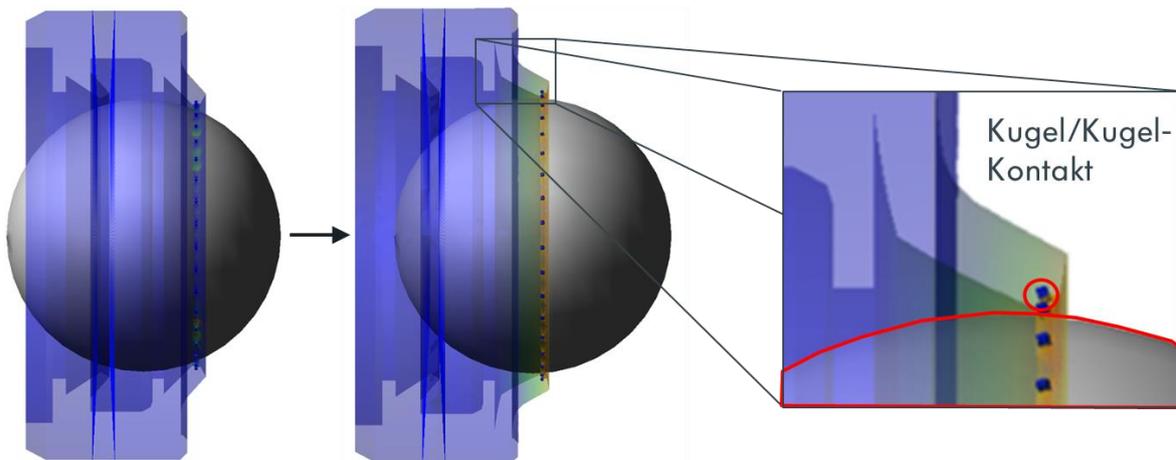
Im Modell sind damit die *RBE3*-Elemente zur Erzeugung der Moden für die Abstützung im Gehäuse sowie für die Kontakte der Dichtlippe mit dem Stützring und der Welle eingefügt. In einem weiteren Schritt wird im FE-Modell ein einheitlicher Kühlmitteldruck von 1 bar auf die kühlmittelseitige Dichtlippe aufgeprägt, welcher als zusätzliche Mode in der Reduktion berücksichtigt wird. Die Information, wie sich eine lastbedingte Verformung im MKS-Modell auf die Gesamtheit der übrigen vorhandenen Moden verteilt, wird in der *mnf*-Datei hinterlegt, welche die Grundlage zur Erstellung eines *Flexbody* in ADAMS/Engine darstellt. *Flexbodies* mit zusätzlichen Lasten, welche in der Reduktion berücksichtigt werden, haben nach der Reduktion mit Nastran zusätzlich die Information der *Modal Loads*. Dieser Block liefert die Information, wie eine Belastung des vorab definierten Lastfalls auf die vorhandenen Moden verteilt wird. Die Last, im vorliegenden Fall der Kühlmitteldruck, kann dann im MKS-Modell in ADAMS/Engine skaliert werden. Dies geschieht mithilfe der *MFORCE*, welche eine Skalierung des Lastfalls in Abhängigkeit von Zustandsgrößen, Konstanten oder benutzerdefinierten Variablen realisiert. Anhand der beschriebenen Modellansätze zur statischen Reduktion ergeben sich zunächst folgende Aufteilungen der *RBE3*-Elemente:

- 36 *RBE3*-Elemente in Dichtlippe für Kontakt Dichtlippe/Kugel
- 36 *RBE3*-Elemente in Dichtlippe für Kontakt Dichtlippe/Stützring
- 1 *RBE3*-Element in Stützring für Kontakt Dichtlippe/Stützring
- 1 *RBE3*-Element in Mantelfläche für Kontakt Dichtring/Gehäuse

Daraus folgt, dass aus den 74 *RBE3*-Elementen mit dem Freiheitsgrad 6 die 444 statischen Moden resultieren. Zusätzlich werden die ersten 60 dynamischen niederfrequenten Moden und die aus dem Lastfall des Kühlmitteldrucks resultierende Mode berechnet, sodass eine Gesamtanzahl von 505 Moden resultiert. Die Generierung der *mnf*-Datei mit den Informationen zu den Massen- und Trägheitsverteilungen in den Masternodes, den Positionen der Masternodes sowie den Eigenfrequenzen – und formen erfolgt durch das FE-Programm Nastran. Dazu wird entsprechend Kapitel 2.5.2.3 zuerst das Craig-Bampton-Verfahren angewandt und die daraus resultierenden Moden anschließend orthonormalisiert. Da mit dem elastischen Dichtringmodell mit den vorhandenen 505 Moden sämtliche Effekte aus den Versuchen simuliert werden können (siehe Kapitel 7.1), ist die Wahl der ersten 60 dynamischen Moden zur realitätsnahen Wiedergabe der Dichtringverformung im Stick-Slip-Fall als ausreichend zu bewerten. Wie in Abb. 4.1 gezeigt, sind an der Verformung des Dichtrings im Stick-Slip-Fall hauptsächlich 5 Torsionseigenformen beteiligt.

## 4.2 Einbindung der reduzierten Struktur in das Mehrkörpersystem

Bei der Modellerstellung in ADAMS/Engine soll eine Vielzahl von Parametern berücksichtigt werden, welche einen Einfluss auf das Schwingverhalten haben können. Rotatorische und translatorische Bewegungen der Welle, welche Hochläufe und Wellenschwingungen simulieren sollen, können über die Kopplung verschiedener Gelenke (*Joints*) erstellt werden. Die Simulation der Kontakte an der Dichtlippe erfolgt durch analytische Standard-Kontakte, welche in ADAMS/Engine in einer Bibliothek hinterlegt sind. Der Vorteil von Kontakten mit einfachen analytischen Geometrien gegenüber *Solid-Solid*-Kontakten mit teils komplizierten Polynomen zur Beschreibung der Oberfläche, liegt in der Recheneffizienz aufgrund schnell zu berechnender Kontaktkurven. So können auch bei kleinsten Bewegungen und Toleranzen die Kontaktbedingungen sehr genau berechnet werden. Für den Kontakt Dichtlippe/Hülse wird in ADAMS/Engine der Kugel/Kugel-Kontakt gewählt. Dadurch wird in jeden Masternode der 36 Dichtlippensegmente eine imaginäre Kugel mit dem Radius der Dichtlippe gelegt. Die Welle wird ebenfalls als Kugel mit dem Außendurchmesser der Stahlhülse modelliert. Dadurch ist es möglich, den Dichtring, welcher als *Flexbody* unbelastet und nichtmontiert ist, durch eine Verschiebung der Kugel aufzuspannen, bzw. zu montieren (Abb. 4.6). Den einzelnen Kontakten werden in ADAMS/Engine entsprechend der Materialparameter der realen Stahlhülse und des FPM-Materials des Dichtrings die Kontaktsteifigkeiten zugewiesen. Die Modellierung der Kontakte der 36 Dichtlippensegmente mit dem Stützring erfolgt über Kugel-Ebene-Kontakte.



**Abbildung 4.6:** schematische Darstellung des Kugel/Kugel-Kontaktes in den 36 Kontakten der Dichtlippe mit der Kugel im MKS-Modell

### 4.3 Einbindung der Reibwertkurven in den Kontakten

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, liegen im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse grundlegend drei Mechanismen der Reibung vor. Hysteresereibung tritt auf, wenn das Dichtlippenmaterial durch Oberflächenrauheiten der Stahlhülse kontinuierlich deformiert wird und dabei ein Teil der Verformungsarbeit durch Materialdämpfung verloren geht. Adhäsionsreibung tritt durch das Bilden und Aufreißen von intermolekularen Bindungen zwischen den Reibpartnern auf. Die so entstehenden Bindungen führen zu einer Scherbelastung des Dichtlippenmaterials und wie bei der Hysteresereibung geht ein Teil der Verformungsarbeit durch Materialdämpfung verloren. Ein dritter Reibmechanismus der vorliegt, ist die viskose Reibung im Schmierstoff, welche durch Scherung der Flüssigkeit entsteht. Wie beschrieben, finden die genannten Reibmechanismen auf molekularer und mikroskopischer Ebene statt. Zur Beschreibung der einzelnen Reibmechanismen im Detail findet sich eine Vielzahl von Modellierungsansätzen (siehe Kapitel 2.4.2). In der vorliegenden Arbeit soll hingegen nicht die Entstehung der Reibung, sondern deren Auswirkung auf das Anregen von Schwingungen im Bauteil untersucht werden. Dementsprechend wird der Reibwert als Eingangsparameter aus Messungen definiert und dessen Entstehung nur am Rande betrachtet, jedoch nicht mitsimuliert.

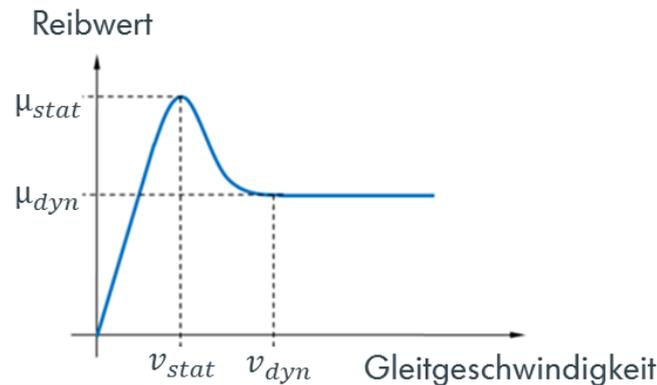
Wie in Kapitel 2.4.1 beschrieben, tritt der Stick-Slip-Effekt nur unter Vorhandensein einer fallenden Reibkraftkurve über der Gleitgeschwindigkeit bei entsprechend geringer Dämpfung im Kontakt sowie im Material auf. Demzufolge muss im Modell eine Reibwertkurve für die

einzelnen Kontakte definierbar sein. Für die Modellierung in ADAMS/Engine werden zwei Varianten der Reibwertkurven-Implementierung vorgenommen.

#### Vereinfachte Modellierung der Reibwertkurve

Zur Untersuchung von lokal verteilten Reibcharakteristiken über den Umfang der Dichtlippe wird eine vereinfachte Reibwertkurve gemäß Abb. 4.7 verwendet, welche durch vier Parameter definiert wird. Diese sind der Haftreibwert  $\mu_{stat}$  bei der Haftreibgeschwindigkeit  $v_{stat}$  sowie der dynamische Reibwert  $\mu_{dyn}$  bei der Gleitgeschwindigkeit  $v_{dyn}$ . Der Nachteil dieser Reibwertkurvenmodellierung liegt neben dem näherungsweise linearen Verlauf der Kurve in der Reduzierung der Reibwertkurve auf den Mischreibungsbereich nach Stribeck. Ab Erreichen der Gleitgeschwindigkeit  $v_{dyn}$  bleibt der Reibwert  $\mu_{dyn}$  konstant, eine Berücksichtigung des aufsteigenden Astes in der Flüssigkeitsreibung findet nicht statt. Dennoch ermöglicht es diese Modellierung, generelle Einflüsse wie Steigung der Reibwertkurve, Lage des Ausklinkpunktes in der Stribeck-Kurve sowie Lage des maximalen Reibwerts einfach zu parametrieren.

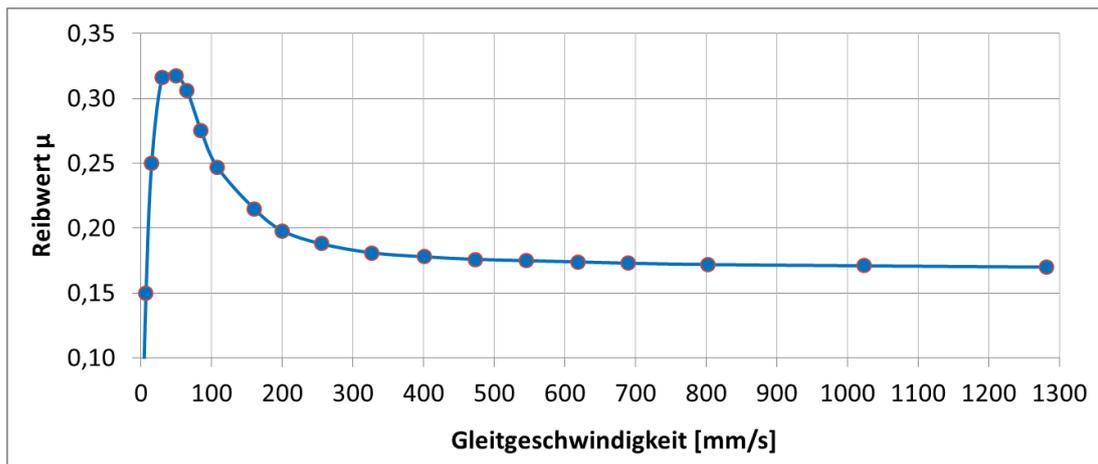
Ein Nachteil bei der Reibwertsimulation in ADAMS/Engine liegt in der Definition des Reibwerts bei Gleitgeschwindigkeit Null. Um eine numerisch stabile Lösung auch bei Richtungswechsel der Gleitbewegung zu erzielen, muss die Stetigkeit und Differenzierbarkeit der Reibfunktion gewährleistet sein. Ein sprunghafter Vorzeichenwechsel der Haftreibkraft, wie er bei der Bewegungsumkehr im realen Reibkontakt auftritt, kann somit nicht ohne tiefgreifende Änderungen in den Kontaktformulierungen umgesetzt werden. Entsprechend ist ein Nulldurchgang des Reibwerts bei Richtungswechsel der Bewegung bzw. bei Gleitgeschwindigkeit Null hinterlegt. Es kann in den Simulationen festgestellt werden, dass realitätsnahe Ergebnisse auch mit der beschriebenen Reibwertmodellierung erzeugt werden können. Da bei Elastomeren der maximale Haftreibwert in Form eines Peaks bei Gleitgeschwindigkeiten größer Null resultiert, ist der beschriebene Modellierungsweg eine gute Näherung.



**Abbildung 4.7:** Definition des vereinfachten Reibwert-Verlaufs in den Kontakten der Dichtlippe im MKS-Modell durch den statischen Reibwert  $\mu_{stat}$  bei der Gleitgeschwindigkeit  $v_{stat}$  und den dynamischen Reibwert  $\mu_{dyn}$  bei der Gleitgeschwindigkeit  $v_{dyn}$

### Detaillierte Modellierung der Reibwertkurve

Um das Modell mit den Versuchsergebnissen aus den Rheometerversuchen validieren zu können, reicht es nicht aus, die Reibwertkurve vereinfacht mithilfe der vier Parameter aus Abb. 4.7 zu modellieren. Hierzu wird die reale Reibwertkurve im Kontakt ermittelt und über eine Subroutine im MKS-Modell implementiert. Die Reibwertkurve wird als Kennfeld mit 20 Wertepaaren der Gleitgeschwindigkeit und den zugehörigen Reibwerten in einer Kennfelddatei hinterlegt. Während der Simulation des Dichtrings im Mehrkörpersystem wird die Relativgeschwindigkeit im Dichtlippenkontakt durch ADAMS/Engine im Kontaktelement Kugel/Kugel (Vergleich Abb. 4.6) berechnet, anschließend der zugehörige Reibwert aus der hinterlegten Kennfelddatei bestimmt und im Kontakt für die Berechnung der Reibkraft herangezogen. ADAMS/Engine nutzt zur Interpolation zwischen den hinterlegten Wertepaaren in der Kennfelddatei kubische Polynome, welche eine kontinuierliche mathematische Beschreibung der 2D-Kurve möglich macht [71]. In Abb. 4.8 sind beispielhaft die für den Dichtring B in der Kennfelddatei hinterlegten Reibwerte dargestellt. Die Punkte im Diagramm sind mit einer Kurve verbunden, wie sie die Software ähnlich anhand der oben beschriebenen Interpolation ermittelt.



**Abbildung 4.8:** In der Kennfelddatei hinterlegte Wertepaare des Reibwerts mit den zugehörigen Relativgeschwindigkeiten zur mathematischen Beschreibung der Reibwertkurve am Dichtring B in der Software ADAMS/Engine

Der Nulldurchgang des Reibwerts ist auch in der Modellierung mithilfe des Kennfelds hinterlegt. Die Bestimmung der realen Reibwerte wird in Kapitel 5.3 beschrieben.

## 5. Parameteridentifikation

### 5.1 Komplexer Modul des Dichtlippenmaterials

Bei dem verwendeten Dichtlippenmaterial handelt es sich um einen Fluorkautschuk, welcher eine hohe Medienverträglichkeit sowie ein breites Temperaturanswendungsspektrum aufweist. Die Kenntnis der viskoelastischen Eigenschaften des Dichtlippenmaterials ist sowohl für die Parametrierung des Dichtringmodells als auch für das Verständnis der Reibung sehr wichtig. Von Interesse sind insbesondere der Komplexe Modul, sowie die bleibende plastische Verformung bei Zug- und Druckbeaufschlagung. Der Komplexe Modul setzt sich aus dem Verlustmodul  $E''$  und dem Speichermodul  $E'$  zusammen. Der Einfluss dieser beiden Größen geht nicht nur auf das Verformungsverhalten der Dichtlippe zurück, sondern beeinflusst auch den Verlauf der Hysterese- und Adhäsionsreibung.

Die Ermittlung der Module kann mithilfe der DMA vorgenommen werden. Dazu muss vorab eingegrenzt werden, welche Frequenz-, Temperatur- und Amplitudenbereiche zu untersuchen sind. Die betreffenden Spektren hängen in der realen Anwendung im Fahrzeug stark von der Pumpenkonstruktion, der Stick-Slip-Schwingung selbst und den Kühlmitteldrücken ab. So muss mit Druckschwankungen aufgrund der Flügelradgeometrie gerechnet werden, welche im Betrieb zu Schwankungen in der Temperatur aufgrund sich stetig ändernder Reibung führen. Die

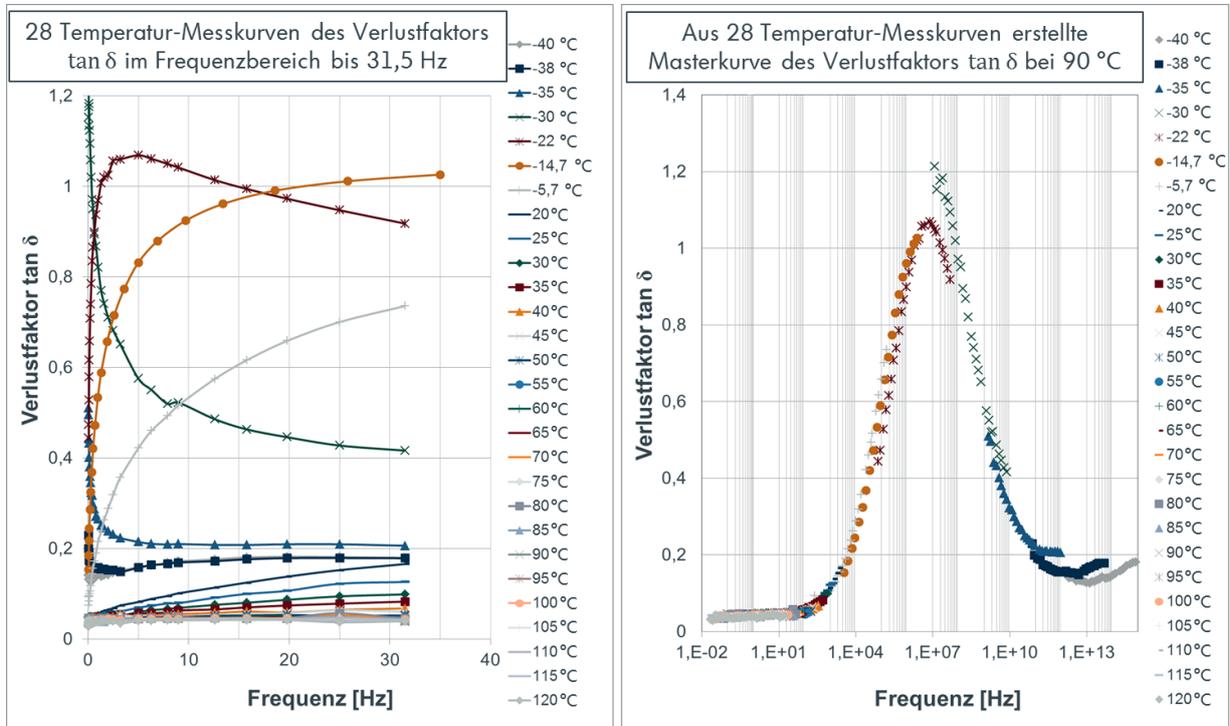
Druckänderung bzw. die Frequenz der Druckschwankungen haben des Weiteren Einfluss auf die Dehnung des Dichtringmaterials und somit auf die Steifigkeit und Dämpfung. Es ist offensichtlich, dass annähernd alle Randbedingungen in der Kühlmittelpumpe einen Einfluss auf das Materialverhalten haben und die Validierung eines MKS-Modells mit Versuchen des Dichtrings in der Kühlmittelpumpe nur bedingt möglich ist, da viele Einflussfaktoren nur schwer bestimm- oder messbar sind. Zur Ermittlung der Spektren für Frequenz, Amplitude und Temperatur für die DMA werden deshalb anwendungsnahe aber gleichzeitig definier- und messbare Werte aus den Validierungsversuchen am Rheometer, aus Highspeed-Aufnahmen mit nachgeschalteter IPCT und aus FE-Analysen herangezogen.

Die Frequenz der Stick-Slip-Schwingungen, gemessen am Rheometer bei 90 °C Kühlmitteltemperatur, liegt in den Druckbereichen zwischen 1,0 bar und 1,5 bar bei 1 kHz bis ca. 10 kHz (Abb. 6.11). Das für die Messungen zur Verfügung stehende DMA-Messgerät Q800 DMA der Firma TA Instruments lässt ein Frequenzspektrum bis 200 Hz zu. Um den Komplexen Modul im kHz-Bereich zu ermitteln, wird das in Kapitel 2.2 beschriebene TTS-Prinzip mithilfe der WLF-Gleichung angewendet. Dabei werden DMA-Messungen mit 28 Stufen im Temperaturbereich von -40 °C bis +120 °C und im Frequenzbereich von 0,05 Hz bis 31,5 Hz durchgeführt und die Messkurven im Anschluss durch Anwendung der WLF-Gleichung (2.3) zu einer Masterkurve bei einer Referenztemperatur von 90 °C verschoben.

Die Dehnung, welche das Dichtlippenmaterial während eines Stick-Slip-Zyklus erfährt, wird mithilfe des FE-Modells ermittelt. Aus den Highspeed-Messungen mit nachgeschalteter IPCT konnte eine maximale Torsions-Schwingamplitude der gesamten Dichtlippe von ca. 9 µm gemessen werden (Kapitel 6.3.2). Im FE-Modell wird diese Torsion auf die Dichtlippe aufgebracht und eine Gesamtdehnung von bis zu 1 µm im Material berechnet, welche als Wert für die Amplitude in den DMA-Versuchen verwendet wird.

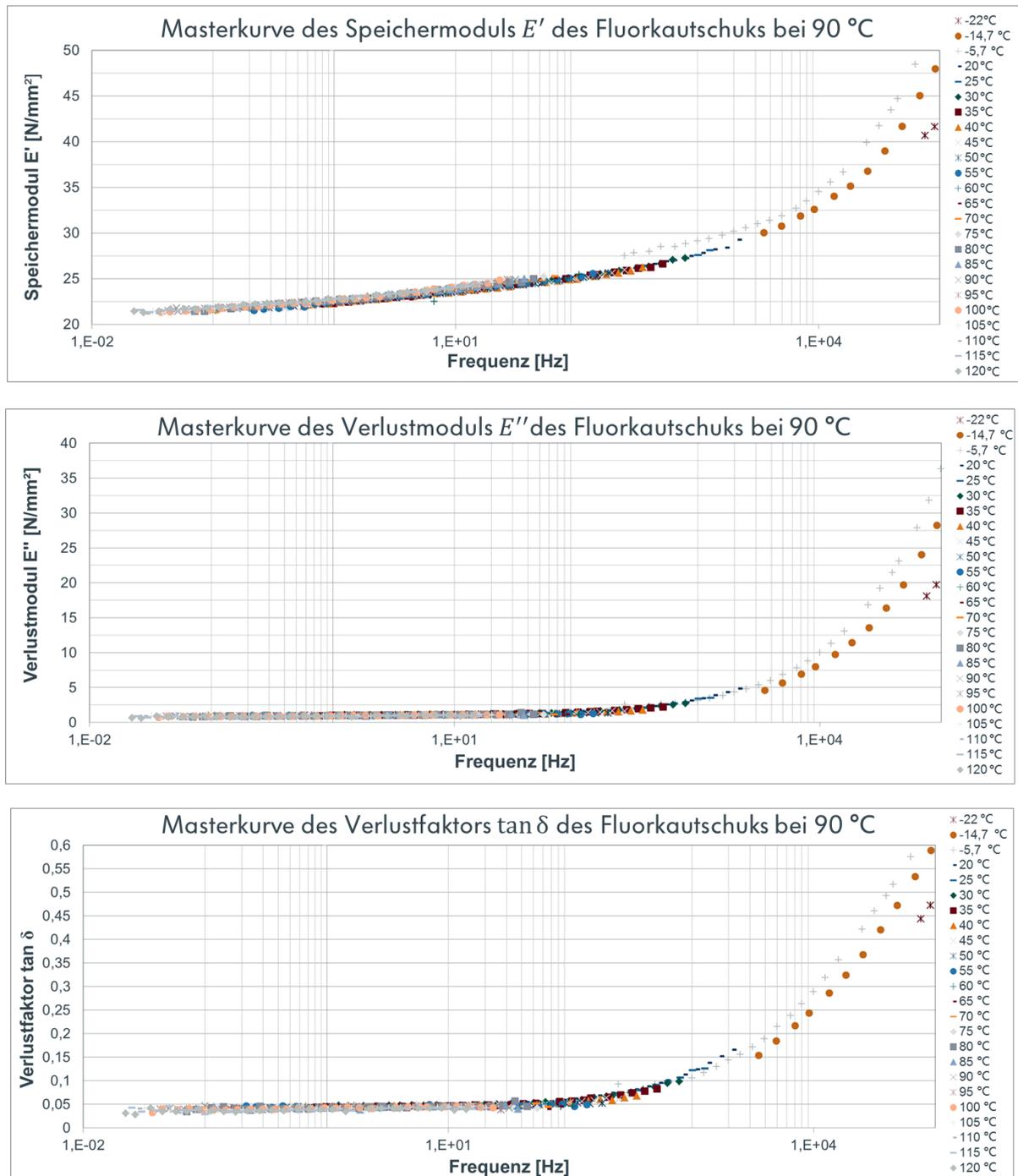
Nachstehend ist die mit der WLF-Gleichung (2.3) berechnete Masterkurve aus den 28 Messkurven für den Verlustfaktor dargestellt (Abb. 5.1). Es zeigt sich, dass ein näherungsweise stetiger Kurvenverlauf bis zu einer Prüftemperatur von -22 °C erzielt wird. Bei dieser Temperatur zeigt sich auch das Maximum im Verlustfaktor. Entsprechend liegt die Glasübergangstemperatur für den vorliegenden Werkstoff in diesem Temperaturbereich. Die Verschiebung von Messkurven bei Temperaturen unterhalb von -22 °C ergibt in der Masterkurve teils starke Diskontinuitäten und Abweichungen, was ein thermorheologisch

einfaches Materialverhalten in diesem Bereich ausschließt. Die Anwendung der WLF-Gleichung für Temperaturen unterhalb der Glasübergangstemperatur führt hier erwartungsgemäß zu keiner zufriedenstellenden Lösung.



**Abbildung 5.1:** Mit DMA ermittelte Messkurven des Verlustfaktors des FKM-Materials der Dichtlippe für 28 verschiedene Temperaturen (links) und daraus mit der WLF-Gleichung gebildete Masterkurve bei einer Referenztemperatur von 90 °C (rechts)

Entsprechend den gezeigten Abweichungen bei Temperaturen unterhalb der Glasübergangstemperatur werden für die Auswertung der Module mittels WLF-Gleichung nur die Messkurven bei höheren Temperaturen verwendet. Nachstehend sind die Ergebnisse für den Verlustfaktor, den Speicher- und den Verlustmodul im für die Stick-Slip-Schwingungen relevanten Frequenzbereich dargestellt (Abb. 5.2).



**Abbildung 5.2:** Mit der WLF-Gleichung gebildete Masterkurven für den Speichermodul (oben), Verlustmodul (mitte) und den Verlustfaktor (unten) für das FKM-Material der Dichtlippe bei 90°C Referenztemperatur

Es werden für den Verlust- und Speichermodul sowie für den Verlustfaktor bis zu einer Temperatur von -5,7 °C näherungsweise stetige Kurvenverläufe erzielt. Lediglich im Bereich der Datenpunkte bei -22 °C und -14,7 °C ist der Kurvenverlauf nicht exakt stetig. Anhand der dargestellten Kurven lassen sich die für die Modellierung des Dichtrings benötigten

Materialkennwerte im Frequenzbereich bis 10 kHz, welcher für die gemessenen Stick-Slip-Schwingungen am Rheometer relevant ist, ablesen.

## 5.2 Einlaufverhalten des Dichtrings

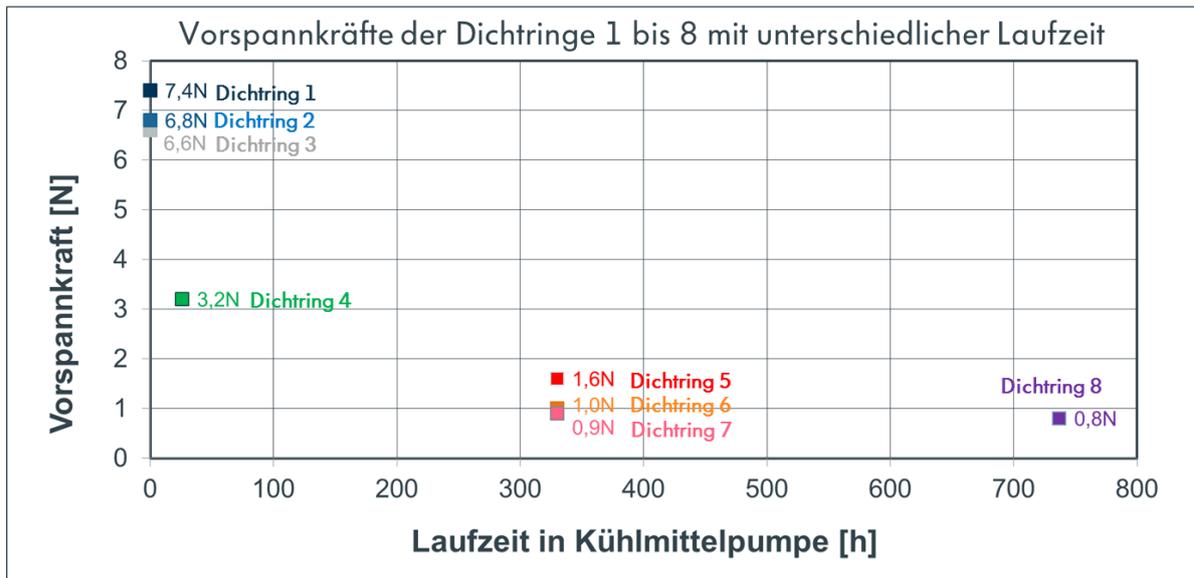
Neben der Dichtwirkung hat die Normalkraft unter der Dichtlippe einen Einfluss auf das Reibverhalten und damit auf die Stick-Slip-Anregung. Sie setzt sich zusammen aus der Vorspannkraft des Dichtrings infolge der Rückstellkräfte der Dichtlippe und aus der zusätzlichen Belastung durch den Kühlmitteldruck. Um Aussagen über das Einlaufverhalten der Dichtringe zu erlangen, wird die Vorspannkraft mehrerer Dichtringe in Abhängigkeit von der Laufzeit in einer Kühlmittelpumpe mithilfe einer Messeinheit bestimmt. Die Messeinheit besteht aus einer eigens für diesen Anwendungsfall entwickelten zweigeteilten Welle mit dem Außendurchmesser der Stahlhülse. Durch das Aufschieben des Dichtrings werden die Wellenhälften, welche auf einen Kraftsensor verschraubt sind, zusammengedrückt und über eine Wheatstone-Brücke wird das Kraftsignal ermittelt (Abb. 5.3). Es handelt sich dabei um einen Biegebalkenkraftsensor der Firma ME-Meßsysteme, welcher einen Messbereich bis 1 kN bei einer Genauigkeitsklasse von 0,1 % besitzt. Das Kraftsignal wird über einen Messverstärker ausgegeben.



**Abbildung 5.3:** Radialkraftmesseinheit zur Bestimmung der Vorspannkraft des Dichtrings nach [79]

Die zu vermessenden Dichtringe erfahren vorab ein Lastprofil in einer Kühlmittelpumpe auf dem Komponentenprüfstand unter fahrzeugnahen Bedingungen. Der Prüfstand ist so aufgebaut, dass mehrere Pumpen gleichzeitig über einen zentralen Tank, der über ein Temperiergerät beheizt wird, mit dem Kühlmittel versorgt werden. Der Tank wird mit einem Vordruck von 1 bar relativ beaufschlagt. Der Rücklauf der Pumpen wird über einen Kugelhahn gedrosselt. Über die zentrale Steuerung wird ein vorgegebenes Drehzahlprofil gefahren. Dabei werden

unterschiedliche Drehzahlstufen zwischen 1000 1/min und 8000 1/min angefahren. Die Laufzeit eines Prüfzyklus beträgt 2 Stunden bei 90°C Kühlmitteltemperatur. Anhand der in Abb. 5.4 mit der Radialkraftmesseinheit gemessenen Dichtringe 1 bis 8 lässt sich erkennen, dass die Vorspannkraft der Dichtringe stark von der Laufzeit abhängt.



**Abbildung 5.4:** Mithilfe der Radialkraftmesseinheit ermittelte Vorspannkraften verschiedener Dichtringe gleicher Bauart mit unterschiedlicher Laufzeit in einer Kühlmittelpumpe

Infolge von Verschleiß und plastischer Verformung sinkt die Vorspannkraft kontinuierlich ab, sodass nach ca. 330 Stunden nur noch ein geringer Anteil der ursprünglichen Vorspannkraft vorhanden ist. Während die ungelauten Dichtringe 1-3 Vorspannkraften zwischen 7,4 N und 6,6 N aufweisen, liegt dieser Wert bei den Dichtringen 5-7 mit einer Laufzeit von ca. 330 Stunden nur noch bei 1,6 N bis 0,9 N. Bezogen auf die Stick-Slip-Neigung bedeutet dies, dass der Dichtring speziell während der Einlaufphase innerhalb der ersten Stunden aufgrund seiner erhöhten Vorspannkraft stärker zu Stick-Slip neigen müsste. Versuche am Komponentenprüfstand zeigen allerdings ein erstes Auftreten von Quietschgeräuschen nach längeren Laufzeiten von über 100 Stunden.

Die Ursache für das verspätete Auftreten der Stick-Slip-Schwingungen liegt in dem Einlauf-Fett, welches im Dichtring eingespritzt ist. Dieses sorgt während der ersten Stunden für eine ausreichende Schmierung der Dichtlippen und damit für geringe Reibwerte mit einer kleinen Steigung im fallenden Ast der Reibwertkurve. Innerhalb der Einlaufphase fließt das Fett in den Dichtlippenkontakt, nimmt Verschleißpartikel auf und wird durch Kühlmittel weggeschwemmt, sodass nach längerer Zeit kaum noch Fett im Kontakt vorliegt und sich andere Reibbedingungen

einstellen. Wird das Fett an einem neuen Dichtring vor Versuch entfernt, weist dieser sofort eine starke Neigung zu Stick-Slip auf.

Um die gezeigten Effekte der Vorspannkraftreduzierung in den Rheometerversuchen zu minimieren, werden zwei eingelaufene Dichtringe mit gleichem Prüfprogramm von ca. 400 Stunden in baugleichen Pumpen verwendet. Bei dem ersten Dichtring (Dichtring A) wird vorab die luftseitige Dichtlippe entfernt, um deren Einfluss auf die Vorspannkraft zu prüfen. Bei diesem Dichtring wird eine Vorspannkraft von 2,5 N gemessen. Ein zweiter Dichtring mit kühlmittelseitiger und luftseitiger Dichtlippe (Dichtring B) liefert nach 400 Stunden Prüflauf ebenfalls eine Vorspannkraft von 2,5 N. Der Einfluss der luftseitigen Dichtlippe auf die Vorspannkraft ist nach einer Einlaufzeit von ca. 400 Stunden nicht mehr messbar. Da die luftseitige Dichtlippe im Betrieb nicht durch Kühlmittel geschmiert und gekühlt wird, verschleißt sie deutlich stärker, was wiederum zu einem fast vollständigen Verlust der Vorspannkraft an dieser Stelle führt. Eine minimale Differenz der gemessenen Reibmomente aus den Rheometerversuchen zwischen Dichtring A und B deutet ebenso auf den Verlust der Vorspannkraft an der luftseitigen Dichtlippe und damit deren geringen Einfluss auf das gemessene Reibmoment hin (Anhang A).

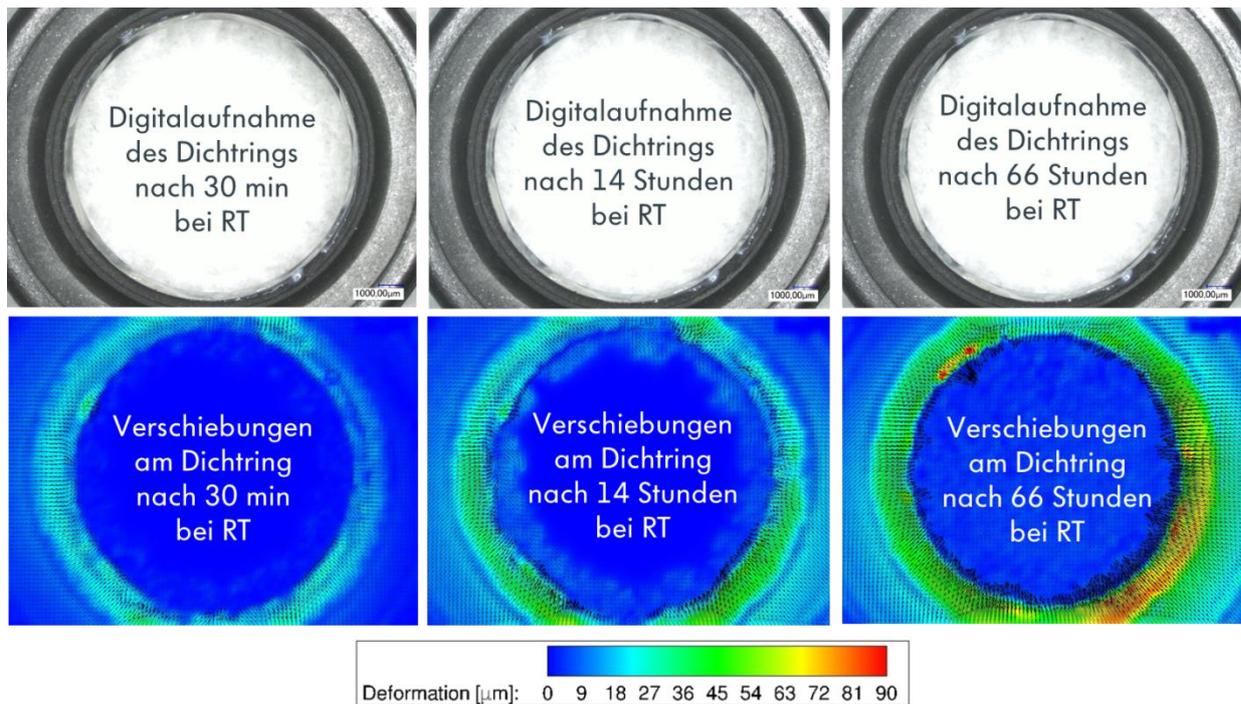
Ein zusätzlicher Einflussfaktor auf die Normalkraft unter der Dichtlippe ist das viskoelastische Verhalten des Dichtlippenmaterials. Das Elastomer verhält sich unter Last wie ein Kelvin-Körper (Kapitel 2.2) und verformt zeitlich. Bezogen auf die Versuche am Rheometer ist es daher wichtig festzustellen, in welchem Maße sich das Fluorelastomer viskoelastisch verhält, um den zeitlichen Einfluss auf die Normalkraft unter der Dichtlippe abzuschätzen. Dazu werden drei Dichtringe auf eine Stahlhülse montiert und für drei Stunden einer Temperatur von 120 °C ausgesetzt. Jeweils vor der Temperaturbeaufschlagung und direkt danach, wenn der Dichtring wieder auf Raumtemperatur (RT) abgekühlt ist, wird die Vorspannkraft gemessen. Zwei weitere Messungen werden vorgenommen, wenn der Dichtring anschließend unbelastet und nicht montiert für jeweils weitere 24 Stunden bei Raumtemperatur gelagert wird. Die Versuche sollen ein mögliches Relaxieren nach der Wegnahme der Last infolge Temperatur und Montage auf der Stahlhülse zeigen (Tabelle 5.1).

Dichtring	F[N] bei RT vor Versuch	F[N] bei RT 10min nach Versuch	F[N] bei RT 24h nach Versuch	F[N] bei RT 48h nach Versuch	Kraftanstieg $\Delta F$ [N] 10min vs. 48h nach Versuch
1	4,9	2,1	3,2	3,4	1,3 (62%)
2	6,0	2,5	3,8	3,9	1,4 (56%)
3	5,8	2,5	3,6	3,8	1,3 (52%)

**Tabelle 5.1:** Mithilfe der Radialkraftmesseinheit ermittelte Vorspannkraften von drei Dichtringen gleicher Bauart im Neuzustand und nach Temperatur- und Montagebelastung

Die in Tabelle 5.1 gezeigten Ergebnisse zu den Relaxationsversuchen zeigen zwei Effekte. Zum einen nimmt die Vorspannkraft der Dichtringe durch die Temperatur- und Montagebelastung erheblich ab, was einer plastischen Verformung des Dichtlippenmaterials geschuldet ist. Der zweite Effekt zeigt deutlich das viskoelastische Verhalten. Die Dichtringe erfahren nach der Temperatur- und Montagebelastung einen zeitlich verzögerten Anstieg der Vorspannkraft, der hauptsächlich innerhalb der ersten 24 Stunden nach dem Versuch stattfindet. So zeigt die Vorspannkraftdifferenz  $\Delta F$  einen Anstieg der Vorspannkraft um 52 % bei Dichtring 3 und bis zu 62 % bei Dichtring 1.

In einem weiteren Versuch kann das zeitlich versetzte Relaxieren gezeigt werden, indem ein Dichtring nach der oben beschriebenen Belastung im Ofen bei 120 °C und Montage auf einer Stahlhülse, unbelastet und bei Raumtemperatur mit einem Digitalmikroskop in unterschiedlichen Zeitabständen fotografiert und mithilfe der Kreuzkorrelation ausgewertet wird. Dabei werden mithilfe der Kreuzkorrelation die Bilder zu den jeweiligen Aufnahmezeiten mit dem Referenzbild direkt nach dem Ofenversuch bei Raumtemperatur verglichen und die Verschiebung bzw. Verformung der Dichtlippe berechnet (Abb. 5.5). Für eine fehlerfreie Bestimmung der Verformung wird der Dichtring innerhalb des gesamten Auswertzeitraums nicht bewegt.



**Abbildung 5.5:** Aufnahmen mit dem Digitalmikroskop zu unterschiedlichen Zeitpunkten, nachdem der Dichtring zuvor einer Temperatur- und Montagebelastung unterworfen war (oben) und Auswertung des Relaxationsverhaltens anhand der Verschiebungen mithilfe der Kreuzkorrelation (unten) nach [79]

Anhand Abb. 5.5 zeigt sich das Zusammenziehen der Dichtlippe infolge der viskoelastischen Eigenschaften. Dargestellt sind die unbearbeiteten, mit dem Digitalmikroskop aufgenommenen Bilder des Dichtrings, sowie darunter die mit der Kreuzkorrelation jeweils ausgewerteten Bilder nach 30 min, 14 Stunden und 66 Stunden. Der Dichtring relaxiert kontinuierlich über den gesamten Auswertzeitraum mit lokalen Verformungsamplituden von bis zu ca. 90 µm. Die gezeigten Ergebnisse können zur besseren Beurteilung der Versuchsergebnisse aus den Rheometerversuchen genutzt werden und stellen eine Ursache für sich verändernde Versuchsbedingungen ohne Veränderung der eingestellten Versuchsparameter wie Druck oder Temperatur dar.

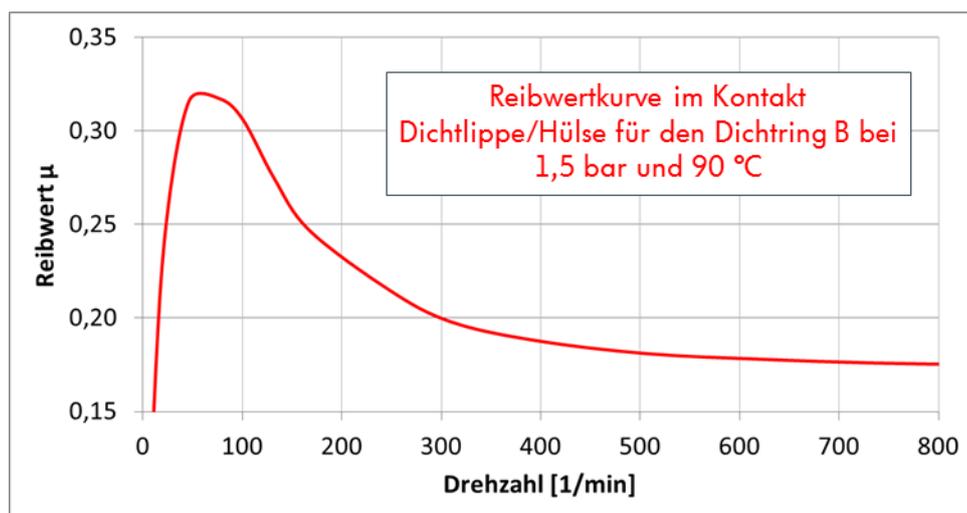
### 5.3 Reibwerte im Kontakt der Dichtlippe zur Hülse und zum Stützring

Die im MKS-Modell zu implementierende Reibwertkurve im Dichtlippenkontakt mit der Kugel, welche für die Validierung des Modells am Beispiel des Dichtrings B aus den Rheometerversuchen benötigt wird, kann mithilfe des gemessenen Reibmoments  $M$  am Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C Kühlmitteltemperatur gemäß Abb. 6.10 gebildet werden. Aus dem Antriebsmoment kann rückwirkend über die im MKS-Modell bei gleichem Kühlmitteldruck vorliegenden Normalkräfte  $F_{Ni}$  unter den 36 Dichtlippensegmenten, der Reibwert  $\mu$  im

Dichtlippenkontakt gemäß Gleichung (5.1) bestimmt werden. Dabei stellt  $d$  den Durchmesser der Stahlhülse bzw. im MKS-Modell der Kugel dar.

$$\mu = 2M \left( \sum_{i=1}^{36} F_{Ni} d \right)^{-1} \quad (5.1)$$

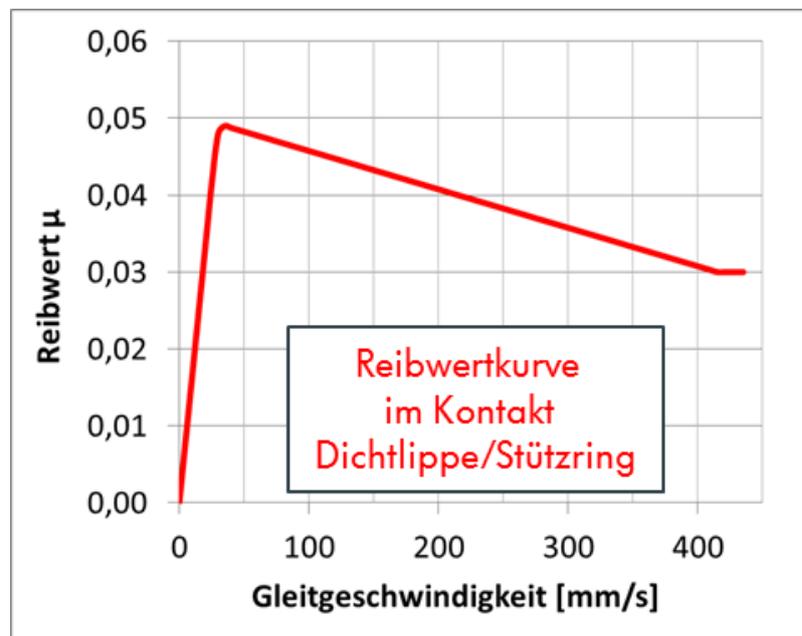
Die gemessenen Antriebsmomente aus den Rheometerversuchen geben aufgrund von Momentensprüngen infolge der Stick-Slip-Schwingungen nicht den Reibwertverlauf des Kontakts Dichtlippe/Stahlhülse im nicht-schwingenden Fall wieder (siehe Abb. 6.10). Die gemessenen Momente in den Drehzahlbereichen der Stick-Slip-Anregung stellen nur einen Mittelwert aller auftretenden Reibwerte über einer Stick-Slip-Periode dar (siehe Kapitel 7.1.2). Infolgedessen wird für die Ermittlung der tatsächlichen, unbekanntenen Reibwerte eine stetig verlaufende, mittlere Momentenkurve aus Hoch- und Runterlauf angenommen, wie sie näherungsweise ohne überlagerte Stick-Slip-Schwingungen und Hystereseffekte vorliegen würde. Die daraus ermittelte Reibwertkurve gemäß Abb. 5.6 wird für die Validierung des Modells an den 36 Kontakten an der Dichtlippe hinterlegt. In den Simulationen mit dem MKS-Modell wird zudem kein Unterschied hinsichtlich der Reibwertkurve für Hoch- und Runterlauf gemacht, sodass Hystereseffekte infolge der Materialeigenschaften eindeutig zugeordnet werden können.



**Abbildung 5.6:** Mithilfe der Rheometerversuche und dem MKS-Modell ermittelte Reibwertkurve des Dichtrings B im Kontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe mit der Stahlhülse bei 1,5 bar Kühlmitteldruck

Die Definition der Reibwertkurve für den Kontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe mit dem Stützring gestaltet sich ebenfalls schwierig, da dieser Kontakt nicht anhand der

Reibmomentmessung bestimmbar ist. Wie beschrieben, ist der Dichtring im Neuzustand zwischen der kühlmittelseitigen und der luftseitigen Dichtlippe mit Fett gefüllt (Abb. 3.2), welches über der Betriebsdauer teilweise wegfließt. Ein Großteil bleibt erhalten, nimmt Schmutzpartikel auf und setzt sich unter anderem am Stützringkontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe fest. Die Verteilung des eingelaufenen Fett-Schmutzpartikelgemischs im gesamten Kontakt ist dabei zufällig. Für die Validierung der Rheometerversuche mithilfe des MKS-Modells wird zunächst ein vereinfachter Reibwertverlauf abgeschätzt, der aufgrund der vorhandenen Fettschmierung als niedrig angenommen wird (Abb. 5.7). Im Zuge der Parameterstudien am MKS-Modell in Kapitel 7.2.1 wird des Weiteren der Einfluss unterschiedlicher Reibbedingungen im Stützringkontakt auf die Stick-Slip-Ausprägung der Dichtlippe untersucht.



**Abbildung 5.7:** Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stützring

## 6. Experimentelle Analysen von Stick-Slip am Dichtring

Erkenntnisse zur Entstehung und Ausprägung von Schwingungen am Dichtring werden aus Versuchen an einem Rheometer mit begleitender Luftschallmessung gewonnen. Des Weiteren können dadurch die angeregten Frequenzen sowie deren Einfluss auf das Reibmoment untersucht werden. Es werden zwei Dichtringe A und B verwendet, die bereits ein 400-Stunden-Einlaufprogramm am Komponentenprüfstand absolviert haben, um die im vorherigen Kapitel gezeigten Einlaufeffekte während der Messungen zu vermeiden bzw. so gering wie möglich zu halten.

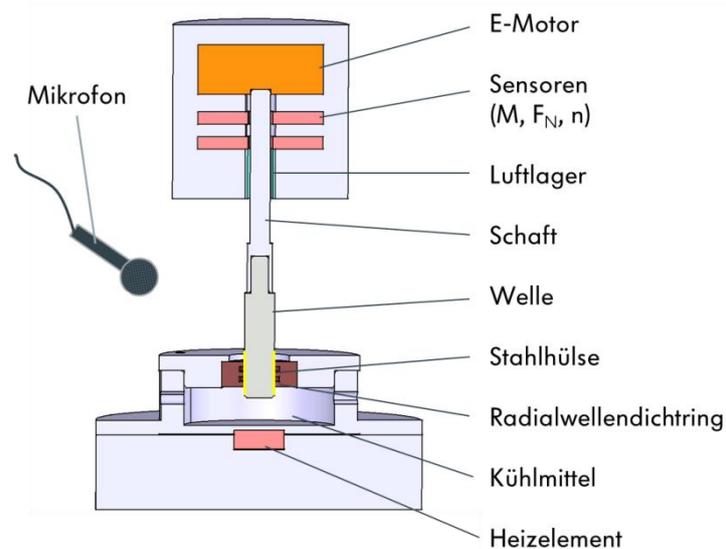
Ergänzend zu den Luftschallmessungen am Rheometer werden fahrzeugrelevante Parameter auf die Entstehung von Stick-Slip-Schwingungen durch Messungen des Luftschalls im direkten Umfeld einer Kühlmittelpumpe im Fahrzeug durchgeführt. Die Messungen, welche im Akustikzentrum von Volkswagen durchgeführt werden, beinhalten ebenso die durch die Nockenwelle eingeprägte Drehungleichförmigkeit an der Antriebswelle der Kühlmittelpumpe sowie den manuell eingestellten Druck am Flügelrad, sodass Rückschlüsse dieser Parameter auf die Anregung des Dichtrings zu Stick-Slip gezogen werden können.

Des Weiteren werden detaillierte Untersuchungen der lokalen Schwingungen entlang der kühlmittelseitigen Dichtlippe mithilfe einer Highspeed-Kamera-Messung mit nachgeschalteter Analyse anhand der Kreuzkorrelation durchgeführt. Dadurch kann die Schwingung in ihrer Amplitude und Form bewertet werden. In den Messungen mit der Highspeed-Kamera kann zudem eindeutig das Schwingen der mit Kühlmittel beaufschlagten Dichtlippe als Ursache für das auftretende hochfrequente Quietschgeräusch, welches den Stick-Slip-Effekt an der Dichtung charakterisiert, festgestellt werden. Als Maß für die Feststellung von Stick-Slip-Effekten wird entsprechend in den durchgeführten Versuchen am Fahrzeug, am Rheometer sowie am Komponentenprüfstand das Vorhandensein des hochfrequenten Quietschens im Luftschall herangezogen.

## 6.1 Versuche am Rheometer

### 6.1.1 Versuchsaufbau

Für die Versuche wird ein modifiziertes und erweitertes Rheometer des Typs MCR301 der Firma Anton Paar verwendet (Abb. 6.1). Über einen elektrischen Motor wird der luftgelagerte, vertikal montierte Schaft angetrieben. Ein Wellenstumpf, auf dem eine eingelaufene Stahlhülse der realen Kühlmittelpumpe verpresst ist, wird zudem in den Schaft des Rheometers gepresst. Der Wellenstumpf wird vor Versuchsbeginn in den Dichtring vertikal eingeführt. Der Dichtring selbst befindet sich dabei in einer speziell angefertigten Messzelle. Die Messzelle umfasst die Gehäuseinnenbohrung, in dem der Dichtring eingepresst ist, sowie den mit Kühlmittel gefüllten Bereich, welcher in der realen Kühlmittelpumpe das Flügelrad beinhaltet. Über ein Heizelement wird das Kühlmittel erhitzt. Die Temperatur des Kühlmittels wird über ein Thermoelement gemessen. Durch die geschlossene Messzelle bleibt die Konzentration des Kühlmittels über die Versuchsdauer konstant und verdunstetes Wasser kann nicht entweichen. Über eine Handpumpe wird der Druck in der Messzelle eingestellt. Die Messung des Drucks erfolgt durch ein Manometer. Begleitet werden die Versuche durch eine Luftschallmessung mithilfe des Akustikmessgeräts SQLab III der Firma HEAD acoustics. Aufgenommen wird der Schalldruck über ein Mikrofon, welches am Rheometer befestigt ist und mit dem SQLab III verbunden ist. Die Aufnahmefrequenz liegt bei 48 kHz. In einer nachgeschalteten FFT wird der Schalldruck vom Zeit- in den Frequenzbereich überführt und als Schalldruckpegel dargestellt.



**Abbildung 6.1:** Versuchsaufbau zur Messung von Reibmoment und Luftschall an einem Dichtring, welcher in einem Rheometer des Typs MCR301 verbaut ist nach [79]

Die Versuche werden bei 90 °C Kühlmitteltemperatur durchgeführt. Es werden Drehzahlhoch- und Runterläufe auf 2000 1/min gefahren. In jeder Druckstufe werden 5 Hoch- und Runterläufe gefahren um zum einen die Reproduzierbarkeit zu prüfen und andererseits Einlaufvorgänge infolge des viskoelastischen Materialverhaltens zu erkennen. Ein Runterlauf folgt jeweils einem Hochlauf und dauert 180 s (Abb. 6.2). Das Antriebsmoment wird mit einer Frequenz von 4 Hz abgetastet, was einen Kompromiss zur maximalen Ausnutzung des für die Dauer der Prüfläufe vorhandenen Speicherplatzes darstellt. Die generelle Abtastrate des Rheometers für das Antriebsmoment liegt bei 1 kHz. Der je 250 ms hinterlegte Wert für das Antriebsmoment entspricht jeweils dem Mittelwert der vorherigen 167 aufgenommenen Messpunkte. Als Versuchsteile werden zwei Dichtringe verwendet (Dichtringe A und B), welche das gleiche Einlaufprogramm absolviert haben und an denen die gleiche Vorspannkraft von 2,5 N gemessen wird (Kapitel 5.2).

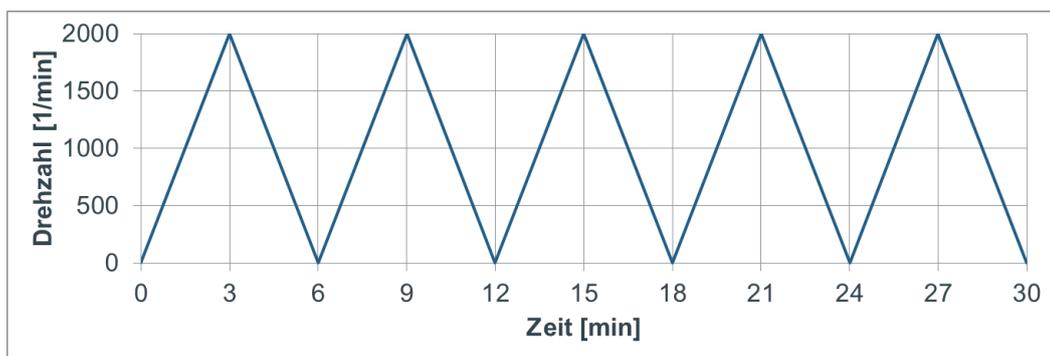


Abbildung 6.2: Drehzahlprogramm am Rheometer

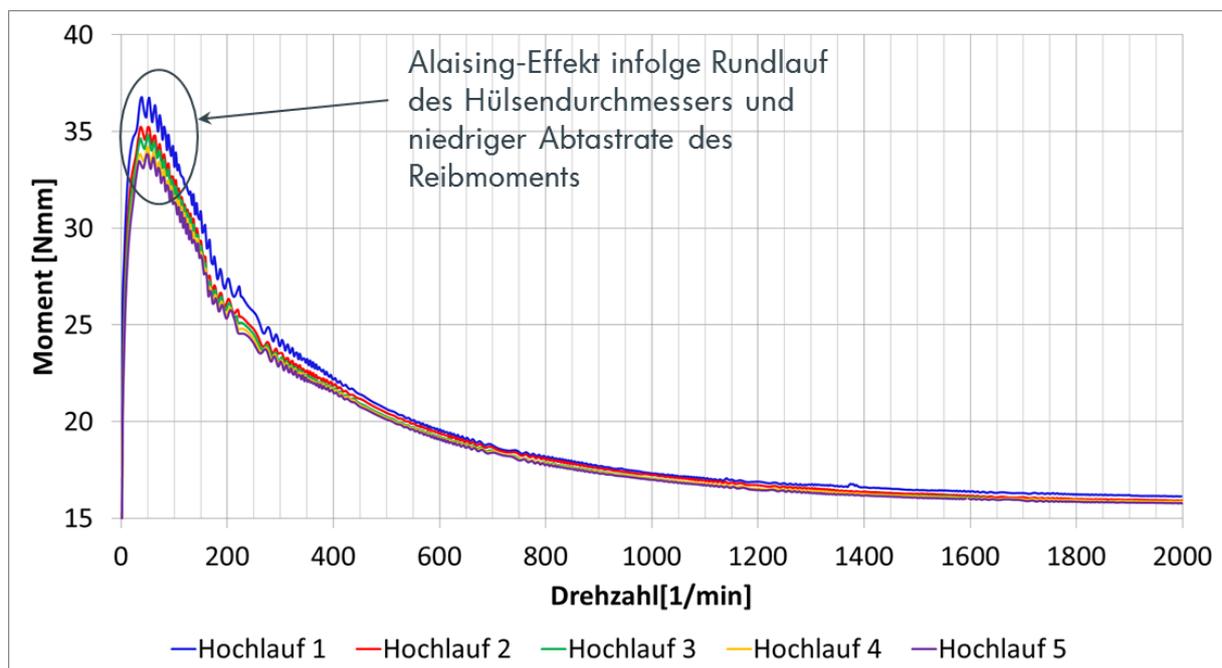
## 6.1.2 Ergebnisse und Auswertung

### 6.1.2.1 Dichtring A

Erste Reibmomente werden anhand des Dichtrings A aufgenommen und sind in Abb. 6.3 dargestellt. Es kann festgestellt werden, dass in allen Messkurven, speziell im Drehzahlbereich bis ca. 300 1/min, eine den Kurven überlagerte Schwingung mit geringer Amplitude vorliegt, welche mit zunehmender Drehzahl annähernd verschwindet. Diese Schwingung entspringt nicht einem physikalischen Effekt infolge reiberregter Schwingungen, sondern ist vielmehr den Oberflächeneigenschaften der Hülse geschuldet, welche fertigungsbedingt einen Rundlauf von max. 0,1 mm aufweist. Der Rundlauf beschreibt an dieser Stelle die maximal zulässige Abweichung des gemessenen Durchmessers der Hülse vom Nenndurchmesser. Die Hülse wird umlaufend entsprechend ihrer Oberflächenkontur unterschiedlich stark belastet, was zu

Schwankungen des Reibmoments führt. Die Frequenz der gemessenen Amplitudenschwankung im Reibmoment, welche in den Kurven überlagert zu erkennen ist, liegt aufgrund des Aliasing-Effekts (Abtastrate 4 Hz) deutlich niedriger als die tatsächliche, unbekannte Frequenz. Für die Interpretation der Kurven hinsichtlich Reibwertverlauf und Effekte, die aus Stick-Slip-Schwingungen resultieren, wird die überlagerte Schwingung nachfolgend nicht bewertet.

Die gemessenen Momentenkurven am Rheometer zeigen in allen Druckstufen den typischen Verlauf einer Stribeck-Kurve mit ausgeprägtem Mischreibungsgebiet. Innerhalb einer Druckstufe ist zudem zu erkennen, dass das Reibmoment mit der Anzahl der Prüfläufe kontinuierlich abnimmt. Dies ist beispielhaft in Abb. 6.3 anhand aller Hochläufe bei 1,5 bar dargestellt. Der Effekt ist zum Teil auf das viskoelastische Materialverhalten zurückzuführen. Dieses führt dazu, dass Verformungen der Dichtlippe infolge des Kühlmitteldrucks und der Temperatur, welche zu einer Abnahme der Vorspannkraft führen, zeitlich verzögert auftreten. Die viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers konnten in Kapitel 5.2 gezeigt werden. Ein Einlaufeffekt infolge der Ausbildung von Grenzschichten ist dem überlagert.

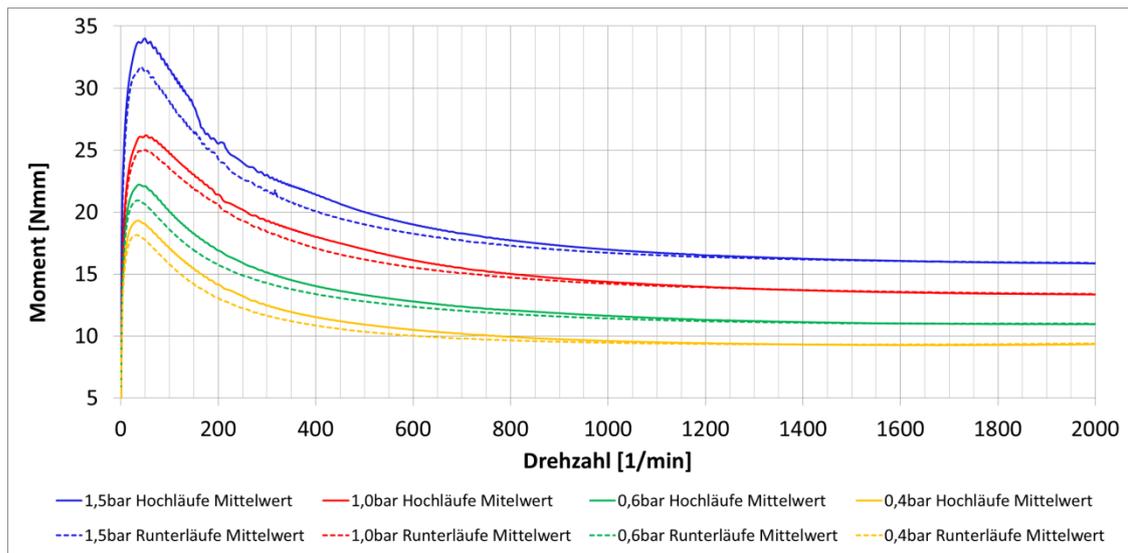


**Abbildung 6.3:** Reibmomentkurven für die Drehzahlhochläufe am Dichtring A bei 1,5 bar Kühlmitteldruck und 90 °C Kühlmitteltemperatur

Die Momentenkurven weisen einen charakteristischen Peak auf, welcher druckabhängig bei einer Drehzahl zwischen 30 und 50 1/min liegt. Elastomere besitzen in Abhängigkeit der vorliegenden Reibmechanismen bis zu zwei markante Peaks in ihrer Reibwertkurve. Ein Peak

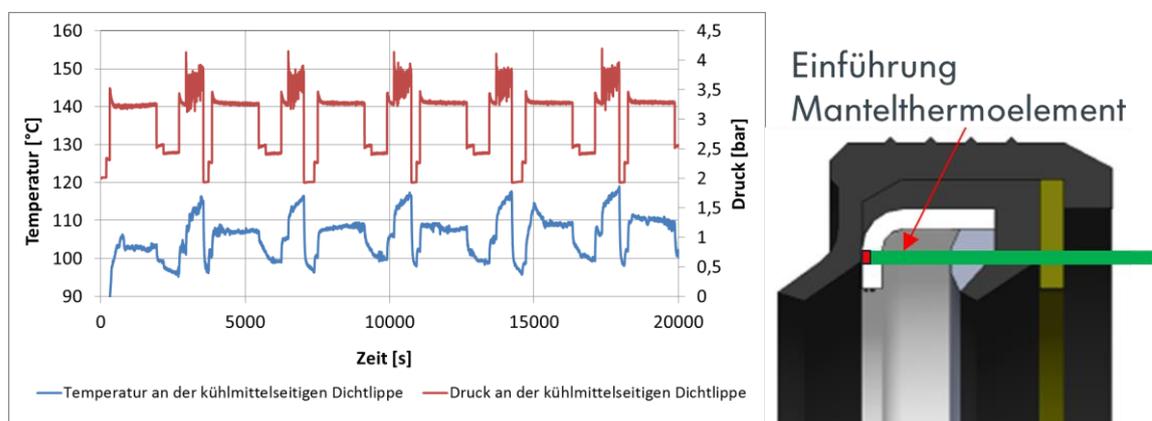
resultiert bei der Gleitgeschwindigkeit, wo die Frequenz des Ausbildens und Wiederaufbrechens der polaren Bindungen des Elastomers mit der Stahloberfläche ähnlich der Frequenz des maximalen Verlustmoduls  $E''$  ist. Dieser Peak ist dann dominant, wenn vordergründig Adhäsionsreibung auftritt, also geringe Oberflächenrauheiten vorliegen und die Reibpartner zumindest zeitweise nicht durch einen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt sind. Tritt hauptsächlich Hysteresereibung auf, erscheint ein dominanter Peak in der Stribeck-Kurve bei der Gleitgeschwindigkeit, bei der das Übergleiten der Rauheiten die Frequenz anregt, bei der auch der Verlustfaktor  $\tan \delta$  sein Maximum besitzt [15]. Anhand der Reibmomentkurven kann nur das Auftreten eines markanten Peaks beobachtet werden, weshalb in den Versuchen offensichtlich ein Reibmechanismus dominant ist. Da die gemessene Rauheit der eingelaufenen Stahlhülse mit  $R_z \approx 0,5 \mu\text{m}$  sehr klein ist, handelt es sich bei der dominanten Reibungsart vermutlich um Adhäsion. Eine eindeutige Zuordnung der vorliegenden Reibung in Hysterese- und Adhäsionsanteile findet nicht statt.

In Abb. 6.4 sind beispielhaft die Hoch- und darauffolgenden Runterläufe in den vier Druckstufen dargestellt. Es fällt auf, dass nicht nur, wie oben gezeigt, das Moment mit der Anzahl der Prüfläufe sinkt, sondern auch die Runterläufe ein niedrigeres Reibniveau aufweisen als die Hochläufe. Die Ursachen hierfür sind vielschichtig. Zum einen schließt sich ein Runterlauf immer an einen Hochlauf an, wodurch günstigere Schmierbedingungen im Spalt vorliegen, welche wiederum niedrigere Reibwerte zur Folge haben, als wenn der Dichtring aus der Ruhelage bei Haftreibung heraus hochbeschleunigt wird. Als weiterer Grund kann der Hystereseeffekt gesehen werden, welcher bei Elastomeren auf den viskoelastischen Materialeigenschaften beruht, die wiederum starke Temperatur-, Frequenz- und Amplitudenabhängigkeiten aufweisen. Welcher der beiden Effekte dominant ist, kann anhand der Messkurven nicht festgestellt werden.



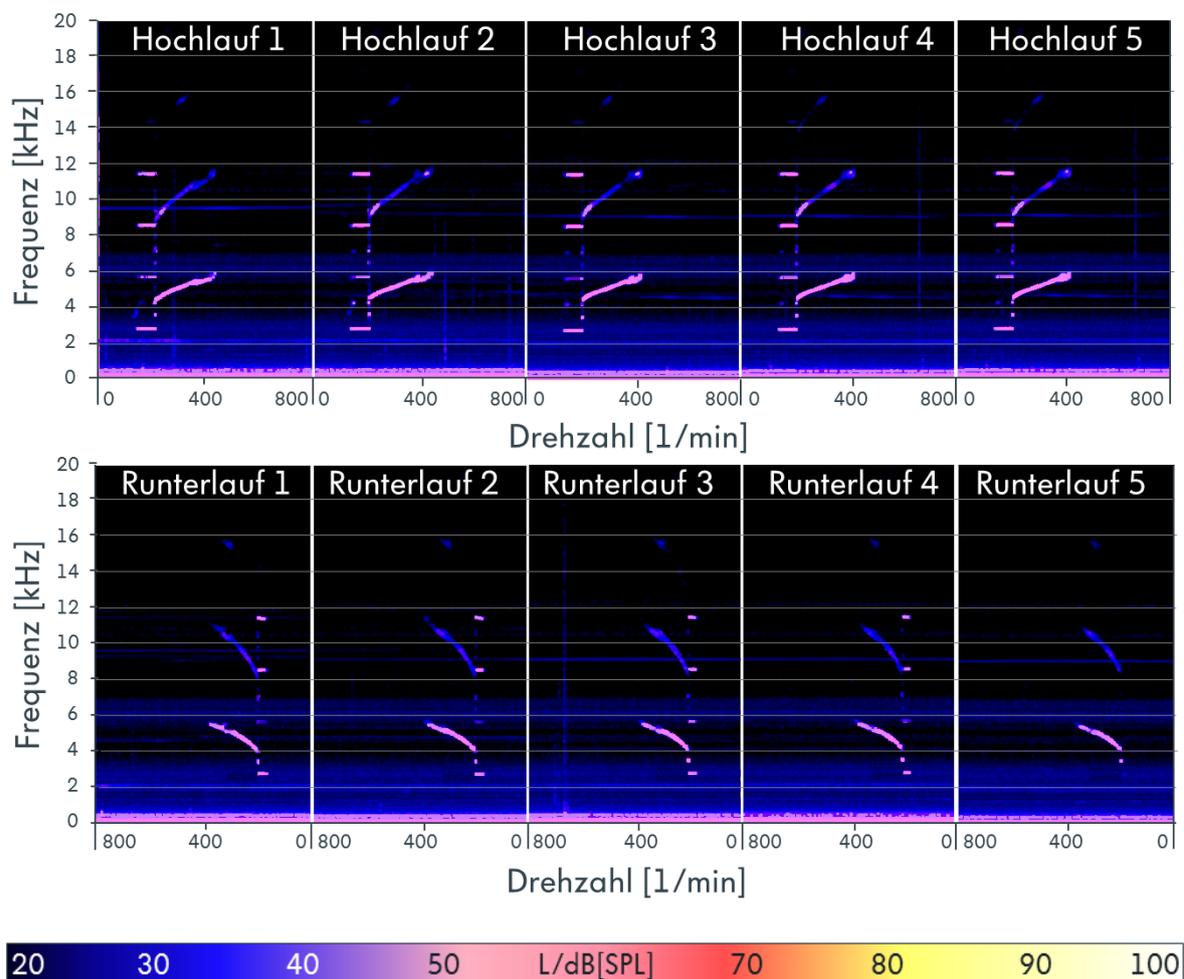
**Abbildung 6.4:** gemittelte Reibmomentkurven aller Hoch- und Runterläufe in den verschiedenen Druckstufen am Dichtring A bei 90 °C

Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Lage des Momentenpeaks in den einzelnen Druckstufen nicht bei der gleichen Drehzahl vorliegt. Vielmehr wandert der Peak mit steigendem Druck hin zu höheren Drehzahlen. Als Grund hierfür kann die Erwärmung des Materials mit steigendem Druck gesehen werden. Durch die höheren Anpresskräfte der Dichtlippe auf die Stahlhülse resultieren auch höhere Reibkräfte, welche das Material stärker erwärmen. Als Indiz dafür können Messungen an einem Dichtring in einer Kühlmittelpumpe herangeführt werden, welche zeigen, dass bei Druckschwankungen von ca. 1,5 bar Temperaturschwankungen von bis zu 23 °C auftreten (siehe Abb. 6.5). Bei dieser Messung wird die Temperatur mit einem Mantelthermoelement direkt an der kühlmittelseitigen Dichtlippe gemessen. Mit steigender Temperatur wandert auch das Verlustmodul-Maximum hin zu höheren Frequenzen [18] und damit ebenso der Momentenpeak.



**Abbildung 6.5:** Temperaturverlauf an der kühlmittelseitigen Dichtlippe, gemessen am Komponentenprüfstand bei wechselnder Druckbelastung

Hinsichtlich der Schwingungsanregung können in allen Hoch- und Runterläufen bei 1,5 bar bei dem Dichtring A Stick-Slip-Effekte mit dem Mikrofon anhand des hochfrequenten Quietschgeräuschs detektiert werden. Bei 1,0 bar Kühlmitteldruck wird der Dichtring nur in den Hochläufen zu Stick-Slip angeregt. In den Druckstufen 0,4 bar und 0,6 bar wird der Dichtring nicht zu Schwingungen angeregt. In Abb. 6.6 ist der Schalldruckpegel im Frequenzbereich für 1,5 bar Kühlmitteldruck während der 5 Hoch- und Runterläufe dargestellt. Zu erkennen ist die gute Reproduzierbarkeit der angeregten Schwingungen in den einzelnen Drehzahlstufen bei Hoch- und Runterlauf. Die Drehzahlbereiche sind in der Abbildung auf 800 1/min begrenzt, da Stick-Slip-Schwingungen nur in diesem Drehzahlbereich stattfinden.

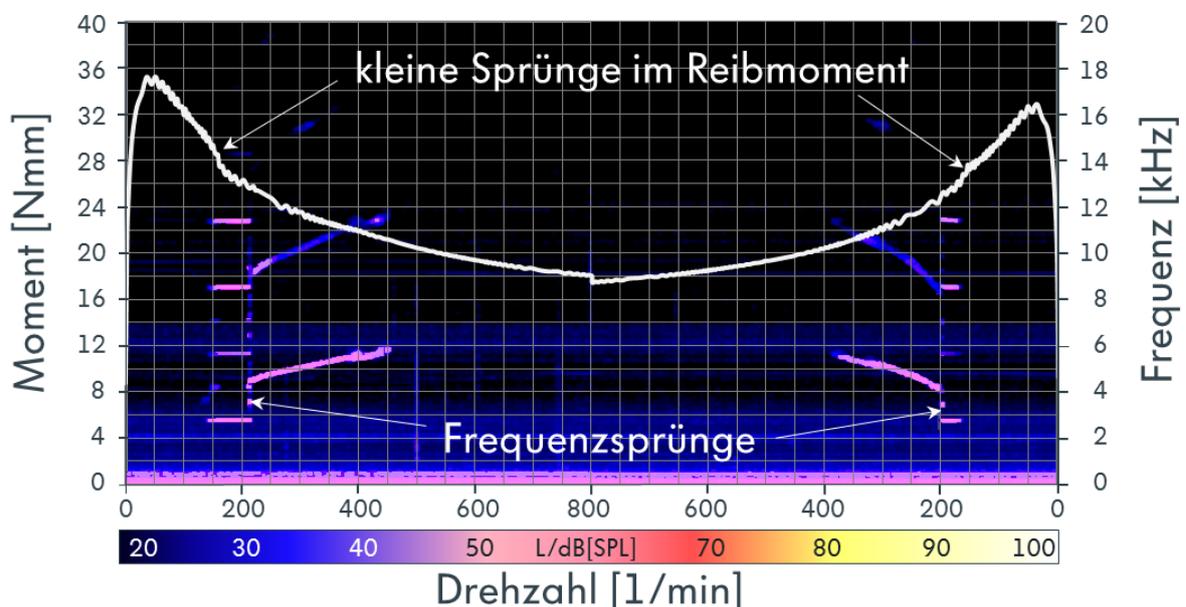


**Abbildung 6.6:** Stick-Slip-Anregung des Dichtrings A im Drehzahlbereich bis 800 1/min in den 5 Hochläufen und 5 Runterläufen am Rheometer bei 1,5 bar und 90 °C

Nachfolgend ist in Abb. 6.7 beispielhaft das am Rheometer gemessene Antriebsmoment des Hoch- und Runterlaufs 2 bei 1,5 bar sowie der Schalldruckpegel im Frequenzbereich überlagert dargestellt. Um die Details der Stick-Slip-Schwingungen im Drehzahlband stärker hervorheben

zu können, sind die dargestellten Messergebnisse auf den Drehzahlbereich bis 800 1/min gekürzt. Der Reibmomentsprung bei 800 1/min ist demnach nicht einem Stick-Slip-Effekt zuzuschreiben, sondern resultiert aus oben beschriebenen Hysterese- und Schmiereffekten, welche zu Unterschieden im Reibmoment zwischen Hoch- und Runterlauf führen.

Es zeigt sich, dass der Dichtring im Drehzahlbereich zwischen 140 1/min und 460 1/min im Hochlauf und zwischen 160 1/min und 380 1/min im Runterlauf zu Stick-Slip angeregt wird. Bis zu der Drehzahl von ca. 220 1/min liegt die Stick-Slip-Frequenz im Hochlauf in ihrer 1. Ordnung konstant bei 2,7 kHz. Dies stellt einen Widerspruch zu aus der Literatur bekannten Ergebnissen dar (siehe [50], [44], [46], [47]), [72]), da eine ansteigende Stick-Slip-Frequenz mit steigender Drehzahl infolge der zunehmend flacher verlaufenden Reibkraftkurve beobachtet wird. Ab ca. 220 1/min erhöht sich die Schwingfrequenz sprunghaft auf 4,5 kHz und steigt dann kontinuierlich auf ca. 6 kHz an. Damit wird in diesem Drehzahlbereich das zu erwartende Verhalten der Stick-Slip-Frequenz gemessen. Im Runterlauf zeigt sich hinsichtlich der angeregten Frequenzen ein ähnliches Bild. Die angeregten Drehzahlbereiche sind jedoch verkürzt.



**Abbildung 6.7:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 2 bei Dichtring A bei 1,5 bar und 90 °C

Die Frequenzsprünge sowie das Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingungen scheinen einen Einfluss auf den Reibmomentverlauf zu haben. Beim Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung bei ca. 140 1/min liegt ein leichter Abfall des Reibmoments vor. Auch beim

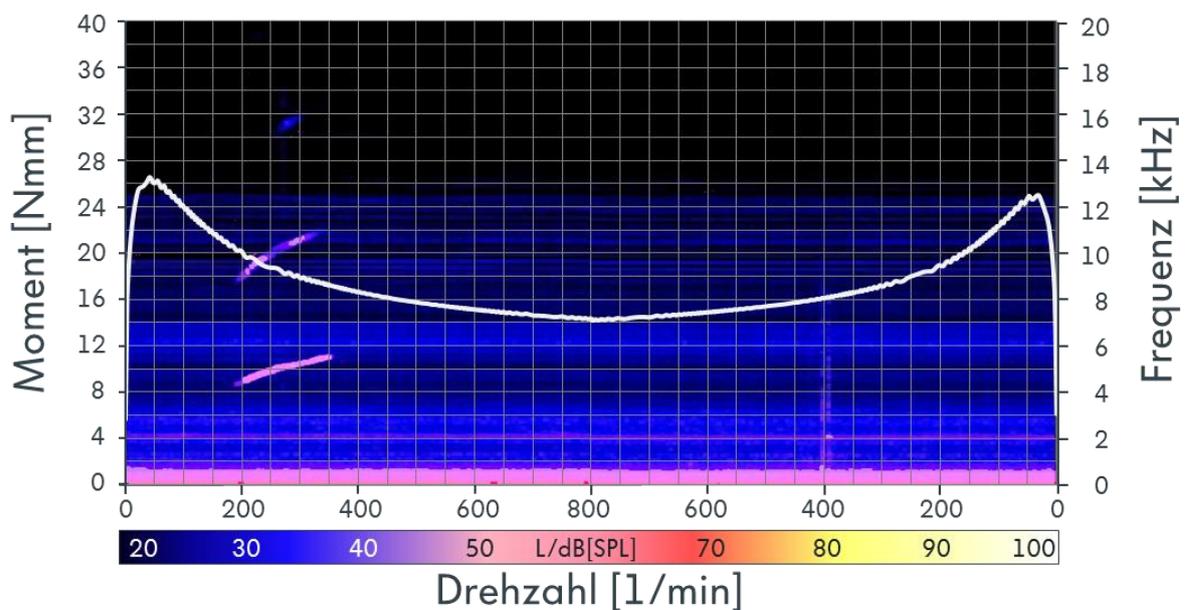
Aussetzen der Schwingung im Runterlauf ist ein leichter Sprung des Reibmoments bei 160 1/min zu erahnen. Aufgrund der Überlagerung des Signals mit der Schwingung, welche aus den genannten Rundlaufabweichungen der Stahlhülse resultiert, kann das Vorhandensein der Sprünge anhand einer Messkurve nicht eindeutig nachgewiesen werden. Bei der Betrachtung der Mittelwerte aller Messkurven in Abb. 6.4 zeigen sich jedoch deutliche Sprünge im Moment bei den Messkurven, in denen auch Stick-Slip-Effekte festgestellt werden. So resultieren bei den 1,5 bar-Kurven jeweils zwei Momentensprünge beim Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung im Hochlauf bei 140 1/min, bei dem Frequenzsprung bei 220 1/min sowie beim Aussetzen der Schwingung im Runterlauf bei 160 1/min. Die Ursache für die Sprünge im Reibmoment ist in der Kombination aus Reibwertkurve, Schwingform und Relativgeschwindigkeit der Dichtlippe während der Stick-Slip-Schwingung zu suchen. Dies wird in Kapitel 7.1.2 anhand des MKS-Modells erklärt.

Hinsichtlich der angeregten Frequenzen zeigen sich Variationen. Die Frequenzen sind primär abhängig vom vorliegenden Tribosystem und dessen Einflussparametern. Der Dichtring schwingt nicht mit einer seiner Eigenfrequenzen, wie anhand des teils sprunghaften und auch kontinuierlich ansteigenden Verlaufs der Stick-Slip-Frequenz gezeigt werden kann, sondern mit einer Frequenz, die eine Abhängigkeit von dem Reibkraftverlauf des Tribosystems über der Gleitgeschwindigkeit besitzt. Diese Abhängigkeit konnte in Kapitel 2.4.1 anhand Gleichung (2.15) für die Eigenkreisfrequenz des gedämpften Ein-Massen-Schwingers gezeigt werden. Zudem können in Abb. 6.7 Sprünge in der Stick-Slip-Frequenz beobachtet werden, wie sie beispielsweise auch in den Arbeiten von [20], [22] und [34] gezeigt werden.

Der Dichtring kann als dynamisches Schwingsystem angesehen werden, welches während eines Drehzahlhochlaufs jedem Drehzahlpunkt zugehörige Phasenräume besitzt. In jedem dieser Phasenräume existieren Trajektorien, die entweder Fixpunkte, ein Abklingen der Schwingung, chaotische Schwingformen oder eine stabile Schwingform in Form eines Grenzyklus mit der dazugehörigen Stick-Slip-Frequenz beinhalten. Die Frequenzsprünge in Abb. 6.7 beschreiben Bifurkationen, welche zu einem Übergang des Systems von einem stabilen Grenzyklus in einen weiteren stabilen Grenzyklus führen. Das Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingungen sowie die Frequenzsprünge finden im Drehzahlhoch- und Runterlauf nicht bei den gleichen Drehzahlen statt. Während des Hochlaufs findet beispielsweise der Sprung von 2,7 kHz auf das zweite Stick-Slip-Frequenzband bei ca. 220 1/min statt. Im Runterlauf ist dieser Sprung verzögert und findet erst bei ca. 200 1/min statt. Ein ähnlicher Effekt ist auch am Ende des

zweiten Frequenzbandes zu erkennen. Während die Schwingung bei ca. 460 1/min stoppt, wenn die Drehzahl hochbeschleunigt wird, setzt die Schwingung im Runterlauf erst wieder bei 380 1/min ein. Der beschriebene Effekt hat zwei mögliche Ursachen. Es liegt die bekannte Abhängigkeit der Stick-Slip-Neigung von der Steigung der Reibwertkurve im Mischreibungsgebiet vor, weshalb die kleineren angeregten Drehzahlbereiche sowie die zeitlich verschobenen Frequenzsprünge im Runterlauf durch geringere Steigungen in der Reibwertkurve infolge besserer Schmierbedingungen im Dichtspalt resultieren können. Eine weitere Ursache ist das Auftreten von Hysterese, welche durch die viskoelastischen Materialeigenschaften des Dichtrings hervorgerufen wird. In Kapitel 7.1.2 kann anhand des MKS-Modells gezeigt werden, dass Frequenzsprünge in der Stick-Slip-Schwingung im Hoch- und Runterlauf hysteresebedingt bei unterschiedlichen Drehzahlen auftreten.

In den Versuchen an Dichtring A kann eine weitere Abhängigkeit der Stick-Slip-Ausprägung vom Kühlmitteldruck festgestellt werden. Während in den Messkurven bei 1,5 bar zwei durch Sprünge getrennte Stick-Slip-Frequenzbereiche resultieren, bildet sich in den 1,0 bar-Hochläufen nur ein Frequenzband zwischen 200 1/min und 350 1/min mit Stick-Slip-Frequenzen von 4,5 kHz bis 5,5 kHz aus, wobei die angeregte Frequenz hier geringfügig höher liegt als bei den 1,5 bar-Prüfläufen. Bei den 1,0 bar-Runterläufen findet, wie auch in allen Prüfläufen bei 0,4 bar und 0,6 bar, keine Anregung zu Stick-Slip statt. Nachfolgend ist ein repräsentativer Hoch- und Runterlauf des Dichtrings A bei 1,0 bar dargestellt (Abb. 6.8).

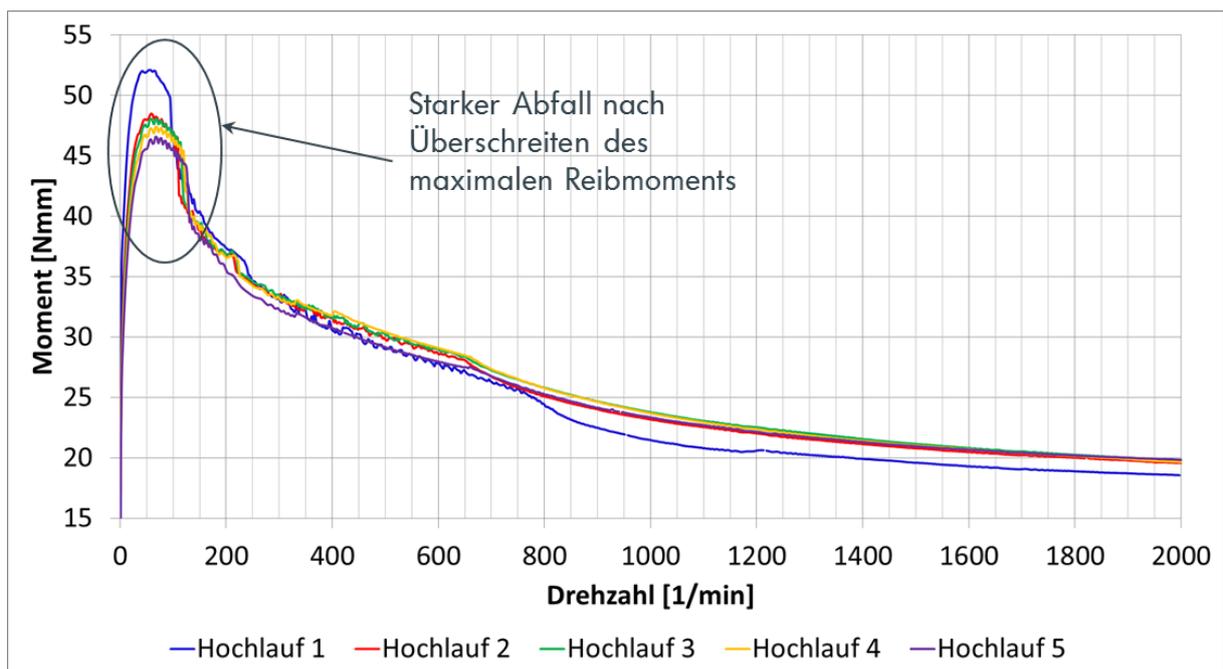


**Abbildung 6.8:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 2 bei Dichtring A bei 1,0 bar und 90 °C

Die kleineren angeregten Drehzahlbereiche und die geringfügig höheren Stick-Slip-Frequenzen in den 1,0 bar-Prüfläufen gegenüber den 1,5 bar-Prüfläufen haben ihre Ursache in der niedrigeren Energie, die in das System bei 1,0 bar Kühlmitteldruck eingeleitet wird. Infolge der herabgesetzten Normalkraft unter der Dichtlippe bei kleinerem Kühlmitteldruck ist auch die Steigung in der Reibmomentkurve gemäß Abb. 6.4 niedriger. Die Dichtlippe wird weniger stark ausgelenkt und schwingt früher zurück, was in einer höheren Frequenz resultiert. Dieser Effekt wird beispielsweise auch in [44], [46], [47] und [50] festgestellt.

### 6.1.2.2 Dichtring B

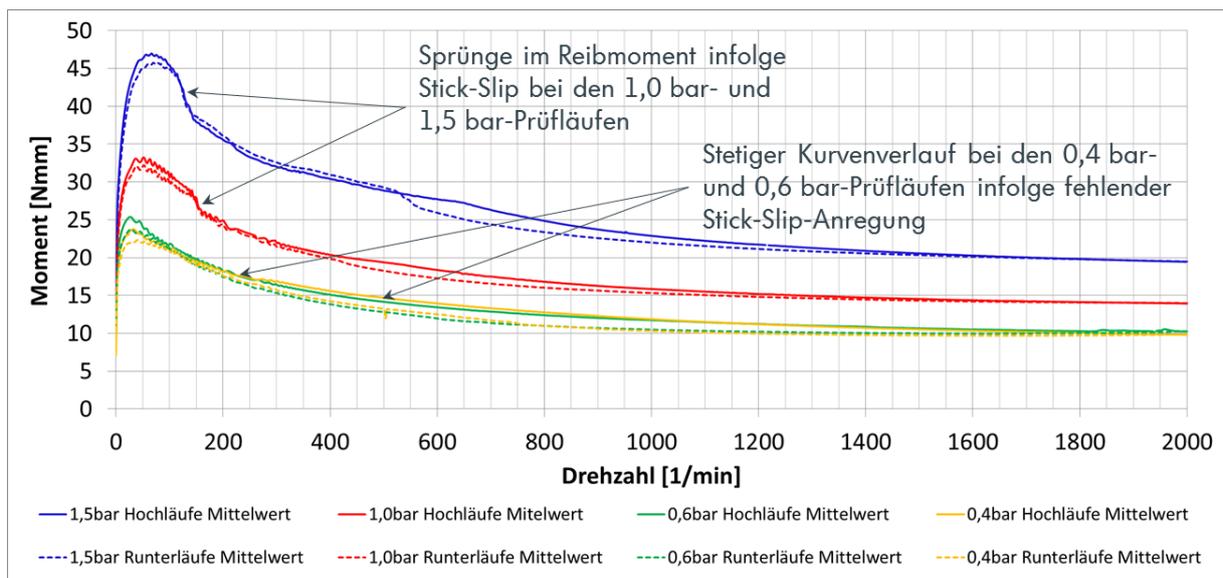
Ergänzend zu den Messungen am Dichtring A werden die Rheometerversuche auch an Dichtring B durchgeführt. Es werden jeweils 5 Hoch – und darauffolgende Runterläufe durchgeführt und dabei der Luftschall sowie das Antriebsmoment (Abb. 6.9) gemessen.



**Abbildung 6.9:** Reibmomentkurven für die Drehzahlhochläufe am Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C

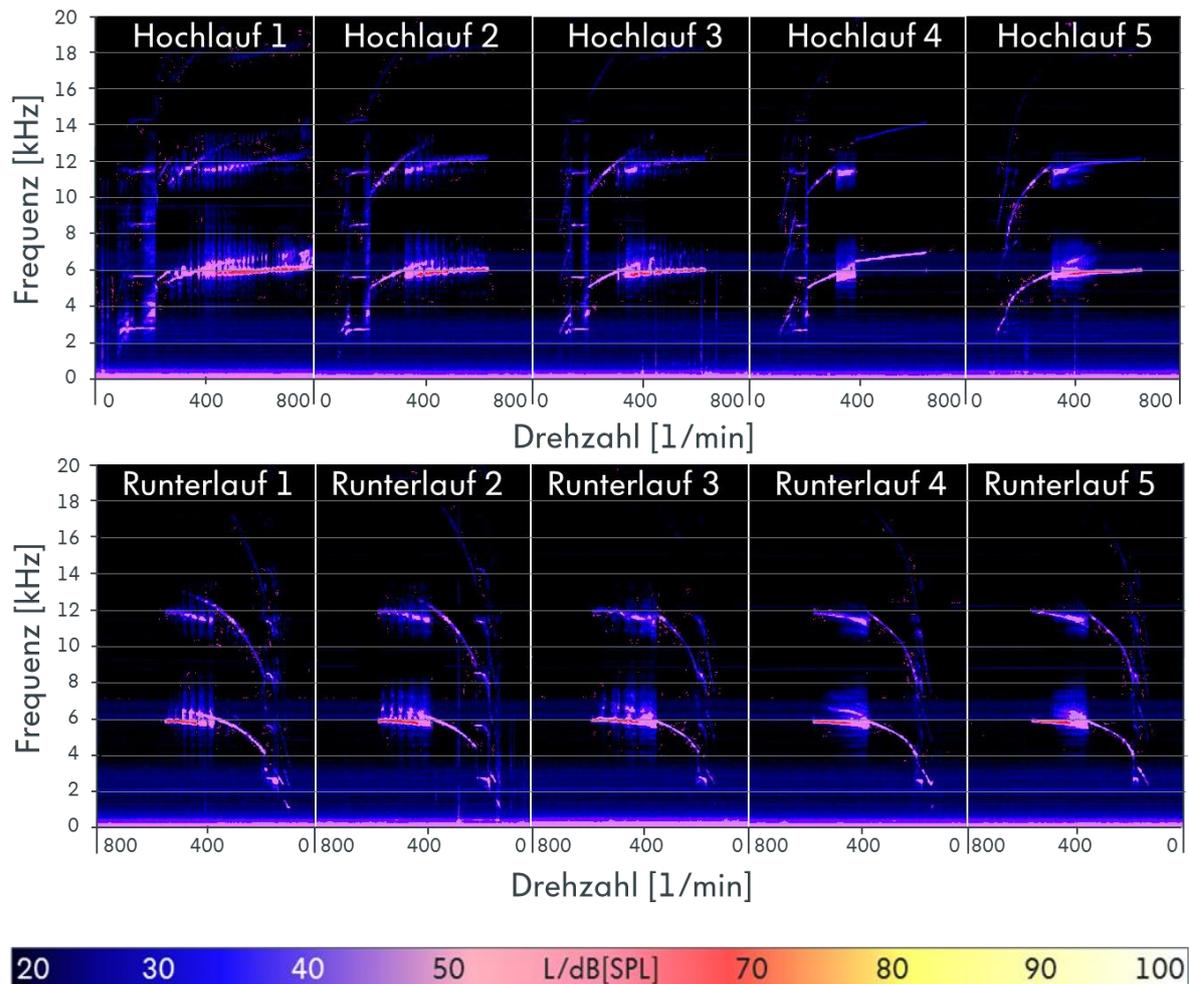
In Abb. 6.9 sind die Reibmomentkurven der 5 Hochläufe an Dichtring B bei 1,5 bar Kühlmitteldruck dargestellt. Hochlauf 1 besitzt gegenüber den nachfolgenden Prüfläufen ein erhöhtes Antriebsmoment. Die Hochläufe 2 bis 5 weisen nur geringe Abweichungen von ca. 2-3 Nmm zueinander auf. Auch zeigen die Kurven den bereits im vorherigen Abschnitt beschriebenen Abfall des Reibmoments infolge des Ein- oder Aussetzens der Stick-Slip-Schwingung deutlich stärker auf, als bei Dichtring A zu beobachten, sodass hier eine eindeutige

Zuordnung der Momentensprünge zu den Stick-Slip-Ereignissen vorliegt. Das Reibmomentniveau ist gegenüber Dichtring A erhöht, was auf eine schlechtere Schmierung der Dichtlippe durch das Einlauffett schließen lässt. Wie bei den Versuchen mit Dichtring A wird Dichtring B nur in den Druckstufen 1,0 bar und 1,5 bar zu Stick-Slip angeregt, was sich in den Sprüngen in den gemittelten Reibmomentkurven in Abb. 6.10 bemerkbar macht. Die Momentenkurven bei 0,4 bar und 0,6 bar verlaufen näherungsweise gleich und weisen aufgrund der nicht vorliegenden Stick-Slip-Schwingungen keine Sprünge im Reibmoment auf.



**Abbildung 6.10:** gemittelte Reibmomentkurven aller Hoch- und Runterläufe in den verschiedenen Druckstufen am Dichtring B bei 90 °C

Die Luftschallmessungen der Hoch- und Runterläufe zeigen im Vergleich zu den Versuchen mit Dichtring A, bei denen nur geringste Schwankungen vorliegen, sehr große Unterschiede untereinander. Dies ist in den folgenden Abbildungen ersichtlich, in denen der Schalldruckpegel im Frequenzbereich aller Hoch- und Runterläufe des Dichtrings B im Drehzahlbereich von 0-800 1/min bzw. 800-0 1/min dargestellt ist (Abb. 6.11).

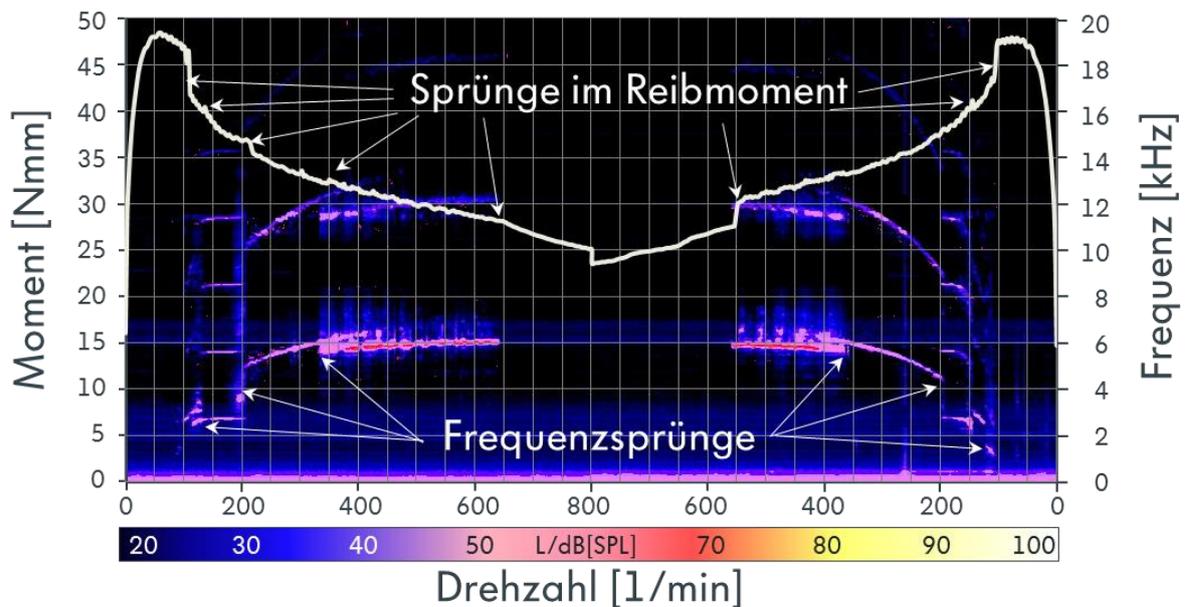


**Abbildung 6.11:** Stick-Slip-Anregung des Dichtrings B im Drehzahlbereich bis 800 1/min in den 5 Hochläufen und 5 Runterläufen am Rheometer bei 1,5 bar und 90 °C

Die großen Unterschiede in den angeregten Frequenzen zwischen den verschiedenen Prüfläufen sind aufgrund der minimalen Schwankungen in den gemessenen Reibmomentkurven gemäß Abb. 6.9 zunächst überraschend. Sie lassen vermuten, dass entweder minimale Abweichungen in den Reibverhältnissen an der Dichtlippe oder ein weiterer Einflussfaktor, der nicht anhand des Reibmoments gemessen werden kann, zu den Unterschieden in den angeregten Strick-Slip-Frequenzen führt. In den Simulationen am MKS-Modell kann festgestellt werden, dass die gemessenen Effekte auf Schwankungen der Reibverhältnisse im Kontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe mit dem Stützring zurückzuführen sind. Ausführliche Erklärungen dazu finden sich in Kapitel 7.2.1.

Eine detaillierte Analyse der auftretenden Stick-Slip-Phänomene am Dichtring B wird zunächst am 2. Hoch- und darauffolgenden Runterlauf durchgeführt. Dafür ist in Abb. 6.12 beispielhaft das Reibmoment über der Drehzahl aufgetragen. Der in den Frequenzbereich überführte

Schalldruck ist ebenfalls dargestellt. Der gezeigte Drehzahlbereich ist auf 800 1/min eingegrenzt um die Details in den Bereichen der Stick-Slip-Anregung besser veranschaulichen zu können. Der Reibmomentsprung bei 800 1/min ist demnach nicht einem Stick-Slip-Effekt zuzuschreiben, sondern resultiert aus beschriebenen Hysterese- und Schmiereffekten, welche zu Unterschieden im Reibmoment zwischen Hoch- und Runterlauf führen.

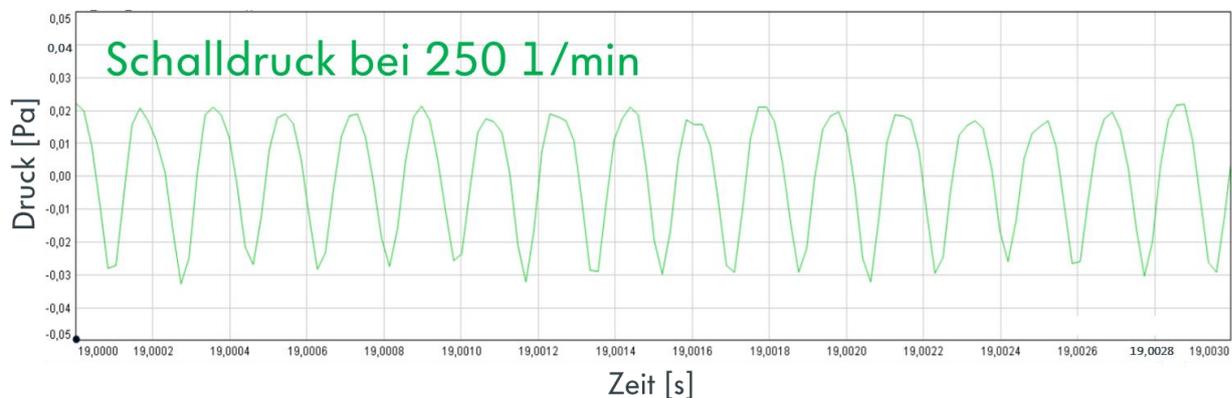


**Abbildung 6.12:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 2 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C

In Abb. 6.12 zeigt sich nochmals die deutlich größere Neigung des Dichtrings B zu Stick-Slip gegenüber Dichtring A. Während Dichtring B nach Überschreiten des Reibmomentmaximums fast sofort zum Schwingen angeregt wird, befindet sich Dichtring A länger im absteigenden Drehzahlbereich der Momentenkurve, bevor eine Anregung zu Stick-Slip stattfindet (Vergleich Abb. 6.7). Die betragsmäßig größere Steigung der Momentenkurve des Dichtrings B führt zu einem größeren angeregten Drehzahlbereich im Hochlauf zwischen 110 1/min und 640 1/min und im Runterlauf zwischen 100 1/min und 560 1/min. Damit wird auch hier, wie bei Dichtring A, ein Unterschied zwischen Hoch- und Runterlauf beobachtet, welcher seine Ursache in Hystereseeffekten und verschiedenen Reibverhältnissen hat. Es werden außerdem mehrere Frequenzbereiche angeregt, die teilweise durch Sprünge getrennt sind. Beispiele hierfür sind im Hochlauf die Frequenzsprünge bei ca. 120 1/min, 200 1/min und 330 1/min. Jeder Frequenzsprung sowie das Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingungen hat auch einen erkennbaren Einfluss auf den Verlauf des Reibmoments. So können speziell beim Einsetzen der

Schwingung im Hochlauf bei ca. 110 1/min sowie beim Aussetzen im Runterlauf bei 100 1/min Momentensprünge von bis zu 6 Nmm festgestellt werden.

Die angeregte Frequenz im Drehzahlbereich zwischen 150 1/min und 200 1/min ist mit 2,7 kHz in der gleichen Größenordnung wie bei Dichtring A. Der Frequenzsprung bei ca. 200 1/min kann ebenfalls bei beiden Dichtringen festgestellt werden. Dichtring A besitzt nach dem Frequenzsprung eine Stick-Slip-Frequenz von ca. 4,5 kHz, während die Frequenz bei Dichtring B nach dem Sprung mit ca. 5 kHz etwas höher liegt. Anhand der Zeitdaten des gemessenen Schalldrucks bei 250 1/min in Abb. 6.13 lässt sich zudem zeigen, dass eine näherungsweise periodische Schwingform vorliegt.



**Abbildung 6.13:** Zeitsignal des Schalldrucks bei 250 1/min in Hochlauf 2 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C

Die im Vergleich zu Dichtring A um 0,5 kHz höhere Stick-Slip-Frequenz bei Dichtring B nach dem Frequenzsprung bei 200 1/min ist hier nicht sofort plausibel, da die betragsmäßig größere Steigung in der Reibmomentkurve gegenüber Dichtring A zu einer größeren Auslenkung der Dichtlippe und gemäß der Beobachtungen aus der Literatur (siehe [44], [46], [47]) zu einer niedrigeren Frequenz führen müsste. Simulationen am MKS-Modell zeigen hierzu einen Einfluss der Struktur des Dichtrings sowie des Stützringkontakts, welche das Entstehen komplexer Schwingformen mit unterschiedlichen Frequenzen begünstigen (Kapitel 7.2.1).

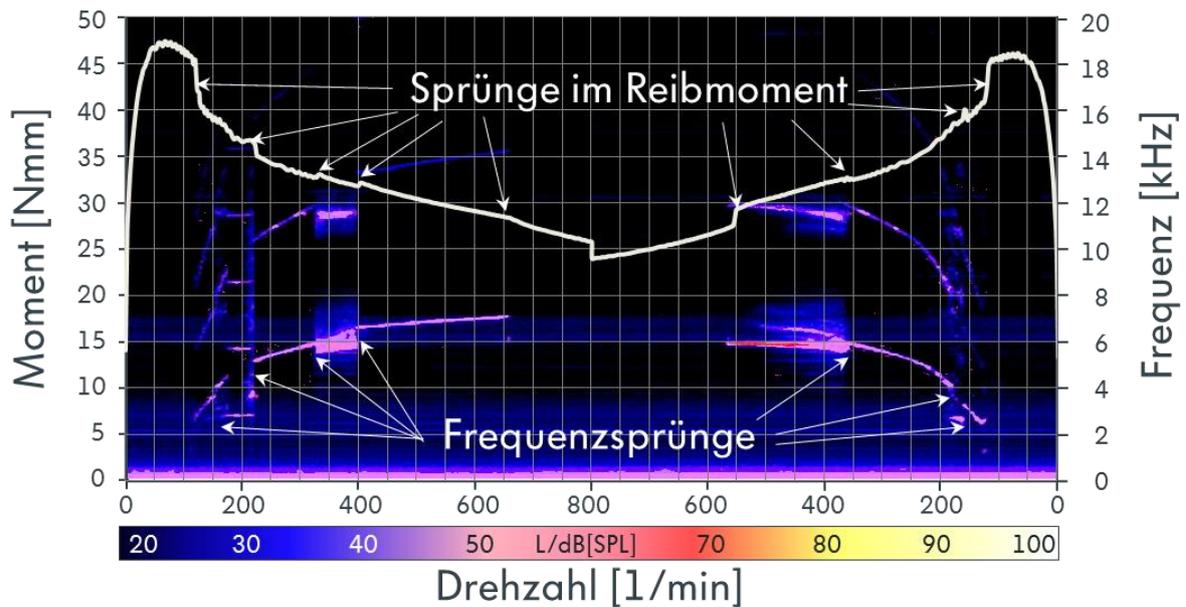
Bei Dichtring B resultiert im Hochlauf 2 noch ein weiterer Frequenzsprung, der in den Messungen bei Dichtring A nicht auftritt. Bei ca. 330 1/min wechselt der Dichtring sein Schwingverhalten von einer konstanten Frequenz zu einer komplexen Schwingform, die augenscheinlich mindestens zwei parallel auftretende Frequenzen beinhaltet. Zudem ist das Signal sehr verrauscht. Die Analyse der Zeitdaten des Schalldrucks gemäß Abb. 6.14 zeigt die

Überlagerung der beiden Frequenzen bei 350 1/min, welche das Erscheinungsbild einer Schwebung hat. Der dargestellten Schwebung sind allerdings weitere Frequenzen überlagert. Im ausgewerteten Zeitraum ergibt sich keine Periodizität, sodass das Vorhandensein chaotischer Schwingungen nicht ausgeschlossen werden kann. Da die Messung innerhalb eines Drehzahlhochlaufs stattfindet, wird das Entstehen einer periodischen Schwingform möglicherweise durch die vorhandene Beschleunigung unterbunden.

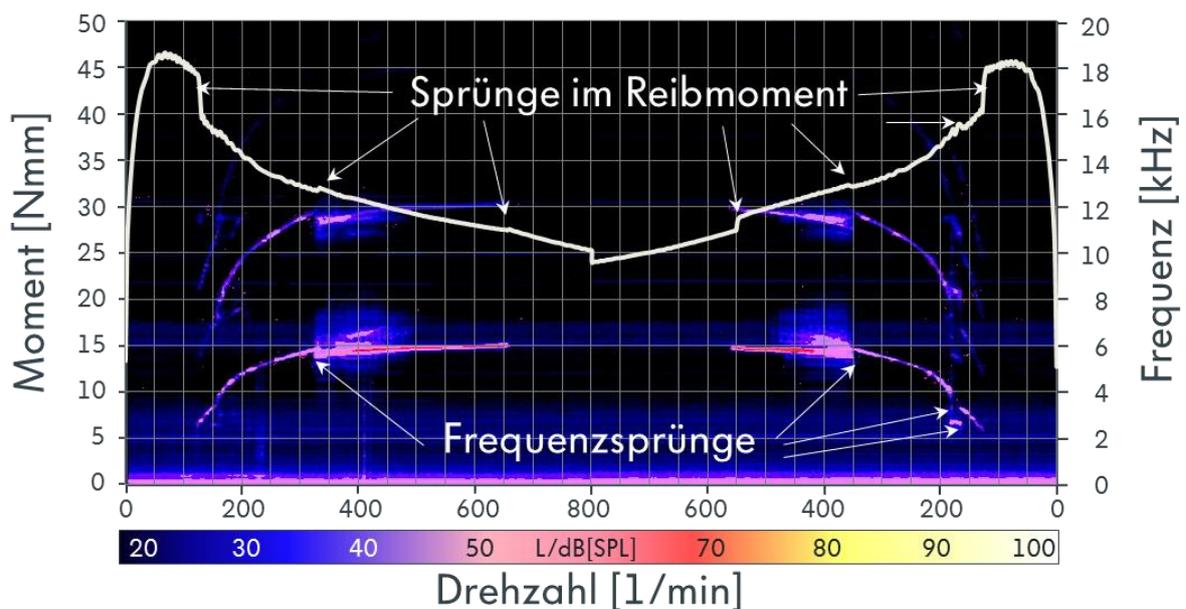


**Abbildung 6.14:** Zeitsignal des Schalldrucks bei 350 1/min in Hochlauf 2 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C

Große Unterschiede bezüglich des Luftschalls zwischen den Dichtringen A und B bestehen, wie bereits erwähnt, auch in der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Während diese bei Dichtring A sehr gut ist, liegen bei Dichtring B trotz sehr ähnlich verlaufender Momentenkurven teilweise große Unterschiede hinsichtlich der angeregten Frequenzen vor. Als Beispiel dafür können die beiden unten dargestellten Diagramme der Hoch- und Runterläufe 4 und 5 bei 1,5 bar aufgezeigt werden (siehe Abb. 6.15 und Abb. 6.16). Die Momentenkurven, welche gemeinsam in Abb. 6.9 dargestellt sind, unterscheiden sich nur geringfügig voneinander, während sich die angeregten Frequenzen zwischen den Hochläufen 4 und 5 stark unterscheiden.



**Abbildung 6.15:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 4 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C



**Abbildung 6.16:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 5 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90 °C

Speziell im Hochlauf zeigen sich große Unterschiede. In Hochlauf 4 sind fünf unterschiedliche Stick-Slip-Frequenzbereiche zu erkennen, die durch klare Sprünge bei 170 1/min, 220 1/min, 330 1/min und 400 1/min voneinander getrennt sind. Bei den Frequenzsprüngen bei 330 1/min und 400 1/min lassen sich in diesem Prüflauf zudem geringe Momentensprünge zu einem höheren Reibmoment nachweisen. Beim Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingungen

liegen jeweils Momentensprünge nach unten vor. Im weiteren Verlauf ab 400 1/min steigt die Stick-Slip-Frequenz kontinuierlich von 6,7 kHz auf 7,6 kHz an.

Der Hochlauf 5 zeigt nur einen deutlichen Frequenzsprung bei 330 1/min. Der Bereich konstanter Frequenz im Drehzahlbereich zwischen ca. 170 1/min und 220 1/min, wie in Hochlauf 4 zu erkennen, ist komplett verschwunden. Vielmehr steigt die Frequenz von 2,7 kHz bei ca. 120 1/min kontinuierlich auf 5,9 kHz bei 330 1/min an. Dort findet ein Frequenzsprung auf eine komplexe Schwingform mit einer Grund-Stick-Slip-Frequenz von ca. 5,8 kHz statt. Das Springen auf ein niedrigeres Frequenzband bei steigender Drehzahl, wie in beiden Prüfläufen 4 und 5 mehrfach ersichtlich, erscheint nicht plausibel. Wie bereits erwähnt, ist mit einem Anstieg der Stick-Slip-Frequenz bei steigender Drehzahl zu rechnen, da infolge der flacheren Reibwertkurve die Dichtlippe weniger stark ausgelenkt werden müsste und dadurch früher zurückschwingen würde, was in einer höheren Frequenz resultiert.

Die beschriebenen großen Unterschiede in den angeregten Frequenzen bei gleichzeitig nur augenscheinlich kleinen Unterschieden im Antriebsmoment deuten darauf hin, dass das gesamte Schwingungssystem sehr labil auf kleinste Änderungen reagiert. Demnach bestehen im Phasenraum mehrere Lösungen, die sich stark voneinander unterscheiden, aber nur eine geringe Veränderung eines Parameters im System bedürfen. Die Untersuchungen am MKS-Modell des Dichtrings zeigen hierzu in Kapitel 7.2.1 einen starken Einfluss der Reibwertkurve zwischen der kühlmittelseitigen Dichtlippe und dem Stützring, an dem sich die Dichtlippe unter Druck abstützt. Geringe Abweichungen im Reibwertverlauf in diesem Kontakt führen im MKS-Modell zu sich stark unterscheidenden Stick-Slip-Frequenzen, was eine Erklärung für die genannten Unterschiede zwischen den gemessenen Frequenzen in den Rheometerversuchen darstellt.

### 6.1.3 Fazit der Rheometerversuche

Anhand der Versuche am Rheometer können folgende Grundaussagen getroffen werden:

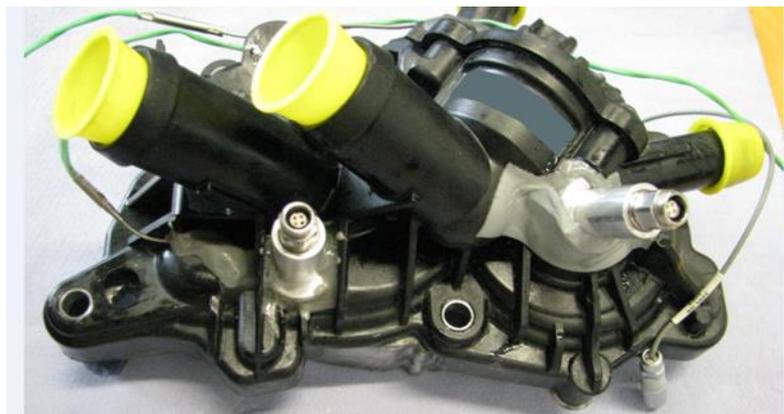
- Der Dichtring schwingt nicht mit einer seiner Eigenfrequenzen, sondern kann näherungsweise beliebige Frequenzen in Abhängigkeit von mehreren, das Tribosystem beeinflussenden Parametern, in der Stick-Slip-Schwingung annehmen.
- Am Dichtring können Stick-Slip-Schwingungen resultieren, die eine periodische oder chaotische Charakteristik vorweisen. Die Zerlegung des gemessenen Schalldrucksignals in seine Frequenzanteile kann sowohl einige wenige als auch eine Vielzahl unterschiedlicher Frequenzen zur Folge haben.
- Die Stick-Slip-Frequenz verläuft nicht immer stetig über der Drehzahl. Es treten Sprünge in der Stick-Slip-Frequenz bei sich ändernder Drehzahl auf.
- Beim Ein- und Aussetzen, sowie bei einem Sprung der Stick-Slip-Frequenz können Sprünge im Reibmomentverlauf resultieren, die zu höheren als auch niedrigeren Reibmomenten führen können.
- Die Stick-Slip-Frequenz nimmt mit zunehmender Drehzahl nicht zwangsweise zu, sondern kann auch konstant verlaufen oder durch einen Sprung auf ein niedrigeres Frequenzband wechseln.
- Eine betragsmäßig größere Steigung im fallenden Ast der Reibmomentkurve führt nicht immer zu einer niedrigeren Stick-Slip-Frequenz. Drehzahlabhängig kann die Frequenz auch höhere Werte annehmen, als bei kleinerer Steigung im Reibmomentverlauf.
- Die zu Stick-Slip angeregten Drehzahlbereiche im Hoch- und Runterlauf unterscheiden sich und lassen auf Hystereseeffekte und Einflüsse der sich einstellenden Reibbedingungen infolge der Schmierung schließen.
- Prüfläufe, die unter gleichen Randbedingungen verlaufen und einen näherungsweise gleichen Reibmomentverlauf aufweisen, zeigen starke Unterschiede hinsichtlich der angeregten Frequenzen, welche neben dem Reibwertverlauf auf das Vorhandensein eines weiteren Einflussfaktors auf die Stick-Slip-Frequenz hindeuten.

Neben bekannten Feststellungen zu Stick-Slip liegen auch Ergebnisse vor, die nicht den üblichen Beobachtungen und Simulationsergebnissen entsprechen. Für Reibmomentsprünge und sinkende Stick-Slip-Frequenzen mit entweder ansteigender Drehzahl oder betragsmäßig kleinerer Steigung im Reibmomentverlauf finden sich in den gesichteten Literaturquellen keine Hinweise.

## 6.2 Versuche im Fahrzeug

### 6.2.1 Versuchsaufbau

Zur Untersuchung von fahrzeugrelevanten Parametern wie Drehungleichförmigkeit und Kühlmitteldruck werden im Akustikzentrum von Volkswagen Luftschallmessungen an einer in verschiedenen Fahrzeugen verbauten Kühlmittelpumpe durchgeführt. Vorab wird ein eingelaufener Dichtring in der Kühlmittelpumpe verbaut. An der Kühlmittelpumpe werden Drucksensoren an der Druck- und Saugseite angebracht (Abb. 6.17). Zusätzlich wird die Drehzahl hochaufgelöst am Riemenrad der Nockenwelle mithilfe eines Wirbelstromsensors gemessen. Die Nockenwelle treibt über einen Zahnriemen direkt die Kühlmittelpumpe an. Drehungleichförmigkeiten an der Nockenwelle werden direkt auf die Antriebswelle der Kühlmittelpumpe übertragen.

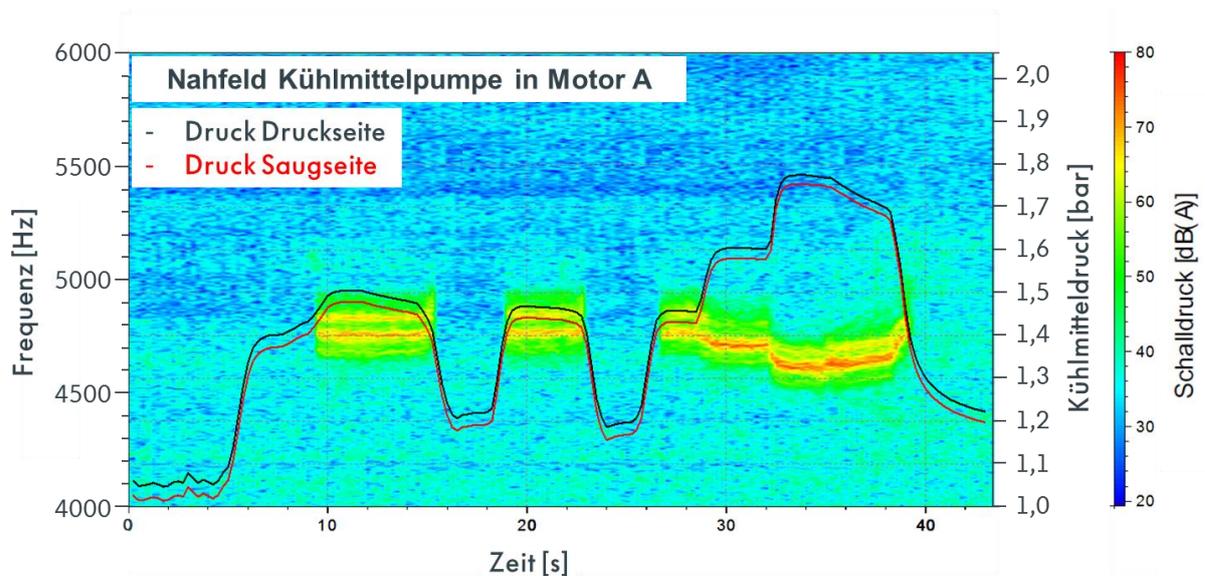


**Abbildung 6.17:** Kühlmittelpumpe mit Sensoren zur Druck- und Temperaturmessung nach [79]

Die Kühlmittelpumpe mit dem verbauten Dichtring wird anschließend in drei Fahrzeugen mit unterschiedlichen Motoren verbaut und der Luftschall im Nahfeld der Kühlmittelpumpe bei Leerlaufdrehzahl des Motors gemessen.

### 6.2.2 Ergebnisse und Auswertung

Zur Bestimmung des Druckeinflusses wird bei Betrieb der Kühlmittelpumpe in Motor A der Druck am Flügelrad bei Leerlaufdrehzahl des Motors über eine Handpumpe variiert und parallel dazu der Luftschall im Nahfeld der Kühlmittelpumpe am Motor gemessen. Die Rohdaten des Schalldrucks werden anschließend mithilfe der FFT ausgewertet und sind in Abb. 6.18 über der Zeit dargestellt. Die Leerlaufdrehzahl an der Nockenwelle liegt bei Motor A bei 390 1/min.



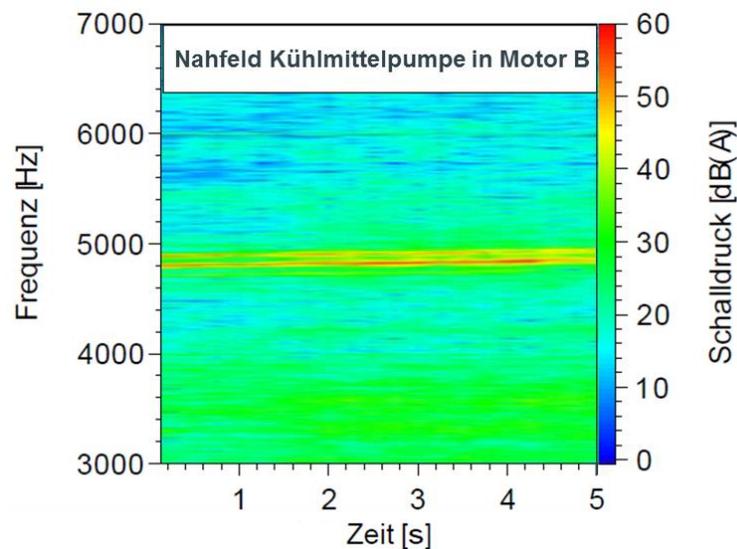
**Abbildung 6.18:** Luftschallmessung im Nahfeld des Motors A im Akustikzentrum von Volkswagen bei Leerlaufdrehzahl und variablem Kühlmitteldruck nach [79]

Bei einem Druck auf der Druckseite oberhalb von ca. 1,45 bar wird eine dominante charakteristische Frequenz von ca. 4,75 kHz gemessen (Abb. 6.18). Das beschriebene Signal hat seine Ursache in der Anregung des Dichtrings zu Stick-Slip. Es kann zudem eine Abhängigkeit der Stick-Slip-Frequenz vom Druck festgestellt werden. Mit steigendem Druck sinkt die angeregte Frequenz. Bei einem Druck von 1,45 bar liegt die Frequenz bei ca. 4,75 kHz. Eine Steigerung des Drucks auf 1,6 bar hat einen leichten Abfall der Stick-Slip-Frequenz auf ca. 4,7 kHz zur Folge. Bei 1,77 bar liegt die Frequenz nur noch bei ca. 4,6 kHz.

Die Messungen am Fahrzeug zeigen somit nochmals die in den Rheometerversuchen festgestellte Abhängigkeit der Stick-Slip-Neigung des Dichtrings vom Druck. So kann auch in den Rheometerversuchen gezeigt werden, dass der Dichtring unterhalb eines Drucks von 1,0 bar nicht zu Schwingungen angeregt werden kann. Der minimale Druck, bei dem potentiell Stick-Slip entsteht, unterscheidet sich dennoch zwischen Fahrzeug- und Rheometerversuchen, da im Fahrzeug weitere Einflussfaktoren wie Einlauffett an der Dichtlippe, Drehungleichförmigkeit, translatorische Wellenschwingungen, Alterung des Kühlmittels und Druckpulsationen vorliegen, die eine Vergleichbarkeit mit den Messungen in den Rheometerversuchen unter Laborbedingungen erschwert.

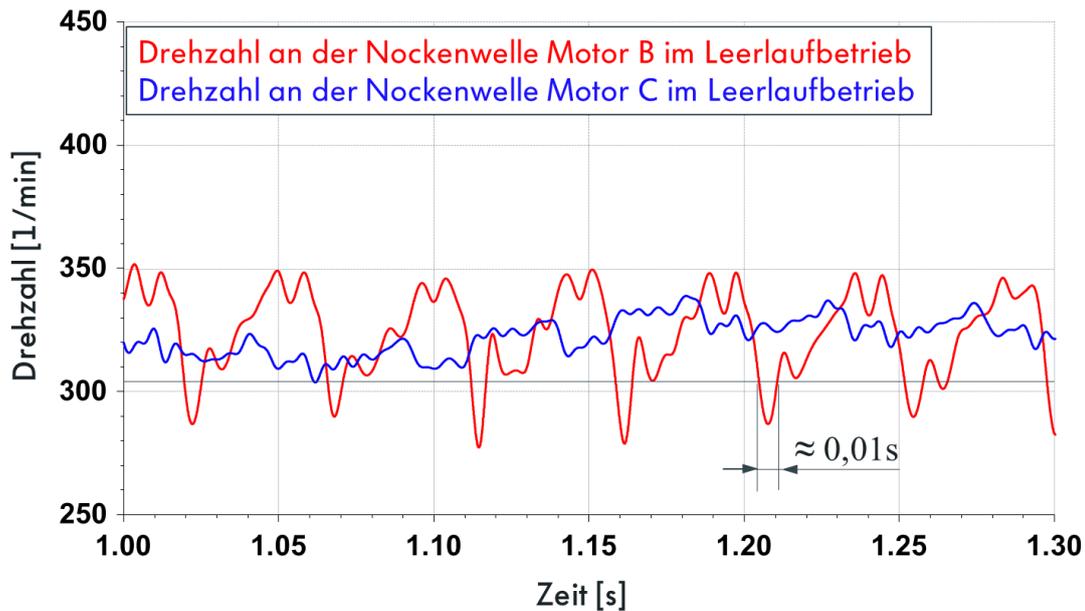
Die Kühlmittelpumpe wird in einem weiteren Versuch in zwei Fahrzeugen mit unterschiedlichen Motoren B und C getestet, welche sich geringfügig in der Leistung unterscheiden. Die

Leerlaufdrehzahl an der Kühlmittelpumpe liegt bei beiden Motoren bei 765 1/min. Dies entspricht einer Nockenwellendrehzahl von ca. 340 1/min. Der Druck auf der Druckseite liegt beim Verbau in Motor B und C jeweils identisch bei ca. 1,3 bar. Es bestehen geringe Unterschiede in der Temperatur. Bei Motor B wird eine Kühlmitteltemperatur von 87 °C gemessen, während dieser Wert bei Motor C bei 90°C liegt. Bei der Luftschallmessung im Leerlaufbetrieb fällt auf, dass der Dichtring in Motor B zu Stick-Slip angeregt wird (Abb. 6.19). Es wird die charakteristische Frequenz von ca. 4,8 kHz gemessen. Die Anregung des Dichtrings in Motor B bei einem niedrigeren Druck von 1,3 bar gegenüber Motor A (1,45 bar) erscheint aufgrund der kleineren mittleren Leerlaufdrehzahl in Motor B plausibel. Bei der herabgesetzten Drehzahl reicht entsprechend auch ein geringerer Kühlmitteldruck aus, um den Dichtring zu Stick-Slip anzuregen. In Motor C kommt es nicht zu einer Anregung des Dichtrings.



**Abbildung 6.19:** Luftschallmessung im Nahfeld des Motors B im Akustikzentrum von Volkswagen bei Leerlaufdrehzahl und 1,3 bar Kühlmitteldruck nach [79]

Bei der Analyse des Drehzahlverlaufs an der Nockenwelle fällt auf, dass Motor B eine höhere Drehungleichförmigkeit an der Nockenwelle gegenüber Motor C aufweist (Abb. 6.20). Obwohl die mittlere Leerlaufdrehzahl der Nockenwellen bei beiden Motoren mit ca. 340 1/min näherungsweise gleich ist, liegt die Drehzahl bei Motor B zeitweise nur bei 280 1/min, was einer Drehzahl an der Kühlmittelpumpe von ca. 630 1/min entspricht. Die kleinste gemessene Drehzahl an der Nockenwelle bei Motor C liegt bei ca. 305 1/min, was einer Kühlmittelpumpendrehzahl von ca. 686 1/min entspricht und damit deutlich höher liegt als bei Motor B.



**Abbildung 6.20:** Drehzahlmessung an den Nockenwellen der Motoren B und C im Akustikzentrum von Volkswagen bei Leerlauf nach [79]

Da die gemessenen Temperaturen, Drücke und mittleren Drehzahlen beim Verbau der Kühlmittelpumpe in den Motoren B und C näherungsweise identisch sind, ist es möglich, dass die zeitweise niedrigen Drehzahlen an der Welle der Kühlmittelpumpe in Motor B den Dichtring in diesem Bereich zu Stick-Slip anregen. Stick-Slip-Schwingungen können nur entstehen, wenn eine fallende Reibkraftkurve im Reibkontakt vorliegt. Außerdem liegt die bekannte Abhängigkeit von der Steigung selbst vor, wonach ein System mit einer größeren Steigung im abfallenden Ast der Reibkraftkurve eine größere Neigung zu Stick-Slip aufweist als ein System mit einer geringen Steigung in der Reibkraftkurve. Daraus folgt, dass für ein System mit einer Stribeck-ähnlichen Reibkraftkurve und einen gegebenen Parametersatz der Randbedingungen eine Grenzdrehzahl vorliegt, oberhalb derer keine Stick-Slip-Schwingungen mehr auftreten.

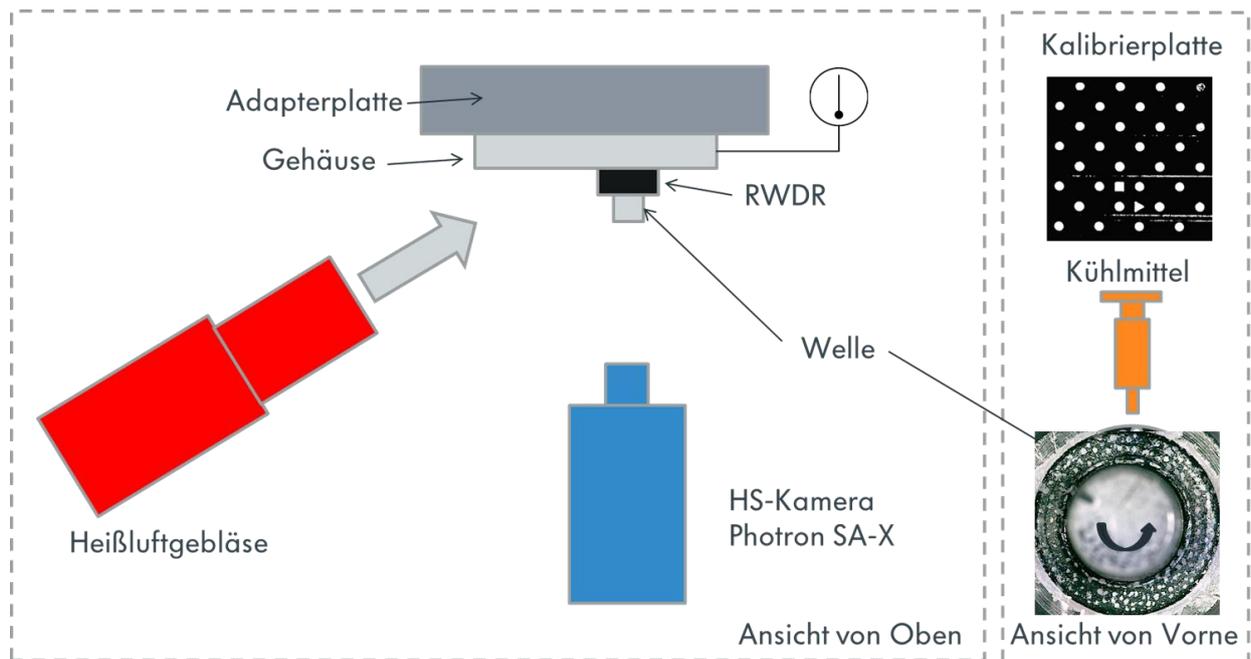
In den Rheometerversuchen konnte bereits gezeigt werden, dass diese Grenzdrehzahl für 1,5 bar bei Dichtring A bei ca. 460 1/min und bei Dichtring B zwischen 650 1/min und 800 1/min in den Drehzahlhochläufen liegt (Abb. 6.6 und Abb. 6.11). Da bei der Fahrzeugmessung mit 1,3 bar nur ein geringfügig niedrigerer Druck am Dichtring vorliegt als in den Rheometerversuchen und die gemessenen Grenzdrehzahlen am Rheometer im Bereich der Schwankungen der Minstdrehzahlen an den Kühlmittelpumpen in den Motoren B und C liegen, besteht die Möglichkeit, dass die Grenzdrehzahl des Dichtrings in den Fahrzeugversuchen bei 90°C und 1,3 bar Druck zwischen 630 1/min und 686 1/min Kühlmittelpumpendrehzahl liegt. Eine

eindeutige Feststellung, ob die Drehungleichförmigkeit für die Schwankungen in der Stick-Slip-Anregung in den Motoren B und C verantwortlich ist, kann jedoch nicht mit Sicherheit getroffen werden, da geringe Schwankungen im Druck, Alterungseffekte des Kühlmittels und Einlaufeffekte am Dichtring in den Messungen überlagert sind und nicht gemessen werden. Anhand des MKS-Modells kann in Kapitel 7.2.5 allerdings gezeigt werden, dass innerhalb der Zeit von 0,01 s unterhalb der Grenzdrehzahl eine Anregung des Dichtrings zu Stick-Slip erfolgt. Somit erscheint die Drehungleichförmigkeit als Ursache für die Anregung des Dichtrings in Motor B als wahrscheinlich.

## 6.3 Versuche am Komponentenprüfstand

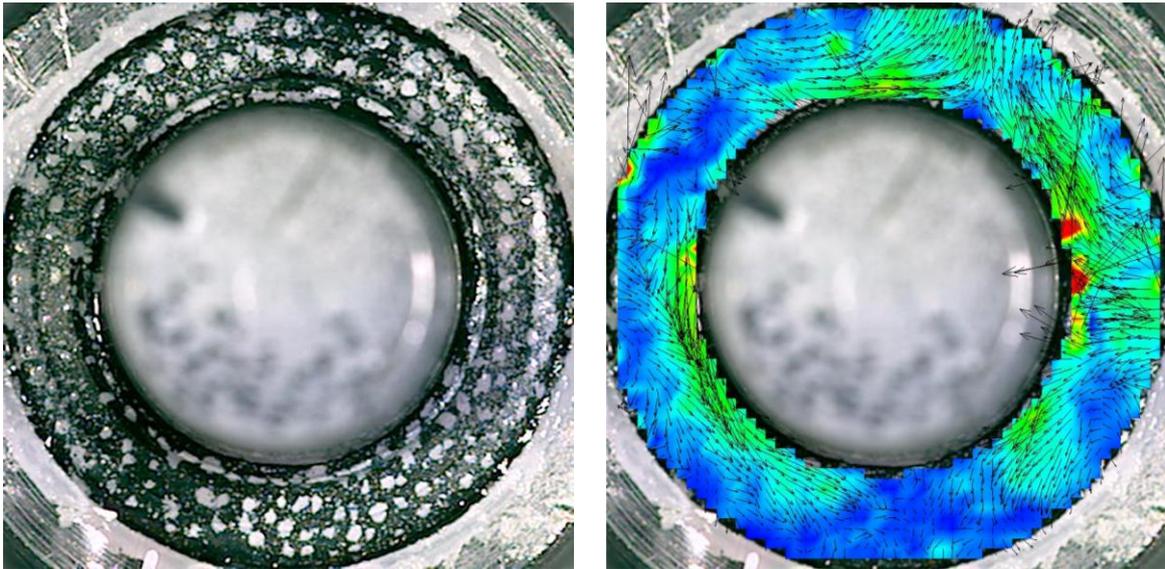
### 6.3.1 Versuchsaufbau

In den Rheometerversuchen können Reibmoment, Drehzahlspektrum und Frequenzanteile der Stick-Slip-Frequenz am Dichtring unter anwendungsnahen Umgebungsbedingungen erfasst werden. Um auch Aussagen über Schwingformen und -bereiche zu erlangen, wird ein Versuchsaufbau generiert, bei dem ein Dichtring in einer Kühlmittelpumpe auf dem Komponentenprüfstand betrieben wird. Die Kühlmittelpumpe wird dabei ohne Flügelrad und Deckel betrieben, um den Dichtring von außen optisch begutachten zu können. Während des Betriebs wird die Bewegung der kühlmittelseitigen Dichtlippe mithilfe der Highspeed-Kamera Photron SA-X hochaufgelöst aufgenommen. Ein Heißluftgebläse, welches auf den Dichtring gerichtet ist, erwärmt diesen auf die Temperatur von ca. 90°C (Abb. 6.21). In einem ersten Versuch, in dem mit einem transparenten Gehäusedeckel und vollständiger Befüllung mit Kühlmittel gearbeitet wird, kann die Schwingung am Dichtring wegen schlechter Sicht durch das aufgewühlte Kühlmittel nicht einwandfrei mit der Kamera aufgenommen werden. Entsprechend wird der Versuch ohne Deckel durchgeführt, was den Nachteil des fehlenden Kühlmittels an der gesamten Dichtlippe zur Folge hat. Da eine Anregung der Dichtlippe zu Stick-Slip im trockenen Zustand ohne das Vorhandensein von Kühlmittel nicht erfolgt, wird der Dichtring im Betrieb mithilfe einer Spritze mit Kühlmittel beträufelt und somit die Dichtlippe lokal benetzt. Sobald die Stick-Slip-Schwingung akustisch anhand des Quietschgeräuschs hörbar ist, wird die Aufnahme durch die Kamera manuell ausgelöst.



**Abbildung 6.21:** Versuchsaufbau zur Messung von Stick-Slip-Schwingungen an einem Dichtring mithilfe einer Highspeed-Kamera nach [79]

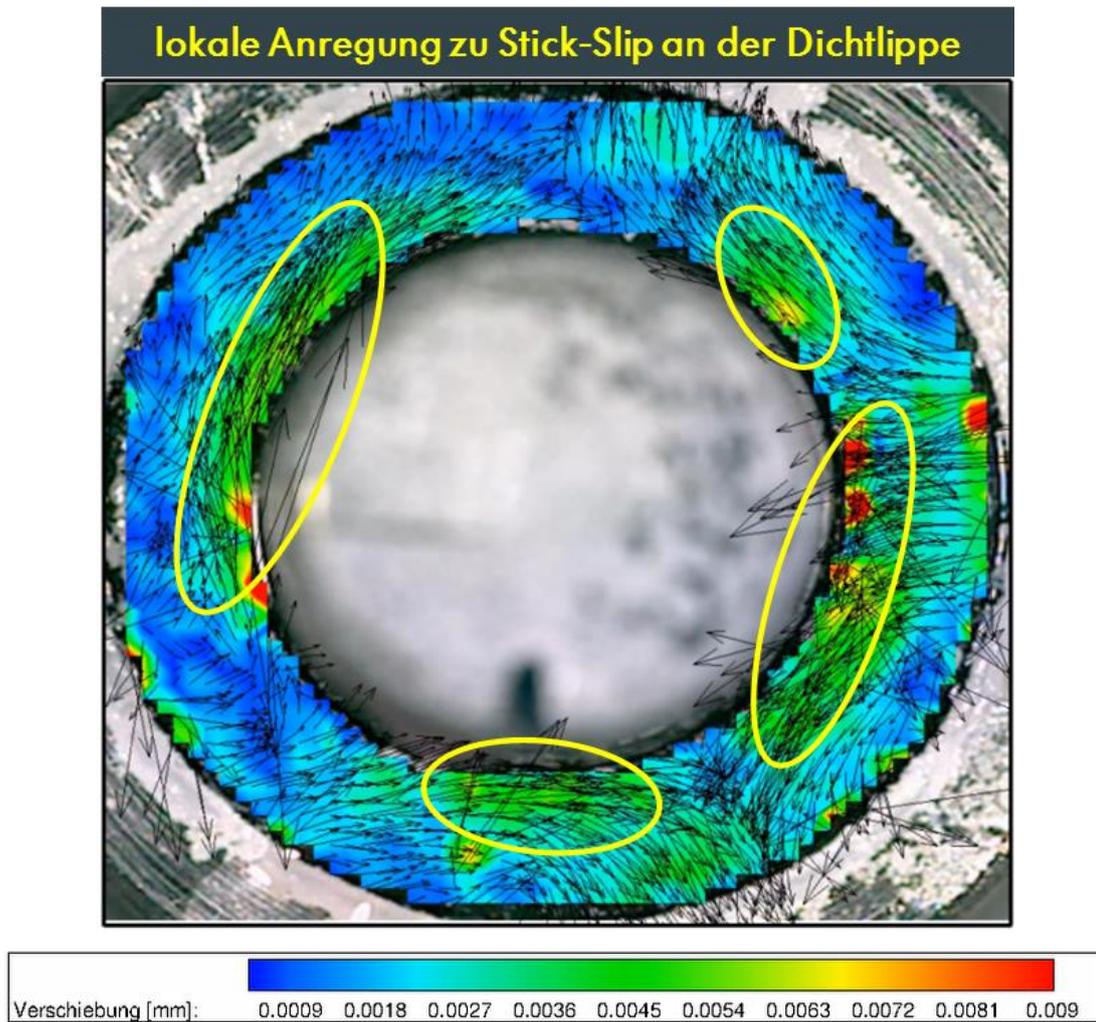
Die mit der Kamera aufgenommenen Bilder werden im Nachgang mit der Kreuzkorrelation ausgewertet (Kapitel 2.6), um Aussagen zu den Schwingformen, -bereichen und -amplituden zu erlangen. Der Dichtring wird entsprechend mit einem Punkte-Muster durch Bespritzen mit einem Pinsel versehen, welches die Auswertung mittels Kreuzkorrelation unterstützt (Abb. 6.22 links). Bevor die Messungen am schwingenden Dichtring durchgeführt werden, wird der Fokus der Highspeed-Kamera an einer Kalibrierplatte mit definiertem Punktemuster kalibriert. Durch Abfahren des Punkterasters mit bekannten Punkt-Abständen können so Krümmungseffekte aus der Linse der Kamera festgestellt werden, welche bei der Auswertung der Bilder durch die Kreuzkorrelation berücksichtigt und ausgeglichen werden. Anschließend wird der Dichtring bei variablen Drehzahlen betrieben und mit Kühlmittel beträufelt. Die erzeugten Aufnahmen mit der Kamera werden mit der Software Fluere ausgewertet. Dazu wird ein Gitter mit Auswertefenstern über die Aufnahmen des Dichtrings gelegt, den Pixeln in jedem Auswertefenster verschiedene Grau- bzw. Helligkeitswerte zugeordnet und die Kreuzkorrelation zwischen jeweils zwei Aufnahmen durchgeführt. Im Anschluss werden die sich aus der Kreuzkorrelation berechneten Zahlenwerte der Verschiebungen am Dichtring mit der Software Tecplot bearbeitet und somit die Visualisierung der Verschiebungen generiert.



**Abbildung 6.22:** Aufnahme des Dichtrings (links) und ausgewertete Verschiebungen mithilfe der Kreuzkorrelation (rechts) nach [79]

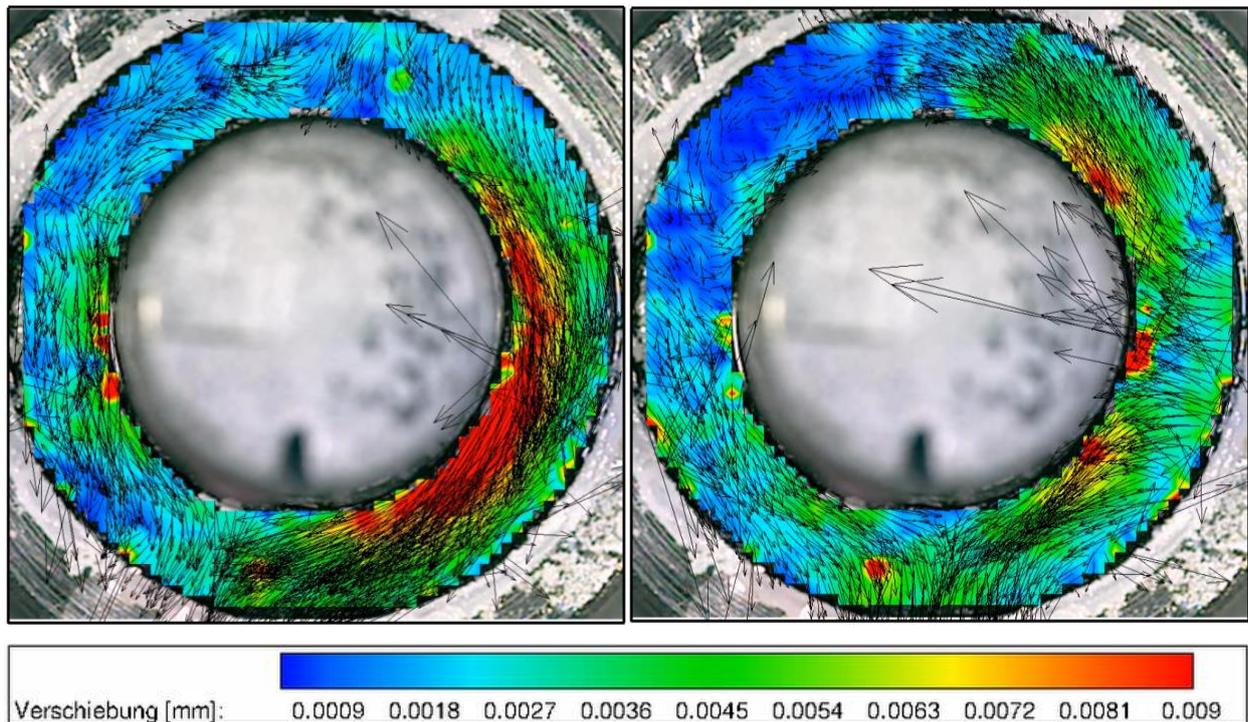
### 6.3.2 Ergebnisse und Auswertung

Die mit der Kreuzkorrelation ausgewerteten Bilder zur Verschiebung der Dichtlippe zeigen unregelmäßig über den Umfang der Dichtlippe verteilte Bereiche, in denen Schwingungen auftreten (Abb. 6.23). Die Verschiebungen zeigen weder das Verformungsverhalten einer Torsionsmode der Dichtlippe noch das einer anderen Eigenform des Dichtrings. Es entstehen vielmehr voneinander getrennte Bereiche, in denen die Verschiebungen der Dichtlippe mit ca.  $9\ \mu\text{m}$  maximal werden. Die angeregten Bereiche werden getrennt durch Bereiche, in denen offenbar kein Stick-Slip auftritt, bzw. welche durch die benachbarten Schwingungen angeregt werden. In Abb. 6.23 ist zu erkennen, wie die Schwingungen, welche umlaufend unterschiedlich angeordnet sind, in den Bereichen dazwischen dazu führen, dass Material gestaucht und wieder gestreckt wird. Anhand der Pfeile ist die Bewegungsrichtung der ausgewerteten Pixel aus der Kreuzkorrelation relativ zum unverformten Dichtring eingetragen. Es zeigt sich, dass lokale Bereiche der Dichtlippe teilweise gegeneinander schwingen. Die Auswertung gemäß Abb. 6.23 entstammt einem Versuch mit einer Wellendrehzahl von 390 1/min bei einer Abtastrate der Highspeed-Kamera von 10 kHz.



**Abbildung 6.23:** Mit der Kreuzkorrelation ausgewertete Verschiebungen am Dichtring infolge der Anregung zu Stick-Slip bei 390 1/min zum Zeitpunkt 1 nach [79]

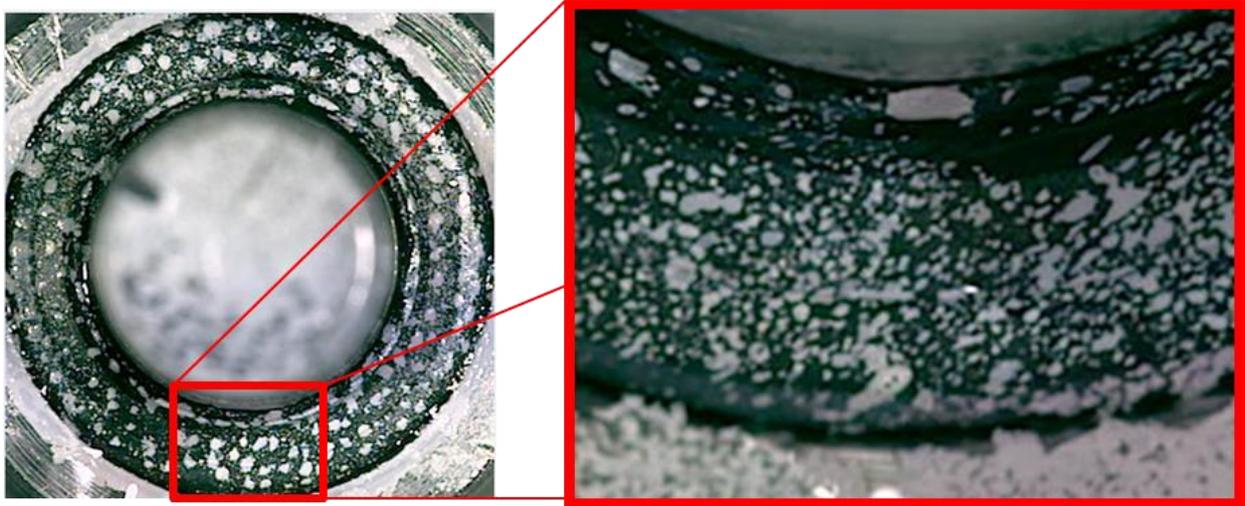
Das Schwingverhalten ist primär abhängig von der Verteilung des aufgespritzten Kühlmittels. Da die Verteilung des Kühlmittels stochastisch ist, resultiert entsprechend auch ein stochastisches Schwingverhalten. Dies kann anhand Abb. 6.24 veranschaulicht werden, in der die Verformung des Dichtrings nochmals zum Zeitpunkt 2 (links) und Zeitpunkt 3 (rechts) dargestellt ist. In Abhängigkeit der lokalen Benetzung der Dichtlippe mit Kühlmittel schwingen unterschiedliche Bereiche mit verschieden großen Amplituden. Es kann festgestellt werden, dass an ein und demselben Bauteil mehrere miteinander gekoppelte Bereiche mit unterschiedlichen Reibbedingungen auch unterschiedliche Schwingformen aufweisen können.



**Abbildung 6.24:** Mit der Kreuzkorrelation ausgewertete Verschiebungen am Dichtring infolge der Anregung zu Stick-Slip bei 390 1/min zum Zeitpunkt 2 (links) und Zeitpunkt 3 (rechts) nach [79]

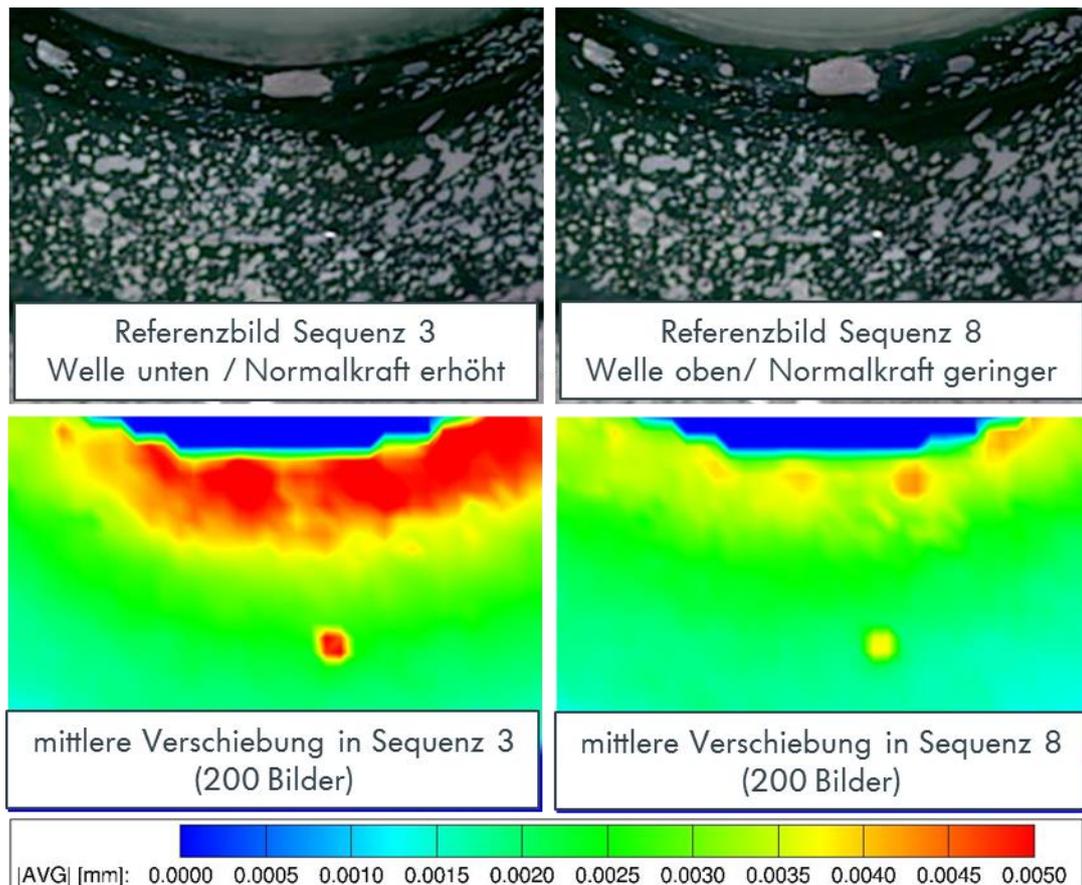
Neben den größeren Bereichen an der Dichtlippe, in denen es zu einer Schwingungsanregung kommt, sind in den Abbildungen an einigen Stellen einzelne, lokale rote Punkte im Kontakt zur Stahlhülse sowie im Kontaktbereich zur Einpressbohrung des Gehäuses zu erkennen. Diese Bereiche stellen keine Gebiete großer Schwingamplituden der Dichtlippe dar, sondern resultieren aus Überlichtungseffekten infolge von einzelnen verteilten Kühlmitteltropfen, welche aus der nicht gleichmäßigen Verteilung des Kühlmittels entlang der Dichtlippe resultieren. Die mit der Kreuzkorrelation ausgewerteten Verschiebungen können deshalb nur näherungsweise für die Bestimmung der maximalen Schwingamplituden verwendet werden. Vielmehr dienen die ausgewerteten Aufnahmen der Veranschaulichung des Verformungsverhaltens der Dichtlippe über den Umfang.

Ein weiterer Einfluss auf die Stick-Slip-Ausprägung wird durch die Auswertung eines Teilausschnitts unten am Dichtring gemäß Abb. 6.25 über einer vollständigen Umdrehung der Welle bei einem Versuchs mit der Wellendrehzahl von 420 1/min und einer Abtastrate der Highspeed-Kamera von 15 kHz ersichtlich.



**Abbildung 6.25:** unterer Ausschnitt der Dichtlippe, welcher zur lokalen Auswertung der Stick-Slip-Anregung über einer Umdrehung bei 420 1/min verwendet wird nach [79]

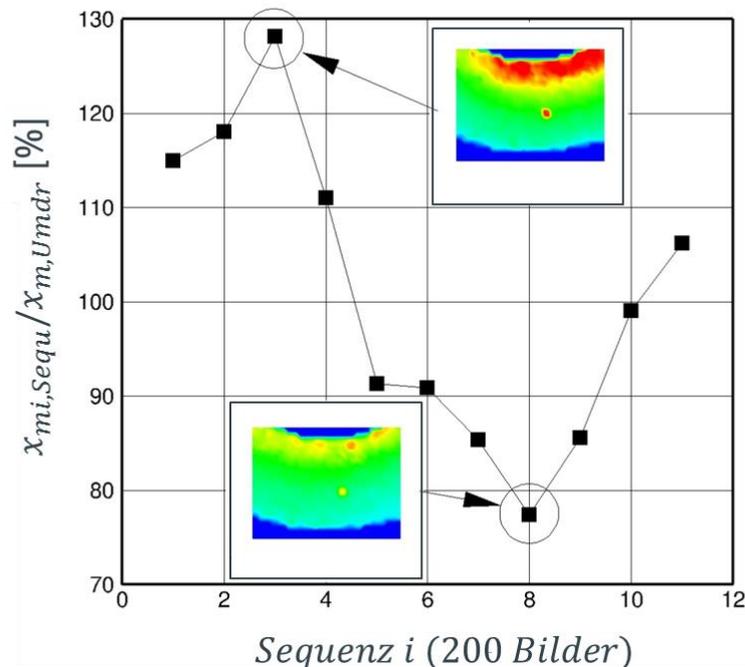
Zur Analyse des Schwingverhaltens in dem Teilausschnitt der Dichtlippe werden 2200 Bilder in 11 Sequenzen mit jeweils 200 aufgenommenen Bildern je Sequenz eingeteilt. Dies entspricht näherungsweise einer vollständigen Umdrehung der Welle. Die Verschiebungen innerhalb einer Sequenz werden ermittelt, indem jeweils das erste Bild einer Sequenz das Referenzbild darstellt und die Kreuzkorrelationen mit den folgenden 199 Bildern die jeweiligen momentanen Verschiebungen an allen Punkten ergeben. Eine Mittelung aller 199 Verschiebungen innerhalb der unterschiedlichen Zeitpunkte in den Sequenzen 3 und 8 sind nachfolgend in Abb. 6.26 dargestellt. Zusätzlich ist das jeweilige unbearbeitete Referenzbild dargestellt.



**Abbildung 6.26:** Aufnahmen des unteren Dichtlippenausschnitts in den Aufnahme­sequenzen 3 und 8 (oben) und nach der Auswertung resultierende mittlere Verschiebungen (AVG) in den Sequenzen 3 und 8 nach [79]

Es zeigt sich, dass innerhalb einer Umdrehung starke Schwankungen hinsichtlich der Stick-Slip-Anregung im ausgewerteten Dichtringausschnitt vorliegen. Während bei Sequenz 3 große Bereiche des Dichtlippenausschnitts stark schwingen, finden in Sequenz 8 kleinere Verschiebungen statt. Der Grund hierfür liegt in der wechselnden Position der Welle zum Dichtring. Die Kühlmittelpumpe wird über einen Zahnriemen angetrieben (siehe Abb. 3.1). Durch Schwingungen am Zahnriemen stellt sich die Welle im Lager abwechselnd schief, was zu translatorischen Verschiebungen der Hülse relativ zum Dichtring führt. Dies ist anhand der unbearbeiteten Referenzbilder in Abb. 6.26 oben zu erkennen, in denen die Verformungen des Dichtringabschnitts in den jeweiligen Positionen der Stahlhülse abgebildet sind. Ist die Hülse bezogen auf den Dichtringausschnitt an ihrer obersten Position, resultiert aufgrund der herabgesetzten Normalkraft im ausgewerteten Dichtlippenausschnitt ein kleinerer Gradient im Reibkraftverlauf, welcher zu einer geringeren Stick-Slip-Anregung und damit geringeren Verschiebungen gemäß Sequenz 8 führt. An der unteren Position der Hülse gemäß Sequenz 3 ist die Normalkraft im ausgewerteten Kontakt erhöht und die Neigung zu Stick-Slip infolge des größeren Gradienten im Reibkraftverlauf ebenso. Dies resultiert in den höheren mittleren

Verschiebungen. In Abb. 6.27 ist die Auswertung der Verschiebungen über eine gesamte Umdrehung in den 11 Sequenzen dargestellt. Die Kurve repräsentiert die gemittelte Verschiebung aller Punkte innerhalb einer Sequenz  $x_{mi,sequ}$  bezogen auf die mittlere Verschiebung aller Punkte über eine Umdrehung, also über alle 11 Sequenzen  $x_{m,Umdr}$ .



**Abbildung 6.27:** Gemittelte Verschiebung aller Punkte innerhalb einer Sequenz  $x_{mi,sequ}$  bezogen auf die mittlere Verschiebung aller Punkte über eine Umdrehung  $x_{m,Umdr}$  nach [79]

Der Kurvenverlauf über einer Umdrehung zeigt näherungsweise den Verlauf einer Sinuskurve. Dies bedeutet, dass die Stick-Slip-Anregung in dem Versuch ortsgebunden über einer Umdrehung näherungsweise periodisch schwankt. Die Auswertung über einer Umdrehung im unteren Bereich der Dichtlippe zeigt damit genau wie die Auswertungen der Dichtlippe im gesamten Dichtlippenbereich bei 390 1/min, dass der Dichtring über den Umfang lokal stark unterschiedliche Stick-Slip-Schwingungen vollzieht. Während in den Versuchen bei 390 1/min (Abb. 6.23 und Abb. 6.24) der Einfluss des Reibwertes infolge ungleichmäßiger Kühlmittelverteilung über dem Umfang zu sehen ist, erkennt man in der Auswertung über einer Umdrehung bei 420 1/min den Einfluss der schwankenden Normalkraft infolge der Wellenschwingungen auf die lokalen Verschiebungen der Dichtlippe.

## 7. Stick-Slip-Simulation am MKS-Modell

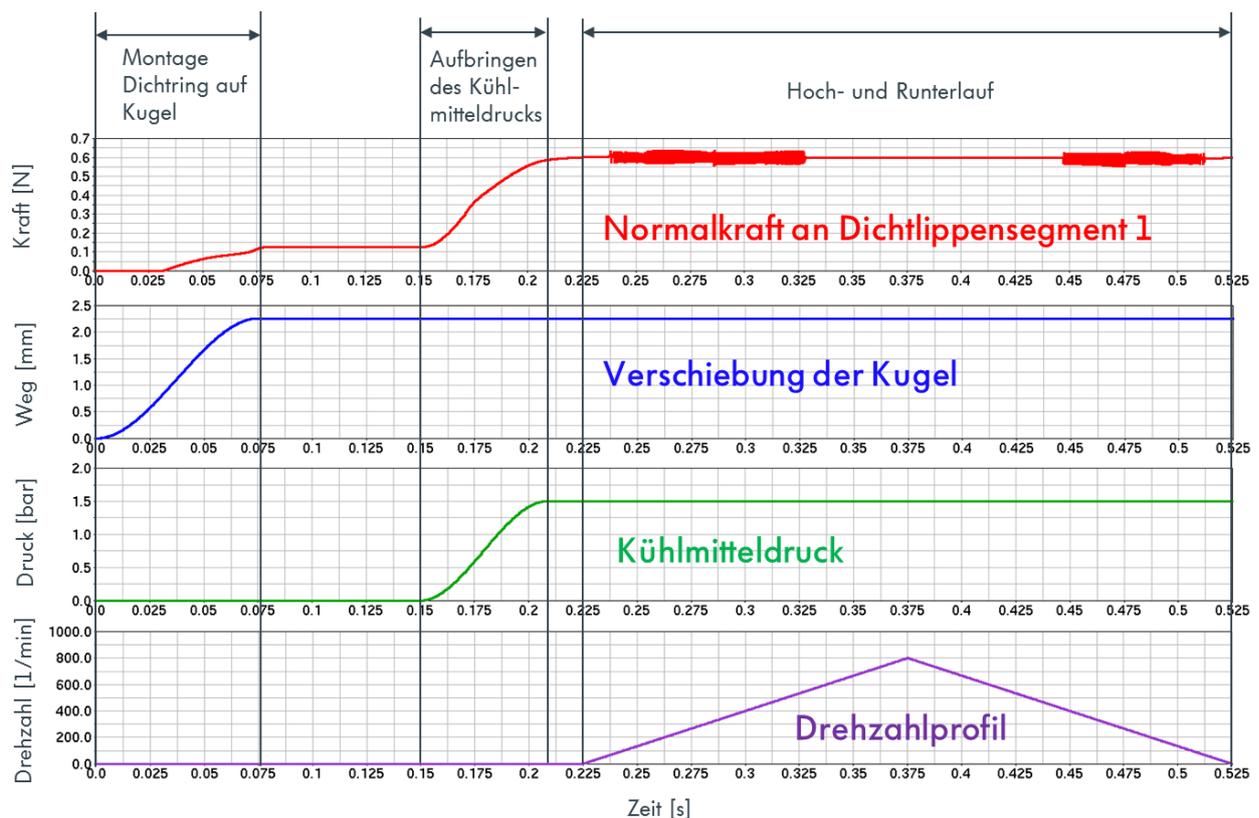
In den folgenden Kapiteln werden anhand von Simulationen am MKS-Modell die Entstehung und Ausprägung von Stick-Slip-Schwingungen am Dichtring untersucht und mit Messungen am Rheometer, am Fahrzeug sowie am Komponentenprüfstand verglichen. Es werden verschiedenste Einflussfaktoren wie Wellenschwingung, Drehungleichförmigkeit, Reibwertkurve, Kühlmitteldruck und Weitere variiert um deren Einfluss auf das Schwingverhalten zu untersuchen.

### 7.1 Modellvalidierung

#### 7.1.1 Vergleich Messung/Simulation

Die in den Rheometerversuchen gezeigten Phänomene zeigen starke Abhängigkeiten der Stick-Slip-Schwingung von der Drehzahl, sowie der Randbedingung, ob die Drehzahl von einer höheren oder niedrigeren Drehzahl aus angefahren wird. Das Variieren der Drehzahl in den Hoch- und Runterläufen hat diverse Effekte wie eine mögliche Hysterese, Frequenzsprünge in der Stick-Slip-Frequenz sowie Sprünge im Reibmoment zur Folge, welche beim zügigen Anfahren einer konstanten Drehzahl nicht sichtbar werden. Um die genannten Effekte auch im MKS-Modell zu validieren bzw. deren Entstehung zu erklären, wird dort ebenso ein Hoch- und Runterlauf vollzogen. Da in den Rheometerversuchen sämtliche Stick-Slip-Schwingungen im Drehzahlbereich unter 800 1/min liegen, wird die Maximaldrehzahl in den MKS-Simulationen ebenso auf 800 1/min beschränkt. Zur weiteren Rechenzeit- und Speicherbedarfsoptimierung werden die Hoch- und Runterläufe in einer stark verkürzten Zeit von jeweils 0,15 s simuliert. In einer Sensitivitätsstudie mit variablen Beschleunigungen der Drehzahl wurden vorab die Einflüsse auf die Entstehung und Ausprägung der Stick-Slip-Schwingungen am MKS-Modell untersucht. Als Maß für die Festlegung der Simulationszeit wurde das Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingung im Hochlauf herangezogen. Dabei zeigte sich ab einer Simulationszeit eines Hochlaufs von ca. 2 Sekunden keine Veränderung im Drehzahlbereich der Schwingungen gegenüber längeren Simulationszeiten. Da der Rechenzeit- und Speicherbedarf für eine detaillierte Auswertung der simulierten Schwingungen bei einer Simulation des Hochlaufs in 2 Sekunden sehr hoch ist, wurde die Simulationszeit weiter herabgesetzt, bis die Abweichung des Ein – oder Aussetzens der Schwingung bei maximal +/- 20 1/min lag.

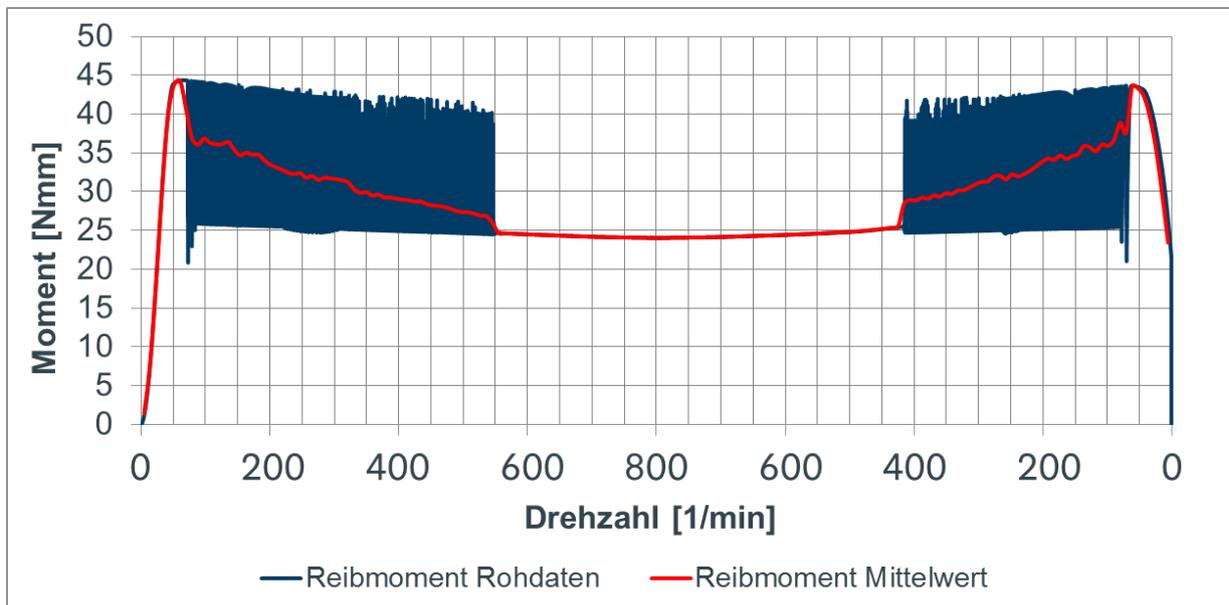
Anhand der in Kapitel 5.3 ermittelten mittleren Reibwertkurve für den Dichtring B bei 1,5 bar sollen die Effekte aus den Rheometerversuchen in den Hoch- und Runterläufen validiert und erklärt werden. Nachfolgend sind in Abb. 7.1 dazu beispielhaft die Simulationsschritte am MKS-Modell anhand der Normalkraft am Dichtlippensegment 1 dargestellt. In einem ersten Schritt wird dazu der Dichtring auf die Kugel montiert, welche die auf die Welle gepresste Hülse im Realsystem charakterisiert. Anschließend erfolgt der Druckaufbau auf die kühlmittelseitige Dichtlippe. Im Anschluss vollzieht der Dichtring den Hoch- und Runterlauf auf 800 1/min.



**Abbildung 7.1:** Simulationsschritte am MKS-Modell für die Modellvalidierung

Eine Validierung mit den Rheometerversuchen kann zum einen auf Basis des simulierten Reibmoments erfolgen. Dazu ist in Abb. 7.2 das Rohsignal aus der Simulation während des Drehzahlhoch- und Runterlaufs dargestellt. Um die simulierte Schwingung detailliert darstellen zu können, werden die Simulationsergebnisse mit einer konstanten Schrittweite von  $3,5 \cdot 10^{-6}$  s (286 kHz) ausgegeben. Entsprechend ist jede Schwankung des Reibmoments infolge der Stick-Slip-Schwingung hochaufgelöst dargestellt. Diese Darstellung erschwert es jedoch, grundlegende Aussagen zum Reibmomentverlauf zu treffen. Um globale Aussagen und eine Vergleichbarkeit zu den Versuchen herstellen zu können, wird eine Mittelwertkurve gebildet.

Eine Auswertung der lokalen Reibwertverläufe innerhalb einer Stick-Slip-Periode erfolgt in Kapitel 7.1.2.



**Abbildung 7.2:** Reibmoment bei 1,5 bar mit der Reibwertkurve des Dichtrings B

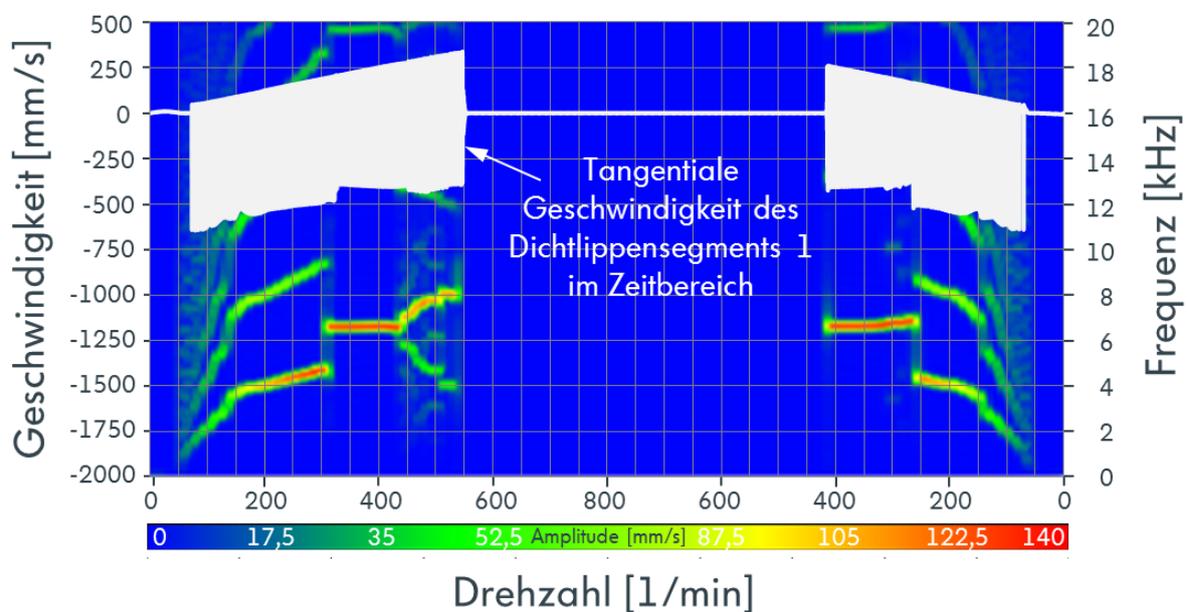
In den Rheometerversuchen hat sich gezeigt, dass es sinnvoll ist, eine Darstellung des durch die FFT umgewandelten Schalldrucks vom Zeit- in den Frequenzbereich und des Reibmoments in einem Diagramm zu wählen, um gegenseitige Effekte besser zu erkennen. Der Schalldruck  $p$  ist gemäß Gleichung (7.1) direkt proportional zur Schallschnelle  $v$  und berechnet sich aus dem Produkt aus Schallschnelle und der konstanten Schallkennimpedanz  $Z$ , die vom Schallausbreitungsmedium abhängig ist [73]:

$$p = v \cdot Z \quad (7.1)$$

Da im MKS-Modell keine Simulation des Schalldrucks erfolgt, muss für eine Vergleichbarkeit zu den Rheometerversuchen eine andere Größe herangezogen werden. Aufgrund der gezeigten Abhängigkeit vom Schalldruck gemäß (7.1) bietet sich dafür die Schallschnelle an. Die Schallschnelle beschreibt in der Luft die zeitliche Ableitung der Auslenkung eines Luftteilchens, welche durch eine senkrecht zur Oberfläche auftretende Schwingung am Bauteil hervorgerufen wird [74]. Entsprechend kann die Geschwindigkeit an der Dichtlippe infolge Stick-Slip als Maß für die Schnelle verwendet werden. Da die Auslenkung der Dichtlippe senkrecht zur Oberfläche nicht den eigentlichen Stick-Slip-Verlauf darstellt, welcher anhand des MKS-Modells detailliert untersucht werden soll, wird im Modell stattdessen die simulierte tangentielle Geschwindigkeit

der Dichtlippe im Kontakt zur Hülse in Umfangsrichtung in den Frequenzbereich überführt. Somit werden die angeregten Stick-Slip-Frequenzen in ihrer Ausprägung und ihren Ordnungen sichtbar. Ein Vergleich der angeregten Frequenzen zwischen Versuch und Simulation ist somit gegeben, während eine Aussage über die Schallabstrahlung am Modell nicht erfolgt.

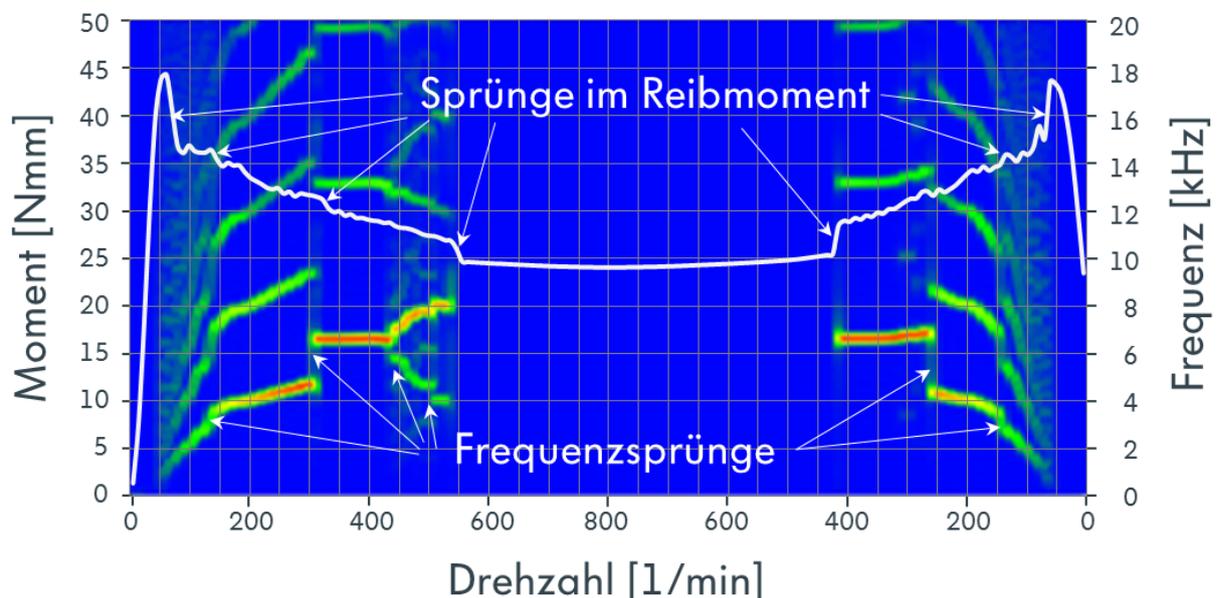
Nachfolgend ist das Geschwindigkeitssignal eines Dichtlippensegments im Zeit- und Frequenzbereich dargestellt (Abb. 7.3). Das Amplitudenspektrum ist ebenfalls dargestellt, wird in den nachfolgenden Darstellungen von Simulationsergebnissen jedoch nicht abgebildet, da die Stick-Slip-Schwingungen, wie oben beschrieben, hinsichtlich der Ausprägung der Frequenzen und nicht hinsichtlich der Entstehung von Luftschall ausgewertet werden.



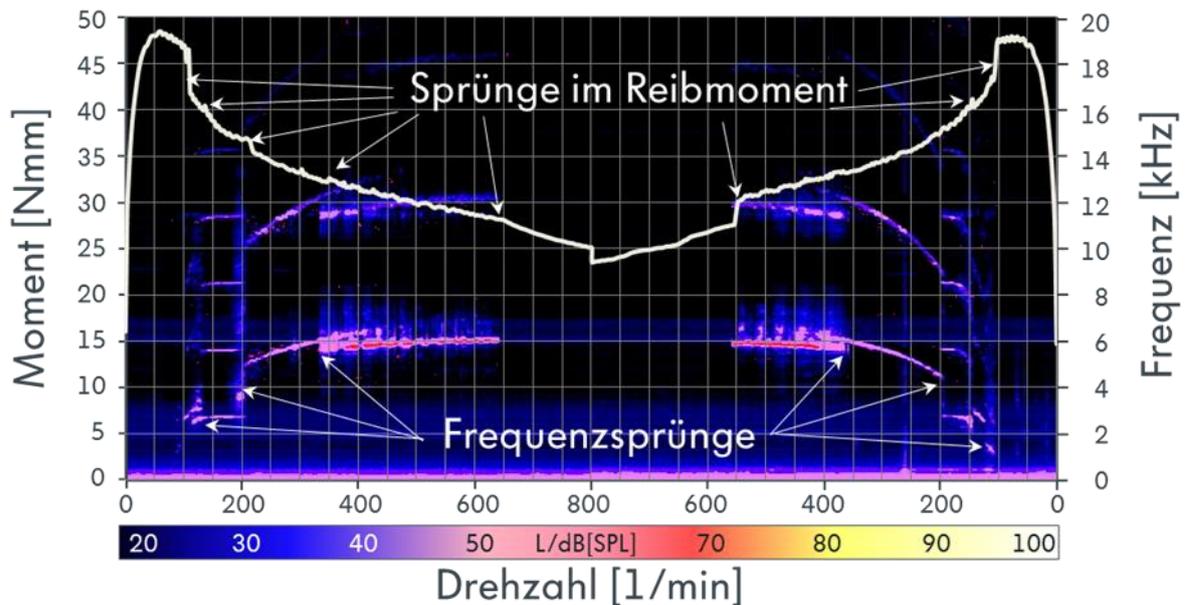
**Abbildung 7.3:** tangentielle Geschwindigkeit des Dichtlippensegments 1 im Zeit- und Frequenzbereich bei 1,5 bar mit der Reibwertkurve des Dichtrings B

Eine Darstellung der tangentialen Geschwindigkeit der Dichtlippe im Frequenzbereich und des gemittelten Reibmoments bei 1,5 bar ist in Abb. 7.4 zu sehen. Die gezeigten Effekte in den Rheometerversuchen werden in der Simulation gut abgebildet. Nach Überschreiten des maximalen Reibmoments bei ca. 76 1/min setzt sofort die Stick-Slip-Schwingung ein, welche einen Abfall des Reibmoments um 8 Nmm zur Folge hat. Die Frequenz der Schwingung liegt bei anfangs 1 kHz und steigt dann kontinuierlich auf ca. 3 kHz bei 140 1/min. Bei ca. 140 1/min findet ein Frequenzsprung auf ca. 4 kHz statt, der in der Reibmomentkurve durch einen leichten Abfall um ca. 2 Nmm zu erkennen ist. Im folgenden Drehzahlverlauf steigt die Frequenz kontinuierlich auf 4,6 kHz bei 320 1/min, wo ein erneuter Frequenzsprung auf ca. 6,7 kHz

stattfindet. Auch dieser Frequenzsprung hat einen Reibmomentabfall um ca. 2 Nmm zur Folge. Im folgenden Verlauf ist die Stick-Slip-Frequenz annähernd konstant. Bis zu einer Drehzahl von ca. 440 1/min haben die Stick-Slip-Schwingungen eine drehzahlzugehörige stabile Lösung und schwingen mit einer konstanten Periode in ihrem Grenzyklus. Bei 440 1/min geht das System in eine Schwingform mit mehreren zugehörigen Frequenzen über, was ein Hinweis für das Vorhandensein komplexer Schwingformen ist. Die Schwingung verschwindet letztendlich bei 550 1/min. Auch dort ist ein Reibmomentabfall von 3 Nmm zu erkennen. Im Runterlauf setzt die Schwingung infolge des Hystereseffekts erst bei 420 1/min wieder ein und besitzt dort die gleiche Frequenz von 6,7 kHz, wie bereits im Hochlauf bei gleicher Drehzahl zu beobachten ist. Der konstante Frequenzbereich der Stick-Slip-Schwingung bei ca. 6,7 kHz ist gegenüber dem Hochlauf über einen längeren Drehzahlbereich vorhanden. Ein sprunghafter Abfall der Frequenz, welcher im Hochlauf bei 320 1/min stattfindet, erfolgt im Runterlauf bei ca. 260 1/min. Auch hier ist die Hysterese deutlich zu erkennen. Mit kleiner werdender Drehzahl ab 260 1/min unterscheiden sich die Frequenzbänder von Hoch- und Runterlauf nur noch geringfügig. Die beschriebenen Kurvenverläufe zeigen die gleichen Effekte, die auch in den Rheometerversuchen zu sehen sind (Vergleich Abb. 7.4 und Abb. 7.5).



**Abbildung 7.4:** tangentielle Geschwindigkeit des Dichtlippensegments 1 im Frequenzbereich und Reibmoment bei 1,5 bar mit der Reibwertkurve des Dichtrings B

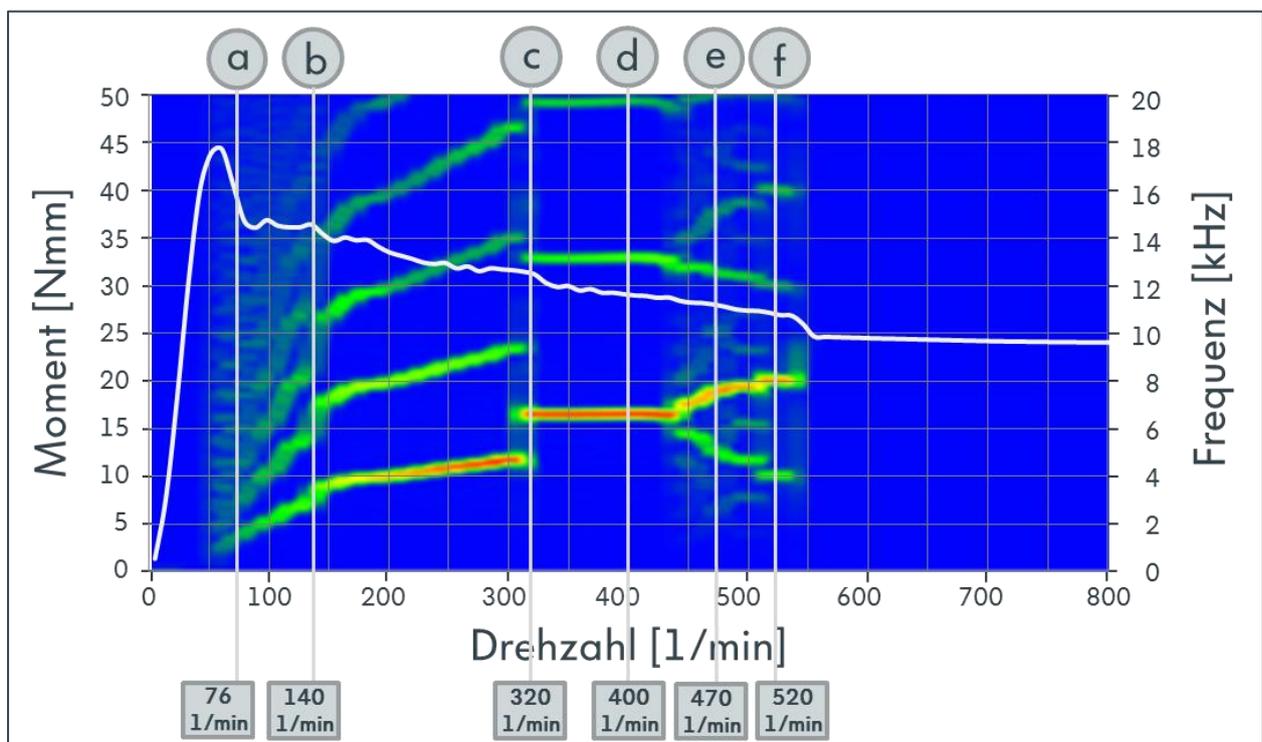


**Abbildung 7.5:** Gemessenes Reibmoment und Luftschall im Hoch- und Runterlauf 2 bei Dichtring B bei 1,5 bar und 90°C

Momentensprünge infolge einsetzender, aussetzender oder sich verändernder Stick-Slip-Schwingungen, Frequenzsprünge, mit der Drehzahl ansteigende Frequenzen sowie Bereiche mit konstanter Frequenz finden sich in der Simulation ebenso wieder wie die beschriebenen Hystereseeffekte und Drehzahlbereiche, in denen der Dichtring mit mehreren Frequenzen und komplexen Schwingformen schwingt. Das Auftreten der beschriebenen Effekte im Drehzahlbereich ist zwischen Modell und Messung ebenso vergleichbar. Die Abweichungen zu den Messkurvenverläufen sind hauptsächlich den vereinfachenden Modellannahmen hinsichtlich konstanter Materialeigenschaften, Nichtkenntnis der realen Reibwertkurven, Geometrieabweichungen der Welle und des Dichtrings sowie Nichtberücksichtigung des Kühlmittels und anderer Umgebungsbedingungen geschuldet. Des Weiteren liegen den Messkurven des Luftschalls selbst teils große Streuungen zugrunde, was eine Validierung einer einzelnen Messung stark erschwert bzw. nicht sinnvoll erscheinen lässt. Vielmehr kann das MKS-Modell genutzt werden, um in den folgenden Kapiteln den Einfluss mehrerer, teils nicht messbarer Einflussparameter auf die Stick-Slip-Schwingung, zu untersuchen. Die daraus folgenden Schlüsse können die große Variation in den Ausprägungen der Stick-Slip-Schwingungen in den Rheometerversuchen erklären.

### 7.1.2 Detaillierte Schwingungsanalyse

Im vorangegangenen Kapitel wird die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit den Messkurven aus den Rheometerversuchen gezeigt. Im Folgenden wird das MKS-Modell nun dazu genutzt, die beobachteten Effekte detailliert in der Simulation zu untersuchen. Im Drehzahlhochlauf werden dazu markante Zeitpunkte a) bis f) gemäß Abb. 7.6 ausgewählt und die Stick-Slip-Schwingungen bzw. die Systemeigenschaften an diesen Zeitpunkten vorgestellt. Eine detaillierte Auswertung des Runterlaufs findet nur ansatzweise statt, da alle Effekte sowohl im Hoch- als auch im Runterlauf zu erkennen sind. Das komplette Drehzahlband mit Hoch- und Runterlauf wird nur für die Veranschaulichung von Hystereseeffekten und Sprüngen im Reibmoment genutzt.

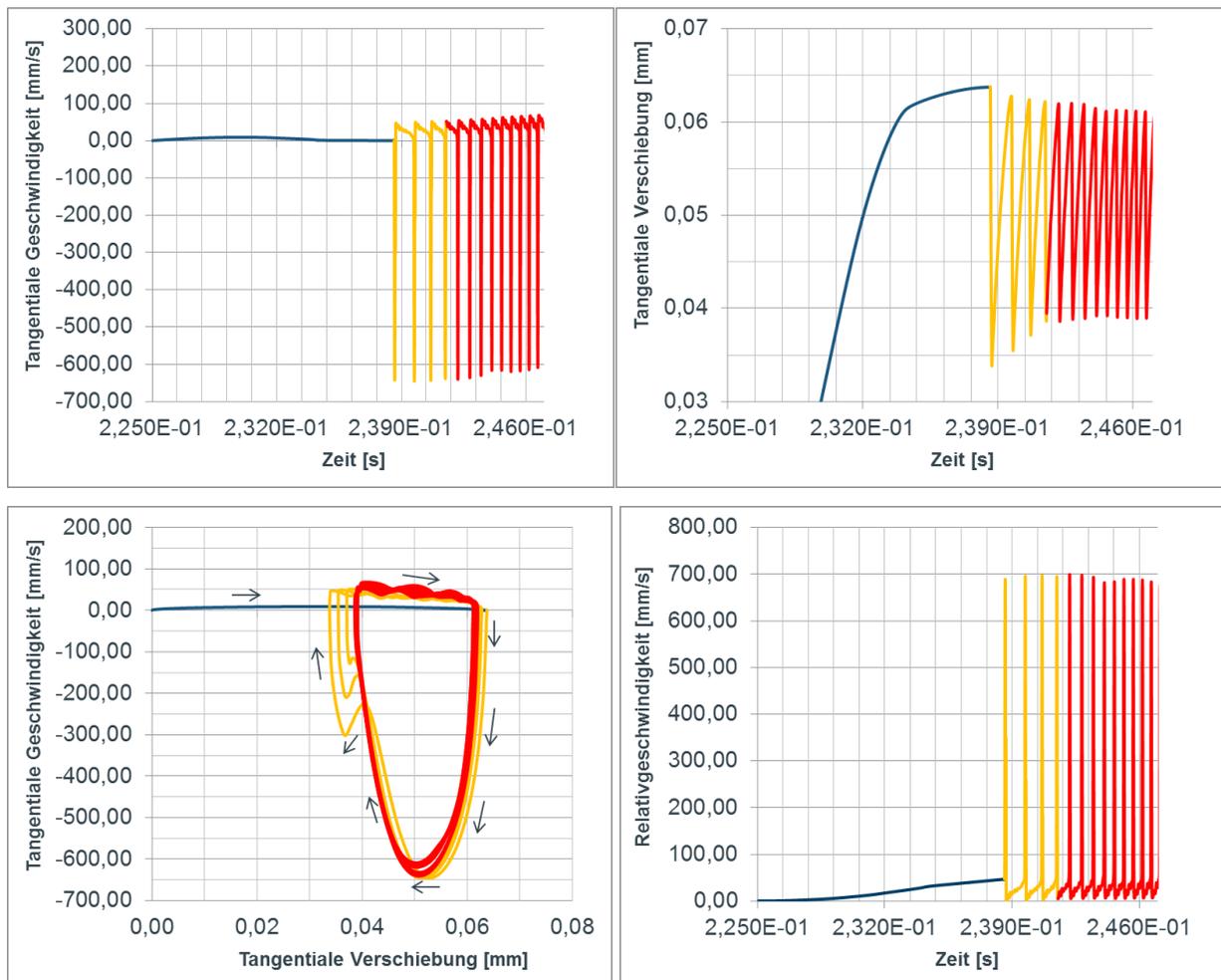


**Abbildung 7.6:** Auswahl markanter Drehzahlen im Hochlauf bei 1,5 bar mit der Reibwertkurve des Dichtrings B zur detaillierten Analyse der Stick-Slip-Schwingung

#### Zeitpunkt a) bei 76 1/min

Das Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung beginnt in der Simulation bei a) nur minimal nach Überschreiten des Peaks im Reibmoment, also fast sofort mit der Bedingung für Stick-Slip, dem Vorhandensein einer fallenden Reibkraftkurve. Infolge einer Bifurkation springt das System ausgehend von der Ruhelage nach einer kurzen Einschwingphase in einen stabilen Grenzzyklus

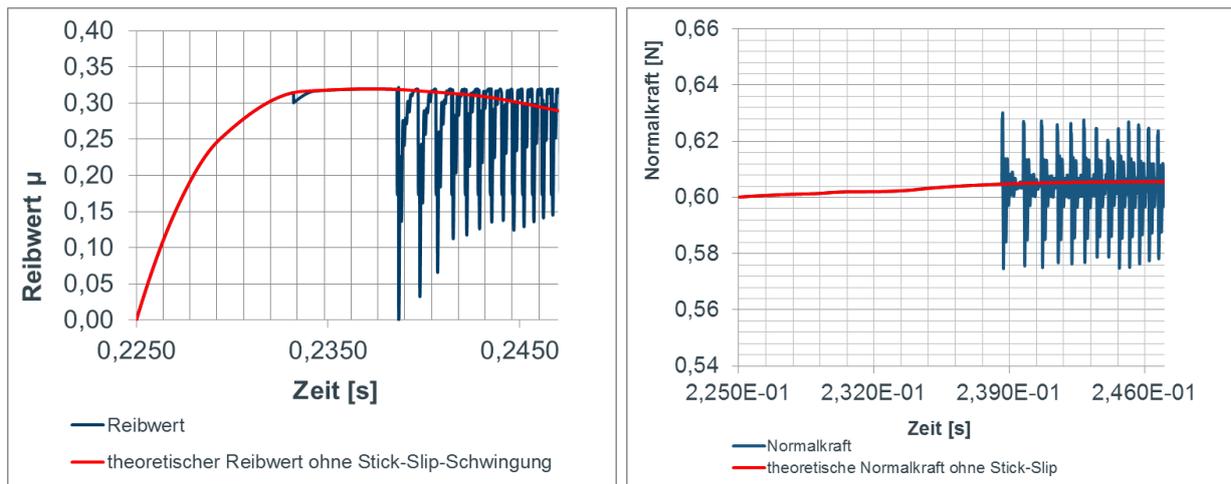
mit einer dazugehörigen Stick-Slip-Frequenz. Zur besseren Veranschaulichung des resultierenden Grenzyklus ist untenstehend das Phasendiagramm, die Relativgeschwindigkeit zwischen Dichtlippe und Hülse, sowie die tangentielle Geschwindigkeit und Verschiebung des Dichtlippensegments 1 dargestellt (Abb. 7.7). Farblich sind die Phasen des Systems hervorgehoben, in dem der Dichtring stabile Fixpunkte besitzt (blau), sich in der Einschwingphase befindet (gelb) und schlussendlich in einen stabilen Grenzyklus übergeht (rot).



**Abbildung 7.7:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 beim Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung im simulierten Hochlauf bei a) (76 1/min) mit stabilen Fixpunkten (blau), im Einschwingvorgang (gelb) und mit stabilen Grenzyklen (rot)

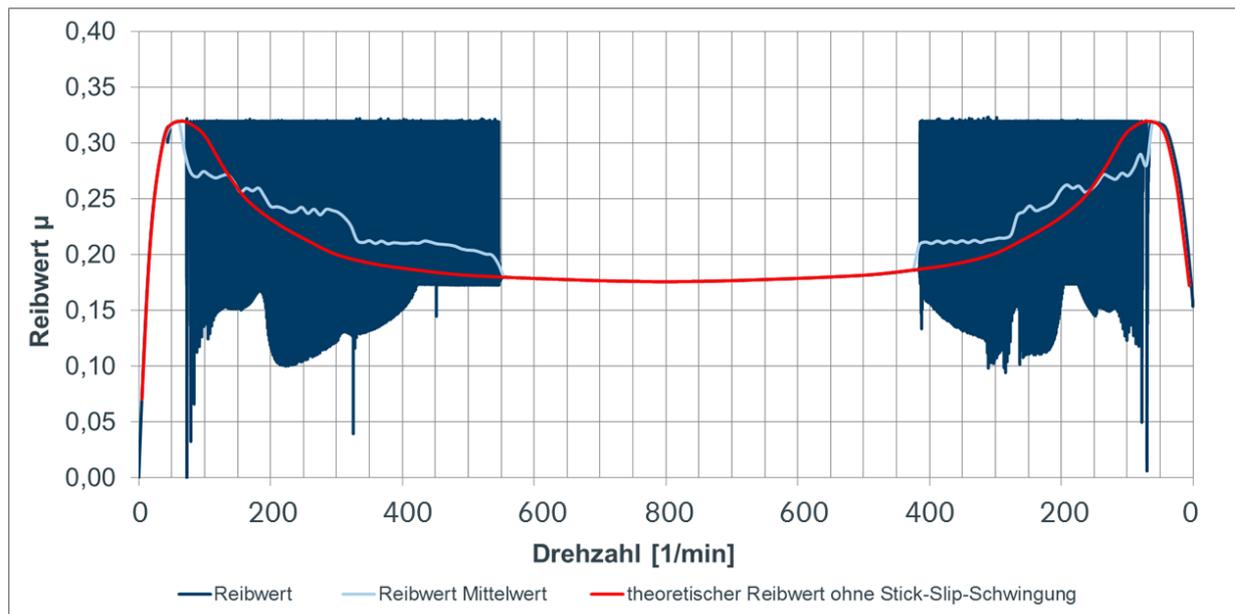
Mit dem Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung geht auch ein Abfall des Reibmoments um ca. 8 Nmm einher. Dieser resultiert aus der mittleren Reibkraft, die der Dichtring während eines Stick-Slip-Zyklus erfährt. Die mittlere Relativgeschwindigkeit im Kontakt entspricht dabei weiterhin der Oberflächengeschwindigkeit der Hülse. Die mittlere Reibkraft ist jedoch abhängig von der zeitlichen Abfolge, mit der die hinterlegte Reibwertkurve während eines Zyklus

abgefahren wird. Zudem besteht eine Abhängigkeit von den Schwankungen in der Normalkraft. Dazu sind in Abb. 7.8 die Reibwerte sowie die Normalkräfte am Dichtlippensegment 1 dargestellt (blau). Zusätzlich sind der Reibwert und die Normalkräfte dargestellt, welche vorliegen würden, wenn der Dichtring keine Stick-Slip-Schwingung erfahren würde (rot). Die Werte dazu entstammen einer Simulation mit überkritischer Materialdämpfung aller Eigenmoden, welche die Entstehung der Schwingung auch bei Vorhandensein der fallenden Reibwertkennlinie unterdrückt.



**Abbildung 7.8:** Reibwert (links) und Normalkraft (rechts) im Hochlauf bei a) mit und ohne Vorhandensein der Stick-Slip-Schwingung

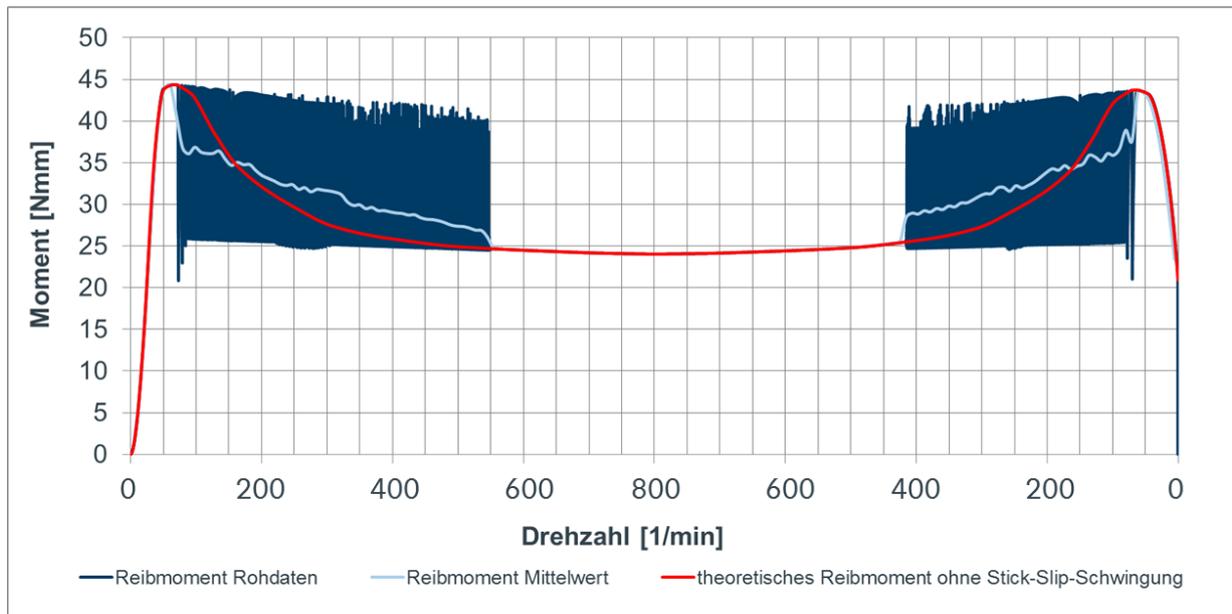
Es zeigt sich, dass der Reibwert während der Stick-Slip-Schwingung aufgrund der in Abb. 7.7 gezeigten großen Spannbreite der Relativgeschwindigkeit sehr großen Schwankungen unterworfen ist. Die dazu vergleichsweise geringe Schwankung der Normalkraft spielt bei der Reibmomentbildung nur eine untergeordnete Rolle. Um den Einfluss des Reibwerts auf den Reibmomentverlauf besser darstellen zu können, sind nachstehend die vollständigen Simulationsdaten des Reibwerts, der daraus gemittelte Reibwert sowie der Reibwertverlauf bei Unterdrückung der Schwingung durch erhöhte Materialdämpfung dargestellt (Abb. 7.9).



**Abbildung 7.9:** simulierter Reibwert mit und ohne Vorhandensein der Stick-Slip-Schwingung im gesamten Hoch- und Runterlauf bei 1,5 bar und mit Reibwertkurve des Dichtrings B

Der mittlere Reibwert fällt zu Beginn der Schwingung stark ab, was zu einem niedrigeren Wert gegenüber dem theoretischen Reibwert ohne Stick-Slip führt. An dieser Stelle muss ein Abfall des mittleren Reibwerts vorliegen, da der Dichtring während des Abfahrens der Reibwertkurve in einem Stick-Slip-Zyklus nur Reibwerte erfährt, die gleich oder kleiner sind, als der theoretische Reibwert ohne Stick-Slip. Ab ca. 150 1/min ist der mittlere Reibwert größer als der theoretische Reibwert. In Abhängigkeit der Schwingform resultieren im weiteren Drehzahlverlauf Reibwertsprünge, die Werte zur Folge haben, die über den theoretischen Reibwerten ohne Stick-Slip liegen. Der Abfall des mittleren Reibwerts beim Aussetzen der Schwingung bei 550 1/min auf einen niedrigeren Wert ist in der vorliegenden Simulation ebenfalls nachvollziehbar. Während eines Stick-Slip-Zyklus erfährt die Dichtlippe dort Reibwerte die näherungsweise gleich oder größer sind, als der theoretische Reibwert ohne Stick-Slip. Entsprechend ist der mittlere Reibwert erhöht. Das Entstehen geringerer Reibmomente nach dem Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung bei niedrigen Drehzahlen und das Entstehen höherer Reibmomente vor dem Aussetzen der Stick-Slip-Schwingung bei hohen Drehzahlen kann auch in den Rheometerversuchen gezeigt werden und wird an dieser Stelle erklärt.

In Abb. 7.10 ist nochmals das Reibmoment, das mittlere Reibmoment sowie das theoretische Reibmoment ohne Stick-Slip-Schwingung dargestellt. Im Vergleich zu Abb. 7.9 zeigt sich die dominante Abhängigkeit vom mittleren Reibwert, und damit von der Charakteristik der Reibwertkurve. Der Einfluss der Normalkraftschwankungen ist untergeordnet.



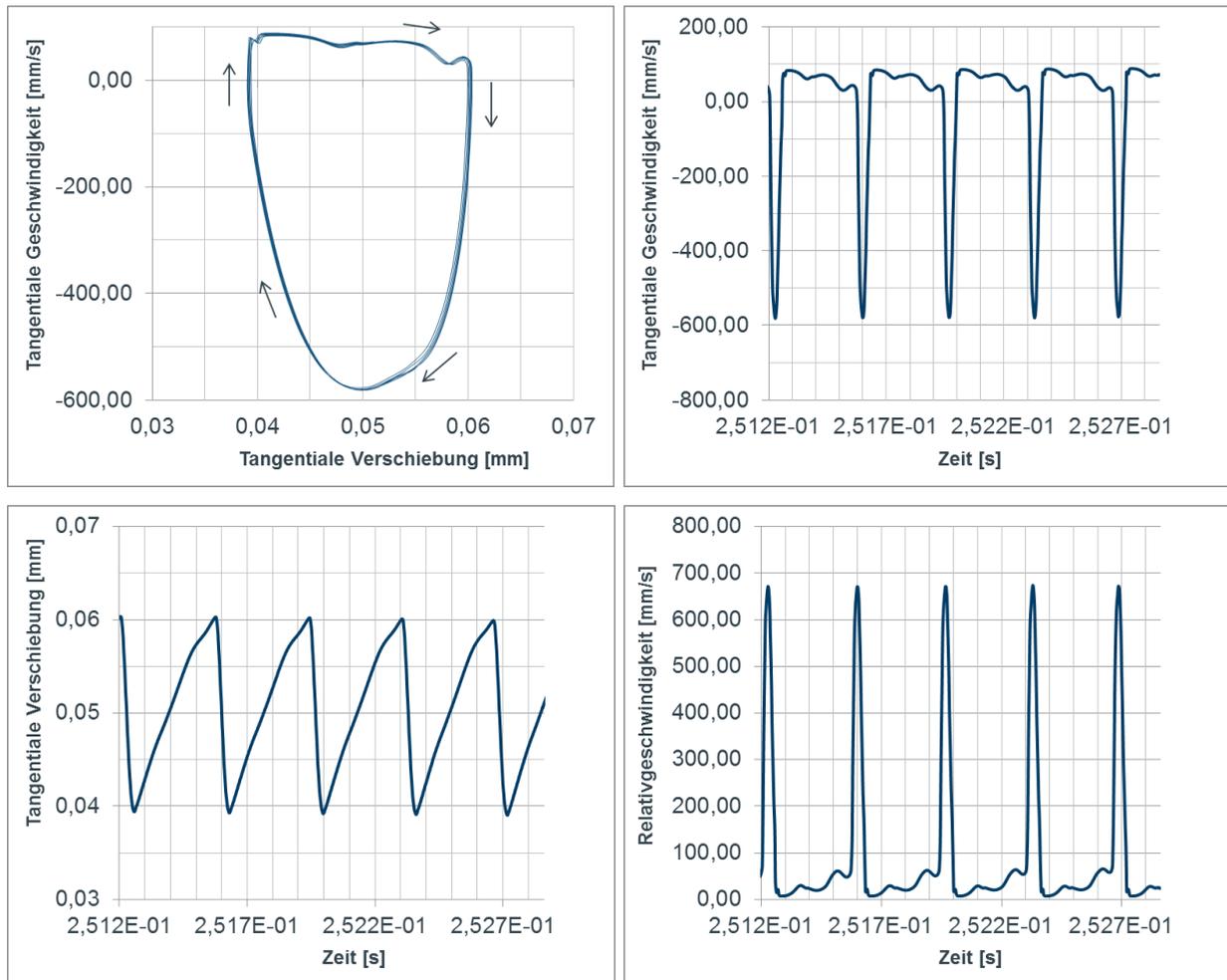
**Abbildung 7.10:** simuliertes Reibmoment mit und ohne Vorhandensein der Stick-Slip-Schwingung im gesamten Hoch- und Runterlauf bei 1,5 bar und Reibwertkurve des Dichtrings B

#### Zeitpunkt b) bei 140 1/min

Nach dem Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung bei a) ist das System in einen stabilen Grenzyklus übergegangen. Mit steigender Frequenz über der Drehzahl ändert sich dieser Grenzyklus nur minimal. Nachstehend sind das Phasendiagramm sowie die Zustandsgrößen Verschiebung, Geschwindigkeit und Relativgeschwindigkeit am Dichtlippensegment 1 für 140 1/min bei b) dargestellt. Die Charakteristik der im Kontakt hinterlegten Reibwertkurve hat zur Folge, dass es sich nicht um eine Stick-Slip-Schwingung, sondern eine Quasi-Stick-Slip-Schwingung handelt, sodass es zu geringem Schlupf, aber nicht zum Haften kommt.

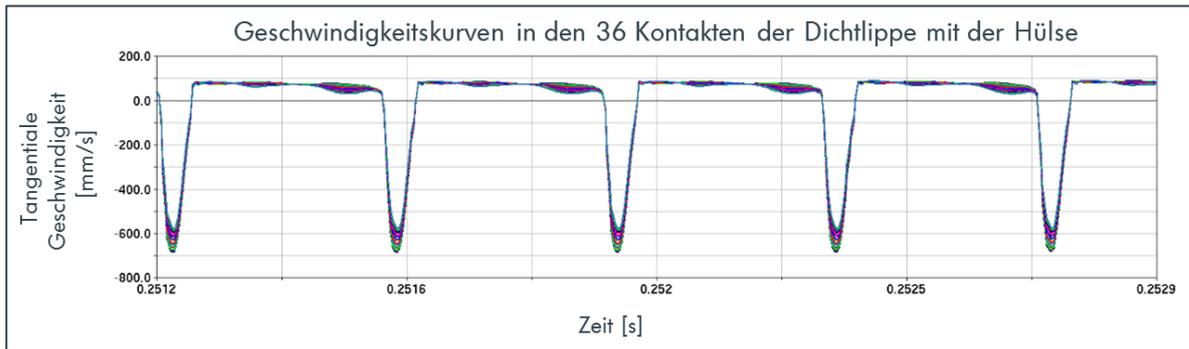
Die Dichtlippe kann nur soweit ausgelenkt bzw. verdreht werden, bis die maximale Reibkraft erreicht ist. Dies ist bei dem hinterlegten maximalen Reibwert bei ca. 50 mm/s Relativgeschwindigkeit der Fall. Den Stick-Effekt, also eine Relativgeschwindigkeit gleich Null, erreicht die Dichtlippe nicht. Zum einen ist modellbedingt ein Null-Durchgang der Reibwertkurve hinterlegt, der somit nicht zum Haften führt. Des Weiteren steigt die Reibwertkurve gemäß dem Reibverhalten von Elastomeren, ausgehend von der Ruhelage zunächst an, was dazu führt, dass die typische Stick-Phase hier zu einer wellenartigen Schlupf-Phase entsprechend der in Abb. 7.11 gezeigten Relativgeschwindigkeit verläuft. Da ein weiteres Auslenken der Dichtlippe ab Erreichen des Reibwert-Maximums bei 50 mm/s noch größere

Reibwerte bedingen würde, kann die Dichtlippe der Hülse nicht mehr folgen und sie kommt kurzzeitig zum Stillstand. Während die Tangentialgeschwindigkeit der Dichtlippe bis auf Null sinkt, steigt die für den Reibwert maßgebende Relativgeschwindigkeit zwischen Hülse und Dichtlippe weiter an. Würde dem Dichtlippenkontakt im weiteren Verlauf ein konstanter Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit zugrunde liegen, würde die Dichtlippe in der ausgelenkten Position verharren, da ein Gleichgewicht zwischen Rückstellkraft aus der verdrehten Dichtlippe und den vorliegenden Reibkräften im Kontakt vorliegen würde. Da es sich aber um eine fallende Charakteristik des Reibwertes mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit handelt, sinkt der Reibwert, sodass die Dichtlippe infolge der Rückstellkräfte aus der verdrehten Dichtlippe innerhalb kurzer Zeit sprunghaft entgegen der Oberflächenbewegung der Hülse zurückschwingt. Die Rückstellkräfte in der Dichtlippe werden innerhalb kurzer Zeit abgebaut, sodass die tangentielle Geschwindigkeit der Dichtlippe nach Überschreiten des Maximums bei ca. 580 mm/s schnell wieder auf Null sinkt. Infolge der sinkenden Relativgeschwindigkeit zwischen Hülse und Dichtlippe steigt der Reibwert wieder an und die Dichtlippe wird erneut in Drehrichtung der Hülse ausgelenkt. Der beschriebene Schwingzyklus ist wiederkehrend und verläuft periodisch.



**Abbildung 7.11:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 im Hochlauf bei b) (140 1/min)

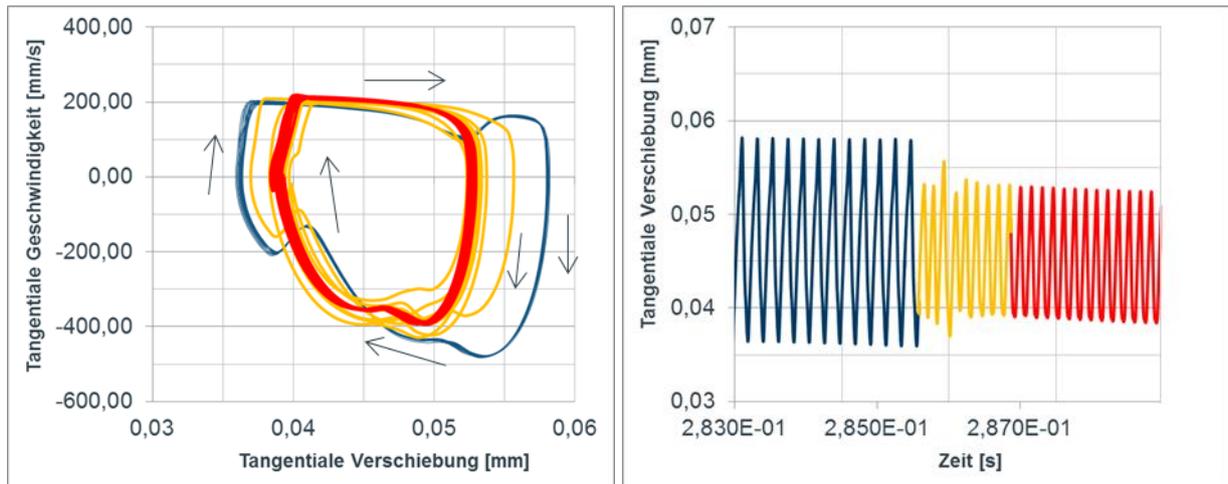
Die Periodizität der Stick-Slip-Schwingung am Dichtlippensegment 1 tritt auch in den übrigen 35 Segmenten auf. Schwingform und Frequenz stimmen infolge der Hinterlegung der gleichen Reibwertkurve in allen Kontakten überein. In Abb. 7.12 ist dazu beispielhaft die tangentiale Geschwindigkeit aller 36 Dichtlippensegmente dargestellt, die im Kontakt zur Hülse stehen. Kleine Amplitudenunterschiede zwischen den Geschwindigkeitskurven resultieren aus Schwankungen in den Normalkräften an den Segmenten, welche dem nicht vollständig symmetrischen FE-Netz geschuldet sind. Es kann festgehalten werden, dass sich die gesamte Dichtlippe in einer näherungsweise gleichmäßig verlaufenden Torsionsschwingung befindet.



**Abbildung 7.12:** Tangentielle Geschwindigkeit der 36 Dichtlippensegmente im Hochlauf bei b) (140 1/min)

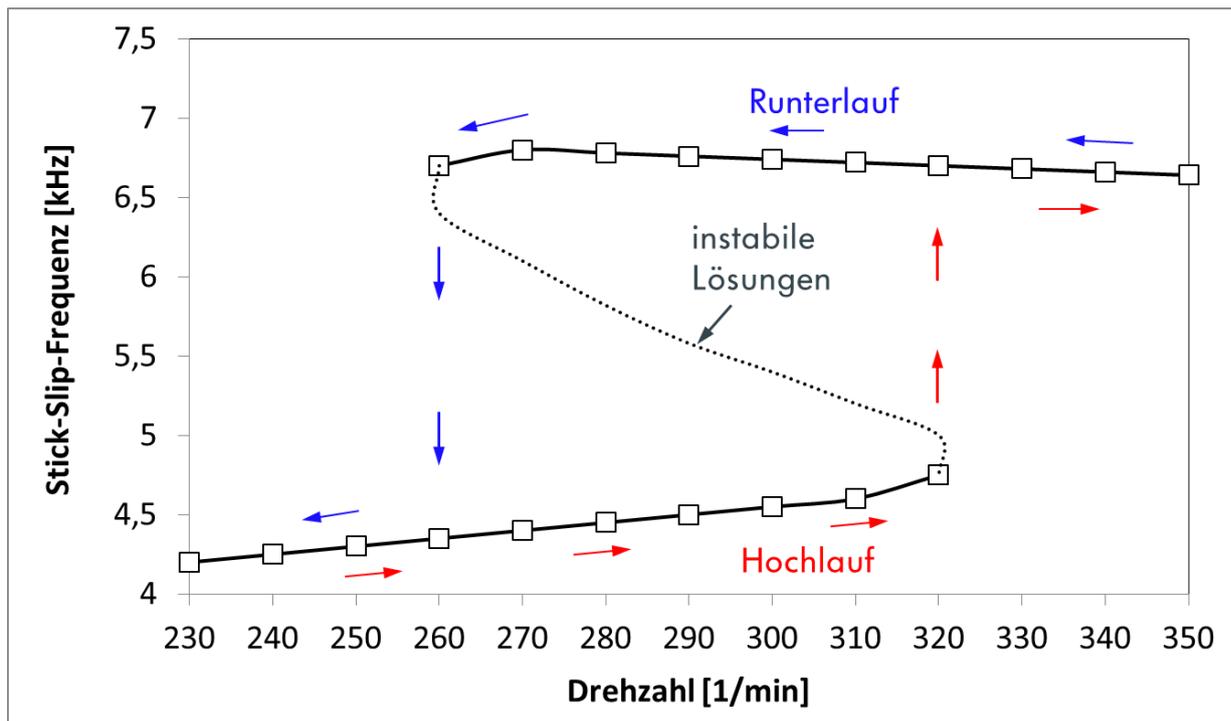
### Zeitpunkt c) bei 320 1/min

Nach kontinuierlich schwach ansteigender Stick-Slip-Frequenz ab 140 1/min resultiert bei c) ein Frequenzsprung von 4,6 kHz auf 6,7 kHz infolge einer Bifurkation, wie sie auch in den Messungen zu erkennen ist. Während die der Schwingung zugehörigen Grenzyklen im Drehzahlbereich von 140 1/min bis 320 1/min sehr ähnlich verlaufen und nur geringe Abweichungen untereinander aufweisen, springt das System bei 320 1/min auf einen Grenzyklus mit einer deutlich anderen Ausprägung. Nachstehend sind dazu die Zustandsgrößen vor der Bifurkation (blau), während der Bifurkation bzw. im Einschwingvorgang (gelb) sowie nach der Bifurkation (rot) dargestellt (Abb. 7.13). Es zeigt sich, dass das System ausgehend von dem stabilen Grenzyklus bei 4,6 kHz ca. 9 Zyklen benötigt, um in einen neuen stabilen Grenzyklus zu gelangen. Die Schwingungscharakteristik ändert sich vor allem dahingehend, dass die tangentielle Verschiebung der Dichtlippe während einer Periode deutlich kleiner wird bei nur geringfügig geringerer maximaler tangentialer Geschwindigkeit. Dies hat entsprechend die höhere Stick-Slip-Frequenz von 6,7 kHz zur Folge.



**Abbildung 7.13:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 beim Frequenzsprung im Hochlauf bei c) (320 1/min) mit stabilen Grenzzyklen vor dem Sprung (blau), im Einschwingvorgang (gelb) und stabilen Grenzzyklen nach dem Sprung (rot)

Die beschriebene Bifurkation hat in der Simulation ihre Ursache in der Hysterese. Bis zu dem Frequenzsprung auf das höhere Frequenzband bei der Drehzahl von 320 1/min ist das System im Hochlauf stabil und besitzt Grenzzyklen, welche eine Stick-Slip-Frequenz von bis zu 4,6 kHz beinhalteten. Bei der Betrachtung des Runterlaufs ergeben sich stabile Grenzzyklen im oberen Frequenzband bei 6,7 kHz bis zu einer Drehzahl von 260 1/min. Der darauf folgende Frequenzsprung auf das niedrige Frequenzband findet also um eine Drehzahldifferenz von 60 1/min verzögert zum Hochlauf statt (Abb. 7.4). Dies bedeutet, dass im Bereich zwischen 260 1/min und 320 1/min zwei Frequenzbänder mit stabilen Grenzzyklen und mehrere instabile Lösungen des Schwingungssystems existieren, wie sie durch [75] beschrieben werden. Je nach Hoch- oder Runterlauf schwingt das System mit stabilen Grenzzyklen des oberen oder unteren Frequenzbandes. Der genannte Hysterese-bedingte Effekt ist in Abb. 7.14 schematisch dargestellt und erklärt Effekte, die auch in den Rheometerversuchen zu sehen sind.

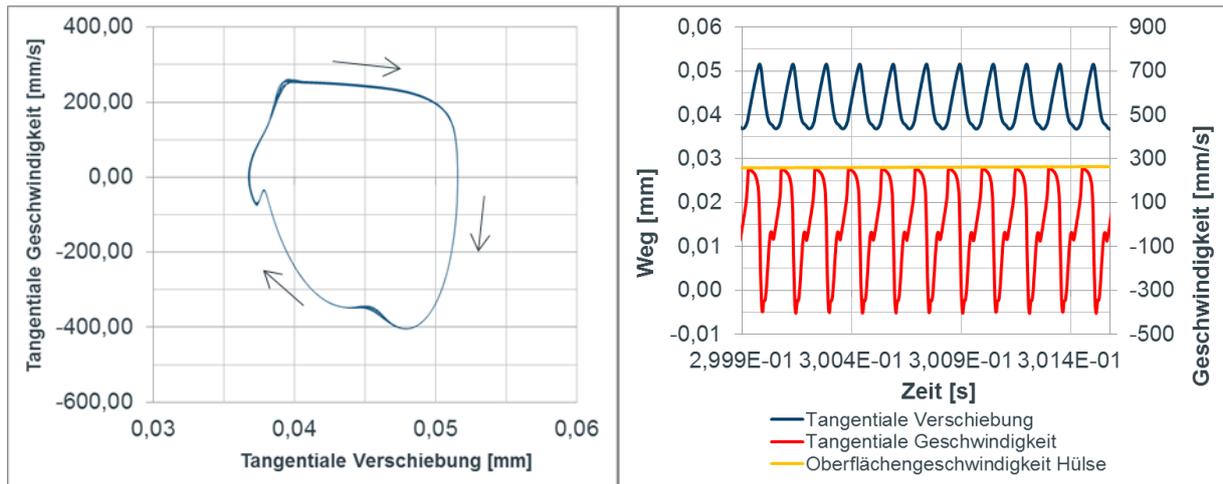


**Abbildung 7.14:** schematische Darstellung des Frequenzsprungs bei 320 1/min mit den zugehörigen stabilen und instabilen Lösungen im Hoch- und Runterlauf

Wie anhand theoretischer Betrachtungen von [75] festgestellt werden kann, ist die Bezeichnung „Sprung“ nur für den stationären Fall richtig. Demnach werden im dynamischen Übergang, wie dem hier beschriebenen Drehzahlhoch- und runterlauf, während des Sprungs von einem Frequenzband in ein anderes, freie Schwingungen angestoßen (Vergleich gelbe Kurve aus Abb. 7.13). Erst wenn diese freien Schwingungen abgeklungen sind, stellt sich der neue stabile Grenzyklus ein.

#### Zeitpunkt d) bei 400 1/min

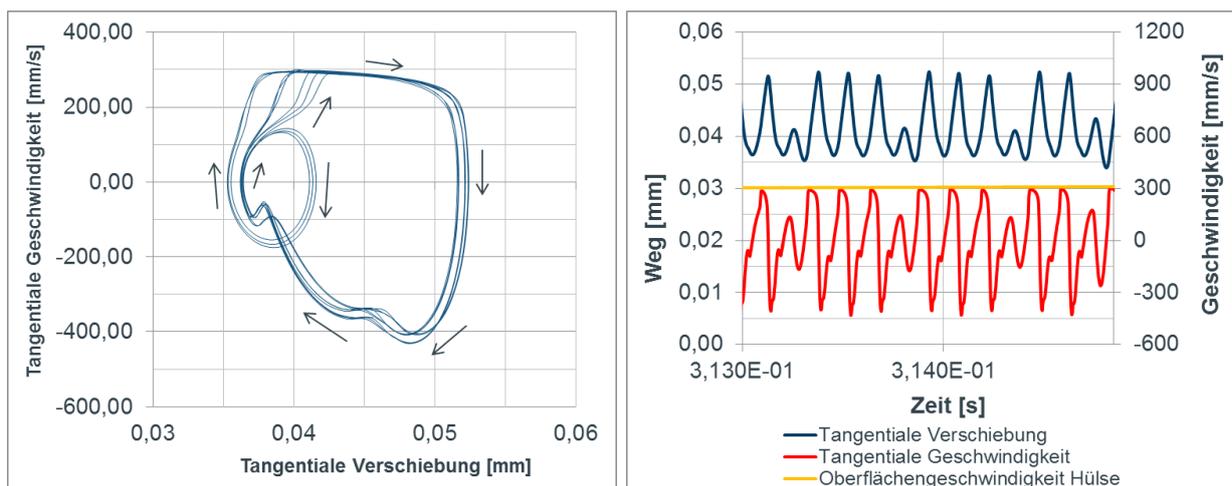
Die im weiteren Drehzahlverlauf auftretenden Frequenzen der Stick-Slip-Schwingung sind annähernd konstant. In Abb. 7.15 bei 400 1/min entsprechend dem Zeitpunkt d) sieht man die geringen Abweichungen der Schwingung gegenüber der sich eingestellten Schwingform nach der Bifurkation bei 320 1/min (Abb. 7.13).



**Abbildung 7.15:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 im Hochlauf bei d) (400 1/min)

### Zeitpunkt e) bei 470 1/min

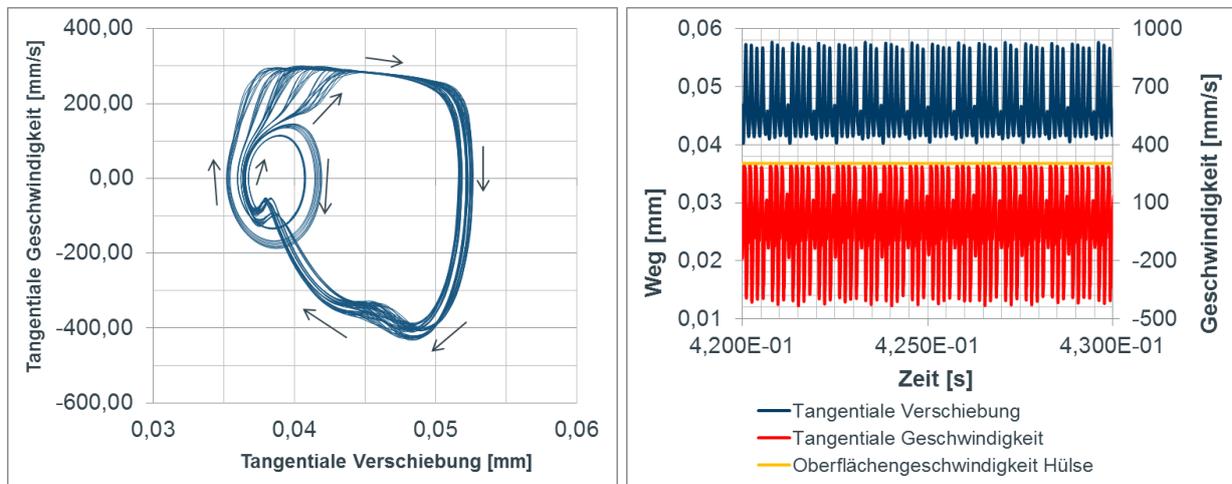
Der Bereich konstanter Stick-Slip-Frequenzen geht im folgenden Drehzahlverlauf bei 440 1/min in einen Bereich über, in dem die Stick-Slip-Schwingung eine komplexe Schwingform annimmt. Eine detaillierte Analyse der Zustandsparameter im Phasenraum an Punkt e) bei 470 1/min zeigt, dass es offenbar zu einer vielfachen Periodenverdopplung kommt, die möglicherweise zu einem chaotischen Schwingverhalten führt (Abb. 7.16). Zudem ist zu erkennen, dass es zu Kreuzungen des Grenzzyklus mit sich selbst kommt.



**Abbildung 7.16:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 im Hochlauf bei e) (470 1/min)

Eine eindeutige Aussage zur Schwingform kann anhand der Simulationsergebnisse aus dem Hochlauf bei 470 1/min nicht getroffen werden, da die Drehzahl im Hochlauf nicht konstant ist und so das Einschwingen eines stabilen Grenzzyklus möglicherweise verhindert wird. Zur

detaillierten Analyse wird der Dichtring deshalb nochmals bei einer konstanten Drehzahl von 470 1/min simuliert (Abb. 7.17).

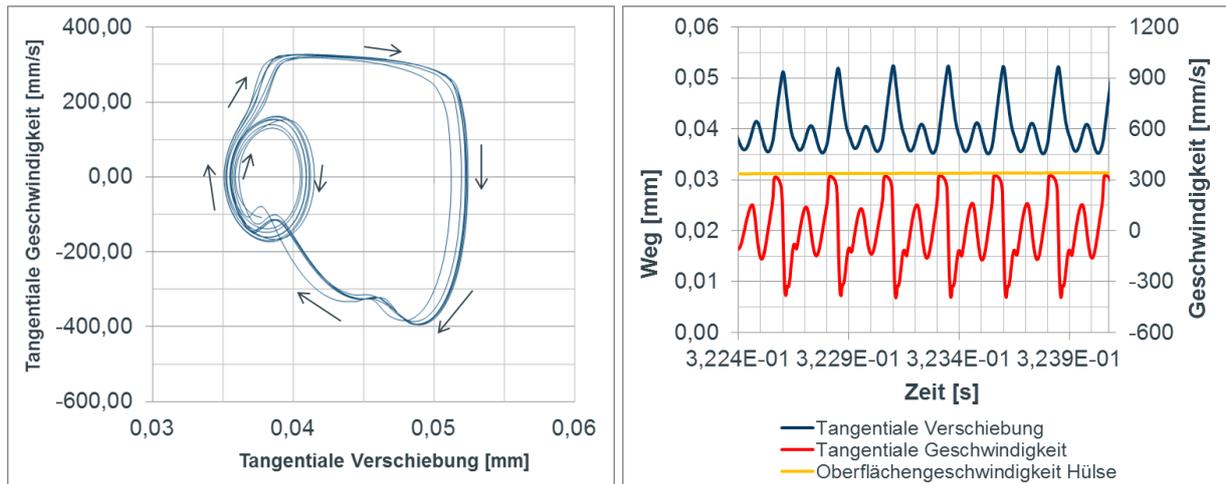


**Abbildung 7.17:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 bei Simulation mit konstanter Drehzahl von 470 1/min

Im Phasendiagramm des bei konstanter Drehzahl simulierten Dichtrings zeigt sich die vielfache Periodendopplung, die keine Periode mit endlicher Zeit innerhalb des ausgewerteten Zeitbereichs erkennen lässt (Abb. 7.17 links). Demnach schwingt die Dichtlippe chaotisch und nähert sich keinem stabilen Grenzzyklus an.

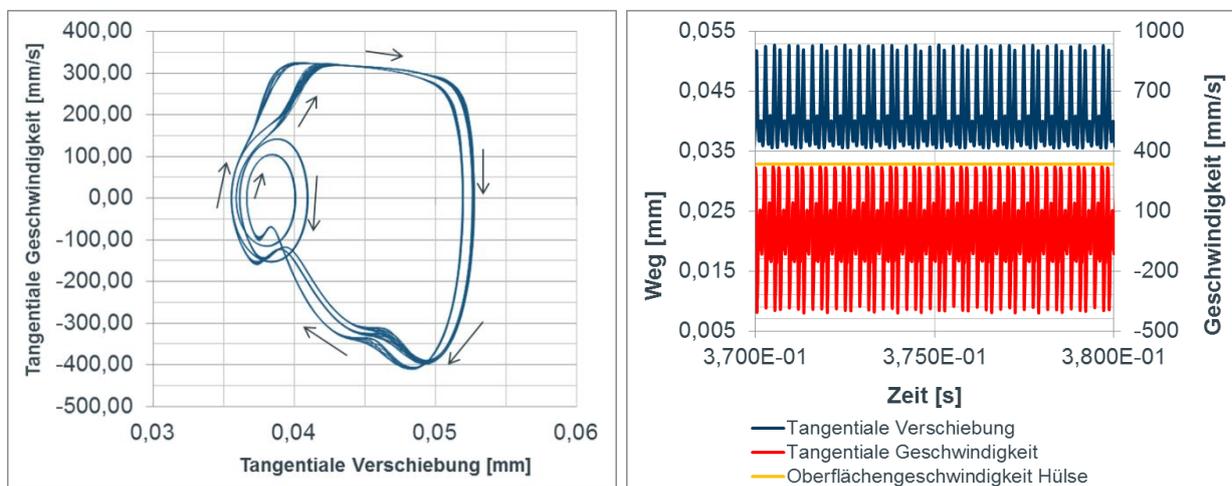
#### Zeitpunkt f) bei 520 1/min

Im weiteren Drehzahlverlauf scheint das System nach einer Bifurkation bei ca. 510 1/min wieder in einen stabilen Grenzzyklus mit einer Frequenz in der 1. Ordnung von 4 kHz zu springen. Die Analyse der Zustandsparameter im Phasenraum bei 520 1/min zeigt jedoch wieder eine multiple Periodendopplung, die eine chaotische Schwingung erahnen lässt (Abb. 7.18).



**Abbildung 7.18:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 im Hochlauf bei f) (520 1/min)

Zur besseren Bestimmung des Schwingverhaltens wird der Dichtring auch bei 520 1/min nochmals mit konstanter Drehzahl simuliert. Entgegen den Auswertungen aus dem Hochlauf zeigt sich eine Schwingung, die zwar mehrere Kreuzungen im Phasenraum aufweist, aber dennoch annähernd periodisch und wiederkehrend verläuft (Abb. 7.19). Eine eindeutige Festlegung, ob periodisches oder chaotisches Verhalten vorliegt, kann nicht mit Sicherheit getroffen werden.



**Abbildung 7.19:** Zustandsgrößen an Dichtlippensegment 1 bei Simulation mit konstanter Drehzahl von 520 1/min

Generell kann festgestellt werden, dass, wie auch in den Rheometerversuchen ersichtlich, die Stick-Slip-Frequenz tendenziell mit der Drehzahl ansteigt, jedoch auch in der Simulation Drehzahlbereiche resultieren, die eine konstante Frequenz beinhalten oder den Sprung auf eine niedrigere Frequenz zur Folge haben. Die Ursache für die Frequenzanstiege mit steigender Drehzahl liegt in der sinkenden Steigung des Reibmoments entsprechend der hinterlegten

Reibwertkurve, welche dazu führt, dass die Dichtlippe zunehmend schwächer ausgelenkt wird und früher zurückschwingt.

Während anhand der Simulation zur Validierung an dieser Stelle die Reibmomentsprünge sowie Hystereseeffekte aus den Rheometerversuchen erklärt werden können, ist die Ursache für konstante oder sinkende Stick-Slip-Frequenzen mit steigender Drehzahl oder steigendem Gradienten zwischen Haft- und Gleitreibung noch unklar und wird in den folgenden Kapiteln thematisiert.

## 7.2 Einflussgrößen auf die Stick-Slip-Schwingung

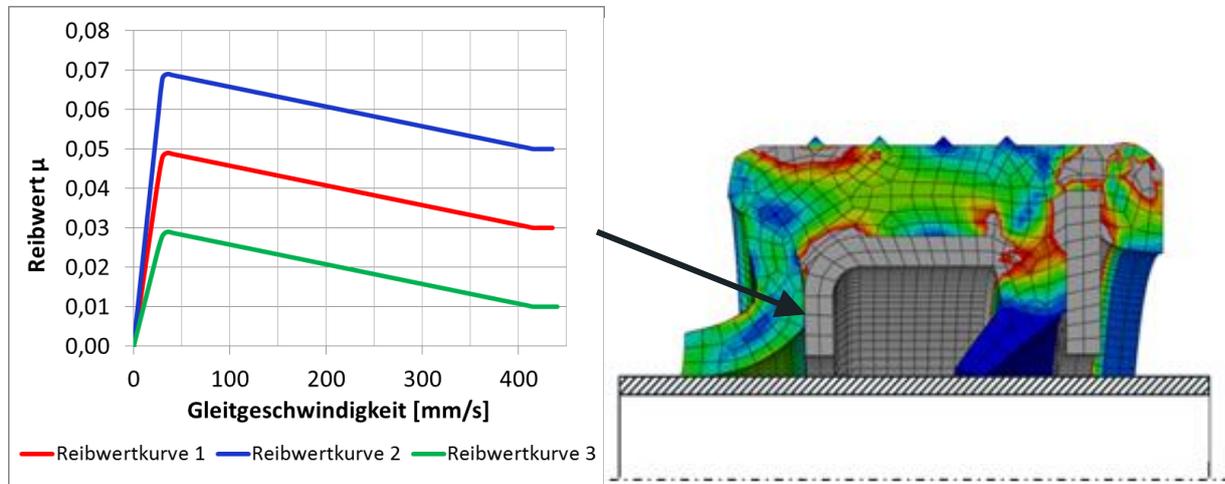
In den folgenden Kapiteln werden anhand des MKS-Modells Parameterstudien durchgeführt. Es werden vornehmlich Einflussparameter untersucht, die im direkten Zusammenhang mit dem in dieser Arbeit vorgenommenen Einbau des Dichtrings in der Kühlmittelpumpe stehen. Hierzu zählen

- Kühlmitteldruck,
- Drehungleichförmigkeiten der Antriebswelle,
- translatorische Wellenschwingungen, welche durch den Antrieb der Kühlmittelpumpe über die Nockenwellen eingepägt werden,
- variable Steigung der Reibwertkurven im Kontakt der Dichtlippe zur Hülse und zum Stützring,
- lokal unterschiedliche Reibwertkurven an der Dichtlippe.

### 7.2.1 Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stützring

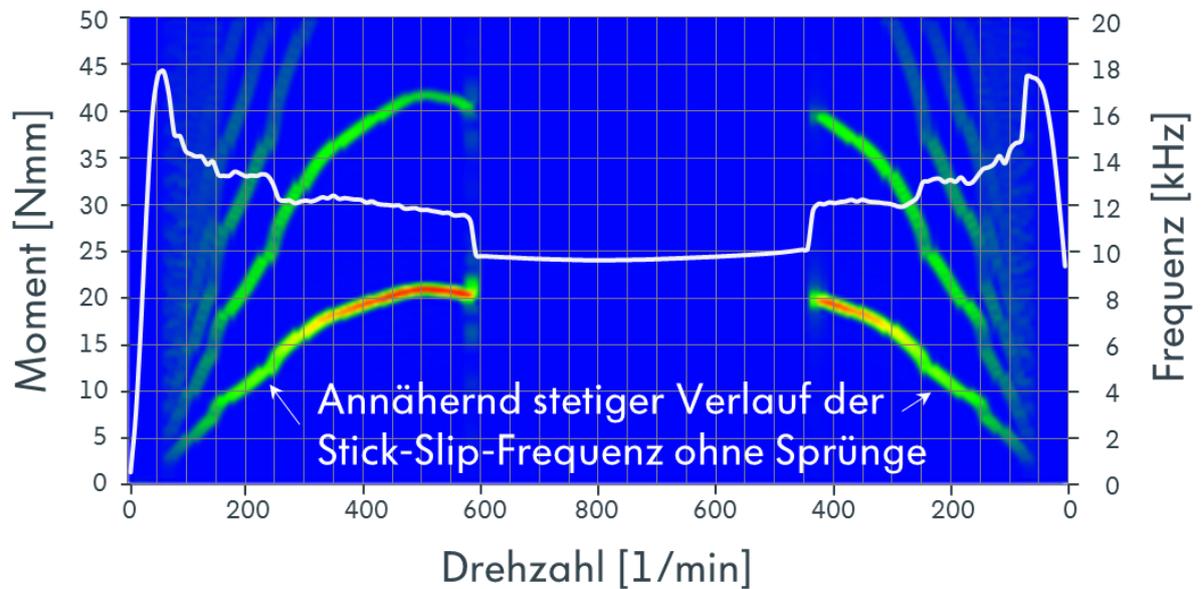
Ein schwer zu definierender Einflussparameter auf das Schwingverhalten ist der Reibkontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe mit dem stützenden Ring. Der Dichtring ist im Neuzustand zwischen der kühlmittelseitigen und der luftseitigen Dichtlippe mit Fett gefüllt, welches über der Betriebsdauer teilweise wegfließt. Ein Großteil bleibt erhalten, nimmt Schmutzpartikel auf und setzt sich unter anderem am Stützringkontakt der kühlmittelseitigen Dichtlippe fest. Um den Einfluss auf das Schwingverhalten zu prüfen, werden im MKS-Modell bei 1,5 bar Kühlmitteldruck die in den 36 Kontakten zum Stützring hinterlegten Reibwertkurven entsprechend Abb. 7.20 variiert. Von der niedrig angenommenen Reibwertkurve 1, welche im MKS-Modell in den Simulationen zur Validierung hinterlegt ist, werden Reibwertkurven 2 und

3 abgeleitet, welche ein erhöhtes und herabgesetztes Reibniveau aufweisen. Somit kann im Vergleich zu den Simulationsergebnissen aus Abb. 7.4 der Einfluss der Reibung im Stützringkontakt überprüft werden.



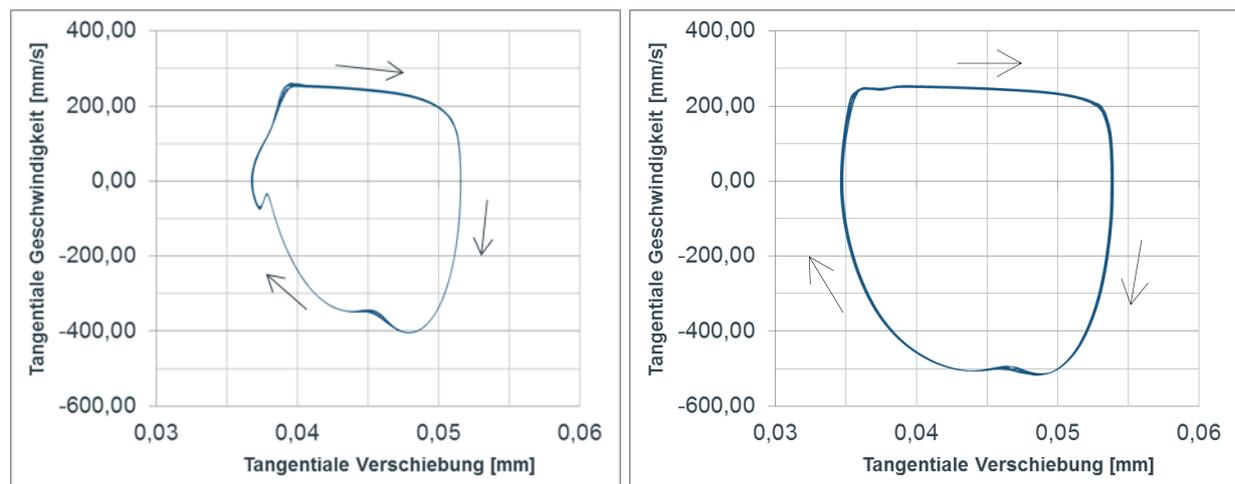
**Abbildung 7.20:** Variation der Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stützring

In Abb. 7.21 ist die in den Frequenzbereich überführte Tangentialgeschwindigkeit des Dichtlippensegments 1 sowie das resultierende Reibmoment am Dichtring über der Drehzahl für die erhöhte Reibwertkurve 2 im Stützringkontakt dargestellt. Verglichen mit den Ergebnissen mit der Reibwertkurve 1 aus Abb. 7.4 zeigen sich deutliche Unterschiede. Frequenzsprünge infolge von Bifurkationen sind fast vollständig verschwunden. Stattdessen steigt die Frequenz im gesamten angeregten Drehzahlband kontinuierlich an. Größere Drehzahlbereiche mit konstanter Stick-Slip-Frequenz, wie bei Reibwertkurve 1 im Stützringkontakt gemäß Abb. 7.4, sind nicht mehr vorhanden. Speziell die Frequenzen im Drehzahlbereich kleiner 320 1/min sind deutlich höher.



**Abbildung 7.21:** Simulationsergebnisse des Hoch- und Runterlaufs bei 1,5 bar und Reibwertkurve 2 im Kontakt Dichtlippe/Stützring gemäß Abb. 7.20

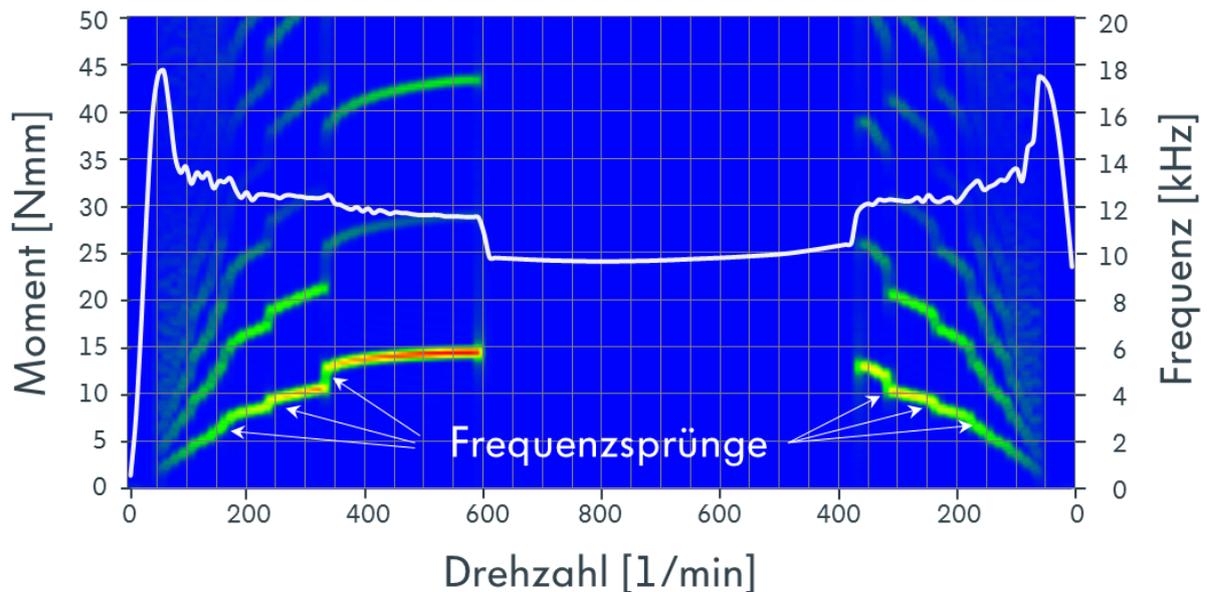
Im Phasendiagramm ergibt sich bei 400 1/min eine um ca. 100 mm/s höhere Tangentialgeschwindigkeit an der Hülse als bei Annahme der Reibwertkurve 1 im Stützringkontakt (Abb. 7.22). Die Sprünge im Reibmoment beim Aussetzen der Schwingung im Hochlauf und wieder Einsetzen im Runterlauf fallen etwas höher aus als bei der Reibwertkurve 1. Grund dafür ist der größere Bereich der Reibwertkurve, den die Dichtlippe infolge der größeren Spreizung der Relativgeschwindigkeit während eines Stick-Slip-Zyklus abfährt.



**Abbildung 7.22:** Phasendiagramme der Simulationen im Hochlauf bei 400 1/min mit Reibwertkurve 1 (links) und Reibwertkurve 2 (rechts) im Kontakt Dichtlippe/Stützring

Ist das Reibverhalten im Kontakt zum Stützring entsprechend Reibwertkurve 3 reduziert, entstehen gegensätzliche Effekte zu denen, die bei Reibwertkurve 2 vorliegen (Abb. 7.23). Zum

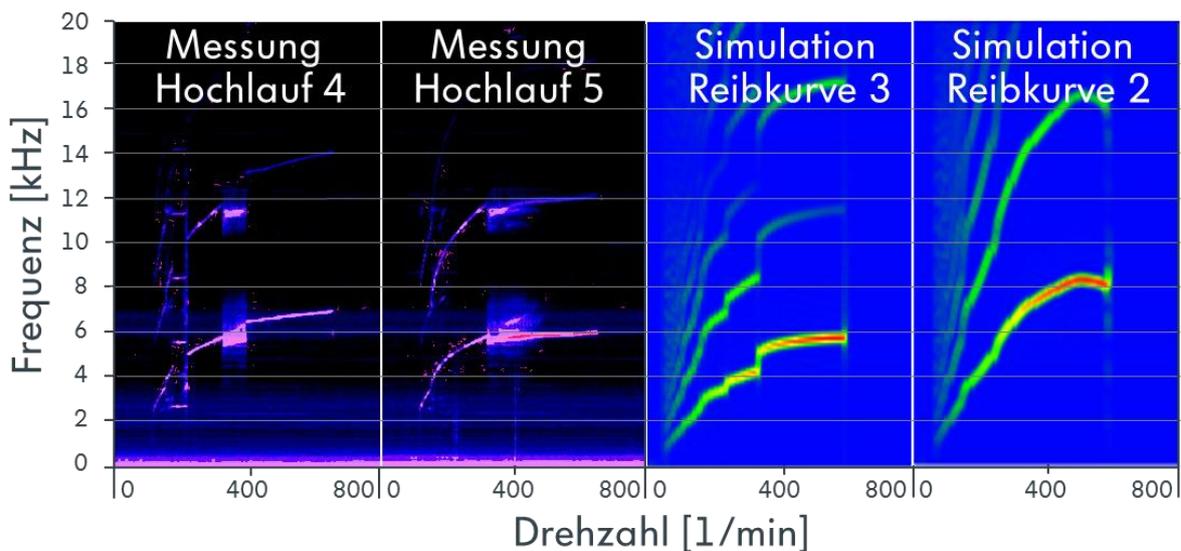
einen sind die angeregten Frequenzen gegenüber den simulierten Frequenzen bei Reibwertkurve 1 und 2 geringer. Außerdem liegen mehrere Frequenzsprünge im Hochlauf bei 170 1/min, 240 1/min und 340 1/min sowie im Runterlauf bei 320 1/min, 240 1/min und 175 1/min vor. In den Bereichen zwischen den Sprüngen verlaufen die Frequenzen annähernd konstant und zeigen nur noch eine geringe Steigung über der Drehzahl.



**Abbildung 7.23:** Simulationsergebnisse des Hoch- und Runterlaufs bei 1,5 bar und Reibwertkurve 3 im Kontakt Dichtlippe/Stützring gemäß Abb. 7.20

Die Simulationsergebnisse zeigen Effekte, die auch in den Rheometerversuchen an Dichtring B auftreten. Dort zeigt sich, dass mit zunehmender Anzahl der Hoch- und Runterläufe die Anzahl der Sprünge im Frequenzband bzw. die Frequenzdifferenzen vor und nach einem Sprung speziell im niedrigen Drehzahlbereich unter 250 1/min abnehmen (siehe Abb. 6.11). Auch verschwinden mit zunehmender Prüflauf-Anzahl die Bereiche konstanter Frequenz im niedrigen Drehzahlbereich. Diese Effekte können auch in den Simulationen mit erhöhten Reibwerten gemäß Reibwertkurve 2 gezeigt werden. Daraus kann der Schluss gezogen werden, dass sich die Reibbedingungen im Kontakt der Dichtlippe zum Stützring mit der Anzahl der Prüfläufe hin zu höheren Reibwerten verändern. Dafür gibt es im vorliegenden Fall zwei mögliche Gründe. Zum einen ist das dort befindliche Fett-Schmutzpartikel-Gemisch sehr undefiniert und eine Relativbewegung zwischen Dichtlippe und Stützring infolge der Stick-Slip-Schwingung kann zum Heraustransportieren oder Festsetzen von Verschleißpartikeln im Kontakt führen, was zu erhöhten aber auch verkleinerten Reibwerten führen kann. Zudem ist der Kontakt nicht so gut gekühlt wie der Kontakt kühlmittelseitige Dichtlippe/Hülse. Entsprechend erwärmt sich das dort

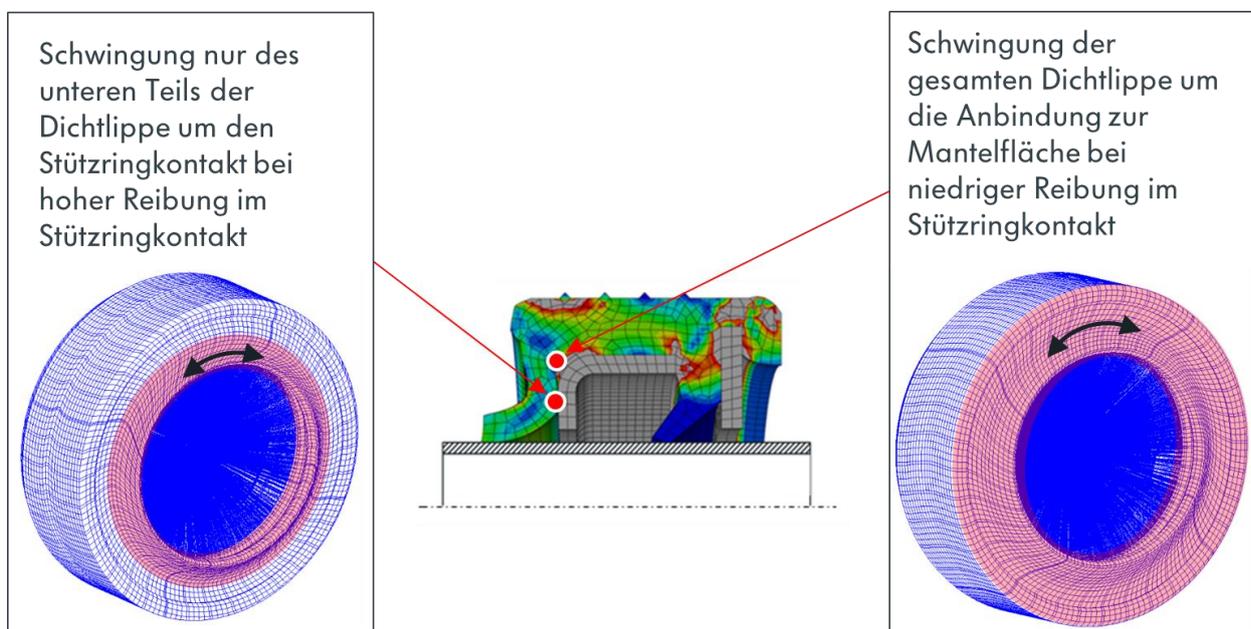
befindliche Fett-Schmutzpartikel-Gemisch. Dieser Effekt konnte mit einer Temperaturmessung mit einem Mantelthermoelement an der Kontaktstelle nachgewiesen werden und wird in Abb. 6.5 gezeigt. Die steigende Temperatur sorgt für veränderte Reibbedingungen. In Abb. 7.24 sind nochmals die Hochläufe 4 und 5 des Dichtrings B sowie die Simulationsergebnisse der Reibwertkurven 3 mit niedriger Reibung und 2 mit erhöhter Reibung im Kontakt mit dem Stützring dargestellt. Der Vergleich zeigt den Einfluss der steigenden Reibwerte im Kontakt des Stützrings auf die angeregten Frequenzbereiche.



**Abbildung 7.24:** Vergleich der angeregten Frequenzen in den Messergebnissen bei Dichtring B, 1,5 bar und 90°C in Hochlauf 4 und 5 mit den Simulationsergebnissen im Hochlauf bei verschiedenen Reibwertkurven 1 und 2 im Kontakt Dichtlippe/Stützring bei 1,5 bar

Die Analyse der simulierten Stick-Slip-Frequenzen im Drehzahlband führt zu dem Schluss, dass die Reibwertkurve am Stützring die an der Stahlhülse entstehende Stick-Slip-Schwingung stark beeinflusst. Simulationen mit variablem Kühlmitteldruck in Kapitel 7.2.3 zeigen zudem, dass infolge niedriger Reibwertkurven im Stützringkontakt bestimmte Grundaussagen, welche in der Literatur anhand von Ein- und Mehr-Massen-Schwinger-Modellen getroffen werden, ihre Gültigkeit verlieren. So kann in den Simulationen mit variablem Druck gezeigt werden, dass bei einer Reibwertkurve im Stützringkontakt gemäß Reibwertkurve 1 die bekannte Abhängigkeit, dass die Stick-Slip-Frequenz mit steigendem Druck sinkt (siehe [44], [46], [47] und [50]), nicht mehr gültig ist (siehe Abb. 7.32). Es ist offensichtlich, dass es einen bestimmten Reibwertbereich am Stützring gibt, innerhalb dem die Reibwertkurve 1 liegt und innerhalb dem die Dichtlippe ein Schwingverhalten aufweist, dass von dem eines Ein-Massen-Schwingers stark abweicht.

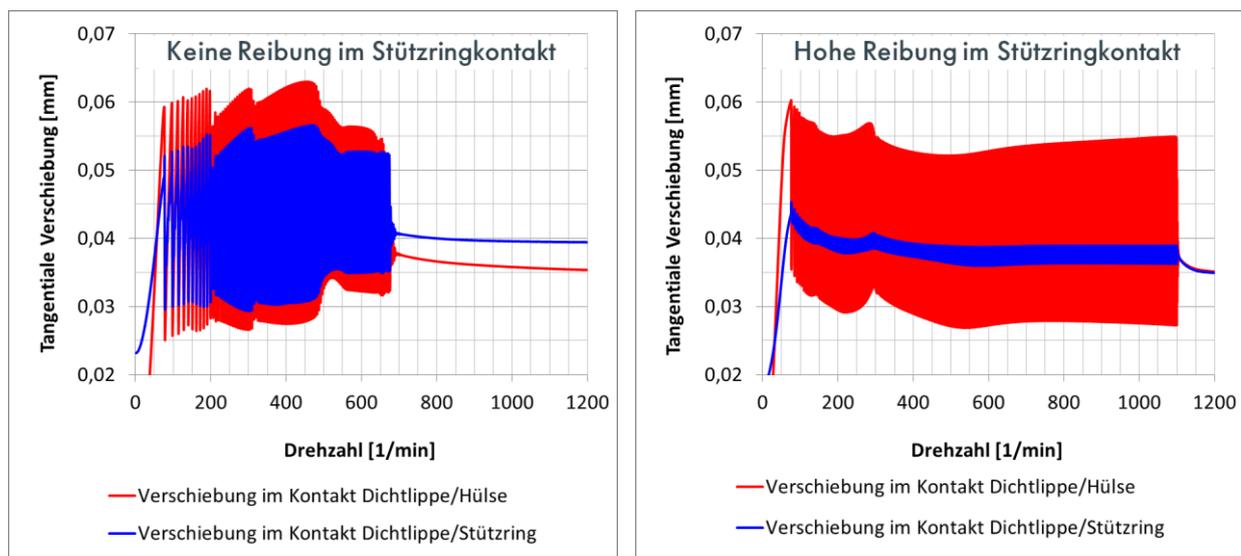
Ist die Reibung am Stützring sehr niedrig, wie bei Reibwertkurve 3 gemäß Abb. 7.20, wird die Schwingung der Dichtlippe an dieser Stelle nur minimal beeinflusst und die gesamte Dichtlippe führt näherungsweise eine Torsionsschwingung um die Anbindung zur Mantelfläche durch. Wiederum führt erhöhte Reibung am Stützring gemäß Reibwertkurve 2 dazu, dass die Dichtlippe in diesem Kontakt schwächer ausgelenkt wird, dieser Kontakt mit zunehmender Reibung also als eine Art Gelenk wirkt und die Torsionsschwingung des unteren Teils der Dichtlippe verstärkt um dieses Gelenk stattfindet, während der obere Teil der Dichtlippe kaum bewegt wird. In beiden Fällen verhält sich die Dichtlippe eher wie ein Ein-Massen-Schwinger (Abb. 7.25). Im Fall der Torsionsschwingung um den Anbindungsbereich an die Mantelfläche ist die schwingende Masse groß und es resultieren erwartungsgemäß geringere Stick-Slip-Frequenzen, als wenn nur der unterhalb des Stützkontaktes befindliche Teil der Dichtlippe schwingt. Dies erklärt die höheren Stick-Slip-Frequenzen bei Reibwertkurve 2 gegenüber Reibwertkurve 3. Im Bereich zwischen Null-Reibung und erhöhter Reibung am Stützring gemäß Reibwertkurve 1 resultieren Schwingungen, die aufgrund der Kopplung der beiden Reibwertkurven an der Hülse und am Stützring zu einem gegenüber dem Ein-Massen-Schwinger veränderten Schwingverhalten der Dichtlippe führen.



**Abbildung 7.25:** schematische Darstellung der Schwingformen am Dichtring bei hoher und niedriger Reibung im Kontakt Dichtlippe/Stützring

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Reibung am Stützring auf die an der Schwingung beteiligten Bereiche der Dichtlippe sind nachstehend in Abb. 7.26 Simulationsergebnisse ohne

Reibung (links) und mit hoher Reibung am Stützring ( $\mu = 0,2$ ) abgebildet (rechts). Dargestellt sind für die beiden Fälle jeweils die tangentialen Verschiebungen der Dichtlippe im Kontakt zur Hülse und im Kontakt zum Stützring. Im Fall der Nullreibung kann anhand der großen Auslenkung der Dichtlippe am Stützring und an der Hülse im angeregten Drehzahlbereich gezeigt werden, dass die gesamte Dichtlippe eine Schwingung ausführt. Im Gegensatz dazu ist die tangentielle Verschiebung der Dichtlippe am Stützring bei hoher Reibung deutlich kleiner als an der Hülse. Bei Vorhandensein hoher Reibung schwingt entsprechend hauptsächlich der untere Teil der Dichtlippe.

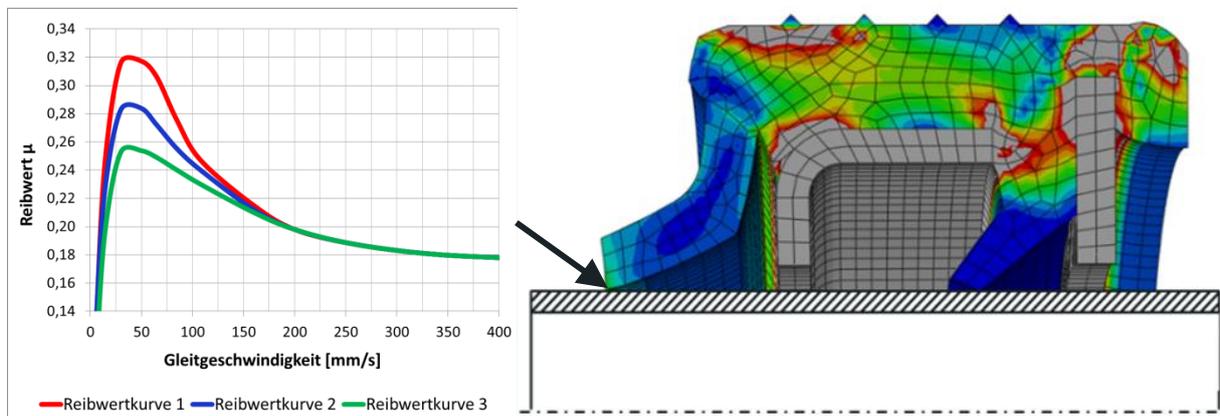


**Abbildung 7.26:** Tangentiale Verschiebungen im Dichtlippenkontakt mit der Hülse und dem Stützring ohne Reibung (links) und mit einem Reibwert von 0,2 im Kontakt Dichtlippe/Stützring (rechts)

Auf Basis der Simulationsergebnisse ohne Reibung und mit hoher Reibung kann zusätzlich festgehalten werden, dass bei stark erhöhter Reibung im Stützringkontakt die Grenzdrehzahl für Stick-Slip stark ansteigt. So erstreckt sich der Bereich, in dem Stick-Slip vorkommt, bei hoher Reibung bis zu einer Drehzahl von 1100 1/min (Abb. 7.26 rechts). Ist keine Reibung im Stützringkontakt vorhanden, liegt die Grenzdrehzahl gemäß Abb. 7.26 links mit 675 1/min deutlich darunter. Der Anstieg der Grenzdrehzahl mit zunehmender Steifigkeit konnte in [33] an einem numerischen Modell einer mechanischen Laufwerkichtung festgestellt werden und deckt sich damit mit den hier vorliegenden Simulationsergebnissen. Im konkreten Anwendungsfall im Fahrzeug kann entsprechend eine Reduzierung der Reibung in diesem Kontakt dazu führen, dass die Grenzdrehzahl für Stick-Slip so herabgesetzt wird, dass der untersuchte Dichtring bei Leerlaufdrehzahl der Kühlmittelpumpe oberhalb der Grenzdrehzahl betrieben wird und somit kein Stick-Slip auftritt.

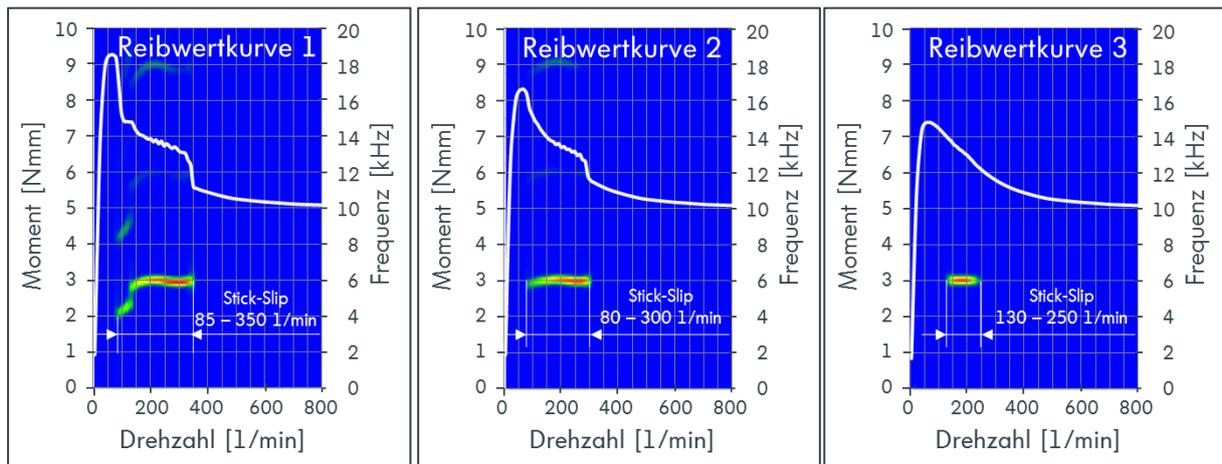
## 7.2.2 Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse

Nachfolgend wird eine Variation der Steigung im abfallenden Ast der Reibwertkurve des Kontakts Dichtlippe/Hülse durchgeführt. Um den im vorherigen Kapitel beschriebenen Einfluss der Reibung im Stützringkontakt auszuschließen, werden die Simulationen ohne Kühlmitteldruck durchgeführt, sodass es zu keiner Anlage der Dichtlippe am Stützring kommt. Es werden drei Reibwertkurven definiert. Die Reibwertkurven werden so abgeleitet, dass der Verlauf ab einer Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s gemäß Abb. 7.27 identisch ist. Die jeweilige Reibwertkurve wird in allen 36 Kontakten der Dichtlippe mit der Hülse hinterlegt und anschließend ein Drehzahlhochlauf auf 800 1/min simuliert.



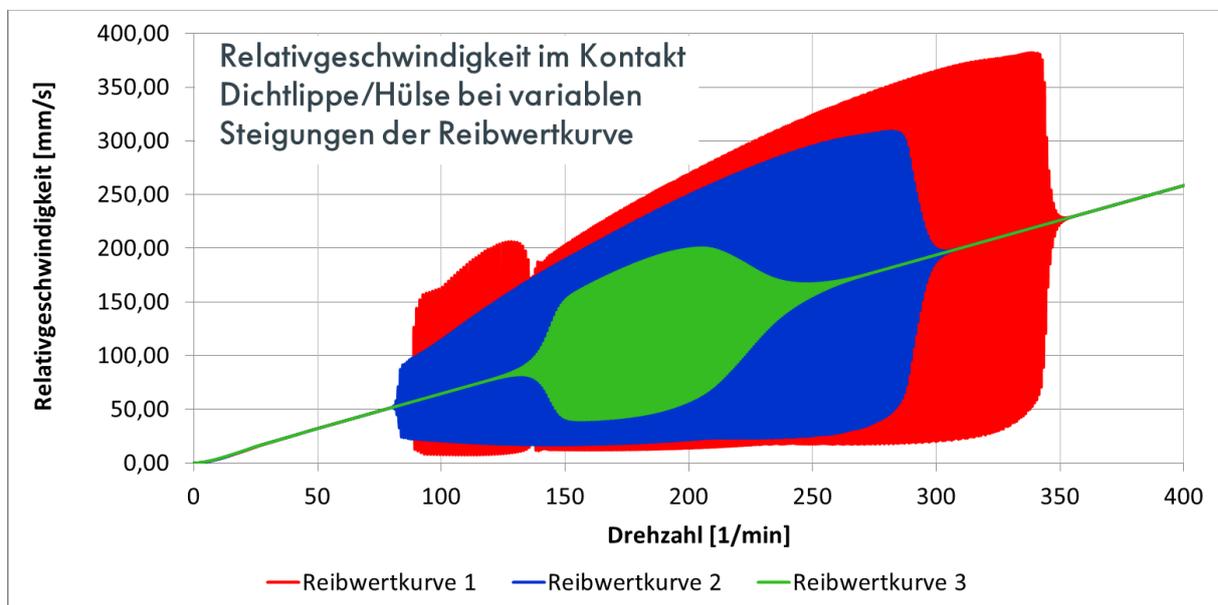
**Abbildung 7.27:** Variation der Reibwertkurve im Kontakt Dichtlippe/Hülse

Die in den Frequenzbereich überführten Tangentialgeschwindigkeiten der Dichtlippe sowie die Reibmomentkurven sind in Abb. 7.28 für die unterschiedlichen Reibwertkurven dargestellt. Hinsichtlich der angeregten Drehzahlbereiche zeigt sich ein klares Bild, wonach die Neigung zu Stick-Slip mit der Steigung der Reibwertkurve zunimmt. Bei großer Steigung gemäß Reibwertkurve 1 erstreckt sich der Bereich der Stick-Slip-Schwingungen zwischen 85 1/min und 350 1/min. Bei Reibwertkurve 2 liegt die Grenzdrehzahl für Stick-Slip bei 300 1/min. Bei Reibwertkurve 3 finden Stick-Slip-Schwingungen nur im Bereich zwischen 130 1/min und 250 1/min statt. Die beschriebene Abhängigkeit der Stick-Slip-Neigung von der Steigung der Reibwertkurve konnte bereits mithilfe des Modells eines Ein-Massen-Schwingers in Kapitel 2.4.1 gezeigt werden. Auch die Versuche am Rheometer zeigen diese Abhängigkeit, wonach Dichtring A mit flach verlaufender Reibwertkurve kleinere Drehzahlbereiche aufweist, in denen Stick-Slip auftritt, als dies bei Dichtring B mit der steiler verlaufenden Reibwertkurve der Fall ist.



**Abbildung 7.28:** Simulationsergebnisse der Drehzahlhochläufe mit Reibwertkurve 1 (links), Reibwertkurve 2 (mitte) und Reibwertkurve 3 (rechts) im Kontakt Dichtlippe/Hülse

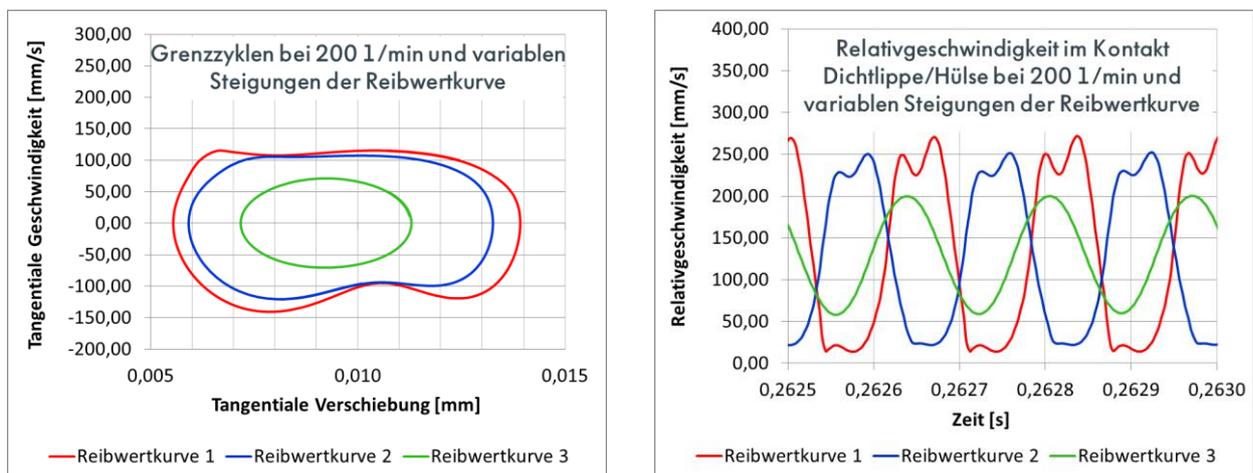
Es zeigt sich zudem, dass Sprünge im Reibmoment mit betragsmäßig kleiner werdender Steigung der Reibwertkurve ebenfalls kleiner ausfallen. Dies kann ebenfalls im Vergleich der Rheometerversuche zwischen den Dichtringen A und B festgestellt werden. Nachstehend ist die Relativgeschwindigkeit im gesamten Drehzahlband für die verschiedenen Reibwertkurven dargestellt (Abb. 7.29)



**Abbildung 7.29:** Relativgeschwindigkeiten in den simulierten Hochläufen bei den unterschiedlichen Reibwertkurven im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse

Die Spreizung der Relativgeschwindigkeit bei Reibwertkurve 1 ist nach dem Einsetzen der Schwingung bei 85 1/min deutlich größer als bei den Reibwertkurven 2 und 3. Entsprechend durchfährt die Dichtlippe während eines Stick-Slip-Zyklus einen größeren Bereich der

Reibwertkurve. Dadurch erfährt die Dichtlippe eine größere Differenz des maximalen und minimalen Reibwerts als dies bei flacher verlaufenden Reibwertkurven der Fall ist. Entsprechend ist die Abweichung des gemittelten Reibwerts über einen Stick-Slip-Zyklus vom tatsächlichen Reibwert bei der momentanen Oberflächengeschwindigkeit der Hülse größer, als wenn nur ein kleiner Bereich der Reibwertkurve abgefahren wird. Folglich fällt der Reibmomentsprung größer aus. Dies zeigt sich insbesondere bei Reibwertkurve 3. Dort führt die geringe Spreizung der Relativgeschwindigkeit dazu, dass kein Sprung im Reibmoment erkennbar ist. Zusätzlich liegt die kleinste Relativgeschwindigkeit während eines Zyklus bei Reibwertkurve 3 teilweise oberhalb der Gleitgeschwindigkeit, bei welcher das Reibwertmaximum vorliegt. Dies ist beispielsweise bei der Drehzahl 200 1/min der Fall (Abb. 7.30). Entsprechend fährt die Dichtlippe nur den schwach fallenden Ast der Reibwertkurve bei höheren Gleitgeschwindigkeiten ab und erfährt nicht das Reibwertmaximum und die Reibwerte unterhalb des Reibwertmaximums bei 30 mm/s. Dies führt dazu, dass der Schwingvorgang homogener abläuft und näherungsweise sinusförmig verläuft. Die Quasi-Stick-Phase, in der die Dichtlippe bei geringem Schlupf gegenüber der Hülsenoberfläche ausgelenkt wird, entfällt bei Reibwertkurve 3 in den Bereichen, in denen die kleinste Relativgeschwindigkeit größer ist, als die Gleitgeschwindigkeit am Maximum der hinterlegten Reibwertkurve.

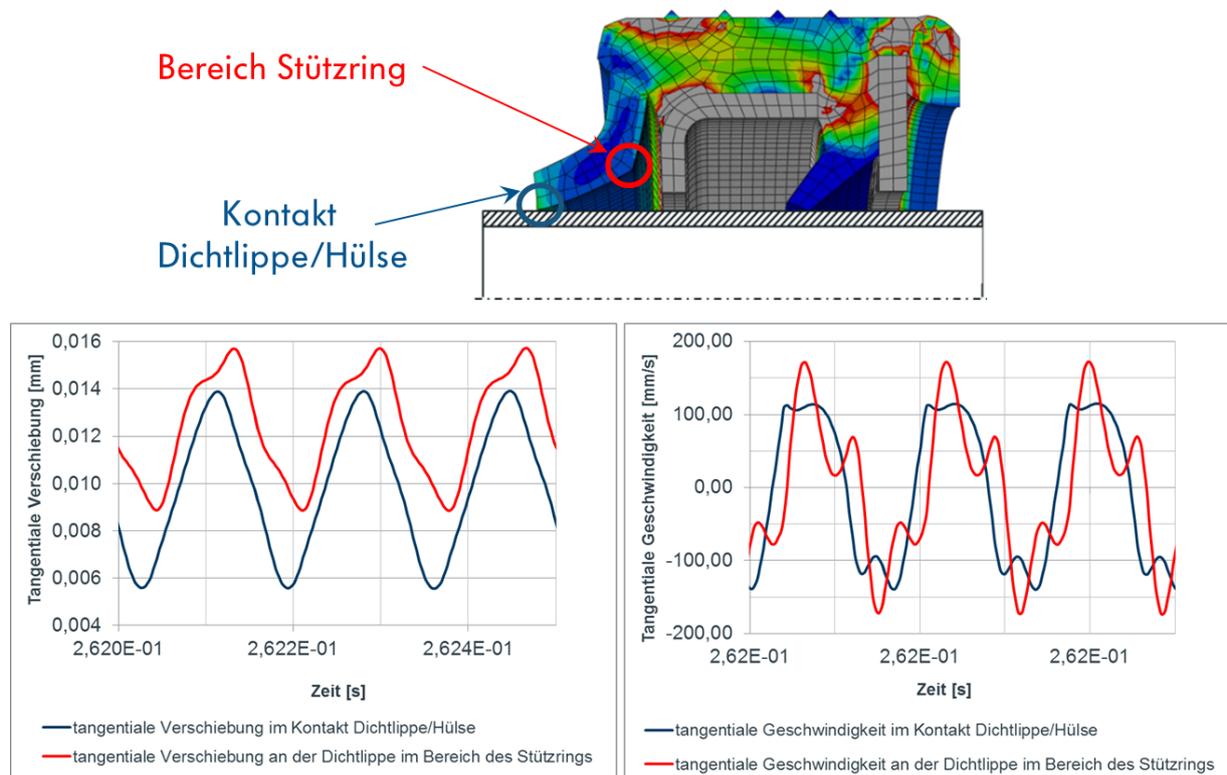


**Abbildung 7.30:** Phasendiagramm (links) und Relativgeschwindigkeiten (rechts) bei 200 1/min in den Hochläufen bei den unterschiedlichen Reibwertkurven im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse

Hinsichtlich der Frequenzen ist zu erkennen, dass bei Reibwertkurve 1 im niedrigen Drehzahlbereich zwischen 85 1/min und 140 1/min geringere Stick-Slip-Frequenzen vorliegen, als bei Reibwertkurve 2. Bei höheren Drehzahlen sind die Stick-Slip-Frequenzen der drei

Reibwertkurven näherungsweise gleich bei ca. 6,1 kHz. Eine steigende Stick-Slip-Frequenz mit flacher verlaufender Reibwertkurve bei zunehmender Drehzahl innerhalb einer Reibwertkurvensimulation als auch im Vergleich der drei Reibwertkurven zueinander liegt nicht vor. Die Simulationsergebnisse zeigen damit ein ähnliches Verhalten wie das der Dichtringe in den Rheometerversuchen. Auch bei Dichtring A und B verläuft die Stick-Slip-Frequenz über größere Drehzahlbereiche konstant. Beispielsweise liegen zwischen 150 1/min und 200 1/min die Frequenzen bei beiden Dichtringen A und B gemäß Abb. 6.7 und Abb. 6.12 konstant bei 2,7 kHz, obwohl Dichtring A eine kleinere Steigung im Reibmoment als Dichtring B aufweist und die Steigung in beiden Reibmomentkurven von Dichtring A und B mit der Gleitgeschwindigkeit abnimmt. Der bekannte Effekt, dass eine steilere Reibwertkurve zu einem höheren Energieeintrag in die Dichtlippe und damit zu einer niedrigeren Stick-Slip-Frequenz führt (siehe [44], [46], [47]) liegt nicht in allen Drehzahlbereichen vor. In den Rheometerversuchen kann die Ursache für das beschriebene Verhalten teilweise mit den Reibwertkurven im Stützringkontakt erklärt werden, wie im vorherigen Kapitel beschrieben.

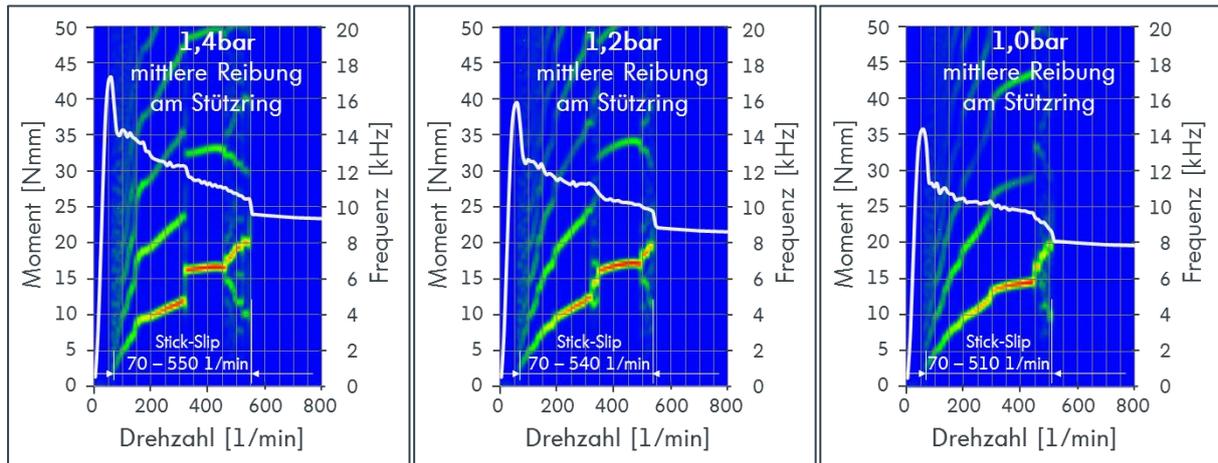
In den Simulationen mit den unterschiedlichen Reibwertkurven im Hülsenkontakt liegt kein Kühlmitteldruck vor, sodass der Einfluss der Reibung im Stützringkontakt nicht vorliegt. Es kann festgestellt werden, dass die Ursache für die konstanten Stick-Slip-Frequenzen über größere Drehzahlbereiche hier in der Struktur des Dichtrings und den damit an der Stick-Slip-Schwingung beteiligten unterschiedlichen Schwingformen gemäß Abb. 4.2 liegt. Die Dichtlippe schwingt ausgehend von der Oberfläche der Hülse bis zu der Anbindung an der Mantelfläche nicht als ein Massekörper. Vielmehr schwingen unterschiedliche Bereiche der Dichtlippe nicht in Phase und damit teilweise gegensinnig und führen so zu einem komplexen Schwingverhalten, welches sich nicht mit einem Ein-Massen-Schwinger-Modell zeigen lässt und zu näherungsweise konstanten Stick-Slip-Frequenzen über größere Drehzahlbereiche führen kann. Ein ähnliches Verhalten wird auch anhand des Einflusses der Reibwertkurve im Kontakt der Dichtlippe mit dem Stützring im vorangegangenen Kapitel gezeigt. Nachstehend sind in Abb. 7.31 für die Simulation mit Reibwertkurve 1 die tangentielle Verschiebung (links) sowie die tangentielle Geschwindigkeit (rechts) an der Dichtlippe im Kontakt zur Hülse und im Bereich des Stützrings bei 200 1/min dargestellt. Interessant ist hier, dass infolge der komplexen Ausprägung der Schwingung die tangentielle Geschwindigkeit im Stützringbereich der Dichtlippe größer ausfällt, als im Kontakt der Dichtlippe mit der Hülse. Zudem ist der Phasenversatz zu erkennen.



**Abbildung 7.31:** Tangentiale Verschiebungen und Geschwindigkeiten an der Dichtlippe bei 200 1/min in dem Hochlauf bei Reibwertkurve 1 im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse

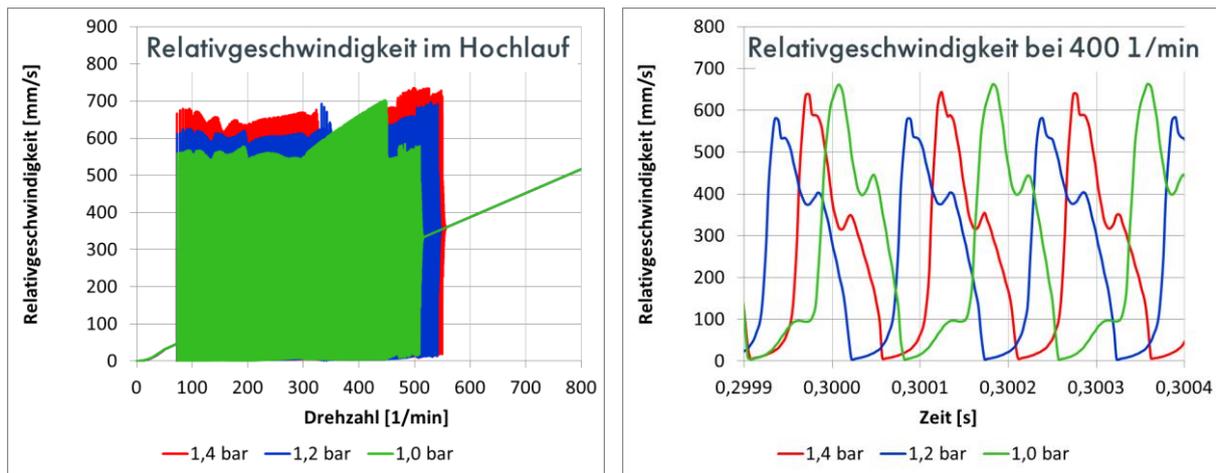
### 7.2.3 Kühlmitteldruck

In den Rheometerversuchen wird eine starke Abhängigkeit der angeregten Drehzahlbereiche und Stick-Slip-Frequenzen vom Kühlmitteldruck festgestellt. Ebenso kann der Zusammenhang der sinkenden Stick-Slip-Frequenz mit steigendem Kühlmitteldruck in den Fahrzeugmessungen gezeigt werden (Abb. 6.18). Zur Überprüfung der genannten Zusammenhänge werden Simulationen am MKS-Modell des Dichtrings mit unterschiedlichen Kühlmitteldrücken bei 1,4 bar, 1,2 bar und 1,0 bar durchgeführt. Dabei wird im Kontakt der Dichtlippe mit der Hülse die experimentell bestimmte Reibwertkurve des Dichtrings B aus den Rheometerversuchen hinterlegt. Im Kontakt der Dichtlippe mit dem Stützring wird mittlere Reibung gemäß der Reibwertkurve 1 aus Abb. 7.20 angenommen. Nachstehend sind in Abb. 7.32 die in den Frequenzbereich überführten Tangentialgeschwindigkeiten der Dichtlippe sowie das Reibmoment über der Drehzahl für die unterschiedlichen Drücke dargestellt.



**Abbildung 7.32:** Simulationsergebnisse der Drehzahlhochläufe mit 1,4 bar (links), 1,2 bar (mitte) und 1,0 bar (rechts) Kühlmitteldruck

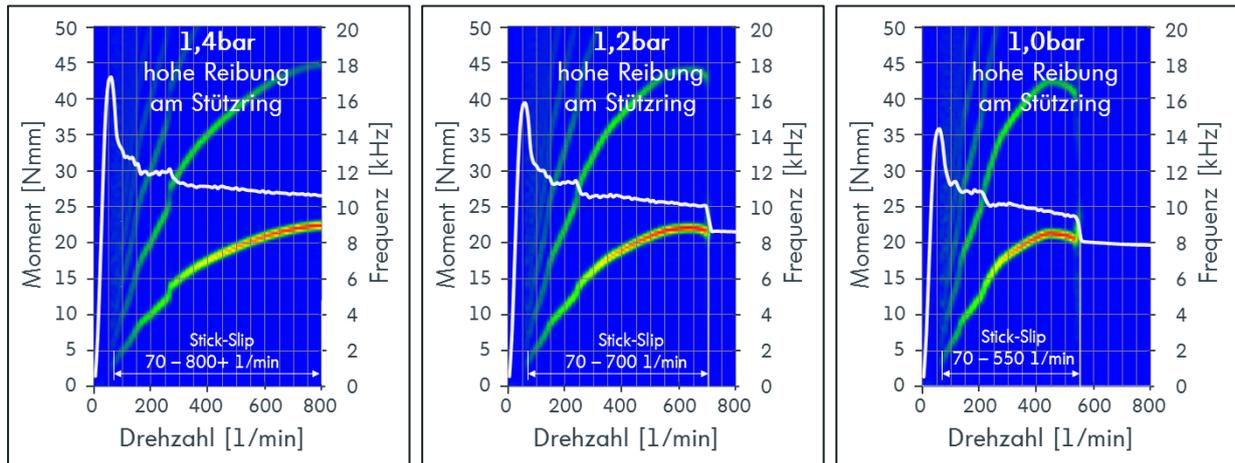
Die angeregten Drehzahlbereiche in den verschiedenen Druckstufen sind annähernd gleich. Bei 1,4 bar und 1,2 bar schwingt der Dichtring bis zu einer Drehzahl von ca. 550 1/min. Bei 1,0 bar liegt die Grenzdrehzahl mit 510 1/min etwas darunter. Auch die Reibmomentsprünge beim Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung bei ca. 70 1/min und beim Ausklingen sind annähernd gleich groß. Hinsichtlich der Frequenzen kann ein zunehmend stetiger Verlauf der Frequenz über der Drehzahl mit sinkendem Kühlmitteldruck festgestellt werden. Eine eindeutige Abhängigkeit der Frequenz vom Druck liegt dennoch nicht vor. So liegt die Frequenz bei 1,4 bar im Drehzahlbereich zwischen ca. 350 1/min bis 450 1/min mit ca. 6,7 kHz ähnlich hoch wie bei 1,2 bar, während die Frequenz bei 1,0 bar in diesem Bereich mit ca. 5,6 kHz deutlich niedriger liegt. Hinsichtlich der Relativgeschwindigkeit ist auch keine eindeutige Abhängigkeit festzustellen. Tendenziell steigt die maximale Relativgeschwindigkeit mit dem Druck (Abb. 7.33 links). Es resultieren allerdings Drehzahlbereiche, in denen die Relativgeschwindigkeiten auch bei 1,2 bar und 1,0 bar im Vergleich maximal werden. Zum Vergleich dazu ist in Abb. 7.33 rechts die Relativgeschwindigkeit bei 400 1/min dargestellt, bei welcher eine maximale Relativgeschwindigkeit bei einem Druck von 1,0 bar resultiert.



**Abbildung 7.33:** Relativgeschwindigkeiten in den simulierten Hochläufen (links) und detailliert bei 400 1/min (rechts) bei variablen Kühlmitteldrücken

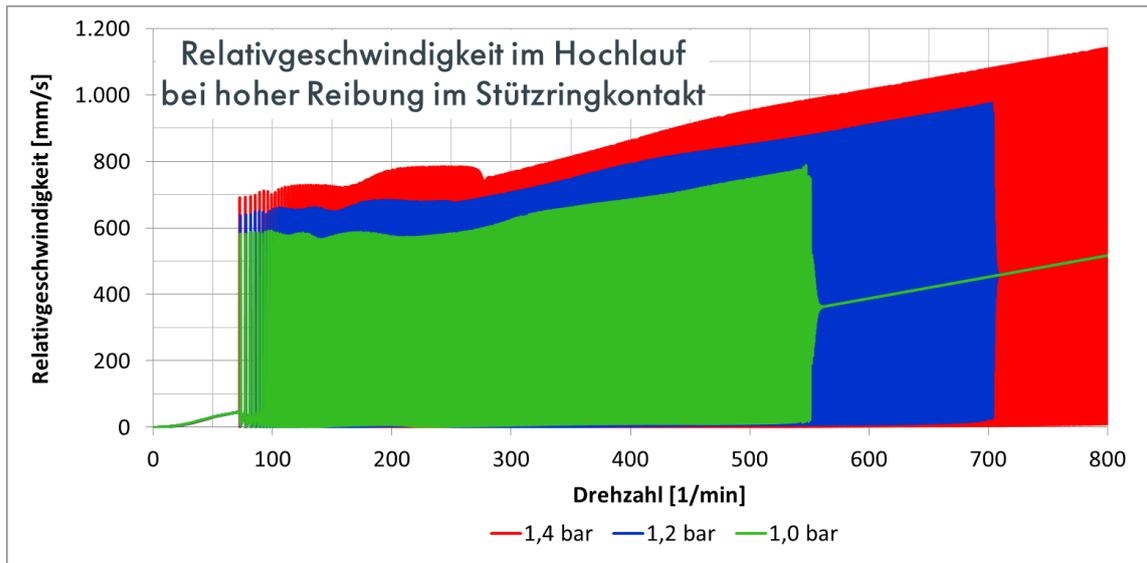
Die Simulationsergebnisse stehen im Widerspruch zu den Messungen am Fahrzeug. Dort kann eine sinkende Frequenz mit steigendem Kühlmitteldruck festgestellt werden, wie auch in der Literatur nachgewiesen wird (siehe [44], [46], [47] und [50]). Zudem kann in den Rheometerversuchen bei Dichtring A eine starke Zunahme des angeregten Drehzahlbereichs mit steigendem Druck nachgewiesen werden, während dies in den Simulationen nur geringfügig zu erkennen ist. Die gemessenen Reibmomentsprünge sind sowohl bei Dichtring A als auch bei Dichtring B in den gemittelten Kurven (Abb. 6.4 und Abb. 6.10) größer, je höher der Druck ist.

Die beschriebenen Simulationsergebnisse in der Druckvariation, aus denen keine allgemeingültigen Zusammenhänge geschlossen werden können, resultieren aus dem komplexen Schwingverhalten infolge der mittleren Reibung im Stützringkontakt. In Kapitel 7.2.1 wird gezeigt, dass sich die Dichtlippe bei hoher Reibung oder Nullreibung im Stützringkontakt näherungsweise wie ein Ein-Massen-Schwinger verhält und dadurch Zusammenhänge hinsichtlich der angeregten Frequenzen und Drehzahlbereiche resultieren, die auch in der Literatur beobachtet werden. Zur Verifizierung sind nachstehend Simulationsergebnisse der Druckvariation mit hoher Reibung am Stützring in Abb. 7.34 dargestellt. Dazu werden die Reibwerte aus Reibwertkurve 1 aus Abb. 7.20 verdoppelt.



**Abbildung 7.34:** Simulationsergebnisse der Drehzahlhochläufe mit 1,4 bar (links), 1,2 bar (mitte) und 1,0 bar (rechts) Kühlmitteldruck mit hoher Reibung im Kontakt Dichtlippe/Stützring

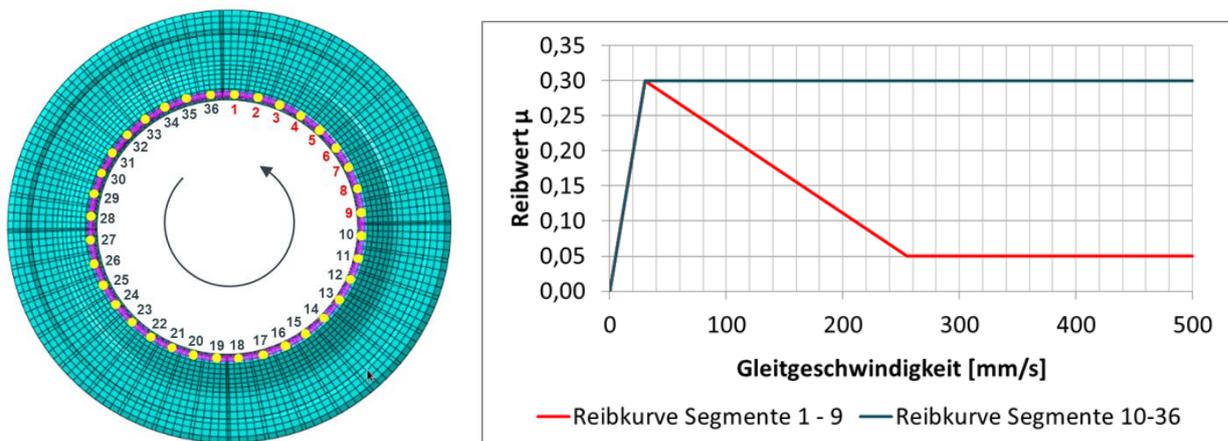
Die Simulationsergebnisse mit der erhöhten Reibung im Stützringkontakt in Abb. 7.34 unterscheiden sich stark von denen mit mittlerer Reibung. Wie in Kapitel 7.2.1 beschrieben, verhält sich die Dichtlippe mit erhöhter Reibung im Stützringkontakt eher wie ein Ein-Massen-Schwinger, da hauptsächlich der untere Teil der Dichtlippe um den Stützkontakt schwingt. Da in diesem Fall die schwingende Masse kleiner ist, resultieren auch höhere Stick-Slip-Frequenzen. Außerdem kann der in den Fahrzeugversuchen festgestellte Zusammenhang zwischen steigender Stick-Slip-Frequenz mit sinkendem Druck bei den Simulationen näherungsweise im gesamten Drehzahlband gezeigt werden. Dabei sind kaum noch Frequenz-Sprünge im Drehzahlband zu erkennen. Der Zusammenhang des mit steigendem Druck größer ausfallenden Reibmomentsprungs beim Einsetzen der Stick-Slip-Schwingung, welcher in den Rheometerversuchen vorliegt, zeigt sich auch in den Simulationsergebnissen mit erhöhter Stützringreibung. Eine eindeutige Zunahme der Relativgeschwindigkeit mit steigendem Druck im gesamten Drehzahlband kann zudem anhand Abb. 7.35 gezeigt werden. Außerdem zeigt sich bei hoher Reibung im Stützringkontakt eine deutliche Zunahme der Stick-Slip-Grenzdrehzahl, wenn der Druck erhöht wird.



**Abbildung 7.35:** Relativgeschwindigkeiten in den Hochläufen bei variablen Kühlmitteldrücken mit hoher Reibung im Kontakt Dichtlippe/Stützring

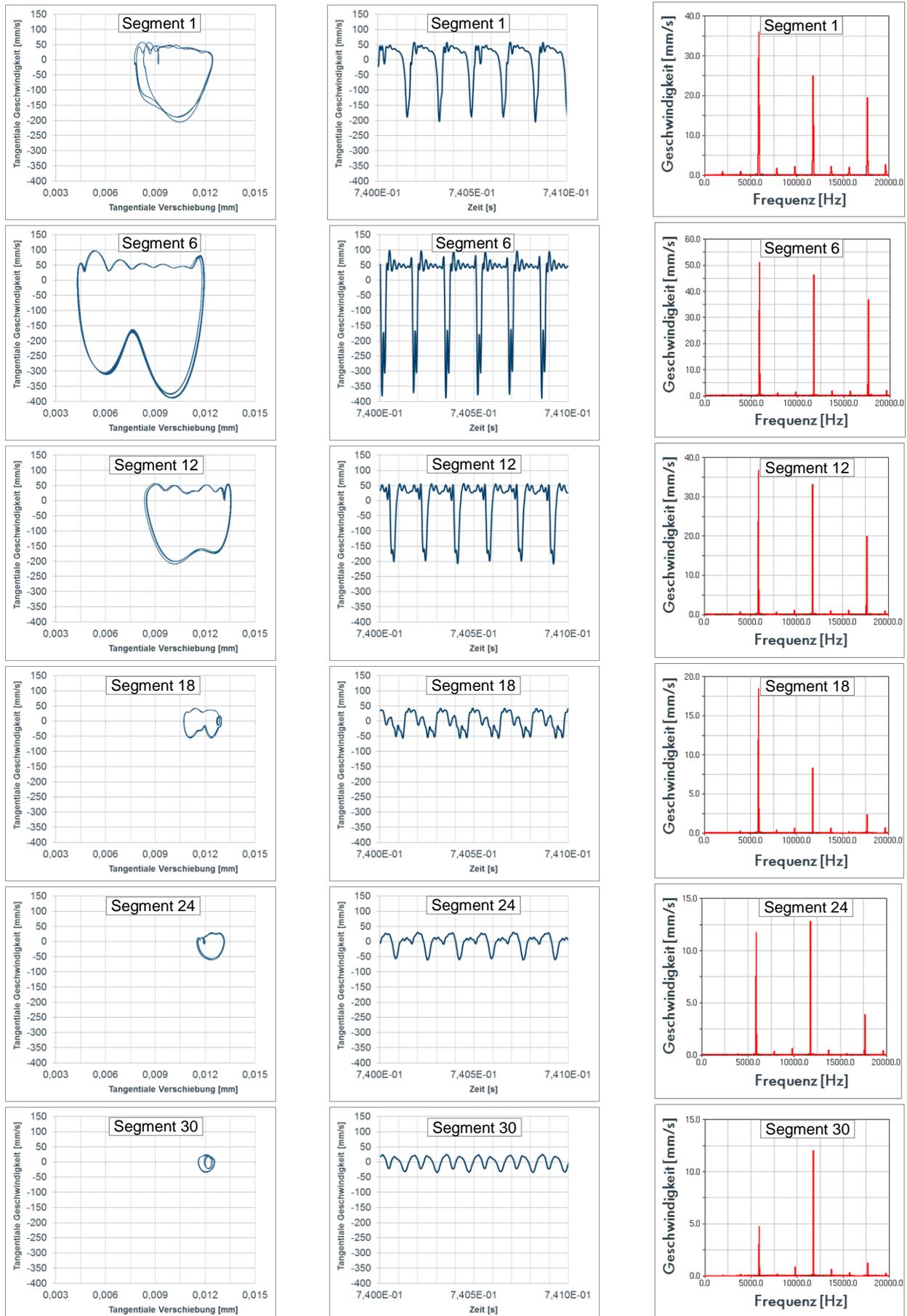
### 7.2.4 Lokale Reibwertkurven im Kontakt Dichtlippe/Stahlhülse

In den Messungen mit der Highspeed-Kamera und der anschließenden Auswertung der Aufnahmen mit der Kreuzkorrelation kann in Kapitel 6.3.2 gezeigt werden, dass es über den Umfang der Dichtlippe zu unterschiedlichsten Schwingungsausprägungen kommen kann, wenn unterschiedliche Reibbedingungen vorliegen. Eine Aussage über die auftretenden Frequenzen und die detaillierte Ausprägung der Schwingungen kann anhand der ausgewerteten Aufnahmen aufgrund der zu geringen Aufnahme­frequenz nicht getroffen werden. Um detaillierte Aussagen über die Schwingung machen zu können, wird anhand des MKS-Modells eine Simulation mit verschiedenen Reibwertkurven über den Umfang der Dichtlippe durchgeführt (Abb. 7.36).



**Abbildung 7.36:** Variation der Reibwertkurven in den 36 Kontakten Dichtlippe/Stahlhülse

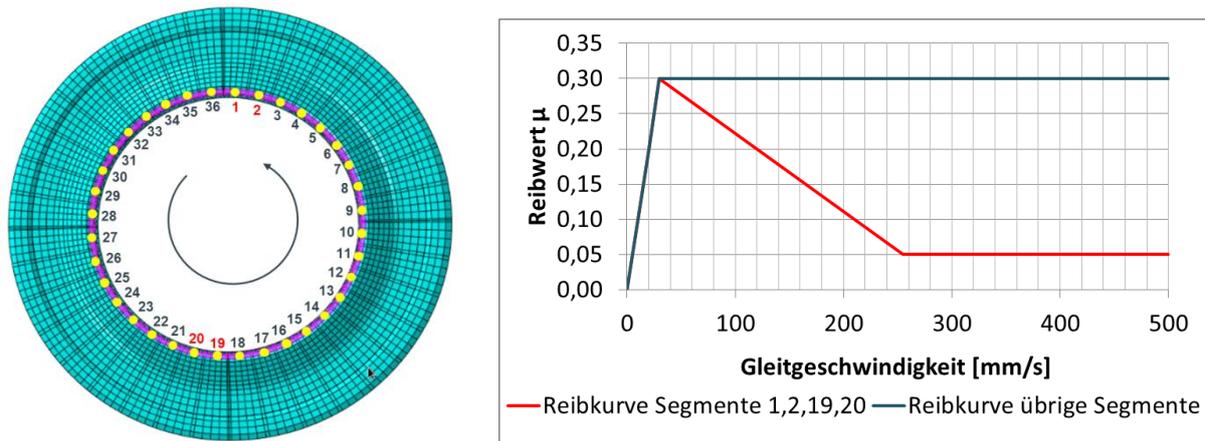
Im MKS-Modell wird der Dichtring drucklos und konstant bei einer Wellendrehzahl von 100 1/min simuliert. Dies entspricht einer Oberflächengeschwindigkeit der Hülse im Dichtlippenkontakt von 65 mm/s. In den Segmenten 10 – 36 wird ein konstanter Reibwert von 0,3 angenommen, was die Bedingungen im trockenen Betrieb des Dichtrings ohne Kühlmittel wiedergeben soll. In den Segmenten 1 – 9 wird eine fallende Reibwertkurve gemäß Abb. 7.36 rechts hinterlegt. Dies soll einer lokalen Benetzung der Dichtlippe mit Kühlmittel entsprechen. Zur besseren Veranschaulichung der Schwingphänomene über den Umfang der Dichtlippe sind die Ergebnisse aus der Simulation für mehrere Segmente in Abb. 7.37 dargestellt. Es werden für die Segmente 1, 6, 12, 18, 24 und 30 jeweils die Phasendiagramme, die tangentialen Geschwindigkeiten sowie die vom Zeit- in den Frequenzbereich überführten tangentialen Geschwindigkeiten abgebildet.



**Abbildung 7.37:** Zustandsgrößen an verschiedenen Dichtlippensegmenten bei einer Drehzahl von 100 1/min und variablen Reibwertkurven in den 36 Kontakten Dichtlippe/Stahlhülse gemäß Abb. 7.36

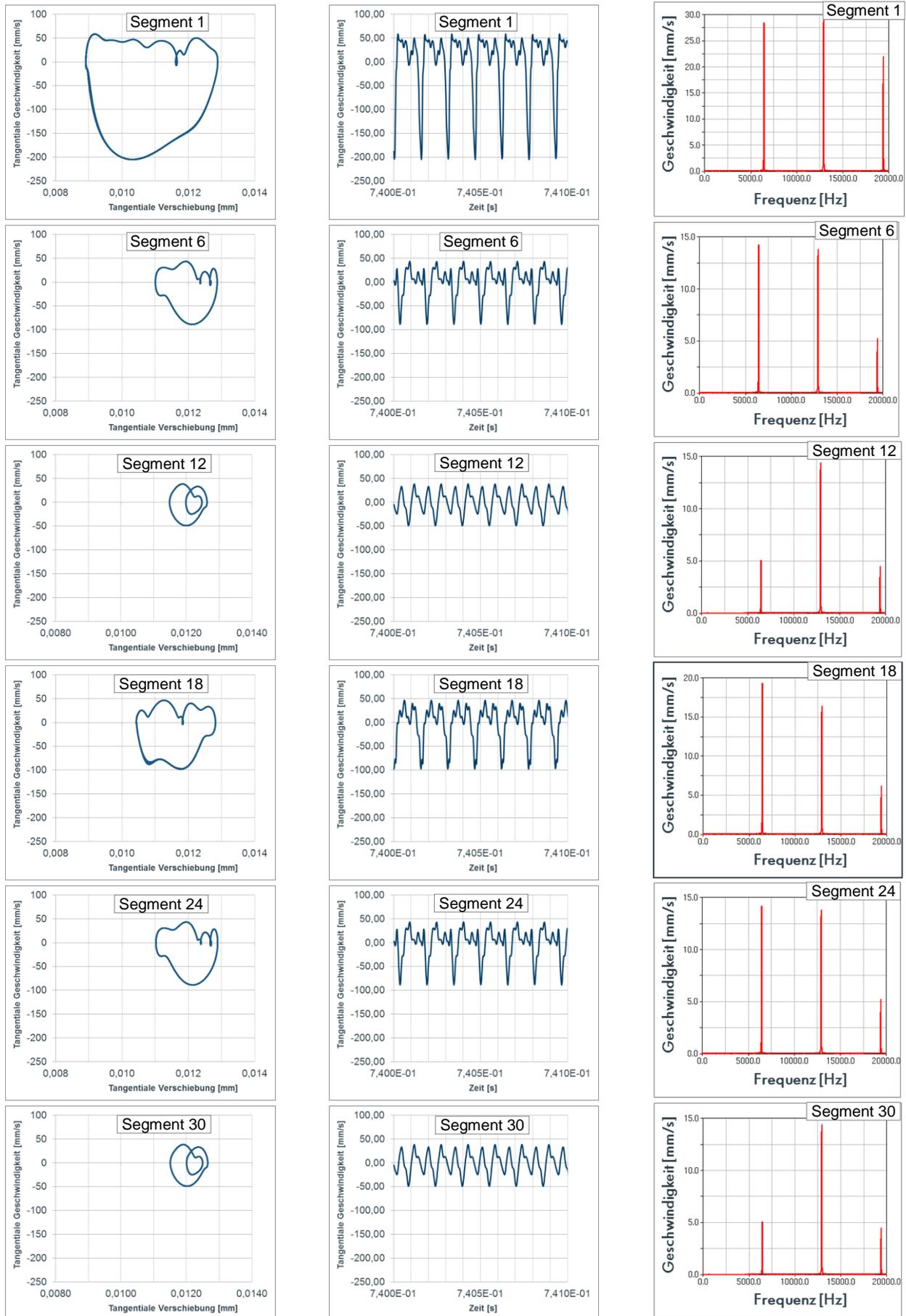
Die Simulationsergebnisse zeigen ein ähnliches Bild wie die Ergebnisse aus der IPCT. Im Bereich der Segmente 1 bis 9 mit den fallenden Reibwertkurven wird der Dichtring zu Schwingungen angeregt. Die Segmente 10-36 schwingen aufgrund ihrer strukturellen Kopplung ebenfalls. Die in diesen Segmenten hinterlegte konstante Reibwertkurve führt jedoch zu einer Dämpfung der Schwingung, sodass über den Umfang große Unterschiede in der Ausprägung resultieren. Entsprechend ergeben sich die maximalen tangentialen Verschiebungen und Geschwindigkeiten im Bereich der Segmente, die eine fallende Reibcharakteristik aufweisen. Während beispielsweise in Segment 6 eine Schwingamplitude von ca.  $7,5 \mu\text{m}$  auftritt, liegt dieser Wert in Segment 30 nur bei ca.  $1 \mu\text{m}$ . Die Phasendiagramme der einzelnen Segmente zeigen Grenzyklen, die sich bis auf Segment 6 selbst schneiden. In Segment 1 kann eine mehrfache Periodendopplung festgestellt werden, welche ein Indiz für einen möglicherweise instabilen Grenzyklus ist [76]. Die Ausprägung der tangentialen Geschwindigkeit unterscheidet sich zu vorherigen Simulationen. Während in den vorangegangenen Simulationen mit gleichen Reibwertkurven in allen Segmenten die Dichtlippe niemals den eigentlichen Stick-Effekt, also eine Relativgeschwindigkeit von Null, erreicht, schwingt die Dichtlippe hier in Segment 6 sogar mit einer höheren tangentialen Geschwindigkeit in Drehrichtung als die Oberfläche der Hülse. Es resultiert jedoch keine Haftphase. Vielmehr schwingt die Dichtlippe infolge der Kopplung zu den untereinander unterschiedlich schwingenden Nachbarsegmenten über den Haftzustand hinaus. Trotz der unterschiedlichen Schwingformen sind die angeregten Frequenzen in allen Segmenten der Dichtlippe gleich. Die Auswertung der tangentialen Geschwindigkeit mit der FFT ergibt in allen Segmenten eine dominante Anregung der Dichtlippe bei ca. 5,9 kHz. Hinsichtlich der Ausprägung der höheren Ordnungen bestehen jedoch Unterschiede.

Zur weiteren Bewertung des Einflusses lokaler Reibwertkurven werden im Dichtringmodell in einer weiteren Simulation die Reibwertkurven von jeweils zwei gegenüberliegenden Segmenten fallend gemäß Abb. 7.38 hinterlegt. Der Dichtring wird wieder bei 100 1/min Wellendrehzahl und ohne Kühlmitteldruck simuliert.



**Abbildung 7.38:** Variation der Reibwertkurven in den 36 Kontakten Dichtlippe/Stahlhülse

Die Simulationsergebnisse (Abb. 7.39) bestätigen die Effekte aus den IPCT-Versuchen. Es resultieren zwei Bereiche in den Segmenten 1 bis 2 und 19 bis 20, in denen der Dichtring zu Stick-Slip angeregt wird und Grenzzyklen gemäß dem Phasendiagramm aus Dichtringsegment 1 entstehen, die näherungsweise denen einer Stick-Slip-Schwingung wie im Ein-Massen-Schwinger entsprechen. In den Segmenten mit konstant hoher Reibung wird die Schwingung gedämpft und es resultieren geringere Verschiebungen. Dabei besitzen die von den anregenden Segmenten weit entfernten Dichtlippenbereiche die geringste Auslenkung und Geschwindigkeit, wie beispielsweise anhand der Segmente 12 und 30 ersichtlich wird. Die Schwingung ist außerdem spiegelsymmetrisch, sodass gegenüberliegende Segmente die gleichen Schwingformen ausführen, was anhand der Phasendiagramme der Segmente 6 und 24, sowie 12 und 30 zu erkennen ist. Die Frequenz der Schwingungen ist in allen Segmenten gleich.

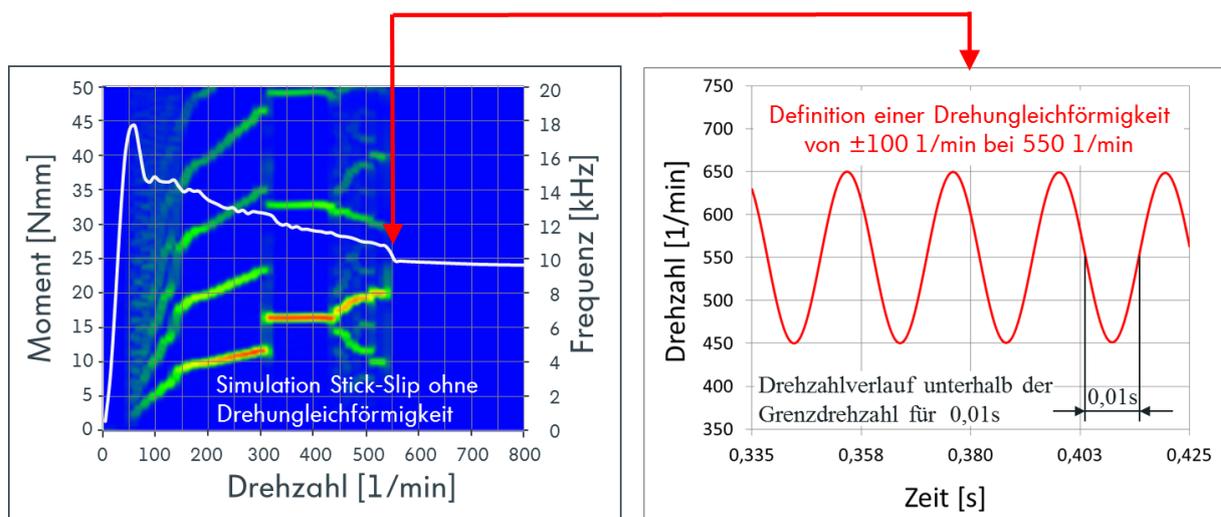


**Abbildung 7.39:** Zustandsgrößen an verschiedenen Dichtlippensegmenten bei einer Drehzahl von 100 1/min und variablen Reibwertkurven in den 36 Kontakten Dichtlippe/Stahlhülse gemäß Abb. 7.38

Es kann abschließend festgehalten werden, dass auch kleine, lokale Bereiche innerhalb eines Reibkontaktes, ein Bauteil zu reiberregten Schwingungen anregen können, wenn in diesen eine fallende Reibwertkurve vorliegt und die dort entstehende Schwingung durch strukturell miteinander verbundene Bereiche gedämpft wird.

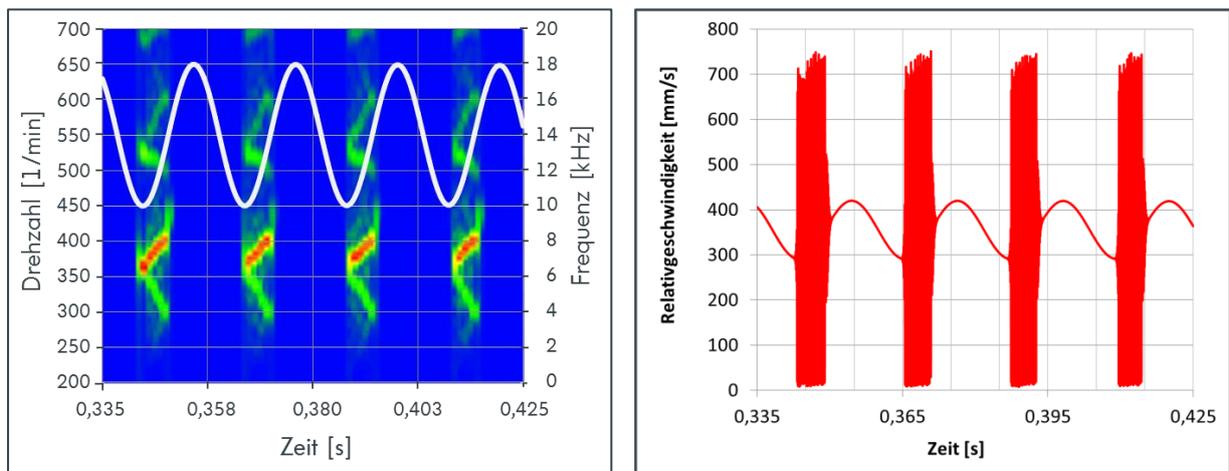
### 7.2.5 Drehungleichförmigkeit

In den Fahrzeugversuchen (Kapitel 6.2) konnte beobachtet werden, dass der Dichtring in einer Kühlmittelpumpe mit hoher Drehungleichförmigkeit zu Stick-Slip angeregt wird, auch wenn die mittlere Drehzahl der Welle wahrscheinlich oberhalb der Grenzdrehzahl für Stick-Slip liegt. Es kann gezeigt werden, dass die Grenzdrehzahl für Stick-Slip in den Fahrzeugversuchen bei den Motoren B und C wahrscheinlich zwischen 630 1/min und 686 1/min liegt und der Dichtring bei Motor B in einer Zeit von ca. 0,01 s einen Drehzahlbereich durchläuft, in dem er potenziell zu Stick-Slip neigt (Abb. 6.20). Zur Analyse dieses Sachverhalts wird eine Simulation bei 1,5 bar Kühlmitteldruck und der experimentell bestimmten Reibwertkurve des Dichtrings B aus den Rheometerversuchen durchgeführt. Im simulierten Drehzahlhochlauf kann in Kapitel 7.1.1 bei gleichen Randbedingungen eine Grenzdrehzahl für Stick-Slip von ca. 550 1/min im Hochlauf und 420 1/min im Runterlauf festgestellt werden. Entsprechend wird bei 550 1/min eine Simulation durchgeführt mit einer überlagerten sinusförmigen Drehzahlschwankung von  $\pm 100$  1/min bei einer Frequenz von 50 Hz gemäß Abb. 7.40 rechts. Dies entspricht angelehnt an die Fahrzeugversuche ebenfalls einer Zeit von 0,01 s, in der sich die Drehzahl unterhalb der Grenzdrehzahl für Stick-Slip befindet.



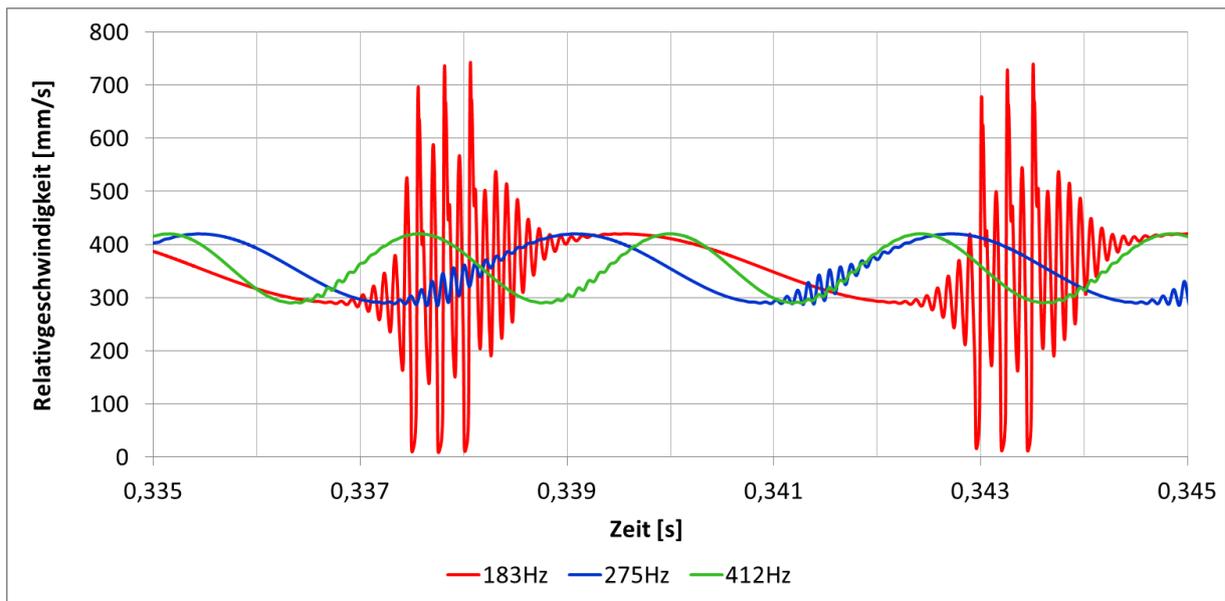
**Abbildung 7.40:** schematische Darstellung der Simulation einer Drehungleichförmigkeit an der Stahlhülse mit einer Frequenz von 50 Hz und einer Drehzahlamplitude von  $\pm 100$  1/min bei einer mittleren Drehzahl von 550 1/min und 1,5 bar

Das Simulationsergebnis mit der Drehungleichförmigkeit von  $\pm 100$  1/min bei einer Frequenz von 50 Hz ist in Abb. 7.41 dargestellt. Zu erkennen ist die Anregung zu Stick-Slip im Drehzahlbereich von 450 1/min bis ca. 550 1/min, wenn die Drehzahl ansteigt. Infolge des Hystereseffekts kommt es bei fallender Drehzahl nicht zu einer Anregung, da im Runterlauf die Grenzdrehzahl für Stick-Slip mit 420 1/min unterhalb der minimalen Drehzahl bei der vorgegebenen Drehungleichförmigkeit liegt. Das angeregte Stick-Slip-Frequenzband entspricht dem, welches auch im Drehzahlhochlauf gemäß Abb. 7.40 links in diesem Drehzahlbereich angeregt wird.



**Abbildung 7.41:** Simulationsergebnisse einer Drehungleichförmigkeit an der Stahlhülse mit einer Frequenz von 50 Hz und einer Drehzahlamplitude von  $\pm 100$  1/min bei einer mittleren Drehzahl von 550 1/min und 1,5 bar

Bei relativ niedriger Frequenz der Drehungleichförmigkeit von 50 Hz reicht der Zeitbereich von ca. 0.01 s, indem der Dichtring theoretisch zu Stick-Slip neigt, demnach aus, um ihn anzuregen. In einer weiteren Variation der Drehungleichförmigkeit soll der Einfluss der Frequenz auf die Anregung zu Stick-Slip untersucht werden. Dazu werden deutlich höhere Frequenzen der Drehungleichförmigkeit im Bereich zwischen 183 Hz und 412 Hz bei sonst gleichen Randbedingungen untersucht. Die Ergebnisse dazu sind anhand der Relativgeschwindigkeit über der Zeit in Abb. 7.42 dargestellt.



**Abbildung 7.42:** Relativgeschwindigkeiten bei variabler Frequenz der Drehungleichförmigkeit und einer Drehzahlamplitude von  $\pm 100$  1/min

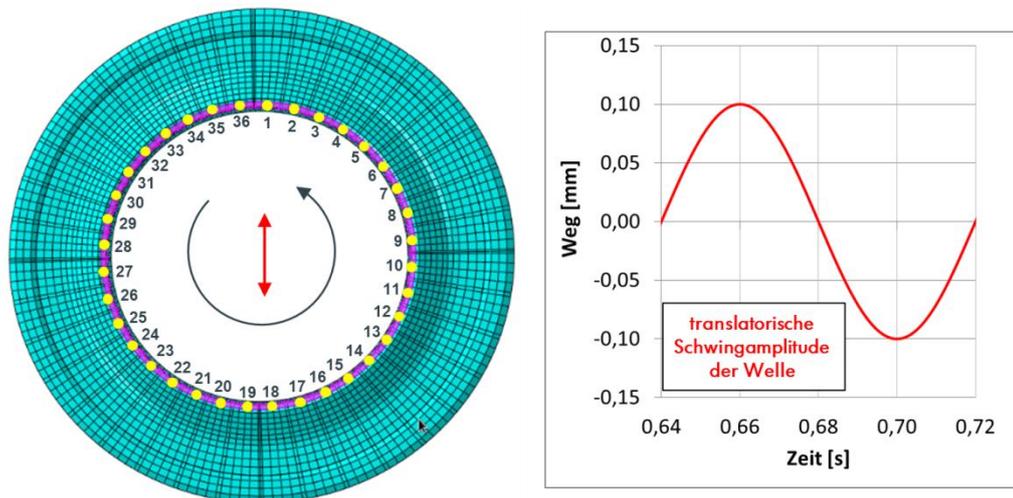
Es zeigt sich ab einer Frequenz von 183 Hz, dass die Stick-Slip-Schwingung zwar immer noch angeregt wird, die Zeit jedoch nicht ausreicht, um eine stabile Schwingform bzw. einen stabilen Grenzyklus hervorzurufen. Mit zunehmender Frequenz kann der Dichtring nur noch minimal angeregt werden, sodass die infolge der Stick-Slip-Anregung resultierende Schwankung der Relativgeschwindigkeit ab ca. 275 Hz kleiner ist als die Schwankung, welche aus der Drehungleichförmigkeit selbst resultiert. Bei 412 Hz ist die Stick-Slip-Anregung kaum noch erkennbar.

Wenn der Dichtring mit einer hohen Beschleunigung durch den instabilen Drehzahlbereich gefahren wird, kann aufgrund der geringen Verweildauer in diesem Bereich die Ausbildung einer Stick-Slip-Schwingung mit einem stabilen Grenzyklus nicht stattfinden. Da die simulierten Beschleunigungen deutlich über denen liegen, die infolge der gemessenen Drehungleichförmigkeiten an der Nockenwelle auf die Kühlmittelpumpe übertragen werden, ist im Realsystem im Motor mit einer Anregung des untersuchten Dichtrings zu Stick-Slip zu rechnen, wenn die Drehzahl zeitweise unterhalb der Grenzdrehzahl verläuft.

### 7.2.6 Translatorische Schwingung der Welle

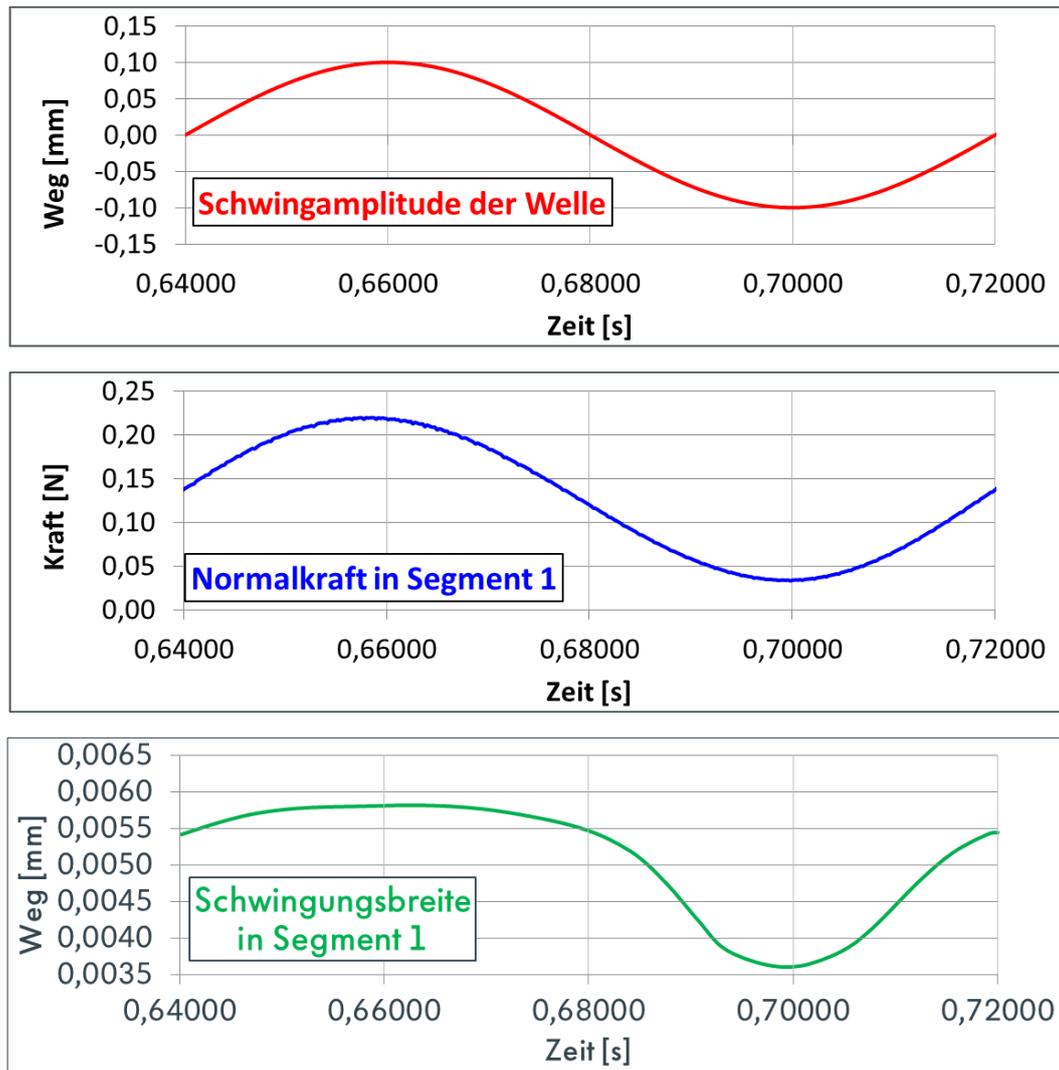
In den Versuchen am Komponentenprüfstand mit Highspeed-Messung und anschließender Kreuzkorrelation sowie in den Simulationen mit unterschiedlichen Reibwertkurven über den Umfang kann gezeigt werden, dass der Dichtring inhomogene Schwingungen über den Umfang

durchführen kann, die in Abhängigkeit von der Ausbildung der Reibverhältnisse über den Umfang theoretisch unendlich viele Formen annehmen können. Es wird am Komponentenprüfstand zudem eine translatorische Schwingung der Welle festgestellt, die zu schwankenden Normalkräften an der Dichtlippe im Kontakt zur Hülse führt und damit die Amplitude der Stick-Slip-Schwingung beeinflusst. Der Verlauf der Schwingamplitude in einem definierten lokalen Bereich der Dichtlippe über einer Periode der Wellenschwingung ist in den Messungen näherungsweise sinusförmig (siehe Abb. 6.27). Zur Verifizierung des gemessenen Einflusses der translatorischen Wellenschwingung auf die Anregung der Dichtlippe in den einzelnen Bereichen über den Umfang, wird eine Simulation am MKS-Modell ohne Druck und mit der Reibwertkurve von Dichtring B aus den Rheometermessungen durchgeführt. Bei einer Drehzahl von 150 1/min wird dafür eine translatorische Wellenschwingung von  $\pm 0,1$  mm bei 12,5 Hz aufgebracht (Abb. 7.43).



**Abbildung 7.43:** schematische Darstellung der Simulation einer translatorischen Wellenschwingung mit einer Frequenz von 12,5 Hz und einer Amplitude von  $\pm 0,1$  mm bei einer Drehzahl von 150 1/min ohne Kühlmitteldruck

Nachstehend ist die translatorische Schwingung der Welle, die Normalkraft und die tangentialen Schwingungsbreite des Dichtlippensegments 1 in der Simulation während der Anregung zu Stick-Slip dargestellt (Abb. 7.44). Die Schwingungsbreite beschreibt dabei die Differenz aus maximaler und minimaler tangentialer Auslenkung der Dichtlippe während eines Stick-Slip-Zyklus.



**Abbildung 7.44:** Simulationsergebnisse einer translatorischen Wellenschwingung mit einer Frequenz von 12,5 Hz und einer Amplitude von  $\pm 0,1$  mm bei einer Drehzahl von 150 1/min ohne Kühlmitteldruck

Zu erkennen ist eine maximale Schwingungsbreite von ca. 5,8  $\mu\text{m}$ , wenn die Hülse in das Segment 1 drückt und dieses eine maximale Normalkraft von 0,225 N erfährt, sowie eine minimale Schwingungsbreite von ca. 3,6  $\mu\text{m}$ , wenn das Segment entlastet wird und die Normalkraft bei 0,035 N liegt. Die Normalkraft folgt dabei der Schwingamplitude der Hülse und bildet einen sinusförmigen Verlauf. Obwohl auch die Schwingungsbreite der Dichtlippe der Wellenschwingung folgt, ist der Verlauf nicht exakt der eines Sinus. Effekte aus struktureller Kopplung aller Segmente miteinander, Hysterese sowie eine Abhängigkeit der Torsion der Dichtlippe von der Drehrichtung sind hier mögliche Ursachen. Die genannten Einflussgrößen werden in der Arbeit nicht weiter untersucht. Allgemein kann das lokale Schwingverhalten der Dichtlippe mit zu- und abnehmender Normalkraft anhand des Modells gut beschrieben werden und damit die Ergebnisse aus den IPCT-Untersuchungen validiert werden.

## 8. Zusammenfassung und Ausblick

Reiberregte Schwingungen führen häufig zu unangenehmen Quietschgeräuschen und sind in technischen Anwendungen wie dem Automobil deshalb unerwünscht. Neben der bekannten Abhängigkeit der Stick-Slip-Neigung von der negativen Steigung der Reibkraftkurve ergeben sich problemspezifisch häufig eine Vielzahl von potenziellen strukturellen und dynamischen Einflussfaktoren, deren Anteile an der Stick-Slip-Anregung am betreffenden Bauteil zunächst unbekannt sind. In der vorliegenden Arbeit wird die Stick-Slip-Neigung eines Radialwellendichtrings am Anwendungsbeispiel der Abdichtung der Kühlmittelpumpe im Fahrzeug untersucht. Der Aufbau des Dichtrings entspricht dem eines Radialwellendichtrings mit einer kühlmittelseitigen Dichtlippe, welche sich bei der Beaufschlagung mit Kühlmitteldruck an einem Stützring abstützt und einer dahinter befindlichen drucklosen, luftseitigen Dichtlippe, welche das Eindringen von Schmutzpartikeln unterbindet. Beide Dichtlippen laufen auf einer Stahlhülse, welche auf einer rotierenden Welle verbaut ist.

Experimentelle Untersuchungen an einem Rheometer, am Fahrzeug sowie am Komponentenprüfstand führen zu dem Schluss, dass ein auf den ersten Blick sehr einfaches Bauteil wie der Dichtring, sehr komplexe, nicht sofort erklärbare Stick-Slip-Phänomene hervorruft, die teilweise nicht mit bekannten Beobachtungen und Feststellungen zu Stick-Slip-Anregungen zu erklären sind und damit eine Vorhersage der Stick-Slip-Neigung im Fahrzeug zunächst nicht möglich macht. So werden in den Messungen sinkende oder konstante Stick-Slip-Frequenzen mit steigender Drehzahl, gleichzeitig auftretende, lokal unterschiedliche Stick-Slip-Schwingformen am Bauteil, sowie stark variierende Stick-Slip-Frequenzen mit Frequenzsprüngen in aufeinanderfolgenden Prüfläufen bei näherungsweise gleichen Randbedingungen festgestellt. Ebenso besteht kein Zusammenhang zwischen den gemessenen Stick-Slip-Frequenzen und den Eigenfrequenzen des Dichtrings. Es können zudem Sprünge im Reibmoment während der Drehzahlhoch- und Runterläufe festgestellt werden, wenn Stick-Slip-Schwingungen ein- oder aussetzen, oder ein Sprung der Stick-Slip-Frequenz vorliegt.

Eine etablierte Praxis in der Lokalisierung von Einflussfaktoren auf die Entstehung von Stick-Slip ist die Abstraktion des zu untersuchenden Tribosystems auf ein numerisches Modell eines Ein-Massen-Schwingers. Allerdings treffen die Grundaussagen, welche mithilfe des Ein-Massen-Schwinger-Modells getroffen und in einer Vielzahl von Arbeiten bestätigt werden, für die beobachteten Effekte an dem untersuchten Dichtring teilweise nicht zu. Eine Alternative zum

Ein-Massen-Schwinger-Modell stellt die Simulation der Stick-Slip-Schwingung mit der Finite-Elemente-Methode dar. Dem Vorteil der Verwendung von realen Bauteilgeometrien unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften stehen jedoch Nachteile in der Simulation dynamischer Einflussgrößen, wie Drehzahlhochläufe, gegenüber.

Infolgedessen wird im Rahmen dieser Arbeit ein Ansatz zur Simulation von Stick-Slip-Effekten untersucht, wonach ein Mehrkörpersimulationsmodell mit einem modal reduzierten 3D-FE-Modell des gesamten Dichtrings vorgestellt wird, welches es ermöglicht, die Phänomene aus den Versuchen detailliert zu erklären. Die Anwendung der MKS bietet dabei einerseits den Vorteil der Simulation einer Vielzahl von dynamischen Einflussfaktoren, wie Drehzahlvariationen und Wellenschwingungen, sowie die Nutzung der analytischen Kontaktberechnung anhand einfacher Geometrien, wie sie in kommerzieller MKS-Software beinhaltet ist. Gleichzeitig können in der MKS die Vorteile der FEM genutzt werden und durch modal reduzierte FE-Modelle recheneffizient die Verformungen und Anregungen an linear-elastischen 3D-Strukturen untersucht werden. Eine umfassende Validierung des Modells mit den experimentellen Ergebnissen zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Zudem können die genannten Effekte erklärt werden.

Durch eine Variation der Reibwertkurve des Kontakts der Dichtlippe mit dem Stützring kann in den Simulationen die Ursache für die Abweichungen der Messungen zu den in der Literatur gängigen Feststellungen zu Stick-Slip gefunden werden. Es zeigt sich, dass sich die Dichtlippe bei hoher und niedriger Reibung in diesem Kontakt näherungsweise wie ein Ein-Massen-Schwinger verhält und dadurch bekannte Stick-Slip-Phänomene, wie steigende Stick-Slip-Frequenz mit ansteigender Drehzahl, betragsmäßig sinkender Steigung der Reibwertkurve oder sinkendem Kühlmitteldruck resultieren. Bei der Annahme mittlerer Reibung im Stützringkontakt verhält sich die Dichtlippe wie ein Mehr-Massen-Schwinger und es resultieren komplexe Schwingformen und -frequenzen, welche mit bekannten Beobachtungen zu Stick-Slip nur teilweise übereinstimmen. Infolgedessen kann das in den Rheometerversuchen beobachtete Verhalten des Dichtrings mit Frequenzsprüngen, sinkenden Stick-Slip-Frequenzen mit steigender Drehzahl sowie chaotischem Schwingverhalten, mit den Simulationen des MKS-Modells erklärt werden. Es kann zudem festgestellt werden, dass durch eine Reduzierung der Reibung in diesem Kontakt, die Grenzdrehzahl für Stick-Slip stark gesenkt werden kann, was wiederum einen praktischen Aspekt für die mögliche Anwendung des Dichtrings im Fahrzeug

bedeutet, wenn dadurch die Grenzdrehzahl unterhalb der Leerlaufdrehzahl verschoben werden kann und damit keine akustischen Auffälligkeiten im Fahrzeug zu befürchten wären.

Die Simulationen am Dichtringmodell verdeutlichen zudem, dass die Stick-Slip-Frequenz hauptsächlich abhängig ist von Parametern wie Reibwertkurve, Kühlmitteldruck, Reibverhältnisse im Stützringkontakt und translatorischen Wellenschwingungen, welche das Tribosystem als Ganzes beeinflussen. Ferner zeigen die Simulationsergebnisse keine direkte Abhängigkeit der Stick-Slip-Frequenz von den Eigenfrequenzen des Dichtrings. Durch Variation der genannten Einflussgrößen kann die Stick-Slip-Frequenz in den Simulationen annähernd beliebige Werte annehmen, was in den Rheometerversuchen ebenfalls bestätigt wird.

Des Weiteren zeigt sich am Modell, dass eine Variation der Reibwertkurven in unterschiedlichen Segmenten der Dichtlippe im Kontakt zur Stahlhülse, sowie das Vorhandensein von translatorischen Schwingungen der Stahlhülse, das Entstehen verschiedener lokaler Schwingformen über den Umfang der Dichtlippe möglich macht. Damit werden Untersuchungen bestätigt, bei denen mithilfe einer Highspeed-Messung mit nachgeschalteter Auswertung der Aufnahmen mit der Kreuzkorrelation lokale Schwingphänomene an der Dichtlippe festgestellt werden. Experimentell und simulativ wird nachgewiesen, dass verschiedene Bereiche der Dichtlippe zu Stick-Slip angeregt und dabei durch Bereiche getrennt sein können, in denen keine Anregung stattfindet. Es resultieren Schwingformen, die keiner Eigenform des Bauteils entsprechen.

Das Entstehen von Reibmomentsprüngen beim Ein- und Aussetzen der Stick-Slip-Schwingungen sowie bei einem Sprung der Stick-Slip-Frequenz, wie in den Rheometerversuchen in Drehzahlhoch- und Runterläufen gemessen, kann ebenso anhand des MKS-Modells erklärt werden. Die Reibmomentsprünge resultieren aus der zeitlichen Abfolge, mit der die vorliegende Reibwertkurve während eines Stick-Slip-Zyklus abgefahren wird. Die mittlere Relativgeschwindigkeit der Dichtlippe ist zwar immer gleich der Oberflächengeschwindigkeit der Hülse, für den mittleren Reibwert gilt dies jedoch nicht. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sowohl niedrigere als auch höhere Reibmomente resultieren können, als das Reibmoment, welches vorliegt, wenn der Dichtring nicht schwingen würde.

Zudem kann die Ursache für die in den Rheometerversuchen gemessenen Frequenzsprünge mit dem Auftreten von Bifurkationen, die aus der Hysterese heraus entstehen, begründet werden.

Die Simulationsergebnisse zeigen ähnlich den Versuchsergebnissen einen Sprung der Stick-Slip-Frequenz von einem niedrigen auf ein höheres Frequenzband, wenn die Drehzahl hochbeschleunigt wird. Wird die Drehzahl anschließend wieder reduziert, findet der Sprung auf das niedrigere Frequenzband nicht bei der gleichen Drehzahl statt wie im Hochlauf, sondern bei einer kleineren Drehzahl. Dies bedeutet das Vorhandensein von instabilen Grenzzyklen und zweier Frequenzbänder mit stabilen Grenzzyklen im Drehzahlbereich zwischen den Sprüngen von Hoch- und Runterlauf.

In einer weiteren Analyse des Einflusses von Drehungleichförmigkeit auf die Stick-Slip-Anregung wird anhand des Modells gezeigt, dass bei niedriger Frequenz der Drehungleichförmigkeit und großer Drehzahlamplitude der Dichtring in den Bereichen, in denen die Drehzahl unterhalb der Grenzdrehzahl verläuft, zu Stick-Slip angeregt wird. Damit wird die potenzielle Ursache für gemessene Stick-Slip-Schwingungen in Fahrzeugversuchen aufgezeigt, bei denen nur in einem Motor mit großer Drehungleichförmigkeit Stick-Slip-Schwingungen gemessen werden, während ein Motor mit kleiner Drehungleichförmigkeit bei gleicher mittlerer Drehzahl nicht auffällig wird. Anhand der Simulationen zeigt sich zudem, dass eine Anregung nur bei geringer Frequenz der Drehungleichförmigkeit stattfindet, während bei höherer Frequenz kein stabiler Grenzzyklus resultiert.

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Messungen und Simulationen am Dichtringmodell verdeutlichen, wie schwierig eine korrekte Vorhersage von Stick-Slip sein kann, wenn nicht die gesamte Geometrie des Bauteils im Modell vorliegt, sowie nicht alle Parameter, welche das Tribosystem beeinflussen, und welche sich zudem fortlaufend aufgrund von Einlaufeffekten, Temperaturänderungen und viskoelastischen Materialverhalten verändern, bekannt sind. Die Simulation von Stick-Slip-Effekten am elastischen 3D-MKS-Modell stellt dabei ein effektives Werkzeug dar, mit dem neben der tiefgreifenden Analyse der Schwingphänomene auch die in der Praxis beeinflussenden Parameter an der Originalgeometrie des Bauteils gezielt gefunden werden können, ohne dabei lange Rechenzeiten in Kauf zu nehmen. Weiterführende Arbeiten am Modell könnten durch Implementierung der frequenzabhängigen Module im modal reduzierten FE-Modell, wie sie heute durch Kopplung von MKS- und FEM-Software bereits möglich ist, noch genauere Prognosen zur Stick-Slip-Ausprägung vornehmen. Der beschriebene Modellierungsweg lässt sich schlussendlich für verschiedenste Bauteile anwenden und bietet daher breite Anwendungsmöglichkeiten.

## Literaturverzeichnis

- [1] Bampton, M.; Craig, R., „Coupling of substructures for dynamic analysis,“ AIAA Journal, 1968.
- [2] MSC Software Corporation Homepage, „URL: <http://www.mscsoftware.com/de/product/adams>,“ Abruf 21.01.2018.
- [3] MSC Software Corporation, „Adams/Flex,“ Adams User Manual, 2014.
- [4] MSC Software Corporation Homepage, „URL: <http://www.mscsoftware.com/de/product/msc-nastran>,“ Abruf 06.03.2018.
- [5] Lynch, K. P., „Fluere for Particle Image Velocimetry: User Manual,“ User Manual Fluere Version 0.8, Delft University of Technology, 2011.
- [6] van Basshuysen, R.; Schäfer, F., Handbuch Verbrennungsmotor, 8. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, p. 381.
- [7] Freudenberg Sealing Technologies, „Technische Elastomerwerkstoffe,“ Die Bibliothek der Technik Band 293, Verlag Moderne Industrie, 2006.
- [8] Koch, M.; Dünge, M.; Nicolai, K., „Versuch Mechanische Eigenschaften von Kunststoffen - GLW 19; WM XI,“ Versuchsanleitung, TU Ilmenau, 2011.
- [9] Williams, M. L.; Landel, R. F.; Ferry, J. D., „The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-Forming Liquids,“ Journal of the American Chemical Society, 1955.
- [10] TA Instruments, „Time-Temperature-Superposition (TTS),“ DMA Training Course, 2012.
- [11] Keuerleber, M., „Bestimmung des Elastizitätsmoduls von Kunststoffen bei hohen Dehnraten am Beispiel von PP,“ Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [12] Woicke, N., „Viskoelastizität von Polypropylen im Glasübergang,“ Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [13] Dealy, J.; Plazek, D., „Time-Temperature Superposition - A Users Guide,“ Rheology Bulletin, 78(2), 2009.
- [14] Kummer, H. W., "Unified theory of rubber and tire friction", Pennsylvania State University, Engineering Research Bulletin B-94, 1966.
- [15] Schramm, E. J., „Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen,“ Dissertation, Universität Regensburg, 2002.
- [16] Lauffer, J., „Ermittlung der Griffigkeit von Verkehrsflächen mittels Kfz-Datenspeicherung,“ Bericht - 15.03.02, Fachhochschule Konstanz, 2002.
- [17] Popov, V. L., Kontaktmechanik und Reibung, Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik, 2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009, 2010.
- [18] M. Lindner, „Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen,“ Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [19] Drincic, B., „Mechanical Models of Friction That Exhibit Hysteresis, Stick-Slip, and Stribeck Effect,“ Dissertation, The University of Michigan, 2012.
- [20] Yang, B. D.; Chu, M. L.; Menq, C. H., „Stick-slip-separation analysis and non-linear stiffness and damping characterization of friction contacts having variable normal load,“ Journal of Sound and Vibration, 1998.

- [21] Klotzbach, S.; Henrichfreise, H., „Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme,“ ASIM 2002, 16. Symposium Simulationstechnik, Rostock, 2002.
- [22] Hua, C.; Rao, Z.; Ta, N.; Zhu, Z., „Nonlinear dynamics of rub-impact on a rotor-rubber bearing system with the Stribeck friction model,“ *Journal of Mechanical Science and Technology* 29 (8) (2015) 3109-3119, 2015.
- [23] Aström, K. J.; Canudas-de-Wit, C., „Revisiting the LuGre Model - Stick-slip motion and rate dependence,“ *IEEE Control Systems Magazine* 28, 6 (2008) 101-114, 2008.
- [24] Muvengei, O.; Kihiu, J.; Ikuu, B., „Computational Implementation of LuGre Friction Law in a Revolute Joint with Clearance,“ 2012 Mechanical Engineering Conference on Sustainable Research and Innovation, Volume 4, 2012.
- [25] Do, N. B.; Ferri, A. A.; Bauchau, O. A., „Efficient Simulation of a Dynamic System with LuGre Friction,“ *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, Vol. 2 / 289, 2007.
- [26] Pelz, P.; Freitag, E., „Ursachen für Stick-Slip bei Hydraulikkolben - Theorie und Experiment,“ VDI-Berichte Nr. 1736, 2002.
- [27] Chot, H.; Barber, J. R., „Stability of the three-dimensional Coulomb friction law,“ *The Royal Society*, 455, 839-861, 1999.
- [28] Armstrong-Hélouvry, B., „Stick Slip Control in Low-Speed Motion,“ *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 38, No. 10, 1993.
- [29] Tang, L.; Zhu, X.; Shi, C.; Tang, J.; Xu, D., „Study of the influences of rotary table speed on stick-slip vibration of the drilling system,“ *Artikel Petroleum* 1 (2015) 382-387, Southwest Petroleum University, 2015.
- [30] Hegde, S.; Suresh, B. S., „Study of Friction Induced Stick-Slip Phenomenon in a Disc Brake Model,“ *Journal of Mechanical Engineering and Automation* 2015, 5(3B): 100-106, 2015.
- [31] Cha, H.; Choi, J.; Ryu, H.; Choi, J., „Stick-slip algorithm in a tangential contact force model,“ *Journal of Mechanical Science and Technology* 25 (7) (2011) 1687-1694, 2011.
- [32] Bengisu, M. T.; Akay, Adnan, „Stick-slip oscillations: Dynamics of friction and surface,“ *Journal Acoustical Society of America*, Vol. 105, No. 1, 1999.
- [33] Borasso, M., Braccresi, C., Cianetti, F. und Valigri, M.C., „A mechanical face seal model with numerical simulation of stick-slip,“ *Conference Paper AIMETA*, 2009.
- [34] M. Bonhage, L. Panning-von Scheidt und J. R. C. Wallaschek, „Transient resonance passage with respect to friction,“ *Conference Paper of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [35] Michel, C., „Beiträge zur Modellierung technischer dynamischer Systeme,“ *Dissertation*, Johannes Gutenberg-Universität Mainz, 2000.
- [36] Shalapko, J.; Kostogryz, S., „Evolution of Stick-Slip Regime and Chaos for Fretting-Process,“ *conference paper of Active Noise Vibration Control Methods*, Krakau, Polen, 2007.
- [37] Awrejcewicz, J.; Olejnik, P., „Stick-Slip dynamics of a two-degree-of-freedom system,“ *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 13, No. 4 (2003) 843-861, 2003.
- [38] Santos, I. M., „Modeling and numerical study of nonsmooth dynamical systems,“ *Dissertation*, Universitat Politècnica de Catalunya, 2006.

- [39] Duan, C.; Singh, R., „Stick-Slip Behavior of Torque Converter Clutch,“ SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition Traverse City, 2005-01-2456, Michigan, 2005.
- [40] Huang, M., „Analysis of Friction Induced Stability, Bifurcation, Chaos, Stick-slip Vibration and their Impacts on Wiping Effect of Automotive Wiper System,“ SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(1):2014, doi:10.4271/2014-01-0021, 2014.
- [41] Sivanesan, M.; Jayabalaji, G., „Modelling, Analysis and Simulation of Clutch Engagement Judder and Stick-Slip,“ SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 10(1):2017, doi:10.4271/2016-01-2355, 2016.
- [42] Plaschko, P.; Brod, K., Nichtlineare Dynamik, Bifurkation und Chaotische Systeme, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1995.
- [43] Gaus, N., „Zur Ermittlung eines stochastischen Reibwerts und dessen Einfluss auf reibungserregte Schwingungen,“ Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Schriftenreihe des Instituts für technische Mechanik, Band 23, 2013.
- [44] Moldenhauer, P., „Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken,“ Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2010.
- [45] Pieringer, A., „A numerical investigation of curve squeal in the case of constant wheel/rail friction,“ Journal of Sound and Vibration 333 (2014) 4295–4313, 2014.
- [46] Thörmann, S.; Markiewicz, M.; von Estorff, O., „On the stick-slip behaviour of water-lubricated rubber sealings,“ Journal of Sound and Vibration 399 (2017) 151–168, 2017.
- [47] Kim, U.; Mongeau, L.; Krousgrill, C., „Simulation of Friction-Induced Vibrations of Window Sealing Systems,“ Conference paper 2007-01-226 of Noise and Vibration Conference and Exhibition, St. Charles, Illinois, 2007.
- [48] Uchiyama, K.; Shishido, Y., „Study of Creep Groan Simulation by Implicit Dynamic Analysis Method of FEA (Part2),“ SAE Technical Paper 2014-01-2516, 2014, doi:10.4271/2014-01-2516, 2014.
- [49] Penalosa, F. G.; Brito, J. L.; Doz, G. N., „Numerical Simulation of Stick-Slip Motion,“ Conference paper #1774 of SMIRT 16, Washington D.C., 2001.
- [50] Briscoe, B.J.; Chateauminois, A. und Chiu, J.; Vickery, S., „Acoustic Noise Emission in a Model PMMA/Steel Fretting Contact,“ Tribology Series, 39, D.Dowsen Ed., Elsevier, Amsterdam (2001) 673-681, 2001.
- [51] Vajna, S.; Weber, C.; Bley, H.; Zeman, K., CAx für Ingenieure, 2. Auflage, Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2009.
- [52] Nowakowski; Ochse; Kürschner, „Optimale FE-Reduktion, Moderne Modellreduktion elastischer Bauteile für die Reduktion flexibler Mehrkörpersysteme,“ Heft R553 / R554, FVV Informationstagung Motoren/Turbomaschinen Bad Neuenahr, 2011.
- [53] Woernle, C., Mehrkörpersysteme, Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.
- [54] Benz, R., „Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten,“ Dissertation, Universität Karlsruhe, Schriftenreihe des Instituts für technische Mechanik – Band 6, Universitätsverlag Karlsruhe, 2007.
- [55] MSC Software Corporation, „Adams Solver,“ Schulungsunterlagen, 2000.
- [56] Arbor, A.; Nebrut, D.; Dyer, A., „Adams/Solver Primer,“ Schulungsunterlagen MSC, 2004.

- [57] Reinert, U., „FEM-Analyse Patran/Nastran am Beispiel einer abgesetzten Welle,“ Vorlesungsskript Strukturmechanik und Simulation, Hochschule Bremen, 2005.
- [58] MSC Software Corporation, „RBEs and MPCs in MSC.Nastran,“ Lehrmaterial 2017/18, Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia, URL: [https://cdm.ing.unimo.it/files/progettazione\\_assistita\\_pre\\_2016/corso\\_2011\\_2012/2012\\_05\\_16\\_mer](https://cdm.ing.unimo.it/files/progettazione_assistita_pre_2016/corso_2011_2012/2012_05_16_mer), Abruf 06.03.2018.
- [59] Möller, R., „Berücksichtigung elastischer Strukturen in Mehrkörpersystemen,“ Diplomarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 1997.
- [60] Woschke, E., „Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformation,“ Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013.
- [61] Litter, S., „Integration von flexiblen Strukturen in Mehrkörpersysteme Modellerstellung und automatisierte Selektion von Ansatzfunktionen,“ Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2014.
- [62] Woschke, E.; Daniel, C.; Strackeljan, J., „Reduktion elastischer Strukturen für MKS-Anwendungen,“ Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage & 7. MAHREG Innovationsforum, 2007.
- [63] Gasch, R.; Knothe, K., Strukturmechanik, Kontinua und ihre Diskretisierung, 2. Band, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 1989.
- [64] Kamusella, A., „Gekoppelte Feldprobleme,“ FEM-Tutorial, TU Dresden, 2017.
- [65] Guyan, R. J., „Reduction of Stiffness and Mass Matrices,“ AIAA Journal Vol. 3, No. 2, 1965.
- [66] Zhang, C.; Perras, E., „Systeme mit zwei und mehr Freiheitsgraden,“ Arbeitsblatt zur Baudynamik, Master SS2014, Universität Siegen, 2014.
- [67] Geymonat, G.; Hild, F.; Pagano, S., „Identification of elastic parameters by displacement field measurement,“ Comptes Rendus Mécanique 33 (2002) 403–408, 2002.
- [68] Gorny, B., Niendorf, T., Lackmann, J., Thoene, M., Troester, T. und Maier, H.J., „In situ characterization of the deformation and failure behavior of non-stochastic porous structures processed by selective laser melting,“ Materials Science and Engineering A 528 (2011) 7962-7967, 2011.
- [69] Gorny, B., „Einsatzmöglichkeiten und Anwendungsgrenzen der digitalen Bildkorrelation zur Frühdetektion struktureller und funktioneller Schädigungen und Versagensvorhersage in metallischen Werkstoffen, Werkstoffverbunden und Verbundwerkstoffen,“ Dissertation, Universität Paderborn, 2013.
- [70] CKD Dichtungstechnik Homepage, „URL: [http://www.ckd-dichtungstechnik.de/ckd\\_os/menu\\_fluorelastomere/inhalt/produkte/fluorelastomere.htm](http://www.ckd-dichtungstechnik.de/ckd_os/menu_fluorelastomere/inhalt/produkte/fluorelastomere.htm),“ Abruf 02.11.2017.
- [71] MSC Software Corporation, „Adams View,“ Adams User Manual, 2016.
- [72] Audry, M.C., Fretigby, C., Chateauminois, A., Teissere, J. und Barthel, E., „Slip dynamics at a patterned rubber/glass interface during stick-slip motions,“ European Physical Journal E (2012) 35:83, 2012.
- [73] Veit, I., Technische Akustik: Grundlagen der physikalischen, gehörbezogenen Elektro- und Bauakustik, Würzburg: Vogel Buchverlag, 2012.
- [74] Rieg, F.; Steinhilper, R., Handbuch Konstruktion, München: Carl Hanser Verlag, 2012.
- [75] Magnus, K.; Popp, K.; Sextro, W., Schwingungen, Grundlagen - Modelle - Beispiele, 10. überarbeitete

Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.

[76] Suter, D., „Physik III, 2.8 Chaos,“ Vorlesungsscript Wintersemester 2010, Universität Dortmund, 2010.

[77] Kogbara, R. B., Masad, E. A., Kassem, E., Scarpas, A. und Anupam, K., „A state-of-the-art review of parameters influencing measurement and modeling of skid resistance of asphalt pavements,“ *Construction and Building Materials* 114 (2016) 602-617, 2016.

[78] Schlecht, B., *Maschinenelemente 2, Getriebe-Verzahnungen-Lagerungen*, München: Pearson Studium, 2009, pp. 285-287.

[79] Volkswagen AG.

## Anhang

### Anhang A

Differenz der Reibmomente in den einzelnen Druckstufen der Rheometerversuche zwischen Dichtring A und B.

