

Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Markus Lindner
geb. am 24. Juni 1971 in Hannover

2005

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. W. Sextro

Tag der Promotion: 15.12.2005

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am heutigen Institut für Dynamik und Schwingungen, ehemals Institut für Mechanik, der Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl Popp. Er hat meine Forschungstätigkeit über viele Jahre interessiert und motiviert begleitet und sie damit sehr gefördert. Er verstarb vor Fertigstellung dieser Arbeit. Seine fachliche Kompetenz und seine menschliche Art verdienen höchsten Respekt und werden mir stets ein Vorbild bleiben.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll für die freundliche Übernahme des ersten Referates, Herrn Prof. Dr.-Ing. Walter Sextro für die zeitweise Betreuung meiner Arbeit und für die Anfertigung des zweiten Referates sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Besonders danke ich Herrn Dr.-Ing. Matthias Kröger für sein langjähriges Interesse an meinen Arbeitsthemen, für seine ständige Unterstützung und für unser Freundschaftsverhältnis. Ein großer Dank gilt meinen ehemaligen Diplomarbeitern Herrn Dipl.-Ing. Patrick Moldenhauer und Herrn Dipl.-Ing. Matthias Wangenheim, die nun als wissenschaftliche Mitarbeiter im Institut angestellt sind. Ihre motivierte, kreative und strukturierte Arbeitsweise hat diese Arbeit stark gefördert. Meinem hilfswissenschaftlichen Mitarbeiter Herrn Bastian Welke danke ich für seine zuverlässige Arbeit im Reiblabor. Bei meinen Kollegen und Freunden Herrn Dipl.-Ing. Holger Blume, Herrn Dr.-Ing. Lars Panning, Herrn Dipl.-Ing. Florian Gutzeit und Herrn Dipl.-Ing. Christian Pöpper möchte ich mich für ihr Vertrauen, ihr Verständnis und ihre Unterstützung bedanken. Für die engagierte, exakte und meistens eilige Anfertigung vieler Prüfstandsbauteile danke ich der Institutswerkstatt unter Leitung von Herrn Jürgen Anton.

Die förderliche Zusammenarbeit mit der Continental AG in Hannover sowie mit TRW Automotive in Koblenz verschaffte mir Einblick in industrielle Forschung und Entwicklung. Ein Teil dieser Arbeit wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen der Forschergruppe „Dynamische Kontaktprobleme mit Reibung bei Elastomeren“ finanziell gefördert. Für diese Zusammenarbeit und Unterstützung bin ich dankbar.

Dank gilt nicht zuletzt meinen Eltern, die meinem Werdegang stets ein besonderes Interesse geschenkt und mich im erforderlichen Umfang unterstützt haben. Ein ganz besonderer und liebevoller Dank gebührt meiner Schwester Kathrin für den emotionalen Ausgleich, den sie mir in vielen Gesprächen gab.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	VI
Kurzfassung	X
Abstract	XI
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Historie der Reibung	2
1.3 Eigenschaften von Gummi	3
1.4 Gummireibung	4
1.5 Reibungsselbsterregte Schwingungen	5
1.6 Zielsetzung der Arbeit und Gliederung	7
2 Materialbeschreibung	9
2.1 Dynamische Materialeigenschaften	9
2.2 Verwendete Gummimischungen	10
2.3 Mechanisches Ersatzmodell	12
2.4 Parameteridentifikation durch Frequenzganganalyse	17
2.5 Einfluss der Temperatur	18
3 Experimentelle Einrichtungen	21
3.1 Tribometerprüfstand	21
3.2 Dichtungsprüfstand	24
3.3 Messroboter REIBMOBIL	26
3.4 Ausstattung des Reiblavors	30
4 Lokale stationäre Reibwertbetrachtung	31
4.1 Stand des Wissens zur Reibung an Elastomeren	31
4.1.1 Vereinheitlichte Gummireibungstheorie nach KUMMER UND MEYER	31
4.1.2 Ergebnisse von GROSCH	33
4.1.3 Ansätze von RIEGER	33
4.1.4 Gummireibung nach KLÜPPEL UND HEINRICH	34
4.1.5 Gummireibung nach PERSSON	35
4.1.6 Grundlagen der Gummireibung nach GEYER	35

4.1.7	Einzelkomponenten der Gummireibung	36
4.2	Messungen von stationären Reibwerten	37
4.2.1	Messmethoden	37
4.2.2	Lokale stationäre Reibwertmessung am Tribometerprüfstand	38
4.2.3	Stationäre Reibkraftmessung am Dichtungsprüfstand	39
4.2.4	Stationäre Reibwertmessung mit dem REIBMOBIL	40
4.2.5	Reibwertkennfelder	42
4.3	Modellierung der Hysteresekomponente	45
4.3.1	Beschreibung des Hysteresemodells	45
4.3.2	Berücksichtigung der angeregten Schichtdicke	49
4.3.3	Simulation mit einem Modell höherer Ordnung	50
4.3.4	Simulation mit Berücksichtigung der Temperatur	50
4.4	Modellierung der Adhäsionskomponente	53
4.4.1	Beschreibung des Adhäsionsmodells	54
4.4.2	Simulation	56
4.5	Vergleich Experiment-Simulation	58
5	Dynamik von Profilklotzen	59
5.1	Stand des Wissens zu Profilklotzen	59
5.1.1	Reifeneigenschaften	59
5.1.2	Reibversuche am Profilklotz	60
5.1.3	Flächenpressung und Reibleistung am Profilklotz	61
5.1.4	Betrachtung der Temperaturverteilung am Profilklotz	62
5.2	Untersuchungen an Profilklotzen	63
5.2.1	Experimentelle Stick-Slip-Detektion	63
5.2.2	Ursachen von Stick-Slip-Effekten an Profilklotzen	67
5.2.3	Modellierung	68
5.2.4	Parameteridentifikation	69
5.2.5	Vergleich Experiment-Simulation am Grenzykel	72
5.2.6	Temperaturbetrachtung am Profilklotz	73
5.3	Fazit	77
6	Dynamik von Dichtungen	79
6.1	Stand des Wissens zu axial bewegten Dichtungen	79
6.1.1	Eigenschaften von idealen Dichtungen	79
6.1.2	Dichtungen und Führungen	80
6.1.3	Dichtringarten	81
6.1.4	Pressungsverlauf	82
6.1.5	Praktische Erfahrungen mit Stick-Slip-Effekten	82
6.2	Untersuchungen an axial bewegten Dichtungen	84
6.2.1	Experimentelle Stick-Slip-Detektion	84
6.2.2	Ursachen von Stick-Slip-Effekten an Dichtungen	86
6.2.3	Modellierung	87

6.2.4	Parameteridentifikation	87
6.2.5	Vergleich Experiment-Simulation	91
6.2.6	Stabilitätsanalyse	92
6.2.7	Zeitabhängigkeit der Reibkraft	95
6.2.8	Vergleich Experiment-Simulation am Grenzykel	100
6.3	Fazit	102
7	Zusammenfassung	103
	Literaturverzeichnis	106

Formelzeichen

Selten benutzte Formelzeichen und Begriffe sowie abweichende Bedeutungen werden ausschließlich im Text erläutert.

Lateinische Notation

a_T	Verschiebungsfaktor
A	Profilklotzkontaktfläche
A_0	Nominelle Kontaktfläche
A_{eff}	Wahre Kontaktfläche
A_K	Makroskopischer Kontaktflächenanteil
c	Steifigkeitskoeffizient
c_D	Steifigkeitskoeffizient der Dichtung
$c_{e,S}$	HOOKE'sche Steifigkeit im MAXWELL-Element
$c_{m1,S}$	Steifigkeitskoeffizient im MAXWELL-Element
c_p	Spezifische Wärme
C_1	Konstante der WLF-Beziehung
C_2	Konstante der WLF-Beziehung
d	Dämpfungskoeffizient
d_D	Dämpfungskoeffizient der Dichtung
$d_{m1,S}$	Dämpfungskoeffizient im MAXWELL-Element
D	Dämpfungsgrad
E	Elastizitätsmodul
E^*	Komplexer Elastizitätsmodul
E'	Speichermodul
E''	Verlustmodul
E_D	Dissipationsenergie
E_e	HOOKE'sche Elastizität
E_m	Elastizität im MAXWELL-Element
E_{mi}	Elastizität im i -ten MAXWELL-Element
E_R	Reibenergie
f	Frequenz, Anregungsfrequenz
f_0	Eigenfrequenz
f_{Exp}	Frequenz in der Messung

f_{Sim}	Frequenz in der Simulation
F_{Ad}	Adhäsionskraft
$F_{Ad,n}$	Normierte Adhäsionskraft
F_D	Dämpferkraft
F_{Err}	Erregerkraft
F_H	Haftkraft
F_N	Normalkraft
F_R	Reibkraft
\bar{F}_R	Gemittelte Reibkraft
$F_{R,stat}$	Stationäre Reibkraft
F_S	Kraftsignal am Sensor
F_V	Vorschubkraft
G	Schubmodul
G^*	Komplexer Schubmodul
G'	Schubspeichermodul
G''	Schubverlustmodul
h	Klotzhöhe
h	Schmierfilmdicke
h_1	Makrorauheitsamplitude
h_2	Mikrorauheitsamplitude
h_F	Restfilmdicke
k	Wärmeleitfähigkeit
k_1	Proportionalitätskonstante
k_{Ad}	Adhäsionskonstante
l_1	Makrorauheitswellenlänge
l_2	Mikrorauheitswellenlänge
m	Masse
m_D	Mitschwingende Dichtungsmasse
p	Luftdruck
p	Flächenpressung
p_m	Mittlere Flächenpressung
P_R	Reibleistung
q	Wärmeflussdichte
r_K	Profilklotzradius
r_R	Radradius
r_S	Reibspurradius
s_{slip}	Wegkonstante
t	Zeit
t_H	Haftzeit
T	Dauer, Periodendauer
T	Temperatur
T_G	Glastemperatur

T_{Rad}	Radtemperatur
T_{Ref}	Referenztemperatur
T_S	Standardreferenztemperatur
v	Geschwindigkeit
v_0	Band-, Fahrzeuggeschwindigkeit
v_B	Bolzengeschwindigkeit
v_G	Grenzgeschwindigkeit
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit
v_R	Reibscheiben-, Reibbelaggeschwindigkeit
v_S	Schubverformungsgeschwindigkeit
V	Volumen
w_D	Spezifische Dissipationsenergie
W_D	Dissipationsenergie
W_R	Reibenergie
W_Z	Zugeführte Energie
x	Koordinate
\dot{x}	Geschwindigkeit
x'	Normierte Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung
x''	Normierte Beschleunigung
x_L	Dichtlippenauslenkung
\dot{x}_L	Dichtlippengeschwindigkeit
\ddot{x}_L	Dichtlippenbeschleunigung
x_N	Nutzbarer Verfahrensweg
x_R	Reibstrecke
\dot{x}_R	Reibgeschwindigkeit
x_S	Schubverformung
y	Koordinate
z	Auslenkung, Koordinate
z_0	Angeregte Schichtdicke des Gummis
z_{Rau}	Höhenprofil der Rauheit

Griechische Notation

δ	Phasenverschiebung
δ	Gradient der Reibkraftcharakteristik
Δp	Differenzdruck
ΔT	Temperaturerhöhung
$\Delta \gamma$	Änderung der freien Grenzflächenenergie
ε	Dehnung
$\dot{\varepsilon}$	Dehnungsgeschwindigkeit

$\hat{\varepsilon}$	Komplexe Dehnung
ε_{Rau}	Dehnung, Eingangsgröße
γ	Scherwinkel
η	Benetzungsgrad
η_m	Viskosität im MAXWELL-Element
η_{mi}	Viskosität im i-ten MAXWELL-Element
φ	Flächenfunktion
κ	Temperaturleitfähigkeit
λ	Wellenlänge
μ	Reibwert
μ_{max}	Maximaler Reibwert
μ_n	Normierter Reibwert
ν	Querkontraktionszahl
θ	Temperatur
ρ	Dichte
σ	Spannung
$\dot{\sigma}$	Zeitableitung der Spannung
$\hat{\sigma}$	Komplexe Spannung
σ_1	Spannung im ersten MAXWELL-Element
σ_e	Spannung im HOOKE'schen Element
σ_m	Mittlere Normalspannung
τ	Eigenzeit
τ_D	Zeitkonstante
τ_i	Zeitkonstante des i-ten MAXWELL-Elementes
τ_{Ref}	Referenzzeitkonstante
τ_{slip}	Zeitkonstante des Gleitens
τ_{stick}	Zeitkonstante des Haftens
ω	Kreisfrequenz, Anregungskreisfrequenz
ω_0	Eigenkreisfrequenz
ω_1	Anregungskreisfrequenz der Makrorauheit
ω_2	Anregungskreisfrequenz der Mikrorauheit
ω_{ch}	Kreisfrequenz des Glasübergangs

Kurzfassung

An vielen technischen Bauteilen tritt die bis heute unvollständig erforschte physikalische Erscheinung der Reibung auf. Besonders interessant ist die Reibung der Elastomere, die von vielen Parametern wie Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur usw. abhängt. Sie kann Ursache für Probleme im Bereich Akustik, Verschleiß, Komfort und Funktion technischer Komponenten sein, wie beispielsweise bei Reifen und Dichtungen.

In der vorliegenden Arbeit werden Reibungsphänomene an Elastomeren untersucht. Zur Modellierung von Hysterese- und Adhäsionsreibung wird eine Materialbeschreibung auf Grundlage des erweiterten MAXWELL-Modells gewählt, das durch eine Parameteridentifikation an die mechanischen Eigenschaften des Gummis angepasst wird und seine Frequenzabhängigkeit gut abbildet. Mit einem numerischen Modell werden Reibwertsimulationen auf rauen Oberflächen im Zeitbereich durchgeführt. Für experimentelle Untersuchungen, denen in dieser Arbeit ein großer Stellenwert zur Verifikation von Rechnungen zugeschrieben wird, werden Versuchseinrichtungen neu aufgebaut oder erweitert. Hierzu zählen ein Tribometerprüfstand, ein Dichtungsprüfstand und ein Messroboter. Es werden Möglichkeiten zur Reibwertermittlung anhand von einigen Beispielmessungen demonstriert. Messungen von Reibwertcharakteristiken am Tribometerprüfstand zeigen gute Übereinstimmungen mit oben genannten Modellierungen.

Zum Einfluss der Reibwertcharakteristik auf reibungserregte Systeme werden ein Profilklotz und eine Pneumatikdichtung als Anwendungsbeispiele betrachtet. Durchgeführte Simulationen zeigen gute Übereinstimmungen mit experimentell detektierten Stick-Slip-Grenzyklen. An dem Profilklotz wird darüber hinaus die Temperaturverteilung im Klotz und in seiner Kontaktzone zur Reiboberfläche untersucht. Eine analytische Berechnung der Temperaturverteilung in der Klotzkontaktfläche während des Gleitens zeigt eine gute Übereinstimmung mit Messergebnissen. Ein besonderes Ergebnis der Untersuchungen an Dichtungen ist die Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens anhand von instationären Reibkraftgesetzen. Die Übereinstimmung der experimentellen und theoretischen Ergebnisse zeigt die Möglichkeiten zur Vorhersage der physikalischen Vorgänge der Elastomerreibung auf.

Stichworte: Gummireibung, Stick-Slip-Schwingung, Elastomerdichtung

Abstract

The physical phenomenon of friction occurs in many technical systems, however today it is merely understood partially. Friction of elastomers is of special interest, which depends on many parameters, e.g. sliding velocity, pressure, temperature etc. It shows significant influence in the field of acoustics, wear, comfort and effects the function of technical applications such as tyres and seals.

The present work concentrates on the investigation of rubber friction. The modelling of hysteresis and adhesion friction is carried out with a material description based on an extended MAXWELL-model. The identified system parameters represent the mechanical properties of rubber and accurately reproduce the frequency dependence. By means of a numerical model the coefficient of friction is calculated on rough surfaces within time domain. Test rigs are set up for experimental investigations and verification of simulations. These are namely a tribometer, a test rig for seals and a friction measuring robot. The experiments are a main focus of the present work to validate the simulations. Different examples demonstrate the practical procedure to determine the friction coefficient. Typical tribometer measurements of the friction characteristic show good agreement with the simulations mentioned above.

The influence of the characteristic on friction induced systems is shown for a tread block and a pneumatic seal as two examples for technical components. In each case the respective calculations agree with the experimentally observed limit cycles of the stick-slip vibrations. In particular the temperature distribution inside the rubber block and on the contact surface is investigated. An analytical calculation of the temperature distribution of the contact zone during sliding shows good agreement with measurements. A fundamental result of the research on seals is the necessity to model the friction with unsteady laws of the friction force to describe the dynamic behaviour of the pneumatic rubber seal appropriately. The achieved comparisons of experimental and theoretical results point out the possibility to predict the demonstrated physical phenomena of rubber friction.

Keywords: Rubber friction, Stick-slip vibration, Rubber seal

1 Einleitung

Reibung begegnet uns in sämtlichen Bereichen des täglichen Lebens. Dennoch stellt sie im wissenschaftlichen Bereich ein bis heute nur in Ansätzen verstandenes Gebiet dar. In vielen Bereichen technischer Anwendungen tritt Reibung insbesondere an Elastomerbauteilen auf. Oft kommt es dabei zu unerwünschten Erscheinungen wie Stick-Slip-Effekten.

1.1 Problemstellung

Reibung ist ein Phänomen aus dem alltäglichen Leben, das gewollte aber auch ungewollte Effekte auslöst. Bei geringer Reibung auf vereisten Straßen oder gebohnerten Treppen kann es zu unerwünschten Situationen kommen. In der Technik wird zum einen die Reibung gezielt eingesetzt wie bei Bremsen, Keilriemen, Kupplungen, Schraubverbindungen oder Keilen. Zum anderen resultieren Probleme aus der Reibung an Kontaktstellen, die eine Optimierung des Reibungssystems nur begrenzt zulassen und Einschränkungen der Funktionsweise hervorrufen wie zum Beispiel das begrenzte Übertragungsmoment einer Bremse oder Kupplung.

Reibung an Gummimaterialien ist ein besonderer Anwendungsfall und bildet den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit. Seit Erfindung des Automobils um 1900 und der damit verbundenen Verbreitung von Gummireifen kommt der Reifenreibung besondere Bedeutung zu. Brems-, Antriebs- und Seitenführungsverhalten sowie der Rollwiderstand sind von der Reibung im Kontakt zur Straße abhängig, siehe GROSCH [23]. Dies zeigt die technische Herausforderung nicht nur zur Optimierung des Fahrkomforts, sondern auch im Hinblick auf neuere fahrdynamische Sicherheitssysteme. Nicht zuletzt ist die Möglichkeit zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs aus umweltpolitischer Sicht zu nennen.

Darüber hinaus kann der Wirkungsgrad an Hydraulik- und Pneumatiksystemen durch Optimierung der Reibverhältnisse an den entsprechenden Dichtungen verbessert werden. Speziell bei Hydraulikdichtungen kann ein Umweltbeitrag bezüglich der Minimierung der Ölleckage an der Stangendichtung geleistet werden.

Ferner können zusätzlich zu den oben genannten Effekten unerwünschte Phänomene wie Schwingungen an Systemkomponenten induziert werden. Diese reibungsselbsterregten Schwingungen führen oft zu Nachteilen in der Funktionsweise des Aggregates. Aus der Praxis sind diese Effekte bekannt, beispielsweise das Knarren von Türen, das Quietschen

von Kreide an einer Tafel, das Rattern von Werkzeugmaschinen oder quietschende Bremsen. Ein erwünschter Effekt hingegen ist das Schwingen der Saite eines Streichinstrumentes.

Im Bereich der Gummireibung treten reibungsselbsterregte Schwingungen dann auf, wenn der Reibkontakt besondere Eigenschaften besitzt. Hier kann als häufigste Ursache eine fallende Reibwertfunktion über der Relativgeschwindigkeit des Kontaktes angeführt werden. Da Reibkontakte mit Gummi sehr sensibel auf die Parameter Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur, Schmierung usw. reagieren, kommt es oft und unvermutet zu den oben genannten Schwingungserscheinungen. Diese Phänomene sind bei Gummi bislang wenig untersucht worden. Die experimentelle Untersuchung und mathematische Beschreibung dieser Effekte bildet den zweiten Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit.

Als Beispiel für reibungsselbsterregte Schwingungen an einem Reibkontakt mit Gummi ist das Quietschen von Reifen zu nennen. Hierbei werden die Profilklotze im Kontaktbereich aufgrund des Haft-Gleit-Übergangs zu Schwingungen angeregt, die sich akustisch wahrnehmen lassen. Zudem wird die Abriebrate des Reifens durch solche Effekte verstärkt. Auch an Hydraulik- und Pneumatiksystemen wird versucht, Schwingungen wie Stick-Slip-Effekte an Dichtungen zu vermeiden. Sie führen beispielsweise zu Positionierungsungenauigkeiten.

1.2 Historie der Reibung

Seit Beginn unserer Geschichte begleitet das Phänomen Reibung den Menschen. Von der Steinzeit bis etwa 9000 v. Chr. half Reibung beim Zünden eines Feuers durch einen rotierenden, reibenden Holzstab. In Altägypten wurde der Transport von schweren Lasten durch Minderung der Reibung ermöglicht. In der griechischen und römischen Zeit (900 v. Chr. - 400 n. Chr.) wurden Erkenntnisse zur Reduzierung der bewegungshemmenden Reibung an Bauteilen gewonnen. Der Grieche HERO erklärte fünf Möglichkeiten, um mit einem gegebenen Kraftaufwand ein bestimmtes Gewicht zu heben: Rad-Achse-System, Hebel, Riemenscheibensystem, Keil und Endlose Schraube. Er erkannte auch eine geringere Reibung in Lagern bei Wahl von bestimmten Werkstoffpaarungen. Bronze war ein bevorzugter Werkstoff für Lagerbuchsen und Zapfen. Auch den Römern waren diese Ansätze zur Lösung von Reibungsproblemen geläufig. Es war bekannt, dass durch Bestreichen der Zapfen mit Öl diese in einer Hülse leichtgängiger gedreht werden konnten.

Im Mittelalter (400 - 1450) wurden keine nennenswerten Erkenntnisse zu tribologischen Grundlagen niedergeschrieben. Die Spärlichkeit der Aufzeichnungen deutet auf eine gewisse Stagnation bei der Entwicklung in diesem Bereich hin. Zudem geriet teilweise bisher bekanntes und bereits in die Praxis umgesetztes Wissen wieder in Vergessenheit. Erst zum Ende dieser Epoche mit dem Übergang zur Renaissance deutet sich ein wiedererstarktes Interesse an.

Die ersten grundlegenden und systematischen Versuche zur Reibung und der sie beeinflussenden Parameter wurden von LEONARDO DA VINCI (1452-1519) in der Renaissance durchgeführt. **Bild 1.1** zeigt die Skizzen seiner Versuchsanordnungen.

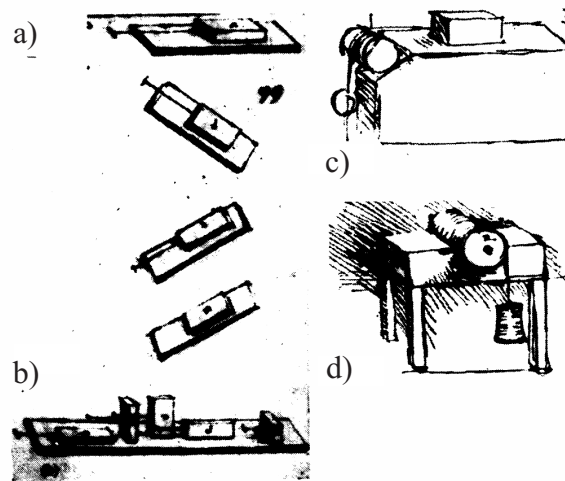


Bild 1.1: Versuchsanordnungen zur Untersuchung der Reibung (LEONARDO DA VINCI) nach DOWSON [16]

Nach **Bild 1.1 a)** wurde die Reibungskraft zwischen horizontalen und geneigten Flächen, nach **Bild 1.1 b)** der Einfluss der nominellen Berührfläche auf die Reibungskraft, nach **Bild 1.1 c)** ebenfalls die Reibungskraft zwischen horizontalen Flächen und nach **Bild 1.1 d)** das Reibungsmoment in einem Halblager bestimmt, siehe DOWSON [16]. Somit erkannte LEONARDO DA VINCI die folgenden Reibungsgesetze, die später von GUILLAUME AMONTONS (1663-1705) bestätigt wurden, siehe HINRICHS [31]:

1. Die Reibkraft F_R ist proportional zur Normalkraft F_N .
2. Die Reibkraft F_R ist unabhängig von der nominellen Kontaktfläche A_0 .
3. Es kann ein Reibkoeffizient $\mu = F_R/F_N$ angegeben werden.
4. Der Reibkoeffizient μ kann auf einen Reibwinkel zurückgeführt werden.

1.3 Eigenschaften von Gummi

Da in dieser Arbeit speziell die Reibung an Gummi behandelt wird, sollen zunächst die Eigenschaften dieses Werkstoffs beschrieben werden.

Gummimaterialien gehören fast ausschließlich zu den organischen Stoffen. Sie bestehen aus großen, kettenförmigen und teilweise verzweigten Makromolekülen. Diese Materialien zeichnen sich durch ihre große Dehnbarkeit, geringe Steifigkeit, geringe Dichte, sehr geringe Wärmeleitfähigkeit und erhöhte Wärmedehnung aus. Durch hohe Temperaturen können sie chemisch zersetzt werden.

Hochmolekulare Stoffe werden in Duromere, Thermoplaste und Elastomere eingeteilt, wobei Elastomere gummiähnliche Werkstoffe bezeichnen, die vorwiegend wegen ihrer elastischen Eigenschaften eingesetzt werden. Die vernetzten Kettenmoleküle im Gummi bilden ein dreidimensionales Netzwerk. Form und Vernetzungsdichte der Moleküle sind hauptsächlich für die Eigenschaften verantwortlich. Je nach Beanspruchungsart tritt ein Einfluss von Beanspruchungszeit bzw. Verformungsfrequenz, Temperatur und Probenform ein. Elastomere sind nur vor der Vernetzung plastisch verformbar.

Gefüllte Elastomere besitzen verstärkende Füllstoffe wie Ruß, wodurch die Eigenschaften vorteilhaft geändert werden können. So ist es beispielsweise möglich, die Hysteresewirkung zu verstärken. Sie deutet auf die Dämpfungsfähigkeit hin, die vielfach genutzt wird. Dadurch führt eine hochfrequente Verformung zu einer hohen Wärmeentwicklung. Elastomere zeichnen sich durch eine außerordentlich starke Temperaturabhängigkeit aus und können sowohl elastisches als auch viskoses Verhalten zeigen. Diese Eigenschaft wird deshalb „viskoelastisch“ genannt und ist auf die Anordnung der Molekülketten zurückzuführen, siehe IHLEMANN [34].

1.4 Gummireibung

Die viskoelastischen Eigenschaften von Gummi sind dafür verantwortlich, dass auch das Reibverhalten stark von dem der Metalle abweicht und nicht mehr durch die klassischen Reibungsgesetze beschrieben werden kann. Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur treten als zusätzliche Parameter auf. So tritt beim Gleiten des Gummikörpers auf einer starren rauen Oberfläche ein ständiges Wechselspiel von Verspannung und Entspannung ein. Zum Verständnis des Reibprozesses lässt sich die Reibkraft in mehrere Anteile entsprechend der verschiedenen Entstehungsmechanismen aufgliedern. Dies soll den Parametereinfluss auf das Reibungssystem erklärbar machen.

Bei metallischen Kontaktpaarungen wird von ähnlichen Größenordnungen der Oberflächensteifigkeiten bzw. -rauheiten der Kontaktpartner ausgegangen. Dies gilt für einen Gummikontakt häufig nicht. Hier unterscheiden sich die Elastizitätsmoduln zwischen Gummi und dem im Folgenden als starr angenommenen Kontaktpartner stark. Durch die geringe Steifigkeit des Gummis ist die effektive Kontaktfläche wesentlich größer als bei metallischen Paarungen. Hierdurch können adhäsive Reibkräfte verstärkt auftreten. Aufgrund des Eindringens des Gummis in die Rauheitstäler werden Verformungen und somit Dämpfungsverluste im Gummi während des Gleitens hervorgerufen.

Bei Reibversuchen wird im Folgenden zwischen lokalem und globalem Reibverhalten unterschieden. Unter lokalem Verhalten wird der Reibprozess bei konstanten Reibparametern in der Kontaktfläche verstanden. So wird die Relativgeschwindigkeit, die Flächenpressung, die Temperatur oder auch der Reibwert als örtlich konstant angenommen.

Zeitlich können diese Größen jedoch variieren. Die Untersuchung der lokalen Reibereigenschaften dient zum einen dem besseren Verständnis des Reibprozesses, zum anderen können lokale Reibwerte als Eingangsgrößen für globale Modelle dienen. Das globale Verhalten dagegen ist dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb der Probenoberfläche eine örtliche und zeitliche Verteilung der oben genannten Parameter existieren kann.

1.5 Reibungselbsterregte Schwingungen

Reibungselbsterregte Schwingungen sind von POPP ET AL. [64, 65, 66, 67, 68, 69] und HINRICHS ET AL. [32] untersucht worden. Es sollen an dieser Stelle Grundlagen dieser Thematik aus [32] beschrieben werden.

Bei Stick-Slip-Schwingungen gelten unterschiedliche Gleichungen für das Haften und das Gleiten. Aufgrund des Umschaltens zwischen diesen beiden Zuständen werden solche Reibungssysteme als nicht-glatte Systeme bezeichnet. Folglich kann die Theorie für glatte sowie lineare Systeme nicht auf Systeme angewendet werden, die Stick-Slip-Schwingungen zeigen.

Schon ein Ein-Freiheitsgrad-Reibschwinger mit Selbsterregung zeigt stabile periodische Lösungen, die an realen Bauteilen zu Geräuschen und Abrieb führen können. Im Folgenden wird das dynamische Verhalten eines Reibschwingers mit Selbsterregung analysiert, siehe **Bild 1.2**.

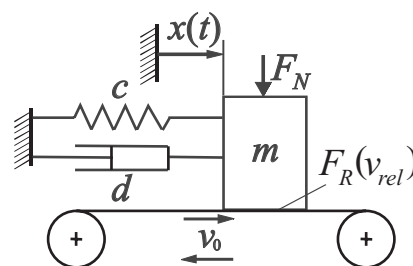


Bild 1.2: Modell des Reibschwingers mit Selbsterregung

Hierbei ist m die Masse des Schwingers, c die Federkonstante, d die Dämpferkonstante, $x(t)$ die Verschiebung der Masse, F_N die Normalkraft und v_0 die konstante Bandgeschwindigkeit. Die Reibkraft $F_R(v_{rel})$ ist von der Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = v_0 - \dot{x}(t)$ zwischen Band und Schwinger abhängig. Dieser Reibschwinger kann zum Beispiel das System eines Streichinstrumentes beschreiben. Das bewegte Band ist die Energiequelle und simuliert den Bogen des Instrumentes. Das Masse-Feder-Dämpfer-System verkörpert die schwingende Saite. Die Energie wird von dem Band in den Schwinger aufgrund einer fallenden Charakteristik der Reibkraft eingebracht.

Die Bewegungsgleichung des Systems lautet

$$m\ddot{x}(t) + d\dot{x}(t) + cx(t) = F_R(v_{rel}). \quad (1.1)$$

Bei Normierung auf Eigenzeit

$$\tau = \omega_0 t, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (*)' = \frac{d(*)}{d\tau} = \frac{\dot{(*)}}{\omega_0}, \quad v_{rel} = v_0 - \omega_0 x', \quad (1.2)$$

und mit dem Dämpfungsgrad $D = d/(2\sqrt{cm})$ kann Gleichung 1.1 transformiert werden

$$x''(t) + 2Dx'(t) + x(t) = \frac{F_R(v_{rel})}{c}. \quad (1.3)$$

Für die folgenden numerischen Untersuchungen wird $D = 0$ und $\omega_0 = 1$ rad/s gesetzt. Die Reibcharakteristiken beschreiben die Abhängigkeit des Reibwertes von der Relativgeschwindigkeit. Während des Gleitens ($v_{rel} \neq 0$) kann die Reibkraft mit dem Reibkoeffizienten $\mu(v_{rel})$ beschrieben werden,

$$F_R(v_{rel}) = \mu(v_{rel})F_N \operatorname{sgn}(v_{rel}). \quad (1.4)$$

Während des Haftens ($v_{rel} = 0$) gilt für die Haftkraft

$$|F_H| \leq \mu(v_{rel} = 0)F_N. \quad (1.5)$$

Bild 1.3 oben zeigt drei verschiedene bekannte Reibcharakteristiken (I, II, III). Hierbei ist der Reibkoeffizient $\mu(v_{rel}) = |F_R(v_{rel})|/F_N$ als Funktion der Relativgeschwindigkeit dargestellt. Bei Reibcharakteristik I ist der Reibkoeffizient bei Haften und Gleiten identisch. Die Reibcharakteristik II ist die bekannte COULOMB-Charakteristik mit überhöhtem Haft- und konstantem Gleitreibwert. Reibcharakteristik III ist die Approximation einer real gemessenen Reibcharakteristik, die einen typisch fallenden und steigenden Bereich besitzt.

Im Fall von Selbsterregung ($v_0 \neq 0$) kann eine Stick-Slip-Schwingung des Reibschwingers beobachtet werden. **Bild 1.3** unten zeigt die entsprechenden Phasenportraits für die drei genannten Reibcharakteristiken. Für Charakteristik I und II werden während des Gleitens Kreisbögen aufgrund der Lösung der linearen Gleichung dargestellt. Im Fall der fallenden Charakteristik III entsteht auch Selbsterregung aus der Gleichgewichtslage heraus. Typisch für Systeme mit Reibung ist das schnelle Einschwingen auf den Grenzzykel im Falle der drei Charakteristiken, sobald die Anfangsbedingungen außerhalb des Grenzzykels liegen.

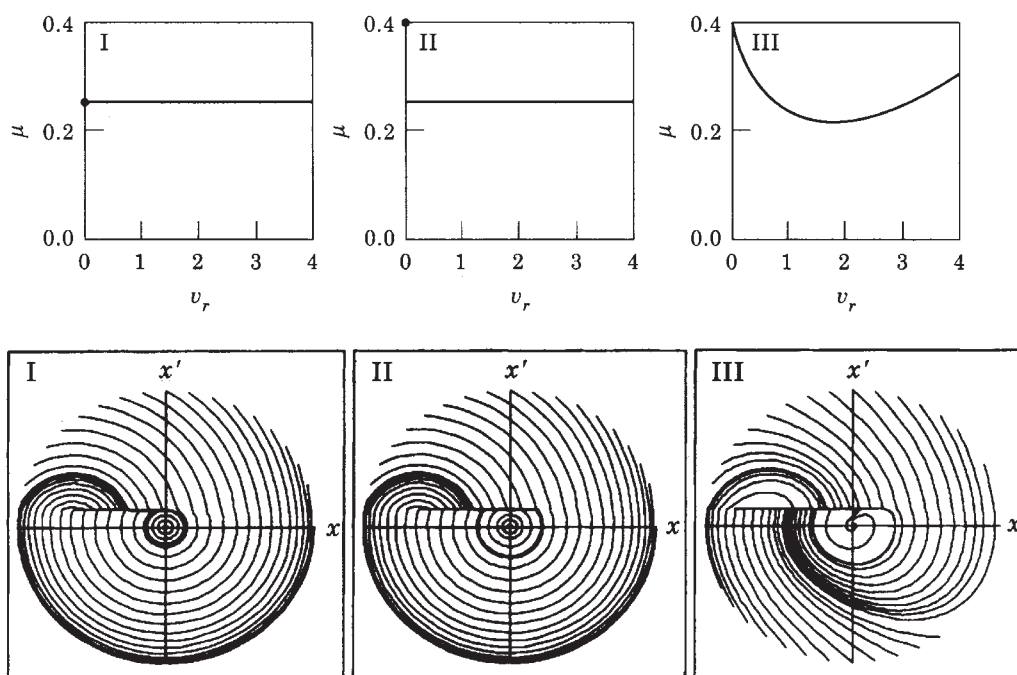


Bild 1.3: Verwendete Reibcharakteristiken (oben); Phasenportraits der selbsterregten Schwingungen des Reibschwingers für verschiedene Anfangsbedingungen (unten) aus HINRICHS [32]

1.6 Zielsetzung der Arbeit und Gliederung

Die Arbeit soll einen Beitrag zur Untersuchung der Gummireibung mit folgenden zwei Schwerpunkten leisten. Zum einen sollen die Ursachen der Reibcharakteristik, die wesentlich für die Stabilität oder Instabilität eines Reibungssystems ist, untersucht werden. Sie gilt in dieser Arbeit als Schnittstelle zwischen lokaler und globaler Reibung. Zum anderen sollen reibungserregte Schwingungen an Gummibauteilen untersucht und ihre Ursachen erklärt werden. Hierzu werden reale Anwendungsbeispiele gewählt. Gemeinsames Ziel der beiden Teilbereiche dieser Arbeit ist eine Modellierung sowohl der auftretenden Charakteristik als auch der auftretenden Schwingungen. Es sollen mit numerischen Lösungsmethoden, die erst in der heutigen Zeit effizient geworden sind, Simulationen durchgeführt werden. Mit guten Ergebnissen beim Vergleich von Experiment und Simulation wird ein Schritt in Richtung Vorhersagbarkeit von Reibwertcharakteristiken wie auch Stick-Slip-Schwingungen unternommen. Die entstandenen Simulationswerkzeuge sollen nachfolgenden Arbeiten zur Verfügung gestellt werden, um sie in größere, erweiterte Simulationsumgebungen zu integrieren. Experimente sollen in dieser Arbeit stets Grundlage der Untersuchungen sein, daher wird ihnen ein besonderer Stellenwert eingeräumt. Ziel ist es somit auch, Versuchseinrichtungen und Möglichkeiten zur experimentellen Untersuchung der Gummireibung zu erweitern.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert: In Kapitel 2 wird die Materialmodellierung vorgestellt, die für diese Arbeit gewählt wurde. Sie dient der anschließenden Simulation der Gummireibung. Kapitel 3 stellt die experimentellen Einrichtungen vor, die zur Untersuchung der Gummireibung entwickelt wurden. Kapitel 4 befasst sich mit lokalen stationären Reibkontakten mit Gummi. Nach einem Überblick über die gemessenen Reibwertcharakteristiken wird die Modellierung der lokalen Gummireibung im Zeitbereich vorgestellt. Als Anwendungsbeispiel wird in Kapitel 5 ein Profilklotz untersucht. Dies führt zur Simulation einer Stick-Slip-Schwingung unter Verwendung der anfänglich dargestellten Materialmodellierung. Als Sonderfall wird die thermographische Betrachtung des Profilklotzes vorgestellt. Kapitel 6 beinhaltet als zweites Anwendungsbeispiel Untersuchungen an einer Pneumatikdichtung. Auch hier werden Schwingungseffekte sowohl gemessen als auch simuliert. Besonders hervorzuheben ist die Betrachtung der Zeitabhängigkeit der Reibkraft. Abschließend werden die Ergebnisse in Kapitel 7 zusammengefasst.

2 Materialbeschreibung

In diesem Kapitel wird zunächst auf die mechanischen Eigenschaften von Gummi eingegangen. Darüber hinaus werden die in dieser Arbeit verwendeten Gummimischungen vorgestellt. Anschließend wird ein geeignetes mechanisches Ersatzmodell gezeigt, welches in der Lage ist, die wesentlichen dynamischen Eigenschaften zu erfassen. Nachdem die Parameteridentifikation des Modells demonstriert wurde, erfolgt die Beschreibung der Temperaturabhängigkeit des Materials.

2.1 Dynamische Materialeigenschaften

Elastomere weisen typische Eigenschaften auf, die sich der Entwickler einerseits zu Nutze machen kann, die aber andererseits auch Ursache für unerwünschte Phänomene sein können. So verhärtet das Material bei einem bestimmten Frequenzbereich erheblich, wenn es mechanisch mit einer Anregungsfrequenz ω und der Dehnungsamplitude $\hat{\varepsilon}$ belastet wird. Dies zeigt sich in einem Anstieg der Spannungsamplitude $\hat{\sigma}$. Die dynamische Versteifung geschieht plateauartig, wie beispielsweise eine Messung des Betrages des so genannten Komplexen Moduls $|E^*| = |\hat{\sigma}/\hat{\varepsilon}|$ vom DEUTSCHEN INSTITUT FÜR KAUSCHUKTECHNOLOGIE (DIK) in **Bild 2.1** links zeigt.

Der Zustand oberhalb der gezeigten Kreisfrequenz ω_{ch} wird auch als Glaszustand bezeichnet. In dem hier dargestellten Fall ist der Komplexen Moduls in diesem Bereich etwa

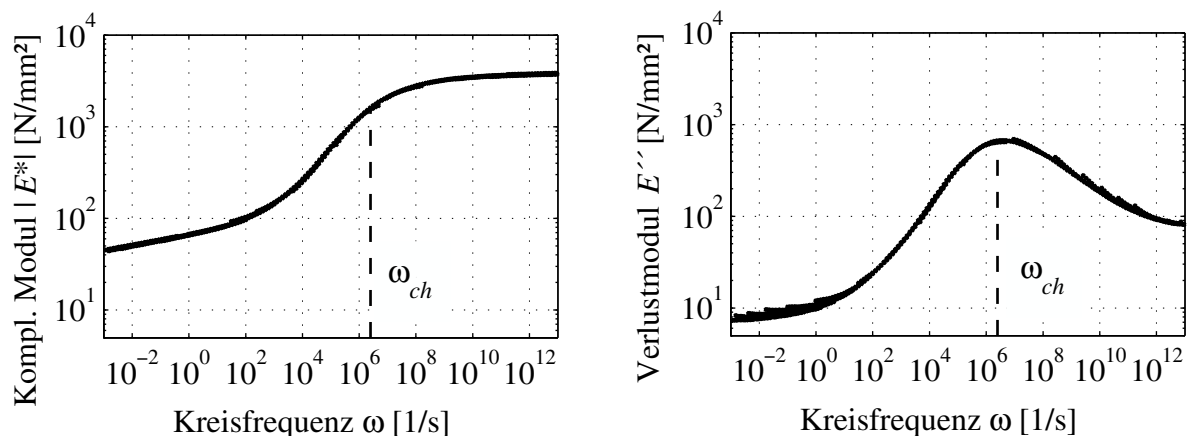


Bild 2.1: Betrag des gemessenen Komplexen Moduls $|E^*|$ (links) und gemessener Verlustmodul E'' (rechts) für das Material S6R (siehe Kapitel 2.2)

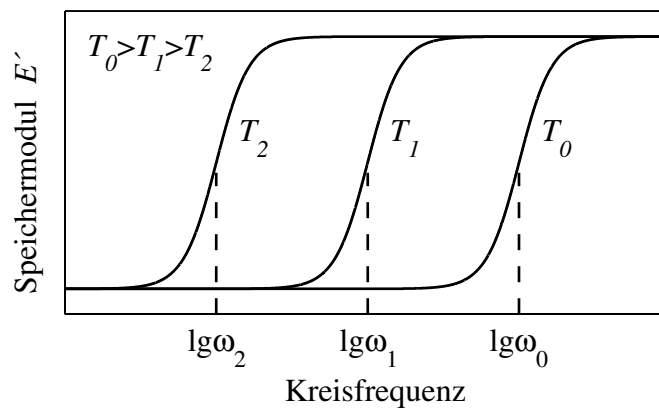


Bild 2.2: Speichermodulverläufe bei Variation der Temperatur

um den Faktor 100 höher als im statischen Fall. Wird dagegen der so genannte Verlustmodul E'' betrachtet, der sich proportional zur dissipierten Energie je Verformungszyklus verhält, so zeigt sich ein typisches Maximum bei der gleichen Anregungsfrequenz ω_{ch} , siehe **Bild 2.1** rechts. Diese dynamischen Eigenschaften sind ein deutliches Anzeichen für den viskoelastischen Charakter des Materials. Neben der Frequenzabhängigkeit ist die Temperaturabhängigkeit des Materials eine kennzeichnende Eigenschaft. Die Erfahrung lehrt, dass sich Gummi bei tiefen Temperaturen hart und spröde verhält, während es bei hohen Temperaturen weich und zäh wird.

WILLIAMS, LANDEL UND FERRY [82] formulierten bereits im Jahr 1955 das Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip – WLF-Transformation genannt – für Stoffe, die einen Glasübergang aufweisen. Es besagt, dass ein bestimmter dynamischer Materialzustand durch die Anregungsfrequenz und die herrschende Temperatur charakterisiert wird und durch verschiedene Kombinationen aus Frequenz und Temperatur hervorgerufen werden kann. **Bild 2.2** veranschaulicht die Verhältnisse für den Speichermodul $E'(\omega)$. Durch eine Abkühlung des Elastomers von T_0 auf T_1 verschiebt sich die Modulkurve zu kleineren Frequenzen. Dies kann beispielsweise genutzt werden, um experimentell nur schwierig zu realisierende Modulkmessungen bei hohen Frequenzen und Raumtemperatur durch eine Messung bei moderater Frequenz und abgekühlter Umgebung zu erreichen.

Neben der Frequenz- und Temperaturabhängigkeit des Materials existiert zudem eine Amplitudenabhängigkeit. Es ist zu beobachten, dass Elastomere mit steigender Anregungsamplitude weicher werden (PAYNE-Effekt). Sie weisen gewissermaßen eine degressive dynamische Federkennlinie auf. Ansätze zur Modellierung sind beispielsweise von LION [49, 50] unternommen worden.

2.2 Verwendete Gummimischungen

Im Folgenden werden die typischen Eigenschaften der in dieser Arbeit verwendeten Gummimischungen beschrieben. Es handelt sich hierbei um drei allgemein gebräuchliche Elastomere:

- Styrol-Butadien-Kautschuk (SBR) ist ein aus Synthetikautschuk gewonnenes Elastomer, das eine sehr gute Abriebfestigkeit zeigt. Es besitzt eine Temperaturbeständigkeit bis $T \approx 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Beständigkeit gegenüber Chemikalien ist vom unpolaren Charakter des SBR-Polymers geprägt. Somit ist SBR gegenüber Mineralölen, Schmierfetten, Benzin und aromatischen sowie chlorierten Kohlenwasserstoffen absolut unbeständig. Gut beständig ist SBR in anorganischen und organischen Säuren, in Basen, Alkoholen, Ketonen und Wasser, außerdem gegenüber Bremsflüssigkeit auf Polyglykolbasis. SBR wird als Material für PKW-Reifen eingesetzt. Dies stellt das größte Anwendungsgebiet dar. Weitere Einsatzgebiete sind Gurte, Schläuche, Kabelisolationen, Bodenbeläge, Faltenbälge, Bremsmanschetten, O-Ringe und Wellendichtringe für Wasserarmaturen und besondere Zwecke.
- Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) ist ein Allzweckkautschuk. Die mechanischen Eigenschaften sind durchaus mit denen von SBR vergleichbar. Gegenüber Ozon- und Witterungseinflüssen ist EPDM sehr gut beständig. Der thermische Anwendungsbereich liegt bei $-50 \text{ }^\circ\text{C} < T < 130 \text{ }^\circ\text{C}$. EPDM ist unpolar und daher gut beständig gegen polare Medien, wie Wasser, Heißwasserdampf, Waschlauge, Säuren, Basen, Hydraulikflüssigkeiten und Bremsflüssigkeiten auf der Basis von Polyglykolen. Unbeständig ist EPDM in unpolaren Medien, wie beispielsweise Öle, Treibstoffe, aromatische und chlorierte Kohlenwasserstoffe. Wegen der angeführten Eigenschaften finden Formteile und Dichtelemente aus EPDM Verwendung in vielen Anwendungsbereichen.
- Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR) besitzt ein gutes Abriebverhalten. Auch der Verschleißwiderstand ist bei entsprechendem Mischungsaufbau sehr gut. Das elastische Verhalten ist vom Acrylnitrilanteil abhängig. Der thermische Anwendungsbereich von NBR liegt allgemein bei $-30 \text{ }^\circ\text{C} < T < 100 \text{ }^\circ\text{C}$. NBR muss stark durch Alterungs- und Ozonschutzmittel geschützt werden. Es ist polar und somit gut beständig gegen unpolare und wenig polare Medien. Dazu gehören Fette, Öle und Kraftstoffe. Nicht beständig ist NBR in polaren Medien. Die Anwendungen von NBR sind geprägt durch dessen Beständigkeit gegen Mineralöl und Benzin. Zu nennen sind hier Dichtungen, Radialwellendichtringe, O-Ringe und Tankschläuche.

Bei den in dieser Arbeit vorgestellten Experimenten wird zum einen eine LKW-Laufstreifenmischung vor allem für Untersuchungen auf Straßenoberflächen verwendet, siehe hierzu Kapitel 4. Sie ist eine weiche, niedrig gedämpfte Reifenmischung. Zum anderen werden an einer Serie von Pneumatikdichtungen Schwingungsuntersuchungen durchgeführt, siehe hierzu Kapitel 6. Das Gummimaterial dieser Dichtungen bestand im Anfangsstadium der Entwicklung aus SBR, später aus EPDM. An einem O-Ring 12-3 72 NBR 872 der Firma FREUDENBERG-SIMRIT KG wird an einem axial bewegten Bolzen das Reibkraftverhalten beobachtet, siehe hierzu Kapitel 6. Weiterhin werden zwei Lösungs-Styrol-Butadien-Kautschuke (S-SBR) verwendet, siehe hierzu Kapitel 4 und Kapitel 5. Die beiden SBR-Proben wurden am DIK hergestellt. Eine der beiden SBR-Mischungen ist ein ungefülltes Elastomer und wird in dieser Arbeit mit Material „S“ bezeichnet. Diese Proben

enthalten keine weiteren Füllstoffe wie beispielsweise Ruß oder Kieselsäure. Der Vorteil von ungefüllten Materialien ist das lineare Verhalten bei kleinen Dehnungen. Allerdings weisen diese Proben eine geringe Abriebfestigkeit und Härte auf. Die zweite verwendete SBR-Probe „S6R“ besteht aus der gleichen Grundmischung wie S. Sie ist jedoch mit 60 phr Ruß gefüllt, d. h. 100 Gewichtsteilen Elastomer werden vor der Vulkanisation 60 Teile Ruß hinzugefügt (phr: per hundred rubber). Durch diese Beimengung erhält das Material mechanisch sehr widerstandsfähige Eigenschaften. Mit dieser Probe können Reibexperimente auf rauen sowie abrasiven Oberflächen auch bei Geschwindigkeiten bis $v = 3 \text{ m/s}$ und höheren Temperaturen bis $T = 100 \text{ °C}$ durchgeführt werden, siehe hierzu Kapitel 4 und Kapitel 5.

2.3 Mechanisches Ersatzmodell

Als mechanisches Ersatzmodell für das Elastomer wird in dieser Arbeit eine erweiterte Form des Linearen Standardmodells der Viskoelastizität verwendet, siehe **Bild 2.3** rechts. Dies wird unter anderem in FLÜGGE [20] und BACKHAUS [7] dargestellt. Es handelt sich hierbei um ein eindimensionales Modell. Aussagen über die Zulässigkeit eines linearen Modells lassen sich beispielsweise aus Spannungs-Dehnungs-Kurven ableiten, siehe OTTL [59]. Ein lineares Verhalten liegt demnach vor, wenn die Hysteresekurven eines harmonischen Verformungszyklus Ellipsenform aufweisen, siehe **Bild 2.4** links.

In Experimenten wurde ein Profilklotz aus dem Material S6R bezüglich der dynamischen Steifigkeit untersucht. **Bild 2.4** rechts zeigt die gemessene Kraft-Verschiebungs-Kennlinie bei Anregung des Klotzes in Normalrichtung mit einer Frequenz von $f = 15 \text{ Hz}$ und einer Dehnungsamplitude von etwa $\hat{\epsilon} = 2\%$, der größten später betrachteten Amplitude. Hierbei war der Klotz beidseitig durch Klebung fixiert. Die Kurvenform kann in guter Näherung als elliptisch betrachtet werden, ein lineares Modell wird daher bei kleinen Verformungen als zulässig angenommen.

Um das reale Elastomerverhalten besser abzubilden, kann die Ordnung des Modells durch eine Parallelschaltung zusätzlicher MAXWELL-Elemente erhöht werden, siehe

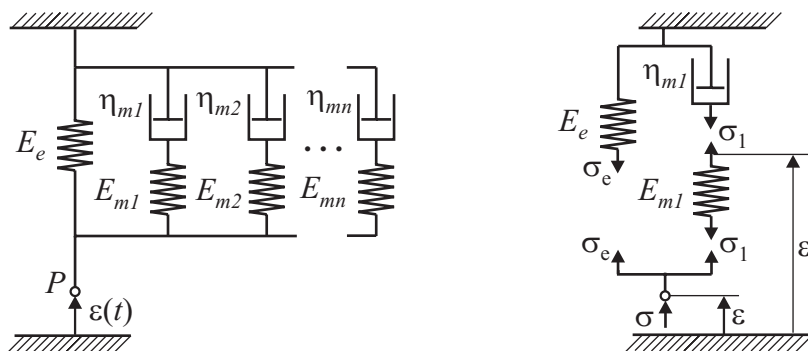


Bild 2.3: Erweitertes MAXWELL-Modell (links); Lineares Standardmodell als MAXWELL-Modell 1. Ordnung, freigeschnitten (rechts)

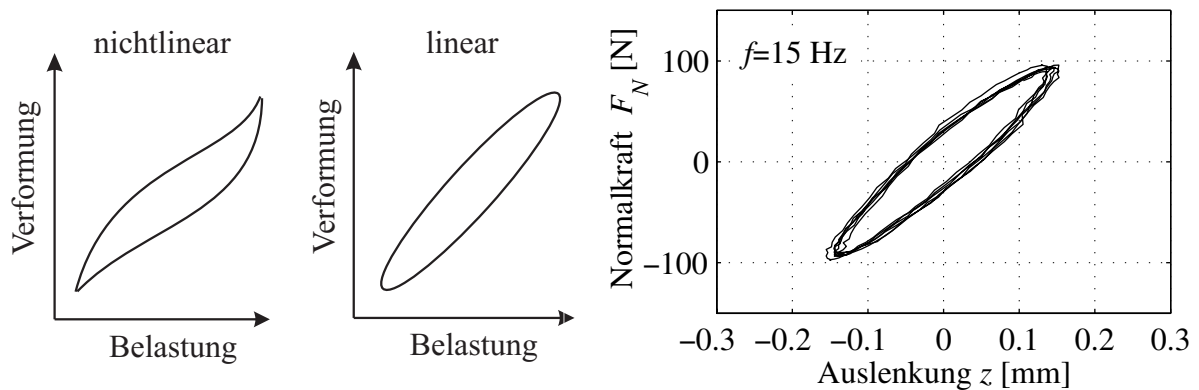


Bild 2.4: Prinzipskizzen nichtlinearer und linearer Hysteresekurven bei harmonischer Anregung einer Gummiprobe (links); Messung einer Hysteresekurve an einer S6R-Probe (rechts)

Bild 2.3 links. Zum Verständnis soll an dieser Stelle die Herleitung und Lösung der analytischen Gleichungen nachvollzogen werden. Dazu wird das Lineare Standardmodell freigeschnitten, das ein MAXWELL-System 1. Ordnung darstellt, siehe **Bild 2.3** rechts.

Es wird angenommen, dass die Trägheitseigenschaften des Gummielements gegenüber den viskoelastischen Eigenschaften vernachlässigbar sind. Die Beschreibung erfolgt im Folgenden mit Spannungen und Dehnungen um eine Vergleichbarkeit mit der Literatur herzustellen. Aus dem HOOKE'schen Gesetz für die lineare Elastizität E_{m1} folgt unmittelbar

$$\sigma_1 = E_{m1}(\varepsilon_1 - \varepsilon). \quad (2.1)$$

Die Spannung σ_1 im viskosen Element η_{m1} berechnet sich zu

$$\sigma_1 = -\eta_{m1}\dot{\varepsilon}_1. \quad (2.2)$$

Die Größe $\dot{\varepsilon}_1$ ist zunächst unbekannt, kann jedoch durch einmaliges Differenzieren von Gleichung 2.1 nach der Zeit und entsprechender Umstellung dargestellt werden

$$\dot{\varepsilon}_1 = \frac{\dot{\sigma}_1}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon}. \quad (2.3)$$

Dies erlaubt die Darstellung der Spannung am viskosen Element σ_1 ohne die Hilfskoordinate ε_1 ,

$$\sigma_1 = -\eta_{m1} \left(\frac{\dot{\sigma}_1}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon} \right). \quad (2.4)$$

Für den rein elastischen Ast gilt wiederum der einfache Zusammenhang

$$\sigma_e = -E_e \varepsilon. \quad (2.5)$$

Die Gesamtspannung σ am Fußpunkt des Systems ergibt sich durch Addition der Einzelspannungen

$$\sigma = -(\sigma_e + \sigma_1). \quad (2.6)$$

Durch Einsetzen wird die Differentialgleichung des Linearen Standardmodells beschrieben

$$\sigma = E_e \varepsilon + \eta_{m1} \left(\frac{\dot{\sigma}_1}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon} \right). \quad (2.7)$$

In der vorliegenden Gleichung für die Gesamtspannung σ erscheint die Größe $\dot{\sigma}_1$. Es soll jedoch eine Formulierung ausschließlich in Abhängigkeit der an den Systemgrenzen vorliegenden Größen σ und ε sowie deren zeitlichen Ableitungen erreicht werden. Dazu muss die Differentialgleichung gelöst werden, was durch Superposition der Einzelslösungen für σ_1 und σ_e erfolgen soll. Zur Lösung der Gleichung 2.7 wird ein harmonischer Ansatz für σ_1 und ε folgender Form gewählt:

$$\sigma_1 = \hat{\sigma}_1 e^{i\omega t}, \quad \varepsilon = \hat{\varepsilon} e^{i\omega t}. \quad (2.8)$$

Dies führt in Anlehnung an Gleichung 2.4 zur Beziehung

$$i\omega \frac{\eta_{m1}}{E_{m1}} \hat{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_1 = -i\omega \eta_{m1} \hat{\varepsilon} \quad (2.9)$$

und wird schließlich nach der interessierenden Größe $\hat{\sigma}_1$ aufgelöst

$$\hat{\sigma}_1 = \left(\frac{-i\omega}{\frac{i\omega}{E_{m1}} + \frac{1}{\eta_{m1}}} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.10)$$

Der Quotient aus η_{m1} und E_{m1} bestimmt unter anderem das Abklingverhalten bei Relaxations- und Kriechvorgängen. Er besitzt den Charakter einer Zeitkonstanten

$$\tau_1 = \frac{\eta_{m1}}{E_{m1}}. \quad (2.11)$$

Somit lässt sich Gleichung 2.10 übersichtlicher formulieren:

$$\hat{\sigma}_1 = - \left(\frac{E_{m1}\omega^2\tau_1^2}{1 + \omega^2\tau_1^2} + i \frac{E_{m1}\omega\tau_1}{1 + \omega^2\tau_1^2} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.12)$$

Die Lösung für eine harmonische Anregung mit der Kreisfrequenz ω des MAXWELL-Astes ist somit ebenso bekannt wie der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung im Ast der einzelnen Elastizität. Bei Betrachtung des Gesamtsystems gilt Gleichung 2.6. Der Ast mit der Elastizität E_e ist dämpfungsfrei, damit besteht zwischen der Erregung ε und der Spannung σ_e keine Phasenverschiebung. Es existiert lediglich der Realteil und es kann mit Gleichung 2.5 bzw. Gleichung 2.12 formuliert werden:

$$\hat{\sigma} = \left(E_e + \frac{E_{m1}\omega^2\tau_1^2}{1 + \omega^2\tau_1^2} + i \frac{E_{m1}\omega\tau_1}{1 + \omega^2\tau_1^2} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.13)$$

Dies ist die Lösung der Differentialgleichung für eine harmonische Anregung, die das Lineare Standardmodell beschreibt. Die Spannung $\hat{\sigma}$ setzt sich aus einem Real- und Imaginärteil zusammen. Dies führt auf eine Phasenverschiebung δ zwischen Spannung und Dehnung mit

$$\tan \delta = \frac{Im(\hat{\sigma})}{Re(\hat{\sigma})}. \quad (2.14)$$

Für den Betrag der Spannung gilt

$$|\hat{\sigma}| = \sqrt{Re(\hat{\sigma})^2 + Im(\hat{\sigma})^2}. \quad (2.15)$$

Die Größen Spannung und Dehnung werden miteinander verknüpft, so dass der Klammerterm in Gleichung 2.13 als Komplexer Elastizitätsmodul E^* aufgefasst werden kann. Er setzt sich aus Real- und Imaginärteil zusammen. In der Literatur wird vom (realen) Speichermodul E' sowie (imaginären) Verlustmodul E'' gesprochen. Der Speichermodul schwingt mit der Erregung in Phase, während der Verlustmodul eine Phasenverschiebung von 90° aufweist. Diese Betrachtungsweise erlaubt eine sehr kompakte Darstellung der oben hergeleiteten Gleichung

$$\hat{\sigma} = E^* \hat{\varepsilon} = (E' + iE'') \hat{\varepsilon} \quad (2.16)$$

mit

$$E^* = \left(E_e + \frac{E_{m1}\omega^2\tau_1^2}{1 + \omega^2\tau_1^2} + i \frac{E_{m1}\omega\tau_1}{1 + \omega^2\tau_1^2} \right). \quad (2.17)$$

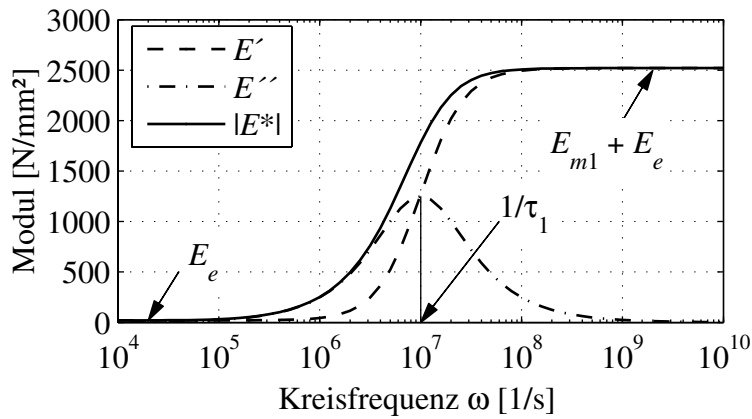


Bild 2.5: Modulverläufe des Linearen Standardmodells

Bild 2.5 zeigt den Betrag des Komplexen Moduls E^* , den Speichermodul E' und den Verlustmodul E'' des Linearen Standardmodells in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz ω für die wegen der Anschaulichkeit glatt gewählten Parameter ($E_{m1} = 2500 \text{ N/mm}^2$, $E_e = 20 \text{ N/mm}^2$, $\tau_1 = 10^{-7} \text{ s}$).

Der Verlauf der Kurven zeigt das typische Elastomerverhalten: Oberhalb einer bestimmten Frequenz verhärtet das Material, was sich am plateauartigen Übergang des Speicher- sowie Komplexen Moduls zeigt. In diesem Bereich – auch Glasübergang genannt – weist die Verlustmodulkurve ein Maximum auf. Für den Fall des Linearen Standardmodells lassen sich die drei Modellparameter auch, wie in **Bild 2.5** markiert, aus dem Diagramm herauslesen: E_e bestimmt den relaxierten Modul für $\omega \rightarrow 0$, $E_{m1} + E_e$ dagegen den Modul für $\omega \rightarrow \infty$. Der Kehrwert der Zeitkonstanten τ_1 gibt die Lage des Glasübergangs auf der Frequenzachse mit $\omega = 1/\tau_1$ an. Bei einer höheren Modellordnung und der damit verbundenen größeren Anzahl von Zeitkonstanten erstreckt sich der Glasübergang über einen weiten Frequenzbereich, wie er auch bei Experimenten zu beobachten ist.

Das beschriebene Elastomerverhalten ist mit einem dreiparametrischen Modell deshalb nicht hinreichend genau beschreibbar. Es besteht die Notwendigkeit zur Erhöhung der Parameterzahl. Dies wird durch eine Parallelschaltung mehrerer MAXWELL-Elemente erreicht. Gleichung 2.7 und Gleichung 2.17 gehen nach der Erweiterung in eine Summendarstellung über:

$$\sigma = E_e \varepsilon + \sum_{i=1}^n \eta_{mi} \left(\frac{\dot{\sigma}_i}{E_{mi}} + \dot{\varepsilon} \right), \quad (2.18)$$

$$E^* = \underbrace{E_e + \sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{\omega^2 \tau_i^2}{1 + \omega^2 \tau_i^2}}_{E'} + i \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{\omega \tau_i}{1 + \omega^2 \tau_i^2}}_{E''}. \quad (2.19)$$

Damit wurde die modellbeschreibende Gleichung bzw. der Komplexen Modul für den allgemeinen Fall hergeleitet.

2.4 Parameteridentifikation durch Frequenzganganalyse

Eine Möglichkeit zur Parameteridentifikation des Modells stellt die Analyse im Frequenzbereich dar. Ein Frequenzgang von E' sowie E'' kann zur Ermittlung der Systemparameter genutzt werden, da Gleichung 2.19 die gesuchten modellbeschreibenden Größen für die Frequenzverläufe beinhaltet.

Mit Hilfe von Versuchen wie der Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA) am DIK wurden an Elastomeren Frequenzgänge für die Schubmoduln G^* , G' und G'' ermittelt, die hier als Grundlage für Approximationen dienen. In guter Näherung kann der Elastizitätsmodul E über die Querkontraktionszahl ν und den Schubmodul G mit $E = 2(1 + \nu)G$ ausgedrückt werden. Für Gummi sind in der Literatur unter Annahme von Inkompressibilität Querkontraktionszahlen von $\nu \approx 0,5$ genannt. Danach ergibt sich die einfache Umrechnungsvorschrift von $E^* \approx 3G^*$.

Ein geeignetes Verfahren für Approximationen der Frequenzgänge stellt die Koeffizientensuche mit der Evolutionsstrategie nach HERDY [3] dar. Diese Methode wurde um 1960 von RECHENBERG entwickelt und soll hier kurz erläutert werden: Der Algorithmus beginnt mit einem beliebigen Satz von Koeffizienten. Von diesem Satz wird eine zu Beginn der Optimierung festgelegte Zahl von Kopien erstellt, deren Koeffizienten nun nach festgelegtem Schema variiert werden. Am Ende des ersten Schrittes sind somit unterschiedliche Koeffizientensätze vorhanden, die nun mit der experimentellen Kurve verglichen und bewertet werden. Von dem besten Satz werden wiederum Kopien erstellt, die wieder variiert und selektiert werden. Durch diese Methode ist es möglich, sich sukzessive dem Optimum zu nähern und geeignetere Koeffizienten zu finden.

Ein entsprechendes Programmpaket VISCODATA von HERDY stand für diese Arbeit zur Verfügung. Es arbeitet nach der vorgestellten Evolutionsstrategie und benötigt als Eingangsgrößen lediglich experimentell ermittelte Werte für den Speichermodul E' über der Anregungsfrequenz ω .

Bild 2.6 zeigt das Ergebnis des Fitprozesses nach diesem Verfahren für das Material S6R. Es ist jeweils der Speicher- und Verlustmodul der Messung sowie die Approximation für ein Modell 1. Ordnung sowie 20. Ordnung dargestellt.

Ein Modell 1. Ordnung gibt die gemessenen Elastomereigenschaften nur qualitativ wieder. Der Glasübergang wird zwar auf der Frequenzachse richtig erfasst, jedoch ist diese Beschreibung für quantitative Betrachtungen nicht hinreichend, siehe **Bild 2.6** links. Das Modell 20. Ordnung bildet den Speichermodulverlauf bereits gut ab, siehe **Bild 2.6** rechts. Beim Verlustmodul zeigen sich Abweichungen im Bereich oberhalb von $\omega = 10^8$ 1/s. Dies ist jedoch für eine Simulation als unkritisch zu bewerten, da solch hohe Anregungsfrequenzen beispielsweise bei einer Oberfläche mit einer charakteristischen Wellenlänge von $\lambda = 0,1$ mm erst bei unrealistischen Gleitgeschwindigkeiten von etwa $v = 1600$ m/s erreicht werden.

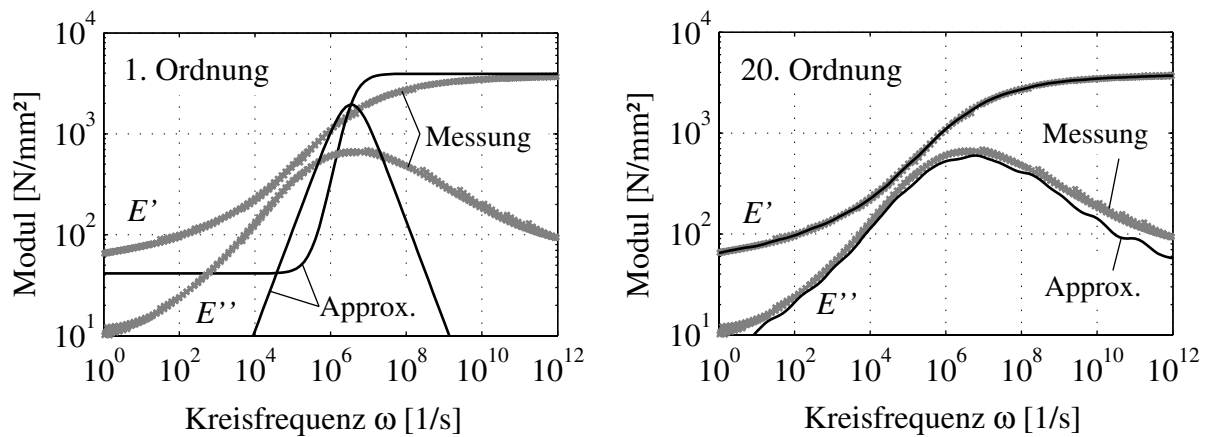


Bild 2.6: Approximation des Speicher- und Verlustmoduls für das Material S6R mit einem MAXWELL-Modell 1. Ordnung (links) und 20. Ordnung (rechts)

2.5 Einfluss der Temperatur

In den vorangegangenen Abschnitten wurde ausschließlich die Frequenz- sowie Geschwindigkeitsabhängigkeit der Elastomere betrachtet. Darüber hinaus ist ihre Temperaturabhängigkeit ein wichtiger Aspekt.

Bild 2.7 verdeutlicht das Verhalten des Verlustmoduls bei verschiedenen Temperaturen. Physikalisch kann das gezeigte Verhalten aus der leichteren Bewegungsmöglichkeit der Molekülketten bei höheren Temperaturen gedeutet werden. Die Polymerketten können bei hohen Temperaturen somit schneller den Gleichgewichtszustand herstellen. Wird das Material nun darüber hinaus mit sehr hohen Frequenzen angeregt, so ist die Zeit zur Einstellung nicht mehr gegeben. An dieser Stelle tritt der Glasübergang auf. Nach **Bild 2.7** gilt offensichtlich folgender Zusammenhang:

$$E''(\omega_0, T_0) = E''(\omega_1, T_1) = E''(\omega_2, T_2). \quad (2.20)$$

Werden die Frequenzen ω_1 und ω_2 als ein Vielfaches der Bezugsfrequenz ω_0 ausgedrückt, dann gilt

$$\omega_0 = a_{T1}\omega_1 = a_{T2}\omega_2. \quad (2.21)$$

Durch Logarithmieren von Gleichung 2.21 ergibt sich eine horizontale Verschiebung auf der logarithmischen Frequenzachse

$$\lg a_{T1} = \lg \omega_0 - \lg \omega_1, \quad \lg a_{T2} = \lg \omega_0 - \lg \omega_2. \quad (2.22)$$

Ein positiver Wert für $\lg a_T$ bedeutet eine Verschiebung der Kurve zu niedrigeren, ein negativer $\lg a_T$ -Wert dagegen zu höheren Frequenzen. WILLIAMS, LANDEL UND FERRY [82]

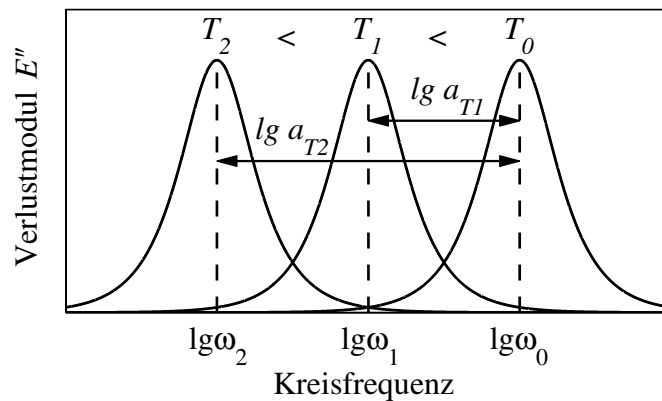


Bild 2.7: Verlustmodulverlauf bei Variation der Temperatur

geben für Elastomere eine empirische Gleichung für die Ermittlung der Verschiebungswerte a_T aus experimentellen Untersuchungen an, die bis heute Gültigkeit besitzt. Dabei werden die Konstanten C_1 und C_2 eingeführt, die jeweils für ein bestimmtes Elastomer gelten. Die beiden Konstanten können experimentell beispielsweise durch eine Approximation ermittelt werden und erlauben somit die Angabe des Verschiebungsfaktors a_T für beliebige Temperaturen T

$$\lg a_T = \frac{-C_1(T - T_{Ref})}{C_2 + (T - T_{Ref})}. \quad (2.23)$$

GROSCH [26] gibt eine Standardreferenztemperatur T_S an, die 50 K oberhalb der Glastemperatur T_G liegt. Bei Anwendung der WLF-Beziehung mit der Standardreferenztemperatur fallen die Maxima der Masterkurven vieler Elastomere eng zusammen. Grundsätzlich ist die Referenztemperatur T_{Ref} frei wählbar und wird oft auf Raumtemperatur festgelegt.

Die Glastemperatur wird üblicherweise nach dem folgenden Verfahren bestimmt: Die Gummiprobe wird während der gesamten Messung mit einer Verformungsfrequenz von $f = 1$ Hz dynamisch angeregt. Anschließend wird die Temperatur während der Analyse langsam in der Prüfkammer vom Minimalwert bis auf den Maximalwert erhöht. Oberhalb einer bestimmten Temperatur findet eine Erweichung des Materials statt. Gleichzeitig weist der Verlustmodul an dieser Stelle sein Maximum auf. Dieser Temperaturwert wird als Glastemperatur T_G bezeichnet. Die Anwendbarkeit der WLF-Beziehung liegt erfahrungsgemäß bei $T_G < T < T_G + 100$ °C.

Am DIK wurden für die beiden Gummimischungen S und S6R mit Hilfe der DMA Messungen in einem Temperaturbereich von -70 °C $< T < 90$ °C durchgeführt, um die Glastemperatur der Mischungen zu bestimmen, siehe **Bild 2.8** links.

Die Probe S6K ist hierbei eine Mischung mit 60 phr Kieselsäure und soll veranschaulichen, dass die Füllstoffe Ruß und Kieselsäure einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Glastemperatur haben. **Bild 2.8** rechts zeigt den gemessenen Verlauf für den Speichermodul der Mischung S6R bei unterschiedlichen Temperaturen. Der versuchstechnisch realisierbare Frequenzbereich lag bei $0,016$ Hz $< f < 16$ Hz.

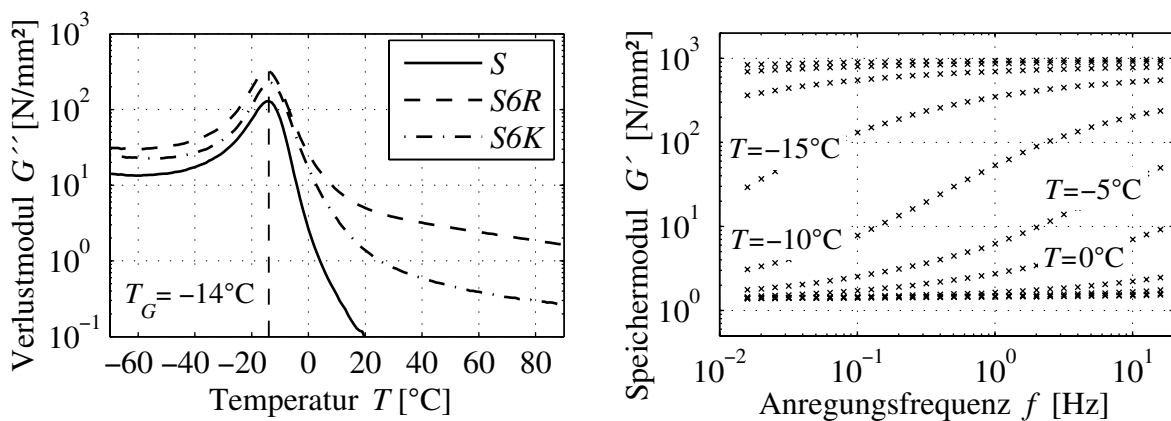


Bild 2.8: Verlustmodulverläufe der Mischungen S, S6R und S6K in Abhängigkeit der Temperatur (links) und Speichermodulverläufe des Materials S6R bei Variation der Temperatur (rechts) (Messung DIK)

Die bei den einzelnen Temperaturen ermittelten Modulverläufe lassen sich nun durch horizontale Verschiebung zu einer Gesamtkurve zusammensetzen. **Bild 2.9** zeigt die experimentell ermittelten notwendigen Verschiebungswerte a_T , mit denen sich eine stetige so genannte Masterkurve ergibt. Die durchgezogene Kurve veranschaulicht den durch die WLF-Gleichung 2.23 beschriebenen Verlauf für die Verschiebungsfaktoren.

Der Verschiebungsfaktorverlauf der ungefüllten Probe S folgt über einen weiten Temperaturbereich dem durch die WLF-Gleichung angenäherten Verlauf. Die Konstanten C_1 und C_2 für die gefüllte Probe S6R wurden hingegen so angepasst, dass die Temperaturen gut nachgebildet werden, die oberhalb der Raumtemperatur im Experiment auftreten. Somit ist es zulässig, auch für das gefüllte Material die WLF-Beziehung bei Temperaturen über $T \approx 10^{\circ}\text{C}$ anzuwenden. Auch hier bestätigt sich die allgemeine Erfahrung, dass die WLF-Beziehung lediglich oberhalb der Glasübergangstemperatur anwendbar ist.

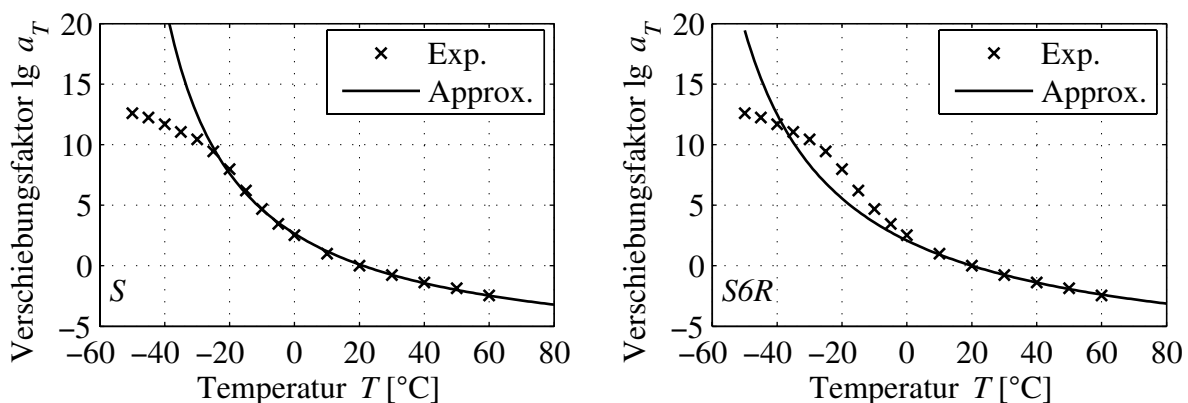


Bild 2.9: Experimentell ermittelte und approximierte $\lg a_T$ -Werte des Materials S (links) und des Materials S6R (rechts). Ermittelte Werte des Materials S sind $C_1 = 7,71$ und $C_2 = 82,68^{\circ}\text{C}$ bei $T_{Ref} = 21,1^{\circ}\text{C}$. Ermittelte Werte des Materials S6R sind $C_1 = 8,33$ und $C_2 = 100,00^{\circ}\text{C}$ bei $T_{Ref} = 20,0^{\circ}\text{C}$.

3 Experimentelle Einrichtungen

Für die experimentellen Untersuchungen wurden drei unterschiedliche Versuchseinrichtungen entwickelt, erweitert und betrieben. Hierzu zählen ein Tribometerprüfstand, ein Dichtungsprüfstand und ein mobiler Messroboter. Der Tribometerprüfstand, vornehmlich zur Reibwert- und Schwingungsuntersuchung an Klotzproben, wurde erweitert und auf die entsprechenden Anwendungswünsche umgerüstet. Der Dichtungsprüfstand ist zur Untersuchung von axial bewegten Elastomerdichtungen konzipiert und aufgebaut worden. Er ermöglicht die Reibkraftmessung und Schwingungsdetektion während stationärer und instationärer Linearbewegungen des Gegenkörpers der Dichtung. Zudem wurde in Zusammenarbeit mit dem MECHATRONIK-ZENTRUM HANNOVER und im Auftrag der CONTINENTAL AG das REIBMOBIL – ein autonomer Messroboter – entwickelt. Dieser Roboter ermöglicht die Ermittlung von stationären Reibwertkennfeldern auf Straßenoberflächen in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit und der Flächenpressung.

3.1 Tribometerprüfstand

Einige der im weiteren Verlauf der Arbeit diskutierten experimentellen Untersuchungen wurden am Tribometerprüfstand durchgeführt, siehe **Bild 3.1**. Der Prüfstand ermöglicht die experimentelle Bestimmung von Reibkräften in Abhängigkeit der Relativgeschwin-

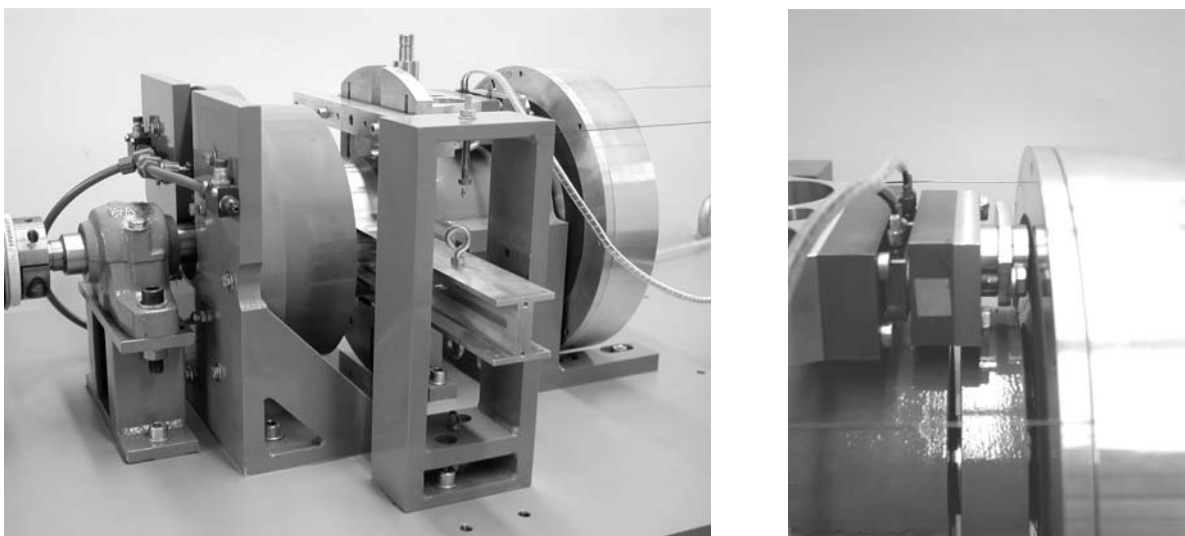


Bild 3.1: Tribometerprüfstand (links); Detailansicht mit Reibkontakt (rechts)

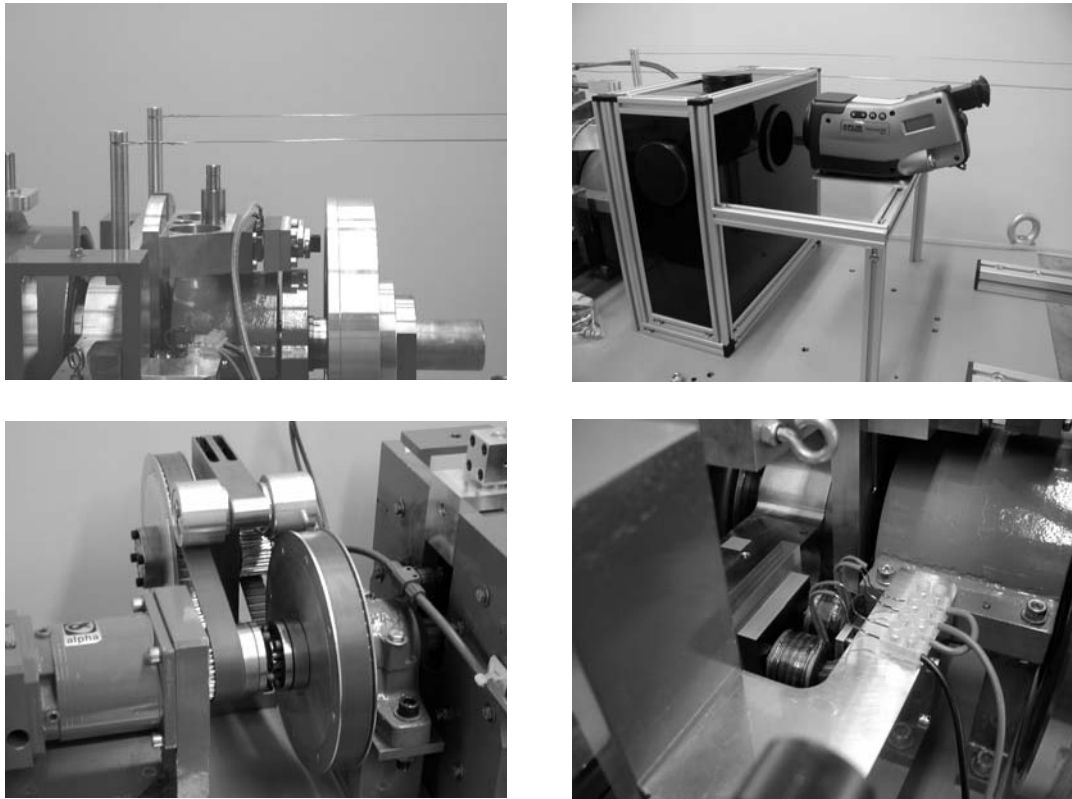


Bild 3.2: Tribometerprüfstand mit Klotzprobe (oben links); Thermographiekamera und Temperaturkammer (oben rechts); Zahnriementrieb mit großer Übersetzung zum Ermöglichen von großen Geschwindigkeitsbereichen (unten links); Magnetaktor zum Modulieren der Anpresskräfte (unten rechts)

digkeit, der Flächenpressung und der Temperatur mit unterschiedlichen Kontaktpaarungen. Weiter kann die Probenaufnahme zu einem Rotationspendel umgebaut werden, wodurch modellhaft Stick-Slip-Effekte erzeugt werden können. An den Stick-Slip-Schwingungen wurden Tilgungsmaßnahmen erarbeitet und erprobt, auf die in dieser Arbeit jedoch nicht detaillierter eingegangen wird, siehe hierzu POPP ET AL. [66, 67, 68, 69].

Die Reibscheibe wird über die Prüfstandswelle von einem Servomotor angetrieben, wodurch die angepresste Gummiprobe mit definierter Relativgeschwindigkeit reibt, siehe **Bild 3.2** oben links. Hierbei überträgt ein spielarmes Planetengetriebe Drehzahl und Drehmoment mittels einer Ausgleichkupplung auf die Antriebswelle. Der Geschwindigkeitsbereich kann durch die Zuschaltung eines Vorgelegeriementriebes, siehe **Bild 3.2** unten links, auf einen Reibgeschwindigkeitsbereich zwischen Probekörper und Reibscheibe von $0,1 \text{ mm/s} \leq v \leq 3000 \text{ mm/s}$ erweitert werden. Die Reibscheibe besitzt einen Reibspurradius von $r_S = 100 \text{ mm}$.

Auf der Antriebswelle ist die Trägerscheibe für den zu untersuchenden Reibbelag mit Hilfe einer Hydrospannbuchse montiert, die den schnellen Wechsel ermöglicht, siehe **Bild 3.3**. Typische Reibbeläge für Elastomeruntersuchungen sind Korundgewebe in verschiedenen Körnungen, Glas, Aluminium oder Stahl, siehe **Bild 3.4**.

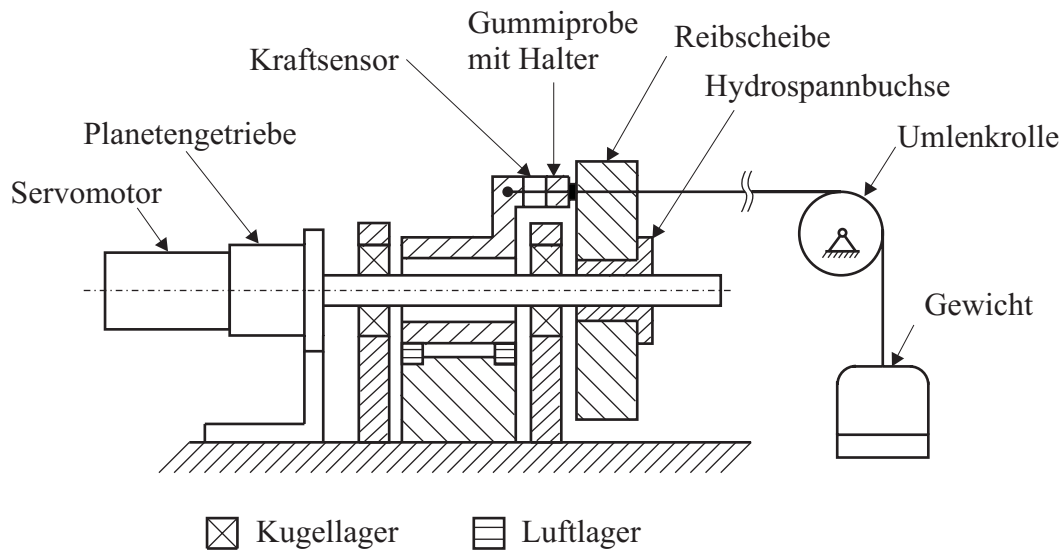


Bild 3.3: Prinzipskizze des Tribometerprüfstands

Die Aufnahme für den Probenhalter ist reibungsfrei durch Axialluftlager translatorisch und rotatorisch um die Antriebsachse gelagert. Der Drehfreiheitsgrad, in dessen Richtung das System schwingungsfähig ist, kann im Tribometerbetrieb durch eine Pendelstütze gesperrt werden. Die Anpresskraft der Gummiprobe normal zur Reibscheibenoberfläche von bis zu $F_N = 200\text{ N}$ wird entweder über Spannseile, Umlenkrollen und Gewichte oder eine regelbare Magnetkraft, siehe **Bild 3.2** unten rechts, eingeleitet.

Die Kraftmessung erfolgt durch zwei Dreikomponenten-Piezosensoren mit entsprechenden Ladungsverstärkern, deren Anordnung eine gleichzeitige Kompensation des Biegemoments ermöglicht. Die Kraftsensoren sind im Kraftfluss unmittelbar hinter der Probenhalteraufnahme montiert. Die Aufnahme ermöglicht es, verschiedene Proben mittels spezifischer Probenhalter zu verwenden. Die Messsignale werden dem Rechner über eine A/D-Wandlerkarte zugeführt.

Für Untersuchungen zum Temperaturverhalten mit einer Thermographiekamera, siehe Kapitel 3.4, stehen spezielle Reibscheiben zur Verfügung, siehe **Bild 3.4**. Eine Variante

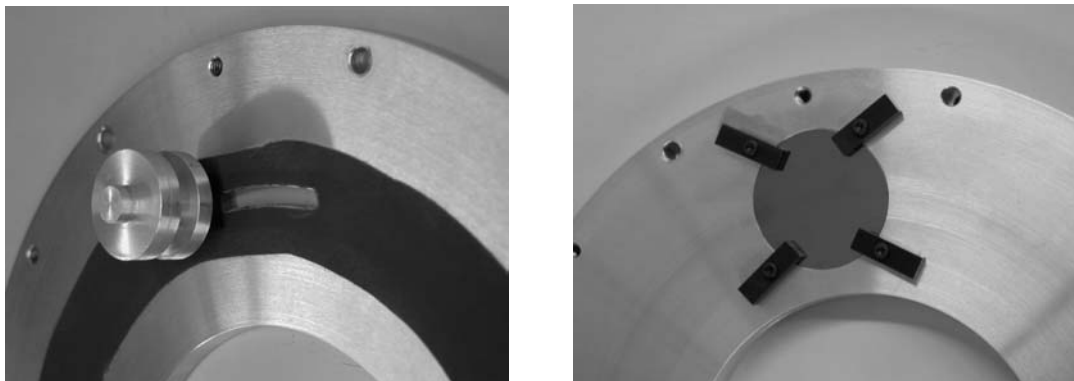


Bild 3.4: Korundreibscheibe mit Langloch und Probenhalter (links); Reibscheibe mit Germaniumfenster zur Ermittlung der Temperaturverteilung im Reibkontakt mittels Thermographiekamera (rechts)

enthält mittig in der Reibspur ein Langloch, durch das die Reibfläche der unmittelbar zuvor noch im Kontakt befindlichen Probe mit der Kamera betrachtet werden kann. So ist es möglich, die Temperaturverteilung in der Kontaktfläche der Probe aufzunehmen. Eine weitere Möglichkeit der Temperaturmessung während des Reibprozesses besteht anhand eines in eine Reibscheibe implementierten Germaniumfensters, das für Infrarotstrahlung im beobachteten Wellenlängenbereich durchlässig ist.

Für eine Variation der Umgebungstemperatur und zur Abschirmung der Thermographieaufnahmen vor Störeinstrahlung ist eine Temperaturkammer installiert worden. Sie umschließt Probenhalter, Probe und Reibscheibe und bietet zusätzlich verschiedene Zugänge für die Messausrüstung über verschließbare Öffnungen. Es können Temperaturen bis zu $T = 120\text{ °C}$ erreicht werden. **Bild 3.2** oben rechts zeigt die Kammer mit installierter Thermographiekamera.

3.2 Dichtungsprüfstand

Der Dichtungsprüfstand wurde zur Untersuchung von axial bewegten Dichtungen entwickelt und ermöglicht eine vertikale Linearbewegung des Antriebs- bzw. Montageschlittens, siehe **Bild 3.5**. Während des Betriebes wurde zumeist ein Rundbolzen in der untersuchten Pneumatikdichtung bewegt. Es können Reibkraftmessungen sowohl bei stationären als auch bei dynamischen Linearbewegungen durchgeführt werden. Eine weitere Anwendung an diesem Versuchsstand sind Zug- und Druckexperimente an Elastomeren.

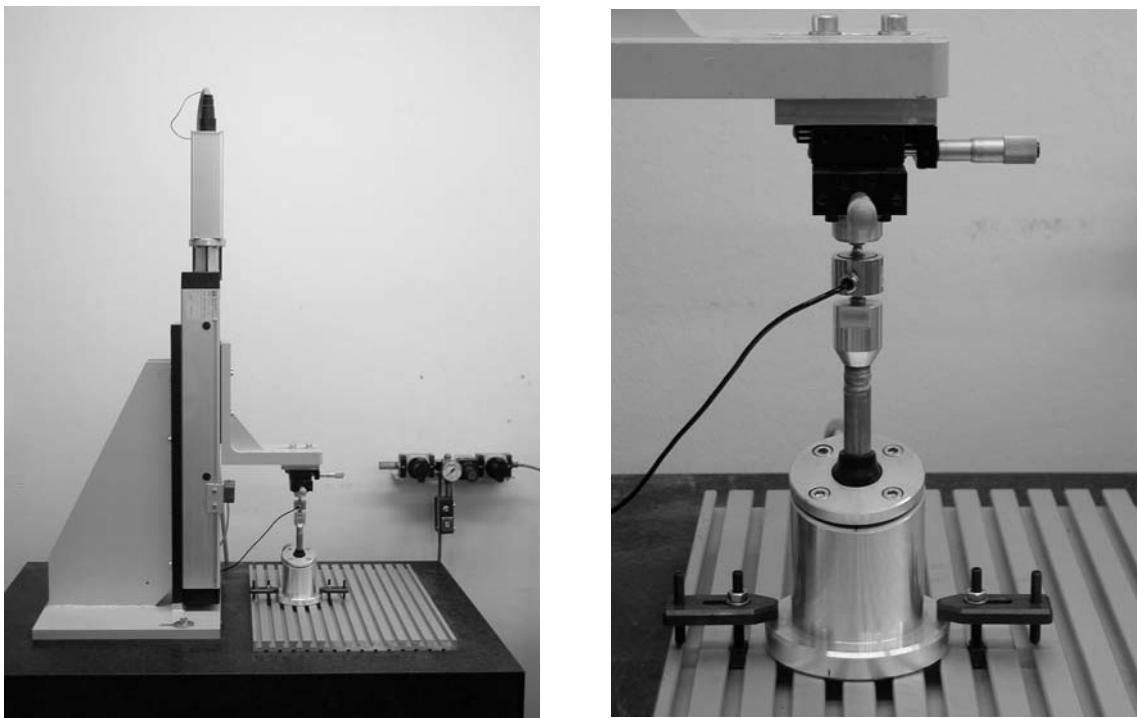


Bild 3.5: Gesamtansicht des Dichtungsprüfstands (links); Detailansicht des Prüfkörpers (rechts)

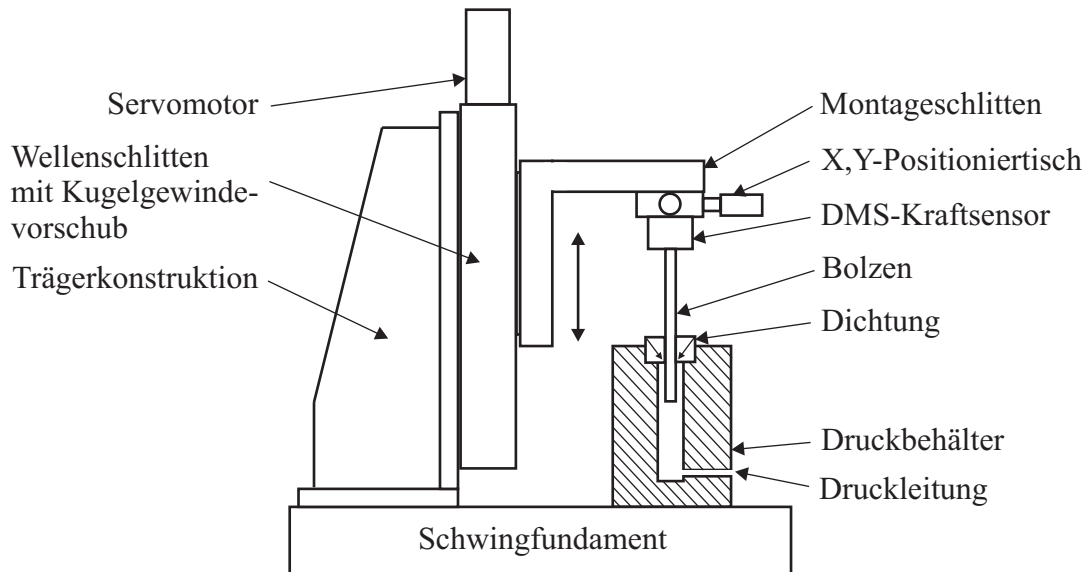


Bild 3.6: Prinzipskizze des Dichtungsprüfstands

Der Prüfstand besteht aus verschiedenen Komponenten, siehe **Bild 3.6**. Hervorzuheben ist die Modulbauweise des Prüfstandes und damit auch die Variabilität im Einsatz verschiedener Baugruppen. Auf einem Schwingfundament ist an einer Trägerkonstruktion in vertikaler Fahrriichtung ein Kugelgewindenvorschub montiert, der von einem Servomotor angetrieben wird. Die maximale Vorschubkraft beträgt $F_V = 900 \text{ N}$. Der nutzbare Fahrweg des Wellenschlittens beträgt $x_N = 320 \text{ mm}$. Der regelbare Geschwindigkeitsbereich reicht von $v = 0,0625 \text{ mm/s}$ bis $v = 125 \text{ mm/s}$. Es handelt sich um eine Linearbewegung, die in beiden Richtungen in sehr fein einstellbaren Geschwindigkeitsstufen und Zustellwegen wählbar ist. Der am Wellenschlitten der Spindel montierte Montage Schlitten bildet das Bindeglied zwischen Messaufnehmer und Linearführung. Unterhalb dieses Bauteils befindet sich zur exakten Positionierung des zu bewegenden Rundbolzens ein X,Y-Positioniertisch mit Mikrometereinstellmöglichkeit. Zwischen dem Positioniertisch und dem Bolzen – dem Reibpartner der Dichtung – befindet sich der Kraftsensor. Die Messung der Reibkraft in Bewegungsrichtung des Linearantriebs kann Zug- und Druckkräfte in Höhe von $-500 \text{ N} \leq F_S \leq 500 \text{ N}$ erfassen. Bei Kraftmessungen mit diesem Sensor, der nach dem Dehnungsmessstreifenprinzip (DMS) arbeitet, sind auch Langzeitmessungen realisierbar. Zur Messung hochdynamischer Prozesse kann ein piezoelektrischer Kraftsensor eingesetzt werden. Die Kräfte, die vertikal auf den Bolzen wirken, werden direkt im Kraftfluss gemessen und stellen die wahre Reibkraft dar, solange keine Beschleunigungskräfte wirken, d. h. bei stationären Messungen. Bei instationären Messungen müssen die Beschleunigungskräfte rechnerisch kompensiert werden.

Von großer Bedeutung sind die Bewegungen der Dichtlippe der Pneumatikdichtung. Zu deren Messung steht ein Laservibrometer zur Verfügung, das die Geschwindigkeit mittels eines an der Dichtlippe reflektierten Laserstrahls misst, siehe Kapitel 3.4. Über einen internen Integrator wird zusätzlich ein Signal für den zurückgelegten Weg der Dichtungsoberkante geliefert.

Der Differenzdruck zwischen den beiden von der Dichtlippe getrennten Druckräumen ist einstellbar und kann messtechnisch erfasst werden. Die Druckmessung erfolgt ebenfalls durch einen DMS-Sensor. Ein Differenzdruck Δp im Dichtungssystem muss allerdings bei der Reibkraftmessung berücksichtigt werden: $F_R = F_S - \Delta p \pi D_B^2 / 4$. Hierbei beschreibt F_S die am Kraftsensor gemessene Kraft und D_B den Bolzendurchmesser.

Die Regelung des Linearantriebs übernimmt ein Einachs-Servomotorcontroller, der über die serielle Schnittstelle mit dem Messrechner kommuniziert. Hierzu gehört eine Steuer- und Konfigurationssoftware. Auch hier werden die Messsignale dem Rechner über eine A/D-Wandlerkarte zugeführt.

3.3 Messroboter REIBMOBIL

Für experimentelle Untersuchungen des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes ist ein mobiler Messroboter entwickelt worden, um Reibwerte zwischen einem Gummimessrad und der Straßenoberfläche messtechnisch zu ermitteln, siehe BLUME ET AL. [10, 11] und LINDNER ET AL. [46]. Die Hauptanforderungen an das System sind eine autonome Arbeitsweise und Mobilität. Die experimentellen Ergebnisse mit diesem Messroboter – REIBMOBIL genannt – sollen Straßenoberflächen klassifizieren und beispielsweise den Einfluss des Gummimaterials, der Temperatur, der Feuchtigkeit, der Verschmutzung und des Abriebs auf den Reibwert zeigen.

Das Fahrzeug bewegt sich langsam während der Messung, und am Probenkörper wird über die Messraddrehzahl eine definierte Relativgeschwindigkeit zur Fahrbahnoberfläche eingestellt. Die Gummiprobe wird dabei mit geregelter Normalkraft gegen die Straßenoberfläche gepresst. Die resultierenden Kontaktkräfte werden aufgezeichnet, und zur Ermittlung eines Reibwertes werden Normal- und Tangentialkräfte ins Verhältnis gesetzt. Ergebnis einer Messung ist beispielsweise ein stationäres Reibwertkennfeld bei Variation der Relativgeschwindigkeit und der Flächenpressung im Kontakt von Gummirad und Straßenoberfläche.

Der mobile Roboter dient als Träger für die eigentliche Messeinrichtung, die Energieversorgung sowie den Computer. Das dreirädrige Fahrzeug ist modular aufgebaut. In einem Rahmen aus Aluminiumprofilen sind die Komponenten Antrieb, Lenkung, Energieversorgung, Prozessrechner, Netzwerkanbindung, Spritzwasserschutz und Messeinrichtung untergebracht.

Die Antriebe des mobilen Roboters dienen dem Vortrieb. Da keine zusätzliche Bremse vorgesehen ist, dienen sie gleichzeitig zum Abbremsen und zum Halten der Position. Dabei wirken die Antriebe der Reibkraft entgegen, die durch den Messprozess von der Straßenoberfläche auf den Probenkörper ausgeübt wird. Die Eigenschaften wie Höchstgeschwindigkeit und Antriebskraft werden über die Motorparameter, die Getriebeübersetzung und den Raddurchmesser festgelegt. Um vor allem bei niedrigen Fahrzeugge-



Bild 3.7: Messroboter REIBMOBIL

schwindigkeiten die Sollvorgaben präzise einhalten zu können, wurden hier schnell drehende Motoren in Kombination mit hochuntersetzenden Getrieben eingesetzt. Da die Geschwindigkeitsmessung über die Inkrementalgeber der Antriebsmotoren durch Schlupf und dynamische Effekte verfälscht wird, kann die Fahrgeschwindigkeit besser über das frei rollende Vorderrad gemessen werden. Zum autonomen Arbeiten wurde die Plattform mit entsprechenden Batterien als Energieversorgung ausgestattet.

Steuerung und Regelung des Messroboters sind zeitkritische Prozesse. Deshalb wird ein leistungsfähiger Prozessrechner mit dem Echtzeitbetriebssystem RTOS-UH eingesetzt, das am INSTITUT FÜR REGELUNGSTECHNIK an der Universität Hannover entwickelt wurde. Das genannte Betriebssystem ist lauffähig auf Prozessrechnern mit PowerPC-Architektur. Die Programmierung der Algorithmen erfolgte in der Echtzeithochsprache PEARL90. Der Prozessrechner wurde gemäß dem Industriestandard als VME-Bus-System aufgebaut.

Die Anbindung des Prozessrechners an seine Umgebung erfolgt standardmäßig über die auf dem CPU-Board integrierte Ethernet-Schnittstelle. Um einen besonderen Bedienerkomfort zu erreichen, sollte die mobile Messplattform möglichst unabhängig vom Bedienerterminal sein. Hierfür bot sich eine Anbindung über ein kabelloses Funknetzwerk an.

Das System ist gegen Einflüsse leichten Niederschlags und feuchter Straßenoberflächen geschützt. Hierfür dient ein umfassender Spritzwasserschutz aus Plexiglas und eine Unterbodenverkleidung. Die abnehmbare Abdeckhaube gewährt über ein verschließbares

Fenster Zugang zu den Bedienelementen. Die Messeinrichtung im hinteren Bereich der Plattform selbst ist verkleidet und wird zusätzlich gegen Niederschlag geschützt.

Bei der Messeinrichtung handelt es sich um den eigentlichen Kern des Messroboters, siehe **Bild 3.8**. Sie ist als abgeschlossenes System aufgebaut, das mit der mobilen Plattform über eine Steckverbindung und die mechanische Befestigung verbunden ist. An dieser Stelle sollen Aufbau, Aktorik und Sensorik der Messeinrichtung beschrieben werden.

Die Messeinrichtung ist klappbar in die mobile Plattform integriert. Sie kann somit aus einer Arbeitsposition in eine Serviceposition gebracht werden, siehe **Bild 3.9** links. Dies ermöglicht einen komfortableren Wechsel des Prüfkörpers und seine Inspektion. Der Aufbau setzt sich zusammen aus einem festen Rahmen und einem hierin linear geführten Schlitten. Es verbleibt eine freie Bewegungsrichtung senkrecht zur Messoberfläche.

Das Messrad wird mit einer aktiv geregelten Kraft F_N auf die Straßenoberfläche gepresst und mit einer geregelten Winkelgeschwindigkeit ω angetrieben. Der mobile Roboter bewegt sich dabei mit der Geschwindigkeit v_0 , wodurch sich eine Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = \omega r_R - v_0$ mit dem Radradius r_R einstellt. Durch die eingepprägten Größen F_N und v_{rel} ergibt sich über den Reibkontakt die zu messende Größe der Reibkraft F_R . Die Reibkraft und die Normalkraft werden über ein Kraft-Momenten-Messsystem gemessen und protokolliert. Bei den quasistationären Messungen sind zunächst alle einstellbaren Parameter wie Normalkraft, Fahrgeschwindigkeit und Messradwinkelgeschwindigkeit konstant zu halten. Eine Messung sollte mindestens so lange dauern, bis etwaige Einschwingvorgänge abgeschlossen sind.

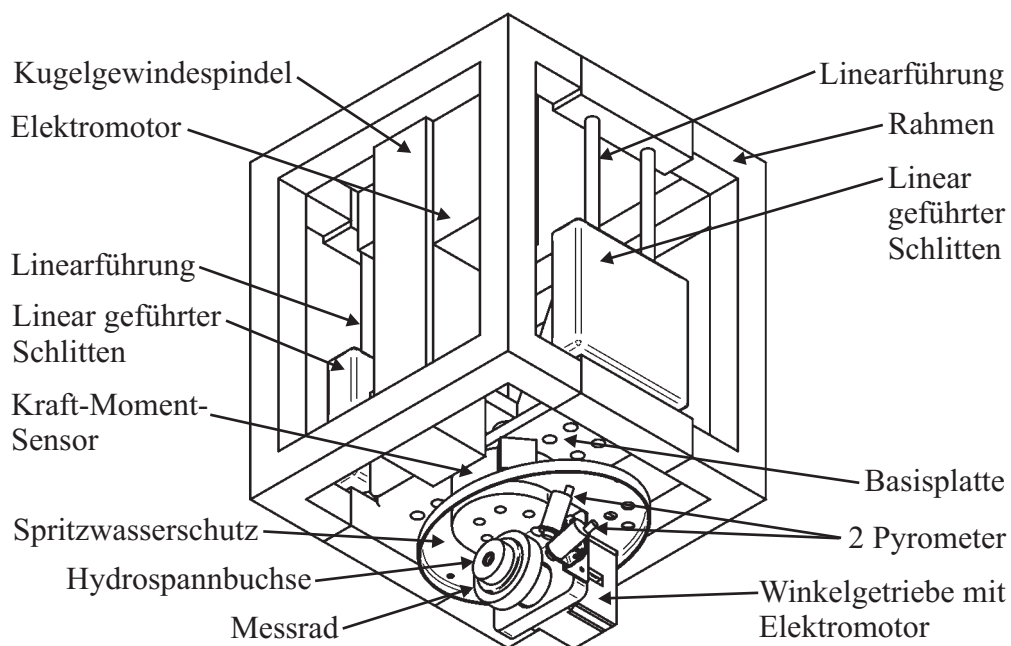


Bild 3.8: Skizze der Messeinrichtung des Messroboters

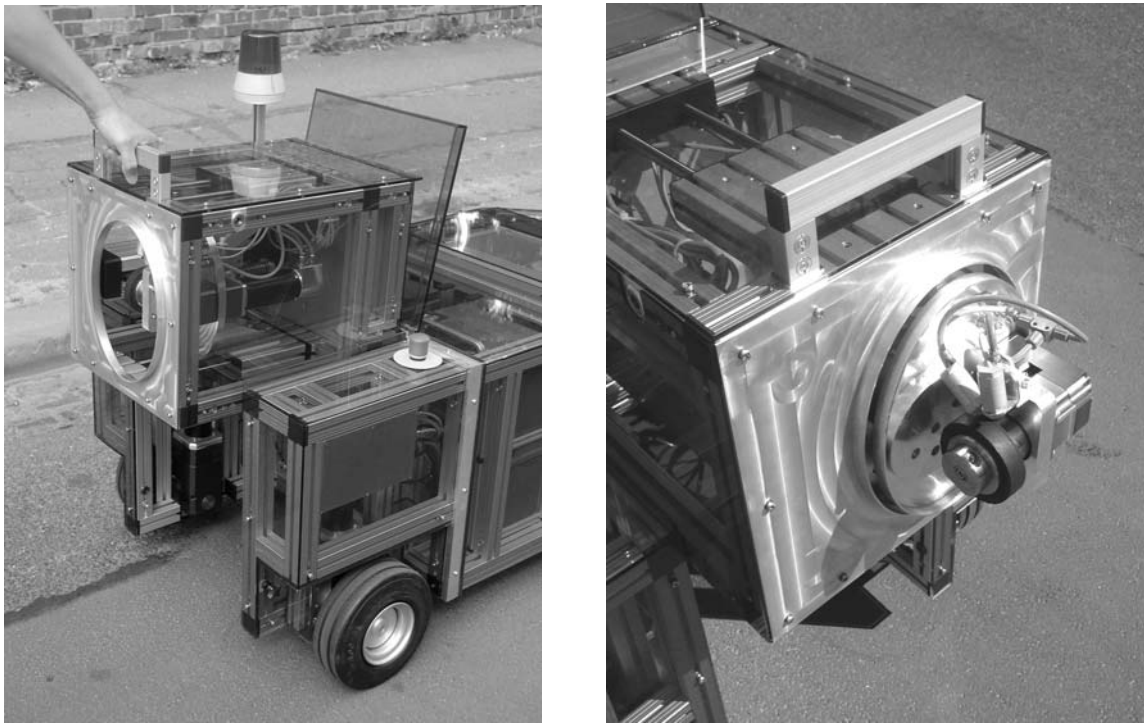


Bild 3.9: Heraufklappen der Messeinrichtung am REIBMOBIL (links) und Blick auf den Probenkörper, das Gummimessrad (rechts)

Der hier verwendete Prüfkörper – ein Messrad aus Gummi – wird aus einem bereits vorhandenen Prüfstandkonzept, dem GROSCH ABRADER [27], eingesetzt. Das Rad hat die Gestalt eines Hohlzylinders mit 80 mm Außendurchmesser, 35 mm Innendurchmesser und 18 mm Breite. Die Zusammensetzung der Gummimischung kann variiert werden. Das Messrad wird in einem Adapter montiert, der aus einer Hohlwelle mit zwei Bordscheiben besteht, zwischen die der Prüfkörper gepresst wird. So kann über die Bordscheiben ein Drehmoment auf den Prüfkörper übertragen werden.

Das im Adapter eingespannte Messrad ist mittels einer Hydrospannbuchse auf der Abtriebswelle eines Winkelgetriebes befestigt. Ein Elektromotor treibt über das Getriebe den Prüfkörper mit der vorgegebenen Drehzahl an. Diese Antriebseinheit ist komplett unterhalb des Kraft-Momenten-Sensors befestigt, so dass sämtliche ins Messrad eingeleiteten Kräfte und Momente detektiert und weiter in den Aufbau geleitet werden. Der linear geführte Aufbau oberhalb dieses Sensors wurde mit seinem verbleibenden Freiheitsgrad an einer Kugelgewindespindel festgesetzt. Diese Spindel wird über einen Elektromotor angetrieben, und die Messradeinheit kann somit vertikal in Richtung der Straßenoberfläche verfahren werden.

Beim Kraft-Momenten-Messsystem handelt es sich um einen integrierten Sensor, der gleichzeitig Kräfte und Momente in den drei Raumrichtungen messen kann. Der aus der Robotik stammende Sensor arbeitet nach dem Dehnungsmessstreifenprinzip. Er stellt zusätzliche Funktionen bezüglich der Koordinatentransformation und der Filterung zur

Verfügung. Das Sensorsystem dient der Messung der Normalkraft zum Zweck der Normalkraftregelung sowie der Ermittlung der Reibkraft, um den eigentlichen Reibwert berechnen zu können.

Schließlich werden Pyrometer eingesetzt, die die Temperatur der Straßenoberfläche hinter dem Reibkontakt und die Temperatur der Messradoberfläche im Auslauf aus der Kontaktzone überwachen. Diese Sensoren werden einerseits zur Messdatenerfassung, aber auch zur Messablaufsteuerung genutzt.

3.4 Ausstattung des Reiblators

Das Reiblabor des INSTITUTS FÜR DYNAMIK UND SCHWINGUNGEN ist zur Untersuchung von Reibungsphänomenen – neben dem Einsatz der genannten Versuchsstände – mit verschiedenen unterstützenden Messmöglichkeiten ausgestattet. Hierzu zählen unter anderem eine Thermographiekamera, ein Laservibrometer und ein Rauheitsnadelmessgerät.

Die Thermographiekamera dient der Temperaturuntersuchung von Elastomerreibprozessen. In dieser Arbeit betrifft dies die Detektion der Kontakttemperaturen bei Betrachtung durch die jeweilige Reibscheibe mit Langloch oder Germaniumfenster. Die Auflösung der Kamera beträgt 320×240 Pixel bei einer Bildfrequenz von 60 Hz und einer thermischen Empfindlichkeit von $0,08 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einer Temperatur von $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Das Laservibrometer mit zugehörigem Controller wird zur berührungslosen Messung der Oberflächenverschiebung und -geschwindigkeit von Bauteilen eingesetzt. In dieser Arbeit werden damit die Schwingungen von Profilklotzkanten und Dichtungslippen messtechnisch aufgenommen. Das Laservibrometer macht sich den Dopplereffekt zunutze. Es sind Absolut- oder Relativbewegungen berührungslos messbar. Mit einer Ausgangsleistung von weniger als 1 mW gilt für dieses Gerät die Qualifikation „sehr sicher“. Mit einer Abtastrate bis zu 100 kHz kann die Auflösung der Bewegungskordinate von $2 \text{ } \mu\text{m}/\text{V}$ bis $5120 \text{ } \mu\text{m}/\text{V}$ variiert und die Geschwindigkeitsauflösung von $1 \text{ mm}/\text{Vs}$ bis $1000 \text{ mm}/\text{Vs}$ verändert werden.

Das Rauheitsnadelmessgerät dient zur Oberflächenrauheitsbestimmung der Reibpartner von Gummiprobe. Die Oberfläche wird mit Hilfe einer Nadel abgetastet, und das Rauheitsprofil wird im Ascii-Format abgelegt. Es wird bei der Reibwertmodellierung in dieser Arbeit als Eingangsgröße verwendet. Die zu messenden Strecken können von 1,5 mm über 4,8 mm bis auf 15,0 mm gesteigert werden. Mit 2000 horizontalen Messpunkten ergeben sich die Stufen der horizontalen Auflösung zu $0,75 \text{ } \mu\text{m}$, $2,4 \text{ } \mu\text{m}$ und $7,5 \text{ } \mu\text{m}$. Der maximale vertikale Hub beträgt $160 \text{ } \mu\text{m}$ bei einer vertikalen Auflösung von $0,01 \text{ } \mu\text{m}$.

4 Lokale stationäre Reibwertbetrachtung

Dieses Kapitel befasst sich mit stationären Reibwerten von Elastomeren. Nachdem der Stand des Wissens zu diesem Thema dargestellt wurde, werden eigene Messungen vorgestellt, wobei Messmethoden und gemessene Kennfelder gezeigt werden. Außerdem wird eine Modellierung der Hysterese Komponente und ebenfalls eine Modellierung der Adhäsionskomponente vorgestellt, an die sich jeweils eine Simulation anschließt. Abschließend wird ein Vergleich zwischen Experiment und Simulation durchgeführt.

4.1 Stand des Wissens zur Reibung an Elastomeren

Auf dem Forschungsgebiet der Elastomerreibung sind seit Jahren umfangreiche Arbeiten durchgeführt worden. In den folgenden Grundlagen wird schwerpunktmäßig auf einige dieser Arbeiten eingegangen. Literaturzusammenfassungen zur Geschichte der Gummireibung sind mehrfach beispielsweise in KUMMER UND MEYER [41], RIEGER [73], GEYER [22] und BACHMANN [6] enthalten.

4.1.1 Vereinheitlichte Gummireibungstheorie nach KUMMER UND MEYER

KUMMER UND MEYER äußern sich in ihrer Arbeit [42] wie folgt:

„... kann man nur ... hoffen, den Reibschluß zwischen Reifen und Fahrbahn erklären zu können, wenn man das Reibungsverhalten von Gummi im allgemeinen versteht. Solches Verständnis erfordert einige Einsicht in die verschiedenen Vorgänge, die letztlich für die Existenz der Reibung verantwortlich sind.“

Sie beschreiben die Phänomene zur Gummireibung folgendermaßen: Nach **Bild 4.1** gleitet ein Gummiblock oder ein Reifenelement mit annähernd konstanter Flächenpressung über eine raue Oberfläche. Die Gesamtreibkraft ergibt sich hier bei abriebfreiem Vorgang aus der Summe der Adhäsions- und Hysterese Komponente. Die Adhäsions-

reibkraft resultiert näherungsweise aus dem Produkt der wirkenden Schubspannungen und der effektiven Kontaktfläche. Die Hysteresereibkraft basiert auf Dämpfungsverlusten im Gummimaterial, die während des Gleitens über raue Oberflächen aufgrund von ständig wechselnden Verformungen entstehen. Reibexperimente zeigen hier eine Last-, Geschwindigkeits- und Temperaturabhängigkeit der Gesamtreibkraft. Es ist nicht eindeutig, welche der Reibkomponenten für die verschiedenen Abhängigkeiten der Gesamtreibkraft verantwortlich sind. Somit war eine getrennte Betrachtung im Experiment gefordert. Es konnte schon an ersten einfachen Versuchen gezeigt werden, dass die Hystereseeffekte auf rauhen geschmierten Oberflächen dominieren. Adhäsionseffekte treten verstärkt auf, wenn die Gummiprobe über eine makroskopisch glatte Fläche mit hohem effektiven Kontaktflächenanteil gleitet, siehe KUMMER UND MEYER [42, 43, 51].

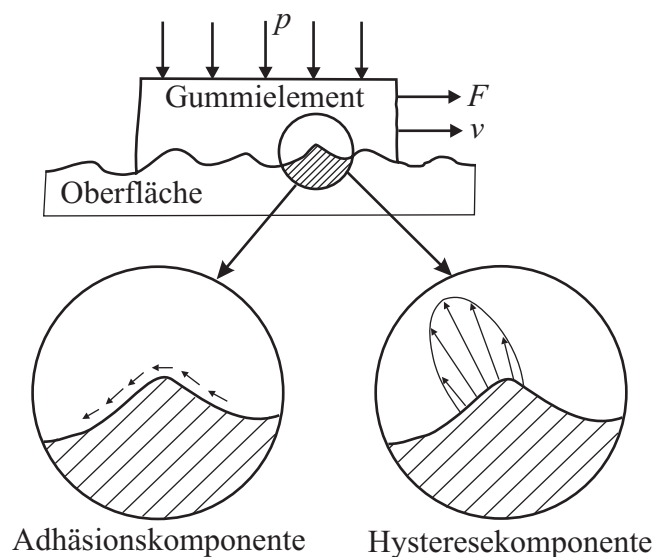


Bild 4.1: Mechanismus der Gummireibung an Einzelkomponenten nach MEYER [51]

Adhäsionsexperimente auf sehr glatten Glasflächen zeigen Reibphänomene, die den klassischen Reibungsgesetzen widersprechen. Der Adhäsionskoeffizient ist beispielsweise bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten klein. Bei Steigerung der Geschwindigkeit ergibt sich ein Maximum und ein späterer Abfall, bei dem Instabilitätserscheinungen wie Quietschen an der Probe auftreten. Diese Kurve verschiebt sich bei höheren Temperaturen zu höheren Gleitgeschwindigkeiten. Der Adhäsionsanteil hat folglich viskoelastische Eigenschaften. Eine Erklärung für dieses Verhalten ergibt sich aus den Kettenmolekülen des Gummis direkt im Kontakt, die mit den Atomen der Gleitfläche interagieren. Beim Gleiten erfolgt ein ständiges Dehnen, Zerreißen und Neubilden dieser intermolekularen Bindungen. Bei diesem Vorgang wird Energie aufgrund der Dämpfungsverluste im Gummi dissipiert. Es ist nachweisbar, dass der Adhäsionskoeffizient proportional zum Verlustmodul und proportional zum Kehrwert der Belastung ist. Da der Verlustmodul viskoelastischer Materialien frequenz- und temperaturabhängig ist, besteht eine Abhängigkeit der Adhäsionskomponente von der Gleitgeschwindigkeit und Temperatur, siehe KUMMER UND MEYER [42, 43, 51].

Die Effekte der Hysteresereibung zeigen bei kleiner Gleitgeschwindigkeit eine nahezu symmetrische Druckverteilung im Gummi oberhalb des Asperiten. Sie wird durch den viskoelastischen Charakter des Materials bei höherer Gleitgeschwindigkeit unsymmetrischer. Dieser Vorgang ist zeit- und somit geschwindigkeitsabhängig. Der Hysterese-Koeffizient ist ebenfalls proportional zu den Dämpfungsverlusten im Gummi. Er ist bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten nahezu geschwindigkeitsunabhängig. Seinen Maximalwert erreicht er erst bei sehr hohen Gleitgeschwindigkeiten. Auch hier führt die Frequenz- und Temperaturabhängigkeit des Verlustmoduls zur Geschwindigkeits- und Temperaturabhängigkeit des Hysterese-Koeffizienten, siehe KUMMER UND MEYER [42, 43, 51].

4.1.2 Ergebnisse von GROSCH

In seinen Experimenten konnte GROSCH zeigen, dass sich die Reibwertkurven auf rauhen und makroskopisch glatten Oberflächen (Korund und Glas) stark unterscheiden, indem sie das Reibwertmaximum bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufweisen und sich die Kurvenformen deutlich voneinander abheben. Er führt diese Ergebnisse auf zwei unterschiedliche Mechanismen der Gummireibung zurück. Dies sind zum einen die Adhäsion und zum anderen die Energieverluste, die bei der Deformation des Gummis durch die Asperiten der Oberfläche entstehen. Darüber hinaus wurden Reibexperimente in einem weiten Temperaturbereich (-58 °C bis 90 °C) unternommen. Hierdurch konnte erstmalig die Gültigkeit der WLF-Beziehung [82] für die Gummireibung bestätigt werden, indem die Reibwertkurven von unterschiedlichen Temperaturen zu einer so genannten Masterkurve zusammengesetzt wurden. Somit wurde der viskoelastische Charakter der beiden Reibmechanismen aufgezeigt. Bei Gleitgeschwindigkeiten von einigen Zentimetern pro Sekunde zeigt sich eine nennenswerte reibungsbedingte Erwärmung der Kontaktfläche, was die Interpretation der Ergebnisse erschwert. Aus den Untersuchungen geht allgemein hervor, dass es einen direkten Zusammenhang zwischen der Gleitreibung des Gummis und seinen viskoelastischen Eigenschaften gibt, siehe GROSCH [24, 25, 26, 27, 28].

4.1.3 Ansätze von RIEGER

RIEGER [73] entwickelte ein Modell zur Adhäsionskraft. Er betrachtet dabei einen kleinen Vernetzungspunkt innerhalb einer Molekülkette, der mit anderen Vernetzungspunkten verbunden ist. Auf einer ebenen Kristallfläche sei ein sinusförmiges Kraftfeld vorhanden. Der Vernetzungspunkt wird über dieses Kraftfeld gezogen. Dabei nimmt er wechselnde Gleichgewichtslagen ein. RIEGER führt anschließend eine Analyse der unterschiedlichen Gleichgewichtslagen durch. Bei der Betrachtung der auf das Vernetzungssegment wirkenden Kräfte ergibt sich die Reibkraft. Die resultierende Reibkraftabhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit zeigt eine Kurvenform mit einem Maximum.

Zur Ermittlung des qualitativen Hystereseverlaufes verwendet RIEGER ein modifiziertes Modell von KUMMER [41]. Bei Vernachlässigung der Adhäsionseinflüsse werden mit einem KELVIN-VOIGT-Element die Dämpfungsverluste erfasst. Es wird die im Dämpfer pro Wellenlänge dissipierte Energie beim Gleiten über eine sinusförmige Oberfläche berechnet. Dabei wird eine kritische Geschwindigkeit detektiert, bei der das Element dem Kurvenverlauf nicht mehr folgen kann und abhebt. Aufgrund dieses Abhebens sinkt der Reibkraftverlauf ab, was zur Ausprägung eines Maximums führt. Dies ist aufgrund der viskoelastischen Eigenschaft des Hysterese Mechanismus zu erwarten. RIEGER beschreibt eine Zunahme der mittleren Belastung des Elementes bei steigender Geschwindigkeit. Der Integralwert aller Einzelementbelastungen an der Gummiprobe sei konstant, somit verzichtet RIEGER auf eine starre Führung seines Elementes. Diese Vorgehensweise zur Ermittlung des Hystereseverlaufes wird prinzipiell ähnlich in der vorliegenden Arbeit genutzt.

4.1.4 Gummireibung nach KLÜPPEL UND HEINRICH

Die Arbeiten von KLÜPPEL UND HEINRICH [37] und KLÜPPEL ET AL. [38] liefern die Ansätze für die in dieser Arbeit vorgestellte Hysterese Modellierung. Aus diesem Grund wird hier kurz das Vorgehen der Modellierung der Hysterese Reibung von KLÜPPEL UND HEINRICH vorgestellt. Diese Betrachtung der Reibphysik im Frequenzbereich unterscheidet sich aber grundsätzlich von der Zeitbereich-Modellierung in dieser Arbeit.

KLÜPPEL UND HEINRICH nehmen bei ihrer Reibwertmodellierung die Straßenoberfläche in bestimmten Grenzen als selbstaffin an, d.h. bei einer Vergrößerung des Betrachtungsmaßstabes wiederholen sich charakteristische geometrische Strukturen fortlaufend. Es wird gezeigt, dass diese Voraussetzung für die relevanten Längenskalen des Reifenreibungsprozesses in guter Näherung erfüllt ist. Die Oberfläche kann somit durch drei fraktale Deskriptoren beschrieben werden, die aus der Höhendifferenzkorrelation des Rauheitsschriebes gewonnen werden können. Dies sind die horizontale und vertikale Korrelationslänge sowie die fraktale Dimension. Das Längenskalenintervall, welches das Gummi während des Gleitens anregt, wird durch eine untere und obere so genannte Cut-off-Länge festgelegt. Die untere Cut-off-Länge ist dabei stets größer als die kleinste Wellenlänge der Rauheit. Der Hysterese Reibwert wird im Ansatz von KLÜPPEL UND HEINRICH über die im Material dissipierte Energie bestimmt, die aus der Verformung durch die Rauheit resultiert. Die Berechnung erfolgt im Frequenzbereich, indem das Produkt aus Verlustmodul des Gummis und der spektralen Leistungsdichte der Oberfläche sowie der Anregungsfrequenz über dem Intervall der beiden Cut-off-Längen integriert wird. Weiterhin wird das Gummivolumen berücksichtigt, welches durch den Reibprozess dynamisch angeregt wird. Dieses ist über dem Frequenzbereich der Anregung nicht konstant.

4.1.5 Gummireibung nach PERSSON

Das Konzept von PERSSON [61, 62, 63] zur Hysteresereibung ist im Grundsatz vergleichbar der Theorie von KLÜPPEL UND HEINRICH. Voraussetzung zur Anwendung der Theorie ist auch hier eine Selbstaffinität der Reiboberfläche. Sie wird ebenfalls über die Deskriptoren (horizontale und vertikale Korrelationslänge sowie fraktale Dimension) beschrieben. PERSSON berücksichtigt die Anregung durch die Rauheit über das Leistungsspektrum der gesamten rauen Oberfläche, d.h. im Gegensatz zur Theorie von KLÜPPEL UND HEINRICH wird ein flächiger Kontakt modelliert. Wegen der Selbstaffinität ist die Größe der wahren Kontaktfläche vom Vergrößerungsfaktor abhängig. Je größer er gewählt wird, desto kleiner ist die Anzahl der Kontaktstellen. Der Vergrößerungsfaktor ist hierbei ein freier Parameter, der großen Einfluss auf die Lage der resultierenden Reibwertkurven hat.

Darüber hinaus wurde von PERSSON eine Theorie zur Modellierung von Adhäsionsreibung vorgestellt. Hierbei wird von einer Mikrorauheit im Nanometerbereich ausgegangen, welche der ursprünglichen Rauheit überlagert ist. In Abhängigkeit von Oberflächenenergie, Gleitgeschwindigkeit und Steifigkeit wird die Mikrorauheit unterschiedlich stark vom Gummi ausgefüllt. Dies führt zu einer zusätzlichen dynamischen Verformung des Elastomers und bewirkt die so genannte adhäsionsinduzierte Hysterese, siehe PERSSON [61, 62, 63].

4.1.6 Grundlagen der Gummireibung nach GEYER

Die folgenden Ausführungen wurden erstmals von GEYER [22] dargestellt, die sich bis heute allgemein durchgesetzt haben. Nach GEYER ergibt sich die Gesamtreibkraft des Gummis aus einer Summe verschiedener Einzelkomponenten. Diese Komponenten der Reibkraft beruhen auf den unterschiedlichen Einzelmechanismen, die zusammen den Gesamteffekt der messbaren Reibkraft hervorrufen. Die Einzelkomponenten sind dabei aber keinesfalls unabhängig voneinander, sondern unterliegen Wechselwirkungen. Allerdings wird die Unterscheidung des jeweiligen Mechanismus der Energiedissipation davon nicht berührt, siehe GEYER [22]. Die Aufgliederung der Einzelkomponenten hat sich in Anlehnung an KUMMER herausgebildet. Im allgemeinen Fall gilt:

$$F_{\text{Gesamt}} = F_{\text{Adhäsion}} + F_{\text{Hysterese}} + F_{\text{Viskos}} + F_{\text{Kohäsion}}. \quad (4.1)$$

Nach GEYER wird das Zusammenwirken der Einzelkomponenten folgendermaßen beschrieben: Den Hauptanteil der Reibkraft stellt in den meisten Fällen die auf molekulare Anziehungskräfte zurückzuführende Adhäsionskomponente dar. Die Hysterese Komponente entsteht auf rauen Unterlagen durch innere Dämpfungsverluste. Bei trockenen Randbedingungen dominiert jedoch meist die Adhäsionskomponente. Beim Auftreten von Flüssigkeit im Reibkontakt wird der von den viskoelastischen Eigenschaften des

Gummis und von der Reibgeschwindigkeit abhängige Hystereseverlust kaum geändert, während der Adhäsionsreibkraftanteil stark absinkt, siehe GEYER [22].

Aufgrund der verschiedenen Einzelmechanismen wird die Untergliederung der Gesamtreibkraft in Gleichung 4.1 gewonnen, die als Superposition die messbare Reibkraft bewirkt.

4.1.7 Einzelkomponenten der Gummireibung

Im Folgenden wird eine eigene Begriffsdefinition der Einzelkomponenten der Gummireibung dargestellt. Sie gilt als Zusammenfassung der für die vorliegende Arbeit wichtigen Grundlagen:

- **Adhäsionskomponente:** Durch den unmittelbaren Kontakt von Gummi mit dem Reibpartner entstehen intermolekulare Anziehungskräfte. Die Molekülketten des Gummis werden während des Gleitvorgangs so lange gedehnt, bis die Bindung zur Gleitfläche schließlich abreißt und sich die Kette wieder entspannt. Dabei ist jede Kettenbewegung mit Dämpfungsverlusten verbunden. Das Abreißen der Bindung benötigt zusätzliche Energie, so dass eine Widerstandskraft hervorgerufen wird. Die Adhäsionskomponente bildet bei glatten und ebenen Flächen unter trockenen Bedingungen den dominierenden Anteil an der Gesamtreibkraft. Sie kann durch Aufbringen von geeigneten Lubrikanten weitgehend unterdrückt werden.
- **Hysteresekomponente:** Gummi besitzt eine innere Materialdämpfung, so dass bei von außen eingprägter Deformation während des Gleitens über raue Oberflächen lediglich ein Teil der aufgewendeten Arbeit zurückgewonnen werden kann. Die dissipierte Energie äußert sich in einer Reibkraft. Diese Eigenschaft lässt sich durch ein viskoelastisches Stoffgesetz annähern, wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit gezeigt wird. Über der Relativgeschwindigkeit weist die dissipierte Energie ein charakteristisches Maximum auf. Hysteresereibung stellt bei nassen, rauen Oberflächen die bestimmende Komponente an der Gesamtreibkraft dar. Die physikalischen Eigenschaften des Elastomers, die Rauheit der Gleitoberflächen, die Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit und die Temperatur sind wesentliche Einflussparameter auf die Hysteresereibkraft.
- **Viskose Reibung:** Viskose Reibung tritt auf, wenn ein flüssiges Medium zwischen den Reibpartnern wirkt. Durch die Viskosität der Flüssigkeit baut sich beim Gleitvorgang durch Scherung eine Reibkraft auf. Im Extremfall schwimmt das Gummi vollständig auf, und die Gesamtreibkraft ist identisch mit der viskosen Reibkraftkomponente.
- **Kohäsionskomponente:** Treten bei einem Reibungsvorgang Risse oder Ablösungen am Gummi auf, so muss dem System zur Schaffung dieser neuen Oberflächen zusätzliche Energie zugeführt werden. Dieser Energieaufwand bewirkt die Kohäsionsreibkraft.

- **Gemeinsames Auftreten der Reibkraftanteile:** Ohne viskose Zwischenschicht im Reibkontakt treten sowohl Hysterese- als auch Adhäsionsanteile der Reibkraft uneingeschränkt auf. Bei geschmierten Reibungsprozessen kommt auch dem viskosen Anteil der Reibung Bedeutung zu. Dies beeinflusst die anderen Anteile, da die effektive Kontaktfläche abnimmt, in der Adhäsions- und Hysteresevorgänge auftreten. Wenn die Reibpaarung vollständig durch einen Schmierfilm voneinander getrennt ist, tritt ausschließlich eine viskose Reibkraft auf. Eine Rückrechnung auf die einzelnen Anteile der Gesamtreibkraft ist wegen der komplexen Wechselwirkungen nicht ohne weiteres möglich, siehe GEYER [22].

4.2 Messungen von stationären Reibwerten

Die Untersuchung der lokalen Reibeigenschaften dient zum einen dem besseren Verständnis des Reibprozesses, zum anderen können lokale Reibwerte als Eingangsgrößen für globale Modelle dienen. Viele Schwingungsphänomene der später dargestellten Elastomerbauteile sind reibungsinduziert. Dabei ist die Reibwertcharakteristik maßgebend für eine mögliche Instabilität der Bewegung des Schwingersystems, hier des Profilklotzes oder der Dichtungslippe. Bei konstanten Normalkraftverhältnissen kann auch die Reibkraftcharakteristik Aufschluss über die Entstehung von Schwingungsphänomenen geben.

4.2.1 Messmethoden

Es wird in dieser Arbeit zwischen lokalem und globalem Reibverhalten unterschieden. Unter lokalem Verhalten wird der Reibprozess bei konstanten Reibparametern in der Kontaktfläche verstanden. Hier sind die Relativgeschwindigkeit, die Flächenpressung, die Temperatur oder auch der Reibwert zu nennen.

Im Experiment am Tribometerprüfstand wird dies durch eine 2 mm starke Probe mit 10 mm Kreisdurchmesser und abgerundeten Kanten erreicht. Am Dichtungsprüfstand wird die Dichtlippe einer Dichtung bei konstanten Reibparametern untersucht. Reibwertmessungen am REIBMOBIL werden insofern als lokal angesehen, als dass bei Untersuchungen der Reifenreibung die verwendete Probengröße relativ klein zur gesamten Aufstandsfläche des Reifens ist. Zudem ermöglicht die Konstruktion des Messrades anhand eines weichen Unterbaus einen annähernd konstanten Verlauf der Flächenpressung im Kontakt. Die Versuchsparameter sind somit bei hohem Schlupf nahezu konstant.

Ein globales Verhalten ist dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb der Probenoberfläche eine örtliche und zeitliche Variation der Reibparameter existiert. Experimentell wird dies im weiteren Verlauf am Beispiel Profilklotz untersucht.

Die lokalen stationären Einzelmessungen geben Aufschluss über die Größe des entsprechenden Reibwertes bei den gewählten Versuchsparametern. Ziel dieser Untersuchungen ist es, die Abhängigkeit des lokalen Reibwertes von den Parametern Relativgeschwindigkeit im Kontakt, Flächenpressung oder Umgebungstemperatur zu erhalten. Somit werden Reibwertkennfelder bestimmt, die den Einfluss der Versuchsparameter auf den lokalen Reibwert darstellen.

Mittels dieser Kennfelder kann am Beispiel des Profilklotzes anhand einer Diskretisierung der Kontaktzone jedem einzelnen Kontaktelement einer spezifischen Konfiguration ein lokaler Reibwert zugeordnet werden. Die Reibwertkennfelder als Ergebnis der REIBMOBIL-Messungen sollen dies in ähnlicher Weise für die diskretisierte Bodenaufstandsfläche des Reifens ermöglichen. Im Fall der Dichtung findet keine nach global und lokal getrennte Betrachtung der Kontaktzone statt. Hier wird die Gesamtreibkraft betrachtet, und die stationären Messungen lassen sich zu den gewünschten Reibkraftcharakteristiken zusammensetzen, die Aufschluss über die Schwingungsanregung beim Gleiten geben können.

4.2.2 Lokale stationäre Reibwertmessung am Tribometerprüfstand

Zur experimentellen Bestimmung von lokalen stationären Reibwerten am Tribometerprüfstand ist eine hohe tangentialsteifigkeit des Probenkontaktpunktes erforderlich, um Schwingungserscheinungen während der Messung zu vermeiden. Kleine Verformungen aufgrund der Reibkraft haben dann nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf die lokale Pressungsverteilung. Aus diesem Grund wird hier die beschriebene flache, kreisförmige Probe verwendet. Die Relativgeschwindigkeit des Kontaktes ist anhand der Reibscheibendrehzahl wählbar. Die Normalkraft des Kontaktes wird über Gewichtskräfte aufgebracht. Eine Temperaturkammer, die den Kontakt umschließt, ermöglicht die Messung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen.

In **Bild 4.2** ist eine stationäre Reibwertmessung am Tribometerprüfstand dokumentiert. Dort ist zu erkennen, dass der Probenkörper anfangs an die Reibscheibe geführt wird. Daraufhin wird er mit einer konstanten Normalkraft F_N beaufschlagt. Sie wird messtechnisch erfasst, wobei die Messwerte ein stationäres Verhalten zeigen. Die Reibkraft F_R wird ebenfalls gemessen und dargestellt. Somit lässt sich im Anschluss an die Messung der Reibwertverlauf berechnen, der allerdings erst ab dem Aufsetzen der Probe sinnvolle Werte liefert. Hier ist eine Messdauer von 300 s dargestellt, um ein annähernd stationäres Verhalten der Temperatur nahe des Kontaktes zum Ende der Messung zu erhalten. Im Bild ist ein nahezu stationäres Verhalten des Reibwertes nach 200 s zu erkennen. Die Temperatur nahe des Kontaktes, die durch ein Thermoelement im Gummi gemessen wird, zeigt einen Anstieg von 26 °C (mit Vorwärmung) auf 38 °C. Somit kann ein bestimmtes Zeitfenster einer solchen Messung zur Ermittlung eines Reibwertes herangezogen werden, der als Messpunkt in einem Reibwertkennfeld eingetragen wird.

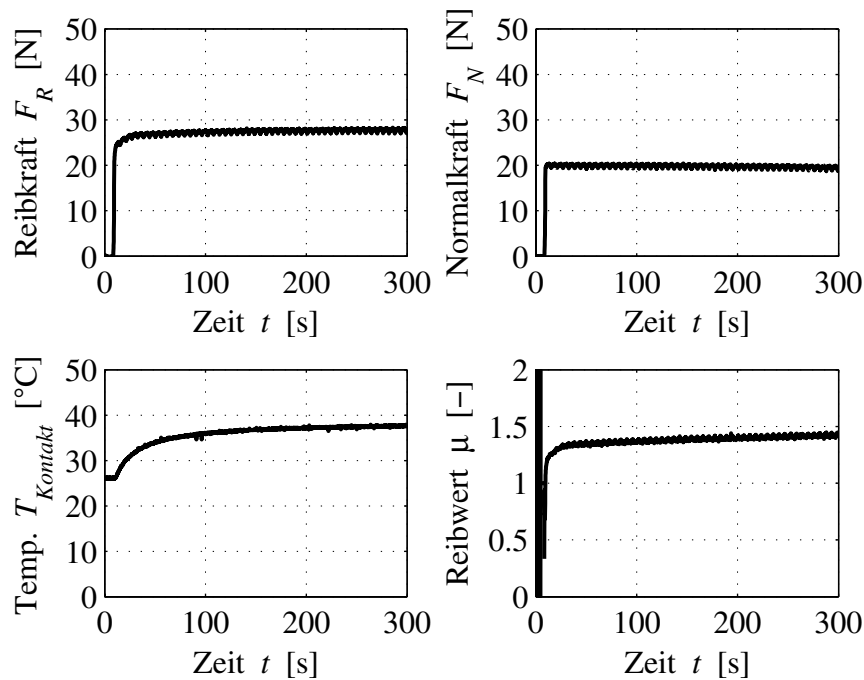


Bild 4.2: Stationäre Einzelmessung des Reibwertes mit dem Tribometerprüfstand: Material S6R, Reibbelag Glas, Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = 100$ mm/s, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,25$ N/mm², Umgebungstemperatur $T = 21$ °C

4.2.3 Stationäre Reibkraftmessung am Dichtungsprüfstand

Die Dichtung wird zur stationären Reibkraftmessung nicht modifiziert. Aufgrund der nicht verfügbaren Pressungsverteilung unter der Dichtlippe können hier keine lokalen Reibwerte ermittelt werden. Daher wird die Dichtlippe als ein globaler Kontakt angesehen. Zudem wird die während des Reibprozesses nicht gemessene Radialkraft der Dichtlippe – die Normalkraft des Kontaktes – als konstant angenommen. Somit können bei den Messungen an der Dichtlippe keine Reibwerte sondern lediglich Reibkräfte angegeben werden.

Der hier behandelte Kontakt einer Pneumatikdichtung sowie eines Serien-O-Ringes ist fettgeschmiert und somit ein System, das einen Anteil von viskoser Reibung aufweist. Zur Reibkraftmessung an diesen Bauteilen mit dem Dichtungsprüfstand wird der Kontaktpartner – ein Rundbolzen aus Stahl – gereinigt und mit einem Fettfilm vorkonditioniert. Der Differenzdruck am Dichtungssystem wird eingestellt. Der Bolzen wird in die Ausgangsposition in Kontakt mit der Dichtung gebracht. Entscheidend für die Messung der beim Anfahrvorgang auftretenden Haftkräfte ist an dieser Stelle die Dauer des ruhenden Kontaktes. Der Aufweitung der Dichtlippe durch Hineinbewegen des Bolzens folgt eine Relaxation der Radialkraft, die berücksichtigt werden muss. Letztlich wird der Rundbolzen innerhalb der Dichtung mit einer definierten Geschwindigkeit auf eine neue Halteposition gefahren. Die Reibkraft einer solchen stationären Messung am Dichtungsprüfstand ist in **Bild 4.3** dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Aufzeichnung der Mes-

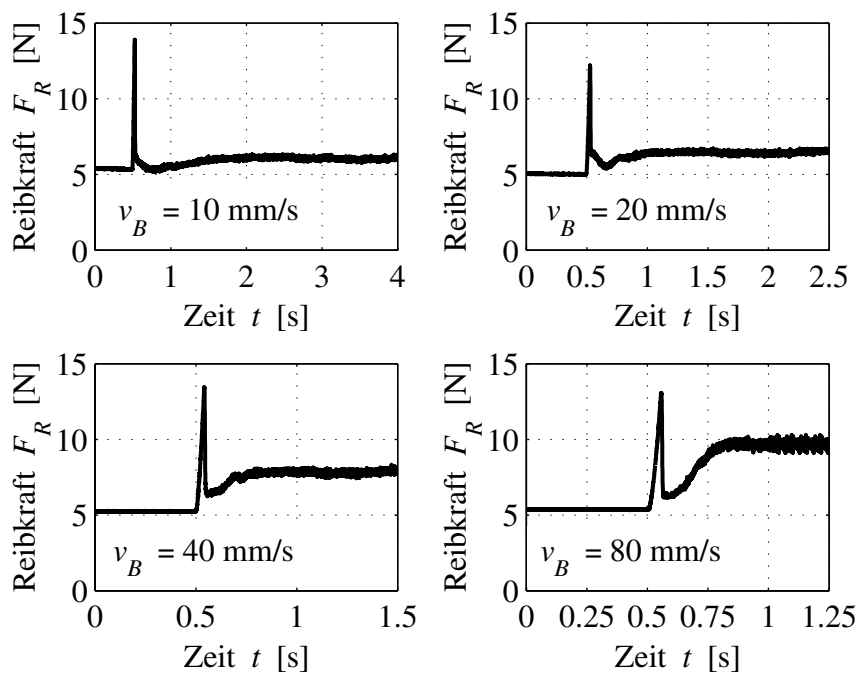


Bild 4.3: Stationäre Reibkraftmessung am Dichtungsprüfstand an einer Pneumatikdichtung mit Variation der Bolzengeschwindigkeit, Differenzdruck $\Delta p = 0,5$ bar, Umgebungstemperatur $T = 21$ °C

sung 0,5 s vor dem Einsetzen der Bolzenbewegung beginnt. Hierbei besitzt die Dichtlippe bereits eine im Diagramm erkennbare Vorspannkraft von $F_V \approx 5$ N. Weiterhin tritt jeweils ein ausgeprägter Haftpeak auf, der die Hafttreibkraft beim Losreißen der Dichtlippe aus dem Stillstand zeigt. Anschließend stellt sich nach einer bestimmten Reibstrecke die stationäre Gleitreibungskraft ein. Aus **Bild 4.3** wird deutlich, dass in diesem Anwendungsfall die Gleitreibungskraft aufgrund der viskosen Reibung im größeren Bolzengeschwindigkeitsbereich ansteigt.

4.2.4 Stationäre Reibwertmessung mit dem REIBMOBIL

Am REIBMOBIL wurde die in **Bild 4.4** dargestellte Ablaufsteuerungsprozedur entwickelt. Diese bringt das Messrad in eine definierte Startposition, detektiert den Kontakt zur Straßenoberfläche und startet daraufhin die Kraftregelung. Zeitgleich mit dem Start der Kraftregelung wird die gewünschte Relativgeschwindigkeit durch Vorgabe der Messrad-drehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit angesteuert.

Die Messung erfolgt für eine einstellbare Zeit (beispielsweise $t = 5$ s), wobei durch die Überwachung der Messradoberflächentemperatur (beispielsweise $T > 55$ °C) eine weitere Stoppbedingung der Messung zur Verfügung steht. Die Messwerte werden automatisch in einer Datei abgespeichert. Anschließend wird die Messbereitschaft wieder hergestellt, indem das Messrad frei rollt, bis die Temperatur einen Schwellwert (beispielsweise $T = 38$ °C) unterschritten hat. Der skizzierte Messablauf kann für eine Einzelmessung

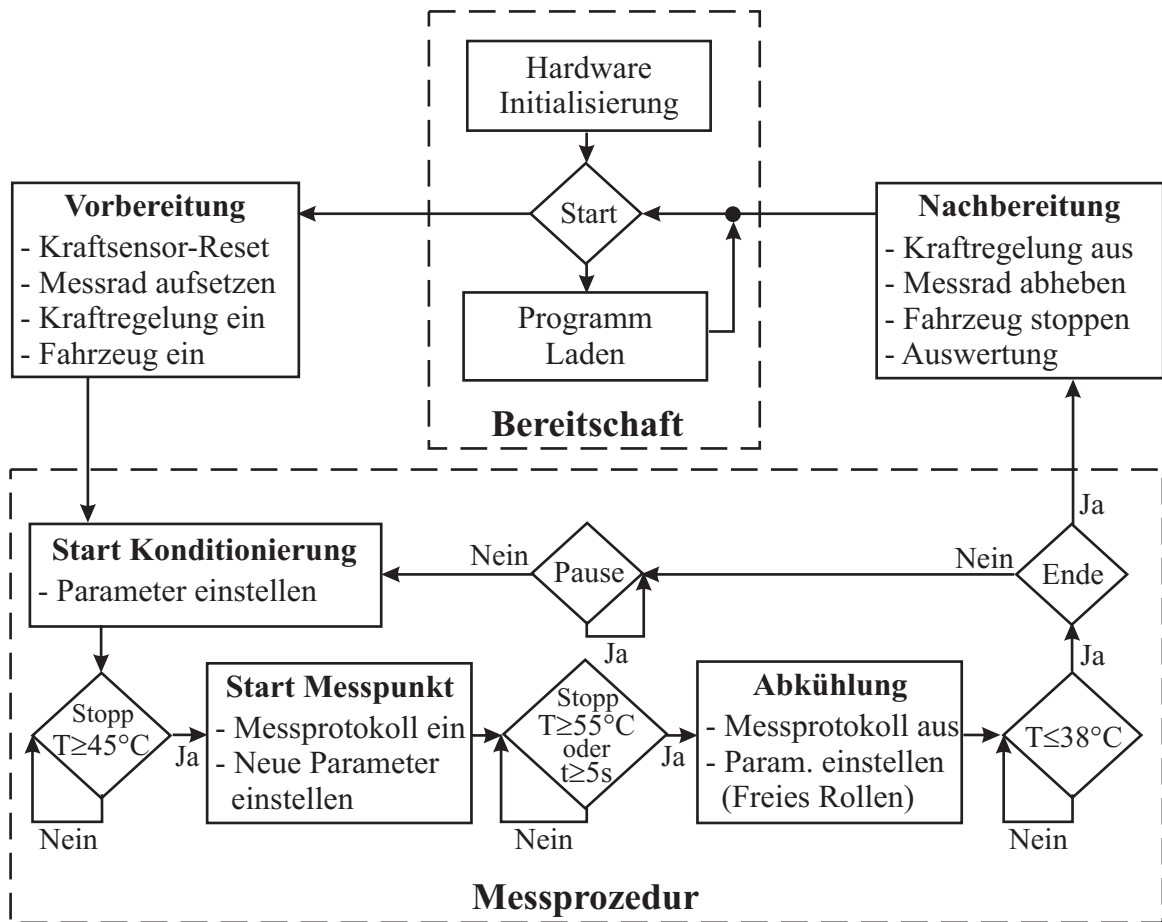


Bild 4.4: Darstellung der Messprozedur für eine stationäre Reibwertmessung mit dem Messrad am REIBMOBIL

manuell gestartet werden, um nur einen einzelnen Messpunkt zu erfassen. In **Bild 4.5** ist eine Einzelmessung dokumentiert. Hierbei werden die Reibkraft F_R , die Normalkraft F_N und der Reibwert μ sowie die Messradtemperatur T_{Rad} über der Messdauer t dargestellt. Zu Beginn der Messung zeigt sich ein Einschwingen der Messgrößen, da hier die Messparameter noch nicht vollständig eingestellt sind. Die Messradtemperatur steigt während der Messung an, erreicht allerdings nicht die Stoppbedingung $T = 55^\circ\text{C}$, somit endet die Messung nach $t = 5\text{ s}$. Zur Reibwertauswertung werden stationäre Werte gewählt, die am Ende des Zeitschriebes auftreten. Alternativ zur Einzelmessung kann ein Messprogramm abgefahren werden, das die Versuchsparameter aus einer Datei einliest und Schritt für Schritt die verschiedenen Messpunkte abarbeitet. Damit kann ohne Eingriff des Nutzers ein komplettes Reibwertkennfeld gemessen werden.

Es wird davon ausgegangen, dass sich der Zustand des Messrades (Temperatur, Oberflächenbeschaffenheit) in Abhängigkeit der eingestellten Messparameter ändert. Wünschenswert ist jedoch, das ganze Messprogramm unter konstanten Anfangsbedingungen durchzuführen. Um einen möglichst konstanten Ausgangszustand des Messrades vor jeder Messung sicherzustellen, wird vor jedem Messpunkt ein Konditionierungsschritt eingefügt. Er beginnt, wenn die Temperatur der Messradoberfläche einen Schwellwert unterschritten hat (beispielsweise $T = 38^\circ\text{C}$), siehe **Bild 4.4**. Die Konditionierung

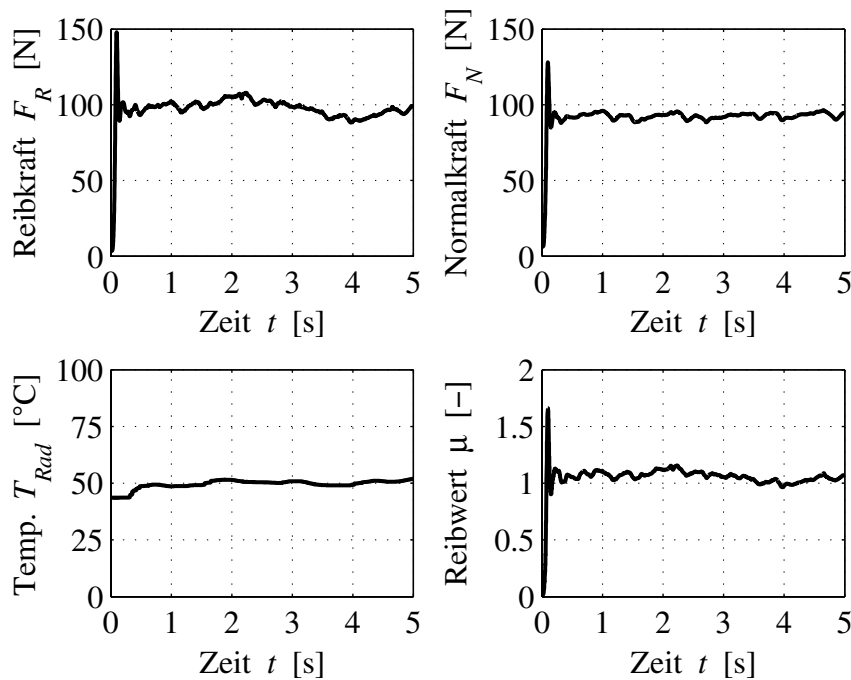


Bild 4.5: Stationäre Einzelmessung des Reibwertes mit dem REIBMOBIL: Messradmaterial Laufstreifenmischung, Kontaktpartner trockener Asphalt, Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = 200$ mm/s, Fahrzeuggeschwindigkeit $v_0 = 5$ mm/s, Sollnormalkraft $F_N = 90$ N, Flächenpressung $p \approx 0,34$ N/mm², Umgebungstemperatur $T = 16$ °C

gleich einer Messung, wird aber für das ganze Kennfeld mit identischen Referenzparametern durchgeführt, beispielsweise: Normalkraft $F_N = 30$ N, Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = 100$ mm/s und Fahrzeuggeschwindigkeit $v_0 = 5$ mm/s. Stoppbedingung ist das Erreichen eines Temperaturschwellwertes (beispielsweise $T = 45$ °C), siehe **Bild 4.4**. Unmittelbar daran schließt sich die eigentliche Messung an. Um gegebenenfalls eine Aussage über den Einfluss der Messreihenfolge treffen zu können, werden auch die Messwerte der Konditionierung protokolliert und in einer Datei abgespeichert.

4.2.5 Reibwertkennfelder

Mit den beschriebenen Versuchseinrichtungen sind unter anderem komplette Reibwertkennfelder gemessen worden, die jeweils den Reibwert μ in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit v und der Flächenpressung p darstellen. Im Folgenden werden Kennfelder von verschiedenen Kontaktpaarungen vorgestellt.

Das Kennfeld in **Bild 4.6** oben links zeigt stationäre Reibwertmessungen mit dem REIBMOBIL auf nassem Asphalt. Als Gummimaterial ist die Laufstreifenmischung gewählt worden. Der Reibwert ist über der Flächenpressung und der Relativgeschwindigkeit des Kontaktes aufgetragen. Die Flächenpressung im Kontakt des Messrades zum Boden wurde aus einer vorher ermittelten Kalibrierkurve anhand der bekannten Normalkraft abgeleitet. Es ist eine fallende Tendenz des Reibwertes mit steigender Flächen-

pressung des Kontaktes zu erkennen. Zudem ist auf der logarithmischen Geschwindigkeitsachse ein Maximum des Reibwertes zu verzeichnen. Das deutet auf einen Hystereeffekt hin, der auf nassem Asphalt dominant vorausgesagt wird.

Bei REIBMOBIL-Messungen auf trockenem Glas mit der Laufstreifenmischung zeigt sich das Kennfeld in **Bild 4.6** oben rechts. Es ist eine Abnahme des Reibwertes mit der Flächenpressung zu verzeichnen. Das Maximum des Reibwertes auf der Geschwindigkeitsskala tritt im kleineren Geschwindigkeitsbereich als in **Bild 4.6** oben links auf. Es ist anzunehmen, dass bei dieser Kontaktpaarung vornehmlich Adhäsionseffekte dominieren.

Die stationären Messungen an der Laufstreifenmischung mit Schmierung von Vaseline auf einer Glasoberfläche zeigen das Kennfeld in **Bild 4.6** unten links. Hervorzuheben ist das hydrodynamische Verhalten des Reibwertes, der mit der Gleitgeschwindigkeit steigt.

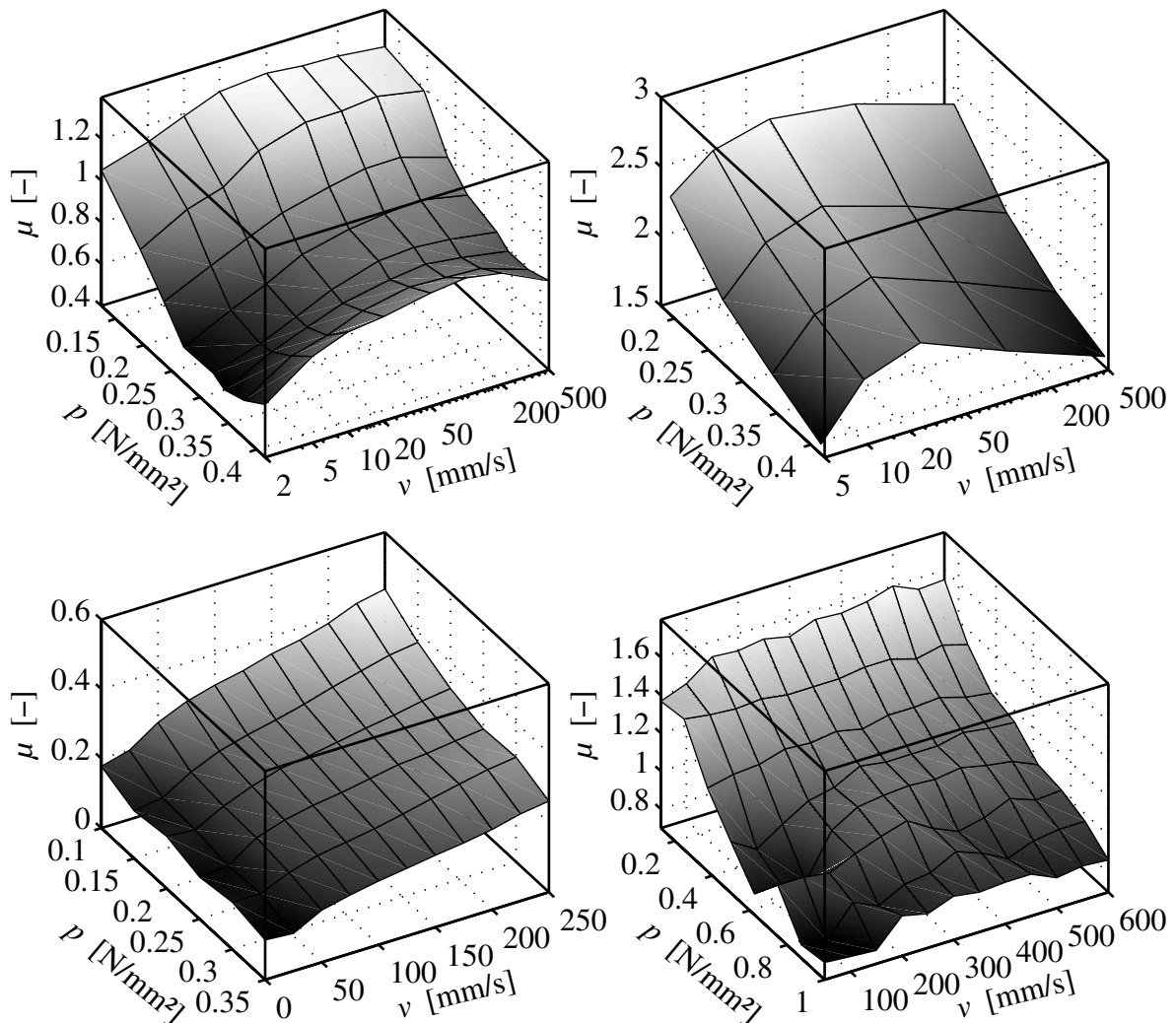


Bild 4.6: Messungen von stationären Reibwertkennfeldern – REIBMOBIL-Messung: Laufstreifenmischung auf nassem Asphalt (oben links); REIBMOBIL-Messung: Laufstreifenmischung auf trockenem Glas (oben rechts); Tribometermessung: Laufstreifenmischung auf vaselinegeschmiertem Glas (unten links); Tribometermessung: Laufstreifenmischung auf trockenem Safety-Walk (unten rechts); Messungen bei Raumtemperatur

Hierbei ist zu beachten, dass dieser Effekt bei kleinen Flächenpressungen am ausgeprägtesten ist und mit steigender Last durch stärkere Verdrängung des Schmierfilms abnimmt. Dieses Kennfeld ist somit von einem starken Einfluss der viskosen Reibung geprägt.

Messungen mit hohen Abriebraten wurden auf einem Safety-Walk-Belag – einer Korund ähnlichen Oberfläche – am Tribometerprüfstand vorgenommen. Die Messung wurde unter trockenen Bedingungen mit der Laufstreifenmischung durchgeführt. In **Bild 4.6** unten rechts ist auf der linearen Geschwindigkeitsachse keine Abhängigkeit des Reibwertes von diesem Parameter zu erkennen. Allerdings ist die Abnahme des Reibwertes mit steigender Flächenpressung sehr ausgeprägt. Bei dieser stationären Messung haben Kohäsions-effekte einen großen Einfluss.

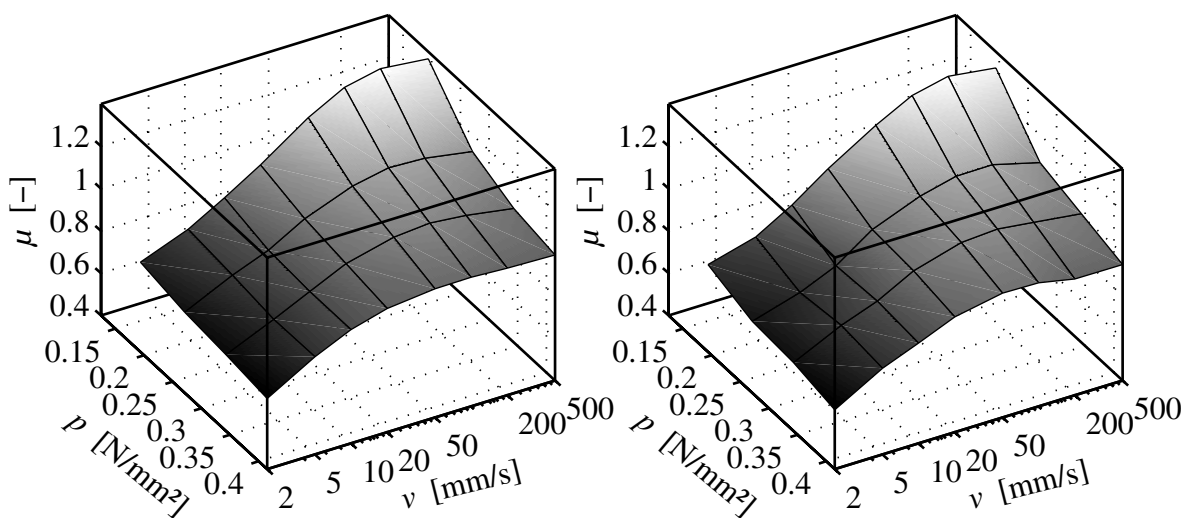


Bild 4.7: Messungen von stationären Reibwertkennfeldern – REIBMOBIL-Messung: Laufstreifenmischung auf trockenem Korund 180 (links) und trockenem Korund 400 (rechts); Messungen bei Raumtemperatur

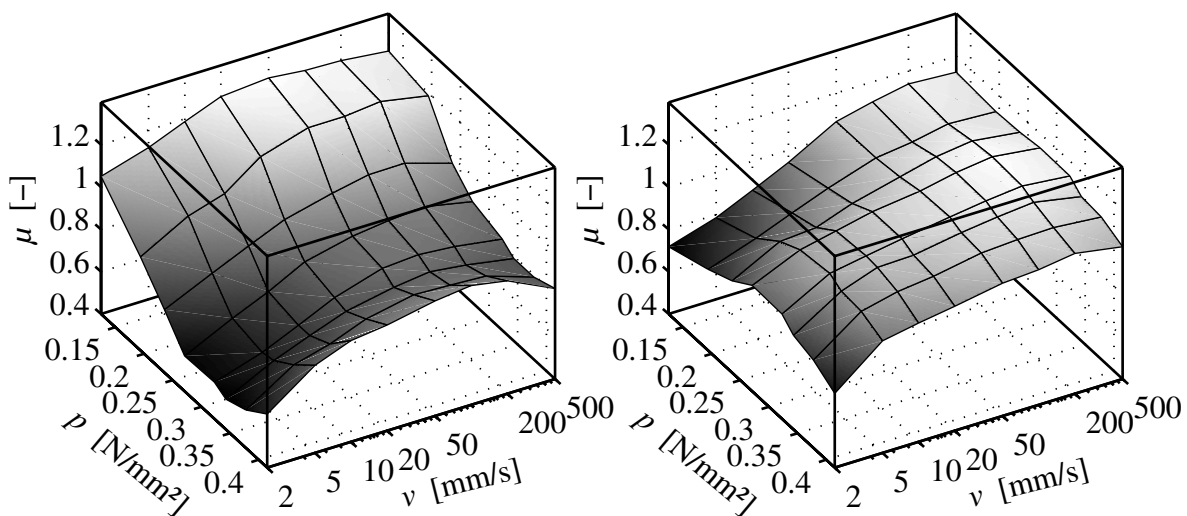


Bild 4.8: Messungen von stationären Reibwertkennfeldern – REIBMOBIL-Messung: Laufstreifenmischung auf nassem Asphalt (links) und REIBMOBIL-Messung auf trockenem Asphalt (rechts); Messungen bei Raumtemperatur

Stationäre Messungen mit dem REIBMOBIL auf trockenem Korundgewebe sind in **Bild 4.7** dargestellt. Als Korundbelag wird das Schleifgewebe VSM KK114F P180 oder P400 verwendet und im Folgenden mit Korund 180 oder Korund 400 bezeichnet. Die Messung erfolgt mit der Laufstreifenmischung. Erkennbar sind zwei ähnliche Kennfelder mit einem ausgeprägten Maximum des Reibwertes über der Geschwindigkeitsachse sowohl bei Korund 180 als auch bei Korund 400. Mit steigender Last, was einen Anstieg der Flächenpressung bedeutet, nimmt die Höhe des Maximums ab. Dabei verschiebt es sich zu geringeren Geschwindigkeitswerten. Dieses Phänomen kann anhand der steigenden Kontakttemperatur bei höheren Reibleistungen erklärt werden, siehe Kapitel 4.3.

Letztlich sollen zwei mit dem REIBMOBIL gemessene stationäre Reibwertkennfelder Unterschiede des Reibungsverhaltens von Gummi auf nassem und trockenem Asphalt aufzeigen, siehe **Bild 4.8**. Verwendet wird als Gummiprobe wieder die Laufstreifenmischung. Es ist ein auffallend unterschiedliches Reibwertverhalten anhand der Kennfelder zu erkennen. Dies soll die Wichtigkeit der Reibwertermittlung verdeutlichen.

4.3 Modellierung der Hysterese Komponente

Ziel der nachfolgend dargestellten Modellierung ist, für die Hysterese Komponente der Elastomerreibung den Reibwert auf rauen Oberflächen zu berechnen, siehe LINDNER ET AL. [48], MOLDENHAUER ET AL. [52] und SEXTRO ET AL. [78]. Dies ist erst durch gesteigerte Rechnerleistungen im Rahmen einer numerischen Simulation effizient geworden. Die Berechnung erfolgt durch die Ermittlung der im System dissipierten Energie. Die hier verwendete Beschreibung im Zeitbereich bietet den Vorteil, Nichtlinearitäten bei Bedarf im Modell berücksichtigen zu können.

4.3.1 Beschreibung des Hysterese Modells

Im Folgenden wird die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Hysteresesimulation dargestellt. Eine Untersuchung des Gleitprozesses anhand solcher Modelle im Zeitbereich auf real gemessenen Oberflächen wurde nach Kenntnisstand des Verfassers zuvor noch nicht unternommen. BHUSHAN [9], PERSSON [61, 62], KLÜPPEL UND HEINRICH [37], LE GAL UND KLÜPPEL [44] führen bei Reibwertberechnungen zur Charakterisierung der rauen Oberflächen fraktale Deskriptoren ein. Diese Betrachtung im Frequenzbereich liefert beschreibende Gleichungen für den Reibwert. Es handelt sich hierbei um rein mathematische, lineare Modelle.

Die Motivation für das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Hysterese Modell ist die Möglichkeit, Reibwerte von Elastomeren auf rauen Oberflächen über eine Simulation bestimmen zu können. Die Oberfläche wird hierbei durch eine beliebige, diskret vorliegende Funktion beschrieben. Liegt ein gemessenes Höhenprofil einer Rauheit vor, so kann

dieses direkt der Simulation zugeführt werden. Als Eingangsgröße für eine Reibwertberechnung wird exemplarisch ein Höhenprofil von Schleifpapier (Korund 400) verwendet, das mit einem Nadelmessgerät, siehe Kapitel 3.4, ermittelt wurde. Das Elastomer wird durch das in Kapitel 2 erläuterte erweiterte MAXWELL-Modell beschrieben, siehe **Bild 2.3**, dessen Parameter anhand von Modulmessungen identifiziert wurden. Die das Modell beschreibende Gleichung

$$\sigma = E_e \varepsilon + \sum_{i=1}^n \eta_{mi} \left(\frac{\dot{\sigma}_i}{E_{mi}} + \dot{\varepsilon} \right) \quad (4.2)$$

aus Kapitel 2.3 wird unter MATLAB/SIMULINK in ein Blockschaltbild umgesetzt. Dabei wird angenommen, dass der Fußpunkt des Feder-Dämpfer-Modells stets der Höhenkoordinate des Oberflächenprofils folgt, so dass die Erregung durch die Rauheit vorgegeben ist, siehe **Bild 4.9**.

Eingangsgröße für die Simulation ist die diskrete Dehnung $\varepsilon(x(t))$ sowie deren zeitliche Ableitung $\dot{\varepsilon}(x(t))$. Primäre Ausgangsgröße ist die am Elementfußpunkt resultierende Spannung $\sigma(x(t))$. In der Simulation treten bei kleinen Geschwindigkeiten nur Druckspannungen im Gummi auf, da das Minimum des Rauheitsschriebes auf den Wert $\varepsilon = 0$ festgelegt wurde. Bei einer Geschwindigkeitssteigerung treten durch das viskose Element zunehmend Zugspannungen auf. Sie werden in der Simulation jedoch zu Null gesetzt, da allein durch Hystereseverluste keine Zugspannungen im Kontaktpunkt hervorgerufen werden können. Dieses Vorgehen hat sich auch durch seine numerische Stabilität bewährt. Es entsteht somit eine Abhängigkeit der mittleren Spannung σ_m von der Gleitgeschwindigkeit. Die gemittelte resultierende Normalspannung σ_m während der Dauer T des Reibprozesses ergibt sich zu

$$\sigma_m = \frac{1}{T} \int_0^T \sigma(t) dt. \quad (4.3)$$

Die im Modell dissipierte Energie W_D errechnet sich für den hier vorliegenden einachsigen Spannungszustand zu

$$W_D = V \int_0^T \sigma \dot{\varepsilon} dt. \quad (4.4)$$

Hierbei beschreibt V das durch den Reibprozess angeregte Gummivolumen, welches sich auch aus dem Produkt von nomineller Kontaktfläche A_0 und der angeregten Schichtdicke z_0 ergibt, $V = A_0 z_0$.

Es wird gefordert, dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Reiboberfläche und Gummielement konstant bleibt. Daher muss die zur Aufrechterhaltung der Relativgeschwin-

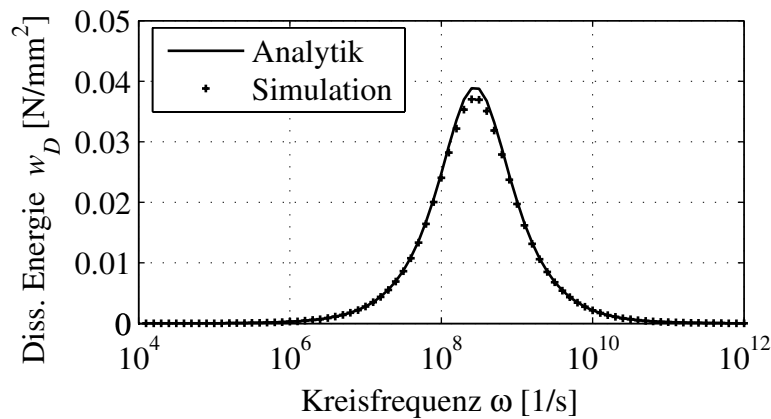


Bild 4.10: Verifikation der Simulation bei harmonischer Anregung

Das Modell wurde anhand der spezifischen Verlustenergie $w_D = W_D/V$ verifiziert. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und analytischer Lösung, siehe **Bild 4.10**.

Auf real gemessenen Rauheiten zeigt die auf das Reibvolumen bezogene Verlustenergie w_D über der Relativgeschwindigkeit v_{rel} ebenfalls ein charakteristisches Maximum, dargestellt in **Bild 4.11**. Hier wurden für die Simulation die Höhenprofile von drei kugelgestrahlten Edelstahlflächen verwendet, die zusätzlich in **Bild 4.11** dargestellt sind.

Die Verläufe der simulierten Rauheiten verhalten sich qualitativ ähnlich. Alle weisen ein charakteristisches Maximum über der Relativgeschwindigkeit auf. Je rauer jedoch die Oberfläche ist, desto größer ist die Verlustenergie.

Weiterhin ist die Geschwindigkeitsmarke des Maximums unterschiedlich, da die Rauheiten verschiedene charakteristische Wellenlängen aufweisen. Bei Rauheit 1 wird das Maximum wegen der kleineren Wellenlängen bei einer geringeren Geschwindigkeit als bei Rauheit 2 und 3 erreicht.

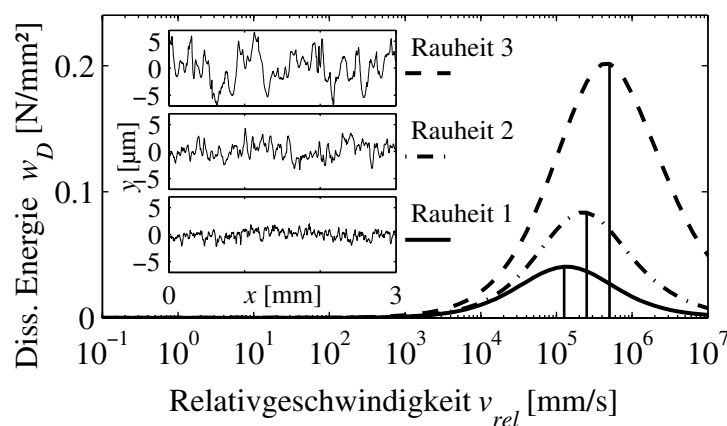


Bild 4.11: Simulation mit realen Rauheiten

4.3.2 Berücksichtigung der angeregten Schichtdicke

In der bisher beschriebenen Hysteresesimulation folgt der Fußpunkt des Feder-Dämpfer-Modells stets der vorgegebenen Rauheit. Dies ist in der Realität jedoch nicht der Fall. Vielmehr zeigt sich mit zunehmender Relativgeschwindigkeit durch die dynamische Versteifung des Gummis bei hohen Anregungsfrequenzen ein „Aufschwimmeffekt“. Durch die sehr kurze Kontaktzeit des Elastomers bei hohen Geschwindigkeiten ist die Zeit für ein vollständiges Eindringen in die Rauheitstäler nicht gegeben, siehe **Bild 4.12**.

Im Folgenden wird die gezeigte Geschwindigkeitsabhängigkeit durch einen globalen Ansatz beschrieben. In den bisherigen Darstellungen wurde von einer für alle Geschwindigkeiten konstanten Eingangsgröße ε_{Rau} ausgegangen. Diese Größe wird – da es sich um eine Dehnung handelt – sowohl durch die gemessene reale Rauheit z_{Rau} als auch durch die Bezugslänge z_0 bestimmt, $\varepsilon_{Rau} = z_{Rau} / z_0$.

Die Bezugslänge z_0 stellt anschaulich die Höhe der angeregten Schichtdicke des Gummis dar. In aktuellen Veröffentlichungen von KLÜPPEL wird ein linearer Zusammenhang zwischen Eindringtiefe und angeregter Schichtdicke hergestellt, siehe KLÜPPEL [38]. Bei hohen Geschwindigkeiten dringt das Elastomer nicht so tief in die Rauheit ein, somit ist das angeregte Gummivolumen klein. Diese Annahme soll nachfolgend auch für das hier beschriebene Modell gelten.

Als Kontrollgröße dient hier die mittlere Flächenpressung σ_m . Sie soll über den gesamten Geschwindigkeitsbereich konstant bleiben. Da sie jedoch Ausgangsgröße des Modells ist, muss hier ein iteratives Verfahren angewendet werden, welches die Bezugslänge variiert, bis sich die resultierende Spannung am Element in einem vorgegebenen Intervall befindet.

Zur Simulation wird wieder das beschriebene Hysteresemodell eingesetzt und entsprechend modifiziert. **Bild 4.13** zeigt die Simulation des Reibwertes für das Material S6R mit einem Modell 1. Ordnung auf Korund 400. Die Größe der angeregten Schichtdicke bleibt zunächst konstant, fällt dann aber im Bereich um $v = 1500$ mm/s auf ein niedrigeres Niveau. Dies simuliert den beschriebenen Aufschwimmeffekt. Erkennbar ist die über den gesamten Geschwindigkeitsbereich konstant verlaufende Normalspannung σ_m .

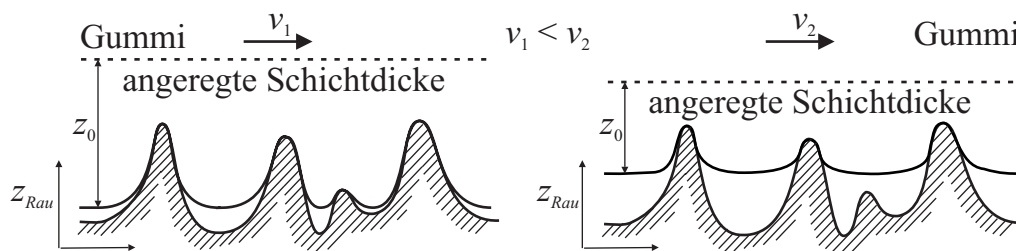


Bild 4.12: Dynamische Verformung im Kontakt von Gummi mit einem starren Kontaktpartner

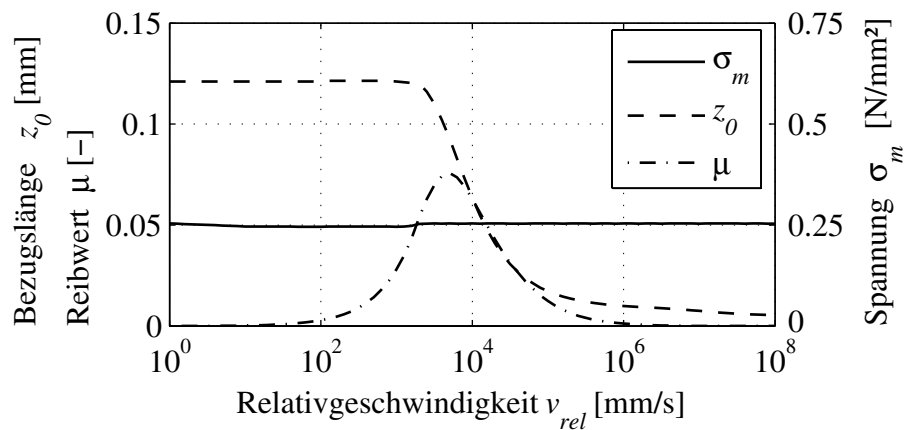


Bild 4.13: Reibwert, angeregte Schichtdicke und Spannung mit Material S6R auf Korund 400

4.3.3 Simulation mit einem Modell höherer Ordnung

Nach diesen grundlegenden Studien mit einem Modell 1. Ordnung wird nun ein erweitertes Modell zur Approximation des realen Elastomerverhaltens verwendet. Es wird das in Kapitel 2 beschriebene erweiterte MAXWELL-Modell genutzt, bei dem 20 MAXWELL-Elemente parallel geschaltet sind. Dieses System charakterisiert das Elastomer mit 41 Parametern. Der verwendete Lösungsalgorithmus „ode23tb“ in MATLAB ist besonders für moderat steife Systeme geeignet, bei denen schnelle Zustandsänderungen auftreten. Dies ist hier der Fall, da die Rauheit als diskrete Funktion vorliegt, wobei die Steigung ständig mit Größe und Vorzeichen wechselt. Die Rechenzeit bei einem Modell 20. Ordnung liegt für eine Passage der Rauheit von $x_R = 10$ mm Länge bei wenigen Sekunden auf einem Standard-PC. Aufgrund der durch die Iterationen benötigten vielen Durchläufe summieren sich die Simulationszeiten entsprechend. **Bild 4.14** zeigt ein Ergebnis für die Probe S6R auf Korund 400 bei einer Umgebungstemperatur von $T = 20$ °C. Das Reibwertmaximum wird in dieser Simulation zwischen $v = 700$ mm/s und $v = 900$ mm/s erwartet. Grundsätzlich ist eine Skalierung der absoluten Reibwerte zulässig, da angenommen werden kann, dass Eindringtiefe und angeregte Schichtdicke linear über einen freien Parameter verknüpft sind, der nur sehr grob abgeschätzt werden kann, siehe auch KLÜPPEL [38]. Daher wird der normierte Reibwert μ_n eingeführt, so dass der Maximalwert μ_{max} dem Wert 1 entspricht: $\mu_n = \mu/\mu_{max}$. Die Reibwertkurve ist für ein Modell 20. Ordnung entsprechend der ermittelten Verteilung der einzelnen Zeitkonstanten weiter aufgefächert als beim Modell 1. Ordnung in **Bild 4.13**.

4.3.4 Simulation mit Berücksichtigung der Temperatur

Wie in Kapitel 2.3 dargestellt, bestimmen in der Simulation einzig die Zeitkonstanten des diskreten Relaxationsspektrums die Lage des Übergangs im Speichermodulverlauf sowie die des Maximums im Verlustmodulverlauf. Somit lässt sich durch geeignete Anpassung der Zeitkonstanten eine horizontale Verschiebung der Modulkurven auf der Fre-

quenzachse erreichen. Dies soll genutzt werden, um die durch eine Temperaturänderung ebenfalls auftretende Verschiebung auf der Frequenzachse zu simulieren. Die Modifikation der Referenz-Zeitkonstanten $\tau_{Ref,i}$ bei $T = 20\text{ °C}$ für eine vorgegebene Temperatur lässt sich mit Hilfe der WLF-Beziehung formulieren

$$\tau_{T,i} = a_T \tau_{Ref,i}. \quad (4.10)$$

Jede Referenz-Zeitkonstante ist mit dem entsprechenden Verschiebungsfaktor a_T für die zu simulierende Temperatur zu multiplizieren. Analytisch ergibt sich somit eine Erweiterung von Gleichung 2.19 für die Beschreibung des Komplexen Moduls, siehe auch ACHENBACH [4],

$$E^*(a_T \omega) = E_e + \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}{1 + a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}}_{E'} + i \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{a_T \tau_i \omega}{1 + a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}}_{E''}. \quad (4.11)$$

Die Parameter E_e sowie E_{mi} bleiben bei dieser Modifikation unverändert, da sie in der Simulation nicht unmittelbar für die Lage des Glasübergangs, sondern für die Höhe der beiden Plateaus verantwortlich sind, siehe Kapitel 2.3. In der Simulation ist es nunmehr möglich, eine Temperatur vorzugeben. Für den Fall, dass die Probestemperatur für alle Gleitgeschwindigkeiten isotherm $T = 20\text{ °C}$ bzw. $T = 40\text{ °C}$ beträgt, verdeutlicht **Bild 4.14** die Auswirkungen auf die Reibwertkurven für die Mischung S6R. Die Temperaturerhöhung bewirkt eine Verschiebung des Maximums von etwa $v = 800\text{ mm/s}$ zu etwa $v = 15000\text{ mm/s}$.

Im folgenden Schritt wird eine Parameterstudie für die Größen Temperatur und Relativgeschwindigkeit unternommen. Hierfür wird ein Kennfeld für die Paarung S6R auf Korund 400 simuliert. Die variierten Parameter sind neben der früher schon betrachteten Relativgeschwindigkeit nun auch die Probestemperatur. Es wird ein Modell 20. Ordnung verwendet. Die resultierenden Reibwertkurven für eine konstante Temperatur von $T = 20\text{ °C}$ und $T = 40\text{ °C}$ aus **Bild 4.14** sind gekennzeichnet.

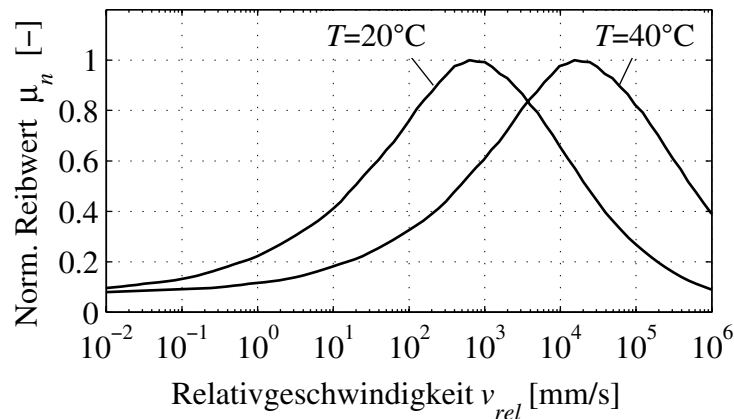


Bild 4.14: Simulierter Vergleich der Reibwerte von Material S6R auf Korund 400 bei $T = 20\text{ °C}$ und $T = 40\text{ °C}$

Diese Abbildung lässt erkennen, wie empfindlich die Hysteresekomponente selbst auf kleine Temperaturänderungen reagiert. Wird die Umgebungstemperatur beispielsweise von $T = 20\text{ °C}$ auf $T = 40\text{ °C}$ gesteigert, verschiebt sich die gesamte Kurve, wie oben erwähnt, erheblich zu höheren Geschwindigkeiten. Experimente in einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich wurden bereits in den 1960er Jahren in den grundlegenden Arbeiten von GROSCH [24] und RIEGER [73] durchgeführt.

Bei realen Reibexperimenten ist zwar die Umgebungstemperatur vorgebar, nicht jedoch die sich im Kontakt einstellende Temperatur. Sie ist immer eine resultierende Größe und hängt von vielen Parametern ab, wie z. B. der Relativgeschwindigkeit, der Flächenpressung, der Probengeometrie und den thermischen Eigenschaften der Reibpartner. Experimente für einen isothermen Reibkontakt sind demzufolge praktisch nicht durchführbar. Somit sind die in **Bild 4.15** eingezeichneten Isothermen nicht realistisch, sondern besitzen vornehmlich anschaulichen Charakter.

Um real auftretende Temperaturen im Kontakt dennoch abzuschätzen, wurden für die Mischung S6R Thermographieuntersuchungen im Reibkontakt für die lokale Probe auf Korund 400 durchgeführt. In **Bild 3.2** oben rechts ist der Versuchsaufbau mit Thermokamera und in **Bild 3.4** links ist die präparierte Reibscheibe dargestellt, siehe Kapitel 3.1. Mittels dieser Kamera kann die Temperatur im Kontakt erfasst werden. Die Versuchsauswertung zeigt, dass die Temperatur in der Kontaktzone mit zunehmender Geschwindigkeit deutlich ansteigt. Die Temperaturverteilung in der Probe ist näherungsweise homo-

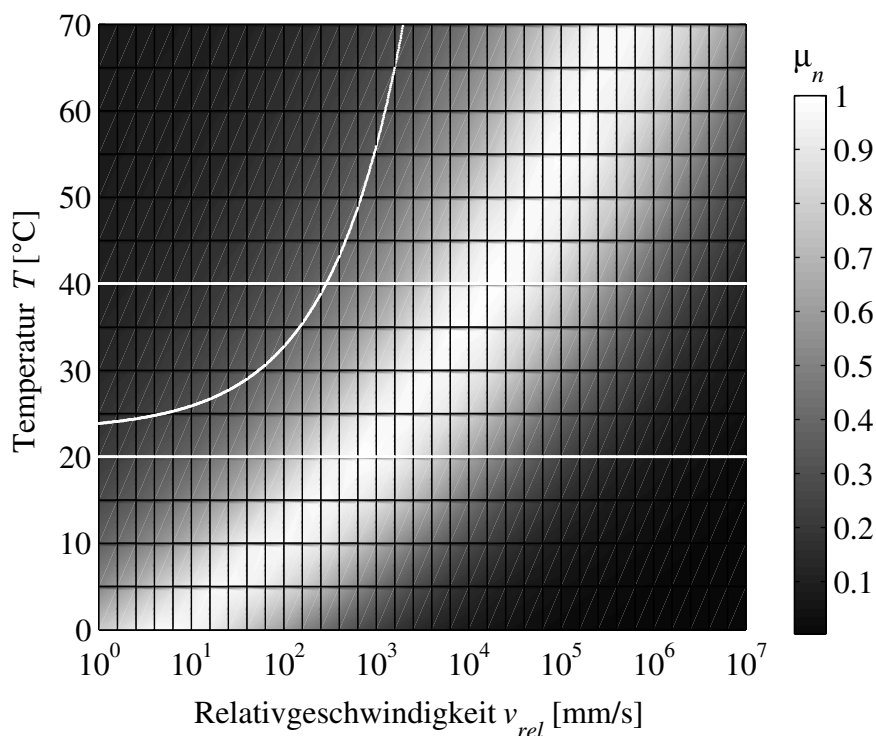


Bild 4.15: Reibwert in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit und der Temperatur für Material S6R auf Korund 400; isotherme Geschwindigkeitspfade bei $T = 20\text{ °C}$ und $T = 40\text{ °C}$ und reale Probertemperatur

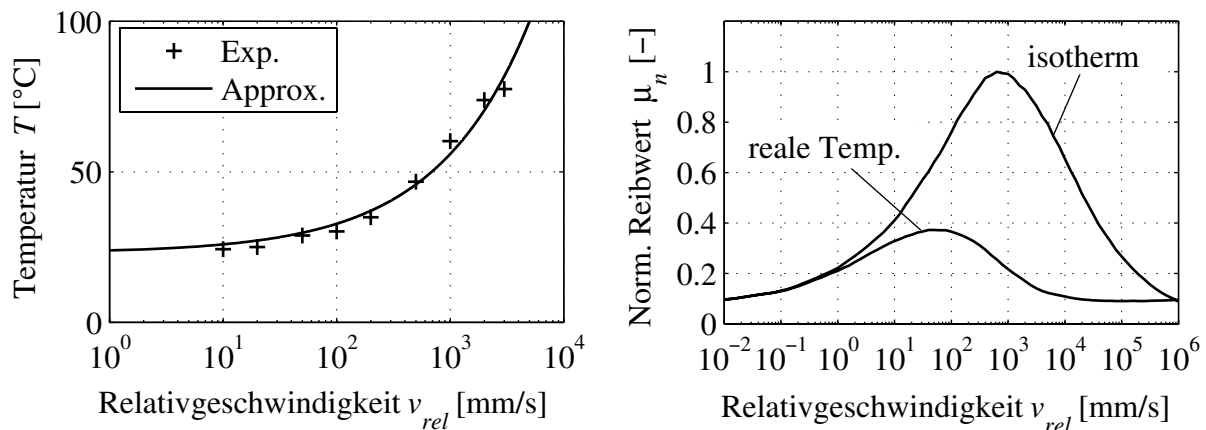


Bild 4.16: Verlauf der Temperatur über der Geschwindigkeit mit Material S6R auf Korund 400 (links) und normierter Reibwert beim isothermen und realen Temperaturverlauf für Material S6R auf Korund 400 (rechts)

gen, so dass die Annahme zur lokalen Betrachtung gerechtfertigt ist. Es lässt sich somit eine experimentell ermittelte Abhängigkeit zwischen Relativgeschwindigkeit und Kontakttemperatur darstellen, siehe **Bild 4.16** links.

Zur Approximation des gemessenen Verlaufs wird ein Ansatz mit der thermomechanisch begründeten Beschreibung des Temperaturgesetzes von JAEGER unter Verwendung eines Potenzgesetzes gewählt [13], [35]. Auf diese Weise wird der gemessene Verlauf approximiert, wobei die Umgebungstemperatur $T = 23$ $^{\circ}\text{C}$ beträgt. Der angenäherte Verlauf ist zur Veranschaulichung in das simulierte Kennfeld eingetragen, siehe **Bild 4.15**. Dadurch ergibt sich eine Darstellung des Reibwertes unter Berücksichtigung realer Kontakttemperaturen. Aus der Darstellung ist ersichtlich, dass bei realen Reibprozessen das eigentliche Maximum der Hysteresereibung unter Umständen gar nicht erreicht wird, da die Erwärmung des Kontaktes zu einem vorzeitigen Abfallen des Reibwertes führt, siehe auch SCHALLAMACH [76]. Wird der in **Bild 4.15** markierte reale mit dem isothermen Verlauf des Reibwertes verglichen, so ergibt sich die in **Bild 4.16** rechts gezeigte Darstellung.

4.4 Modellierung der Adhäsionskomponente

In diesem Abschnitt wird die Adhäsionskomponente der Elastomerreibung ebenfalls im Zeitbereich modelliert. Es wurden verschiedene Adhäsionsgesetze aus der Literatur recherchiert und bezüglich ihrer Eignung zur Umsetzung in einer Simulation bewertet. Das Adhäsionsgesetz nach ACHENBACH [2] erscheint als das geeignetste, da die auftretenden Größen überwiegend makroskopischer Natur und somit greifbar sind. Weiterhin wird die gewählte Berechnungsvorschrift von einer analytischen Beschreibung in eine Simulation umgesetzt, die als Eingangsgröße unter anderem Daten aus dem Hysteresemodell verwendet.

4.4.1 Beschreibung des Adhäsionsmodells

Die folgende Beschreibung des Adhäsionsmodells ist auf den Grundgedanken von PERSSON [62] zurückzuführen. Demnach wird eine mikroskopisch raue, starre Oberfläche vollständig von einem elastischen Kontaktpartner ausgefüllt, wenn die Adhäsionsenergie gleich oder größer als die elastische Energie des Elastomers ist. ACHENBACH hat diesen Ansatz auf eine Modellrauheit erweitert, die sich aus zwei Anteilen – der Makro- und der Mikrorauheit – zusammensetzt. Die Mikrorauheit repräsentiert die auf der Oberfläche vorhandenen Mikrokavitäten, deren charakteristische Wellenlängen typischerweise im Nanometerbereich liegen. Untersuchungen mit dem Rasterkraftmikroskop beispielsweise von BHUSHAN [9] haben gezeigt, dass solche Mikrorauheiten auch bei makroskopisch glatten Oberflächen wie Glaskeramik messbar sind. Diese Wellenlängen können mit dem verwendeten Nadeltastschnittgerät bei weitem nicht detektiert werden, da die Auflösung des Nadelsensors bei $0,75 \mu\text{m}$ liegt. Die Mikrorauheit wird bei ACHENBACH als harmonische Funktion durch eine charakteristische Wellenlänge der Mikrorauheit l_2 und der Amplitude h_2 beschrieben.

Für den Fall, dass die Amplitude nicht zu groß gegenüber der Wellenlänge ist (Abschätzung von ACHENBACH: $h_2 \leq l_2$), findet eine vollständige Benetzung der Mikrorauheit statt, so dass das Elastomer in die Mikrokavitäten adhäsiv hineingezogen wird. Im Fall einer vorgegebenen Gleitgeschwindigkeit v ergibt sich die Anregungsfrequenz der Mikrorauheit zu $\omega_2 = 2\pi v/l_2$.

Bei höheren Gleitgeschwindigkeiten nimmt der Benetzungsgrad η durch die dynamische Versteifung ab. Der Benetzungsgrad ist dabei wie folgt definiert

$$\eta = \sqrt{\frac{E_e}{E'(\omega_2)}}. \quad (4.12)$$

Für den Fall einer sehr kleinen Gleitgeschwindigkeit $v \rightarrow 0 \text{ mm/s}$ liegt der Benetzungsgrad bei $\eta = 1$, da Speichermodul und relaxierter Modul identische Werte annehmen. Für hohe Geschwindigkeiten dagegen beträgt das Verhältnis der Moduln bei der Probe S6R etwa $E_e/E' = 1,05 \cdot 10^{-2}$, siehe Gleichung 4.12. Dies führt auf einen Benetzungsgrad von $\eta \approx 10\%$. **Bild 4.17** links zeigt den Verlauf des Benetzungsgrades für die Probe S6R bei einer Wellenlänge der Mikrorauheit von $l_2 = 5 \text{ nm}$ für ein Modell 1. Ordnung.

Wie bei der Hysteresemodellierung ist ein plateauartiges Verhalten des Benetzungsgrades durch den Glasübergang zu beobachten. Dies ist plausibel, da der Benetzungsgrad qualitativ den reziproken Verlauf des Speichermoduls wiedergibt, siehe Gleichung 4.12. Die Lage des Übergangs auf der Geschwindigkeitsachse wird somit wieder durch die Zeitkonstante determiniert. Auch hier ist es prinzipiell möglich, mit höheren Modellordnungen ein realistischeres Elastomerverhalten zu approximieren. Dies wird in der Erweiterung des aktuellen Modells im weiteren Verlauf des Kapitels vorgenommen.

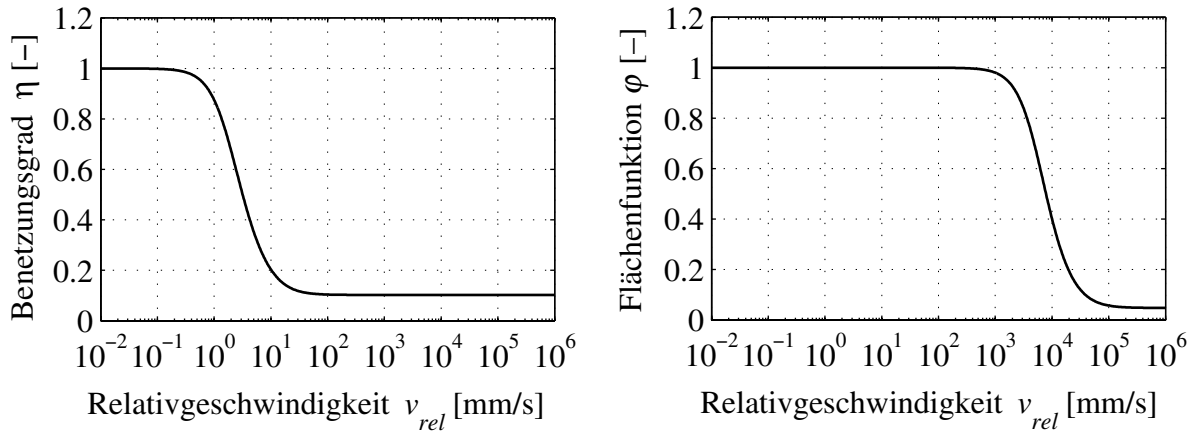


Bild 4.17: Benetzungsgrad η in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (links) und Verlauf der Flächenfunktion φ über der Geschwindigkeit (rechts) für Material S6R

Der beschriebenen Mikrorauheit wird nun nach ACHENBACH eine Makrorauheit überlagert, deren Wellenlänge l_1 in der Größenordnung 10^3 größer ist als die Wellenlänge der Mikrorauheit l_2 . Die Makrorauheit besitzt wiederum die Form einer harmonischen Funktion. Die Anregungsfrequenz ω_1 aus der Makrorauheit ergibt sich über die Relativgeschwindigkeit zu $\omega_1 = 2\pi v/l_1$. Die Makrorauheit ist für die Ausbildung der makroskopischen Kontaktfläche verantwortlich.

Für den angenommenen Sonderfall einer sinusförmigen Oberfläche gibt ACHENBACH eine Näherung für die makroskopische Kontaktfläche A_K an, die sich auf die HERTZ'sche Theorie stützt

$$A_K = k_1 (E'(\omega_1))^{-\frac{2}{3}} \quad (4.13)$$

mit der Proportionalitätskonstanten k_1 . Gleichung 4.13 lässt sich in einen konstanten relativen Anteil $(A_K)_{Relax}$ und einen dynamischen Anteil φ aufteilen, der einen maximalen Wert von $\varphi = 1$ annehmen kann

$$(A_K)_{Relax} = k_1 E_e^{-\frac{2}{3}}, \quad \varphi = \left(\frac{E'(\omega_1)}{E_e} \right)^{-\frac{2}{3}}. \quad (4.14)$$

Bild 4.17 rechts beschreibt den Verlauf der so genannten Flächenfunktion φ für das Material S6R über der Relativgeschwindigkeit für eine Makrorauheitswellenlänge von $l_1 = 0,1$ mm. Die beschriebene Kontaktflächenfunktion φ bleibt über einen weiten Geschwindigkeitsbereich auf dem Wert $\varphi = 1$. Ab etwa $v_{rel} = 1000$ mm/s verringert sich die Kontaktfläche stark. Die Gesamtadhäsionskraft F_{Ad} lässt sich mit Hilfe des Benetzungsgrades η und der Flächenfunktion φ sowie der Änderung der freien Grenzflächenenergie $\Delta\gamma$, die die notwendige Energie pro Fläche zur Trennung zweier Oberflächen angibt, beschreiben:

$$F_{Ad} = k_{Ad} \Delta\gamma \eta(\omega_2) \varphi(\omega_1). \quad (4.15)$$

Die Änderung der freien Grenzflächenenergie wird für langsame Geschwindigkeiten bei ACHENBACH als konstant angenommen. Allgemein nimmt bei Elastomeren allerdings die zum Trennen zweier Flächen notwendige Energie mit der Trenngeschwindigkeit stark zu, siehe BARQUINS [8].

Die Adhäsionskonstante k_{Ad} fasst alle bisherigen Konstanten zusammen. Qualitativ lässt sich somit die Adhäsionskomponente als Produkt der Flächenfunktion und des Benetzungsgrades darstellen.

4.4.2 Simulation

Das ACHENBACH-Gesetz wird für das aktuell verwendete Adhäsionsmodell erweitert. Die Modellrauheit wird durch eine reale Rauheit ersetzt, so dass die Flächenfunktion und der Benetzungsgrad nicht mehr unmittelbar mit den analytischen Gleichungen gerechnet werden kann, sondern auf eine Simulation übergegangen werden muss.

Das Grundkonzept, die Adhäsionskomponente als Produkt der beiden geschwindigkeitsabhängigen Funktionen darzustellen, wird auch in der Simulation beibehalten. Die Flächenfunktion φ wird jedoch durch den Verlauf der wahren Kontaktfläche auf realen Oberflächen A_{eff} ersetzt.

Der Benetzungsgrad η ist wesentlich von der Wellenlänge der Mikrorauheit abhängig. Diese ist allerdings mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik nicht ermittelbar. Mit Hilfe von Literaturwerten kann aber eine Abschätzung durchgeführt werden, die im Nanometerbereich liegt. Die Mikrorauheitswellenlänge besitzt somit in gewissen Grenzen den Charakter eines freien Parameters.

Die freie Grenzflächenenergie soll in der Simulation als konstant angenommen werden, da keine abgesicherten Erkenntnisse vorliegen. **Bild 4.18** zeigt die Simulationsergebnisse

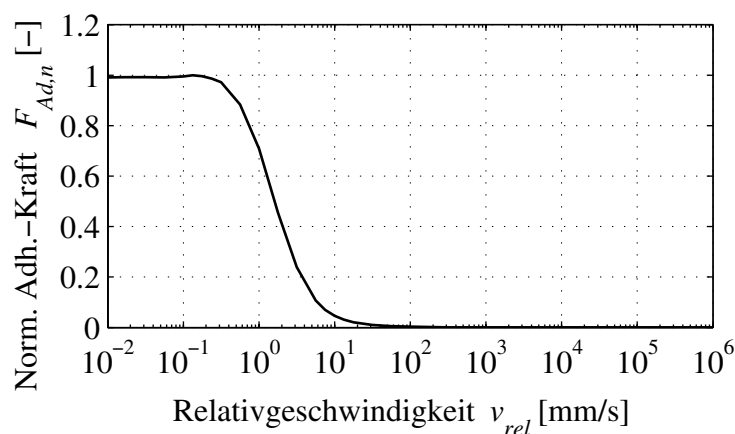


Bild 4.18: Simulierte, normierte Adhäsionskraft über Relativgeschwindigkeit mit Material S6R

für die auf den Wert 1 normierte Adhäsionsreibungskraft $F_{Ad,n}$ mit einem Modell 1. Ordnung und dem Material S6R bei einer Mikrorauheitswellenlänge von $l_2 = 10$ nm. In diesem Fall ist der Verlauf qualitativ mit dem Benetzungsgrad vergleichbar, da bis $v_{rel} = 10$ mm/s im Material noch keine nennenswerte Abnahme der makroskopischen Kontaktfläche zu erwarten ist, siehe **Bild 4.19** rechts.

Eine Erhöhung der Modellordnung beeinflusst im Wesentlichen den Verlauf des Benetzungsgrades, da er den Speichermodul E' beinhaltet und nun durch den ersten Term von Gleichung 2.19 ausgedrückt wird

$$\eta = \sqrt{\frac{E_e}{E_e + \sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{\omega_2^2 \tau_i^2}{1 + \omega_2^2 \tau_i^2}}} \quad (4.16)$$

Bild 4.19 links verdeutlicht den Einfluss der höheren Modellordnung auf den Benetzungsgrad für das Material S6R. Der Übergang beginnt wesentlich früher und weniger steil. Der Einfluss der realen Kontaktfläche wird durch die Abnahme der Eindringtiefe bzw. Schichtdicke im Hysteresemodell berücksichtigt, siehe **Bild 4.19** rechts. Hier wird die Abnahme des Benetzungsgrades für unterschiedliche Wellenlängen der Mikrorauheit verdeutlicht.

Der approximierter Verlauf der effektiven Kontaktfläche aus dem Hysteresemodell zeigt, dass im Geschwindigkeitsbereich – in dem eine nennenswerte Benetzung auftritt – die effektive Kontaktfläche nahezu bei $A_{eff} = 100\%$ liegt. Die Adhäsionsberechnung nach ACHENBACH ist für die hier vorliegenden Verhältnisse maßgeblich von der Wellenlänge der Mikrorauheit abhängig, die bisher nur grob abgeschätzt werden kann.

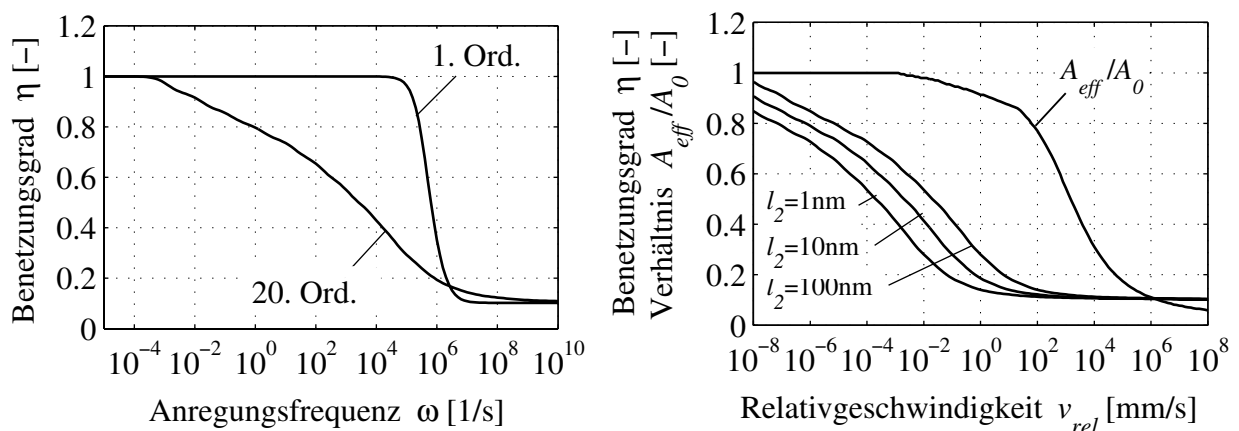


Bild 4.19: Benetzungsgrad bei Variation der Modellordnung für Material S6R (links); Benetzungsgrad bei Variation der Mikrorauheitswellenlänge und Kontaktflächenverhältnis für Material S6R (rechts)

4.5 Vergleich Experiment-Simulation

Das erarbeitete Reibmodell wird nun mit Experimenten verglichen. Die Messungen dazu wurden am Tribometerprüfstand durchgeführt. Als Mischung wurde die Probe S6R gewählt, da hierzu auch der gemessene Temperaturverlauf über der Relativgeschwindigkeit vorliegt, siehe Kapitel 4.3.4. Bei den Experimenten wurde die Reibfläche mit Vaseline präpariert, um auftretende Kohäsionseffekte zu minimieren. Es besteht allerdings eine Adhäsionswirkung, da das Schmiermittel durch die Gummiprobe beim Reibprozess stark von den Rauheitsspitzen verdrängt wird.

Die Hysteresesimulation wurde mit einem Modell 20. Ordnung durchgeführt. Diese hohe Modellordnung ist notwendig, da S6R ein weit gestrecktes Maximum in der Verlustmodulcurve aufweist und nur durch eine entsprechende Anzahl von MAXWELL-Elementen wiedergegeben werden kann. Die Temperatur wird durch den in **Bild 4.16** links dargestellten gemessenen Verlauf berücksichtigt. Die Hysteresereibwertkurve wurde in der Höhe skaliert, weil Eindringtiefe und angeregte Schichtdicke nach Annahme linear über einen freien Parameter verknüpft sind. Die wichtige horizontale Lage auf der Geschwindigkeitsachse sowie die Form ist durch die Simulation vorgegeben. Bei der Adhäsionssimulation 20. Ordnung wurde für die Mikrorauheit, die hier als in Grenzen frei wählbarer Parameter gilt, eine Wellenlänge von $l_2 = 50$ nm angenommen. Die Simulationsergebnisse von Hysterese und Adhäsion wurden zu einer Gesamtlösung addiert. Hierbei ergibt sich der Vergleich in **Bild 4.20** mit einer guten Übereinstimmung von Experiment und Simulation.

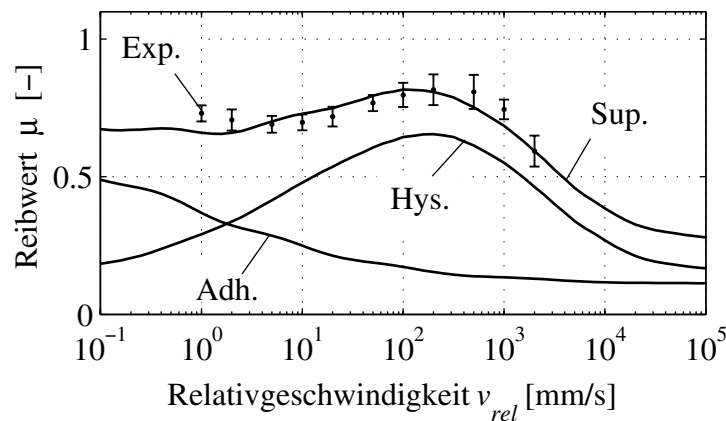


Bild 4.20: Vergleich Experiment-Simulation mit Material S6R auf Korund 400

5 Dynamik von Profilklotzen

Reibung tritt in vielen technischen Anwendungen auf und wird häufig als nachteilig empfunden, da sie zwischen sich bewegenden Körpern zu Energiedissipation führt. In bestimmten Fällen kann Reibung gezielt verwendet werden, um Tangentialkräfte zu übertragen. Beispielsweise geschieht dies zwischen Fahrzeugreifen und Fahrbahn, wobei alle im Betrieb auftretenden Kräfte innerhalb der Kontaktzone übertragen werden müssen. Hier ist ein ausreichender Kraftschluss beim Beschleunigen und Bremsen sowie eine gute Seitenführung des Fahrzeugs gefordert. Die Reibung in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn kann allerdings unerwünschte Schwingungseffekte wie Stick-Slip hervorrufen. Diese können den Kraftschluss und somit die Sicherheit sowie den Komfort beeinträchtigen und zusätzlich zu störenden Geräuschen führen. Hierzu zählt beispielsweise das Reifenquietschen bei Kurvenfahrten. Aufgrund der Eigenschaften des Reibkontaktes entstehen Schwingungen, die hier den Schwerpunkt der Untersuchungen bilden. In diesem Kapitel werden dynamische Effekte an Profilklotzen diskutiert. Zudem werden Temperaturbetrachtungen am gleitenden Profilklotz vorgenommen, da sich Reibereigenschaften und Wärmeentwicklung im Kontakt wechselseitig beeinflussen.

5.1 Stand des Wissens zu Profilklotzen

Im Folgenden werden Grundlagen zu Profilklotzen angegeben. Zunächst werden Reifeneigenschaften betrachtet. Zudem werden Reibuntersuchungen an Profilklotzproben vorgestellt. Es wird anschließend auf die Flächenpressung und Reibleistung des Klotzes eingegangen. Letztlich wird die Wärmeverteilung während des Gleitens des Profilklotzes betrachtet.

5.1.1 Reifeneigenschaften

Durch den Einsatz neuer fahrdynamischer Systeme gewinnt das Verständnis über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt an Bedeutung, siehe beispielsweise WIES ET AL. [81]. Die Hauptfunktion eines Reifens ist die Übertragung von Kräften und Momenten. Zu den Gebrauchseigenschaften von Reifen zählen Laufleistung, Rollwiderstand, Gewicht, Preis, Runderneuerbarkeit, Komfort, Geräusentwicklung, Wintereigenschaften, Nassgriff, Aquaplaningverhalten sowie das allgemeine Handling auf trockener Fahrbahn. Vie-

le dieser Gebrauchseigenschaften treten im Zielkonflikt miteinander auf. Beispielsweise führt das Verbessern der Nassgriffeigenschaften zu erhöhtem Rollwiderstand und zu höherem Abrieb, da hierbei eine weichere Gummimischung eingesetzt wird. Eine ausgewogene Reifenkonstruktion zeigt in keinem der genannten Bereiche deutliche Schwächen. Der Laufstreifen ist das einzige Konstruktionselement, das direkten Kontakt zur Straße besitzt. Im Laufstreifen sind die Profilpositiv- und Profilnegativanteile systematisch verteilt. Ein hoher Anteil von Profilpositiv vergrößert die Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn und vermindert die lokale Pressung im Kontakt. Ein großer Profilnegativanteil sorgt für die Abfuhr von Wasser aus der Kontaktzone und verbessert somit die Nässeigenschaften. Bezüglich der Konstruktion der Profilblöcke, der Lamellierung sowie der Lage und Anzahl der Umfangsrillen ist dem Reifenentwickler ein bestimmter Variationsspielraum gegeben, um ausgewählte Eigenschaften des Reifens besonders hervorzuheben. Beispielsweise sind für das Trockenbremsverhalten steife Profile besser geeignet, da hier ein Ankippen der Profilblöcke und somit unerwünschte Druckspitzen an der Einlaufkante unterdrückt werden. Diese steiferen Profile besitzen Nachteile im Nassbremsverhalten aufgrund der geringeren Anzahl der Blockkanten zur Trennung der Wasserschicht.

5.1.2 Reibversuche am Profilklotz

Untersuchungen an einzelnen Profilklotzen wurden unter anderem von AMMON ET AL. [5], EBERHARDSTEINER ET AL. [17] und HUEMER ET AL. [33] unternommen, wie im Folgenden dargestellt wird. AMMON ET AL. zeigen basierend auf modelltechnischen Überlegungen zum Kraftschluss zwischen Gummistollen und Fahrbahn den Bedarf von Reibwertmessungen an Gummiprobe unter realitätsnahen Belastungen. Hierzu wurde ein entsprechender Prüfstand aufgebaut. EBERHARDSTEINER ET AL. und HUEMER ET AL. stellen eine experimentelle Bestimmung der Reibeigenschaften von Gummiprobe auf ebenen Oberflächen vor. Unter anderem wird hier auch die Konstruktion eines Prüfstands für Reibversuche von linear geführten Gummiprobe gezeigt. Heutige PKW-Reifen führen auf trockener Fahrbahn zu maximalen globalen Reibwerten von $\mu_{max} = 1,1$ und mehr, wobei größere Schlupf- und Schräglaufwerte Gleitreibwerte von $\mu_G \approx 0,9$ bis 1 bewirken. Bei maximaler Kraftübertragung teilt sich die Kontaktfläche in Zonen des Haftens und des Gleitens auf. Vom Kraftschlussmaximum μ_{max} des gesamten Reifens wird auf einen mittleren Reibwert der Kontaktfläche geschlossen. Örtliche Haftreibwerte müssen also wesentlich höhere Werte annehmen.

Sollen Prüfstandsmessungen zur Profilklotzreibung unternommen werden, so sollten sie unter Bedingungen durchgeführt werden, die auch auf der realen Straße vorliegen. Für die genaue Analyse der Kontaktzonenvorgänge müssen Bodendruckverteilung, Profilscherung sowie örtliche Haft- und Gleitreibwerte ermittelt werden, die wiederum von vielen Parametern abhängen. Bei der Stollenmessung von AMMON ET AL. [5] wird eine Gummiprobe durch eine Normalkraft belastet und über eine Fahrbahnober-

fläche gezogen. Dabei wird die Längskraft gemessen. Die Ergebnisse einer solchen Untersuchung sind auf die Verhältnisse in der Reifenaufstandsfläche übertragbar, wenn ein geeignetes Modell die Pressungen, Gleitgeschwindigkeiten und Verformungen berücksichtigt. Sichtbar ist ein entscheidender Einfluss der Flächenpressung auf die Kraftschlussverhältnisse. Zur umfassenden Beschreibung der komplexen Reibeigenschaften von Gummimischungen genügt es nach EBERHARDSTEINER ET AL. [17] und HUEMER ET AL. [33] nicht, Einpunktmessungen – wie beispielsweise Skid-Messungen – im Frequenz-, Beanspruchungs- und Temperaturparameterraum heranzuziehen. Auch hier wurden experimentelle Untersuchungen an Profilklotzen unternommen.

5.1.3 Flächenpressung und Reibleistung am Profilklotz

Die Temperaturverteilung im Reibkontakt ist komplex, denn die gegenseitige Abhängigkeit der Einflussfaktoren auf den thermomechanischen Kontakt macht eine umfassende Betrachtung schwierig. So ist die Temperaturentwicklung abhängig von der Steifigkeit und Pressung im Kontakt. Diese Größen sind ihrerseits jedoch wiederum abhängig von der Temperatur. Pressungsverteilung und Wärmeentstehung sind ineinander überföhrbar, hierüber wird beispielsweise bei JOHNSON [35] berichtet. Demnach ist es wichtig, die Pressungsverteilung im Reibkontakt zu kennen. Hierzu hat RIEGER [73] qualitative Untersuchungen unternommen.

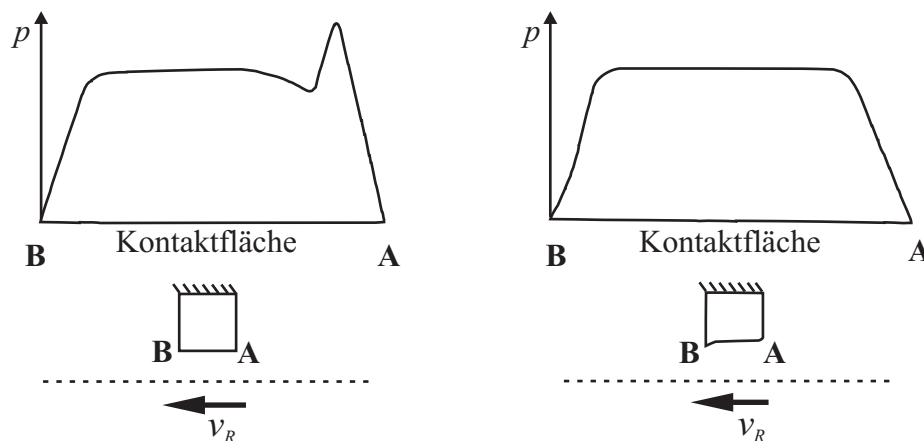


Bild 5.1: Druckverlauf unter einer neuen Probe (links) und unter einer eingeschliffenen Probe (rechts) nach RIEGER [73]

Bei einer neuen Profilklotzprobe ist die Pressung und damit der Abrieb im Einlauf größer als im übrigen Teil der Kontaktfläche. Es bildet sich oftmals eine „Lippe“ aus, die bei entsprechender Belastung umklappt. Bei einer eingeschliffenen Probe hingegen ändert sich die Klotzgeometrie. Das System strebt eine gleichmäßige Verteilung der Pressung an, da Abschnitte mit höherer Flächenpressung stärkerer Abrasion unterliegen. **Bild 5.1** zeigt qualitativ den Druckverlauf unter einem belasteten Profilklotz und zusätzlich seine Seitenansicht im unbelasteten Zustand in verschiedenen Abriebstadien. Es wird bei der Berechnung der Reibungswärme davon ausgegangen, dass es sich bei den durchgeföhr-

ten Experimenten um einen homogenen Reibkontakt handelt. Begründen lässt sich dies mit der großen Differenz der Steifigkeiten von Gummi und den verwendeten Reiboberflächen. Das Elastomermaterial hat die Möglichkeit, in die Rauheiten der Reiboberfläche einzudringen und führt so zu einer recht großen Kontaktfläche. Die Energie, die beim Reibprozess in Wärme umgesetzt wird, entsteht durch Deformationen in der Kontaktfläche der Reibpartner. Die Reibenergie entspricht dabei dem Produkt aus Reibkraft und zurückgelegtem Weg des Klotzes über den Untergrund $W_R = \int F_R dx$. Die Reibleistung ergibt sich aus der zeitlichen Ableitung der Reibenergie zu $P_R = F_R \dot{x}_R = \mu F_N \dot{x}_R$. Für die Berechnung der im Reibkontakt entstehenden flächenbezogenen Wärme ergibt sich die Wärmeflussdichte zu $q = \mu p_m \dot{x}_R$ mit der mittleren Pressung p_m im Reibkontakt.

5.1.4 Betrachtung der Temperaturverteilung am Profilklotz

Es sollen im Folgenden die grundlegenden Gleichungen aufgezeigt werden, anhand derer sich die Berechnung der Kontakttemperatur des Profilklotzes durchführen lässt. Im Weiteren wird ein Vergleich von Messung und Rechnung der Temperaturverteilung demonstriert. Die Wärmeleitungsgleichung nach CARSLAW UND JAEGER [13] für einen homogenen, isotropen Festkörper lautet:

$$\frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial z^2} = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \Delta\theta}{\partial t}. \quad (5.1)$$

Hierbei bezeichnet $\Delta\theta$ die Temperaturerhöhung gegenüber der Ausgangstemperatur, x, y, z seien kartesische Koordinaten, t die Zeit und κ die Temperaturleitfähigkeit. Sie berechnet sich zu $\kappa = k/(\rho c_p)$, mit der Wärmeleitfähigkeit k , der Dichte ρ und der spezifischen Wärme c_p . Der Reibkontakt des eingeschliffenen Profilklotzes gelte als Rechteckwärmquelle und habe eine konstante Wärmeflussdichte q pro Zeit- und Flächeneinheit. Er habe die Abmaße $-l$ bis l in x -Richtung und $-b$ bis b in y -Richtung. Er bewege sich in der Ebene $z = 0$ auf einem unendlichen Halbraum mit der Geschwindigkeit v in Richtung der positiven x -Achse. Hierfür lautet eine Lösung der Gleichung 5.1

$$\Delta\theta = \frac{q}{v \pi \rho c_p} \int_{X-L}^{X+L} e^{-\xi} \int_{Y-B}^{Y+B} \frac{e^{-\sqrt{(\xi^2 + \zeta^2)}}}{\sqrt{(\xi^2 + \zeta^2)}} d\zeta d\xi \quad (5.2)$$

mit den zusätzlichen Integrationsvariablen ξ und ζ und den dimensionslosen Längen und Koordinaten

$$L = \frac{v l}{2 \kappa}, \quad B = \frac{v b}{2 \kappa}, \quad X = \frac{v x}{2 \kappa}, \quad Y = \frac{v y}{2 \kappa}. \quad (5.3)$$

Die Größe L entspricht dabei der PECKET-Zahl. Die höchsten Temperaturen ergeben sich entlang der x -Achse also in der Mitte der Reibspur.

5.2 Untersuchungen an Profilklotzen

Der Reibprozess in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn soll detaillierter erkannt werden. Deshalb fokussieren die folgenden Untersuchungen auf den Reibvorgang eines einzelnen Profilklotzes auf verschiedenen Oberflächen. Zunächst werden die physikalischen Ursachen der Reibung zwischen Profilklotz und seinem Kontaktpartner beschrieben. Anschließend werden anhand von experimentellen Ergebnissen reibungserregte Schwingungen vorgestellt. Bei einigen Parametervariationen konnten hierbei zusätzlich Geräuschemissionen detektiert werden. Typische Schwingungserscheinungen werden mit Geometrie- und Materialdaten der verwendeten Gummiprobe unter MATLAB/SIMULINK simuliert. Das Modellverhalten wird mit Messungen am realen System verglichen. Abschließend wird das Temperaturverhalten innerhalb des Profilklotzes sowie in seiner Kontaktzone untersucht. Die folgenden Untersuchungen werden bei Raumtemperatur durchgeführt.

5.2.1 Experimentelle Stick-Slip-Detektion

Bei großen Beschleunigungen oder beim Bremsen eines Reifens gleitet der Profilklotz in der Kontaktzone über die Straßenoberfläche. Dieser Zustand wird im Rahmen dieser Arbeit experimentell an einer Klotz-Reibscheiben-Konfiguration am Tribometerprüfstand untersucht. Hierbei werden die Normal- und Tangentialkraft des Kontaktes gemessen. Aufgrund der kleinen Klotzmasse ist seine maximale Trägheitskraft gegenüber den Reibkräften vernachlässigbar, und es kann die Reibkraft mit der gemessenen Tangentialkraft gleichgesetzt werden. Mit dem Laservibrometer, siehe Kapitel 3.4, werden die absoluten Verschiebungen und Geschwindigkeiten der Profilklotzkante im Einlaufbereich detektiert. Ein Mikrofon wird zur Messung der Geräuscentwicklung eingesetzt. Der gewählte Profilklotz weist eine Kontaktfläche von $A = 15 \times 15 \text{ mm}^2$ und eine Höhe von $h = 10 \text{ mm}$ auf. Er besteht aus dem Material S6R, das sich aufgrund seiner Abriebfestigkeit für die folgenden Versuche geeigneter gegenüber beispielsweise einem ungefüllten SBR erwiesen hat. Im Folgenden wird zunächst auf einer Glasoberfläche gemessen.

Bei den Experimenten werden drei verschiedene Profilklotzarten unterschieden. Die erste Variante besitzt eine nach der Vulkanisation unbehandelte Reibfläche und ausgeprägte Kanten im Ein- und Auslaufbereich. Im nächsten Fall werden Radien von $r_K = 1 \text{ mm}$ am Ein- und Auslauf gefertigt. Letztlich wird zusätzlich die Reibfläche mit Korund angeschliffen.

Am Profilklotz mit ausgeprägten Kanten bildet sich nach kurzer Zeit des Gleitens an der Einlaufkante eine „Lippe“ aus. Es entstehen sowohl Schwingungen im Frequenzbereich von $f = 40$ bis 200 Hz als auch im Bereich von $f = 1000$ bis 5000 Hz . Die Art der Schwingung ist stark von der Ausprägung der Lippe an der Einlaufkante abhängig, die sich zeit-

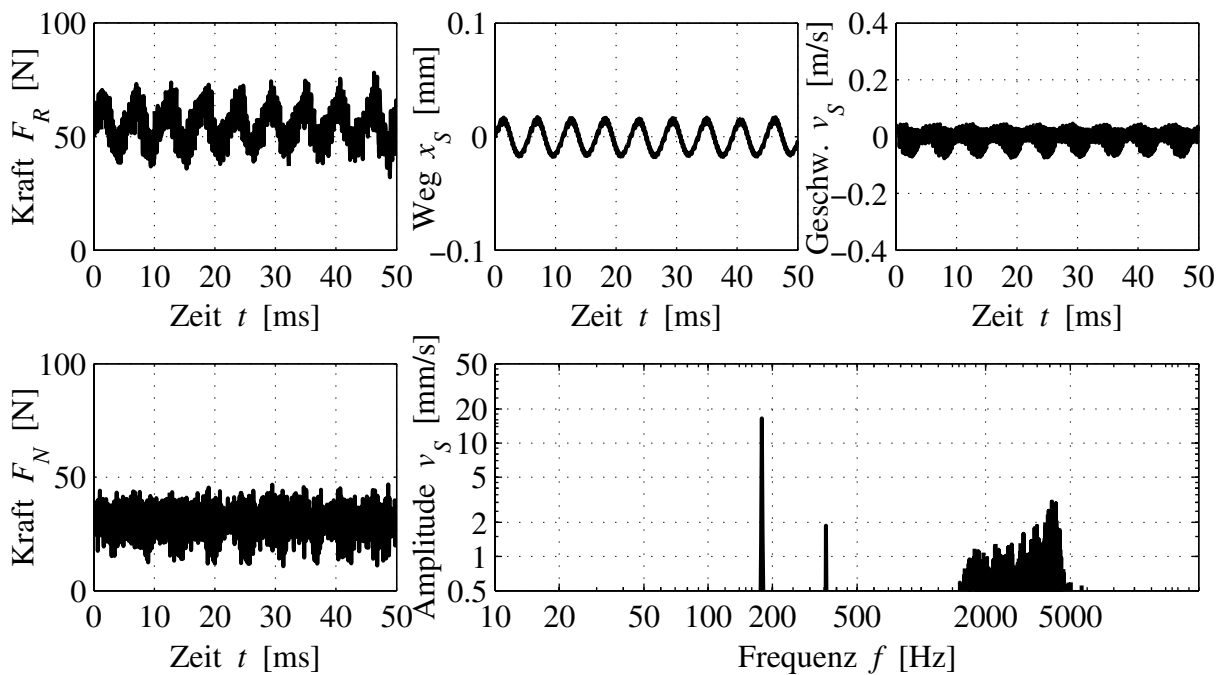


Bild 5.2: Schwingungsmessung eines Profilklotzes mit ausgeprägten Kanten, Material S6R, Reibbelag Glas, Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 50$ mm/s, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,13$ N/mm²

lich verändert. Im **Bild 5.2** ist eine typische Schwingung dieser Art dargestellt. Hierbei beträgt die Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 50$ mm/s und die mittlere Flächenpressung in der Kontaktzone $p_m = 0,13$ N/mm². Einer niederfrequenten schmalbandigen Schwingung von $f \approx 180$ Hz und der ersten Harmonischen ist ein hochfrequentes breitbandiges Quietschgeräusch überlagert. Dieses ist auch anhand der Zeitverläufe in **Bild 5.2** zu erkennen. Die Verschiebung der Einlaufkante erreicht Spitzenwerte bis zu $\hat{x}_S = 15$ μ m und Geschwindigkeiten von $v_S = -80$ bis 50 mm/s. Bei den hohen Schwingfrequenzen entstehen Verschiebungsamplituden bis zu $\hat{x}_S = 2$ μ m und Geschwindigkeiten von $v_S = 10$ mm/s. In diesem Fall sind die Kraftamplituden geringer als im niederfrequenten Fall.

Zum zweiten wurden Versuche mit veränderten Klotzkanten durchgeführt. Die scharfe Lippe prägt sich nicht mehr aus, wenn der Profilklotz einen Radius von $r_K = 1$ mm an der Einlaufkante aufweist. Allerdings zeigt das Gesamtsystem noch starke Schwingungserscheinungen. Bei unveränderten Betriebsparametern wie im ersten Fall zeigt **Bild 5.3** eine solche Schwingung mit einem niederfrequenten Anteil von $f = 100$ Hz und die zugehörigen ersten vier Oberschwingungen $f = 200, 300, 400, 500$ Hz. Die Verschiebung der Einlaufkante erreicht während der Schwingung Amplituden bis zu $\hat{x}_S = 60$ μ m. Die Kantengeschwindigkeit zeigt Werte von $v_S = -300$ bis 50 mm/s. Den niederfrequenten Schwingungen wird in diesem Fall wieder ein ausgeprägtes Frequenzband eines Quietschgeräusches im Bereich von $f = 1000$ bis 10000 Hz überlagert, das zum Verrauschen der Zeitsignale führt. Hinzuweisen ist auf das teilweise Abheben des Klotzes von der Reibfläche. Dies ist an der Normalkraft $F_N = 0$ erkennbar.

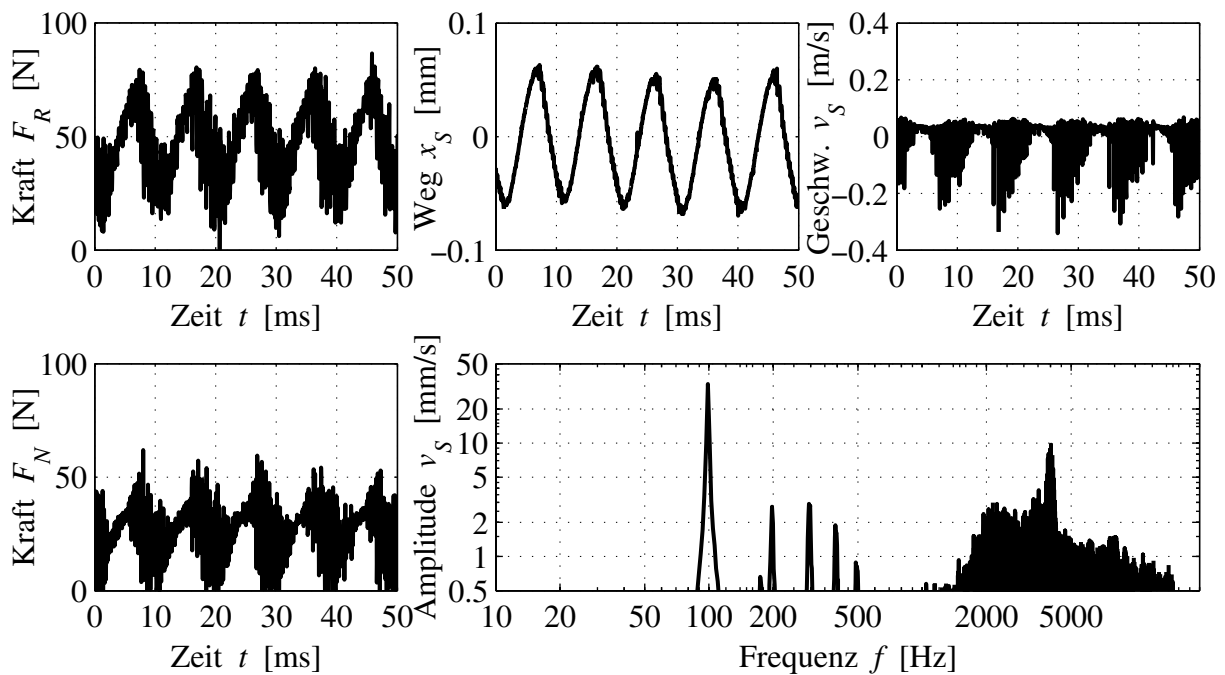


Bild 5.3: Schwingungsmessung eines Profilklotzes mit einem Radius an der Einlaufkante, Material S6R, Reibbelag Glas, Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 50$ mm/s, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,13$ N/mm²

Zum dritten wurden Versuche mit dem Profilklotz unternommen, der sowohl einen Kantenradius an der Einlaufkante als auch eine angeschliffene Oberfläche im Kontaktbereich besitzt. Es wurden die gleichen Versuchsparameter wie zuvor gewählt. Hierbei werden niederfrequente Schwingungen bei $f = 30$ Hz sowie eine hochfrequente Überlagerung bei $f = 2000$ Hz gemessen, siehe **Bild 5.4**. Die hochfrequente Schwingung zeigt ein eindeutiges Stick-Slip-Verhalten. Dies ist am Weg- und Geschwindigkeitsverlauf der Einlaufkante in **Bild 5.4** zu erkennen. Die Einlaufkantenverschiebung zeigt Amplituden des Weges von $\hat{x}_S = 10$ μm und der Geschwindigkeit von $v_S = -300$ bis 50 mm/s. Es ist zu vermuten, dass in dieser Überlagerung zwei getrennte Schwingungen auftreten können, da sich ihr Frequenzbereich stark unterscheidet. Das entstehende Geräusch ist nicht mehr verrauscht und breitbandig, sondern zeigt ein eindeutiges schmalbandiges Spektrum.

Wird die Reibscheibengeschwindigkeit auf $v_R = 14$ mm/s gesenkt, so verändert sich die Schwingung, siehe **Bild 5.5**. Der Energieeintrag in das Gesamtsystem ist hierbei geringer als zuvor. Demzufolge ist ein nahezu konstantes Verhalten der Normalkraft zu beobachten. Es ist ein klassischer Stick-Slip-Effekt mit seinem Grenzykel in **Bild 5.5** zu erkennen. Die Verschiebung der Einlaufkante nimmt Amplituden von $\hat{x}_S = 150$ μm an und ihre Geschwindigkeit beträgt $v_S = -50$ bis 20 mm/s. Im Frequenzspektrum ist die hochfrequente Schwingung nicht mehr vorhanden. Beim Messen tritt kein Quietschgeräusch mehr auf. Der hier gezeigte klassische Stick-Slip-Grenzykel aus **Bild 5.5** wird im Folgenden für einen Vergleich Experiment-Simulation verwendet.

Bei einem Wechsel der Reiboberfläche von Glas auf Korund 400 können am angeschliffenen Profilklotz ebenfalls Schwingungseffekte beobachtet werden. Mit einer Reib-

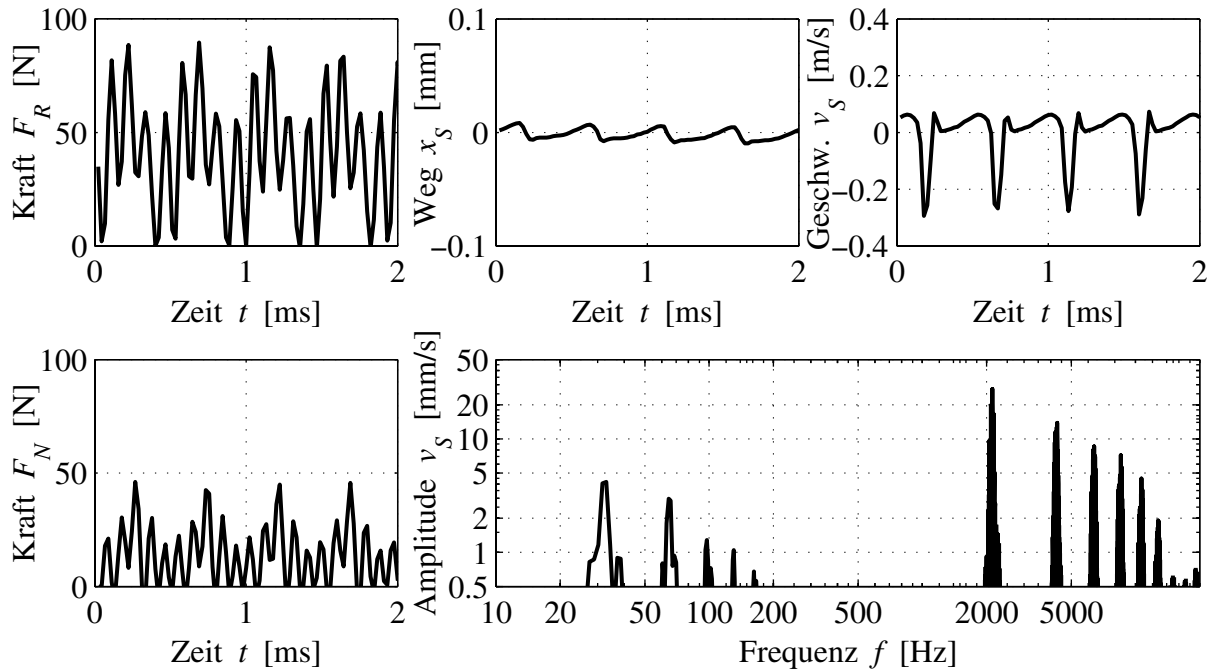


Bild 5.4: Schwingungsmessung eines Profilklotzes mit Radien und angeschliffener Reiboberfläche, Material S6R, Reibbelag Glas, Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 50 \text{ mm/s}$, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,13 \text{ N/mm}^2$

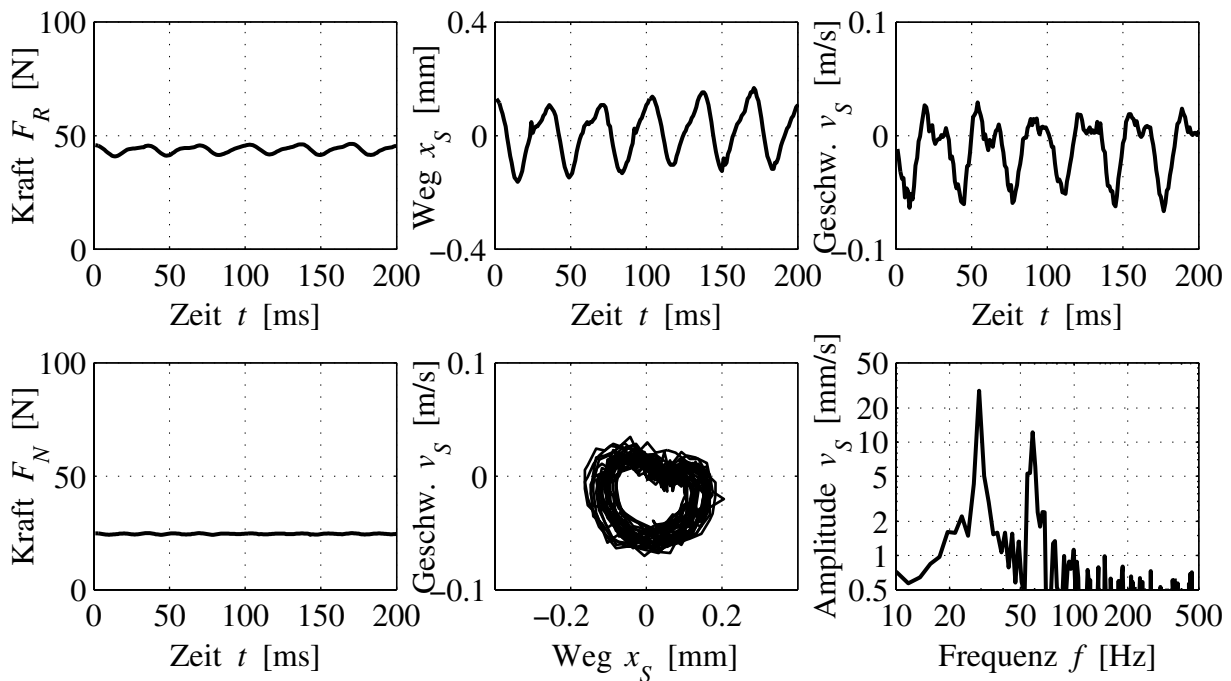


Bild 5.5: Schwingungsmessung eines Profilklotzes mit Radien und angeschliffener Reiboberfläche, Material S6R, Reibbelag Glas, Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 14 \text{ mm/s}$, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,13 \text{ N/mm}^2$

scheibengeschwindigkeit von $v_R = 10 \text{ mm/s}$ und einer mittleren Flächenpressung von $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$ zeigt sich eine harmonische Schwankung der Reibkraft bei nahezu konstanter Normalkraft. Die Schwingfrequenz beträgt $f = 30 \text{ Hz}$ und ist im Verschiebungs- und Geschwindigkeitssignal der Klotzeinlaufkante enthalten. Die Amplitude der Verschiebung zeigt Werte von $\hat{x}_S = 10 \text{ }\mu\text{m}$ und die Geschwindigkeitswerte sind $v_S = -4$ bis 2 mm/s . Die Profilklotzkante folgt also mit ihrer Geschwindigkeit der Reibscheibe nur annähernd. Es entsteht somit ein Zykel einer harmonischen Schwingung. Wird die Reibscheibengeschwindigkeit auf $v_R = 15 \text{ mm/s}$ gesteigert, so beginnt die Normalkraft leicht zu fluktuieren. Die Verschiebungs- und Geschwindigkeitssignale vergrößern geringfügig ihre Amplituden. Die Frequenz dieser harmonischen Schwingung steigt auf $f = 40 \text{ Hz}$. In diesem Geschwindigkeitsbereich treten keine hochfrequenten Quietschgeräusche auf. Der Profilklotz zeigt im niederfrequenten Bereich ein ausgeprägtes Schwingungsverhalten.

5.2.2 Ursachen von Stick-Slip-Effekten an Profilklotzen

Ähnliche Experimente am Profilklotz wurden darüber hinaus unter verschiedenen Versuchsbedingungen mit präparierten Einlaufkanten oder angerauter Kontaktoberfläche des Klotzes vorgenommen, siehe KRÖGER ET AL. [40]. Im realen Einsatz ändern sich diese Eigenschaften durch den Abrieb. Dieser Abrieb hängt von den Materialeigenschaften, der Fahrbahnoberfläche und dem eigentlichen Reibprozess mit Parametern wie Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur ab. Versuche auf der glatten Glasoberfläche zeigen drei typische Reibzustände.

Der erste Effekt ist eine große lokale Verformung an der Einlaufkante, siehe **Bild 5.6** links. Die entstehende Lippe trennt die anderen Teile der Oberfläche vom Kontakt. Dies resultiert in großer lokaler Flächenpressung und Abrieb. Die Zone des Abriebs befindet sich an der seitlichen Oberfläche der Einlaufkante und scheint bei Betrachtung im unbelasteten Fall nicht in Kontakt zu sein. Dieses Abriebphänomen wird auch an realen Reifen nach Bremsprozessen mit hohem Schlupf beobachtet, siehe KENDZIORRA [36]. Während des Gleitens kann die Klotzverformung zu stabilem oder instabilem Verhalten führen. Instabiles Verhalten resultiert in Schwingungen des gesamten Profilklotzes. Das Stabilitätsverhalten hängt von der aufgebrachten Normalkraft und der Relativgeschwindigkeit ab. Ein Radius an der Einlaufkante des Profilklotzes verhindert die Lippenbildung.

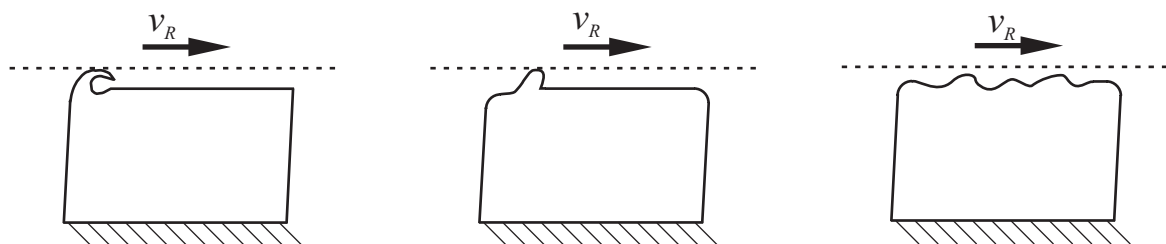


Bild 5.6: Drei typische Effekte am Profilklotz: Bildung einer Lippe (links), lokale Vergrößerung der Klotzdicke (mittig) und angeraute wellige Oberfläche (rechts)

Der zweite Effekt ist ein lokales Haften in der Kontaktfläche nahe der Einlaufkante. Dies führt zu lokalen Deformationen in der Kontaktzone und einem lokalen Ansteigen der Klotzdicke, siehe **Bild 5.6** mittig. Diese Vergrößerung der Klotzdicke führt lokal zu höheren Pressungen und verringert ebenfalls die Pressung in anderen Bereichen der Kontaktzone. Die Erhöhung in der Kontaktfläche bildet sich nach dem Losreißen des Kontaktpunktes zurück. Hierdurch vergrößert sich die reale Kontaktzone wieder, und die lokale Normalsteifigkeit ist größer als beim ersten Effekt, bei dem sich die Lippe ausprägte. Die Kontaktgeometrie besitzt einen großen Einfluss der lokalen tangentialen Schubkräfte auf die lokale Dicke in Normalenrichtung. Der Profilklotz zeigt große Schwingungsamplituden in Normal- und Tangentialrichtung. KENDZIORRA [36] nennt diese Schwingungen mit kurzem Abheben „hopping mode“.

Der dritte Effekt entsteht bei angerauter Klotzkontaktoberfläche. Das Anschleifen der Kontaktfläche des Klotzes führt zu kleinen Welligkeiten und Rauheiten auf der Oberfläche. In diesem Fall zeigt das System keine großen Änderungen der Normalkraft beim Gleiten. Das kann aus der Welligkeit resultieren, weil lokale tangentiale Schubkräfte nur noch kleinen Einfluss auf die lokale Dicke haben, siehe **Bild 5.6** rechts.

5.2.3 Modellierung

Im Folgenden wird ein Grenzykel des Profilklotzes auf einer Glasoberfläche modelliert, um die Vorhersagbarkeit der Dynamik zu zeigen. Zum anderen wird hiermit ein Simulationswerkzeug zur Einbettung in so genannte Punktkontaktmodelle mit diskretisierten Kontaktzonen erhalten, siehe SEXTRO [77]. Die Stick-Slip-Grenzykel werden mit einem numerischen Modell in MATLAB/SIMULINK simuliert. Das Modellverhalten wird mit Messungen am realen System verglichen und verifiziert.

Die Modellierung des Profilklotzverhaltens, siehe **Bild 5.7**, erfolgt als Reibschwinger mit dem Linearen Standardmodell als Kopplung an die Umgebung, siehe **Bild 5.8**. Dieses Modell ist mit den Eingangs- und Ausgangsgrößen sowie mit den Materialkennwerten in Kapitel 2 beschrieben worden.

Bild 5.7 verdeutlicht den Modellierungsansatz. Der Profilklotz wird im Experiment während des Auftretens einer Stick-Slip-Schwingung mit einer konstanten Normalkraft F_N

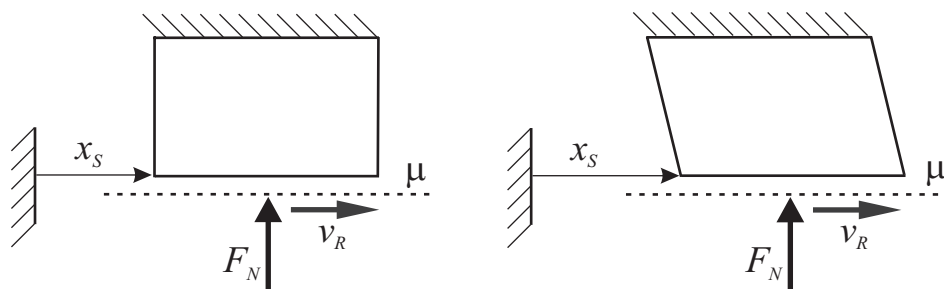


Bild 5.7: Klotzscherung: unverformter Klotz (links) und gescherter Klotz (rechts)

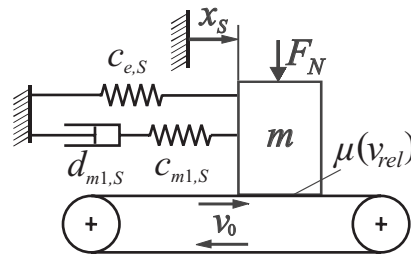


Bild 5.8: Modell des Reibschwingers mit Linearem Standardmodell angewendet auf die Klotzscherung

gegen die Reibfläche gepresst. Er besitzt in der Kontaktfläche eine Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = v_R - \dot{x}_S$ zur Reiboberfläche. Die Reibverhältnisse in der Kontaktfläche hängen von den Parametern Relativgeschwindigkeit, siehe **Bild 5.9**, Flächenpressung und Temperatur ab. Hierbei stellen sich annähernd stationäre Kontakttemperaturen und Flächenpressungen unter dem Profilklotz ein. Die Reibkraft im Kontakt bewirkt eine tangentielle Schubverformung des Klotzes. Diese Verformung wird im Modell durch den Schubweg x_S gekennzeichnet. Der Klotz vollführt in den betrachteten Fällen nur kleine Schubverformungen. Die tangentielle Auslenkung des Klotzes wird im Folgenden als reine Scherung betrachtet.

Weiterhin wird lineares Materialverhalten angenommen. Um das Materialverhalten im Linearen Standardmodell zu charakterisieren, werden die Kennwerte des Materials für das System 1. Ordnung auf die Klotzgeometrie unter der in Kapitel 2 aufgestellten Annahme $G^* \approx E^*/3$ umgerechnet. Somit ergeben sich Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten anhand der bekannten Materialparameter zu

$$c_{e,S} = \frac{E_e A}{3h}, \quad c_{m1,S} = \frac{E_{m1} A}{3h}, \quad d_{m1,S} = \frac{\eta_{m1} A}{3h}, \quad (5.4)$$

mit der nominellen Kontaktfläche A und der Profilklotzhöhe h . Das Materialgesetz des Linearen Standardmodells wird somit auf die Scherung des Profilklotzes angewandt. Die Genauigkeit der Modellierung wird mit diesem Modell im Folgenden an einem Grenzzykel dargestellt. Auch hier kann ein MAXWELL-Modell höherer Ordnung zur exakteren Modellierung angewendet werden, jedoch steigt dadurch die Simulationszeit.

5.2.4 Parameteridentifikation

Um einen Vergleich von Experiment und Simulation an einer Stick-Slip-Schwingung darstellen zu können, müssen zuvor die Parameter des Reibsystems Profilklotz identifiziert werden. Es wird ein Klotz mit abgerundeten Kanten und aufgerauter Kontaktfläche gewählt.

Reibwertcharakteristiken

Wichtigster Parameter zur Beschreibung des Profilklotzes ist die lokale Reibwertcharakteristik. Sie wird hier mit einer flachen kreisförmigen Probe des Materials S6R auf den Reibbelägen Glas, Korund und Aluminium bestimmt, siehe **Bild 5.9**. Die Probe wird vor jeder Messung mit feinem Schleifpapier zur besseren Reproduzierbarkeit angeraut. Die Vorkonditionierung erfolgt unter konstanten Randbedingungen, indem die Probe auf dem Belag reibt, bis sich ein stationärer Reibwert einstellt. Dies entspricht einem Abrieb des Reibkontaktes und der Ausbildung einer gleichmäßigen Pressungsverteilung. Zudem bildet sich im Reibkontakt ein „Schmierfilm“ aus Abriebpartikeln aus, der ebenfalls zur Stabilisierung des Reibverhaltens und des Reibwertes beiträgt, siehe BHUSHAN [9]. Die Reibwertcharakteristiken werden mit Hilfe von so genannten Geschwindigkeitssweeps ermittelt. Dazu wird die Reibgeschwindigkeit rampenförmig im Bereich $0 \leq v_R \leq 250$ mm/s variiert. Anschließend lässt sich der Reibwertverlauf über der Gleitgeschwindigkeit mit der mittleren Flächenpressung $p_m = 0,25$ N/mm² berechnen.

Die Untersuchung der Haftreibwerte erfolgt für alle drei Reibbeläge gesondert mit einer gewählten Haftzeit von $t_H = 1$ s. Nach dem Aufsetzen der Probe auf die Reiboberfläche und dem Abwarten der Haftzeit wird die Reibscheibe mit maximaler Beschleunigung in Bewegung gesetzt. Dabei zeigt die Reibkraftmessung ein Maximum, aus dem sich der Haftreibwert ermitteln lässt. Die Reibwertcharakteristiken und die dazugehörigen Haftreibwerte, die durch Mittelung bestimmt wurden, sind in **Bild 5.9** dargestellt.

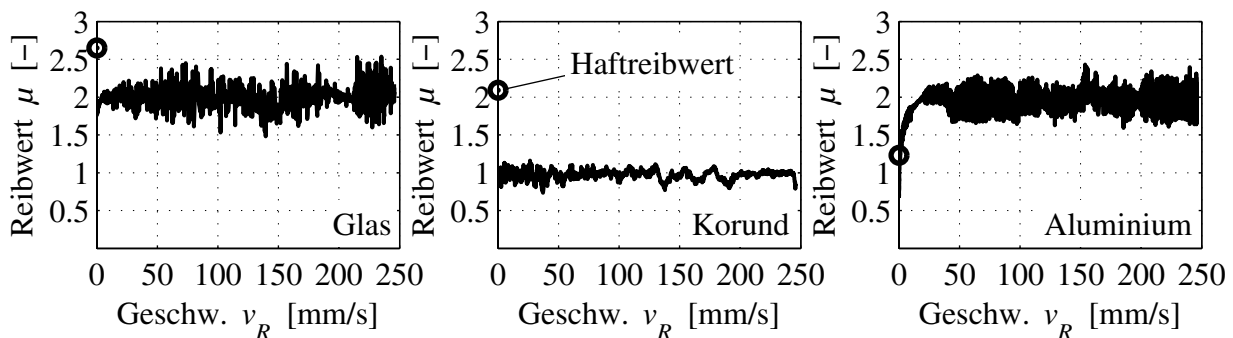


Bild 5.9: Reibwertcharakteristiken mit Material S6R auf Glas, Korund 400 und Aluminium mit zusätzlicher Darstellung des gemittelten Haftreibwertes, Flächenpressung $p_m = 0,25$ N/mm²

Statische Steifigkeiten

Obwohl in der Modellierung das Lineare Standardmodell mit seinen entsprechenden Parametern verwendet wird, soll der Profilklotz aus dem Material S6R bezüglich der statischen Normal- und Tangentialsteifigkeit untersucht werden. Der beidseitig aufgeklebte Klotz wird in Normalenrichtung mit einem vorgegebenen Weg verformt. Die Werte, die sich bei den Normalsteifigkeitsmessungen nach der Abnahme erkennbarer Relaxationsvorgänge beim Aufbringen der Belastung eingestellt haben, werden als relaxierter und somit statischer Messwert gewählt. **Bild 5.10** links zeigt den gemessenen Verlauf der Nor-

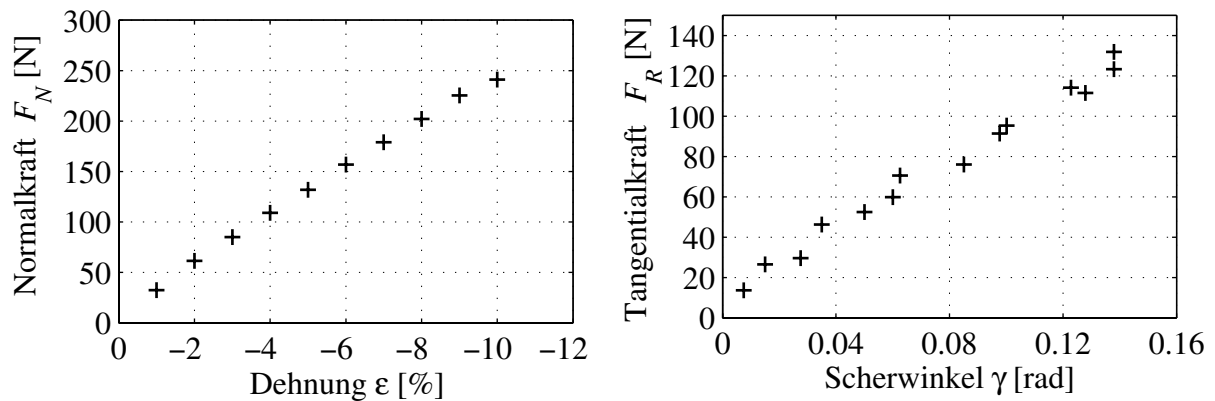


Bild 5.10: Gemessene statische Klotzsteifigkeit in Normalrichtung (links) und in Tangentialrichtung (rechts), Material S6R

malkraft über der Dehnung. Die Messung erfolgt am Dichtungsprüfstand. Im Bereich bis zu einer Dehnung von $\varepsilon = -4\%$ zeigt sich eine gute Übereinstimmung der experimentellen Werte mit einem linearen Materialverhalten. Bei größeren Verformungen verhält sich die Probe zunehmend weicher, was sich in einem degressiven Kurvenverlauf äußert.

Die Tangentialsteifigkeitsuntersuchungen des Klotzes werden am Tribometerprüfstand durchgeführt. Der beidseitig aufgeklebte Klotz wird in Schubrichtung mit einem vorgegebenen Weg verformt. Eine Relaxationszeit bis zur Aufnahme des Messwertes wird auch hier berücksichtigt. **Bild 5.10** rechts zeigt die Ergebnisse des Experiments.

Dynamische Steifigkeiten

Auch das dynamische Steifigkeitsverhalten des Profilklotzes wird zwar nicht unmittelbar für die Modellierung genutzt, soll hier aber beispielhaft gezeigt werden. Um das Verhalten des Klotzes in Normalenrichtung zu untersuchen, wurde mit dem Dichtungsprüfstand anhand der Linearführung eine sinusförmige Wegvorgabe erzeugt und dabei der eingespannte Klotz in Normalenrichtung belastet. Die Amplitude der vorgegebenen Auslenkung wird variiert und die Erregerfrequenz konstant bei $f = 15$ Hz gehalten. Es ergibt sich der in **Bild 5.11** links dargestellte Verlauf der Normalkraft über der Auslenkung.

Es ist zu erkennen, dass sich mit Vergrößerung der Amplitude die Hysteresen aufweiten und im Mittel eine flachere Steigung aufweisen. Das bedeutet, die untersuchte Probe aus S6R weist bei steigender Dehnungsamplitude eine fallende Steifigkeit auf.

Weiterhin wird das dynamische Tangentialsteifigkeitsverhalten des Klotzes untersucht. Die Versuche wurden hierbei am Tribometerprüfstand durchgeführt, bei denen der Klotz auf Scherung beansprucht wird. Bei einer konstanten Anregungsfrequenz von $f = 5$ Hz wird die Schwingungsamplitude variiert. In **Bild 5.11** rechts ist eine Abhängigkeit der Steifigkeit in Tangentialrichtung des Profilklotzes von der Erregeramplitude zu erkennen. Bei abnehmender Amplitude des vorgegebenen Schubweges stellen sich die Hysteresen des Kraft-Weg-Diagramms auf. Der Klotz verhält sich für kleinere Amplituden steifer.

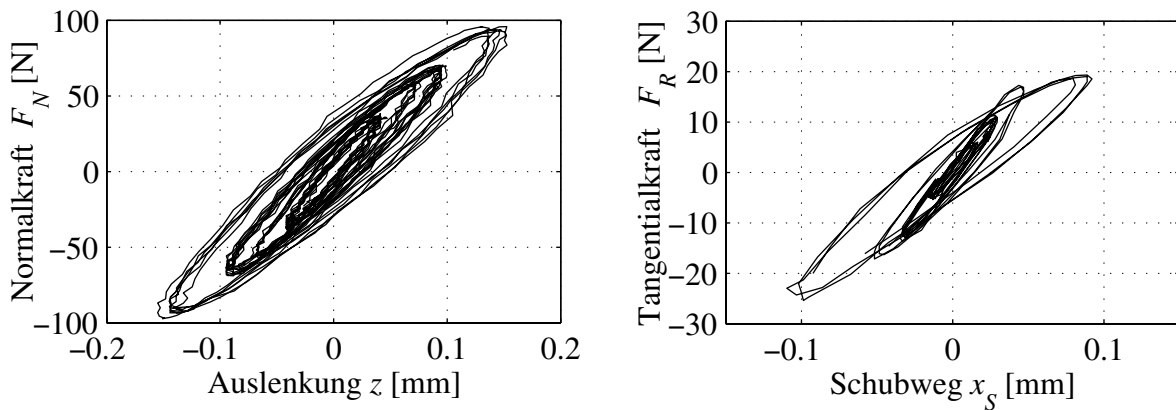


Bild 5.11: Amplitudenabhängiger Normalkraftverlauf (links) und Tangentialkraftverlauf (rechts) des Klotzes, Material S6R

Dämpfung und Masse

Die Dämpfungswerte sind experimentell am Bauteil schwer zu bestimmen. Bei der Verwendung des Linearen Standardmodells in der Modellierung werden die Materialwerte hierzu anhand des gemessenen Frequenzgangs der Dynamisch-Mechanischen-Analyse – wie in Kapitel 2.4 dargestellt – ermittelt. Es ergibt sich eine frequenzabhängige Materialdämpfung des Klotzes. Der gewählte Profilklotz hat eine Masse von $m = 2,5$ g. Der an der Schwingung beteiligte Massenanteil hängt von der Schwingungsform ab. Er wird innerhalb des Simulationsmodells angepasst.

5.2.5 Vergleich Experiment-Simulation am Grenzykel

An dieser Stelle wird ein Grenzykel mit dem angesprochenen Modell auf der Grundlage des Reibschwingers simuliert, siehe **Bild 5.8**. Dabei handelt es sich um Schwingungen auf einer Glasoberfläche, die experimentell an einem Profilklotz mit dem Material S6R detektiert wurden. Als Eingangsgröße des Systems wird die in **Bild 5.9** links vorgestellte Reibwertcharakteristik mit zugehörigem Haftreibwert verwendet. Die Steifigkeits- und Dämpfungswerte des Klotzmodells als Lineares Standardmodell sind aus den Modulmessungen des DIK für dieses Material identifiziert worden. Als äußere Parameter werden Bandgeschwindigkeit und Flächenpressung dem Modell vorgegeben.

In **Bild 5.12** links ist der Grenzykel der sich einstellenden Stick-Slip-Bewegung über eine Zeitdauer von $t = 1$ s dargestellt. Auf der Abszisse ist dabei die Auslenkung der Einlaufkante des Profilklotzes in Schubrichtung aufgetragen. Als Bezugsort gilt ein raumfestes Koordinatensystem. Die Ordinate gibt die Geschwindigkeit der Profilklotzeinlaufkante an. Für die Verwendung eines MAXWELL-Modells von nur 1. Ordnung zeigt sich eine gute Übereinstimmung von Experiment und Simulation. Eine Erweiterung des Modells auf eine höhere Systemordnung kann – wie erwähnt – durch Hinzufügen weiterer

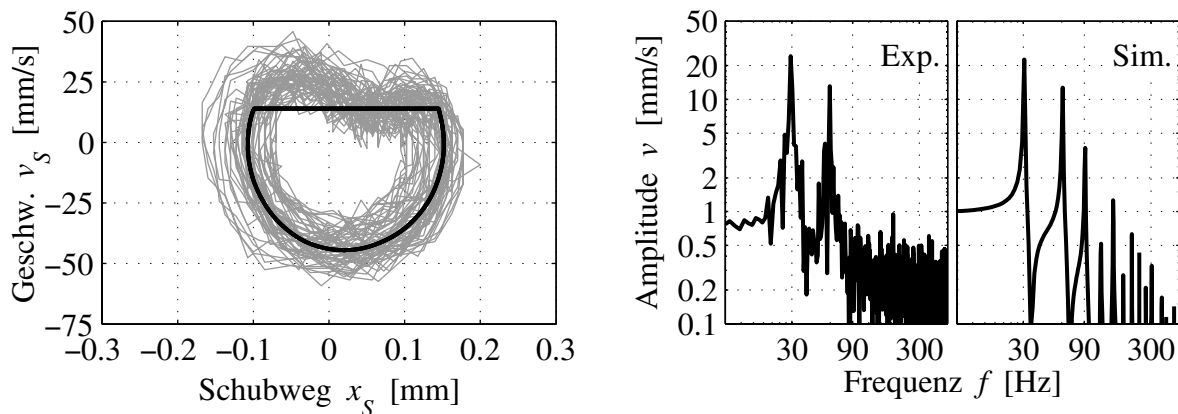


Bild 5.12: Vergleich Experiment-Simulation eines Stick-Slip-Grenzykels am Profilklotz mit Material S6R auf Glas, Reibscheibengeschwindigkeit $v_R = 14$ mm/s, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,13$ N/mm², Messung in grau, Simulation in schwarz (links); Frequenzanalyse des Experiments und der Simulation im Vergleich (rechts)

MAXWELL-Elemente durchgeführt werden. Allerdings soll hier die gute Aussagefähigkeit mittels einfacher Materialwerte und schneller Rechenzeiten hervorgehoben werden.

Die zurückgelegten Schubwege sind klein, so beträgt der Scherwinkel bei einer Auslenkung von $x_S = 0,15$ mm aus der Ruhelage $\gamma \approx 0,85^\circ$. Dies rechtfertigt zum einen die beschriebenen Umrechnungen von Elastizitäts- und Schubmoduln und zum anderen die Verwendung eines linearen Modells. In der Simulation wird die in **Bild 5.11** beschriebene Abhängigkeit der Steifigkeitsparameter von der Erregeramplitude durch die Wahl einer Steifigkeit bei bestimmter Amplitude vernachlässigt.

Im ersten Drittel der Haftgeraden des Grenzykels in **Bild 5.12** links zeigt die Messung ein Überschwingen der Schubgeschwindigkeit. In diesem Zeitraum scheint der Klotz den Reibbelag zu „überholen“. Dieses Phänomen wird vom Simulationsmodell nicht erfasst.

Bild 5.12 rechts zeigt den Vergleich einer Frequenzanalyse des Geschwindigkeitssignals des Grenzykels im Experiment und in der Simulation. Die Frequenzanalyse ergibt für die Hauptschwingung einen Unterschied von $f_{Sim} \approx 31,5$ Hz im Modell zu $f_{Exp} \approx 30$ Hz im realen System. Dies ist bezüglich der Dynamikvorhersage dieses Modells eine ebenfalls gute Übereinstimmung.

5.2.6 Temperaturbetrachtung am Profilklotz

Nachfolgend werden Temperaturuntersuchungen am Profilklotz dargestellt. Beginnend mit der Beobachtung der Klotzkontaktzone durch ein Germaniumfenster in der Reibscheibe werden anschließend Temperaturen im Klotzinnern gemessen, die Aufschluss über den Temperaturgradienten in der Höhenkoordinate des Klotzes geben. Letztlich werden gemessene Temperaturen in der Kontaktzone diskutiert, wobei zugleich eine Vergleichsrechnung durchgeführt wird.

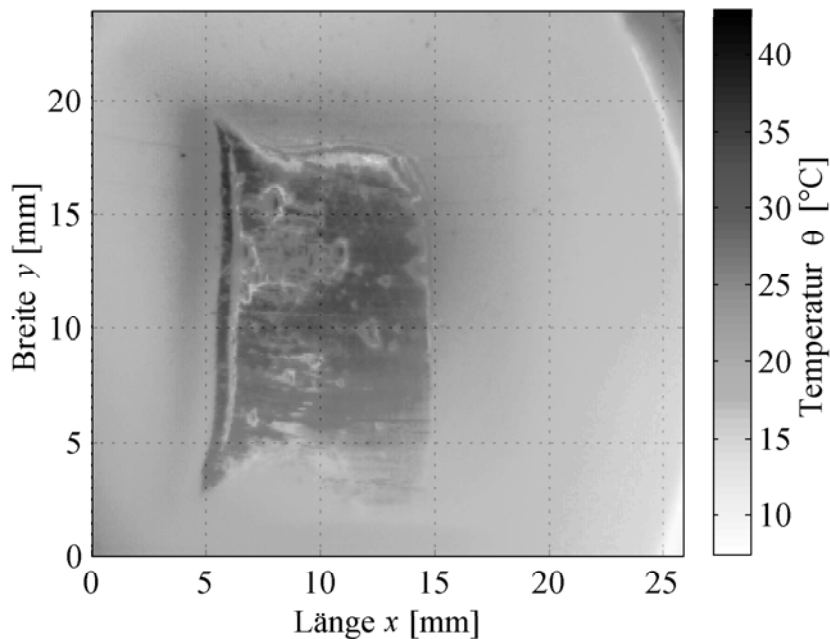


Bild 5.13: Temperaturverteilung einer neuen Klotzprobe mit Blick durch das Germaniumfenster (Klotzkontaktfläche bewegt sich im Bild nach links); Reibgeschwindigkeit $v_R = 100 \text{ mm/s}$; mittlere Flächenpressung $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$

Pressungsverteilung und Kontaktgeometrie

Nach der Untersuchung der Schwingungsphänomene insbesondere mit Lippenbildung am Profilklotz wird an dieser Stelle die Reibkontaktfläche einer neuen Klotzprobe mit der Infrarot-Thermographiekamera durch ein Germaniumfenster in der Reibscheibe beobachtet.

Die Reibgeschwindigkeit bei den Messungen beträgt $v_R = 100 \text{ mm/s}$ bei einer mittleren Flächenpressung von $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$. **Bild 5.13** zeigt die gemessene Temperaturverteilung, wobei die Bewegungsrichtung des Klotzes im Bild nach links gerichtet ist. Der Klotz weicht deutlich von seiner ursprünglichen quaderförmigen Gestalt ab. Es bildet sich im linken Bereich die genannte Lippe mit größerer Pressung und höheren Temperaturwerten als in den übrigen Kontaktgebieten aus. Parallel unmittelbar daneben ist ein schmales Gebiet zu erkennen, das teilweise vollkommen von der Reibfläche abhebt. Rechts daneben ist die Pressungs- und Temperaturverteilung gleichmäßiger verteilt. Es sind zudem Abriebpartikel zu erkennen, die unter dem Kontakt hindurchwandern. Die Außenkontur der Kontaktfläche schnürt sich hinter der Lippe deutlich ein und weitet sich zur Mitte des Kontaktes wieder auf. Auffällig ist, dass in Bewegungsrichtung nur etwa zwei Drittel der Kontaktfläche im Eingriff sind.

Temperaturverlauf im Profilklotz

Versuche zum Temperaturverlauf im Profilklotz senkrecht zur Kontaktfläche werden mit Hilfe eines perforierten Gummiklotzes durchgeführt, in den Thermoelemente zur direk-

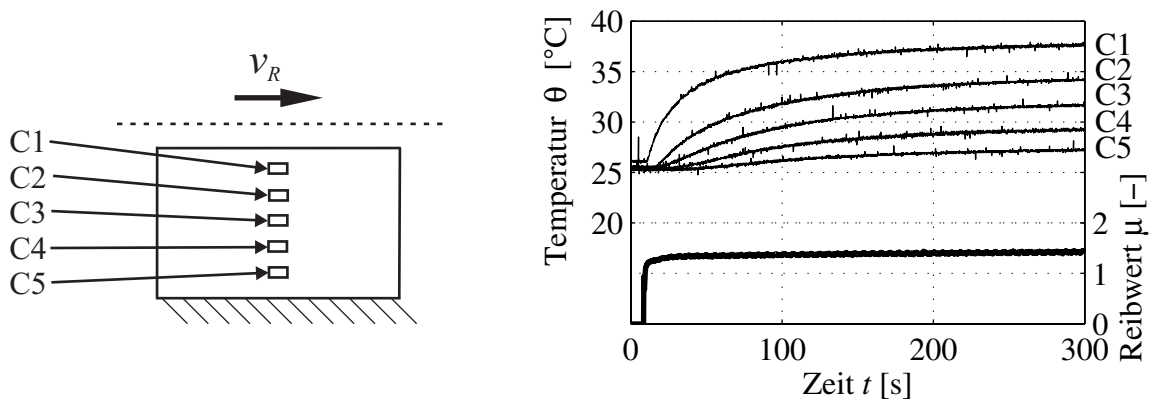


Bild 5.14: Messkanalverteilung im perforierten Profilklotz (links) und Temperaturmessung senkrecht zur Kontaktfläche (rechts), Material S6R, Reibgeschwindigkeit $v_R = 100$ mm/s, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,25$ N/mm²

ten Messung im Material eingefügt wurden. Der Profilklotz besitzt eine ungenutzte Kontaktfläche und abgerundete Kanten. Als Reibscheibe wird die Glasscheibe verwendet.

Bei den Reibversuchen wird die Geschwindigkeit bei konstanter mittlerer Pressung von $p_m = 0,25$ N/mm² in einem Reibgeschwindigkeitsbereich von $v_R = 50$ bis 1000 mm/s variiert. In einer weiteren Versuchsreihe wird die Flächenpressung bei einer konstanten Reibgeschwindigkeit von $v_R = 300$ mm/s im Bereich von $p_m = 0,075$ bis 0,38 N/mm² verändert.

Die Aufteilung der Messkanäle der Thermoelemente ist **Bild 5.14** links zu entnehmen. Thermoelement C1 befindet sich in einem Abstand von 1 mm zu der Kontaktzone. Es folgen weitere Thermoelemente im Abstand von jeweils 1,7 mm. Thermoelement C5 ist im Klotz am weitesten von der Kontaktzone entfernt.

Es wird zunächst der Temperatur-Zeit-Verlauf einer Messung beispielhaft in **Bild 5.14** rechts gezeigt. Nach der Messdauer von $t = 300$ s ist der Temperaturanstieg nur noch gering. Die Temperaturerhöhung senkrecht zur Kontaktfläche setzt mit einer Zeitverzögerung ein. Die Länge dieser Verzögerung ist abhängig vom Abstand zur Kontaktfläche, an der die Wärme durch den Reibprozess erzeugt wird. Der erreichte Maximalwert ist abhängig vom Abstand zur Wärmequelle. Der Reibwertverlauf in **Bild 5.14** rechts vermittelt die Entwicklung der Reibleistung im Kontakt über der Zeit.

Der sich einstellende Maximalwert der Temperatur an den beschriebenen Messstellen wird bei konstanter Pressung in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit untersucht, siehe **Bild 5.15** links. Die Variation der Flächenpressung bei konstanter Reibgeschwindigkeit ist in **Bild 5.15** rechts dargestellt. Wie erwartet, werden im gesamten Klotz bei steigender Flächenpressung und Reibgeschwindigkeit höhere Temperaturen gemessen. Die in JOHNSON [35] vorgestellten Zusammenhänge geben einen proportionalen Zusammenhang der Wärmeentstehung in der Kontaktfläche zur Flächenpressung an.

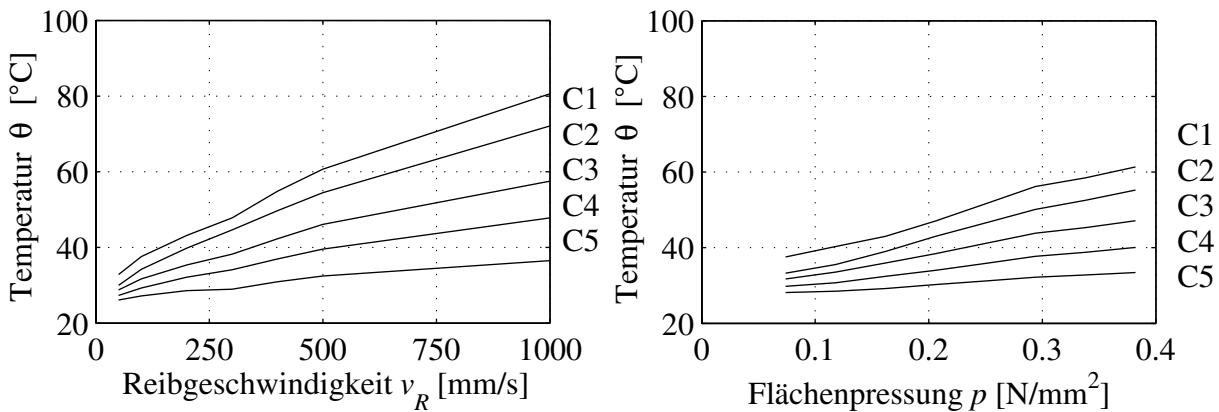


Bild 5.15: Stationäre Temperaturerhöhung in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit bei $p_m = \text{const} = 0,25 \text{ N/mm}^2$ (links) und in Abhängigkeit der Flächenpressung bei $v_R = \text{const} = 300 \text{ mm/s}$ (rechts)

Temperaturverteilung in der Kontaktfläche des Profilklötzes

Weitere Versuche werden mit der Reibscheibe mit Langloch in der Reibspur durchgeführt. Zunächst wird ein neuer Klotz mit ausgeprägten Kanten auf der Aluminiumscheibe untersucht. Es wird die Reibgeschwindigkeit $v_R = 200 \text{ mm/s}$ und die Flächenpressung $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$ gewählt. Die Messung des Temperaturverlaufs entlang der Kontaktzone erfolgt mit der Thermographiekamera. Eine große Temperaturerhöhung im Einlauf und eine kleinere im Auslauf ist hier auf das gemeinsame Auftreten zweier Phänomene zurückzuführen: Zum einen ist bei einer noch nicht eingeschliffenen Probe die Pressungsverteilung innerhalb der Kontaktzone ungleichmäßig. Die Pressung im Einlauf ist überhöht. Zum anderen ist der Auslauf einer höheren Temperatur des Kontaktpartners ausgesetzt als der Einlauf und zeigt ebenfalls eine Temperaturerhöhung. Der erhöhte Abrieb an den Stellen erhöhter Pressung führt zu einer nahezu ausgeglichenen Pressungsverteilung, siehe **Bild 5.1**.

Es folgen Untersuchungen mit eingeschliffenen Klotzproben auf einer Korundscheibe mit einem ausgesparten Langloch zur Betrachtung der Kontaktzone. Mit konstanter Flächenpressung von $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$ und Geschwindigkeitswerten von $v_R = 50$ bis 300 mm/s werden die Temperaturmessungen vorgenommen. Die Messungen erfordern eine hinreichende Dauer, um den stationären Zustand der Temperaturverteilung zu erreichen. In **Bild 5.16** links sind Temperaturmessungen bei veränderten Reibgeschwindigkeiten dargestellt. Die Temperatur steigt mit der Reibgeschwindigkeit. Die herabgerichteten Spitzen in den Temperaturkurven zeigen die Temperatur von abgerissenen Partikeln an, die sich zu diesem Zeitpunkt auf der Kontaktfläche befinden. An den Graphen lässt sich die Klotzbreite in etwa ablesen. An der linken Bildseite befindet sich die Einlaufkante. Es zeigt sich ein asymmetrischer Temperaturverlauf mit einer wärmeren Auslaufkante.

Für einen Vergleich Messung-Rechnung ist das Berechnen der Temperaturerhöhung nach den von JAEGER, siehe Kapitel 5.1.4, angegebenen Formeln für die durchgeführten Versuche notwendig. Bei den Rechnungen wird die Reibscheibe als unendlicher Halbraum

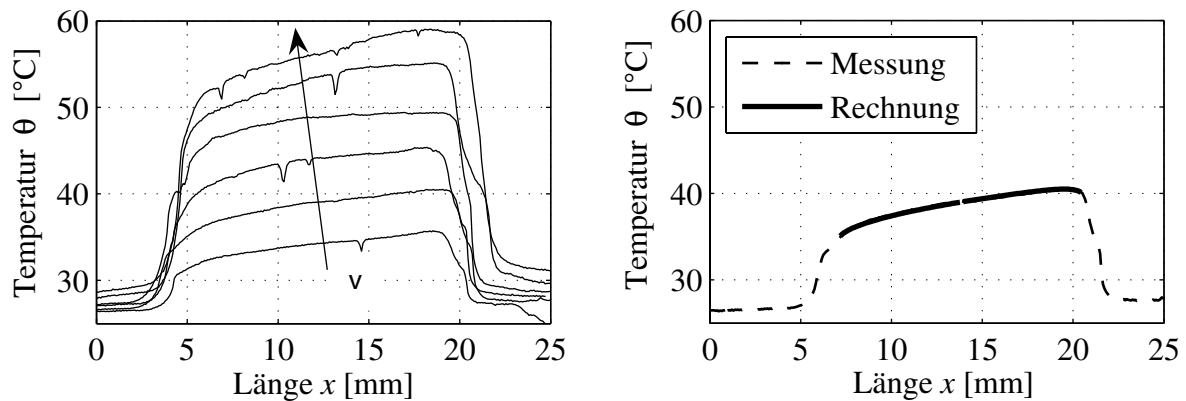


Bild 5.16: Temperaturverteilungen am eingeschliffenen Profilklotz, mittlere Flächenpressung $p_m = 0,25 \text{ N/mm}^2$, Reibgeschwindigkeiten $v_R = 50; 100; 150; 200; 250; 300 \text{ mm/s}$ (links); Vergleich Messung-Rechnung eines Temperaturverlaufs, Reibgeschwindigkeit $v_R = 100 \text{ mm/s}$ (rechts)

angenommen. Beispielhaft soll der Vergleich von Messung und Rechnung für die Reibgeschwindigkeit $v_R = 100 \text{ mm/s}$ gezeigt werden. Dazu muss der berechnete Graph der Temperaturerhöhung $\Delta\theta$ auf der Temperaturachse am richtigen Anfangswert starten (Temperaturversatz am Einlaufpunkt). **Bild 5.16** rechts zeigt den Vergleich Messung-Rechnung in guter Übereinstimmung.

5.3 Fazit

In vorstehendem Kapitel wurden experimentelle Untersuchungen und ihre Ergebnisse zum Reibverhalten eines Gummiprofilklotzes auf verschiedenen Reiboberflächen beschrieben. Es wurden verschiedene Schwingungsphänomene detektiert. Zur Modellierung einer dieser Stick-Slip-Schwingungen wurden die mechanischen Eigenschaften des Klotzes bestimmt. Versuchsreihen zum statischen und dynamischen Steifigkeitsverhalten in Normal- und Scherrichtung geben Kenntnisse über Steifigkeits- und Dämpfungskennwerte. Bei den dynamischen Experimenten wurden die Parameter der Erregung variiert. Weiterhin wurden Reibwertkennlinien in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit für verschiedene Reiboberflächen ermittelt. Aus den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen wurden Parameter für die Modellierung des Klotzverhaltens gewonnen. Die Modellierung der Klotzscherung gelingt mit einem einfachen MAXWELL-Modell 1. Ordnung. Die Simulation eines Grenzyklus unter Verwendung der gewonnenen Parameter zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment.

Die dargestellte Profilklotzmodellierung mit dem Linearen Standardmodell ist einfach und somit rechenzeiteffizient. Sie kann in größere Simulationsumgebungen implementiert werden. Auf eine Verfeinerung der Modellierung wurde hier verzichtet. Eine erweiterte Betrachtung des Klotzkontaktes mit Verwendung des Punktkontaktmodells und modaler Beschreibung des Klotzes ist derzeitiger Gegenstand weiterführender Untersuchungen. Erste Ergebnisse des entwickelten Modells sind in SEXTRO ET AL. [78] dargestellt.

Ebenso wie die mechanischen Betrachtungen sind die Temperaturverhältnisse im Reibkontakt und im Profilklotz von Interesse. Dazu wurden ebenfalls experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Wird die Kontaktfläche eines neuen Profilklotzes beim Reibprozess beobachtet, so ist die inhomogene Pressungsverteilung und somit die ungleichmäßige Temperaturverteilung erkennbar. Daher ist es interessant, bei Temperaturbetrachtungen eingeschliffene Klotzproben zu verwenden. Abhängig vom Abstand zur Kontaktzone zeigte eine Temperaturmessung mit Thermoelementen unterschiedliche Zeitkonstanten beim Erreichen der stationären Temperatur. Weiterhin wurde ein Anstieg der stationären Temperatur mit steigender Reibgeschwindigkeit und Flächenpressung beobachtet. Die analytische Berechnung der Temperaturverteilung in der Kontaktfläche zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen und kann somit zur Prognose genutzt werden.

6 Dynamik von Dichtungen

Im Gegensatz zur Reibung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt werden in anderen Anwendungsfällen möglichst geringe Reibungskräfte gefordert. Bei Applikationen wie Hydraulik- und Pneumatikdichtungen oder Wischern sollen Reibungseffekte vermindert werden, um einen hohen Wirkungsgrad des Gesamtsystems zu erzielen. In diesem Kapitel werden axial bewegte Dichtungen untersucht. Es wird ein Schwerpunkt auf induzierte Schwingungen gelegt, deren Ursache die Reibeigenschaften des Kontaktes sind. Außerdem werden Zeitabhängigkeiten der Reibkräfte gefunden und diskutiert.

6.1 Stand des Wissens zu axial bewegten Dichtungen

Die folgende Zusammenstellung der Grundlagen zu technischen Dichtungen wurde überwiegend der Literatur entnommen, siehe MÜLLER ET AL. [54, 55, 56, 57], PROKOP UND MÜLLER [70, 71], PAPTAEODOROU [60], HAAS [30], MUTH [58].

6.1.1 Eigenschaften von idealen Dichtungen

In einem hydraulischen Gerät wirkt das abzudichtende Fluid zugleich als Schmierstoff. Bei praktisch ausgeführten Dichtungen wird jedoch das an der Gleitfläche haftende Öl nicht restlos abgestreift. Dies ist bei der praktischen Anwendung durchaus erwünscht, da andernfalls die angepresste Dichtfläche ohne Schmierung bliebe und so schnellerem Verschleiß unterläge. Dennoch darf das Hydrauliköl nicht unter der Stangendichtung, siehe **Bild 6.1**, aus dem Dichtraum heraus gefördert werden. Es verbleiben bei optimal abstreifenden Dichtprofilen unter üblichen Betriebsbedingungen Restfilmdicken in der Größenordnung von $h_F = 0,1$ bis $1,0 \mu\text{m}$ auf der Gleitfläche. Die erreichbare minimale Restfilmdicke entspricht etwa dem Mittenrauwert R_a der Gleitflächen. Ölmoleküle besitzen typische Ausdehnungen in der Größenordnung von einem Nanometer. Somit enthalten die Restfilme etwa 10^2 bis 10^3 Moleküllagen übereinander.

Bei Pneumatikzylindern werden Räume mit unterschiedlichem Druck gegeneinander abgedichtet. Hauptproblem ist hierbei die Reibung. Der Schmierstoff im Pneumatiksystem wird gesondert auf die Dichtfläche gebracht. Üblicherweise ist eine geringe Luftleckage im System von untergeordneter Bedeutung. Die frühere Ölnebel schmierung wird aufgrund von Gesundheitsfürsorge und Umweltschutz in der Pneumatik nicht mehr ver-

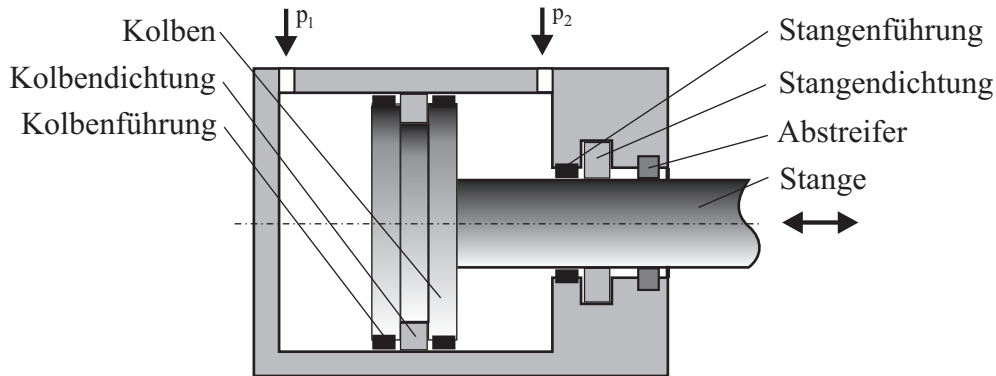


Bild 6.1: Hydraulikdichtungen und Führungen nach MÜLLER [57]

wendet, vielmehr wird ungeölte getrocknete Druckluft eingesetzt. Darüber hinaus wird angestrebt, während der gesamten Gebrauchsdauer des pneumatischen Geräts einen bleibenden, dünnen Schmierfilm zu erhalten. Dieser Zustand wird eingeschränkter Trockenlauf genannt, bei dem vorwiegend Schmierfette angewendet werden. Anforderungen an den Schmierstoff sind Haftfähigkeit, Alterungsbeständigkeit, Korrosionsschutz und Verträglichkeit mit dem Dichtwerkstoff. Die für die Einmalschmierung konzipierten Dichtungen zeigen Vorteile durch eine Aufrauung der Gleitfläche des elastischen Dichtkörpers bei optimal glatter metallischer Gegengleitfläche. Dabei bildet eine mit ungeordneten Fasern oder mit Mikrokratern belegte Oberflächenstruktur – oder auch eine spanabhebend bearbeitete PTFE-Oberfläche – mit der metallischen Gegenfläche nur noch wenige Kontaktstellen. Die vorhandenen mikroskopisch kleinen Kavitäten füllen sich dabei mit Schmierstoff, was zur Reduzierung der Reibung beiträgt.

6.1.2 Dichtungen und Führungen

Ein typisches Hydraulikkolbensystem besitzt eine Stangendichtung und eine Kolbendichtung, siehe **Bild 6.1**. Die kritischere der beiden Dichtstellen ist die Stangendichtung, da hier eine eventuelle Leckage direkt in die Umwelt gelangt. Eine Leckage einer Kolbendichtung verbleibt meist im System. Die Stangendichtung arbeitet leakagefrei, wenn die beim Ausfahren unvermeidbar von der Stange aus dem Druckraum hinausgeschleppte Schmierstoffmenge beim Einfahren vollständig zurückgefördert wird. Gelingt es, den dynamischen Dichtspalt zu berechnen, kann auch die durchgeschleppte Ölmenge bestimmt werden. Es werden heute zwei unterschiedliche Werkstoffgruppen für den primären Dichtkörper verwendet: Elastomere und gefüllte PTFE-Werkstoffe. Als Kolbendichtungen können symmetrische Rund- bzw. Rechteckringe verwendet werden, da die Schmierfilmdicke hier eine untergeordnete Rolle spielt. Zur Vermeidung des ungünstigen Reibungs- und Verschleißverhaltens hochbelasteter Elastomerdichtungen wurden PTFE-Elemente zunächst in der Flughydraulik verwendet. Inzwischen haben sie sich als Kolbendichtungen allgemein und vielfältig bewährt. Aufgrund des Fertigungsprozesses sind PTFE-Dichtungen wesentlich teurer als Elastomerdichtungen. Allerdings neigen sie weniger zu Stick-Slip-Effekten. Die Führung des Hydrauliksystems muss hohe Querkräfte übertragen können, somit muss sie hohe Flächenpressungen aufnehmen und unempfind-

lich gegen Kantenpressungen sein. Für hohe Querbelastungen eignen sich Führungen aus Lagerbronze oder speziell eingegossene Polyamidschichten.

Bei Pneumatiksystemen verursacht überwiegend die Kolbendichtung die Reibung. Zum einen ist ihr Durchmesser in der Regel mehr als doppelt so groß wie der Durchmesser der Stange. Zum anderen wirken auf dem Kolben oft zwei Dichtelemente, deren gesamte Berührbreite doppelt so groß ist wie die der Stangendichtung. Maßnahmen zur Verminderung der Reibung sind also hauptsächlich auf die Kolbendichtung anzuwenden.

6.1.3 Dichtringarten

An hydraulische Stangendichtungen werden hohe Anforderungen gestellt. O-Ringe und andere Dichtungen mit symmetrischem Querschnitt sind wegen ihrer geringen Abstreif- und Rückförderwirkung vor allem bei hohem Druck keine effektiven Stangendichtungen, siehe **Bild 6.2**. Ähnlich verhält sich der früher verwendete spitzlippige Nutring. Heute werden als Stangendichtungen nur noch stumpflippige Nutringe und Kompaktringe verwendet, die aus verschleißfestem, hartem Polyurethan bestehen. Dieser Werkstoff ist beispielsweise unempfindlich gegen Einreißen und daher montagefreundlich. Es können zusätzlich Spannringe eingebaut werden, um einen Verlust der Dichtkantenpressung des alternden Kompaktrings etwa durch Kaltversprödung zu vermeiden. Hierfür eignen sich O-Ringe aus weniger stark relaxierendem Elastomermaterial. Alle modernen Nutringe und Kompaktringe weisen eine Dichtkante mit asymmetrischen Kontaktflächenwinkeln auf. Aufkommende Erkenntnisse in der elasto-hydrodynamischen Theorie sorgten für eine grundlegende Veränderung in der Dichtringkonstruktion. Bis zu diesem Zeitpunkt wurde eine möglichst weiche, nachgiebige Lippe konstruiert, die vom Druck unmittelbar an die Stange gepresst wird, wobei lediglich eine große Flächenpressung gefordert wurde. Heute ist der Einfluss des Pressungsgradienten als wichtiger Faktor bekannt. Damit dennoch bei hoher Abstreifwirkung ein kleiner Schmierfilm beim Ausfahren der Stange

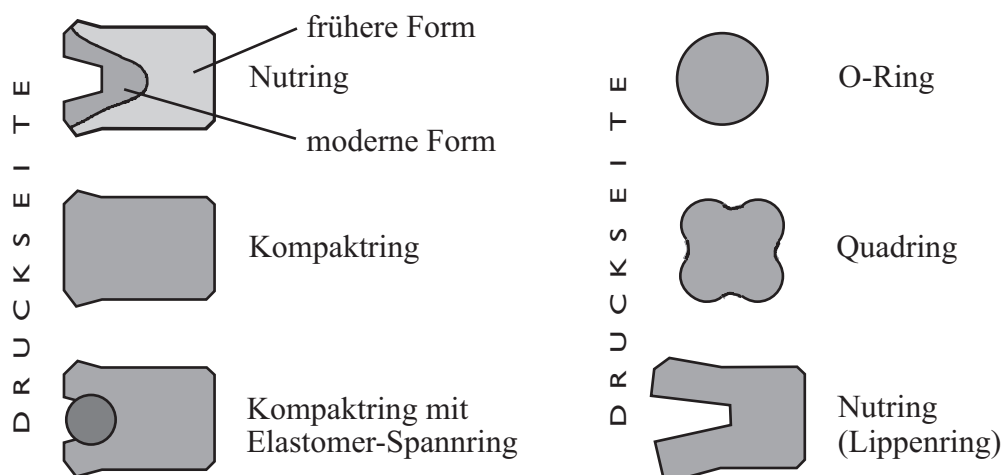


Bild 6.2: Bauformen von Hydraulik-Stangendichtungen (links) und Pneumatik-Elastomerdichtungen (rechts) nach MÜLLER [57]

entstehen kann, hat der Nutring druckseitig eine kleine Fase, die Booster-Zone genannt wird. Hier kann ein initialer Schleppdruck entstehen, der die Dichtung beim Ausfahren der Stange minimal anhebt.

Die Pneumatikdichtung schwimmt bei ausreichend schneller Gleitbewegung hydrodynamisch auf dem Schmierfilm. Sie besteht üblicherweise aus Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR). Durch eine abgerundete Kontaktzone wird ein flacher Pressungsanstieg erreicht. Die Anpresskraft wird üblicherweise durch eine radiale Dehnung des Dichtungsmaterials erzeugt. Da der Übergang von Gleiten zu Haften und wieder zum Gleiten über den Umfang nie gleichmäßig erfolgt, verdrillt sich der O-Ring. Eine Verbesserung kann hierbei durch den Quadring (X-Ring) aufgrund seiner Verdrillsteifigkeit und seiner vorpressungsbedingten, geringeren Haftreibung erreicht werden, siehe **Bild 6.2**. Zudem besitzt er die Möglichkeit, Fett zu speichern. O-Ringe zeigen bei größerer Gleitgeschwindigkeit ($v > 1 \text{ m/s}$) eine deutlich höhere Gleitreibung als optimal gestaltete Dichtlippen. Sie werden deshalb nur noch selten als Pneumatik-Kolbendichtungen verwendet.

6.1.4 Pressungsverlauf

Im Hydrauliksystem soll beim Ausfahren der Stange möglichst wenig Flüssigkeit durch den Dichtspalt gelangen. Beim Einfahren hingegen soll der auf der Stange haftende Schmierfilm wieder vollständig in den Druckraum zurückgefördert werden. Um dieses Ziel zu erreichen, ist ein steiler Pressungsanstieg für die Abstreifung und ein möglichst flacher Pressungsgradient für die Rückförderung unter der Stangendichtung anzustreben. Ideal wäre ein dreieckförmiger Pressungsverlauf, dessen Maximum möglichst nahe am druckzugewandten Ende der Berührfläche liegt.

Bei der Pneumatik erfolgt das Anpressen der Gleitflächen durch Eigenspannung oder Spannringe. Außerdem wird bei der Konstruktion angestrebt, dass die Dichtflächenpressung unter Einwirkung der Druckluft zunimmt. Die Druckluftanpressung ist allerdings nicht zwingend erforderlich und unter Umständen sogar von Nachteil, da hier die Reibung eine wichtigere Rolle spielt als beim hydraulischen System. Die auf jeden Fall zu vermeidende Haftreibung nimmt grundsätzlich mit der Dichtflächenpressung zu. Eine einmalig geschmierte ideale Pneumatikdichtung gleitet in beiden Richtungen über den Schmierfilm, ohne ihn abzustreifen. Die Dichtflächenpressung sollte in beiden Richtungen flach ansteigen. Daraus resultiert ein symmetrischer Pressungsverlauf und keine Förderwirkung des Schmierfilms.

6.1.5 Praktische Erfahrungen mit Stick-Slip-Effekten

Im hydraulischen System ist vor allem bei höherem Flüssigkeitsdruck und kleiner Gleitgeschwindigkeit mit Stick-Slip-Effekten zu rechnen, siehe **Bild 6.3**. Bei Betrachtung des Verlaufs der Reibung über der Gleitgeschwindigkeit zeigt sich bei Elastomerdichtungen eine verhältnismäßig starke Reibungsminderung durch Einschleppen von Öl in den

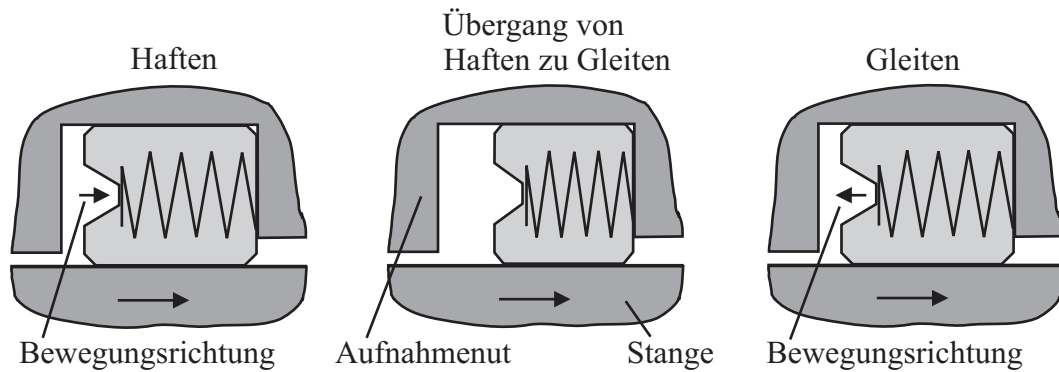


Bild 6.3: Bewegungsablauf der Dichtung während eines Stick-Slip-Effektes am Hydrauliksystem nach MÜLLER [57]

Dichtspalt nach dem Losbrechen aus der hohen Haftreibung. Aufgrund der axialen elastischen Beweglichkeit der Dichtung in ihrer Aufnahmenut kann es bei kleinen Geschwindigkeiten zu dauernden Wechseln von Haften und Gleiten kommen. Diese typische Eigenschaft des Ruckgleitens (Stick-Slip) entsteht vornehmlich bei vorgespannten oder druckbelasteten Elastomerdichtungen. Bei PTFE-Dichtungen wird hingegen im Bereich der üblichen Geschwindigkeiten weder erhöhte Haftreibung noch eine beträchtliche Reibungsveränderung beobachtet. PTFE-Ringe erfahren mit steigendem Druck eine relativ geringe Zunahme der Reibung, wobei sie bei Elastomerringen stärker steigt. Der Flüssigkeitsdruck und die Reibkräfte verformen den Dichtring in axialer Richtung. Durch die Haftreibung wird der Dichtring bei der Verformung in die Hohlräume gepresst. Dabei spannt sich der Dichtkörper wie eine progressive Feder. Wird anschließend die Haftkraft überschritten, so schnellt die Dichtlippe mit hoher Geschwindigkeit zurück (Stick-Slip). Das Schwingungsphänomen kann beispielsweise bei langsamer Positionierung eines hydraulischen Gerätes störend wirken.

Bei Pneumatiksystemen wird der Stick-Slip-Effekt durch langsame Bewegung und kleinen Luftdruck begünstigt ($v < 40 \text{ mm/s}$ und $p < 1 \text{ bar}$). Besonders die Haftreibung nimmt mit der Dichtflächenpressung zu. Der Schmierfilm wird bei längerer Ruhezeit langsam aus der Kontaktzone verdrängt. Hierbei nehmen die effektive Kontaktfläche zwischen Dichtung und Gegenfläche sowie die adhäsiven Kräfte zu. Anschließend ist ein erneutes Anfahren des Kolbens nur durch großen Luftdruck möglich, und es erfolgt ein Losbrechen. Bei ungeschmierten Dichtungen aus geeigneten Kunststoffen ist die Gleitreibung in der Regel höher als die von geschmierten Elastomerdichtungen mit schmaler Dichtfläche. Allerdings kann sie dabei nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit sein, wodurch Stick-Slip-Effekte vermieden werden können. Im Hinblick auf geringe Losbrechkraft und ruckfreien Lauf gewinnen Kunststoffe zunehmend an Bedeutung. Offenbar neigen besonders Dichtungen mit gestörter Schmierfilmbildung zu Stick-Slip-Effekten. Hierzu gehören Elastomerdichtungen mit scharf abstreifender Dichtkante. Zur Vermeidung von Stick-Slip-Effekten können fein zerklüftete, schmierstoffgefüllte Oberflächenstrukturen geschaffen werden, wodurch das System zu niedrigeren und wenig unterschiedlichen Haft- und Gleitkräften neigt.

6.2 Untersuchungen an axial bewegten Dichtungen

Im Folgenden werden fettgeschmierte, axialbewegte Pneumatikdichtungen untersucht, siehe LINDNER ET AL. [45, 47]. Die Ziele bei der Optimierung der Dichtung sind Minimierung der Reibkräfte, Unterdrückung von Geräuschen, Verminderung von Verschleiß und vorwiegend die Vermeidung von Stick-Slip-Schwingungen. Die Dichtwirkung des Systems soll bei Veränderung oben genannter Eigenschaften bestehen bleiben oder sogar gesteigert werden. Hier dargestellte Untersuchungen konzentrieren sich vornehmlich auf eine Verbesserung des dynamischen Stabilitätsverhaltens des dichtenden Gummikörpers. Zudem werden Stick-Slip-Effekte unter realen technischen Bedingungen des entsprechenden Anwendungsfalls analysiert.

Bei dem folgenden Entwicklungsbeispiel einer Dichtung wurde die Konstruktion systematisch verbessert. Als Ausgangskonfiguration bestand die Dichtung aus SBR mit einer konventionell konstruierten Dichtlippenkontur (Dichtung A). Im nächsten Schritt folgte ein Materialwechsel auf EPDM unter Beibehaltung der Dichtungsform (Dichtung B). Im letzten Entwicklungsabschnitt wurde bei gleichem Werkstoff die Gestalt der Dichtung und die Form der eigentlichen Dichtlippe verändert (Dichtung C).

Der Gegenkörper – ein Rundbolzen – besteht aus Stahl. Seine chromatierte und gerollte Oberfläche besitzt eine mittlere Rautiefe von $R_z = 2,24 \mu\text{m}$ (Bolzen A). Die modifizierte Version des Bolzens weist eine mittlere Rautiefe von $R_z = 2,77 \mu\text{m}$ auf (Bolzen B, C).

Als Schmiermittel des Elastomerkontaktes wird in allen drei Fällen ein neutrales Silikonfett mit 9% Teflon verwandt. Reibungsoptimierungen des Elastomermaterials, beispielsweise das Einbringen von weiteren Füllstoffen, verschlechtern in diesem Anwendungsfall möglicherweise andere Eigenschaften des Systems. Somit soll hier eine Optimierung von Dichtlippengeometrie, Bolzenoberfläche und daraus resultierend auch der Schmierung durchgeführt werden. Alle im Folgenden gezeigten Experimente werden bei Raumtemperatur durchgeführt.

6.2.1 Experimentelle Stick-Slip-Detektion

Die Pneumatikdichtung wird im Experiment am Dichtungsprüfstand betrachtet, siehe Kapitel 3.2. Der Dichtkörper unterliegt einem Differenzdruck Δp und trennt dabei zwei Kammern verschiedenen Druckes wie im realen Anwendungsfall. Der mit vorkonditioniertem Fettfilm präparierte Stahlbolzen bewegt sich axial in der Dichtung mit konstanter Geschwindigkeit v_B . Der Reibprozess hängt wesentlich von der Relativgeschwindigkeit im Kontakt v_{rel} , dem Differenzdruck Δp , der Schmierfilmdicke h und der Umgebungstemperatur T ab.

Die untersuchte Dichtung A aus dem Material SBR hat wie die beiden anderen Weiterentwicklungen B und C eine trichterförmige Gestalt, so dass ein Anstieg des Differenzdruckes Δp eine Reduktion der Radialkraft der Dichtlippe bewirkt.

Die Versuchsparameter am Prüfstand sind den realen Einsatzbedingungen angepasst. Bei den Tests zeigt sich ein unbefriedigendes Stabilitätsverhalten dieser Dichtung. Es treten Stick-Slip-Effekte in bestimmten Geschwindigkeits- und Differenzdruckbereichen auf. In **Bild 6.4** ist eine derartige Schwingung dokumentiert. Die Stick-Slip-Dichtlippenbewegungen werden bei Bolzengeschwindigkeiten von $v_B < 7$ mm/s detektiert. Hierbei entstehen Reibkräfte im Bereich von $3 \text{ N} < F_R < 11 \text{ N}$. Es treten Grenzfrequenzen der Schwingungen bis $f \approx 48$ Hz auf.

Bei der Betrachtung der Reibkraft F_R in Abhängigkeit der Zeit t in **Bild 6.4** oben links ist ein Ansteigen mit anschließendem raschen Abfall auf den Anfangswert charakteristisch. Die Dichtlippe haftet zunächst auf dem Bolzen, die Dichtung wird gedehnt und bei Erreichen größerer Rückstellkräfte im Elastomer reißt der Kontakt der Lippe zum Bolzen ab. Es findet daraufhin ein Gleitprozess – ein Rückschwingen der Dichtlippe – statt, und die axiale Spannung im Elastomer fällt ab, was sich als Reaktion im Reibkraftverlauf zeigt.

Auch die Auslenkung der Dichtlippe x_L in **Bild 6.4** unten links zeigt einen ähnlichen Verlauf. Es kann annähernd von einem simultanen Verhalten zwischen Bewegung der Lippe und Axialkraft im Dichtungskörper ausgegangen werden. Maßgebend hierfür ist die axiale Steifigkeit der Dichtung c_D .

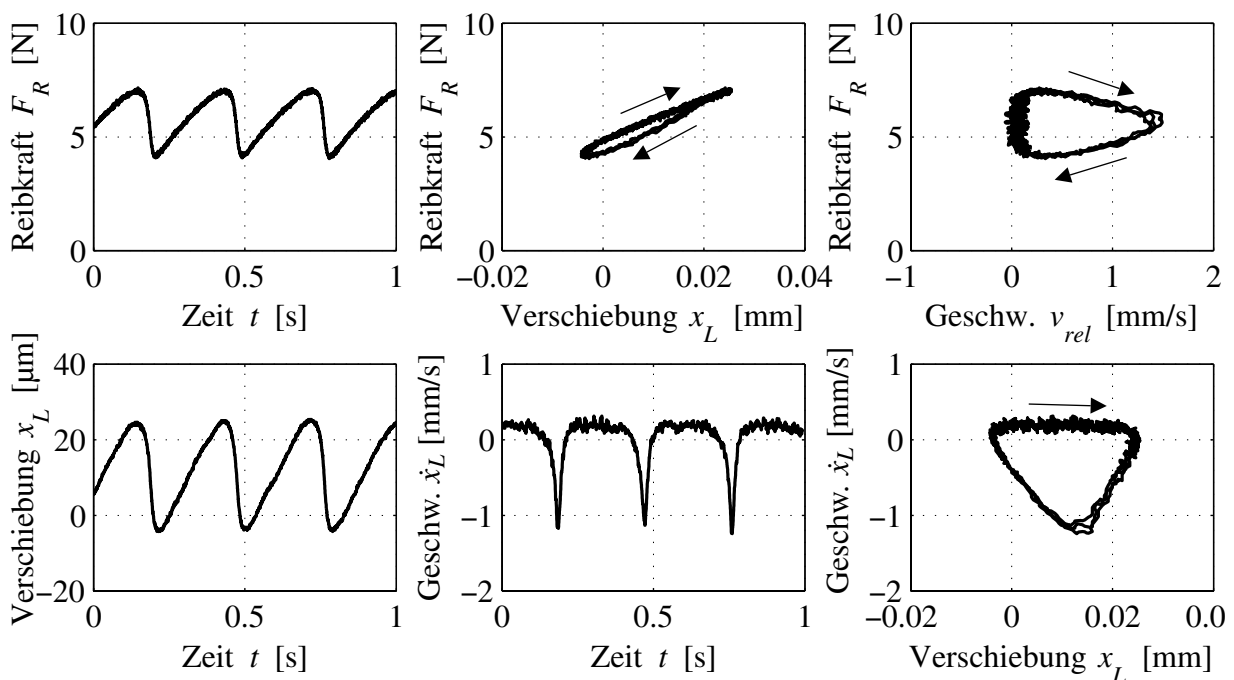


Bild 6.4: Dokumentation eines gemessenen Stick-Slip-Effektes an Dichtung A mit einer Bolzengeschwindigkeit von $v_B = 0,25$ mm/s und einem Differenzdruck von $\Delta p = 0,0$ bar, Geschwindigkeitssignal gefiltert

Wird die Reibkraft F_R über der Verschiebung der Dichtlippe x_L in **Bild 6.4** oben mittig aufgetragen, so ist eine Hysterese zu erkennen. Die eingeschlossene Fläche dieses Verlaufs gibt den Energieeintrag durch Reibung in das Schwingungssystem an und entspricht der Energiedissipation im Elastomer, die durch innere Dämpfung beim Dehnen hervorgerufen wird. Anhand dieser Abbildung werden Steifigkeits- und Dämpfungsuntersuchungen des Dichtungskörpers unternommen.

Bei Betrachtung der Dichtlippengeschwindigkeit \dot{x}_L in **Bild 6.4** unten mittig wird deutlich, dass sich die Dichtlippe mit der Geschwindigkeit des Bolzens $v_B = 0,25 \text{ mm/s}$ bewegt. Der Rückschwingprozess erfolgt mit negativen Geschwindigkeitswerten entgegen der Bolzenbewegung.

Der Reibkraftverlauf F_R in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit des Kontaktes v_{rel} in **Bild 6.4** oben rechts ergibt einen schleifenförmigen Graphen. An dieser Stelle wäre üblicherweise die Form der stationären Reibkraftcharakteristik zu erwarten. Die Abweichung vom stationären Fall lässt schon hier auf eine Zeitabhängigkeit der Reibkraft schließen.

Abschließend ist ein Diagramm der Dichtlippengeschwindigkeit \dot{x}_L über der Verschiebung x_L – der Grenzykel der untersuchten Schwingung – in **Bild 6.4** unten rechts dargestellt. Dieses Phasenportrait stellt einen typischen Verlauf eines gemessenen Stick-Slip-Effektes dar. Im Uhrzeigersinn ist zunächst die Haftphase als horizontaler Abschnitt des Graphen zu erkennen. Hat der Verlauf den Endpunkt dieser Geraden erreicht, so findet ein Abreißen des Kontaktes statt, und die betrachtete Position auf der Dichtlippe schwingt mit negativer Geschwindigkeit zum Ausgangspunkt zurück. Hier beginnt eine neue Haftphase.

6.2.2 Ursachen von Stick-Slip-Effekten an Dichtungen

Die Ursache für auftretende Stick-Slip-Effekte an der untersuchten Pneumatikdichtung ist vorwiegend eine nachgewiesene fallende, stationäre Reibkraftkennlinie für den untersuchten Kontakt. Die Induzierung solcher Schwingungen wird an dieser speziellen Dichtung zudem stark von der Differenz der Haft- zur Gleitreibungskraft unterstützt. Je größer der Gradient der fallenden Reibkraftcharakteristik und je kleiner die Materialdämpfung, desto ausgeprägter ist die Tendenz zur Instabilität.

Maßgebend für die Reibverhältnisse im Kontakt ist zum einen ein Verdrängen des Schmierfilms beim Stillstand der Dichtlippe. Dies wird durch eine hohe Flächenpressung im Kontakt begünstigt. Zum anderen bewirkt eine zunehmende Verfahrensgeschwindigkeit ein Aufschwimmen auf dem Schmierfilm. Diese Phänomene begünstigen hohe Haft- und niedrigere Gleitreibungskräfte. Unterstützt werden die untersuchten Stick-Slip-Effekte vermutlich durch eine Rückwirkung der Reibkraft auf die Radialkraft des trichterförmigen Elastomerkörpers. Dies kann durch eine Kippbewegung der Dichtlippe hervorgerufen werden. Über ein Fluktuieren der Radialkraft kann allerdings hier keine Aussage ge-

macht werden, da sie mit dem vorliegenden Versuchsstand nicht messbar ist. Dies ist jedoch möglich und wird in DEBLER, GRONITZKI UND POLL [15] demonstriert.

6.2.3 Modellierung

Das Ziel, bereits beim Konstruieren einer Pneumatikdichtung Vorhersagen über das Schwingungsverhalten treffen zu können, führt unter anderem zu der Notwendigkeit der Modellierung von Schwingungserscheinungen. Die Dichtung ist im betrachteten System mit ihrem trichterförmigen Körper an die Umgebung fixiert, siehe **Bild 6.5** links. Der fettgeschmierte Bolzen bewegt sich axial mit konstanter Geschwindigkeit in der Dichtung mit Kontakt zur Dichtlippe. Die Dichtungsparameter Steifigkeit und Dämpfung werden im Folgenden identifiziert und der schwingende Massenanteil im Bereich der Dichtlippe wird abgeschätzt. Im Kontakt zwischen Dichtlippe und Bolzen tritt Reibung auf. Dieses reale System, siehe **Bild 6.5** links, wird in ein mechanisches Ersatzmodell überführt, siehe **Bild 6.5** rechts.

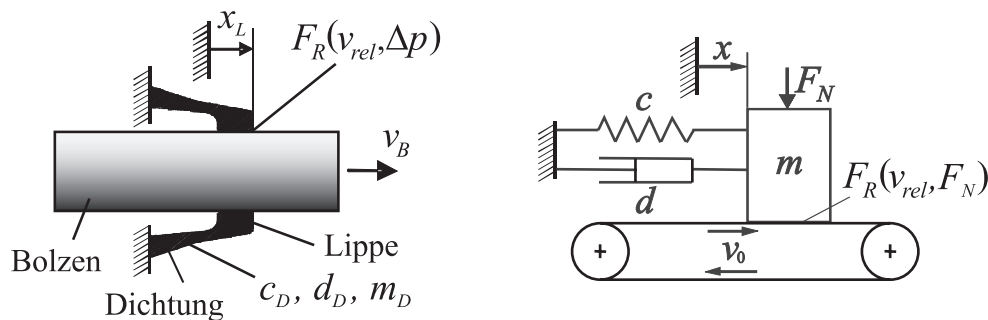


Bild 6.5: Modell des Dichtungssystems (links) und Modell des Reibschwingers mit Selbsterregung (rechts)

Dies entspricht dem in **Bild 1.2** gezeigten Modell eines Reibschwingers mit Selbsterregung. Die Energiequelle des Schwingers ist im Modell das Band gegenüber dem Bolzen im Experiment. Die Reibverhältnisse im Kontakt bestimmen den Energiefluss in den Oszillator, im Experiment die Dichtlippe.

6.2.4 Parameteridentifikation

Zur Simulation von Stick-Slip-Effekten müssen die Systemparameter vorab identifiziert werden. Das physikalische Modell des klassischen Reibschwingers in **Bild 6.5** rechts erfordert die Kenntnis der Dichtungssteifigkeit c_D und -dämpfung d_D in Gleitrichtung sowie der mitschwingenden Dichtungs masse m_D und der stationären Reibkraftcharakteristik $F_R(v_{rel})$.

Bestimmung von Steifigkeit und Dämpfung aus einer Stick-Slip-Schwingung

Es besteht die Möglichkeit, die Parameter Steifigkeit und Dämpfung direkt aus einer Stick-Slip-Messung abzuleiten. In **Bild 6.6** links ist die Hysterese der Reibkraft über der

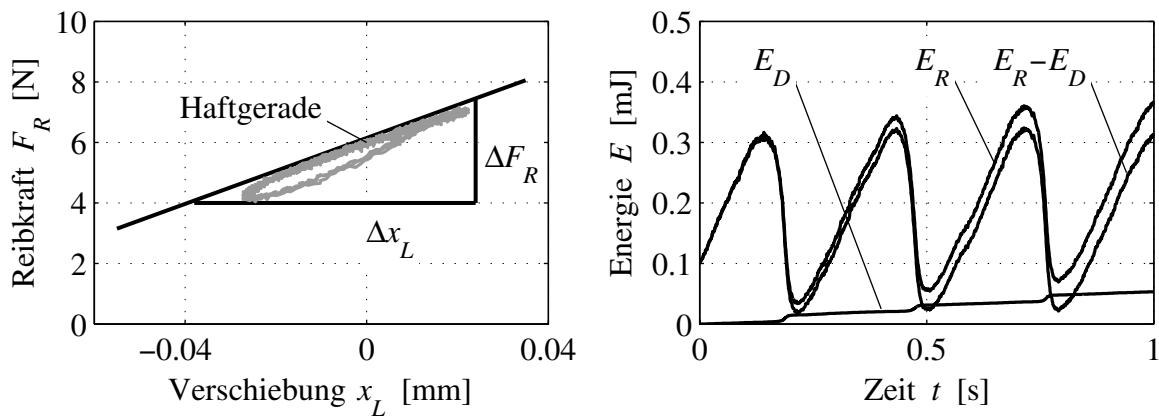


Bild 6.6: Steifigkeits- (links) und Dämpfungsbestimmung (rechts) während einer Stick-Slip-Schwingung

Verschiebung der Dichtlippe während einer Stick-Slip-Schwingung aufgetragen. Der Steifigkeitsparameter c_D kann näherungsweise aus der Steigung der Haftgeraden bestimmt werden

$$c_D = \frac{\Delta F_R}{\Delta x_L}. \quad (6.1)$$

Hierbei findet keine Beschleunigung der Dichtlippe statt, $\ddot{x}_L = 0$, und Dämpferkräfte können bei den relativ kleinen Bolzengeschwindigkeiten $v_B < 7$ mm/s vernachlässigt werden, $F_D = d_D \dot{x}_L \approx 0$.

Der Dämpfungskoeffizient d_D kann anhand folgender Überlegung aus der Stick-Slip-Schwingung ermittelt werden: In das System wird die Reibenergie E_R eingebracht, wie in **Bild 6.6** rechts dargestellt. Sie berechnet sich zu

$$E_R = \int F_R \dot{x}_L dt. \quad (6.2)$$

Die Gesamtenergie im eingeschwungenen System ist konstant, denn während des Grenzykels herrscht bei konstanter Schwingungsamplitude ein ausgeglichener Energiehaushalt. Die Energie im Schwinger wird als Differenz zwischen Reibenergie E_R und dissipierter Energie E_D im Dämpfer betrachtet. Die dissipierte Energie lautet

$$E_D = \int F_D \dot{x}_L dt = \int d_D \dot{x}_L^2 dt. \quad (6.3)$$

Sie verhindert den Anstieg der Gesamtenergie, wie in **Bild 6.6** rechts dargestellt ist. Somit kann der Dämpfungskoeffizient ermittelt werden

$$d_D = \frac{\int F_R \dot{x}_L dt}{\int \dot{x}_L^2 dt}. \quad (6.4)$$

Alternative Bestimmung der Steifigkeit

Auch FEM-Simulationen eines Dichtungsprototypen können während der Entwicklung zur Steifigkeitsbestimmung genutzt werden, siehe DEBLER [14]. Die Frequenzabhängigkeit des Gummimaterials lässt sich hierbei aber lediglich durch das Anwenden von aufwendigen Materialgesetzen abbilden. Eine dynamische Beschreibung der Dichtung ist hiermit nur schwer umzusetzen.

Bestimmung von Steifigkeit und Dämpfung mittels Frequenzganganalyse

In einer Frequenzganganalyse wird die Dichtung als ein Masse-Feder-Dämpfer-System betrachtet. Der Frequenzgang stellt hierbei die Systemantwort auf eine Krafterregung dar. Es erfolgt eine Identifikation des Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten mittels einer solchen Frequenzganganalyse, wobei die Wegamplitude an der Dichtungslippe auf die Erregerkraft normiert ist. Der Bolzen ist dabei aus der Dichtung entfernt worden, stattdessen befindet sich eine zylindrische Masse aus Aluminium von $m = 32 \text{ g}$ im Kontakt zur Dichtlippe. Mit einem elektromagnetischen Shaker wird ein definierter Frequenzbereich einer harmonischen Krafterregung dieser Masse durchfahren, siehe **Bild 6.7**.

Unter Annahme eines konstanten, schwingenden Massenanteils der Dichtung können der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter der Dichtlippe anhand einer Approximationsfunktion des gemessenen Frequenzgangs identifiziert werden, siehe **Bild 6.8**.

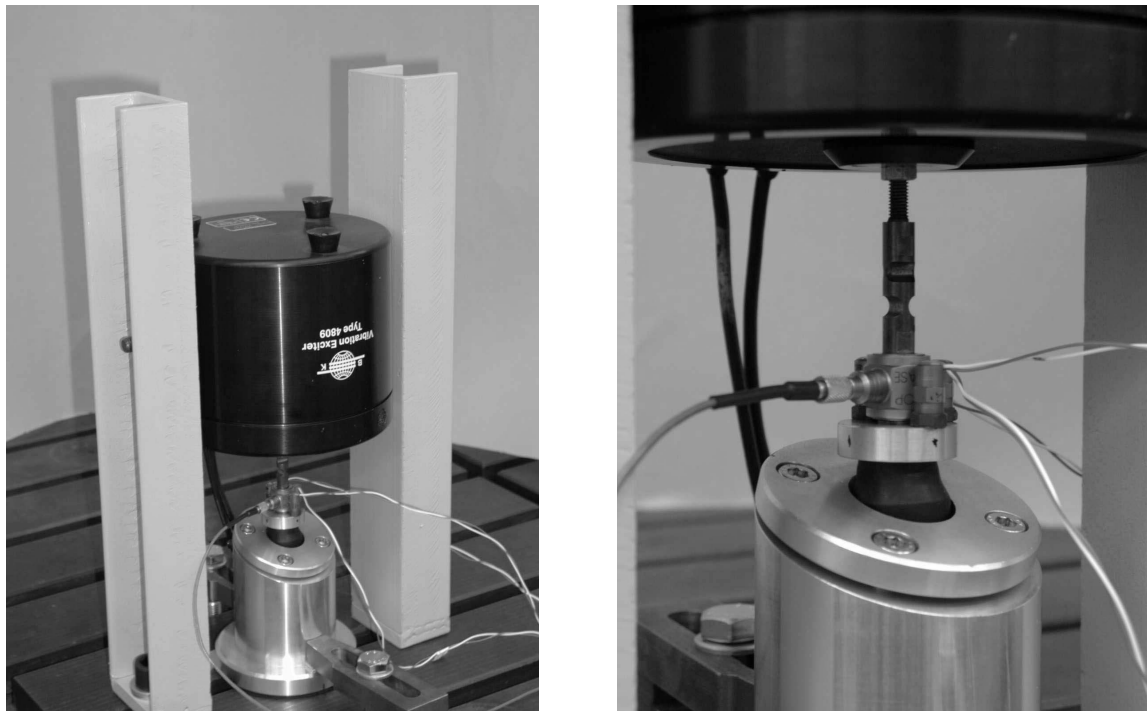


Bild 6.7: Aufbau der Frequenzganganalyse mit einem elektromagnetischen Shaker (links) und Detailansicht auf die untersuchte Dichtung (rechts)

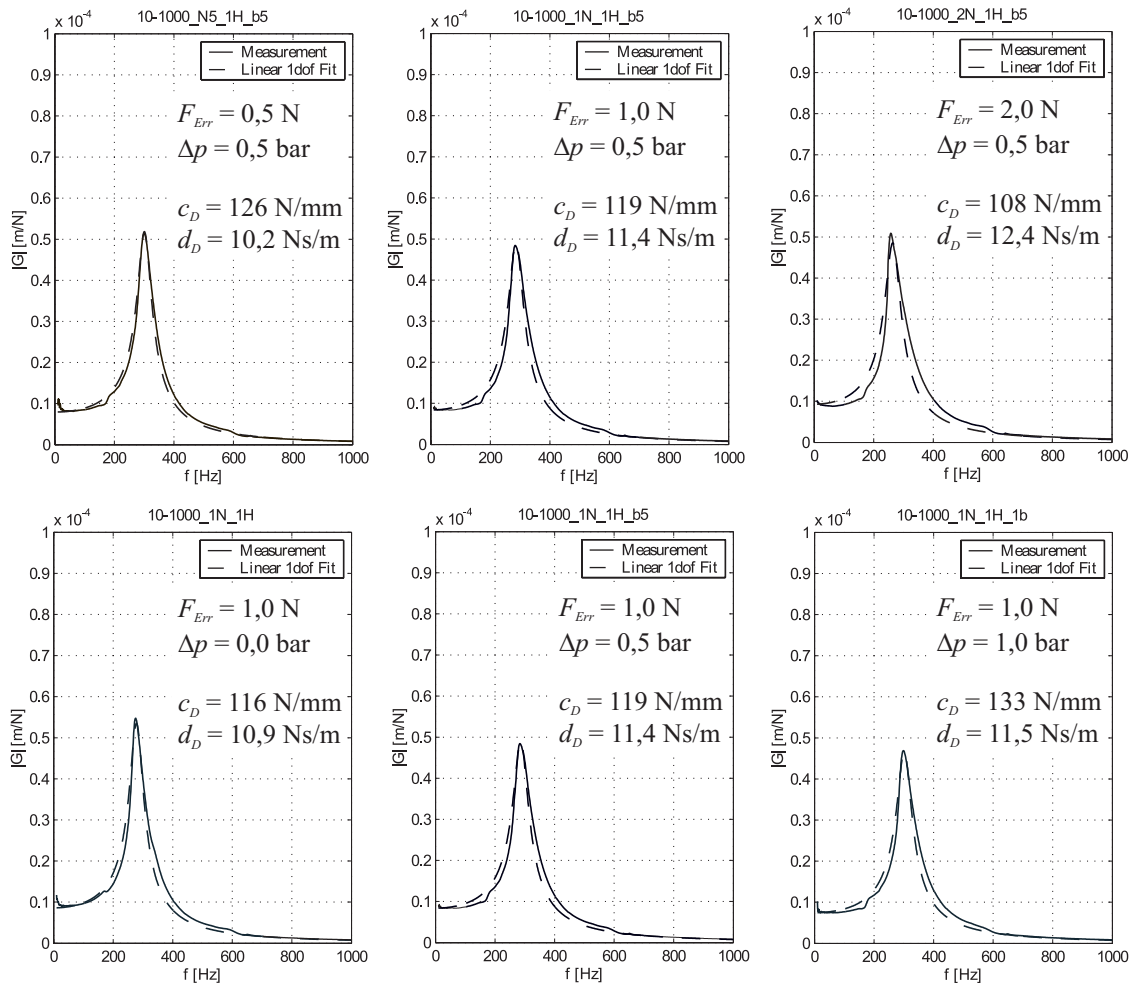


Bild 6.8: Identifikation von Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizient mittels einer Frequenzganganalyse mit Variation der Erregerkraft (oben) und Variation des Differenzdruckes (unten)

Die Eigenfrequenz f_0 des Systems sowie der Steifigkeitskoeffizient nehmen aufgrund der Gummieigenschaften mit steigender Erregerkraft ab, siehe **Bild 6.8** oben. Auch der Dämpfungskoeffizient wurde identifiziert. Dieser wird später in der Stabilitätsanalyse benötigt. Er resultiert aus der inneren Dämpfung des Elastomers bei Verformungen. Mit steigendem Differenzdruck nehmen die Eigenfrequenz und der Steifigkeitsparameter zu, siehe **Bild 6.8** unten. Dies ist der geometrischen Form der Dichtung zuzuschreiben.

Bestimmung der mitschwingenden Masse

Den schwingenden Anteil der Dichtlippenmasse m_D zu bestimmen ist schwierig. Er wird in der Frequenzanalyse gegenüber des eingefügten Massezylinders vernachlässigt. Beim Abtrennen der Dichtlippe vom Dichtungskörper ergeben sich Werte von $m_D \approx 1,5$ g. Allerdings ändert sich der schwingende Massenanteil der Dichtung mit den unterschiedlichen Versuchsparametern. Somit wird der Parameter m_D in der Simulation der Grenzzykel adaptiert. Im Übrigen wird er nicht als maßgeblicher Parameter in der Stabilitätsanalyse benötigt.

Bestimmung der Reibkraftcharakteristik

Der wichtigste Parameter für die folgenden Stabilitätsuntersuchungen ist die Reibkraftcharakteristik, bei der die stationäre Reibkraft über der Relativgeschwindigkeit aufgetragen ist. Während einer solchen Messung bleiben alle äußeren Parameter unverändert, siehe Kapitel 4.2. Der Zustand des Schmierfilms wird vor jeder Einzelmessung durch Vorkonditionierung reproduziert. Die Bolzengeschwindigkeit, der Differenzdruck und die Umgebungstemperatur werden konstant gehalten.

Die Reibkraftcharakteristik wird aus einer Vielzahl stationärer Messungen zusammengesetzt. In **Bild 6.9** ist eine detailliert gemessene Reibkraftcharakteristik der Dichtung A sowie eine Approximationsfunktion der Form $F_R = a_1 / (1 + a_2 v_B) + a_3 \sqrt{v_B}$ dargestellt. Der erste Summand dieser Funktion beschreibt die analytische Näherung einer Adhäsions- und Hysterese Wirkung. Der zweite Term nähert hydrodynamische Reibung an. Somit ist der Approximationsansatz physikalisch begründet.

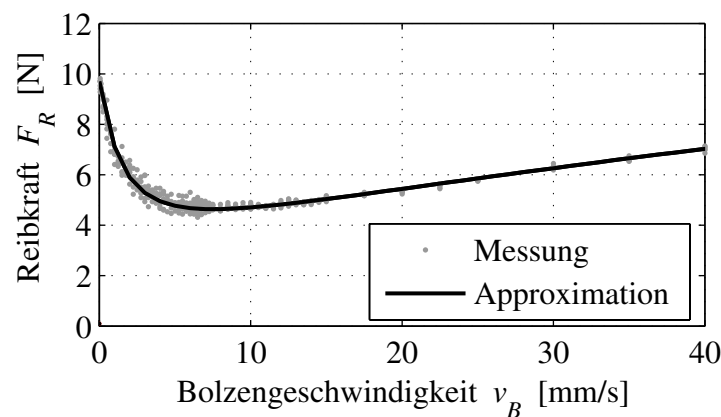


Bild 6.9: Detailliert gemessene Reibkraftcharakteristik der Dichtung A mit Mittelung der stationären Messungen; zusätzlich Bestimmung einer Approximationsfunktion zur weiteren mathematischen Beschreibung

6.2.5 Vergleich Experiment-Simulation

Der Schwinger wird anhand der mathematischen Beschreibung des Ersatzsystems in einer MATLAB/SIMULINK-Umgebung modelliert. Hier werden die Systemgleichungen, die in Kapitel 1.5 dargestellt sind, als Blockschaltbild aufgebaut und unter Verwendung von numerischen Integrationsverfahren gelöst. Ergebnis sind die Zeitschriebe der einzelnen Systemgrößen, die auch übereinander dargestellt werden können. Eine erste Modellierung mit den bekannten Parametern unter der Annahme einer linear fallenden Reibkraftcharakteristik zeigt gute Ergebnisse, siehe **Bild 6.10**. Die Simulationen geben die Abhängigkeit der Grenzzykel von der Bolzengeschwindigkeit gut wieder. Mit steigender Bolzengeschwindigkeit nimmt die Verschiebungsamplitude der Grenzzykel ab.

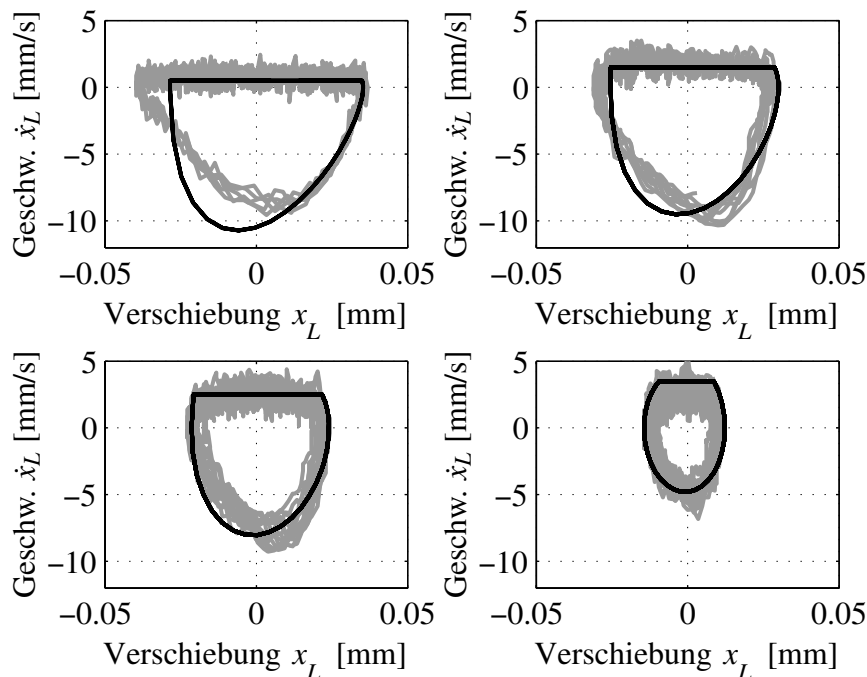


Bild 6.10: Vergleich Experiment-Simulation der Grenzykel an Dichtung A mit variiertem Bolzengeschwindigkeit unter Verwendung verschiedener linearer Reibkraftcharakteristiken; oben links: $v_B = 0,5$ mm/s, $F_R(v) = 9,5$ N - $v \cdot 0,29$ Ns/mm; oben rechts: $v_B = 1,5$ mm/s, $F_R(v) = 8,5$ N - $v \cdot 0,24$ Ns/mm; unten links: $v_B = 2,5$ mm/s, $F_R(v) = 8,2$ N - $v \cdot 0,20$ Ns/mm; unten rechts: $v_B = 3,5$ mm/s, $F_R(v) = 7,0$ N - $v \cdot 0,13$ Ns/mm; Messung in grau; Simulation in schwarz

Bei der Modellierung der dargestellten Schwingungen zeigen sich die Instabilitätsgrenzen der Effekte unbeeinflusst von der Dichtlippenmasse. Durch eine Vergrößerung der Axialsteifigkeit des Dichtungskörpers entstehen höhere Stick-Slip-Frequenzen und kleinere Schwingungsamplituden.

Auf die vollständige Modellierung des Kontaktverhaltens, siehe Kapitel 6.2.8, und die exakte Beschreibung der Reibkraftcharakteristik wird vorerst verzichtet, um eine übersichtliche Darstellung des Stabilitätsverhaltens aufzeigen zu können. Zudem soll demonstriert werden, an welcher Stelle von einer detaillierten Beschreibung der Kontaktverhältnisse abgesehen werden kann.

6.2.6 Stabilitätsanalyse

In diesem Abschnitt soll eine Analyse der verschiedenen Dichtungen bei unterschiedlichem Differenzdruck durchgeführt werden, um das Stabilitätsverhalten aufzuzeigen. In Gleichung 1.1 wurde die Bewegungsgleichung des Reibschwingers dargestellt. Nach der Linearisierung der Reibkraftcharakteristik um die Gleichgewichtslage der Bewegung resultiert daraus die Differentialgleichung für die Dichtlippenbewegung:

$$m_D \ddot{x} + \left(d_D + \frac{\partial F_R(v_{rel})}{\partial v_{rel}} \Big|_{\dot{x}=0} \right) \dot{x} + c_D x = F_R(v_B). \quad (6.5)$$

Die Einführung des Gradienten der Reibkraftcharakteristik

$$\delta(v_B) = \frac{\partial F_R(v_{rel})}{\partial v_{rel}} \Big|_{v_B} \quad (6.6)$$

führt auf die Gleichung

$$m \ddot{x} + (d_D + \delta(v_B)) \dot{x} + c x = F_R(v_B). \quad (6.7)$$

Der Dämpfungsfaktor dieser Gleichung bestimmt die Energiedissipation des Systems und beschreibt damit das Stabilitätsverhalten. Ist er positiv, so wird das System gedämpft und ist asymptotisch stabil. Bei negativem Dämpfungsfaktor tritt Instabilität auf und es entsteht eine angefachte Schwingung aus der Gleichgewichtslage. Zur Prognose für ein stabiles oder instabiles Systemverhalten wird eine Grenzgeschwindigkeit eingeführt, die beide Bereiche an der Stabilitätsgrenze

$$d_D + \delta(v_G) = 0 \quad \text{bzw.} \quad \delta(v_G) = -d_D \quad (6.8)$$

voneinander trennt. In **Bild 6.11** ist der Gradient $\delta(v_B)$ der Reibkraftcharakteristik aus **Bild 6.9** dargestellt. Die Grenzgeschwindigkeit ist an der Stelle, an der sich Reibkraftgradient und identifizierter Dämpfungskoeffizient additiv aufheben.

Im aktuellen Fall zeigt die Dichtung A im Experiment Stick-Slip-Schwingungen bei Geschwindigkeiten von $v_B < 7$ mm/s. Dieser Wert wird auch in **Bild 6.11** vorhergesagt. Die Stabilitätsgrenze ist auch in **Bild 6.9** in dem Bereich des Graphen erkennbar, in dem die

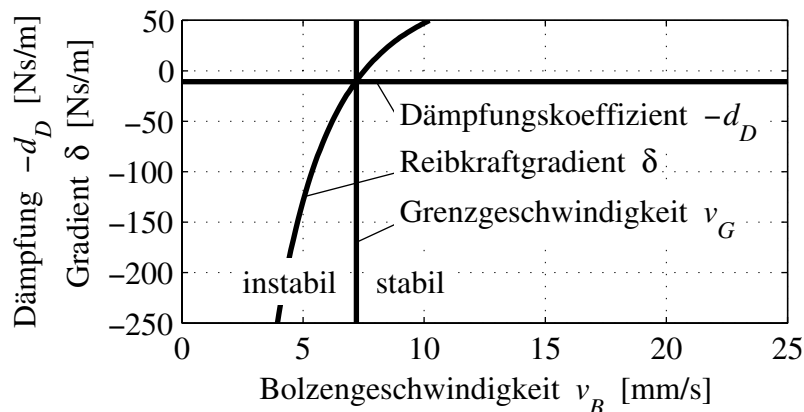


Bild 6.11: Bestimmung der Grenzgeschwindigkeit an Dichtung A für einen Differenzdruck von $\Delta p = 0,0$ bar

Streuung der stationären Messpunkte etwas größer ist als im höheren Geschwindigkeitsbereich. Die Stabilitätsgrenze berechnet sich nach Gleichung 6.8 zu $v_G = 7,2 \text{ mm/s}$. Es ergibt sich eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen.

Nunmehr erfolgt eine Stabilitätsanalyse der drei unterschiedlichen Dichtungen (A, B, C) bei Anwendung von drei verschiedenen Differenzdrücken. Hierbei werden in den neun Fällen die notwendigen Dämpfungsparameter $d_D(\Delta p)$ mittels der oben dargestellten Frequenzganganalyse bestimmt. Weiter werden die Reibkraftcharakteristiken messtechnisch ermittelt und durch eine mathematische Funktion approximiert, siehe **Bild 6.12**.

Die jeweilige Dichtungskonstruktion führt zu unterschiedlichen Verläufen der Reibkraftkennlinie. **Bild 6.12** zeigt eine Abnahme des Differenzdruckeinflusses auf die Reibkraft mit weiterentwickelter Variante der Dichtung. Auch das Minimum der Reibkraftcharakteristik verschiebt sich zu kleineren Geschwindigkeiten, und somit wird eine kleinere Grenzgeschwindigkeit die Folge sein.

In **Bild 6.13** sind die zugehörigen Stabilitätskarten dargestellt. Hier ist der Dämpfungskoeffizient d_D über dem Gradienten der Reibkraftcharakteristik δ für fünf Bolzengeschwindigkeiten dargestellt. Die Grenzgeschwindigkeitslinie in den Karten repräsentiert Gleichung 6.8. Bei jedem der drei Differenzdrücke kann die aktuelle Situation des Dichtungssystems als ein Punkt in der Stabilitätskarte abgelesen werden. Die rechte Seite neben der Grenzgeschwindigkeitslinie zeigt den stabilen, die linke den instabilen Bereich. Die nicht dargestellten Varianten in den Diagrammen befinden sich im instabilen Bereich außerhalb des Darstellungsfensters. Die Relation zwischen Dämpfungskoeffizienten und Steigung der Reibkraftcharakteristik entscheidet über die Lage in der Stabilitätskarte und dem Abstand zur Stabilitätsgrenze. Beispielhaft zeigt Dichtung A für eine Bolzengeschwindigkeit von $v_B = 4 \text{ mm/s}$ stets instabiles Verhalten, während sich Dichtung C bei allen Differenzdrücken im stabilen Bereich befindet. Mit abnehmender Geschwindigkeit wächst die Tendenz zum instabilen Verhalten wegen des STRIBECK-Verhaltens der Reibkraftcharakteristiken, siehe Kapitel 6.2.7. Dichtung C zeigt das für den Anwendungsfall beste Stabilitätsverhalten.

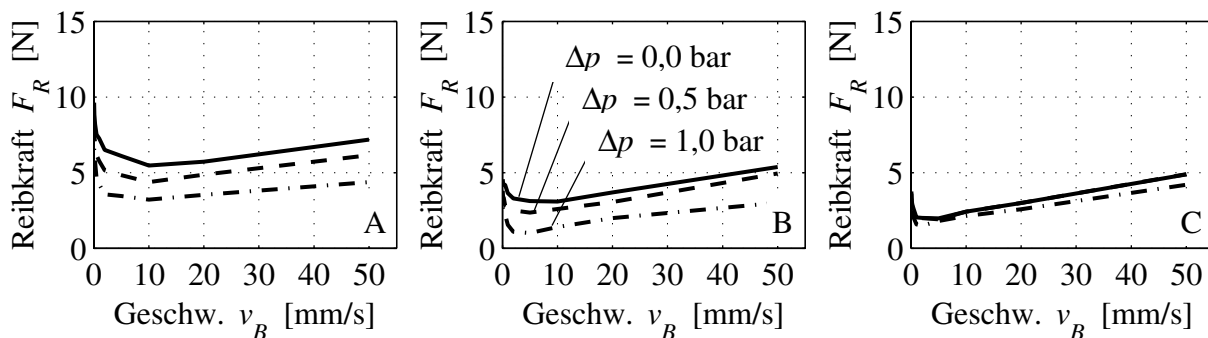


Bild 6.12: Übersicht der verschiedenen Reibkraftcharakteristiken für die Dichtungen A, B, C bei Variation des Differenzdruckes

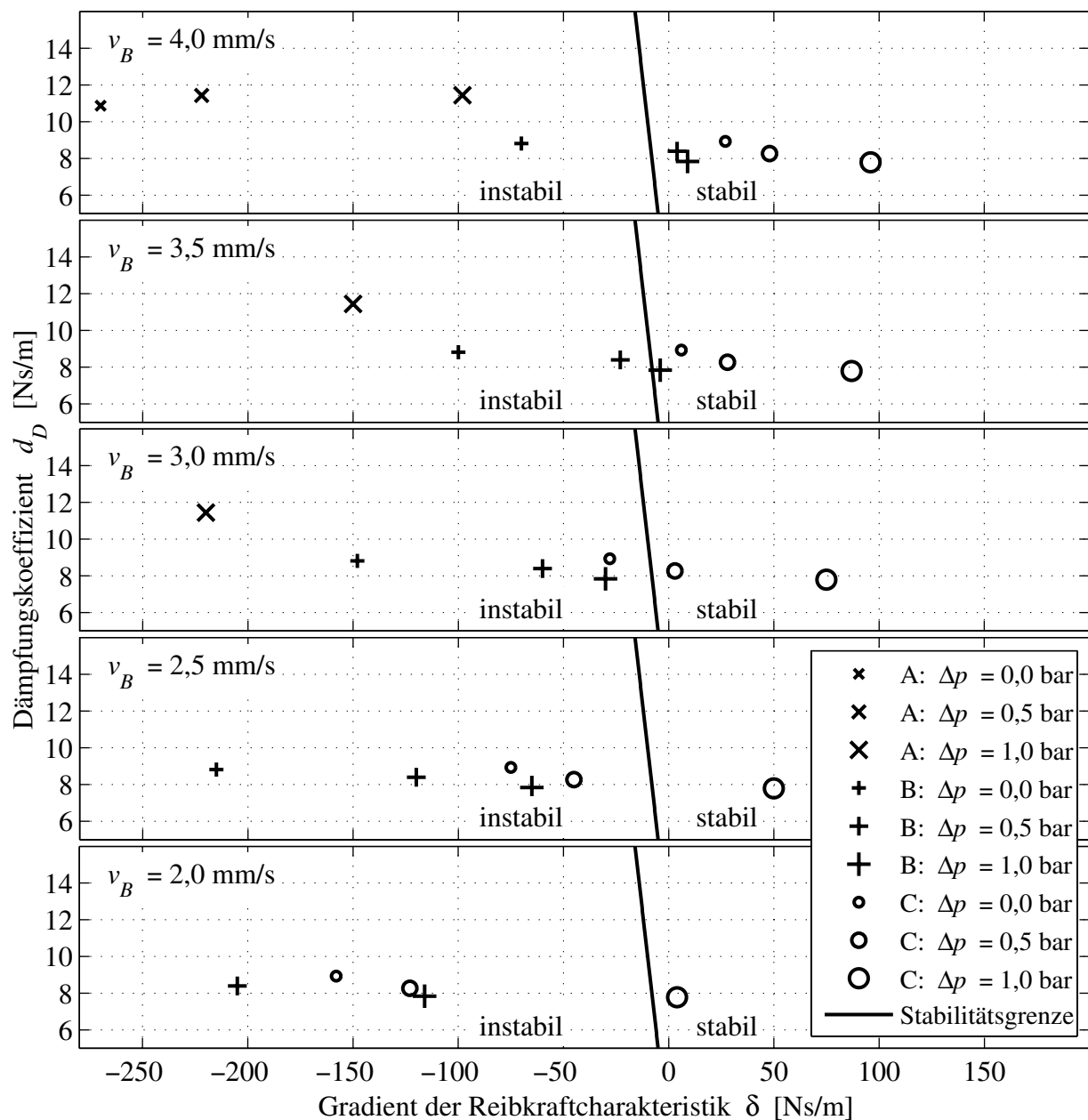


Bild 6.13: Stabilitätskarten der Dichtungsvarianten bei Variation des Differenzdrucks und der Bolzengeschwindigkeit

6.2.7 Zeitabhängigkeit der Reibkraft

Die Reibkraftcharakteristik der Dichtung A zeigt ein typisches STRIBECK-Verhalten [80], siehe **Bild 6.9**. Hierbei nimmt die Reibkraft im kleinen Geschwindigkeitsbereich – dem Mischreibungsbereich – ab und nimmt mit höheren Geschwindigkeiten wieder zu. Der Anstieg deutet auf hydrodynamische Effekte hin.

Bei schnellen Änderungen der Relativgeschwindigkeit – beispielsweise während einer Stick-Slip-Bewegung der Dichtlippe – kann die Reibkraft der stationären Reibkraftcharakteristik nicht unmittelbar folgen, siehe **Bild 6.4** oben rechts. Durch die dynamische

Bewegung tritt eine Verzögerung der Schmierfilmbildung und ein Nacheilen des Reibwertes ein. Es treten somit instationäre Reibkräfte auf. Besonders bei der Beschreibung von Stick-Slip-Effekten ist es notwendig, neben der Bestimmung der stationären Reibkraftkennlinie auch eine Analyse des dynamischen Reibkraftverhaltens durchzuführen, um eine gute Beschreibung der realen Reibkräfte und damit des Schwingungsverhaltens zu erzielen. Zur Beschreibung der instationären Reibkräfte dienen erweiterte Reibkraftmodelle wie

$$\tau_{slip}\dot{F}_R(t) + F_R(t) = F_{R,stat}(v) + \tau_D \dot{v} \left| \frac{dF_{R,stat}(v)}{dv} \right|. \quad (6.9)$$

Es gilt, neben der stationären Reibkraftkennlinie $F_{R,stat}$ auch die Zeitkonstanten τ_{slip} und τ_D zu identifizieren. Dies wird in ähnlicher Form von STELTER [79] angegeben. RICE UND RUINA [72] sowie RUINA [74, 75] stellten ebenfalls komplexe Reibkraftmodelle unter Verwendung zusätzlicher Zustandsvariablen auf.

Allgemeine Betrachtung an einer O-Ring-Dichtung

Im Folgenden wird beispielhaft ein eingespannter O-Ring 12-3 72 NBR 872 der Firma FREUDENBERG-SIMRIT KG im Kontakt zu einem axial bewegten Bolzen mit Mangelfettschmierung betrachtet. Es wird untersucht, inwieweit durch die Modellierung von Gleichung 6.9 das tatsächliche Reibkraftverhalten beschrieben werden kann, siehe KRÖGER ET AL. [39]. Zusätzlich sollen Wege zur Bestimmung der Zeitkonstante τ_{slip} aufgezeigt werden.

Der dynamische Verlauf der Reibkraft kann während eines Geschwindigkeitssprunges des Bolzens gut beobachtet werden, siehe **Bild 6.14** oben links und unten links. Hier folgt die Reibkraft mit Verzögerung der stationären Reibkraftcharakteristik, die einen Reibkraftsprung erwarten ließe. Zudem tritt durch den Geschwindigkeitssprung ein kurzer Peak im Reibkraftverlauf auf. Beides kann prinzipiell durch das Reibkraftverhalten nach Gleichung 6.9 abgebildet werden. Die Zeitkonstante τ_{slip} unterscheidet sich allerdings stark zwischen einem Sprung von niedriger auf hohe Geschwindigkeit und gegensätzlich von hoher auf niedrige Geschwindigkeit.

In **Bild 6.14** oben rechts und unten rechts wird dargestellt, dass eine Beschreibung mit einer Wegkonstanten s_{slip} sinnvoll ist, wie sie bei ähnlichen Problemen auch von RUINA [74, 75] verwendet wird. Durch die Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg wird die vermeintliche Zeitkonstante τ_{slip} zur geschwindigkeitsabhängigen Zeitfunktion

$$\tau_{slip}(v) = \frac{s_{slip}}{v(t)}. \quad (6.10)$$

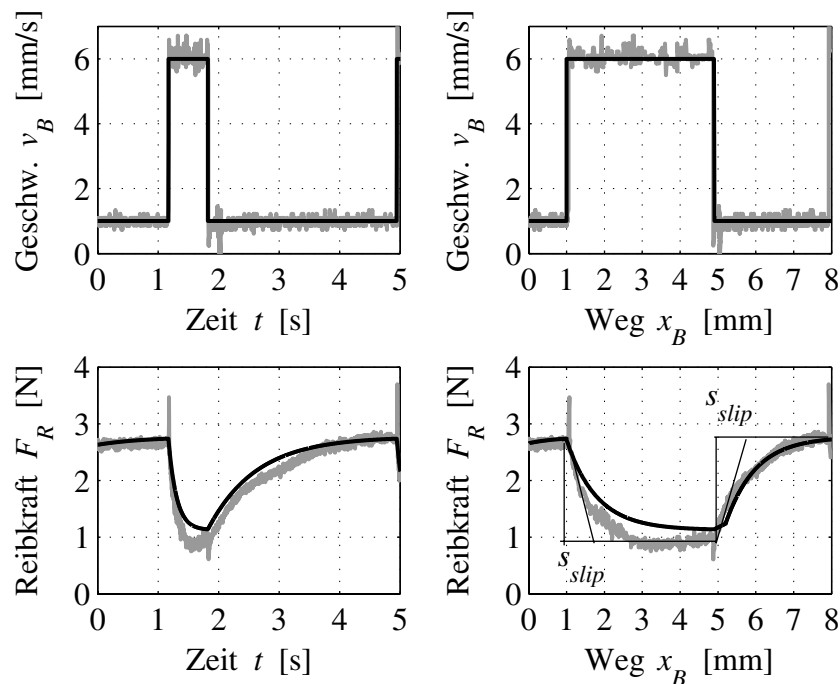


Bild 6.14: Geschwindigkeitssprung am O-Ring-System als Zeitverlauf (oben links) und als Wegverlauf (oben rechts); Reibkraftverlauf als Zeitverlauf (unten links) und über dem Weg dargestellt (unten rechts); Wegkonstante $s_{slip} = 0,8$ mm, Konstante $\tau_D = 0$; Messung in grau; Simulation in schwarz

Mit diesem Ansatz sind die Reibkräfte auch bei unterschiedlichen Geschwindigkeitssprüngen gut beschreibbar, wobei die Wegkonstante s_{slip} abgeschätzt werden kann. Die Identifikationsergebnisse und die Abschätzung der stationären Reibkräfte schwanken aufgrund der vorliegenden Mangelschmierung stark. Die Konstante τ_D hängt vom Systemverhalten während des Geschwindigkeitssprunges ab. Durch sie lassen sich die kurzen Reibkraftspitzen beim Geschwindigkeitssprung abbilden. Für das Gesamtverhalten ist diese Konstante im betrachteten Fall vernachlässigbar.

Im Experiment ist ein Geschwindigkeitssprung aufgrund der Trägheit des Gesamtsystems und der begrenzten Antriebsleistung nicht realisierbar. Unter diesen Umständen sind nur Geschwindigkeitsrampen mit hinreichend hohen Beschleunigungen zur Abschätzung der Wegkonstanten verwendbar. Anhand einer Parameteridentifikation kann bei bekannter stationärer Reibkraftcharakteristik die Wegkonstante s_{slip} abgeschätzt werden.

In **Bild 6.15** oben links wird die Systemdynamik durch Aufbringen harmonischer Geschwindigkeitsverläufe untersucht. Für vorgegebene Geschwindigkeitsverläufe sind die dynamischen Reibkräfte in **Bild 6.15** rechts dargestellt. Die Reibkraft schwingt um den Verlauf der stationären Reibkraftkennlinie. Der hier gezeigte Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung von Simulation und Experiment bei der Modellierung mit instationären Reibkräften.

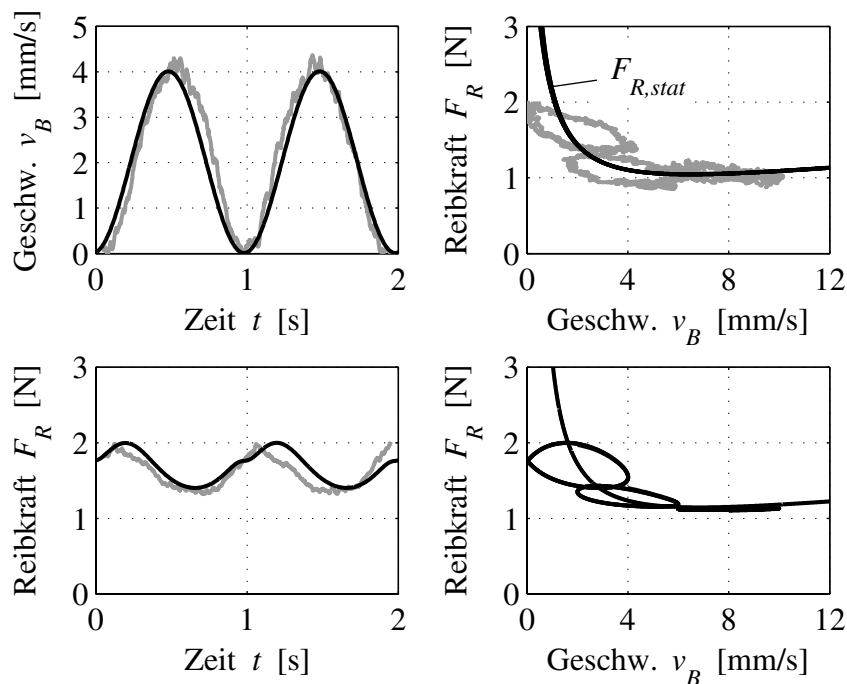


Bild 6.15: Harmonischer Verlauf der Bolzengeschwindigkeit, Messung und Simulation (oben links); Reibkraft, Messung und Simulation (unten links); Messung verschiedener Reibkraftverläufe bei unterschiedlichen harmonischen Bolzengeschwindigkeiten $v_B = v_0 + \hat{v} \sin(2\pi ft)$ mit $f = 1$ Hz, $\hat{v} = 2$ mm/s, $v_0 = 2; 4; 8$ mm/s (oben rechts); Simulation der Reibkraftverläufe (unten rechts); Wegkonstante $s_{slip} = 0,8$ mm, Konstante $\tau_D = 0$; Messung in grau; Simulation in schwarz

Anwendung auf die untersuchte Dichtung

Nach diesen Untersuchungen an der O-Ring-Dichtung wird im Weiteren wieder die diskutierte Pneumatikdichtung betrachtet. Hier besteht im Experiment eine Abhängigkeit der stationären Reibkraft $F_{R,stat}$ von der Bolzengeschwindigkeit v_B und dem Differenzdruck Δp . Dynamische Reibkräfte treten bei schnellen Wechseln der Relativgeschwindigkeit des Kontaktes $v_{rel} = v_B - \dot{x}_L$ auf und können physikalisch mit der Zeitabhängigkeit der Schmierfilmdicke begründet werden. Die stationäre Schmierfilmdicke h_0 wird von der Relativgeschwindigkeit v_{rel} , dem Differenzdruck Δp und der Dichtungsgeometrie beeinflusst

$$h_0 = f(v_{rel}, \Delta p). \quad (6.11)$$

Zusätzlich existiert eine Zeitabhängigkeit, in die die Dynamik des Systems eingeht,

$$h(t) = f(v_{rel}(t), \Delta p, h_0). \quad (6.12)$$

Die Schmierfilmdicke $h(t)$, die Relativgeschwindigkeit v_{rel} und der Differenzdruck Δp beeinflussen die Reibkraft F_R

$$F_R(t) = f(v_{rel}(t), \Delta p, h(t)). \quad (6.13)$$

Bei kleinen Schmierfilmdicken $h(t)$ tritt Mischreibung auf. Experimente zur Untersuchung der nichtlinearen Funktionen $h(t)$ und $F_R(h)$ sind schwierig. Daher führen im Folgenden phänomenologische Beschreibungen zu Approximationen der Reibkraft F_R , die den experimentellen Aufwand reduzieren und gute Ergebnisse liefern.

Typische Reibkraftbeschreibungen sind hierfür in **Bild 6.16** rechts dargestellt:

- COULOMB-Reibkraft,
- linear fallende Reibkraft,
- Approximation der stationären Reibkraftcharakteristik,
- dynamische Reibkraft.

Bei Anwendung der approximierten stationären Reibkraftcharakteristik unter Berücksichtigung der genannten dynamischen Effekte aus Gleichung 6.9 ergibt sich das Reibkraftverhalten unter Vernachlässigung der Zeitkonstanten $\tau_D = 0$ zu

$$\tau_{slip} \dot{F}_R(t) + F_R(t) = F_{R,stat}(v_{rel}). \quad (6.14)$$

Diese Gleichung beschreibt ein System erster Ordnung. Die Zeitkonstante τ_{slip} ist somit der einzige zu identifizierende Parameter nach Ermittlung der approximierten stationären Reibkraft.

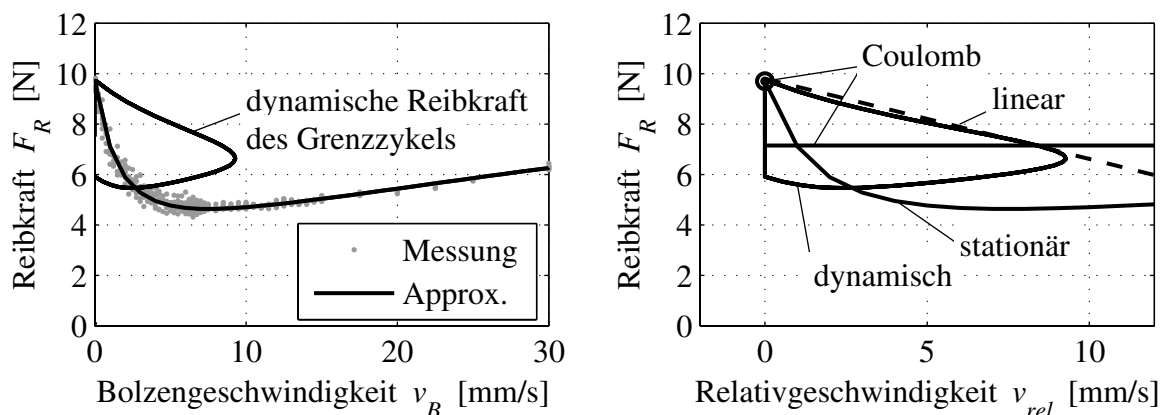


Bild 6.16: Detailliert gemessene Reibkraftcharakteristik von Dichtung A mit dynamischer Reibkraft des Grenzykels (links); vier typische Reibkraftbeschreibungen (rechts)

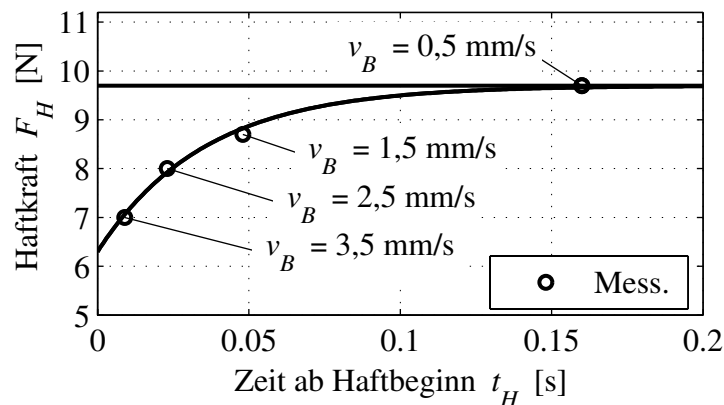


Bild 6.17: Haftkraft in Abhängigkeit der Zeit ab Haftbeginn an der Dichtung A und Näherungsfunktion mit $\tau_{stick} = 35,4$ ms

Ein weiterer Einflussparameter ist die Haftzeit t_H während der Stick-Slip-Schwingungen bei Variation der Bolzengeschwindigkeiten v_B . Bei schnellerer Bolzenbewegung entstehen kürzere Haftzeiten und damit kleinere Haftkräfte, siehe **Bild 6.17**.

Der Grund kann hier der zeitabhängige Verdrängungsprozess des Schmierfilms bei Stillstand der Dichtlippe sein. Die gemessene Abhängigkeit der Haftkraft F_H von der Zeit ab Haftbeginn t_H kann beschrieben werden durch

$$\tau_{stick}\dot{F}_H(t_H) + F_H(t_H) = \lim_{t_H \rightarrow \infty} F_H \quad (6.15)$$

unter Verwendung der Zeitkonstanten τ_{stick} . Ein Ablösen aus der Haftphase ergibt sich, wenn die momentan mögliche Haftkraft $F_H(t_H)$ überschritten wird. Aufgrund der Zeitabhängigkeit der Haftkraft besitzt die Bolzengeschwindigkeit großen Einfluss auf das Auftreten und die Amplitude der Stick-Slip-Schwingung, siehe **Bild 6.10**. Die Zeitkonstante τ_{stick} zur Beschreibung der Haftkraft unterscheidet sich von der Zeitkonstanten τ_{slip} zur Beschreibung der Reibkräfte während des Gleitens.

6.2.8 Vergleich Experiment-Simulation am Grenzykel

Eine MATLAB-Simulation soll die Beschreibbarkeit der physikalischen Effekte zeigen. Die drei zeitunabhängigen Reibkraftcharakteristiken in **Bild 6.16** rechts sind einfach zu modellieren. Zum anderen sind sie nicht rechenzeitintensiv, dies ist wichtig für die Weiterverwendung solcher Modellierungen in großen Simulationsumgebungen. Letztlich aber korrelieren sie nur mäßig mit dem gemessenen Reibkraftverhalten bei Stick-Slip-Schwingungen.

Bessere Ergebnisse können durch die zeitabhängige, aufwendige Beschreibung der dynamischen Reibkraft nach Gleichung 6.14 erreicht werden. Hierbei werden die approximier-

te stationäre Reibkraftcharakteristik $F_{R,stat}$ und die Zeitkonstante τ_{slip} verwendet, und es wird das Verzögerungsverhalten der Reibkraft berücksichtigt.

Die Vergleiche Experiment-Simulation der Grenzykel unter Verwendung der einzelnen Reibkraftcharakteristiken sind in **Bild 6.18** dargestellt. Mit der COULOMB'schen Beschreibung kann weder die Haft- noch die Gleitphase des Zyklus zufriedenstellend abgebildet werden. Hierbei entsteht sowohl zu Beginn als auch am Ende der Gleitphase des Zyklus ein Sprung der Reibkraft, der für dieses System unrealistisch ist. Das Ergebnis für die linear fallende Charakteristik zeigt nur am Beginn der Gleitphase gute Übereinstimmung, da hier der tatsächliche Verlauf des Reibwertes angenähert wird. Bei Anwendung der Approximation der stationären Reibkraft wird der Haftbereich gut abgebildet, allerdings entstehen in der Simulation zu große Werte der Geschwindigkeit während der Gleitphase. Auch hier wird die Gleitphase nicht zufriedenstellend simuliert, da durch die Approximation der stationären Reibkraft nicht der reale Reibkraftverlauf während des Zyklus nachgebildet wird.

Im Gegensatz zu den drei erwähnten Modellierungen zeigt das dynamische Reibkraftmodell eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Grenzykel. Das reale Verhalten der Schwingung mit Haft- und Gleitphase wird gut abgebildet. Bei dieser Simulation konnte schon mit einer geschwindigkeitsunabhängigen Zeitkonstanten τ_{slip} ohne den Einfluss der zeitlichen Entwicklung der Haftkraft ein sehr gutes Simulationsergebnis erzielt werden.

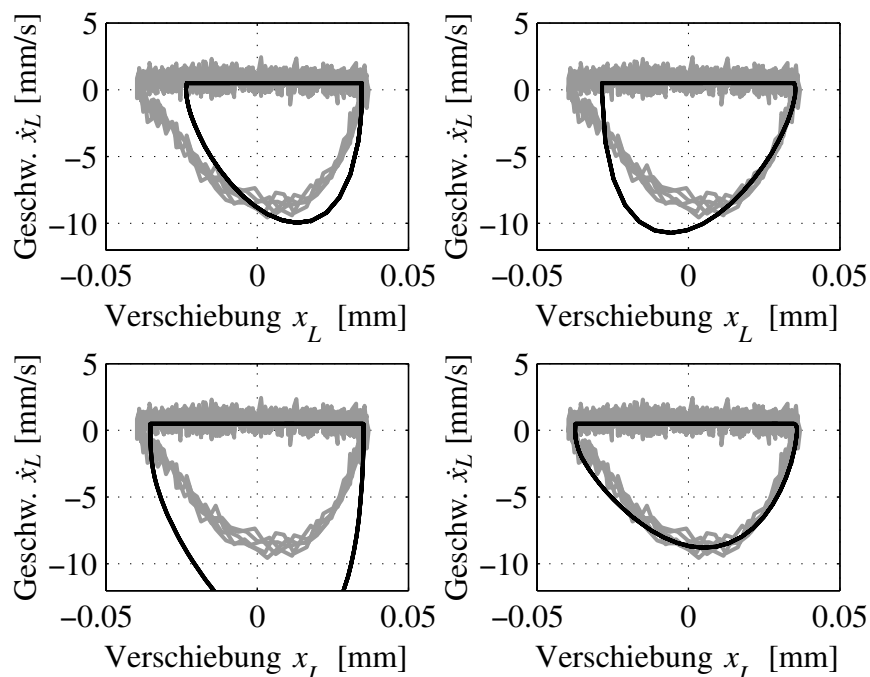


Bild 6.18: Vergleich Experiment-Simulation der Grenzykel an Dichtung A für verschiedene Reibkraftcharakteristiken: COULOMB-Reibkraft (oben links); lineare Reibkraft (oben rechts); Approximation der stationären Reibkraftcharakteristik (unten links); dynamische Reibkraft (unten rechts); Bolzengeschwindigkeit $v_B = 0,5 \text{ mm/s}$, Konstante $\tau_{slip} = 5,88 \text{ ms}$; Messung in grau; Simulation in schwarz

6.3 Fazit

In diesem Kapitel wurde das Auftreten von Stick-Slip-Schwingungen an einer fettgeschmierten Pneumatikdichtung untersucht. Im kleinen Geschwindigkeitsbereich wurden Grenzykel des Dichtung-Bolzen-Systems während der axialen Bewegung detektiert. Des Weiteren erfolgte die Überführung des Dichtungssystems in das Modell eines Reibschwingers. Zudem wurde die Identifikation der Dichtungsparameter mittels einer Frequenzganganalyse unternommen sowie das Reibverhalten aufbauend auf stationären Reibkraftmessungen modelliert. Hierbei zeigen die simulierten Grenzykel eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messungen. Ein Vergleich zwischen theoretischer Vorhersage und experimenteller Bestimmung der zu Instabilitäten führenden Bolzengeschwindigkeit zeigt gute Übereinstimmung. Eine theoretische Stabilitätsanalyse des Schwingungssystems und ein Vergleich der unterschiedlichen Dichtungen ermöglichen eine Darstellung anhand von Stabilitätskarten. Das Stabilitätsverhalten der Dichtung A war nicht zufriedenstellend, ein weiterentwickeltes Design zeigt ein verbessertes Verhalten. Neu entwickelte Dichtungen mit abgeänderten Eigenschaften resultierend aus den vorgestellten Erkenntnissen zeigen ein verbessertes Stabilitätsverhalten.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass sich die Reibkraft bei vielen Reibkontakten durch rein stationäre Betrachtungen nur unzureichend beschreiben lässt. Diese Befunde eignen sich nicht für eine verlässliche Beschreibung der Stick-Slip-Schwingungen, bei denen schnelle Geschwindigkeitsänderungen auftreten. Bei Einbeziehung der Zeitabhängigkeit der Reibkraft ist hingegen eine genauere Modellierung der Reibkräfte und der Stick-Slip-Schwingungen möglich. Durch Messung der Reibkräfte während eines Geschwindigkeitssprunges lässt sich die Wegkonstante s_{slip} und damit eine geschwindigkeitsabhängige Zeitfunktion $\tau_{slip}(v)$ abschätzen. Die instationären Reibkräfte können mit einer Differentialgleichung erster Ordnung anhand der stationären Reibkraftcharakteristik und der zwei Zeitkonstanten beschrieben werden. Eine Erweiterung des Reibkontaktmodells wurde durch das Einbringen dieses dynamischen Verhaltens der Reibkraft vollzogen. Die Anwendung dieses Modells führt zu einer sehr guten Übereinstimmung von Experiment und Simulation der Grenzykel.

7 Zusammenfassung

Das Material Gummi gehört zu den neueren Werkstoffen. Seine Eigenschaften wie große Dehnbarkeit, niedrige Steifigkeit, geringe Dichte sowie seine hohe Materialdämpfung machen es zu einem interessanten Werkstoff für viele Anwendungsgebiete.

In dieser Arbeit wurden Reibungsphänomene an Gummi untersucht, zum einen mit Profilklotzen – als Bauteil im direkten Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn – und zum anderen mit axial bewegten Dichtungen. Hierbei treten dynamische Effekte wie beispielsweise Stick-Slip-Schwingungen auf, die in den dargestellten Anwendungen nachteiliges und unerwünschtes Reibverhalten bewirken. Am Reifenprofil entstehen durch die selbst-erregten Schwingungen der Profilklotze störende Geräusche und hohe Abriebraten. In Dichtungssystemen hingegen treten hohe Losbrechkräfte und Positionierfehler auf. Mit einer Erläuterung für die Ursachen der Schwingungserscheinungen und der gleichzeitigen Modellierung der Effekte wird ein Beitrag zur Problemlösung in den vorgestellten Anwendungsbereichen geleistet.

Die Beschreibung der Materialeigenschaften von Gummi erfolgt anhand eines mechanischen Ersatzmodells. Durch eine Frequenzganganalyse und einen Approximationsalgorithmus können die Modellparameter zuverlässig bestimmt werden, so dass sich die Frequenzabhängigkeit des Elastomers gut abbilden lässt. Bei Betrachtung von Temperatureinflüssen wird mit der nach ihren Entdeckern WILLIAMS, LANDEL UND FERRY benannten WLF-Beziehung ein Verschiebungsfaktorverlauf einer ungefüllten Gummiprobe ermittelt. Oberhalb von $T \approx 10 \text{ °C}$ zeigt sich die WLF-Beziehung auch für ein gefülltes Elastomer als zulässig.

Als experimentelle Hilfsmittel zur Reibkraft- oder Reibwertermittlung sowie zur Schwingungsdetektion an Gummiproben wurden drei Versuchstände entwickelt. Es wurde ein Tribometerprüfstand erweitert, um lokale stationäre Reibwerte auf unterschiedlichen Oberflächen zu ermitteln. Zudem lassen sich damit Profilklotzproben untersuchen, die reibungserregte Schwingungen ausführen. Ein zweiter Prüfstand dient der Reibkraftermittlung und der Schwingungsuntersuchung an Pneumatikdichtungen. Hierbei verfährt ein Rundbolzen innerhalb einer Dichtung, die zwei Druckräume voneinander trennt. Als drittes wurde in Zusammenarbeit mit dem MECHATRONIK-ZENTRUM HANNOVER ein autonomer Roboter zur Reibwertmessung an Gummiproben auf Fahrbahnoberflächen aufgebaut. Dabei wird ein Gummirad mit geregelter Normalkraft auf die Reiboberfläche

gepresst und zusätzlich in Drehbewegung versetzt, um im Kontakt eine bestimmte Relativgeschwindigkeit zu erreichen. Damit können erstmals stationäre Reibwertkennfelder auf Straßenoberflächen autonom gemessen werden.

Die beobachteten lokalen Hysterese- und Adhäsionseffekte werden modelliert. Die Simulation der Hysterese Komponente wird mit einem erweiterbaren MAXWELL-Modell durchgeführt, das modellhaft auf einer rauen Oberfläche während des Gleitvorgangs zu Dehnungen angeregt wird. Die Reibkraft ermittelt sich aus dem Vergleich der extern zugeführten und der im Modell dissipierten Energie. Die Simulation arbeitet im Zeitbereich, deshalb können reale Rauheitsschriebe unmittelbar in der Rechnung verwendet werden. Da die Relativgeschwindigkeit die Temperatur im Reibkontakt beeinflusst, wird – ausgehend von der WLF-Beziehung – das Hysterese Modell um diese Abhängigkeit erweitert. Als Ergebnis wird erkennbar, dass eine isotherme Rechnung auf Grund der Temperaturempfindlichkeit des Hysteresereibwertes eine unzulässige Vereinfachung darstellt. Bei der Adhäsionssimulation nach dem Gesetz von PERSSON und der Erweiterung durch ACHENBACH wird sowohl eine Flächenfunktion eingeführt, die den makroskopischen Anteil der Kontaktfläche berücksichtigt, als auch eine Benetzungsfunktion, die den mikroskopischen Kontaktanteil bestimmt. Mit diesen Simulationsmodellen lässt sich unter Berücksichtigung der Kontakttemperatur eine gute Übereinstimmung zum Experiment erreichen.

Bei Untersuchungen am Tribometerprüfstand werden Schwingungseffekte des Profilklotzes auf unterschiedlichen Oberflächen mit Geräuschentwicklung bei Frequenzen bis zu $f = 10$ kHz gemessen. Hierbei gelingt die Detektion stabiler Grenzykel von Stick-Slip-Schwingungen. Außerdem werden am Dichtungsprüfstand ebenfalls reibungserregte Schwingungen an einer Pneumatikdichtung im fettgeschmierten Kontakt zum Stahlbolzen gemessen. Auch hier lassen sich Grenzykel erkennen. Ursache für die Schwingungserscheinungen ist in beiden Fällen ein mit der Geschwindigkeit fallender Reibwert, der experimentell nachgewiesen wird.

In einer Modellierung ist es gelungen, gemessene stabile Grenzykel sowohl am Profilklotz als auch an der Dichtung zu simulieren. Dafür wird im Rahmen der Modellierung jeweils eine Parameteridentifikation des entsprechenden Modells durchgeführt. Sie beinhaltet die Ermittlung der Reibwertcharakteristiken der gewählten Kontaktpaarungen, die Bestimmung von Steifigkeits- und Dämpfungsparametern sowie die Abschätzung der schwingenden Masse des Gummibauteils. Ein durch die Simulation abgebildeter Grenzykel stellt einen Schritt in Richtung Schwingungsprognose dar. Ist die Parameteridentifikation vor Inbetriebnahme eines Bauteils möglich, so können Vorhersagen über das Stabilitätsverhalten sowie über die Art der Schwingung getroffen werden.

Ein weiteres betrachtetes Reibungsphänomen am Profilklotz ist die Temperaturabhängigkeit. Beim Reibprozess eines Profilklotzes mit ausgeprägten Kanten wird eine inhomogene Pressungsverteilung und somit eine ungleichmäßige Temperaturverteilung beobachtet. Die Materialeigenschaften des Gummis und die Temperaturentwicklung in der Kon-

taktzone beeinflussen sich wechselseitig. Darüber hinaus werden Untersuchungen an eingeschliffenen Klotzproben unternommen. Die Möglichkeit zur Vorhersage von Temperaturwerten wird anhand einer analytischen Berechnung der Temperaturverteilung in der Kontaktfläche mit guter Übereinstimmung zum Experiment nachgewiesen.

Bei Reibkraftmessungen mit Geschwindigkeitssprüngen am Dichtungssystem lässt sich eine Zeitabhängigkeit der Reibkraft erkennen. Hierbei kann eine geschwindigkeitsabhängige Zeitkonstante anhand des Reibkraftverlaufs ermittelt werden. Das Reibkontaktmodell der Dichtung wird um das dynamische Reibkraftverhalten erweitert. Dabei werden die instationären Reibkräfte mit einer Differentialgleichung erster Ordnung beschrieben. Die Simulation der Grenzzykel zeigt daraufhin eine verbesserte Übereinstimmung mit dem Experiment.

Es wird zudem eine Stabilitätsanalyse an Dichtungen vorgestellt, bei der das Stabilitätsverhalten von unterschiedlichen Parametern abhängt. Am Beispiel einer Pneumatikdichtung wird eine Vorhersage in Abhängigkeit des anliegenden Luftdruckverhältnisses und der Bolzengeschwindigkeit durchgeführt. Hierfür müssen jeweils die Reibkraft- oder Reibwertcharakteristiken und die Dämpfungskoeffizienten des Reibungssystems für die betrachteten Versuchsbedingungen bekannt sein. Die Reibcharakteristik wird aus Messungen am Tribometerprüfstand bestimmt. Die Dämpfungskoeffizienten können beispielsweise durch Frequenzgangmessungen bestimmt werden. Die Stabilitätsanalyse gibt anhand der Eingangsparameter eine Aussage darüber, ob sich das System im stabilen oder instabilen Betriebsbereich befindet.

Für den Konstrukteur von Gummibauteilen, an denen Reibung auftritt, sind somit Werkzeuge geschaffen worden, um eine Geometrie- oder Oberflächenoptimierung sowie die Materialauswahl vorzunehmen. Anhand der Schwingungsmodelle kann eine Aussage über die Schwingungsform des Bauteils vorgenommen werden, sobald alle Systemparameter bekannt sind. Zudem werden Berechnungsmöglichkeiten der Temperatur im Gummikontakt vorgestellt. Außerdem lässt sich eine Stabilitätsanalyse durchführen, mit der sich Stabilitätsgrenzen des Systems aufzeigen lassen.

Für den Materialentwickler werden Reibmodelle zur Verfügung gestellt, die Aufschlüsse über die Hysterese- und Adhäsionseigenschaften des Materials geben. Diese können zur Materialoptimierung genutzt werden, da die physikalischen Ursachen für die Reibcharakteristik dargestellt werden. Zusätzlich wird dabei die Temperaturabhängigkeit des Reibkontaktes berücksichtigt. Das Reibmodell benötigt die Materialparameter des Gummis und zudem den Rauheitsschrieb der starren Oberfläche.

Literaturverzeichnis

- [1] ACHENBACH, M.: Sealing-Friction Model. Stuttgart : 12th. International Sealing Conference, Sept. 2002
- [2] ACHENBACH, M. ; FRANK, E.: Reibung von Elastomeren. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 48 (2001), Nr. 4, S. 43–47
- [3] ACHENBACH, M. ; HERDY, M.: Mit Evolutionsstrategie viskoelastische Materialparameter aus thermorheologischen Meßwerten ermitteln. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 56 (2003), Nr. 1-2, S. 1–8
- [4] ACHENBACH, M. ; STREIT, G.: Thermodynamische Beschreibung der Gummielastizität. In: *Sonderdruck aus GAK Gummi Fasern Kunststoffe* 54 (2001), Nr. 3, S. 164–178
- [5] AMMON, D. ; GNADLER, R. ; MÄCKLE, G. ; UNRAU, H. J.: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 7-8 (2004), Nr. 106, S. 694–701
- [6] BACHMANN, T.: *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 1996
- [7] BACKHAUS, G.: *Deformationsgesetze*. Berlin : Akademie-Verlag, 1983
- [8] BARQUINS, M.: Adherence, friction and wear of rubber-like materials. In: *Wear* 158 (1992), S. 87–117
- [9] BHUSHAN, B.: *Introduction to Tribology*. New York : John Wiley and Sons, 2002
- [10] BLUME, H. ; HEIMANN, B. ; LINDNER, M.: Design of an Outdoor Mobile Platform for Friction Measurement on Street Surfaces. In: *Proceedings of the International Colloquium on Autonomous and Mobile Systems*. Magdeburg, 2002, S. 65–68
- [11] BLUME, H. ; HEIMANN, B. ; LINDNER, M. ; VOLK, H.: Friction Measurement on Road Surfaces. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* (2003), Nr. 56, S. 677–681
- [12] BRUNS, J.-U. ; LINDNER, M. ; POPP, K.: Identification of the Nonlinear Restoring Force Characteristic of a Rubber Mounting. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* Bd. 2, 2003, S. 270–271
- [13] CARSLAW, H. S. ; JAEGER, J. C.: *Conduction of Heat in Solids*. University Press Oxford, 1980

- [14] DEBLER, C.: *Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes für die Auslegung von Dichtungen*, Universität Hannover, Diss., 2005
- [15] DEBLER, C. ; GRONITZKI, M. ; POLL, G.: *Korrelation von Berechnungen mit Kontaktkraftmessungen und optischen Untersuchungen an Stangendichtungen aus Gummi*. In: Wollensen, V. (Hrsg.): 5. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium. Technische Universität Hamburg-Harburg, 2004
- [16] DOWSON, D.: *History of Tribology*. 2nd Edition. London : Professional Engineering Publishing, 1998
- [17] EBERHARDSTEINER, J. ; FIDI, W. ; LIEDERER, W.: Experimentelle Bestimmung der adhäsiven Reibeigenschaften von Gummiprüfungen auf ebenen Oberflächen. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 51 (1998), Nr. 11, S. 773–781
- [18] FACH, M.: *Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn*, Darmstadt, Technische Universität, Diss., 2000
- [19] FISCHLEIN, H.: *Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen*, Karlsruhe, Universität, Diss., 2000
- [20] FLÜGGE, W.: *Viscoelasticity*. Second Revised Edition. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 1975
- [21] FRANK, E. ; ACHENBACH, M.: Dichtung und Reibung in pneumatischen Anwendungen. Dresden : 11th. International Sealing Conference, 1999
- [22] GEYER, W.: *Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen Oberflächen*, München, Technische Universität, Diss., 1971
- [23] GROSCHE, K. A.: The Rolling Resistance, Wear and Traction Properties of Tread Compounds. In: *Rubber Chemistry and Technology* 69, S. 495–567
- [24] GROSCHE, K. A.: The relation between the friction and visco-elastic properties of rubber, *Proceedings of the Royal Society*, Vol. A 274, 1963, S. 21–39
- [25] GROSCHE, K. A.: Dynamic Strains in Tires and their Influence on Cracking and Tearing. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 26 (1973), Nr. 6, S. 265–272
- [26] GROSCHE, K. A.: Visko-elastische Eigenschaften von Gummimischungen und deren Einfluß auf das Verhalten von Reifen. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 42 (1989), Nr. 9, S. 745–751
- [27] GROSCHE, K. A.: Laborbestimmung der Abrieb- und Rutschfestigkeit von Laufflächenmischungen - Teil I: Rutschfestigkeit. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 49 (1996), Nr. 6, S. 432–441
- [28] GROSCHE, K. A.: A New Laboratory Method to Determine the Traction and Wear Properties of Tire Tread Compounds - Part II: Wear Evaluation. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 50 (1997), Nr. 12, S. 841–851

- [29] GUTZEIT, F. ; KRÖGER, M. ; LINDNER, M. ; POPP, K.: Experimental Investigations on the Dynamical Friction Behaviour of Rubber. In: *Proceedings of the 6th Fall Rubber Colloquium*. Hannover, 2004, S. 523–532
- [30] HAAS, W.: 'Einzelkämpfer' haben keine Chance. Grundlegende Betrachtung bei der Beurteilung von Dichtungen für Linearbewegungen - Teil 1. In: *Fluid* 33 (1999), Nr. 1, S. 54–57
- [31] HINRICHS, N.: *Reibungsschwingungen mit Selbst- und Fremderregung: Experiment, Modellierung und Berechnung*, Universität Hannover, Diss., 1997
- [32] HINRICHS, N. ; OESTREICH, M. ; POPP, K.: On the Modelling of Friction Oscillators. In: *Journal of Sound and Vibration* 216 (1998), Nr. 3, S. 435–459
- [33] HUEMER, T. ; LIU, W. N. ; EBERHARDSTEINER, J. ; MANG, H. A. ; MESCHKE, G.: Sliding Behavior of Rubber on Snow and Concrete Surfaces. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 54 (2001), Nr. 9, S. 458–462
- [34] IHLEMANN, J.: *Kontinuumsmechanische Nachbildung hochbelasteter technischer Gummierwerkstoffe*, Universität Hannover, Diss., 2003
- [35] JOHNSON, K. L.: *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 2001
- [36] KENDZIORRA, N. ; HÄRTEL, V.: Einsichten in die Dynamik des Reifen/Fahrbahn-Kontaktes und deren Bedeutung für geregelte Systeme, VDI-Berichte Nr. 1791, 2003, S. 71–94
- [37] KLÜPPEL, M. ; HEINRICH, G.: Rubber Friction on Self-Affine Road Tracks. In: *Rubber Chemistry and Technology* 73 (2000), S. 578–606
- [38] KLÜPPEL, M. ; MÜLLER, A. ; LE GAL, A. ; HEINRICH, G.: Dynamic Contact of Tires with Road Tracks. In: *Meeting of the Rubber Division, American Chemical Society, San Francisco, CA* (2003)
- [39] KRÖGER, M. ; LINDNER, M. ; POPP, K.: Modellierung instationärer Reibkräfte. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* Bd. 2, 2003, S. 140–144
- [40] KRÖGER, M. ; LINDNER, M. ; POPP, K.: Influences of Friction on Noise and Vibrations of Tyres. In: *Proceedings of the 33rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering*. Prag, 2004, S. 1–8
- [41] KUMMER, H. W.: *Unified Theory of Rubber and Tire Friction*, Pennsylvania, University, College of Engineering, Ph.D. Thesis, 1966
- [42] KUMMER, H. W. ; MEYER, W. E.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie (Teil 1). In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 69 (1967), Nr. 8, S. 245–251
- [43] KUMMER, H. W. ; MEYER, W. E.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie (Teil 2). In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 69 (1967), Nr. 11, S. 382–386

- [44] LE GAL, A. ; KLÜPPEL, M.: *Modeling of rubber friction: A qualitative description of the hysteresis and adhesion contribution*. In: *Constitutive models for rubber IV*. Editors: P.-E. Austrell und L. Kari. Rotterdam : Balkema, 2005
- [45] LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K.: Stick-Slip Vibrations of Pneumatic Seals. In: *Machine Dynamics Problems* 25 (2001), Nr. 3/4, S. 121–130
- [46] LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K. ; BLUME, H.: Experimental and Analytical Investigation of Rubber Friction. In: *Proceedings of the 21st International Congress of Theoretical and Applied Mechanics*. Warschau, Polen, August 15-21, 2004
- [47] LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K. ; GIMENEZ, M.: Stick-Slip Behaviour of Seals with Respect to Time Dependent Friction Forces. In: *Proceedings of the 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and RD+D Expo*. Anaheim, USA, November 13-19, 2004
- [48] LINDNER, M. ; SEXTRO, W. ; POPP, K.: Hysteretic Friction of a Sliding Rubber Element. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* Bd. 4, 2004, S. 101–102
- [49] LION, A. ; KARDELKY, C.: The Payne Effect in Viscoelasticity: Constitutive Modelling Based on Fractional Derivatives and Intrinsic Time Scales / Mitteilungen des Instituts für Mechanik 3/2003. Universität Kassel. – Forschungsbericht
- [50] LION, A. ; KARDELKY, C. ; HAUPT, P.: On the Frequency and Amplitude Dependence on the Payne Effect: Theory and Experiments. In: *Rubber Chemistry Technology* 76 (2003), Nr. 2, S. 533–545
- [51] MEYER, W. E. ; KUMMER, H. W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 66 (1964), Nr. 9, S. 245–250
- [52] MOLDENHAUER, P. ; LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K.: Modelling of Hysteresis and Adhesion Friction of Rubber in Time Domain. In: AUSTRELL, P.-E. (Hrsg.) ; KARI, L. (Hrsg.): *Constitutive Models of Rubber IV*. Rotterdam : Balkema, 2005
- [53] MÜLLER, A. ; SCHRAMM, J. ; KLÜPPEL, M.: Ein neues Modell der Hysteresereibung von Elastomeren auf fraktalen Oberflächen. In: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 55 (2002), Nr. 9, S. 432–436
- [54] MÜLLER, H. K.: Hydraulikdichtungen (Teil 1): Probleme und Entwicklungstendenzen. In: *Fluid* (1980), Juli/August, S. 27–30
- [55] MÜLLER, H. K.: Hydraulikdichtungen (Teil 2): Probleme und Entwicklungstendenzen. In: *Fluid* (1980), September, S. 34–41
- [56] MÜLLER, H. K.: Hydraulik-Stangendichtungen bei sehr hohem Druck. In: *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 32 (1988), Nr. 4, S. 262–264
- [57] MÜLLER, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile (Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung)*. Waiblingen : Medienverlag Ursula Müller, 1990

- [58] MUTH, A.: *Reibkraftermittlung an pneumatischen Ventilen und Zylindern*, Dresden, Technische Universität, Diss., 1997
- [59] OTTL, D.: *Schwingungen mechanischer Systeme mit Strukturdämpfung* / VDI-Verlag Düsseldorf 603/1981. – Forschungsbericht
- [60] PAPTAEODOROU, T.: Mehr als 'dichte' Hydraulik. Reibkraftverhalten von Kolbenstangendichtungen und -systemen. In: *Der Konstrukteur* 29 (1998), Nr. 12, S. 18–22
- [61] PERSSON, B. N. J.: *Sliding Friction*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer Verlag, 1998
- [62] PERSSON, B. N. J.: Theory of Rubber Friction and Contact Mechanics. In: *Journal of Chemical Physics* 115 (2001), Nr. 8, S. 3840–3861
- [63] PERSSON, B. N. J. ; TOSATTI, E.: Qualitative Theory of Rubber Friction and Wear. In: *Journal of Chemical Physics* 112 (2000), Nr. 4, S. 2021–2029
- [64] POPP, K.: Chaotische Bewegungen beim Reibschwinger mit simultaner Selbst- und Fremderregung. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* 71 (1991), S. 71–73
- [65] POPP, K.: Non-Smooth Mechanical Systems - An Overview. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 64 (1998), S. 223–229
- [66] POPP, K. ; LINDNER, M. ; RUDOLPH, M.: Friction-Induced Vibrations: Excitation Mechanisms and Counter Measures. In: *Machine Dynamics Problems* 28 (2004), Nr. 2, S. 37–42
- [67] POPP, K. ; RUDOLPH, M. ; KRÖGER, M. ; LINDNER, M.: Mechanisms to Generate and to Avoid Friction Induced Vibrations. In: *VDI Berichte Nr. 1736*. Düsseldorf, 2002, S. 1–15
- [68] POPP, K. ; RUDOLPH, M. ; KRÖGER, M. ; LINDNER, M.: Mechanismen für die Entstehung und Vermeidung von reibungsselbsterregten Schwingungen. In: *Konstruktion* (2004), Nr. 6, S. 75–77
- [69] POPP, K. ; RUDOLPH, M. ; LINDNER, M.: Passive Normal Force Control to Quench Stick-Slip Motion. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Vibration Engineering*. Nanjing, China, 2002, S. 509–515
- [70] PROKOP, J. ; MÜLLER, H. K.: Reibverhalten und Reibungszahlen von Hydraulik-Stangendichtungen aus PTFE. In: *Konstruktion* 39 (1987), Nr. 4, S. 131–137
- [71] PROKOP, J. ; MÜLLER, H. K.: Ermittlung der Filmdicken von Hydraulik-Stangendichtungen aus PTFE. In: *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 32 (1988), Nr. 3, S. 176–182
- [72] RICE, J. R. ; RUINA, A.: Stability of steady frictional slipping. In: *Journal of Applied Mechanics* 50 (1983), S. 343–349

- [73] RIEGER, H.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung in einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich unter Berücksichtigung der Reibungswärme*, München, Technische Hochschule, Diss., 1968
- [74] RUINA, A.: Slip instability and state variable friction laws. In: *Journal of Geophysical Research* 88 (1983), S. 10359–10370
- [75] RUINA, A.: Unsteady motions between sliding surfaces. In: *Wear* 113 (1986), S. 83–86
- [76] SCHALLAMACH, A.: Gummireibung. In: *GAK Gummi Asbest Kunststoffe* 3 (1975), Nr. 28, S. 142–155
- [77] SEXTRO, W.: *Dynamical Contact Problems with Friction*. Lecture Notes in Applied Mechanics Vol. 3. Berlin : Springer-Verlag, 2002
- [78] SEXTRO, W. ; MOLDENHAUER, P. ; WANGENHEIM, M. ; LINDNER, M. ; KRÖGER, M.: Contact Behaviour of a Sliding Rubber Element. In: *Proceedings of CIMS*, 2005
- [79] STELTER, P.: *Nichtlineare Schwingungen reibungserregter Strukturen*, Universität Hannover, Diss., 1990
- [80] STRIBECK, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Berlin : Springer, 1903
- [81] WIES, B. ; DRÄHNE, E. ; ESSER, A.: Produktentwicklung im Zielkonflikt: Einflussparameter zur Optimierung von Bremsverhalten und Fahrstabilität, VDI-Berichte Nr. 1494, 1999, S. 53–75
- [82] WILLIAMS, M. L. ; LANDEL, R. F. ; FERRY, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. In: *Journal of the American Chemical Society* 77 (1955), S. 3701–3707

Unveröffentlichte studentische Arbeiten

- [83] BLUME, H.: *Konzeption eines Fahrzeugs zur mobilen Reibwertmessung*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 2001
- [84] GRÖNEFELD, P.: *Modellierung der Adhäsions- und viskosen Reibung von Elastomeren*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Bachelorarbeit, 2004
- [85] KOERTH, M.: *Experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Reifenprofilklötzen auf Glas*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Laborarbeit, 2002
- [86] KOERTH, M.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen des Reibverhaltens von Gummi*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Projektarbeit, 2002
- [87] LAGHMARI, M.: *Das Phänomen Reibung - gestern und heute*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Seminarvortrag, 2001

- [88] MOLDENHAUER, P.: *Experimentelle Reibuntersuchungen an Elastomeren*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Laborarbeit, 2003
- [89] MOLDENHAUER, P.: *Modellierung der Hysteresereibung von Elastomeren*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Projektarbeit, 2003
- [90] MOLDENHAUER, P.: *Globales und lokales Reibverhalten eines Gummiklotzes*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 2004
- [91] RIPKA, S. ; WELKE, B.: *Ein Demonstrationsmodell zur Erzeugung und Vermeidung von Stick-Slip Effekten*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Laborarbeit, 2005
- [92] WANGENHEIM, M.: *Experimentelle Untersuchung des Reibverhaltens von axial bewegten Dichtungen*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Projektarbeit, 2001
- [93] WANGENHEIM, M.: *Thermographie- und Schwingungsuntersuchungen eines gleitenden Profilklotzes*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 2004

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Markus Lindner
Geburtsdatum	24. Juni 1971
Geburtsort	Hannover
Staatsangehörigkeit	deutsch
Familienstand	ledig

Schulbildung

1977-1981	Grundschule Rehburg
1981-1983	Orientierungsstufe Loccum
1983-1990	Gymnasium Stolzenau
1990	Abitur

Wehrdienst

1990-1991	Grundwehrdienst in Wolfenbüttel und Langendamm
-----------	--

Studium

1991-1999	Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover Fachrichtung: Konstruktion und Entwicklung
1993	Vordiplom Maschinenbau
1999	Diplom Maschinenbau

Berufliche Tätigkeit

1999-2005	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik, heute Institut für Dynamik und Schwingungen, Universität Hannover
-----------	--