

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
TUM School of Natural Sciences

Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen an automobilen Türdichtkontakten

Kathrin Viktoria Arzt

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Natural Sciences der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades einer

Doktorin der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr. rer. nat. Tom Nilges
Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Kai-Olaf Martin Hinrichsen
2. Prof. Dr.-Ing. Steffen Marburg

Die Dissertation wurde am 10.03.2023 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Natural Sciences am 12.10.2023 angenommen.

“ To prove to the specialist how desirable it would be to know more about the law of the resistance of rubbing surfaces would be useless - to tell somebody about this who does not know anything about friction is for other, but also known reasons, a fruitless business.”

- Charles Augustin de Coulomb -

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am *Lehrstuhl I für Technische Chemie* der *Technischen Universität München* sowie in der Entwicklungsabteilung *System Exterieur* der *BMW Group*.

An erster Stelle möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Kai-Olaf Hinrichsen für die hervorragende Betreuung meiner Arbeit danken. Seine Geduld und sein Engagement, die immer offene stehende Tür und das mir entgegengebrachte Vertrauen ermöglichten mir die anwendungsorientierte Forschung dieser Arbeit. Vielen Dank dafür!

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Tom Nilges danke ich vielmals für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Steffen Marburg für die Übernahme des Korreferats.

Bei Peter Lochbrunner möchte ich mich für die exzellente Betreuung seitens der *BMW Group* bedanken. Die Zusammenarbeit war von Anfang bis Ende stets durch Engagement sowie ein hohes Maß an Fachlichkeit und Konstruktivität geprägt. Die investierte Zeit und die Mühen weiß ich sehr zu schätzen.

Manfred Zandt möchte ich für die Ermöglichung der Forschungsarbeit in seinem Team und insbesondere für das Beseitigen von Stolpersteinen jeglicher Art bedanken.

Meinen Münchnern und Dingolfinger Kollegen ebenfalls ein großes Dankeschön für die umfangliche Unterstützung und Hilfsbereitschaft während meiner Promotionszeit!

Ebenfalls ein Dankeschön an alle weiteren Kollegen und Partner, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, insbesondere während der Entwicklung und Optimierung des Messsystems.

Den von mir betreuten Studenten Raimund Walter, Eva Thalhammer und Laura Stops möchte ich für ihr Engagement und die wertvollen Ergebnisse ihrer Arbeiten danken.

Bei Matthias, Lari und insbesondere bei meinen Eltern möchte ich mich für die unglaubliche Unterstützung in allen Dingen bedanken. Ohne euch wäre das hier alles nicht denkbar. Zuletzt möchte ich mich bei Michi bedanken für seinen Rückhalt, sein Verständnis und seine Rücksicht während der gesamten Promotionszeit, speziell in der langen Endphase.

München, März 2023

Abstract

This dissertation investigates the experimental simulation and analysis of friction-induced vibrations at automotive door sealing contacts, which passengers perceive as interfering noise. The aim of this work is the implementation of a tribometer, which is able to simulate all boundary conditions of a vehicle relevant for friction-induced vibrations in a laboratory test. Therefore, reliable predictions about the interfering noise behavior in the vehicle can be made.

In a first step, these boundary conditions are examined experimentally by means of complete vehicles. The climatic conditions at the door sealing contacts are shown and the stress collective is analyzed. A method, which allows an exact measurement of the relative motions at the sealing contact, is developed and validated. Measurements on eight different vehicle types show, that the relative motions differ in their amplitudes substantially, but the frequency range as well as the motion progression is very similar and, therefore, can be standardized. The amplitudes of the relative motions are in a range below 0,2 mm.

The analyzed boundary conditions at the complete vehicle define the requirements for the tribometer. A tribometer concept is implemented, which allows a three-dimensional relative motion between a sealing sample and its friction partner. The drive axles of the tribometer consist of three air-bearred electrodynamic shakers. These shakers enable the measurement of the tangential and normal forces of the sample pair and, therefore, the calculation of friction coefficients. An extensive validation of the tribometer is performed and the high experimental simulation quality of the complete vehicle conditions as well as the comparability to complete vehicle noise occurrence is shown. Consequently, the tribometer is able to substitute elaborate complete vehicle tests in the future.

Based on the validated tribometer setup, evaluation methods are implemented, which enable the exact and reproducible measurement of static and kinetic friction coefficients as well as the contact stiffness of a frictional sample pair. Furthermore, a method for measure-based identification of friction-induced vibrations and interfering noise is shown. In order to provide a prediction of the noise behavior in the complete vehicle, a machine learning model is generated in addition. This model performs a four-grade classification of friction-induced vibrations with aid of specific data features of the tribometer measurements.

Concluding, four selected sealing contacts are investigated with aid of the tribometer.

Here, four different phenomenons are identified, which can lead to friction-induced vibrations at the elastic sealing contacts. Thus, a fundamental understanding of the underlying mechanisms for different sealing types is achieved in order to prevent noise at the door sealing system by means of systematic modifications in the future.

Kurzzusammenfassung

Diese Dissertation beschäftigt sich mit der Nachbildung und Untersuchung von reibungsinduzierten Schwingungen am automobilen Türdichtsystem, die von Fahrzeuginsassen als Störgeräusche wahrgenommen werden. Ziel der Arbeit ist die Implementierung eines Tribometers, das in der Lage ist alle für die reibungsinduzierten Schwingungen relevanten Randbedingungen eines Fahrzeugs im Laborversuch nachzustellen und somit verlässliche Aussagen über das Störgeräuschverhalten einer Reibpaarung im Fahrzeug ableiten zu können.

In einem ersten Schritt werden daher diese Randbedingungen an Fahrzeugen experimentell untersucht. Die klimatischen Bedingungen am Türdichtkontakt werden aufgezeigt und das Beanspruchungskollektiv analysiert. Es wird eine Methode entwickelt und validiert, die eine exakte Messung der Relativbewegungen am Dichtkontakt ermöglicht. Messungen an insgesamt acht verschiedenen Fahrzeugtypen zeigen, dass sich die Relativbewegungen im Wesentlichen bezüglich ihrer Amplituden unterscheiden, der Frequenzbereich sowie die Bewegungsabfolge jedoch sehr ähnlich sind und damit standardisiert werden können. Die Relativwegamplituden liegen dabei im Bereich unter 0,2 mm.

Die analysierten Randbedingungen am Gesamtfahrzeug definieren die Anforderungen an das Tribometer. Es wird ein Tribometerkonzept implementiert, das eine dreidimensionale Relativbewegung zwischen einer Dichtungsprobe und einem Reibpartner ermöglicht. Bei den Antriebsachsen des Tribometers handelt es sich um drei luftgelagerte elektrodynamische Shaker-Antriebe. Diese ermöglichen eine Messung der auftretenden tangentialen und normalen Kräfte und somit die Ermittlung von Reibungskoeffizienten. Eine umfassende Validierung des Tribometers wird durchgeführt und die hohe Nachbildungsgüte der Gesamtfahrzeugbedingungen sowie die Vergleichbarkeit mit auftretenden Störgeräuschen am Fahrzeug gezeigt. Das Tribometer kann somit in Zukunft aufwändige Gesamtfahrzeuguntersuchungen ersetzen.

Auf Basis des validierten Tribometeraufbaus werden anschließend Auswerteverfahren implementiert, mithilfe derer exakte und reproduzierbare Messungen der Haft- und Gleitreibungskoeffizienten sowie der Kontaktsteifigkeit einer Probenpaarung gemessen werden können. Außerdem wird eine Methode aufgezeigt, mittels der eine Messgrößen-basierte Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen und Störgeräuschen möglich ist. Um eine Prognose des Störgeräuschverhaltens im Gesamtfahrzeug zu ermöglichen, wird des

Weiteren ein Machine Learning Modell generiert, welches mithilfe ausgewählter Datenmerkmale der Tribometermessungen eine vierstufige Klassifizierung der reibungsinduzierten Schwingungen durchführt.

Vier ausgewählte Dichtkontakte werden abschließend mithilfe des Tribometers untersucht. Hierbei werden vier Phänomene identifiziert, die zu reibungsinduzierten Schwingungen an den elastomeren Dichtkontakten führen. Auf diese Weise wird ein grundlegendes Verständnis über die zugrunde liegenden Mechanismen bei verschiedenen Dichtungstypen geschaffen, um zukünftig mit gezielten Anpassungen am Türdichtsystem Störgeräusche zu vermeiden.

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Wegamplitude	[mm]
A_0	Arrhenius-Konstante der Federsteifigkeit	$[\frac{\text{N}}{\text{mm}}]$
a_0	Beschleunigungsamplitude	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$
$A_{c,real}$	wahre Kontaktfläche	$[\text{mm}^2]$
A_{geo}	geometrische Kontaktfläche	$[\text{mm}^2]$
A_i	Einzelkontaktbereich	$[\text{mm}^2]$
a_i	Beschleunigung in Richtung i	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$
$a_{vib,i}$	Schwingbeschleunigung in Richtung i	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$
a_{sweep}	Anregungsbeschleunigung bei Sinussweep	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$
\bar{a}_{vib}	mittlere Schwingbeschleunigung	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$
C_1, C_2	Integrationskonstanten	[mm], $[\frac{1}{\text{s}}]$
$e_{rms,i}$	zeitbezogener Effektivwert-Fehler in Richtung i	[-]
$e_{ma,i}$	mittlere absolute Abweichung in Richtung i	[mm]
f	Frequenz	[Hz]
F_{Haft}	Haftreibungskraft	[N]
f_{hp}	Hochpassfilter-Grenzfrequenz	Hz
F_{kin}	Gleitreibungskraft	[N]
F_N	Normalkraft	[N]
$F_{Probe,i}$	an der Probenpaarung wirkende Kraft in Richtung i	[N]
F_R	Reibungskraft	[N]
$F_{Sensor,i}$	am Sensor gemessene Kraft in Richtung i	[N]
f_{vib}	Schwingfrequenz von reibungsinduzierten Schwingungen	[Hz]
$H_i(f)$	Frequenzgangfunktion in Richtung i	$[(\frac{\text{m}}{\text{s}})^2/\text{Hz}]$

H_{mess}	Messfeuchtigkeit	[%]
I	Bewertungsindex Störgeräusch	[-]
i	Richtungsvariable (x,y,z)	[-]
j	Zählvariable	[-]
K	Kurtosis-Wert	[-]
K_{vib}	Kurtosis-Wert der Schwingbeschleunigung	[-]
\bar{K}_{vib}	mittlere Kurtosis der Schwingbeschleunigung	[-]
k	Federsteifigkeit	$[\frac{N}{mm}]$
k_i	Systemsteifigkeit, Kontaktsteifigkeit in Richtung i	$[\frac{N}{mm}]$
L_P	Schalldruckpegel	[dB]
m	Masse	[kg]
m_{exp}	experimentell bestimmte Masse	[kg]
m_{theo}	theoretische Masse	[kg]
n	Zählvariable	[-]
N	Lautheit	[sone]
N_5	0.95-Quantil eines Zeitsignals	[mm], $[\frac{mm}{s}]$
P	Leistungsdichte	$[(m/s^2)^2/Hz]$
$P(Y)$	Wahrscheinlichkeitsfunktion	[-]
p	Schalldruck	[Pa]
R^2	Bestimmtheitsmaß	[-]
s_i	Weg bzw. Position in Richtung i	[mm]
$s_{Haft,x}$	Haftweg in x-Richtung	[mm]
r_{uw}	Kreuzkorrelationskoeffizient aus Signal u und w	[-]
T	Temperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
T_{mess}	Messtemperatur	[°C]
\bar{u}	Effektivwert eines gemessenen Zeitsignals	[mm], $[\frac{mm}{s}]$
v	Geschwindigkeit	$[\frac{mm}{s}]$
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit	$[\frac{mm}{s}]$
x,y,z	Richtungsvariablen	[-]

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
β	dimensionslose Kennzahl für Schwingungszustand	[-]
β_i, β_{0k}	Modell- und Effektparameter für das Machine Learning Modell	[-]
κ	Kontaktsteifigkeit	$[\frac{N}{mm}]$
κ_{Cohen}	Cohen-Kappa-Koeffizient	[-]
μ	Reibungskoeffizient	[-]
μ_{kin}	kinetischer Reibungskoeffizient (Gleitreibung)	[-]
μ_{stat}	statischer Reibungskoeffizient (Haftreibung)	[-]
$\Delta\mu$	Differenz aus Haft- und Gleitreibungskoeffizient	[-]
η	Dämpfungskonstante	$[\frac{Ns}{mm}]$

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AS	A-Säule
BI	Bewertungsindex
BS	B-Säule
CAD	Computer aided design
C.R.E.S.T.	Combined Road and Enviromental Simulation Test
CTR	Schwerpunktswellenlänge
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk

EV	Fahrzeug mit elektrischem Antrieb (<i>electric vehicle</i>)
FEDZ	Energiedissipationszone (<i>frictional energy dissipation zone</i>)
FFT	Fast Fourier Transformation
FG	Freiheitsgrad
ICE	Fahrzeug mit Verbrennungsmotor (<i>internal combustion engine</i>)
KSP	Kopfsteinpflaster-Anregung
KTL	Kathodische Tauchlackierung
MTM	Spektraldichte nach der Multi-Taper-Methode
mRES	Probenpaarung mit Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen
oRES	Probenpaarung ohne Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen
PSD	Leistungsdichtespektrum (<i>power spectral density</i>)
PET	Polyethylentherephthalat
RMS	Effektivwert (<i>root mean square</i>)
SIN	Sinus-Anregung

Inhaltsverzeichnis

Abstract	v
Formelzeichen	xi
Inhaltsverzeichnis	xiv
1 Einleitung	1
1.1 Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum	1
1.2 Zielsetzung und Lösungsweg	4
2 Grundlagen	7
2.1 Grundlagen der Tribologie	7
2.2 Elastomertribologie	10
2.2.1 Beiträge zur Elastomerreibung	10
2.2.2 Stationäre und instationäre Reibung	13
2.3 Reibungsinduzierte Schwingungen	15
2.3.1 Sprag-Slip	16
2.3.2 Modenkopplung	16
2.3.3 Stick-Slip	17
2.4 Tribometrische Untersuchungen	21
2.5 Automobiles Türdichtsystem	22
3 Stand der Forschung und Technik	25
3.1 Simulative Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum	25
3.2 Experimentelle Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwin- gungen im Fahrzeuginnenraum	26
3.2.1 Messmethoden der Kategorie V und VI	26
3.2.2 Messmethoden der Kategorie III und IV	30
3.2.3 Messmethoden der Kategorie I und II	31
3.3 Reibungsinduzierte Schwingungen an automobilen Elastomerkontakten . .	33
3.4 Fazit aus dem bisherigen Stand von Forschung und Technik	35

4	Charakterisierung des Realsystems	39
4.1	Vorgehen und Annahmen	39
4.2	Statische Beanspruchung	40
4.3	Dynamische Beanspruchung	41
4.3.1	Fahrbahndynamische Anregung des Gesamtfahrzeugs	42
4.3.2	Methodenentwicklung indirekte Bewegungsmessung	44
4.3.3	Bewegungsmessung an verschiedenen Fahrzeugtypen und Messstellen	51
4.4	Klimatische Randbedingungen	61
5	Entwicklung und Validierung eines Labortribometers	65
5.1	Anforderungen	65
5.2	Tribometerkonzept und erwartete Vorteile	66
5.3	Tribometeraufbau	68
5.3.1	Proben- und Kontaktgeometrie	68
5.3.2	Mechanischer Aufbau	69
5.3.3	Sensorik und Regelung	71
5.4	Anregungsprofile	74
5.5	Validierung	76
5.5.1	Allgemeiner Messablauf	76
5.5.2	Verwendete Reibpaarungen	78
5.5.3	Systemcharakterisierung	78
5.5.4	Nachbildung der statischen Beanspruchung	84
5.5.5	Nachbildung der dynamischen Beanspruchung	86
5.5.6	Luftschallmessungen und -bewertungen	91
6	Definition von Mess- und Auswertungsverfahren	95
6.1	Kenngrößen bei instationärem Reibungszustand	95
6.2	Kenngrößen bei stationärem Reibungszustand	97
6.3	Ermittlung der Kontaktsteifigkeit	99
6.4	Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen	100
6.5	Objektivierung der Störgeräuschbewertung mittels Machine Learning . . .	115
6.5.1	Gewählter Ansatz	115
6.5.2	Datenexploration	119
6.5.3	Methodik	120
6.5.4	Ergebnisse	121
7	Untersuchung ausgewählter Dichtkontakte	125
7.1	Untersuchte Dichtkontakte	125
7.2	Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen	129
7.3	Schwingungsanalyse	132

7.4 Tribologische Analyse	145
7.5 Zusammenfassung	152
8 Zusammenfassung und Ausblick	153
A Appendix	159
A.1 Geometrisch und strukturdynamisch induzierte Reibschwingungen	159
A.1.1 Sprag-Slip	159
A.1.2 Modenkopplung	160
A.2 Dynamisches Beanspruchungskollektiv	163
B Literatur	169
Abbildungsverzeichnis	181
Tabellenverzeichnis	184
Publikationen	185
Studentische Arbeiten	187
Abschließende Erklärung	189

1 Einleitung

1.1 Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum

Die weltweite Automobilindustrie befindet sich aufgrund veränderter ökologischer, technologischer, politischer und gesellschaftlicher Randbedingungen im Wandel. Angesichts knapper werdender fossiler Brennstoffe sowie der zunehmenden Notwendigkeit des Klimaschutzes ist eine der größten aktuellen Herausforderungen der Automobilindustrie die kontinuierliche Substitution von Fahrzeugen mit Verbrennungsantrieben (internal combustion engine, ICE) durch elektrifizierte Fahrzeuge (electric vehicles, EVs). Durch die internationalen Übereinkommen von Kyoto 1997 [1] und Paris 2015 [2] sowie der Verordnung des EU-Parlaments zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen [3] wird dies auch legislativ forciert. Infolge dieser steigenden Nachfrage an elektrifizierten Fahrzeugen konnte bereits in den letzten Jahren ein erhebliches Wachstum der weltweit zugelassenen EVs beobachtet werden (siehe Abbildung 1.1). Es wird geschätzt, dass im Jahr 2030 der Marktanteil der EVs erstmalig den Marktanteil von Fahrzeugen mit herkömmlichen Verbrennungsmotoren übersteigen wird [4].

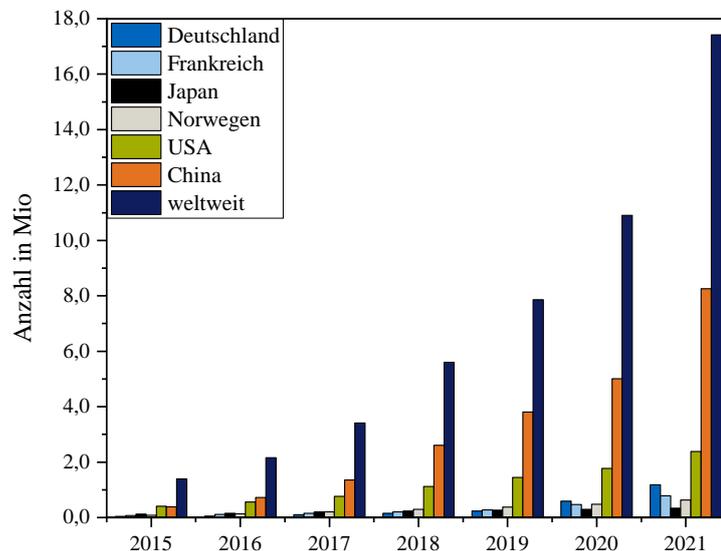


Abbildung 1.1: Anzahl elektrifizierter Fahrzeuge in ausgewählten Ländern von 2015 bis 2021 [5].

Die zunehmende Bedeutung elektrifizierter Fahrzeuge resultiert neben den Kundenanforderungen hinsichtlich der Reichweite, des Fahrzeugpreises und der Verfügbarkeit von

Ladeinfrastruktur insbesondere in veränderten Anforderungen an die Innenraumakustik. Die im Fahrzeuginnenraum auftretenden Geräusche, die als Gesamtbild vom Insassen wahrgenommen und bewertet werden, setzen sich dabei aus vier Gruppen zusammen:

- Antriebsgeräusche
- Windgeräusche
- Abrollgeräusche
- Störgeräusche

Aufgrund der erheblich leiseren Antriebsgeräusche weisen EVs im Allgemeinen einen leiseren Fahrzeuginnenraum als ICEs auf. Vor allem im Bereich niedriger Fahrgeschwindigkeiten, in denen das Innenraumgeräusch durch das Antriebsgeräusch dominiert wird und Wind- sowie Abrollgeräusche eine untergeordnete Rolle spielen, tritt eine deutliche Reduzierung des Innenraumgeräuschpegels bei EVs im Vergleich zu ICEs auf [6]. Abbildung 1.2 zeigt hierzu die schematische Entwicklung des Fahrzeuginnenraumgeräuschs seit den 1990er Jahren auf. Infolge des erheblich geringeren Innenraumgeräuschs von EVs werden daher Störgeräusche nicht mehr maskiert und somit durch Insassen verstärkt wahrgenommen [7].

Zur Gruppe der Störgeräusche werden hierbei alle Geräuschereignisse gezählt, welche nicht in direkten Zusammenhang mit der eigentlichen Fahrbewegung oder spezifischen Fahrzeugfunktionen gebracht werden können [8], wie beispielsweise *Klappern* bei Anschlägen zweier Interieurkomponenten. Treten Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum auf, so werden diese von Insassen bewusst oder unbewusst mit einer mangelhaften Fahrzeugqualität assoziiert und führen insbesondere bei wiederholtem Auftreten zu Unzufriedenheit und Beanstandungen beim Fahrzeughersteller.

Bereits in den vergangenen Jahren führten Beanstandungen infolge von Störgeräuschen zu einem der größten Aufwände bei den Gewährleistungskosten für Automobilhersteller [9]. Durch den voranschreitenden Wandel hin zu elektrifizierten Fahrzeugen ist anzunehmen, dass die Kundenanforderungen hinsichtlich der Störgeräuschfreiheit im Fahrzeuginnenraum weiter steigen. Neben dieser Entwicklung ist ebenfalls zu erwarten, dass sich durch die Einführung hochautomatisierter Fahrzeuge die Aufmerksamkeit der Insassen vermehrt auf das Störgeräuschauftreten konzentriert, da gewohnte Fahraufgaben von Assistenzsystemen übernommen werden [7, 10].

Störgeräusche können verschiedenste Ausprägungen haben und werden subjektiv durch eine Vielzahl an Charakteristiken beschrieben, wie beispielsweise *Klappern*, *Knarzen*, *Quietschen*, *Klopfen* oder *Ticken* [8]. Sie entstehen meist durch einen unerwünschten oder inadäquaten Kontakt zweier oder mehrerer Bauteile. Eine Quelle derartiger Störgeräusche im Fahrzeug ist das Türdichtsystem. Hier ist aufgrund der Hauptfunktionen der Dichtung (Medienabdichtung sowie Geräuschisolierung von außen) ein Kontakt zwischen Dichtung und abzudichtender Gegenfläche zwingend erforderlich. Durch die relative Bewegung zwischen Fahrzeugtür und Seitenrahmen bei Anregung des Fahrzeugs durch die Fahrbahn

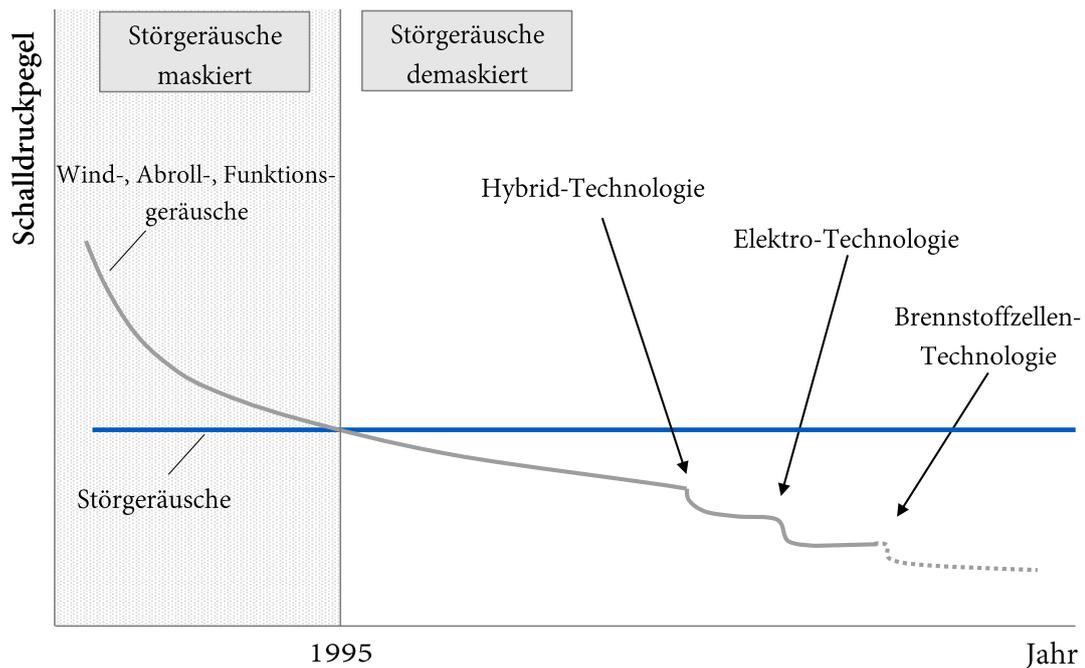


Abbildung 1.2: Schematische Entwicklung des Geräuschpegels im Fahrzeuginnenraum; adaptiert aus [8].

kann ein Abgleiten der Dichtung von der Gegenfläche stattfinden. Hierbei können wiederum reibungsinduzierte Schwingungen auftreten, die für Insassen als *knarzende* oder *quiet-schende* Geräusche wahrgenommen werden. Das Verhalten der elastomeren Dichtelemente sowie ihrer Gegenflächen ist bislang nicht ausreichend untersucht, um die Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen unter allen auftretenden Fahrzeugrandbedingungen zu verhindern.

In der gegenwärtigen Automobilindustrie findet während der Entwicklungsphase eines Fahrzeugs und insbesondere des Türdichtsystems überwiegend die „*find-and-fix*“-Methode Anwendung. Hierbei wird die Entstehung von Störgeräuschen nicht präventiv vermieden, sondern Lösungsmaßnahmen erst bei tatsächlichem Auftreten am Gesamtfahrzeug in späten Entwicklungsphasen oder gar in der Serienphase geschaffen [11–13]. Dies führt zu enorm hohen Kosten und Aufwänden durch die Umsetzung von Abstellmaßnahmen in späten, bereits industrialisierten Produktionsprozessen.

Eine Ursache des „*find-and-fix*“-Ansatzes ist die ausgeprägte Nichtlinearität von Reibungseffekten und die damit verbundene Schwierigkeit der simulativen und experimentellen Untersuchung von tribologischen Systemen in frühen Fahrzeugentwicklungsphasen. Da reibungsinduzierte Mechanismen stets das Ergebnis der Wechselwirkungen zwischen den im Kontakt befindlichen Oberflächen, der wirkenden Beanspruchung sowie den Umgebungsbedingungen sind, sind tribologische Beobachtungen lediglich für die im Versuch vorhandenen Randparameter gültig. Sie können nicht extrapoliert oder auf Systeme mit abweichenden Randparametern übertragen werden [14]. Aus diesem Grund können

verlässliche Untersuchungen zum Störgeräuschverhalten des Türdichtsystems bislang nur am Gesamtfahrzeug durchgeführt werden, an dem alle Randbedingungen berücksichtigt werden. Versuchsdaten, die in Simulations- oder Komponentenversuchen ermittelt werden, spiegeln aufgrund notwendiger Vereinfachungen meist nicht die Ergebnisse des Fahrzeugs wieder und besitzen daher wenig Aussagekraft.

1.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Aufgrund der dargestellten Probleme zur Vermeidung von Störgeräuschen am Türdichtsystem ist das Ziel der vorliegenden Arbeit, ein Messsystem (Tribometer) zu entwickeln, welches in der Lage ist, die am Fahrzeug auftretenden tribologisch-akustischen Phänomene experimentell im Komponentenversuch unter kontrollierten Umgebungsbedingungen nachzubilden. Das Tribometer soll die Charakterisierung des tribologischen und akustischen Verhaltens automobiler Türdichtkontakte im Labormaßstab reproduzierbar ermöglichen. Dabei sollen alle relevanten Fahrzeugrandbedingungen berücksichtigt werden und somit die Analogie der beobachteten Reibungsphänomene zwischen Tribometer und Fahrzeug gewährleistet werden. Auf diese Weise soll eine Analysemethodik generiert werden, welche schon in frühen Entwicklungsphasen aussagekräftige Prognosen über das Störgeräuschverhalten von Dichtkontakten liefert und somit teure Gesamtfahrzeugversuche ersetzen kann. Basierend auf dem entwickelten Labortribometer sollen typische Dichtkontakte hinsichtlich ihrer tribologischen Charakteristika sowie der Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen untersucht werden. Auf diese Weise soll ein umfassendes Verständnis über die an den Dichtflächen stattfindenden Mechanismen geschaffen werden, die bislang nicht ausreichend bekannt sind, um reibungsinduzierte Schwingungen gänzlich zu verhindern.

Um die genannten Ziele zu erreichen, ist der Lösungsweg entsprechend der folgenden Struktur aufgebaut:

- **Kapitel 2** erläutert die theoretischen Grundlagen, die zum Verständnis des untersuchten Problems notwendig sind.
- In **Kapitel 3** wird der aktuelle Stand von Forschung und Technik zusammengefasst. Ein besonderes Augenmerk liegt hierbei auf der Beschreibung bislang bekannter experimenteller Methoden zur Untersuchung von reibungsinduzierten Schwingungen im Fahrzeuginnenraum.
- Um die relevanten Randbedingungen am Fahrzeug zu bestimmen und so am Tribometer nachbilden zu können, werden in **Kapitel 4** die am Fahrzeug auftretenden Randbedingungen experimentell ermittelt. Hierbei wird eine Methodik entwickelt, um die am Türdichtsystem auftretende relative Bewegung (dynamische Beanspruchung) präzise und reproduzierbar zu messen. Darüber hinaus wird die statische und klimatische Beanspruchung an den Dichtkontakten bestimmt, um so Anforderungen an das Tribometer ableiten zu können.

-
- Auf Grundlage der in Kapitel 4 identifizierten Randbedingungen wird in **Kapitel 5** das Tribometerkonzept sowie dessen Gesamtaufbau detailliert beschrieben. Um die Eignung des Tribometers für die Untersuchung der Dichtkontakte zu untersuchen, erfolgt anschließend eine umfangreiche experimentelle Validierung des Messsystems. Der Fokus liegt hierbei auf der Ermittlung der Nachbildungsgüte des Beanspruchungskollektivs, der Wiederholbarkeit und dem Vergleich zur subjektiven akustischen Fahrzeugbewertung.
 - **Kapitel 6** beschreibt die Implementierung von Mess- und Auswertegrößen am Labortribometer, um eine analytische und vergleichende Charakterisierung verschiedener Türdichtkontakte zu ermöglichen. Hierbei werden Verfahren zur Ermittlung von Reibungskoeffizienten und Haftwegen sowie der Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen vorgestellt. Des Weiteren wird ein Machine Learning Algorithmus zur objektivierte Bewertung auftretender reibungsinduzierter Schwingungen am Tribometer implementiert. Dabei wird ein Klassifizierungsverfahren angewendet und eine Alternative zur bislang notwendigen subjektiven Bewertung von Störgeräuschen durch Experten aufgezeigt.
 - In **Kapitel 7** werden vier ausgewählte Dichtkontakte mithilfe der zuvor vorgestellten Verfahren hinsichtlich ihres tribologisch-akustischen Verhaltens untersucht. Auf diese Weise können zugrunde liegende Reibungsmechanismen verschiedener Dichtkontakte detektiert und charakterisiert werden.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für die vorliegende Arbeit relevanten theoretischen Grundlagen dargestellt. Hierzu werden zunächst tribologische Grundlagen beschrieben (Abschnitt 2.1), insbesondere der Elastomertribologie (Abschnitt 2.2). Anschließend widmet sich Abschnitt 2.3 den bislang aus der Literatur bekannten Mechanismen zur Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen. Abschnitt 2.4 beschreibt die Grundlagen der Tribometrie, in Abschnitt 2.5 wird der Aufbau des automobilen Türdichtsystems erläutert.

2.1 Grundlagen der Tribologie

Der Begriff der Tribologie wurde von *Jost* [15] geprägt, der diese als „Wissenschaft und Technik von Wirkflächen in Relativbewegung und zugehöriger Technologien und Verfahren“¹ beschrieb. Betrachtet werden die tribologischen Wechselwirkungen von Reibung und Verschleiß stets innerhalb eines Tribosystems, das als Kombination der vier Elemente Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenschicht und Umgebungsmedium definiert werden kann [17]. Abbildung 2.1 zeigt schematisch die Komponenten eines Tribosystems. Der Grund- und Gegenkörper sind im hier betrachteten Fall des Dichtsystemkontakts zwei Festkörper, grundsätzlich kann ein Tribosystem aber auch durch reine Fluidkontakte gebildet werden [18]. Zwischen den beiden Festkörperoberflächen befindet sich im Kontaktbereich eine Zwischenschicht.

Kontakte am Türdichtsystem weisen im Allgemeinen zwei verschiedene Arten dieser Zwischenschicht auf. Einerseits werden ungeschmierte Kontakte verwendet, bei denen kein zusätzlicher Schmierstoff eingesetzt wird. Die Zwischenschicht wird dabei durch Partikel aus den Oberflächen der beiden Festkörper gebildet, welche durch abrasive Verschleißvorgänge entstehen. Andererseits werden aushärtende Lacke auf den Dichtungen appliziert, die die Reibungseigenschaften der Dichtungsoberfläche gezielt verändern sollen. In diesem Fall besteht die Zwischenschicht des Tribosystems aus der Lackschicht und weist Festkörpereigenschaften auf (Trockenschmierung).

Aufgrund der hohen Sensitivität von Reibungs- und Verschleißvorgängen gegenüber dem Umgebungsmedium sowie dessen Temperatur und Druck ist auch dieses ein Element des Tribosystems und muss zu dessen vollständigen Beschreibung stets berücksichtigt werden.

Reibungsprozesse stellen stets einen Vorgang der Energiedissipation dar. Nach *Akay* [20] wird die kinetische Energie bei relativer Bewegung zweier Oberflächen in zahlreiche andere

¹ Originalzitat aus [15], Übersetzung übernommen aus [16]

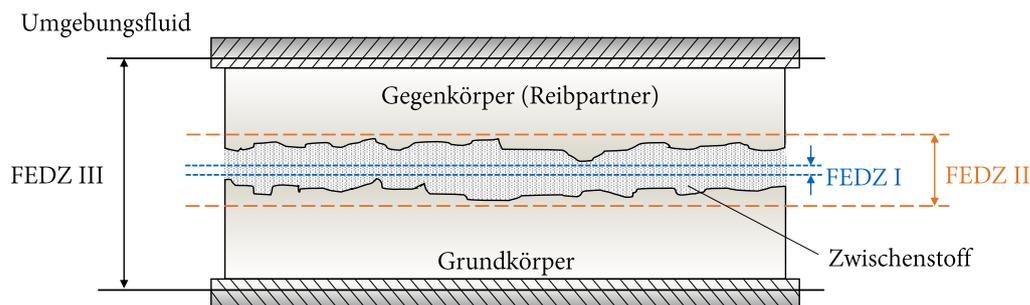


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines Tribosystems mit den Zonen der durch Reibung induzierten Energiedissipation (*frictional energy dissipation zone*) FEDZ I, FEDZ II und FEDZ III; adaptiert aus [19].

Energieformen umgewandelt. Beispiele hierfür sind Deformationen von Rauigkeitsspitzen an den Oberflächen (Deformationsenergie), Schwingungen der Festkörper (Schallenergie) oder chemische Prozesse (tribochemische Energie). Nach dem Übergang in diese Energieformen wird ein Teil der Anfangsenergie als potentielle Energie und ein Teil als thermische Energie gespeichert. Die Reibungskraft kann demnach als Summe der Kräfte angesehen werden, die für die auftretenden Umwandlungsprozesse notwendig sind [20] und lässt sich in der Form $F_{\text{Reibung}} = F_{\text{elast. Deformation}} + F_{\text{plast. Deformation}} + F_{\text{Adhäsion}} + F_{\text{Schwingungen}} + \dots$ ausdrücken.

Nach *Blau* [19] kann ein Tribosystem danach charakterisiert werden, in welchem Bereich die hauptsächliche Energieumwandlung während der Reibung stattfindet. Hierzu werden drei Zonen definiert, in denen Energie durch Reibung dissipiert werden kann (*frictional energy dissipation zones, FEDZ*) und welche in Abbildung 2.1 dargestellt sind. Die Zone *FEDZ I* umfasst dabei alle Vorgänge in der Zwischenschicht des Tribosystems. Die Energiedissipation während der Reibung findet hierbei durch das Aufbrechen molekularer Bindungen statt sowie bei Vorhandensein eines Schmierfilms durch Deformation, Umordnung [21, 22] und Phasenübergänge [23, 24] innerhalb dieses Films. Bei *FEDZ II* werden alle Vorgänge in der Grenzfläche sowie den oberflächennahen Bereichen des Grund- und Gegenkörpers betrachtet. Während der Reibungsprozesse wird Energie hierbei durch Materialveränderungen sowie Deformationen in den Oberflächen der Festkörper umgewandelt, wohingegen in tiefer liegenden Schichten der Energietransfer vornehmlich durch Umwandlung in Wärme stattfindet. *FEDZ III* berücksichtigt im Gegensatz zu *FEDZ I* und *FEDZ II* auch die chemisch-physikalischen Eigenschaften der beiden Festkörper-Bulkphasen sowie das mechanische, strukturdynamische Verhalten des Tribosystems, sodass beispielsweise Steifigkeit und Dämpfung des untersuchten System inkludiert werden können.

In der Tribologie ist bislang keine Modellvorstellung vorhanden, die eine gesamthafte Beschreibung und Erklärung experimentell beobachteter Reibungs- und Verschleißphänomene zulässt. Vielmehr sind einige nebeneinander bestehende Teilmodelle bekannt,

die unterschiedliche Beobachtungen in lediglich begrenzten Parameterfenstern begründen können [25, 26]. Grund hierfür ist einerseits, dass tribologische Mechanismen auf verschiedenen Zeit- und Größenskalen vom Nano- bis hin zum Makrobereich wirken [19, 27–30]. Im Nanobereich tragen beispielsweise chemische Bindungsstrukturen im Bereich einiger \AA zur Reibung bei, im Makrobereich vor allem die Geometrie und daraus resultierend die Kontaktfläche der Reibpartner vom Millimeter- bis hin zum Meter-Bereich [20, 28]. Andererseits stellen Reibungsmechanismen hochkomplexe Vorgänge dar, bei denen stets physikalische, chemische, mechanische und geometrische Wechselwirkungen gleichzeitig betrachtet werden müssen [27, 31, 32].

Die an einem Tribosystem wirkenden Randbedingungen können grundlegend in intrinsische und extrinsische Parameter unterteilt werden (siehe Abbildung 2.2). Essentiell für die Betrachtung tribologischer Vorgänge ist, dass diese nie das Ergebnis reiner intrinsischer Eigenschaften eines Materials oder reiner extrinsischer Eigenschaften eines Kontakts sind, sondern stets aus dem Zusammenspiel intrinsischer und extrinsischer Faktoren eines Tribosystems resultieren [14, 18, 19, 31, 33].

Als intrinsische Parameter werden hierbei alle Randbedingungen bezeichnet, die durch die Material- und Oberflächenbeschaffenheiten sowie durch die geometrischen Verhältnisse bedingt sind. Die Topografien sowie die Zusammensetzung der Oberflächenmoleküle bestimmen dabei das Adhäsionsverhalten der beiden Tribopartner und somit das Reibungs- und Verschleißverhalten. Die Zusammensetzung der Bulkmaterialien ist für das Deformationsverhalten der Tribopartner verantwortlich und trägt durch die Ausbildung der wahren Kontaktfläche somit ebenfalls zum Reib- und Verschleißverhalten bei.

Im Gegensatz zu den intrinsischen Randbedingungen bezeichnen die extrinsischen Parameter alle Systemrandbedingungen, die von außen auf eine Reibpaarung einwirken. Diese Randbedingungen können daher unabhängig von der Reibpaarung verändert und parametrisiert werden. Hierzu zählen die statische und dynamische Beanspruchung eines Kontaktes sowie das umgebende Klima. Die statische Beanspruchung entspricht im Falle einer Dichtung der zur Abdichtung benötigten Vorspannung des Elastomers senkrecht zur Gegenfläche. Unter dem Begriff des dynamischen Beanspruchungskollektivs werden die Geschwindigkeit, die Amplitudenhöhe sowie die Frequenz der an der Kontaktstelle auftretenden relativen Bewegung infolge einer Fahrbahnanregung zusammengefasst. Sowohl die Bewegungsamplituden als auch die Bewegungsabfolge im Dichtkontakt beeinflussen die Reibungsmechanismen und somit die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen (insbesondere bei Elastomeren) stark. So kann das tribologische Verhalten bei unidirektionaler Relativbewegung beispielsweise nicht ohne Weiteres auf reziproke Bewegungsmuster übertragen werden [34, 35], da beispielsweise die Temperaturentwicklung und -verteilung im Kontaktbereich variiert [14]. Neben dem Einfluss der tangentialen Relativbewegung muss zusätzlich die dynamische Belastung in normaler Richtung zum Reibkontakt berücksichtigt werden. Eine zeitvariante Veränderung der Relativlage zweier Reibpartner senkrecht zur Kontaktfläche entspricht einer Normalkraftfluktuation, die sich wiederum auf die Reibungsausprägung auswirken kann [25, 36, 37].

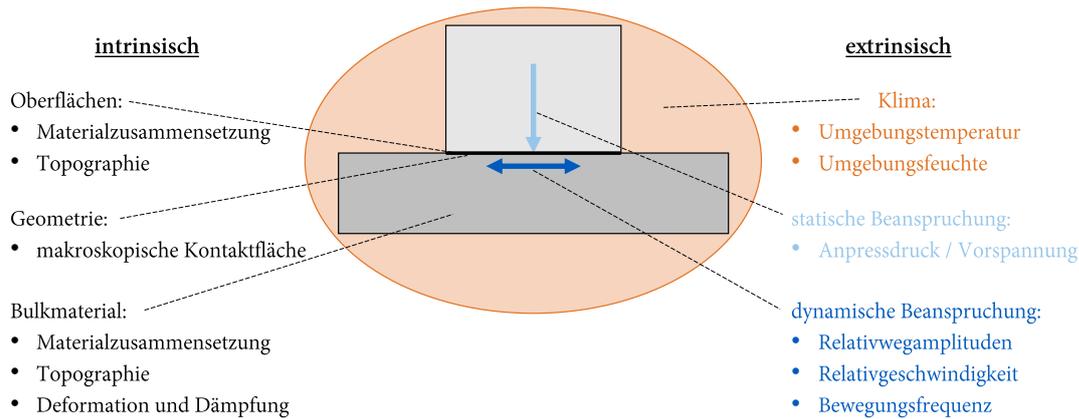


Abbildung 2.2: Intrinsische und extrinsische Randbedingungen am Dichtkontakt.

2.2 Elastomertribologie

2.2.1 Beiträge zur Elastomerreibung

Nach Amontons ist die Reibungskraft zwischen zwei relativ bewegten Festkörpern proportional zum Anpressdruck und unabhängig von der makroskopischen Kontaktfläche sowie der relativen Geschwindigkeit zwischen den Körpern [38]. Diese Beobachtungen können folglich durch den im Allgemeinen als 2. Amontonsches Reibungsgesetz bekannten linearen Zusammenhang zwischen der Reibungskraft F_R und der Normalkraft F_N nach Formel 2.1 beschrieben werden:

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

Der Proportionalitätsfaktor μ wird dabei als Reibungskoeffizient definiert. Für metallische, sehr glatte Kontaktflächen beschreibt dieses Reibungsgesetz trotz der durch Amontons stark vereinfachten Beobachtungen das Reibungsverhalten vieler Tribosysteme in guter Näherung.

Im Gegensatz zu metallischen Verbindungen sind Polymere und insbesondere elastomere Werkstoffe jedoch durch ihr viskoelastisches Materialverhalten und ihr sehr viel geringeres Elastizitätsmodul charakterisiert. Aus diesem Grund unterscheidet sich das tribologische Verhalten von Elastomerkontakten signifikant von metallischen Kontakten und kann im Allgemeinen nicht durch die von Amontons empirisch formulierten Reibungsgesetze beschrieben werden. Der Reibungskoeffizient bei polymeren Kontakten wird daher abhängig von der Temperatur, der einwirkenden Normalkraft pro Flächeneinheit sowie der Relativgeschwindigkeit in der Grenzschicht:

$$\mu = f(v_{rel}, T, F_N) \quad (2.2)$$

Eine entscheidende Größe bei der Beschreibung der Elastomerreibung ist die wahre Kontaktfläche $A_{c,real}$, die sich normalkraftabhängig zwischen zwei Oberflächen ausbildet. Sie kann als Summe der Einzelkontaktbereiche A_i der Oberflächentopografien beschrieben werden und ist um ein Vielfaches kleiner als die geometrische Kontaktfläche A_{geo} (vgl. Abbildung 2.3) [39, 40]. Aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens und dadurch bedingten Kriechprozessen weist die wahre Kontaktfläche zudem ein zeitvariantes Verhalten auf:

$$A_{c,real}(t) = \sum_{i=1}^n A_i(t) \ll A_{geo} \quad (2.3)$$

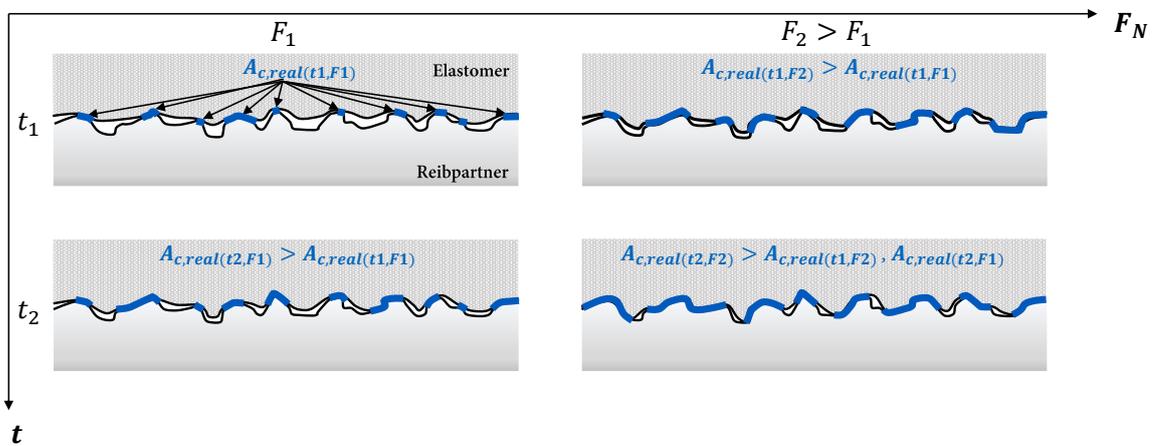
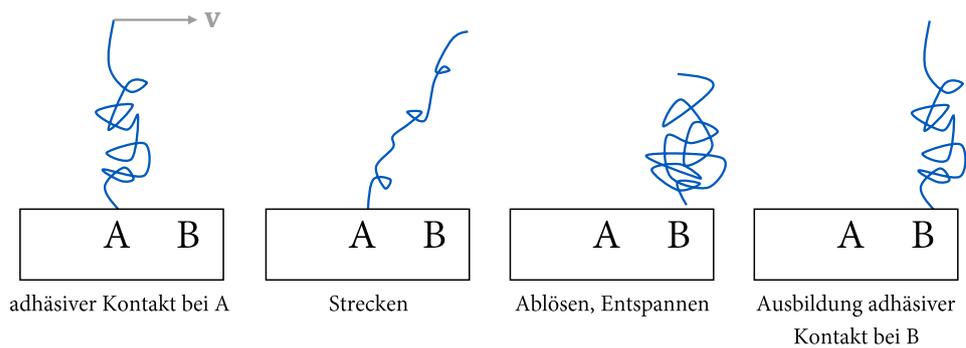


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der wahren Kontaktfläche und ihrer Abhängigkeit von der Normalkraft sowie der Zeit.

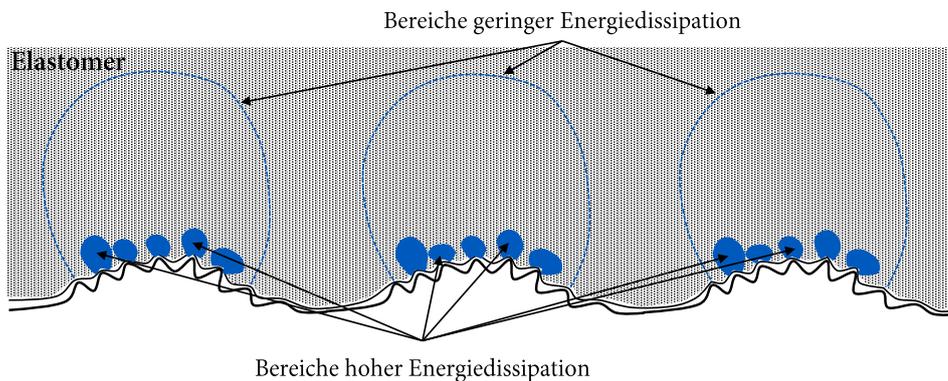
Für die trockene Elastomerreibung, wie sie in der vorliegenden Arbeit betrachtet wird, wurden in der Literatur eine Adhäsions- sowie eine Deformationskomponente als Hauptbeitragsleister der Reibung identifiziert [41]. Eine viskose Reibungskomponente tritt bei der trockenen Reibung durch das Fehlen eines fluiden Schmierfilms nicht auf. Eine Kohäsionskomponente der Reibung ist lediglich vorhanden, falls durch die Bewegung ein Einreißen des Elastomers stattfindet oder neue Oberflächen durch Wechselwirkungen zwischen dem Elastomerkörper und durch Verschleiß abgetragenen Elastomerpartikeln gebildet werden und kann zumeist vernachlässigt werden.

Der Mechanismus der Adhäsionsreibung wurde für Elastomerkontakte von *Schallamach* [42], *Chernyak und Leonov* [43], *Persson et al.* [44, 45] und *Tiwari et al.* [46] theoretisch und experimentell untersucht. Die Adhäsionskomponente tritt durch die Ausbildung intermolekularer Bindungen in den Bereichen mit direktem Kontakt der Reibpartneroberflächen auf und ist daher ein Grenzschichtphänomen (*FEDZ I*). Neben den stets vorhandenen Van-der-Waals-Kräften ist auch die Ausbildung von Wasserstoffbrücken sowie bei permanenten Dipolen die Ausbildung von Dipol-Dipol-Wechselwirkungen möglich. Die Ausprägung des Adhäsionsanteils ist dabei proportional zur Größe der wahren Kontaktfläche. Die grundlegende Vorstellung des adhäsiven Reibungsmechanismus auf molekularer

Ebene ist in Abbildung 2.4a dargestellt. Befinden sich das Elastomer und der Reibpartner nicht in Relativbewegung, so werden zur Minimierung der freien Oberflächenenergie intermolekulare Bindungen zwischen den Elastomerketten und der Gegenfläche in der Grenzschicht ausgebildet, wobei die Bindungsbildung aufgrund der zu überwindenden Bindungsenthalpien nicht spontan abläuft [46]. Mit Beginn einer relativen Bewegung zwischen der Elastomeroberfläche und der Gegenfläche werden die an der Grenzschicht befindlichen Elastomerketten zunächst gestreckt, bis durch die entstehende Reibungs- und Scherenergie die intermolekularen Bindungen lokal aufgebrochen werden. Während des Gleitens, insbesondere bei hohen Relativgeschwindigkeiten, können aufgrund zu geringer Kontaktzeiten keine neuen Bindungen aufgebaut werden, sodass sich die Elastomerketten über die Gegenfläche hinweg bewegen und sich dabei wieder entspannen. Eine Neuausbildung der intermolekularen Bindungen findet nach der Entspannung der Elastomerkette statt, bei der die freie Oberflächenenergie wiederum minimiert wird. Die Adhäsionskomponente der Reibung spielt vor allem bei glatten Gegenflächen eine Rolle, bei der sich die Elastomeroberfläche in zahlreichen lokalen Einzelkontaktbereichen an die Gegenfläche anlegen kann und der Abstand der Oberflächenmoleküle der beiden Reibpartner in der Größenordnung einiger \AA liegt [45].



(a) Adhäsionskomponente; adaptiert aus [46]



(b) Hysterese-Komponente; adaptiert aus [47]

Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Energiedissipationsmechanismen bei Elastomerreibung.

Bei elastomeren Reibkontakten mit rauhen Gegenflächen ist die wahre Kontaktfläche im Vergleich zu glatten Gegenflächen deutlich reduziert, weshalb der Anteil der Adhäsionskomponente an der Gesamtreibung abnimmt. Die Reibung wird deshalb vornehmlich durch den Deformationsanteil, auch Hysterese Komponente genannt, charakterisiert [44, 48]. Dieser entsteht durch die lokale elastische und plastische Verformung der oberflächennahen Bereiche des Elastomers und der damit verbundenen Energiedissipation durch innere Materialdämpfung. Die Deformation entspricht somit einer Energiedissipation in *FEDZ I* und *II*. Da reale Oberflächen stets Rauigkeiten verschiedener Größenskalen aufweisen, können Bereiche mit lokal unterschiedlich hoher Energiedissipation in Oberflächennähe auftreten (vgl. Abbildung 2.4b). Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit von Elastomeren resultiert die Deformation in einer Temperaturerhöhung in den lokal begrenzten Bereichen der wahren Kontaktfläche.

Durch die im Allgemeinen starke Temperaturabhängigkeit der Viskoelastizität von Elastomeren ist auch die Hysterese Komponente der Reibung stark temperaturabhängig [49]. Dagegen ist bei der Adhäsionskomponente eine weniger stark ausgeprägte Temperaturabhängigkeit zu beobachten, die auf eine Vergrößerung der wahren Kontaktfläche durch die höhere Kriechfähigkeit des Elastomers in die Rauigkeitsräume der Gegenfläche zurückzuführen ist [50].

Neben den beschriebenen Mechanismen wird mittlerweile bei sehr rauhen Gegenflächen auch die Entstehung von temporären Mikrorissen an der Elastomeroberfläche als Beitrag zur Adhäsionsreibung diskutiert (vgl. [51–53]), wird aber im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet.

2.2.2 Stationäre und instationäre Reibung

Die bisher beschriebenen Reibungsphänomene gehen stets von einem stationären Zustand aus, in dem sich eine konstante Reibung einstellt. Dies tritt jedoch lediglich für konstante intrinsische und extrinsische Randbedingungen während des gesamten Reibvorgangs auf (z.B. konstante Relativgeschwindigkeit, Normalkraft, Kontaktfläche). Bei den im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Dichtkontakten kann die Reibung nicht als stationär angenommen werden, sondern muss stets als instationärer Vorgang betrachtet werden, da

- die elastomeren Dichtungen viskoelastische Eigenschaften besitzen
- Übergänge vom Haften der Festkörperoberflächen hin zu deren relativen Abgleiten stattfinden (*Coloumbsche Reibung*)
- aufgrund der Fahrbananregung oszillierende Bewegungen mit Richtungs- und Geschwindigkeitswechseln am Dichtkontakt auftreten (*Hystereseeffekte*).

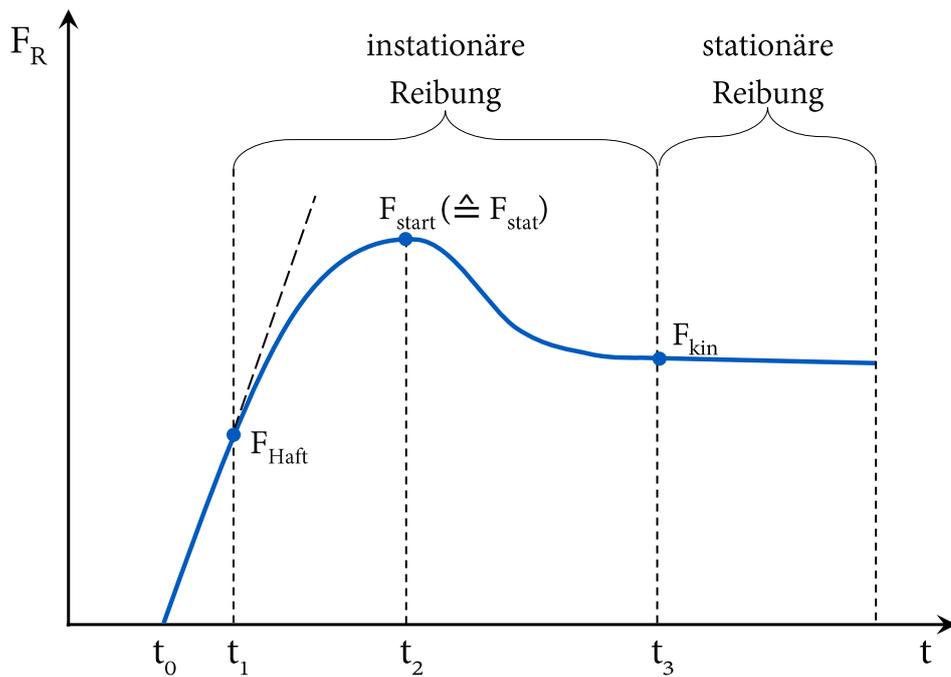


Abbildung 2.5: Qualitativer Verlauf der Reibungskraft bei instationärem und stationärem Zustand; adaptiert aus [49].

Abbildung 2.5 stellt die Reibungszustände bei Aufbringen einer äußeren tangentialen Kraft (Relativbewegung) am Dichtkontakt schematisch dar. Das Aufbringen der äußeren Kraft findet dabei zum Zeitpunkt t_0 statt. Infolge der Relativbewegung beginnt sich die Dichtung elastisch zu deformieren, was aufgrund des Schubmoduls des Dichtungsmaterials einen linearen Kraftanstieg zur Folge hat. Übersteigt die aufgebaute Tangentialkraft die Haftreibungskraft F_{Haft} beim Zeitpunkt t_1 , so beginnt eine partielle Ablösung der Dichtungsoberfläche an den Randbereichen der makroskopischen Kontaktfläche. Unter bestimmten Randbedingungen erfolgt die Ablösung hierbei in Form von Ablöswellen, die sich entlang der Bewegungsrichtung von der Front- zur Hinterzone der Kontaktfläche ausbreiten und als Schallamach-Wellen bekannt sind [54]. Infolge der partiellen Ablösung zeigt der Kraftverlauf ab t_1 einen nichtlinearen Anstieg, der bei t_2 das Maximum F_{start} erreicht. Zu diesem Zeitpunkt tritt eine Komplettablösung der Dichtungsoberfläche von der Gegenfläche auf und ein tangenciales Abgleiten der beiden Reibpartneroberflächen beginnt. Die Reibungskraft sinkt daraufhin, bis sich eine stationäre Kontaktfläche der Reibpartner bei t_3 ausgebildet hat und somit die Kraft einen konstanten Wert F_{kin} annimmt. Da die Kontaktfläche während des stationären Gleitens kleiner als die zum Zeitpunkt t_2 auftretende Kontaktfläche ist, ist F_{kin} im Allgemeinen kleiner als F_{start} . Jedoch beeinflussen auch hier die extrinsischen Randbedingungen die Ausprägung der Reibung und somit das Maximum von F_{start} . Während eine längere Haftzeit t_0 , eine größere Normalkraft F_N sowie eine höhere Geschwindigkeit der äußeren Kraftaufbringung v eine Erhöhung von F_{start} bewirken, resultiert ein Anstieg der Umgebungstemperatur T in einem Absinken von F_{start} [49]. Dies kann dazu führen, dass kein ausgeprägtes Maximum

von F_{start} mehr vorhanden ist und somit $F_{start} = F_{kin}$ gilt.

Zur physikalisch korrekten Beschreibung des Haftreibungskoeffizienten μ_{stat} muss die Kraft F_{Haft} verwendet werden. Da diese messtechnisch jedoch sehr viel schwerer als das Kraftmaximum F_{start} zu ermitteln ist, wird meist die Vereinfachung $F_{start} = F_{stat}$ angewendet und zur Berechnung von μ_{stat} verwendet. Somit gelten für die messtechnische Bestimmung des Haft- und Gleitreibungskoeffizienten folgende Formeln:

$$\mu_{stat} = \frac{F_{start}}{F_N} \quad (2.4)$$

$$\mu_{kin} = \frac{F_{kin}}{F_N} \quad (2.5)$$

2.3 Reibungsinduzierte Schwingungen

In vielen technischen Systemen, in denen zwei Oberflächen unter Normalkrafteinwirkung tangential zueinander bewegt werden, können reibungserregte Schwingungen ausgebildet werden, die Effekte wie Geräuschausbildung, erhöhten Verschleiß und Oberflächenzerstörung bis hin zum Versagen eines Tribosystems hervorrufen können [55]. Aufgrund des nicht vorhandenen tribologischen Universalmodells und der vielen technischen Anwendungen sind derartige Schwingungen Gegenstand intensiver tribologischer Forschung, deren Fortschritte in zahlreichen Reviews zusammengefasst sind [20, 55–57]. Zur Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen sind in der Literatur bislang drei Mechanismen bekannt:

- Sprag-Slip
- Modenkopplung
- Stick-Slip

Diese Mechanismen können anhand ihrer Schwingungsform sowie der ursächlichen Energiedissipationsszone (*FEDZ I*, *FEDZ II* oder *FEDZ III*) charakterisiert werden. Tabelle 2.1 stellt die Mechanismen gegenüber.

Tabelle 2.1: Mechanismen, Ursachen und Ausprägung reibungsinduzierter Schwingungen

Mechanismus	Induzierung durch	Schwingungsform
Sprag-Slip	Geometrie (<i>FEDZ III</i>)	quasiperiodisch
Modenkopplung	Strukturdynamik (<i>FEDZ III</i>)	quasiperiodisch
Stick-Slip	(a) Grenzschicht (<i>FEDZ I + II</i>)	sägezahnförmig
	(b) Grenzschicht (<i>FEDZ I + II</i>)	quasiperiodisch

2.3.1 Sprag-Slip

Der *Sprag-Slip-Effekt* entsteht durch die Kopplung des Reibungskoeffizienten mit den geometrischen Gegebenheiten des Tribosystems [58–64]. Infolge dieser Kopplung tritt eine Verkeilung der beiden Reibpartner auf. Durch die Elastizität mindestens eines Reibpartners folgt dem verkeilten Zustand ein Lösen der beiden Festkörper (Abspringen), woraufhin der ursprüngliche geometrische Zustand wiederhergestellt wird. Durch den periodischen Wechsel zwischen Verkeilen und Abspringen führt Sprag-Slip meist zu ratternden Geräuschen (Bsp. Rattern einer Türdichtung bei Scheibenverfahren). Die geometrischen Randbedingungen sind bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtkontakten im Allgemeinen nicht erfüllt, weshalb Sprag-Slip für die weiteren Untersuchungen nicht näher betrachtet wird. Die zugrunde liegende Modellbeschreibung des Sprag-Slip-Effekts ist ergänzend im Anhang zu finden (siehe Abschnitt A.1.1).

2.3.2 Modenkopplung

Der Effekt der *Modenkopplung* beschreibt das Auftreten von Schwingungen durch das Zusammentreffen zweier benachbarter Eigenmoden eines Tribosystems, wodurch eine Instabilität im System entsteht. Der Mechanismus ist daher durch die strukturdynamischen Eigenschaften des Tribosystems charakterisiert (*FEDZ III*). Durch die im Tribosystem wirkende Reibkraft entsteht eine unsymmetrische Steifigkeitsmatrix, was komplexe Eigenwerte des Systems zur Folge hat. Besitzt ein Eigenwert einen positiven Realteil, so entspricht dies einer aufklingenden Schwingung und einer daraus resultierenden Instabilität im Tribosystem. Modenkopplung wurde im automobilen Kontext bislang vor allem im Zusammenhang mit dem Quietschen bei Bremsvorgängen untersucht [65–68]. Die Beschreibung des Mechanismus anhand eines Minimalmodells ist ebenfalls ergänzend im Anhang zu finden (siehe Abschnitt A.1.2).

2.3.3 Stick-Slip

Während sowohl der Sprag-Slip- als auch der Modenkopplungsmechanismus bei einem konstanten Wert des Reibungskoeffizienten μ auftreten können und erst durch die Kopplung mit geometrischen oder strukturdynamischen Eigenschaften induziert werden, wird der Stick-Slip-Mechanismus direkt durch die Reibungscharakteristik der Kontaktfläche (*FEDZ I*) hervorgerufen.

Der Mechanismus kann mithilfe eines mechanistischen Minimalmodells mit einem Freiheitsgrad beschrieben werden, wohingegen für Sprag-Slip und Modenkopplung die Anzahl der Freiheitsgrade $FG > 1$ betragen muss. Das zugrunde liegende Modell ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Das Modell wird in der Fachliteratur als mechanistisches Standardmodell, oftmals in leicht modifizierter Form, verwendet [68–73].

Ein Körper der Masse m drückt hierbei mit der Normalkraft F_N auf einen Untergrund, der sich mit konstanter Geschwindigkeit v bewegt. Die strukturdynamischen Eigenschaften des Systems werden mithilfe eines kombinierten Feder-Dämpfer-Elements mit Steifigkeit κ und Dämpfung η modelliert. Die Position der Masse m wird durch die Koordinate x beschrieben. In der Grenzschicht zwischen m und dem Untergrund wirkt der Reibungskoeffizient μ , welcher eine inhärente Eigenschaft des Tribokontakts ist und daher je nach Materialeigenschaften der Reibpartner sowie der Grenzschichtprozesse eine unterschiedliche Charakteristik aufweisen kann. Typische Coulombsche Reibungskennlinien ($\mu_{stat} > \mu_{kin}$) sind in Abbildung 2.7) dargestellt..

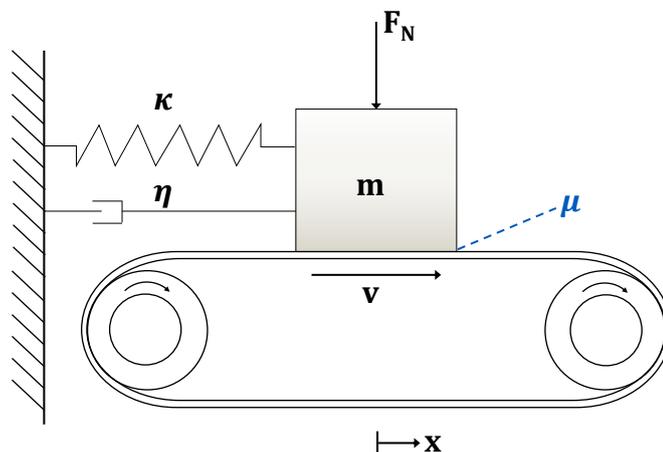


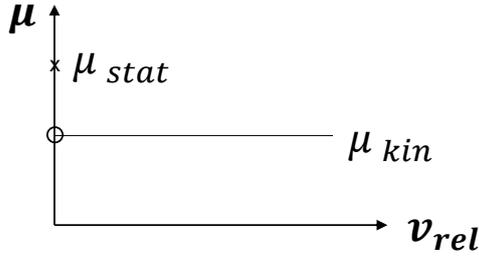
Abbildung 2.6: Mechanistisches Modell zur Beschreibung der aus der tribologischen Grenzschicht resultierenden Mechanismen.

Für eine erste Betrachtung des Tribosystems wird angenommen, dass keine Dämpfung im System vorhanden ist ($\eta = 0$) und die Reibungscharakteristik den Verlauf aus Abbildung 2.7a aufweist. Beginnt der Untergrund sich mit der Geschwindigkeit v zu bewegen, so bewegt sich die Masse m zunächst ebenfalls in positive x-Richtung mit der Geschwindigkeit v , das Tribosystem befindet sich im Haftzustand. Infolge der Bewegung wird die

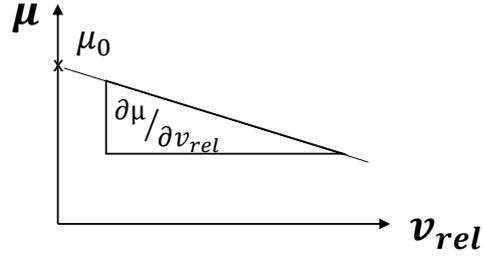
Feder gespannt und eine Kraft aufgebaut. Dieser Haftzustand wird beibehalten, bis die Federkraft die Haftreibungskraft übersteigt.

Die Haftphase des Systems ist demnach charakterisiert durch $\dot{x}(t_{stat}) = v$ und kann nach Formel 2.6 beschrieben werden:

$$x(t_{stat}) = v \cdot t_{stat} \text{ für } \kappa \cdot x \leq \mu_{stat} \cdot F_N \quad (2.6)$$



(a) idealisierte Reibungskennlinie mit unterschiedlichen Reibungskoeffizienten für Haften und Gleiten



(b) idealisierte Reibungskennlinie mit $\frac{\partial \mu}{\partial v_{rel}} < 0$

Abbildung 2.7: Reibungskennlinien zur Beschreibung des Stick-Slip-Mechanismus am Modell mit einem Freiheitsgrad. Es gilt $v_{rel} = v - \dot{x}(t_{kin})$.

Übersteigt die durch die Feder aufgebaute Kraft die Haftreibungskraft, so kommt es zu einem Abgleiten von m relativ zum Untergrund. Die Reibung an der Kontaktfläche ist ab diesem Zeitpunkt durch den Gleitreibungskoeffizienten μ_{kin} charakterisiert. Die allgemeine Bewegungsgleichung für das System im Gleitzustand kann gemäß Formel 2.7 aufgestellt werden:

$$m\ddot{x}(t_{kin}) + \eta\dot{x}(t_{kin}) + \kappa x(t_{kin}) = \mu_{kin} \cdot F_N \quad (2.7)$$

Formel 2.7 stellt eine inhomogene Differentialgleichung zweiter Ordnung dar, deren allgemeine analytische Lösung nach Formel 2.8 unter der Bedingung $\eta = 0$ gegeben ist:

$$x(t_{kin}) = C_1 \cdot \cos(\omega t_{kin}) + C_2 \cdot \sin(\omega t_{kin}) + \frac{\mu_{kin} F_N}{\kappa} \quad (2.8)$$

Hierbei wird $\omega = \sqrt{\frac{\kappa}{m}}$ eingeführt und entspricht der Eigenfrequenz des Systems. Die beiden Konstanten C_1 und C_2 können durch Einsetzen der Randbedingungen für den Abrisszeitpunkt ($t_{kin} = 0$) identifiziert werden:

$$x(t_{kin} = 0) \stackrel{!}{=} \frac{\mu_{stat} F_N}{\kappa} \quad (2.9)$$

$$C_1 = \frac{(\mu_{stat} - \mu_{kin}) F_N}{\kappa} \quad (2.10)$$

$$\dot{x}(t_{kin} = 0) \stackrel{!}{=} v \quad (2.11)$$

$$C_2 = \frac{v}{\omega} \quad (2.12)$$

Folglich ist die Gleitphase des Tribosystems definiert durch Gleichung 2.13:

$$x(t_{kin}) = \frac{(\mu_{stat} - \mu_{kin})F_N}{\kappa} \cdot \cos(\omega t_{kin}) + \frac{v}{\omega} \cdot \sin(\omega t_{kin}) + \frac{\mu_{kin}F_N}{\kappa} \quad (2.13)$$

Während des Gleitens entspannt sich die Feder im Modell aus Abbildung 2.6 wieder. Die Gleitphase endet, wenn die Masse m wieder die Geschwindigkeit v erreicht. Daraufhin beginnt eine neue Haftphase und der Ausgangszustand ist wieder erreicht. Durch Kombination der Positionsgleichungen 2.6 und 2.13 kann der gesamte Schwingungsverlauf der Masse m beschrieben werden.

Für die weitere Beschreibung des Stick-Slip-Mechanismus sollen die zwei Grenzfälle aus Formel 2.13 betrachtet werden, bei denen der Kosinus- respektive Sinus-Term vernachlässigt werden kann. Die Differenzierung der beiden Grenzfälle kann dabei durch die Einführung der dimensionslosen Kennzahl β geschehen [74]. β beschreibt das Verhältnis der Konstanten C_1 und C_2 :

$$\beta = \frac{C_1}{C_2} = \frac{(\mu_{stat} - \mu_{kin}) F_N}{\omega v m} \quad (2.14)$$

Für große β ist der Sinus-Term aus 2.13 vernachlässigbar, die Gleitphase besitzt demnach einen harmonischen Verlauf. Dies ist der Fall für kleine Geschwindigkeiten v , eine geringe Eigenfrequenz ω oder große Unterschiede zwischen dem Haft- und Gleitreibungskoeffizient. Die Amplitude der Schwingung beträgt $\frac{(\mu_{stat} - \mu_{kin})F_N}{\kappa}$ und ist unter Annahme einer gegebenen Normalkraft und Steifigkeit lediglich von der Differenz $\Delta\mu = \mu_{stat} - \mu_{kin}$ abhängig. Die Gesamtschwingung der Masse m ist durch verhältnismäßig lange Haftphasen und kurze Gleitphasen charakterisiert, es entsteht ein sägezahnförmiger Verlauf der Position bzw. der Kraft. Die Frequenz der Schwingung wird ebenfalls durch die Haftphasen bestimmt, die Frequenz kann daher mithilfe von Formel 2.15 genähert werden [75] und ist abhängig von der Geschwindigkeit des Untergrunds und der Differenz des Haft- und Gleitreibungskoeffizienten:

$$f \approx \frac{v \cdot \kappa}{2\Delta\mu \cdot F_N} \quad (2.15)$$

Für kleine β hingegen kann der Kosinus-Term aus Gleichung 2.13 vernachlässigt werden. Dies tritt für verhältnismäßig geringe $\Delta\mu$ sowie hohe Geschwindigkeiten v oder hohe Eigenfrequenzen ω auf. Die Schwingung der Masse m weist sehr kurze Haftphasen auf, im Extremfall ist nur ein Haftpunkt als Umkehrpunkt vorhanden. Die Schwingungsamplitude der Position beträgt $\frac{v}{\omega}$, die Gesamtschwingung weist einen quasiperiodischen Verlauf

auf. Erstmals wurden 1970 von *Brockley et al.* [76] reibungsinduzierte Schwingungen mit quasiperiodischem Verlauf theoretisch und experimentell beschrieben. Die Frequenz der Stick-Slip-Schwingung ist im Gegensatz zu großen Werten von β nicht durch die Reibungskoeffizienten und die Geschwindigkeit des Untergrunds, sondern lediglich durch die Eigenfrequenz des Systems charakterisiert [75] und kann folglich durch Gleichung 2.16 genähert werden:

$$f \approx \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.16)$$

In einer weiteren Betrachtung soll nun die Dämpfung im Tribosystem berücksichtigt werden, es gilt für das Minimalmodell aus Abbildung 2.6 demnach $\eta \geq 0$. η entspricht hierbei der internen Systemdämpfung, welche beispielsweise durch viskoelastisches Verhalten bei Elastomeren hervorgerufen wird und somit stets positiv ist. Als Reibungscharakteristik wird die idealisierte Kennlinie aus Abbildung 2.7b gewählt. Die Kennlinie besitzt an der Stelle $v_{rel} = 0$ keine Differenz zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizient und ist durch einen abfallenden Gleitreibungskoeffizienten mit zunehmender Relativgeschwindigkeit gekennzeichnet. Die mathematische Beschreibung der Kennlinie erfolgt nach Gleichung 2.17. Die fallende Reibcharakteristik kann hierbei als negative Dämpfung interpretiert werden, die dem Tribosystem bei jeder Schwingung Energie zuführt:

$$\mu(v_{rel}) = \mu_0 + \frac{\partial\mu}{\partial v_{rel}} \cdot v_{rel} \quad (2.17)$$

Die allgemeine Bewegungsgleichung aus 2.7 kann mithilfe dieser Reibkennlinie folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$m \cdot \ddot{x} + \eta \cdot \dot{x} + \kappa \cdot x = [\mu_0 + \frac{\partial\mu}{\partial v_{rel}} \cdot (v - \dot{x})] \cdot F_N \quad (2.18)$$

Nach Umformung der Gleichung ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$m \cdot \ddot{x} + (\eta + \frac{\partial\mu}{\partial v_{rel}} \cdot F_N) \cdot \dot{x} + \kappa \cdot x = (\mu_0 + \frac{\partial\mu}{\partial v_{rel}} \cdot v) \cdot F_N \quad (2.19)$$

Aufgrund der Berücksichtigung der Material- sowie Reibungsdämpfung gilt die analytische Lösung der Differentialgleichung gemäß Gleichung 2.8 nicht mehr. Doch auch ohne analytische Lösung der in diesem Fall geltenden Differentialgleichung 2.19 wird ersichtlich, dass eine aufklingende Schwingung im System entsteht, wenn der Dämpfungsterm vor \dot{x} negativ wird. Die Schwingung klingt auf, bis der Körper m die Geschwindigkeit v erreicht. Anschließend wirkt die Reibungskraft entgegengesetzt zur Richtung der Schwingung, es stellt sich somit ein Grenzyklus ein, bei dem für jede Schwingung genauso viel Energie in das System gebracht wie dissipiert wird. Laut Gleichung 2.19 tritt eine negative Gesamtdämpfung des Tribosystems auf, falls eine hohe Normalkraft oder eine ausreichend steil abfallende Reibkennlinie vorhanden ist. In diesem Fall treten reibungsinduzierte

Schwingungen am Tribosystem auf. Diese Schwingungen können verhindert werden, wenn eine ausreichend hohe interne Systemdämpfung η , wie beispielsweise Materialdämpfung, die negative Reibungsdämpfung kompensiert [68, 77–79].

2.4 Tribometrische Untersuchungen

Die Messung von Reibungs- und Verschleißparametern wird als Tribometrie bezeichnet. Aufgrund der erläuterten komplexen Zusammenhänge tribologischer Mechanismen finden in der Tribologie bis heute hauptsächlich empirische Methoden Anwendung [27, 80], die Bedeutung der Tribometrie innerhalb der Reibungsforschung ist daher sehr hoch. Für die Ermittlung von Reibungskoeffizienten muss beispielsweise bis heute auf experimentelle Methoden zurückgegriffen werden [14, 81]. Simulative Verfahren eignen sich aufgrund der Sensitivität der tribologischen Vorgänge gegenüber den Systemrandbedingungen nicht.

Da tribologische Eigenschaften, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, stets das Resultat intrinsischer und extrinsischer Systembedingungen sind, ist die Übertragbarkeit von Reib- und Verschleißphänomenen zwischen verschiedenen Tribosystemen sehr begrenzt. Deshalb ist die grundsätzliche Vorgehensweise der Tribometrie, den betrachteten, meist sehr spezifischen Anwendungsfall eines Tribosystems (*Realsystem*) anhand eines vereinfachten experimentellen Versuchs in kontrollierter Umgebung (*Modellsystem*) nachzubilden. Eine essentielle Grundlage für diese Methodik ist die Charakterisierung der wirkenden Randbedingungen des Realsystems [14, 80, 82], um diese am Modellsystem berücksichtigen und die Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Modellsystem auf das Realsystem gewährleisten zu können [33].

Die Überführung des Realsystems in ein Modellsystem ist stets von einer Reduktion oder Vereinfachung einzelner Randbedingungen begleitet. Die Problematik der Modellbildung besteht darin die Reduzierung nur soweit zu implementieren, dass die relevanten Einflussfaktoren und somit die tribologischen Mechanismen des Realsystems analog am Modellsystem auftreten.

Eine Einteilung tribometrischer Modellsysteme kann nach dem Grad der Vereinfachung der Randbedingungen erfolgen und wird in der ehemaligen DIN-Norm 53022 (*Kategorien der Verschleißprüfung*) [83] beschrieben. Tabelle 2.2 fasst die Kategorien der Tribometer zusammen. Eine Erhöhung der Kategorie bedeutet hierbei stets eine Vereinfachung des Tribosystems und somit eine Verringerung der Aussagekraft gegenüber dem Realsystem.

Tabelle 2.2: Einteilung tribologischer Messsysteme; adaptiert aus [31, 83]

Kategorie	Bezeichnung	Versuchsteil	Beanspruchung
I	Betriebsversuch	originales, komplettes Tribosystem	original
II	Prüfstandsversuch	originales, komplettes Tribosystem	praxisnah
III	Aggregatsversuch	originales Einzelaggregat	praxisnah
IV	Bauteilversuch	verkleinertes Aggregat, herausgelöstes Bauteil	praxisnah
V	Probekörperversuch	bauteilähnliche Proben	gleichwertig der originalen
VI	Modellversuch	einfache Probekörper	beliebig, aber definiert

Zu betonen ist, dass eine vollständige Entkopplung von Tribologie und Tribometer nicht möglich ist. Messungen an einem Modellsystem sind daher stets durch den Tribometeraufbau und das Messprinzip mitbestimmt. Ziel eines Tribometerkonzepts muss daher stets sein, die Einflüsse des tribometrischen Modellsystems zu minimieren und eine Maximierung der Realsystem-spezifischen Randbedingungen zu schaffen [82].

2.5 Automobiles Türdichtsystem

Die primären Funktionen des automobilen Türdichtsystems sind die Abdichtung des Fahrzeuginnenraums gegen Staub, Feuchtigkeit und Nässe sowie die akustische Isolation gegenüber äußeren Fahrgeräuschen. Des Weiteren können mithilfe des Türdichtsystems prozessbedingte Maßabweichungen der Karosserie ausgeglichen werden [84]. Als Prämissen für das Türdichtsystem gelten dabei, dass das Dichtsystem selbst keine Verschlechterung des aeroakustischen Verhaltens hervorrufen oder zu reibungsinduzierten Störgeräuschen führen darf [85].

Um diese Gesichtspunkte unter allen über den Fahrzeuglebenszyklus auftretenden Randbedingungen zu erfüllen, bestehen Türdichtsysteme in modernen Fahrzeugkonzepten meist aus zwei bis drei Dichtebenen, deren Gegenflächen Fensterscheiben, lackierte Karosserieteile sowie Blenden- und Verkleidungskomponenten darstellen können.

Die äußere Dichtebene beinhaltet dabei die Abdichtungen des Türrahmens gegen den Seitenrahmen (Fugendichtung) sowie die Abdichtungen gegen die Fensterscheiben (Fensterführungsdichtung, Schachtabdichtung, Schachtabdeckung). Diese Dichtebene verhindert das Eindringen von Wasser und Staub in den Fahrzeuginnenraum. Die mittlere Dichtebene, die vor allem die Funktion der aeroakustischen Schallminderung im Innenraum

bewirken eine Reduzierung der intermolekularen Wechselwirkungen zwischen den EPDM-Polymerketten und beeinflussen somit die mechanischen und thermischen Eigenschaften des Kautschuks, wie z.B. eine Erniedrigung der Glasübergangstemperatur. Da diese Additive nicht chemisch an die Polymerketten gebunden sind, ist eine zeitabhängige Migration dieser Stoffe an die Werkstoffoberfläche möglich.

Um die Dichte und somit das Gewicht des Dichtsystems zu reduzieren, kommen an der mittleren und inneren Dichtebene geschäumte, gemischtzellige EPDM-Materialien (Moosgummi) zum Einsatz. Das EPDM wird hierfür während der Extrusion mittels Treibgasen aufgeschäumt.

Zur Verbesserung und Einstellung der Reibeigenschaften sowie der Abriebsbeständigkeit werden die Oberflächen der Dichtungen zum Teil durch Applikation von Gleitlackbeschichtungen oder Beflockung modifiziert, um beispielsweise die Reibungskoeffizienten der Materialpaarung zu reduzieren [85].

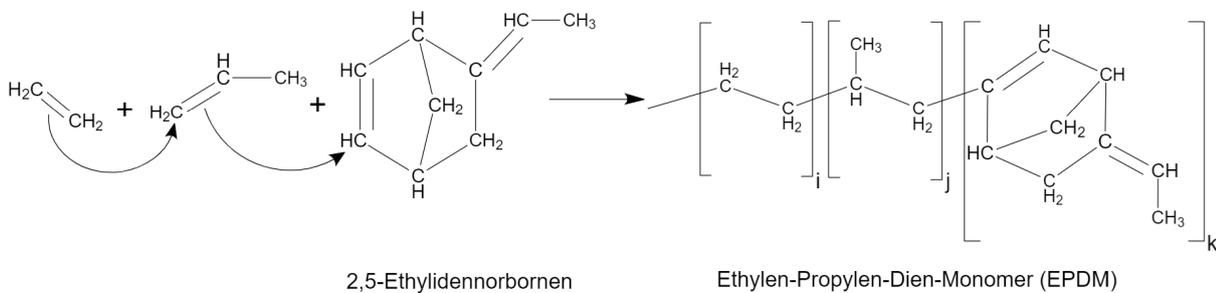


Abbildung 2.9: Polymerisation von Ethylen, Propylen und 2,5-Ethylidennorbornen zu EPDM.

3 Stand der Forschung und Technik

Kontaktprobleme können grundlegend mithilfe tribologischer, strukturdynamischer und akustischer Ansätze untersucht werden [87]. Tribologische Untersuchungen haben hierbei vor allem das Ziel die Eigenschaften eines Kontaktes und die daraus resultierende Reibungscharakteristik zu analysieren. Strukturdynamische Untersuchungen befassen sich hingegen verstärkt mit der Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen und deren Einflüssen auf die Reibung [87]. Im Rahmen akustischer Untersuchungen wird nicht der Kontakt selbst betrachtet, sondern die aus dem Kontakt resultierende Ausbildung von Körperschall und Luftschall.

Im Kontext der Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum werden alle der drei genannten Ansätze komplementär angewandt. Während hierbei in frühen Entwicklungsphasen simulative Methoden überwiegen, werden in späteren Phasen fast ausschließlich experimentelle Untersuchungen an Komponenten, Subgruppen und am Gesamtfahrzeug durchgeführt.

In diesem Kapitel soll ein Überblick über die aktuell verwendeten Verfahren gegeben werden. Hierbei werden zunächst simulative Methoden (Abschnitt 3.1) sowie experimentelle Methoden (Abschnitt 3.2) betrachtet. In Abschnitt 3.3 wird anschließend der aus der Forschung bekannte Stand zu reibungsinduzierten Schwingungen an automobilen Elastomerkontakten analysiert. Basierend auf dem dargestellten Stand von Forschung und Technik wird in Abschnitt 3.4 ein Fazit aus dem Stand der Technik gezogen.

3.1 Simulative Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

Bei den simulativen Analysen werden zwei unterschiedliche Ansätze verfolgt. Da Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum nur an Stellen entstehen können, an denen eine relative Bewegung zwischen zwei oder mehreren Komponentenoberflächen auftritt, wird mithilfe des ersten Ansatzes versucht die kritischen Stellen an Fahrzeugen mit derartigen Kontaktbedingungen zu identifizieren. Bei einfachen, statischen Simulationsverfahren wird eine Analyse anhand der Oberflächenhärten, Bauteilabstände und Verbindungseigenschaften durchgeführt und so eine Bewertung kritischer Kontaktstellen erstellt [88].

Neuere Ansätze können mithilfe von FEM-Berechnungen das dynamische Verhalten der Bauteile berücksichtigen und somit eine genauere Prognose über das Gesamtfahrzeugverhalten unter definierter Belastung geben [89–97]. Mithilfe spezifizierter Bewertungsindizes

können Kontaktstellen so hinsichtlich ihrer Störgeräuschanfälligkeit eingeteilt werden [90].

Beim Ansatz der statischen und dynamischen Kontaktstellenanalyse werden zwar kritische Kontaktstellen identifiziert, jedoch können keine Aussagen über das tatsächliche Auftreten reibungsinduzierter Störgeräusche getroffen werden, da die tribo-physikalischen Mechanismen im Kontakt nicht modelliert werden. Dies ist das Verfahren beim zweiten Ansatz der Störgeräuschsimulation. Hierbei werden oftmals geometrisch vereinfachte Feder-Masse-Dämpfer-Systeme mit modellhaften Reibungskennlinien implementiert. Anhand dieser Modelle kann eine Untersuchung verschiedener Einflüsse, wie beispielsweise der Steifigkeit und Dämpfung, auf die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen untersucht werden. Während Stick-Slip dabei mit eindimensionalen Modellen modelliert werden kann [98], sind für die Simulation von Sprag-Slip-Effekten mehrdimensionale Modelle notwendig [99, 100].

3.2 Experimentelle Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

Wie in Kapitel 2.4 dargestellt, können tribologische Messsysteme gemäß ihrem Übereinstimmungsgrad mit dem Realsystem in sechs Kategorien unterteilt werden. Die Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen findet nicht nur an rein tribologischen Messsystemen, sondern insbesondere mithilfe akustischer und strukturdynamischer Messmethoden statt. Um den Stand der Technik umfassend darstellen zu können, werden daher im Folgenden diese Messsysteme ebenfalls anhand der sechs Kategorien untergliedert.

3.2.1 Messmethoden der Kategorie V und VI

In frühen Fahrzeugentwicklungsphasen besteht das Ziel experimenteller Untersuchungen vornehmlich darin, das Reibungsverhalten spezifischer Materialpaarungen unter kontrollierten Laborbedingungen zu bestimmen. Die ermittelten Reibungskennlinien können wiederum genutzt werden, um die Genauigkeit von Simulationsmodellen zu erhöhen [101, 102]. Da das Reibungsverhalten insbesondere bei Polymeren abhängig von der Umgebungstemperatur und Umgebungsfeuchte ist, müssen die Reibpaarungen stets unter den im Fahrzeug erwarteten Klimabedingungen untersucht werden, was die Klimatauglichkeit der verwendeten Tribometer voraussetzt. Tabelle 3.1 stellt die Messsysteme der Kategorie V und VI zur Untersuchung des Reibungs- und Geräuschverhaltens für Fahrzeuginterieur-Anwendungen dar.

Im Rahmen der Untersuchungen in der frühen Entwicklungsphase soll auf Basis vergleichender Modelluntersuchungen eine Materialauswahl für die spätere Anwendung im Fahrzeuginnenraum getroffen werden. Für diese Art der experimentellen Untersuchungen

Tabelle 3.1: Verfahren der Kategorie V und VI zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

Kategorie	Bewegungsart	Art der Analyse	Quelle
VI	eindimensional, Rotation	tribologisch	[71, 73]
VI	eindimensional, reziprok	tribologisch	[103–108]
VI	eindimensional, reziprok	akustisch	[107, 109–111]
VI	eindimensional, Rotation	strukturdynamisch	[62, 112]
V	dreidimensional, reziprok	akustisch	[113]

finden die Versuche meist unter stark vereinfachten Randbedingungen statt, es werden vereinfachte Prüfkörpergeometrien und Relativbewegungen verwendet. In der Tribometrie sind hierzu einfache Pin-on-Disc-Messsysteme bekannt [71, 73], bei denen ein konvexer Probekörper (*Pin*) unter definierter Normalkraft mit einer planaren Gegenfläche (*Disc*) in Kontakt gebracht wird (vgl. Abbildung 3.1a). Eine Relativbewegung an der Kontaktfläche wird durch die Rotation der Disc erzeugt. Mithilfe der Pin-on-Disc-Tribometer können lediglich einfache Punkt- oder Linienkontakte untersucht werden. Insbesondere bei Proben mit großen lateralen Abmessungen orthogonal zur Bewegungsrichtung ist eine nicht mehr vernachlässigbare Geschwindigkeitsdifferenz entlang der Bewegungsachse vorhanden, was zur Verdrehung der Probe führt [73]. Ein weiterer Nachteil derartiger Messsysteme besteht darin, dass keine reziproken Bewegungen dargestellt werden können, die jedoch einen erheblichen Einfluss auf die Reibeigenschaften besitzen und insbesondere bei Polymerproben eine veränderte Reibungscharakteristik aufgrund der Wärmeentwicklung an der Kontaktfläche hervorrufen können [14]. Darüber hinaus erfolgt die Kraftmessung bei Pin-on-Disc-Aufbauten meist durch eine Feder mit bekannter Federsteifigkeit k , über deren Auslenkung die Reibungskraft berechnet werden kann [110]. Treten an einem Kontakt reibungsinduzierte Schwingungen auf, so wird die Reibungskraftmessung durch die Massenträgheit des Aufbaus $F = m_{slider} \cdot a_{slider}$ überlagert [101, 110].

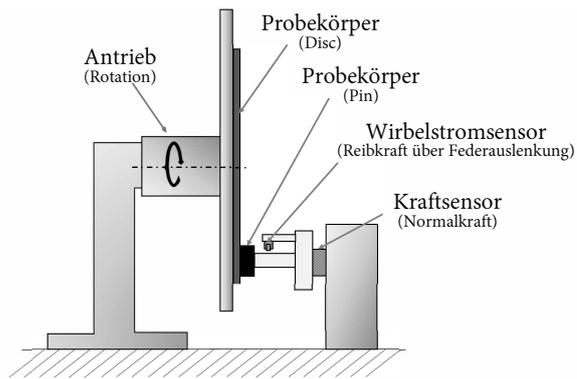
Um reziproke Bewegungen nachbilden zu können, existieren neben den Pin-on-Disc-Messsystemen weitere Tribometer, bei denen ein Probekörper fixiert ist und der zweite Probekörper mithilfe eines Linearantriebs bewegt wird. Das grundlegende Messprinzip wird beispielsweise in der Patentschrift *DE 19 620 878 A1* [103] beschrieben. Geprüft werden können mithilfe dieses Messsystems ebenfalls lediglich einfache Geometrien wie planare oder konvexe Proben. Während der an der Lineareinheit fixierte Probekörper die tangential Bewegung ausführt, kann die an der Kontaktfläche wirkende Normalkraft mithilfe einer Zustelleinheit, an der der zweite Probekörper fixiert ist, variiert werden. Die Ermittlung der Reibungskraft erfolgt hier ebenfalls mithilfe der Federauslenkung bei bekanntem k . Wird ein Beschleunigungssensor in der Nähe der Kontaktfläche angebracht, so können bei Auftreten von Stick-Slip die Schwingungen der Proben ermittelt werden.

Dieser Aufbau wird in der VDA-Norm 230-206 [114] zur Untersuchung des Stick-Slip-Verhaltens von Materialpaarungen beschrieben und findet regelmäßig Anwendung bei der Untersuchung des tribologischen Verhaltens von automobilen Materialpaarungen ([104–108]). Schematisch ist ein solcher Aufbau in Abbildung 3.1b dargestellt.

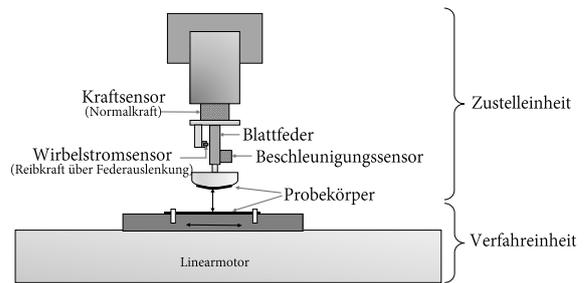
Bei den bisher beschriebenen Verfahren liegt der Fokus der Untersuchungen auf der tribologischen Charakterisierung einer Reibpaarung. Eine Beurteilung des Geräuschverhaltens bei tangentialer Relativbewegung kann hingegen erfolgen, indem ein Mikrofon in der Nähe des Reibkontaktes positioniert wird. Allerdings gestaltet sich eine objektive akustische Messung bei vielen Tribometern schwierig, da die Messsysteme ein starkes Eigengeräusch aufweisen. Aufgrund des transienten Charakters der Eigengeräusche und der zu messenden Reibgeräusche ist eine Separation im Messsignal meist aufwendig, falls überhaupt möglich. Zur akustischen Untersuchung an Reibpaarungen wird deshalb ein weiterer Messaufbau verwendet, dessen Eigengeräusch aufgrund der verwendeten Antriebsart minimiert ist. *Hunt et al.* [107] stellen einen Versuchsaufbau vor, der mithilfe eines elektrodynamischen, linearen Shakers eine einachsige Bewegung zwischen zwei planaren Prüfkörpern nachbilden kann. Die Art der Bewegung kann dabei in Form einer periodischen Auslenkung oder in Form eines stochastischen Anregungsprofils erfolgen. Durch eine vertikale Zustelleinheit kann während dem Versuch eine definierte Normalkraft aufgebracht werden. Der von *Hunt et al.* entwickelte Aufbau wird bis heute in zahlreichen Publikationen verwendet (vgl. [109–111]).

Soll im Speziellen die Neigung einer Materialpaarung zur Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen untersucht werden, so kann dies mithilfe eines von *Lee et al.* [62, 112] vorgestellten Messsystems geschehen. Die Materialkompatibilität zweier Prüfkörper kann hierbei auf Basis des Sprag-Slip-Mechanismus geprüft werden. Ein Prüfkörper ist dabei an einer rotierenden Einheit befestigt, wohingegen der zweite Reibpartner in einem definierten Winkel an einem von der Rotationseinheit entkoppelten Balken angebracht ist. Ziel derartiger Untersuchungen im automobilen Kontext ist, verschiedene Materialkombinationen vergleichend zu untersuchen und beispielsweise eine Materialdatenbank aufzubauen [62].

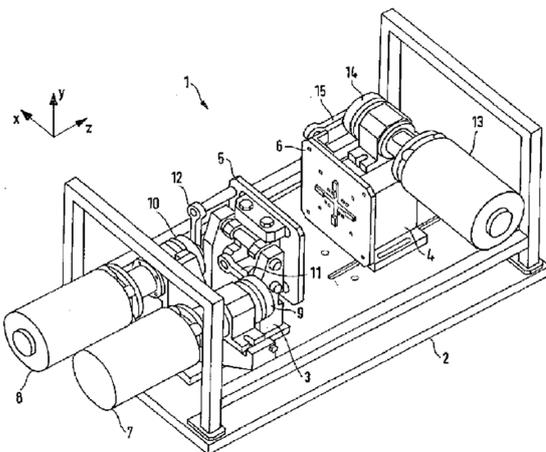
Die bisher dargestellten Messsysteme können der Kategorie VI aus Kapitel 2.4 zugeordnet werden, da mit ihnen lediglich einfache Prüfgeometrien und einachsige tangentielle Relativbewegungen realisierbar sind. Um die Übertragbarkeit auf das betrachtete Realsystem zu erhöhen, werden im Automobilbereich ergänzend Untersuchungen an einem akustischen Messsystem der Kategorie V durchgeführt. In der Patentschrift *DE 10 2007 050 499 A1* [113] ist das grundlegende Messsystem dargestellt (vgl. Abbildung 3.1c). Hiermit können Proben untersucht werden, die aus den am Fahrzeug verbauten Bauteilen präpariert werden und somit die tatsächlich am Fahrzeug auftretende Kontaktgeometrie nachbilden. Im Gegensatz zu den Messsystemen der Kategorie VI kann eine dreidimensionale Relativbewegung zwischen den beiden Proben dargestellt werden. Ein Probekörper wird dabei in eine Achse, der zweite Probekörper in die beiden anderen Raumrichtungen bewegt. Die Bewegung wird dabei durch Exzenterantriebe realisiert. Folglich können nur periodische



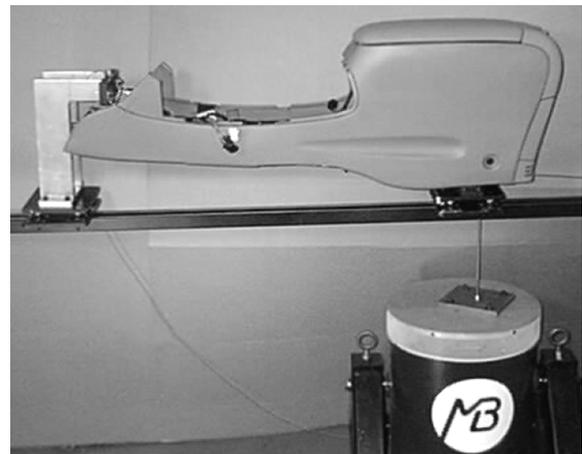
(a) Schema eines Pin-on-Disc-Tribometers



(b) Schema eines reziproken Tribometers



(c) Schema des in [113] beschriebenen Messsystems



(d) in [115] genutzter Aufbau

Abbildung 3.1: Auswahl von Tribometer- und Shaker-Aufbauten zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im automobilen Kontext.

Bewegungen mit konstanter Amplitude abgebildet werden. In der Praxis ist die Frequenz der Hübe aufgrund des Resonanzverhaltens auf 6 Hz limitiert. Die Analyse des Kontakts findet rein akustisch über ein neben der Kontaktfläche positioniertes Mikrofon statt. Eine objektive Bewertung von auftretenden reibungsinduzierten Geräuschen ist aufgrund des transienten Eigengeräuschs des Antriebs nur sehr begrenzt möglich. Daher findet die Bewertung meist subjektiv durch Expertenbewertungen basierend auf den Mikrofonaufnahmen statt.

3.2.2 Messmethoden der Kategorie III und IV

Während die Messsysteme der Kategorien V und VI zur laboranalytischen Untersuchung von Reibpaarungen in frühen Entwicklungsphasen verwendet werden, sind in fortgeschrittenen Phasen Untersuchungen notwendig, die die geometrischen und strukturdynamischen Randbedingungen des Fahrzeugs abbilden können. Da es sich bei den Mechanismen der reibungsinduzierten Schwingungen um Systemeffekte handelt, kann nur so eine verlässliche Aussage über das Auftreten von Störgeräuschen im Realsystem (Fahrzeug) getroffen werden. Eine geeignete Methode hierfür ist die Anregung von kompletten Bauteilen (Kategorie IV) und Fahrzeug-Subsystemen (Kategorie III) mithilfe von elektrodynamischen oder elektromagnetischen Shakersystemen. Hierbei werden die zu analysierenden Komponenten mittels am Fahrzeug gemessenen Zeitsignalen, Sinussweeps oder Rauschspektren beschleunigungsgeregelt angeregt, wodurch es zur Relativbewegung einzelner Kontaktflächen kommt. Die Anzahl der angeregten Freiheitsgrade kann je nach Komplexität der zu untersuchenden Komponenten zwischen ein und sechs Achsen betragen. Vorteile dieser Verfahren sind insbesondere, dass die Kontaktflächenumgebung und -geometrie sowie die Komponentenanbindung identisch zum Realsystem ausgeführt werden können. Dadurch können reibungsinduzierte Schwingungen hinsichtlich ihrer Anregungsfrequenz sowie des resultierenden Frequenzinhaltes analog zum Fahrzeug generiert werden [116].

Tabelle 3.2: Verfahren der Kategorie III und IV zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

Kategorie	Anregungsart	Art der Analyse	Quelle
III, IV	Shaker, eindimensional (z)	akustisch (subjektiv)	[115]
III, IV	Shaker, eindimensional (z)	akustisch (objektiv)	[102]
III, IV	Robotersystem	strukturdynamisch	[117]

Shakersysteme werden vornehmlich für die Analyse anslagsinduzierter Schwingungen (Klappern) verwendet, bei geeigneter Kontaktgeometrie und adäquater Anbindung der Komponenten auf dem Shakertisch können jedoch auch reibungsinduzierte Schwingungen nachgebildet werden. Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen laboranalytischen Messsystemen werden bei Messsystemen der Kategorie III und IV keine tribologischen Charakterisierungen durchgeführt, sondern es wird zumeist das akustische, seltener das strukturdynamische Verhalten analysiert.

Byrd und Peterson [115] vergleichen beispielsweise mehrere Shakersysteme miteinander, um das Auftreten von reibungs- und anslagsinduzierten Störgeräuschen bei Mittelkonsolen zu analysieren. Die Bewertung der auftretenden Luftschallschwingungen erfolgt dabei rein subjektiv durch eine Expertenjury, die anhand einer zehnstufigen Skala die Geräuschintensität vergleicht. Neben subjektiven Bewertungsverfahren können aufgrund des geringen Eigengeräuschs der meisten Shakersysteme auch objektive Detektionsverfahren eingesetzt werden.

So stellen *Shin und Cheong* [102] ein systematisches Vorgehen zur Detektion störrauschrelevanter Kontaktstellen an einer Instrumententafel vor. Mithilfe eines Mehrachsen-Shakers wird hierbei die Fahrbananregung nachgebildet. Auftretende Störrausche werden anschließend mittels einer akustischen Kamera (Nahfeld) visualisiert und durch akustische Parameter (Schalldruckpegel, Perzentile der Zwicker-Lautheit) charakterisiert. Der Aufbau ist in Abbildung 3.1d dargestellt.

Shakersysteme können aufgrund ihrer Bauweise nur Bewegungen im Millimeter-Bereich durchführen. Daher werden bei Subgruppen, die größere Relativbewegungen an den zu untersuchenden Kontaktstellen aufweisen, robotergestützte Messaufbauten verwendet. *Lee et al.* [117] stellen ein Verfahren vor, bei dem eine Tür-Baugruppe mithilfe eines Roboterarms relative Bewegungen zwischen den Einzelkomponenten erzeugt. Dadurch wird die reproduzierbare Nachbildung von Störrauschen an Türverkleidungen ermöglicht, die durch Insassen-Einwirkung hervorgerufen wird. Die Detektion auftretender Schwingungen kann hierbei aufgrund des hohen Hintergrundgeräuschs nicht akustisch erfolgen. Stattdessen werden auftretende Schwingungen mithilfe eines Beschleunigungssensors am Impaktor des Roboterarms identifiziert.

3.2.3 Messmethoden der Kategorie I und II

Eine abschließende Untersuchung und Bewertung reibungsinduzierter Störrausche wird in späten Entwicklungsphasen am Gesamtfahrzeug durchgeführt. Hierbei können alle Systemrandeffekte berücksichtigt werden, welche in Labor- und Komponentenversuchen nicht nachgebildet werden können (z.B. Maskierung der Störrausche durch andere Geräuschquellen, komplettes Beanspruchungskollektiv). Diese Versuche können den Kategorien I und II zugeordnet werden, da hier das gesamte originale System (Realsystem) untersucht wird. Eine Übersicht verwendeter Messmethoden ist in Tabelle 3.3 zusammengefasst. Ausgewählte Aufbauten sind in Abbildung 3.2 dargestellt.

Tabelle 3.3: Verfahren der Kategorie I und II zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

Kategorie	Anregungsart	Art der Analyse	Quelle
I	Fahrbetrieb (Teststrecke)	akustisch (subjektiv)	[116, 118]
II	Shakeranlage	akustisch (subjektiv)	[119–121]
II	Shakeranlage	akustisch (objektiv)	[122–124]

Messaufbauten der Kategorie I umfassen hierbei Fahrten auf Teststrecken mit charakteristischen Fahrbananprofilen [88, 116, 118], die eine Relativbewegung an kritischen Kontaktflächen induzieren. Für die Analyse reibungsinduzierter Schwingungen werden vornehmlich Strecken mit stochastischer Anregung (Kopfsteinpflaster) sowie Torsionstrecken (versetzte Sinuswelle) verwendet. Die Analyse auftretender Schwingungen erfolgt rein

akustisch durch eine Expertenbewertung. Messtechnische Untersuchungen sind aufgrund der simultanen Anregung mehrerer Subsysteme und der daraus resultierenden Überlagerung mehrerer Geräuschquellen meist nicht zielführend. Des Weiteren ist die Reproduzierbarkeit der Analysen gering, da für wiederholgenaue Untersuchungen beispielsweise die Fahrtgeschwindigkeit sowie die Fahrlinie exakt eingehalten werden müssen.

Eine erhöhte Reproduzierbarkeit ist mithilfe von Messaufbauten der Kategorie II zu erreichen. Hierbei wird das Gesamtfahrzeug mithilfe von Shakersystemen in einer kontrollierten Umgebung analog zum Fahrbetrieb angeregt [119]. Dabei kann eine Einteilung der Testanlagen nach der Bewegungseinleitung stattfinden. Unterschieden werden Anlagen, bei denen sich das Fahrzeug auf vier hydraulischen Stempeln befindet und die Kräfteinleitung über die Reifen stattfindet (Hydropulsanlagen) sowie Anlagen, bei denen die Anregung durch elektrodynamische oder elektromagnetische Shaker direkt an der Karosserie eingeleitet wird (Gesamtfahrzeugshaker) [120]. Ein Vergleich der Anlagentypen mit einer Straßenfahrt wurde von *Brines et al.* [121] durchgeführt. Hinsichtlich der Detektion von Störgeräuschen ist demnach die direkte Karosserianregung am besten geeignet, da Hintergrundgeräusche hier am geringsten sind.

Wie auch bei Störgeräuschanalysen an Baugruppen werden bei Gesamtfahrzeuguntersuchungen keine tribologischen Analysen durchgeführt, sondern die Akustik des Fahrzeuginnenraums bewertet. Meist findet die akustische Analyse und Bewertung durch eine Expertenjury statt. Eine objektive Lokalisierung und Bewertung von Knarz- und Klappergeräuschen ist aufgrund mehrerer Faktoren (z.B. Hintergrundgeräusche durch Anlagen, synchrone Anregung mehrerer Kontaktstellen, transienter Charakter der Störgeräusche) sehr schwierig. In der Literatur sind trotzdem einige Studien bekannt, die sich mit der Objektivierung der Störgeräuschuntersuchung am Gesamtfahrzeug beschäftigen.

Cerrato-Jay et al. [123] vergleichen beispielsweise akustische Messungen von anschlagsinduzierten Interieurgeräuschen bei Anregung auf einer Hydropulsanlage mit der subjektiven Störgeräuschbewertung durch eine Expertenjury. Sie schlagen einen neuen Kennwert unter Einbeziehung von Lautheit und Kurtosis vor, um Störgeräusche automatisiert bewerten zu können.

Cook und Ali [122] hingegen nutzen ein sphärisches Mikrofonarray, um Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum zu lokalisieren. Die Messungen stellen jedoch keine uneingeschränkte Alternative zur subjektiven Bewertung dar. Grenzen der Methode entstehen durch Fehler bei der Lokalisierung niederfrequenter Geräusche, der Schallreflektion an Interieuroberflächen sowie durch verdeckte Schallquellen. Weitere Ansätze, die sich mit der Objektivierung der Störgeräuschanalyse im Fahrzeuginnenraum beschäftigen, sind in [124–126] beschrieben.



(a) Fahrzeug bei Teststreckenfahrt [118]



(b) Fahrzeug auf einer Hydropulsanlage



(c) Gesamtfahrzeugshaker mit direkter Karosserieanregung [120]



(d) von Cook und Ali [122] verwendeter Aufbau

Abbildung 3.2: Auswahl von Gesamtfahrzeugtests zur Untersuchung des Störgeräuschauftritts im Fahrzeuginnenraum.

3.3 Reibungsinduzierte Schwingungen an automobilen Elastomerkontakten

Im Kontext automobiler Anwendungen werden reibungsinduzierte Schwingungen vornehmlich in Form von Bremsengeräuschen [64, 127, 128] oder der Entstehung von Wischergeräuschen [129–133] sowie Interieur-Störgeräuschen, z.B. an Instrumententafeln [102] untersucht.

Aufgrund der zu Beginn dargestellten verstärkten Wahrnehmung von reibungsinduzierten Störgeräuschen an automobilen Dichtkontakten ist in den vergangenen Jahren eine Zunahme der wissenschaftlichen Untersuchung ihrer tribologischen Charakteristika zu beobachten. Grundlegende Untersuchungen zum Reibverhalten eines befeuchteten Elastomer-Glas-Kontakts wurden von *Thörmann et al.* [71] durchgeführt. Unter Verwendung eines

klassischen Pin-on-Disc-Tribometers wurde experimentell die Abhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten von der Relativgeschwindigkeit sowie der Normalkraft im Kontakt gezeigt. Die Frequenz auftretender Stick-Slip-Schwingungen ist dabei ebenfalls stark von diesen beiden Parametern abhängig. *Thörmann et al.* folgern daraus, dass bereits geringe Veränderungen der Reibungscharakteristik, wie sie in der Praxis beispielsweise bereits durch Reinigung oder Verschmutzung einer Kontaktfläche auftreten kann, einen signifikanten Einfluss auf die Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen besitzen. *Dalzin et al.* [73] untersuchen ebenfalls mithilfe eines Pin-on-Disc-Tribometers einen Elastomer-Glas-Kontakt im Bereich $v_{rel} = 0,1$ bis $2100 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. quasiperiodische Stick-Slip-Schwingungen treten dabei lediglich in Bereichen auf, in denen die Reibungskennlinie einen fallenden Gleitreibungskoeffizienten besitzt. Die Frequenz der Schwingungen entspricht hierbei der Eigenschwingung des Elastomers in Bewegungsrichtung.

Während in [71] und [73] das tribologische Verhalten von grundsätzlich im Fahrzeug eingesetzten elastomeren Dichtungswerkstoffen analysiert wird, werden in weiteren Studien explizit Dichtkontakte des automobilen Tür- und Heckbereichs untersucht. *Strangfeld* [134] vergleicht das Stick-Slip-Verhalten elf realer Fahrzeugdichtgeometrien mittels Versuchen an einfachen Tribometern. Durch anschließende Analyse der physikalisch-chemischen Parameter der Kontakte ermittelt er die Einflussgrößen auf die Ausprägung des Reibverhaltens. Eine geringe Deformierbarkeit der Dichtung führt dabei ebenso wie ein hoher polarer Anteil der Oberflächenenergie zu einer hohen Reibungskraft. Des Weiteren besitzt die Dichtungsgeometrie in den durchgeführten Experimenten einen entscheidenden Einfluss auf die Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen.

Den Einfluss der Querschnittsgeometrie sowie des Deformationsverhaltens des Elastomers zeigt auch *Ke et al.* [135] für Schlauchdichtungen. Eine Erhöhung der Relativgeschwindigkeit sowie eine Erhöhung der Normalkraft führt in den dargestellten Reibversuchen gegen eine Aluminiumoberfläche zu geringeren Stick-Slip-Amplituden.

Kim [75, 136] untersucht das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen einer EPDM-Schachtabdichtung gegen eine befeuchtete Glasscheibe experimentell und numerisch. Schwingungen im Tribosystem treten dabei für einen hinreichend großen Abfall des Gleitreibungskoeffizienten bei Erhöhung der Verschiebungsgeschwindigkeit auf. Eine Auswertung der Schwingungen im Frequenzbereich zeigt das Vorhandensein harmonischer Oberschwingungen, wobei die Grundfrequenz abhängig von der Normalkraft zwischen den Reibpartnern ist.

Ein ähnliches Tribosystem wird von *Choi et al.* [137] analysiert, wobei neben Stick-Slip auch Sprag-Slip-Mechanismen beim Verfahren der Glasscheibe berücksichtigt werden. Während Stick-Slip durch Reduktion von $\Delta\mu$ eliminiert werden kann, ist eine robuste Verhinderung von Sprag-Slip erst durch eine Optimierung der Kontaktgeometrie möglich. *Baek et al.* [11] analysieren die auftretende Relativbewegung zwischen der Heckklappendichtung und der Heckscheibe eines Fahrzeugs mittels FEM-Simulation. Mittels einer Sensitivitätsanalyse wird der Einfluss des Dichtspalts, der Überdrückung sowie der Materialdicke auf die Bewegungsausprägung ermittelt. Durch den Vergleich mit einer experimentellen Untersuchung des tribologischen Verhaltens der Kontaktmaterialien kann

gezeigt werden, dass bereits Relativbewegungen von 0,1 mm für die Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen ausreichend ist.

3.4 Fazit aus dem bisherigen Stand von Forschung und Technik

Die bislang in der Fahrzeugentwicklung eingesetzten Verfahren weisen allesamt spezifische Nachteile auf. Auf diese Nachteile wird an dieser Stelle nochmals detailliert eingegangen, da aus ihnen die Anforderungen an ein neu zu entwickelndes Untersuchungsverfahren im Labormaßstab abgeleitet werden können. Tabelle 3.4 bewertet die bislang in der Fahrzeugentwicklung eingesetzten Untersuchungsmethoden hinsichtlich acht verschiedener Kriterien.

Tabelle 3.4: Bewertung bekannter Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum

	Simulation	Komponententest	Gesamtfahrzeugtest
Verlässlichkeit	--	-	++
Abbildung der Randbedingungen	-	+	++
Möglichkeit der analytischen Untersuchung	++	+	--
Bestimmung tribologischer Kennwerte	+	+	--
Bestimmung akustischer Kennwerte	+	-	--
Wiederholbarkeit	++	+	-
Entwicklungsphase	++	+	--
Kosten	++	+	--

- **Simulative Verfahren**

Die in der frühen Phase eingesetzten simulativen Methoden sind bislang nicht in der Lage, verlässliche Aussagen über das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen am Gesamtfahrzeug zu machen. Zumeist können zwar kritische Kontaktstellen identifiziert werden, jedoch führt das hohe Maß der Nichtlinearitäten von Material- und Reibungsverhalten [25, 26, 90] zu einem enormen Simulationsaufwand mit begrenzter Prognosegüte. Oftmals wird bei der hierfür verwendeten Simulation der relativen Bewegung zwischen zwei Bauteilen deren Reibung vernachlässigt, sodass die tatsächlich auftretenden Relativwege stark überzeichnet werden. Falls die Reibung im Kontakt simulativ berücksichtigt wird, sind essentielle Daten zu den Systembedingungen meist nicht bekannt, wie

z.B. die kraft- und geschwindigkeitsabhängige Reibcharakteristik oder nichtlineare Kontaktbedingungen einer Komponentenpaarung [91]. Bei elastomeren Werkstoffen muss zusätzlich die Nichtlinearität des viskoelastischen Werkstoffverhaltens berücksichtigt werden, was die Komplexität der Simulationen weiter erhöht.

- **Komponententest**

Auf Komponentenebene findet stets eine Vereinfachung der Randbedingungen im Vergleich zum Gesamtfahrzeug statt. Essentielle Parameter wie z.B. die Geometrien der Reibpartner werden nicht berücksichtigt und meist idealisiert als Platten- oder Kugelgeometrie untersucht. Infolgedessen können lediglich Mechanismen experimentell nachgebildet werden, die aus den Wechselwirkungen an der Grenzfläche der beiden Reibpartner resultieren, d.h. Stick-Slip-Mechanismen und quasiperiodische Schwingungen aufgrund einer negativen Beziehung zwischen Reibungskoeffizient und Relativgeschwindigkeit. Reibungsinduzierte Schwingungen, die aufgrund strukturdynamischer Eigenschaften auftreten, können nicht analog zum Realsystem generiert werden. Dies begründet sehr wahrscheinlich die Beobachtung, dass nicht alle am Gesamtfahrzeug auftretenden Störgeräusche in bisherigen Messsystemen repliziert werden können. Bekannte Messsysteme inkludieren weiterhin zumeist nicht das Relativbewegungsmuster zwischen den Reibpartnern im Zeit- und Frequenzbereich. Somit wird nicht die Gesamtheit der Systemrandbedingungen abgebildet, was aufgrund der komplexen Wirkzusammenhänge und Nicht-Linearitäten bei reibungsinduzierten Schwingungen zu unzuverlässigen Aussagen über das Verhalten im Fahrzeug führt. Darüberhinaus sind bisherige Messsysteme bislang meist nicht für eine simultane Untersuchung tribologischer und akustischer Charakteristika ausgelegt. Messsysteme, die in einer tribologischen Charakterisierung der Reibpartner resultieren, weisen oft starke Hintergrundgeräusche auf, die trotz aufwendiger Auswertelgorithmen keine objektive akustische Untersuchung zulassen. Umgekehrt ist bei akustischen Messsystemen zumeist keine tribologische Charakterisierung des Reibkontakts möglich. Eine Korrelation der akustischen und tribologischen Gegebenheiten einer Reibpaarung kann dadurch zumeist nicht stattfinden.

- **Messung am Gesamtfahrzeug**

Analysen am Gesamtfahrzeug stellen die verlässlichste Methode dar, um Störgeräusche abzubilden, da hier das Realsystem untersucht wird und somit alle Randbedingungen erfüllt werden. Die Untersuchungen können jedoch erst in einer sehr späten Entwicklungsphase stattfinden, in der bereits Testfahrzeuge vorhanden sind. Der größte Nachteil ist hierbei die begrenzte Möglichkeit der Gegenmaßnahmen, da in diesem Entwicklungsstadium eine große Zahl der Randbedingungen (z.B. Geometrien, Anlagekräfte, Materialien) nicht mehr verändert werden kann. Ist eine Änderung der Randbedingungen dennoch notwendig, entstehen hierbei weitaus höhere Kosten als bei einer Änderung in einer früheren Phase. Des Weiteren gestaltet sich bei Auftreten von Störgeräuschen die Ermittlung der Ursachen komplex, da im Gesamtfahrzeug vorhandene Randparameter nicht mehr stufenweise zu parametrisieren sind und eine Ursachen-Wirkungs-Zuordnung

nur schwer möglich ist. Die Reproduzierbarkeit der Gesamtfahrzeugtests ist bei Straßenfahrten sehr gering (unterschiedliche Testfahrer, Fahrgeschwindigkeiten, Fahrbahnbedingungen, Klimabedingungen). Eine Verbesserung der Reproduzierbarkeit kann durch den Einsatz von Gesamtfahrzeug-Shakern in klimatisierter Umgebung erfolgen, jedoch stehen hier hohe Kosten und begrenzte Anlagenverfügbarkeiten gegenüber. Ein weiterer Nachteil bei der Gesamtfahrzeuganalyse ergibt sich durch die Schwierigkeit der objektivierte Lokalisierung und Bewertung auftretender Geräusche. Oft muss daher auf die subjektive Bewertung einer Expertenjury zurückgegriffen werden. Außerdem können keine vergleichenden, analytisch motivierten Untersuchungen durchgeführt werden, da aufgrund der Komplexität der Fahrzeugstruktur die Randbedingungen zwischen den Versuchen nicht konstant gehalten werden können.

Der beschriebene Stand von Forschung und Technik zeigt, dass bislang kein Verfahren bekannt ist, welches das tribologische Verhalten von automobilen Türdichtkontakten in einem reproduzierbaren und kontrollierbaren Laborumfeld unter Berücksichtigung aller relevanten Fahrzeugbedingungen abbilden kann. Daher können auftretende Reibungseffekte wie Stick-Slip und resultierende Störgeräusche an diesen Dichtkontakten bislang nicht adäquat beschrieben und untersucht werden.

4 Charakterisierung des Realsystems

Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, ist zur Untersuchung eines Tribosystems die Analyse des Realsystems und die anschließende Überführung in ein Modellsystem notwendig. Um einen adäquaten Transfer vom Realsystem hin zum Modellsystem für den Türdichtkontakt zu schaffen, erfolgt daher in diesem Kapitel eine detaillierte Charakterisierung der extrinsischen Randbedingungen am Gesamtfahrzeug. Intrinsische Faktoren werden nicht untersucht, da am zu entwickelnden Tribometer Dichtungsproben aus dem Realsystem verwendet werden sollen. Am Labortribometer findet daher keine Reduzierung intrinsischer Faktoren statt. Kapitel 4.1 beschreibt hierzu die getroffenen Annahmen am Fahrzeug. In Kapitel 4.2 wird die statische Beanspruchung an ausgewählten Dichtkontakten des Realsystems ermittelt. Das dynamische Beanspruchungskollektiv verschiedener Fahrzeugtypen wird in Kapitel 4.3 untersucht, wobei zunächst ein Verfahren zur präzisen und wiederholbaren Messung am Realsystem entwickelt wird. Die klimatischen Randbedingungen am Realsystem werden in Kapitel 4.4 ermittelt.

4.1 Vorgehen und Annahmen

Da Türdichtsysteme moderner Fahrzeuge eine hohe Komplexität aufweisen und über den kompletten Fahrzeuglebenszyklus verschiedensten Umweltbedingungen ausgesetzt sind, können im Rahmen der Arbeit nicht alle Dichtungstypen, Kontaktstellen und Randbedingungen untersucht werden. Daher werden durch die folgenden Annahmen die Anzahl der betrachteten Parameter reduziert. Die Annahmen sind so gewählt, dass die Ergebnisse der Arbeit später auf einen Großteil der Tribokontakte an Fahrzeugen ausgeweitet werden können. Somit ist es möglich die angewandten Methoden und Ergebnisse (insbesondere extrinsische Einflüsse) für andere Dichtkontakte zu generalisieren.

- Betrachtet werden Dichtkontakte im oberen Türbereich. Hier ist der Abstand zum Insassenohr am geringsten und Störgeräusche werden verstärkt wahrgenommen.
- Dichtungskomponenten, die gegen Glasscheiben abdichten, werden nicht betrachtet. Grund hierfür ist die bekannte geringe Reproduzierbarkeit tribologischer Untersuchungen auf Glasoberflächen aufgrund des stark hydrophilen Charakters der SiO_x -Oberflächenmoleküle [134].
- Die Untersuchung der extrinsischen Randbedingungen findet stets an der linken, vorderen Fahrzeugseite statt. Aufgrund der Fahrzeugsymmetrie können die Randbedingungen als äquivalent zur rechten Fahrzeugseite angenommen werden.

- Das dynamische Beanspruchungskollektiv wird am Gesamtfahrzeug für Kopfsteinpflasterstrecken ermittelt. Bei Fahrten über Kopfsteinpflaster (*KSP*) treten aufgrund des unruhigen Fahrbahnuntergrunds mehr Relativbewegungen an den Dichtkontakten auf als beispielsweise bei Autobahnfahrten. Dies führt zu einem höheren Risiko von Störgeräuschen. Zudem sind die Fahrzeuggeschwindigkeiten bei Kopfsteinpflasterfahrten vergleichsweise gering, sodass Antriebs- und Windgeräusche sehr leise sind. Auftretende Störgeräusche werden somit schlechter maskiert und daher verstärkt wahrgenommen.
- Für alle Versuche an Versuchsfahrzeugen wird stets eine konstante relative Umgebungsfeuchte von 50 % gewählt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die extrinsischen Randbedingungen acht verschiedener Versuchsfahrzeuge untersucht. Um ein Spektrum verschiedener Fahrzeugtypen abzubilden, werden je zwei Fahrzeug aus der Kompaktklasse, Mittelklasse, Oberklasse und Geländewagenklasse ausgewählt. Eine Übersicht der ausgewählten Fahrzeuge ist in Tabelle 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.1: Übersicht der untersuchten Fahrzeuge

Nr.	Fahrzeugklasse	Nomenklatur
1	Kompaktklasse	KKL-A
2	Kompaktklasse	KKL-B
3	Mittelklasse	MKL-A
4	Mittelklasse	MKL-B
5	Oberklasse	OKL-A
6	Oberklasse	OKL-B
7	Geländewagen	SUV-A
8	Geländewagen	SUV-B

4.2 Statische Beanspruchung

Als statische Randbedingung wirkt am Realsystem die für die Dichtwirkung benötigte Vorspannung der elastomeren Dichtung. Diese erzeugt einen Anpressdruck zwischen der Dichtungsoberfläche und ihrer Gegenfläche. Aufgrund der komplexen und sich über die Dichtungslänge ändernden Geometrien am Türdichtsystem kann die Kontaktfläche zwischen Dichtung und Gegenfläche oftmals nicht eindeutig beschrieben werden. Daher wird statt des Anpressdrucks die gemittelte Normalkraft pro Längeneinheit des Kontakts angegeben. Zudem unterliegen die elastomeren Dichtkontakte in Abhängigkeit der Beanspruchung und Umgebungsbedingungen stets einer zeitlichen Änderung ihrer Eigenschaften. Ein Beispiel hierfür ist eine bleibende, plastische Deformation und eine resultierende

Reduktion der Anpresskraft, wenn die Dichtung für längere Zeit gegen einen Reibpartner gedrückt wird. Ein Vergleich von Kraftwerten ist daher lediglich bei identischen Dichtungs- und Reibpartnergeometrien sinnvoll, die dieselben Beanspruchungen und Umgebungsbedingungen erfahren haben.

Um diese Problematik zu umgehen wird bei automobilen Dichtkontakten nicht die Normalkraft selbst konstruktiv vorgegeben, sondern stets die relative Lage von Dichtung und Reibpartner (statische Relativlage) als sogenanntes Dichtmaß definiert. Die Normalkraft ist somit lediglich die aus dem Dichtmaß resultierende Größe.

Das Labortribometer muss in der Lage sein, die statische Relativlage zweier Proben unter den resultierenden Normalkräften aufrecht zu erhalten. Für die Auslegung des Tribometers ist es daher notwendig, die an verschiedenen Dichtkontakten wirkenden Normalkräfte im Fahrzeug zu kennen. Hierfür werden die konstruktiv vorgegebenen Normalkräfte der acht Versuchsfahrzeuge am Kantenschutz, der Türhauptdichtung sowie der Fensterführung (Dachanlage) analysiert. In Tabelle 4.2 sind die Normalkräfte pro 100 mm Kontaktlänge zusammengefasst. Im Mittel liegen Normalkräfte von etwa 5 N vor, die höchste Normalkraft liegt bei 12,5 N. Das Labortribometer sollte daher in der Lage sein, statische Normalkräfte von bis zu 12,5 N pro 100 mm Kontaktlänge aufzubringen und auch bei gleichzeitiger dynamischer Lastaufbringung diese statische Vorspannung aufrechtzuerhalten.

Tabelle 4.2: Normalkräfte der Dichtkontakte der Versuchsfahrzeuge pro 100 mm Kontaktlänge.

Fahrzeug	Kraft / N		
	Fensterführung	Kantenschutz	Türhauptdichtung
KKL-A	4,5	6,0	5,0
KKL-B	5,0	12,5	nicht vorhanden
MKL-A	4,5	6,2	6,5
MKL-B	4,5	5,5	5,5
OKL-A	2,0	6,8	5,5
OKL-B	2,5	5,5	5,0
SUV-A	4,5	6,0	5,0
SUV-B	4,5	5,0	5,0

4.3 Dynamische Beanspruchung

Ein besonderes Augenmerk bei der Analyse des Realsystems liegt auf der Identifikation des dynamischen Beanspruchungskollektivs der Dichtkontakte. Da bekannte simulative Verfahren die Kontaktbedingungen zwischen Bauteilen nicht oder lediglich linearisiert berücksichtigen und somit die tatsächlich auftretenden relativen Verschiebungen überschätzen, werden die relativen Bewegungen experimentell bestimmt. Das Vorgehen hierzu

ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Zunächst wird die fahrbahndynamische Anregung der Versuchsfahrzeuge auf einem Prüfstand erläutert. Anschließend wird ein Verfahren zur präzisen Ermittlung der dynamischen Beanspruchung beschrieben. Nach erfolgter Validierung der Messmethode werden die dynamischen Beanspruchungen an verschiedenen Versuchsfahrzeugen und Messstellen ermittelt und verglichen.

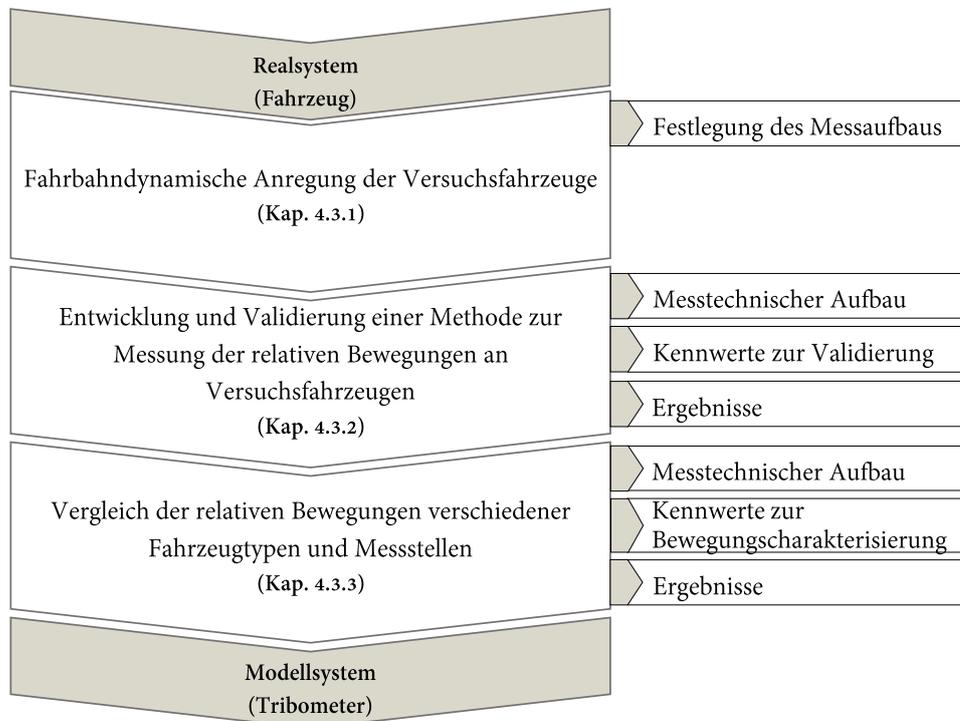


Abbildung 4.1: Schema zur Ermittlung des dynamischen Beanspruchungskollektivs.

4.3.1 Fahrbahndynamische Anregung des Gesamtfahrzeugs

Die fahrbahndynamische Anregung des Gesamtfahrzeugs erfolgt aufgrund der besseren Kontrollierbarkeit und Reproduzierbarkeit nicht auf Teststrecken, sondern auf einer Gesamtfahrzeug-Hydropulsanlage. Die Anlage besteht aus vier hydraulischen Stempeln (Schwingteller), auf denen das Fahrzeug mit den Rädern ohne weitere Fixierung steht (vgl. Abbildung 4.2). Die Anlage bildet das Überfahren charakteristischer Fahrbahnen durch vertikale Hubbewegungen der Stempel ab. Zwar findet die Fahrzeuganregung lediglich in vertikaler Richtung statt (z-Richtung, siehe Abbildung 4.2), jedoch werden durch die unterschiedlichen Bewegungen jedes einzelnen Stempels Kippmomente am Fahrzeug erzeugt [116]. Dadurch werden am Fahrzeug, insbesondere an den Türen, horizontale Bewegungen (x- und y-Richtung) induziert, sodass die für reibungserregte Schwingungen relevanten Bewegungen nachgebildet werden können.

Das Fahrzeug ist während der dynamischen Anregung nicht in Betrieb, es sind somit keine Antriebs-, Abroll- oder Windgeräusche vorhanden. Dadurch sind Vierstempel-Hydropulsanlagen insbesondere für straßennahe akustische Störgeräuschuntersuchungen

geeignet [116].

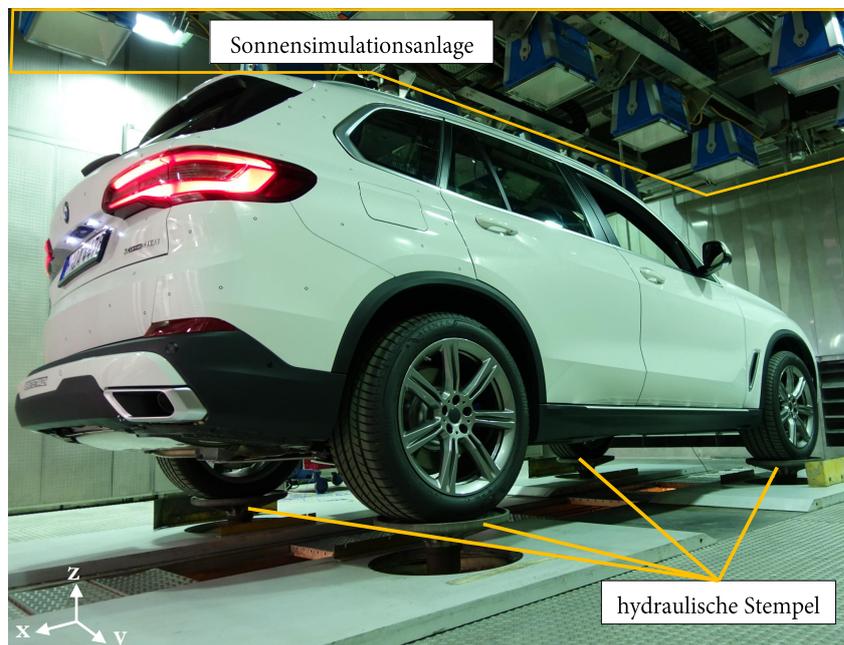


Abbildung 4.2: Vierstempel-Hydropulsanlage mit Klimakammer und Sonnensimulationsanlage.

Die Sollsignale der Anregung werden im Allgemeinen durch Messung von Beschleunigungszeitsignalen an den vier Bremssätteln des Gesamtfahrzeugs im Rahmen von Teststreckenfahrten generiert. Die Regelung der ermittelten Beschleunigungszeitsignale (Soll-Signale) erfolgt in der Versuchsanlage iterativ [119, 138]. Dies bedeutet, dass das Stellsignal der Hubbewegung nach jedem Signaldurchlauf solange angepasst wird, bis das Outputsignal der Beschleunigungen an der Anlage dem auf der Teststrecke gemessenen Signal entspricht. Als Ist-Signale in der Versuchsanlage fungieren dabei im Normalfall vier Beschleunigungssensoren, die ebenfalls an den vier Bremssätteln fixiert werden. Dies gewährleistet, dass die Anregung durch die Hydraulikstempel der fahrzeugspezifischen Anregung auf der Teststrecke entspricht und der Übertragungspfad zwischen Schwingteller und Bremssattel nicht berücksichtigt werden muss.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird abweichend von diesem Vorgehen nicht für jedes untersuchte Fahrzeug eine fahrzeugspezifische iterative Regelung vorgenommen. Die Iteration eines auf der Teststrecke gemessenen Signals wird lediglich für ein Fahrzeug vorgenommen. Jedes weitere untersuchte Fahrzeug wird ebenfalls mit diesem iterierten Anregungssignal (Referenzsignal) beaufschlagt, d.h. die Anregung wird lediglich gesteuert, nicht aber geregelt. Dieses Vorgehen stellt sicher, dass jedes auf der Anlage befindliche Fahrzeug durch gleiche Stempelhuben angeregt wird. So kann die Relativbewegung am Dichtsystem verschiedener Fahrzeugtypen als Antwort auf die identische eingebrachte Anregung direkt miteinander verglichen werden. Das Leistungsdichtespektrum der im

Rahmen der Arbeit verwendeten fahrbahndynamischen Anregung ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die zugehörigen Zeitsignale sind im Anhang A.4 abgebildet.

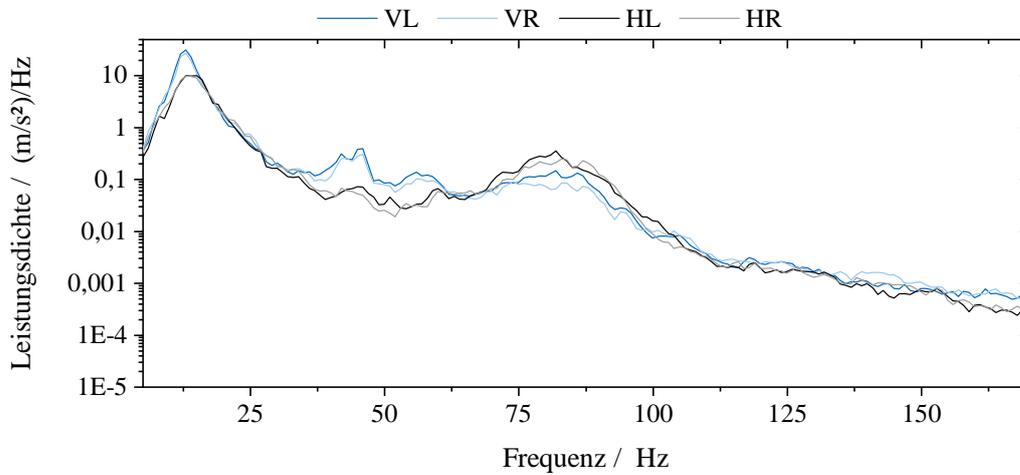


Abbildung 4.3: Leistungsdichtespektren der fahrbahndynamischen Anregung der Versuchsfahrzeuge.

4.3.2 Methodenentwicklung indirekte Bewegungsmessung

Bewegungen können messtechnisch grundsätzlich mithilfe zweier unterschiedlicher Methoden gemessen werden. Bei der *direkten Wegmessung* wird die Distanz zwischen zwei Körpern (meist optisch oder potentiometrisch) ermittelt, die Messgröße ist dabei direkt proportional zur Distanz und wird daher als Längenmaß ausgegeben. Bei der *indirekten Wegmessung* hingegen wird die Beschleunigung eines Körpers gemessen und anschließend durch zweifache Integration dessen Position berechnet.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die indirekte Bewegungsmessung aufgrund zweier Gesichtspunkte der direkten Bewegungsmessung vorgezogen:

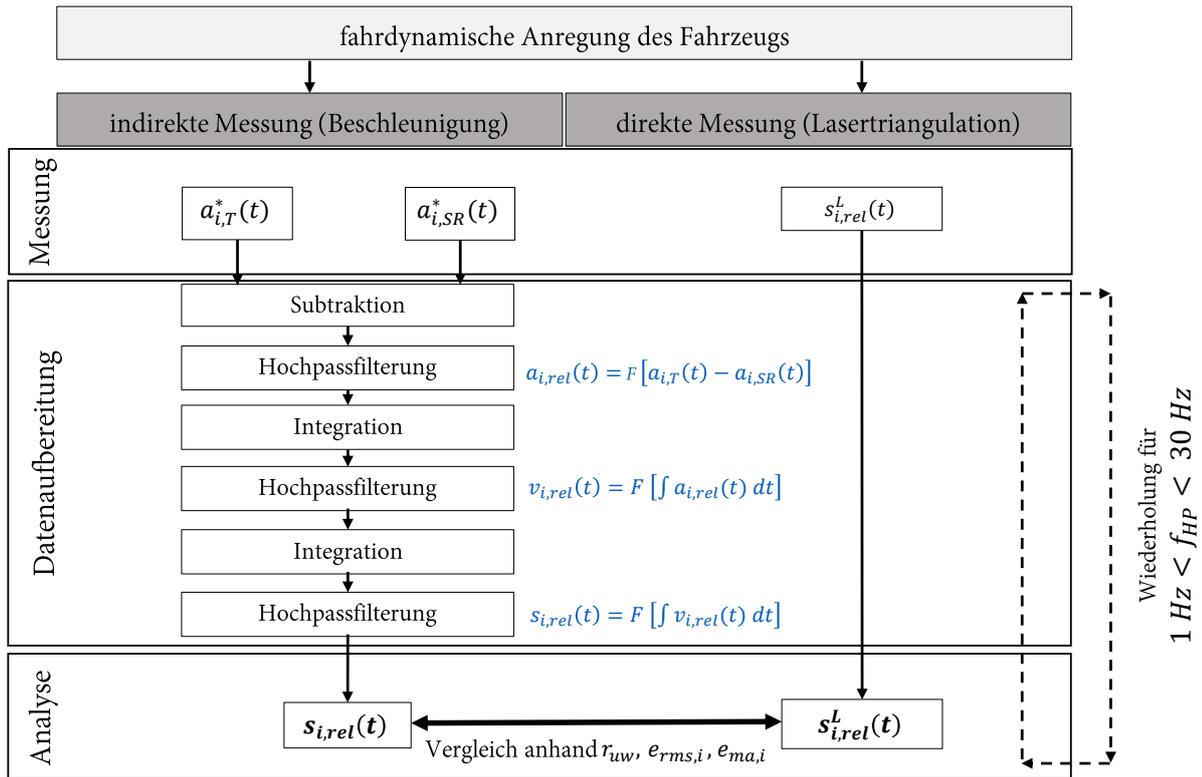
- Infolge stochastischer Anregungen (wie hier bei Kopfsteinpflasterfahrten) werden am Fahrzeug geringe Relativwegamplituden erwartet, jedoch treten aufgrund der oszillierenden Bewegungsabfolge vergleichsweise hohe Beschleunigungen auf. Mithilfe der Beschleunigungsmessung wird daher ein besseres Signal-Rauschverhältnis als bei der direkten Wegmessung erzielt.
- Die Bewegungen am Labortribometer sollen später mittels Shakerantrieben nachgebildet werden. Hierfür ermöglicht eine Regelung von Beschleunigungen aufgrund des höheren Signal-Rauschverhältnisses weitaus präzisere Ergebnisse als eine Wegregelung.

Bei der Anwendung der indirekten Wegmessung mittels Beschleunigungssensoren entstehen durch das Auftreten von Gleichspannungsanteilen im Beschleunigungssignal stets Abweichungen vom wahren Messwert [139–141]. Niederfrequente Anteile im Messsignal werden zu stark gewichtet und die gemessenen Signale ergeben weitaus höhere Wegamplituden als am Messobjekt tatsächlich auftretend. Die tieffrequenten Signalanteile, die als

nahezu konstantes Signal über den Messzeitraum betrachtet werden können, resultieren so bei zweifacher Integration in einem quadratischen Signalverlauf des berechneten Wegsignals.

Damit am Labortribometer später die tatsächlich am Fahrzeug auftretenden Wegamplituden mittels eines Beschleunigungssignals abgebildet werden können, müssen daher zunächst die tieffrequenten Anteile aus dem Beschleunigungssignal entfernt werden. In der Literatur sind verschiedene Verfahren zur Bereinigung von Beschleunigungssignalen bekannt, wie beispielsweise die Subtraktion des Effektivwertes vom Messsignal über den gesamten Messzeitraum [142], die Hochpassfilterung des Rohdatenzeitsignals [141, 142] oder die Berechnung mithilfe einer Transformation in den Frequenzbereich [140].

In der vorliegenden Arbeit soll die Entfernung der Gleichspannungsanteile durch eine Hochpassfilterung des Zeitsignals vor jeder Integration implementiert werden. Die Grenzfrequenz der Hochpassfilterung f_{hp} muss dabei so gewählt werden, dass zwar die niederfrequenten Signalanteile ausreichend eliminiert werden, aber gleichzeitig keine für die Bewegung relevanten Signalanteile entfernt werden. Um die adäquate Grenzfrequenz der Hochpassfilterung zu identifizieren, erfolgt deshalb zunächst ein Vergleich der indirekten Wegmessung mit einem Referenzmesssystem an einem Versuchsfahrzeug. Als Referenzmesssystem fungiert ein Messaufbau aus Lasertriangulationssensoren, mithilfe dessen die Relativbewegung direkt als Wegsignal gemessen werden kann. Abbildung 4.4 zeigt das grundlegende Schema zur Ermittlung der adäquaten Hochpass-Filterfrequenz. Zunächst erfolgt die gleichzeitige Messung am Fahrzeug mit Beschleunigungssensoren und Lasertriangulationssensoren in allen drei Raumrichtungen x , y und z . Durch die Aufbereitung und Umrechnung der Beschleunigungsdaten in Wegsignale können die Bewegungsdaten direkt mit den durch Lasertriangulation gemessenen Wegen verglichen werden. Die geeignete Hochpass-Filterfrequenz wird als diejenige Filterfrequenz im Bereich zwischen 1 Hz und 30 Hz definiert, für die die Abweichung zwischen der indirekten und direkten Wegmessung minimal ist. Die Abweichung zwischen den Signalen wird dabei anhand der in Abschnitt 4.3.2.2 definierten Kennwerte charakterisiert.



F : Hochpassfilter (Butterworth, 6. Ordnung)

Abbildung 4.4: Schema zur Ermittlung der adäquaten Hochpass-Grenzfrequenz bei der indirekten Wegmessung. i entspricht der jeweils betrachteten Bewegungsrichtung x , y oder z .

4.3.2.1 Messtechnischer Aufbau

Der Messaufbau ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Zur direkten Wegmessung werden drei Lasertriangulationssensoren mithilfe von Kunststoff-Messadaptern im Bereich der B-Säule am Seitenrahmen des Fahrzeugs befestigt. Die Messadapter sind fahrzeugspezifisch konstruiert, liegen flächig am Seitenrahmen an und werden mit diesem verschraubt. Die Lasertriangulationssensoren messen die Distanz $s_{i,rel}^{laser}$ zu türseitig verschraubten Referenzflächen aus Kunststoff, die ebenfalls fahrzeugspezifisch konstruiert sind. Durch die steife Anbindung aller Messadapter und Referenzflächen am Fahrzeug wird das Schwingen der Messadapter minimiert und kann daher vernachlässigt werden.

Die indirekte Bewegungsmessung mithilfe der Beschleunigung erfolgt karosserieseitig mit drei Beschleunigungssensoren, die an den Lasertriangulationssensoren verklebt werden ($a_{x,SR}, a_{y,SR}, a_{z,SR}$). Die türseitigen Beschleunigungssensoren werden an den Referenzflächen des Lasertriangulationssensoren angebracht. Auf diese Weise können Abweichungen durch die Messung an versetzten Messstellen sowie damit einhergehender Verkipfung zwischen Beschleunigungs- und Lasertriangulationssensoren vernachlässigt werden. Die Kalibrierung der Sensoren in der Messkette findet mithilfe eines Schwingungskalibrators

(Typ 4294, Brüel & Kjaer) bei einer Frequenz von 159,2 Hz und einer Amplitude von $10 \frac{m}{s^2}$ statt. Eine Übersicht der verwendeten Sensoren und Versuchsparameter ist in Tabelle 4.3 dargestellt. Jede Messung wird fünf Mal durchgeführt, um die Wiederholbarkeit der Messmethode zu überprüfen.

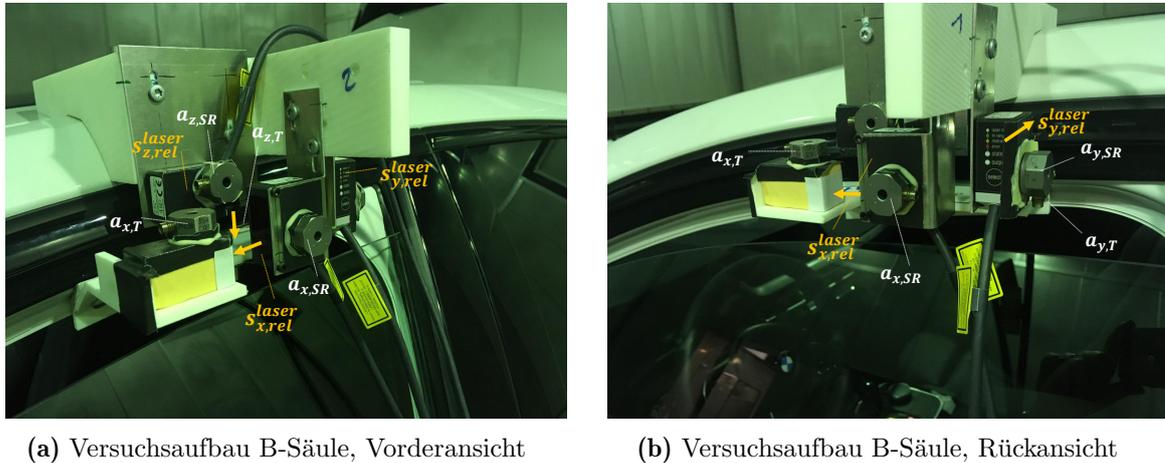


Abbildung 4.5: Messaufbau A zur Methodenentwicklung der indirekten Bewegungsmessung.

Tabelle 4.3: Übersicht des verwendeten Versuchsequipments sowie der Versuchsparameter zur Ermittlung der Relativbewegung

	indirekte Messung (Beschleunigung)	direkte Messung (Weg)
Sensorbezeichnung	<i>PCB Piezotronics 354C03</i>	<i>micro-epsilon ILD1320</i>
Messrate	1024 Hz	1200 Hz

4.3.2.2 Kennwerte zum Vergleich der indirekten und direkten Bewegungsmessung

Zur Bestimmung der Abweichung zwischen indirekter und direkter Bewegungsmessung wird das in Abbildung 4.4 dargestellte Schema verwendet. Hierbei erfolgt im ersten Schritt die gleichzeitige Messung der Beschleunigungs- und Wegsignale, wie in Abschnitt 4.3.2.1 beschrieben. Anschließend wird für jede der drei Bewegungsrichtungen das Beschleunigungssignal des türseitigen Sensors vom Seitenrahmensensor subtrahiert. Durch anschließende Hochpassfilterung mit der Filterfrequenz f_{hp} wird das Relativbeschleunigungssignal erhalten, das später auch als Regelgröße am Labortribometer verwendet werden soll. Mittels zweifacher Integration (Trapezverfahren) dieses Signals mit jeweils anschließender Hochpassfilterung wird das Relativwegsignal einer Messstelle in x-, y- und z-Richtung

erhalten. Die Hochpassfilterung wird dabei stets als rekursiver Butterworth-Filter 6. Ordnung ausgeführt. Insgesamt wird die Datenaufbereitung für Hochpass-Filterfrequenzen f_{hp} von 1 bis 30 Hz durchgeführt. Die so aufbereiteten Relativwegsignale aus der Beschleunigungsmessung werden mit den zugehörigen Relativwegsignalen der Lasertriangulationsensoren verglichen. Die adäquate Filterfrequenz wird dabei mithilfe von drei Kennwerten quantifiziert, die die Abweichungen der Signale aus der direkten und indirekten Messung miteinander vergleichen:

1.) *Kreuzkorrelationskoeffizient r_{ii}*

Zunächst werden die auf die Effektivwerte der Einzelsignale normierten Kreuzkorrelationskoeffizienten r_{xx} , r_{yy} und r_{zz} der diskreten Zeitsignale aus der indirekten und der direkten Wegmessung in jeder Bewegungsrichtung berechnet. Der Maximalwert der normierten, diskreten Kreuzkorrelation dient dabei als Maß für die lineare Abhängigkeit der beiden Einzelsignale und wird durch Gleichung 4.1 ausgedrückt:

$$r_{uw} = \max[r_{uw,k}] = \max \left[\frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (u_{j+k} \cdot w_j)}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N u_j^2 \cdot \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N w_j^2}} \right] \quad (4.1)$$

Hierbei entspricht N der Werteanzahl des (kürzeren) Messsignals, u_j dem Wegsignal aus der indirekten Wegmessung zum Zeitpunkt j sowie w_j dem Wegsignal aus der direkten Wegmessung zum Zeitpunkt j . k entspricht einer Zählvariablen, die das Zeitsignal u_j um je einen diskreten Zeitpunkt relativ zu w_j verschiebt. Für das Maximum von $r_{uw,k}$ liegt die größte Übereinstimmung der beiden Zeitsignale vor, die Zeitsignale können somit durch die Verschiebung von u_j um k diskrete Zeitwerte synchronisiert werden. Der normierte Kreuzkorrelationskoeffizient kann Werte zwischen -1 und $+1$ annehmen. Ein Wert von $+1$ bedeutet dabei eine exakte lineare Abhängigkeit der beiden Signale über den kompletten Zeitbereich, bei der die Signale keine Phasenverschiebung aufweisen. Beträgt der Korrelationskoeffizient dagegen -1 , so sind die beiden Signale ebenfalls exakt linear abhängig, jedoch gegenphasig. Ein Korrelationskoeffizient mit dem Wert 0 bedeutet hingegen, dass kein linearer Zusammenhang zwischen den beiden betrachteten Zeitsignalen besteht. Der Kreuzkorrelationskoeffizient liefert zwar eine Aussage über die lineare Abhängigkeit zweier Zeitsignale, jedoch lässt er keinen Rückschluss zu, ob zwei betrachtete Zeitsignale tatsächlich übereinstimmen. So kann r_{uw} auch den Wert 1 betragen, wenn u ein skalares Vielfaches von w ist.

2.) *Zeitbezogener rms-Fehler $e_{rms,i}$*

Aufgrund der Nachteile des Kreuzkorrelationskoeffizienten wird zur Quantifizierung der Übereinstimmung der direkten und indirekten Wegmessung zusätzlich der zeitbezogene RMS-Fehler $e_{rms,i}$ (root mean square) anhand Gleichung 4.2 definiert.

Dieser Wert wird häufig als Einzelwert-Charakterisierung zum Vergleich zweier Messsignale verwendet [143]:

$$e_{rms,i} = \frac{\sqrt{\sum_{j=0}^N (w_j - u_j)^2}}{\sqrt{\sum_{j=0}^N w_j^2}} \quad (4.2)$$

Für kleine $e_{rms,i}$ -Fehler kann eine sehr gute Übereinstimmung zweier Zeitsignale gefolgert werden. Bei größeren Fehlerwerten ist der Wert nicht mehr einfach zu interpretieren, da vielfältige Ursachen zugrunde liegen können. Beispielsweise wird für zwei identische Zeitsignale schon bei geringer Phasenverschiebung ein mitunter großer $e_{rms,i}$ -Wert erreicht. Ebenfalls ist der Fehlerwert sensitiv gegenüber Peak-Dämpfungen oder -erhöhungen. Eine detaillierte Betrachtung zur Interpretation des zeitbezogenen rms-Fehlers wird in [88] gegeben.

3.) *mittlere absolute Abweichung* $e_{ma,i}$

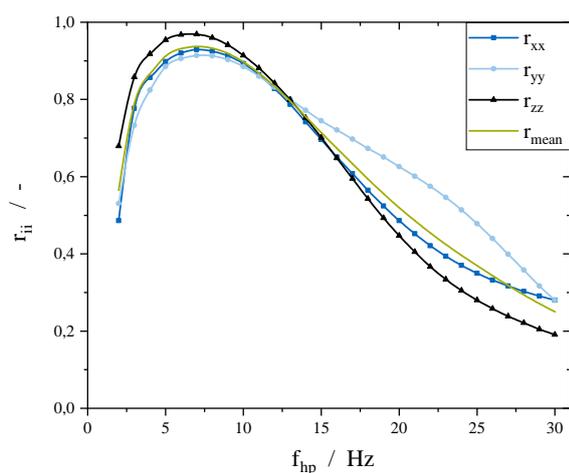
Um eine leichtere Interpretation des Messsignalvergleichs aus der direkten und indirekten Wegmessung zu ermöglichen, wird neben r_{uw} und $e_{rms,i}$ die mittlere absolute Abweichung $e_{ma,i}$ (mean absolute error) zweier Zeitsignale nach Gleichung 4.3 definiert. Sie gibt an, um welches Längenmaß sich die beiden Zeitsignale im Mittel (d.h. gemittelt über die Anzahl der diskreten Zeitpunkte) unterscheiden:

$$e_{ma,i} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N |w_j - u_j| \quad (4.3)$$

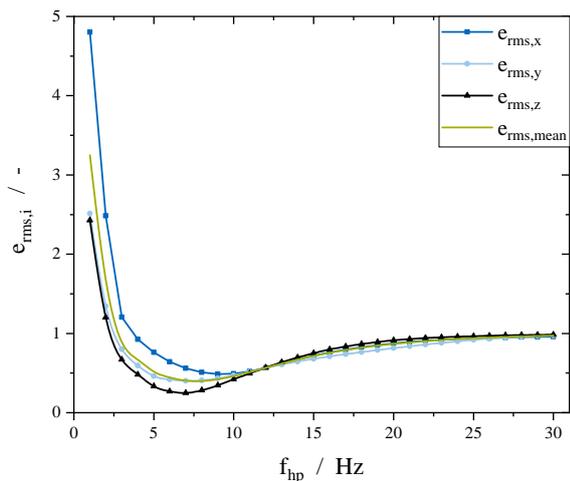
4.3.2.3 Ergebnisse

Um die Methode der indirekten Bewegungsmessung mittels Beschleunigungssensoren zu entwickeln und zu validieren, wurden die Messungen an Fahrzeug KKL-A entsprechend des in Abschnitt 4.3.2.1 beschriebenen Prozesses durchgeführt. Abbildung 4.6 fasst die Ergebnisse der Messungen zusammen. Betrachtet werden lediglich Frequenzen bis 80 Hz, da Bewegungen am Fahrzeug im Allgemeinen keine höherfrequenten Anteile aufweisen [9, 118].

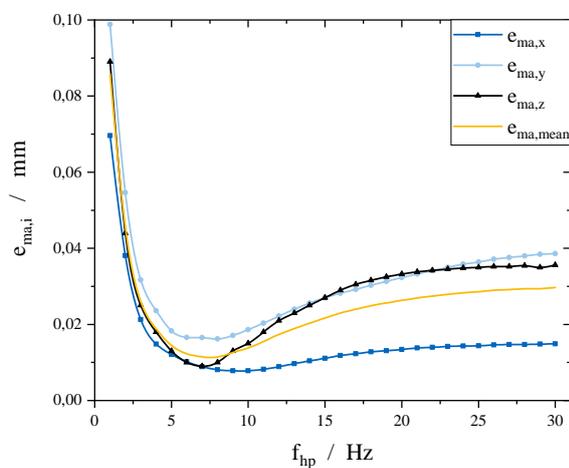
Der Kreuzkorrelationskoeffizient (Abbildung 4.6a) steigt in allen Messrichtungen für kleine f_{hp} stark an, bis er bei 7 Hz ein Maximum von 0,93 in x-Richtung (y: 0,91, z: 0,97) erreicht und anschließend wieder abfällt. Eine Mittelung über die drei Achsenrichtungen ergibt einen maximalen Kreuzkorrelationskoeffizienten von 0,94 für eine Grenzfrequenz von 7 Hz, was eine deutliche lineare Abhängigkeit der beiden Zeitsignale bei einer Hochpassfilterung mit dieser Grenzfrequenz zeigt.



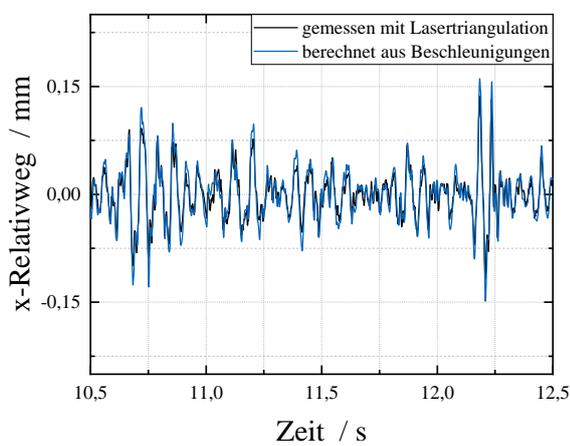
(a) Kreuzkorrelationskoeffizienten



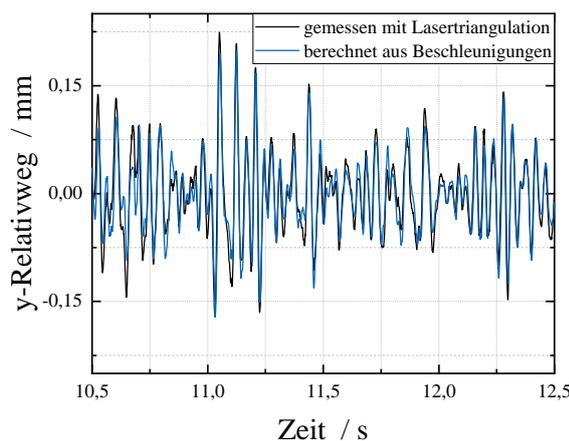
(b) zeitbezogener rms-Fehler



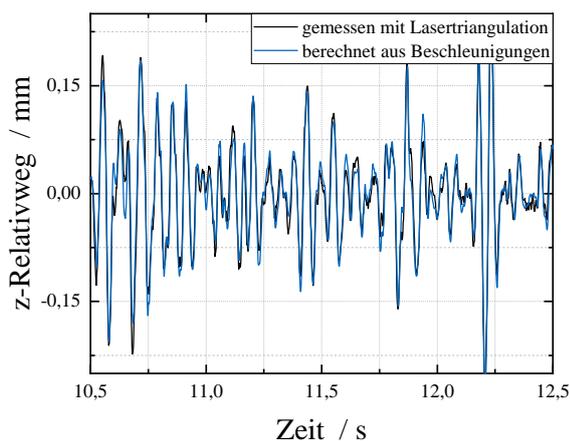
(c) mittlerer absoluter Fehler



(d) Vergleich der x-Positionszeitsignale für $f_{hp} = 7Hz$



(e) Vergleich der y-Positionszeitsignale für $f_{hp} = 7Hz$



(f) Vergleich der z-Positionszeitsignale für $f_{hp} = 7Hz$

Abbildung 4.6: Ergebnisse der Voruntersuchung an KKL-A zur Ermittlung von f_{hp} . r_{mean} , $e_{RMS,mean}$ sowie $e_{ma,mean}$ sind definiert als jeweiliges arithmetisches Mittel der drei Achsen-Kennwerte.

Die $e_{rms,i}$ -Fehler (Abbildung 4.6b) weisen für kleine Grenzfrequenzen hohe Werte auf, bei einer Hochpassfilterung mit 7 Hz wird ein gemittelt Minimum von 0,40 (x: 0,56, y: 0,40, z: 0,25) erzielt. Die insgesamt sehr niedrigen Wegamplituden begründen die Höhe der Fehlerwerte. Durch maximale Relativwege von etwa 0,2 mm ist der Nenner in Gleichung 4.2 sehr klein, womit $e_{rms,i}$ bei erster Betrachtung groß erscheint. Da die Relativwegamplituden in der Reihenfolge $x \rightarrow y \rightarrow z$ zunehmen, besteht somit der Zusammenhang $e_{rms,x} > e_{rms,y} > e_{rms,z}$.

Die mittleren absoluten Abweichungen $e_{ma,i}$ (Abbildung 4.6c) besitzen wie auch die zeitbezogenen rms-Fehler $e_{rms,i}$ ein Minimum für eine Grenzfrequenz von 7 Hz. Für die x-Richtung wird dabei eine Abweichung von $e_{ma,x} = 0,009$ mm erreicht ($e_{ma,y} = 0,017$ mm, $e_{ma,z} = 0,009$ mm).

Aufgrund der erläuterten Ergebnisse kann eine Grenzfrequenz von $f_{hp} = 7$ Hz für den Auswertungsprozess aus Abbildung 4.4 identifiziert werden, mithilfe derer die indirekte Messung der am Gesamtfahrzeug auftretenden Relativwege durchgeführt werden kann. Die Zeitsignalausschnitte in den Abbildungen 4.6d bis 4.6f verdeutlichen die hohe Übereinstimmung der aus der indirekten und direkten Messmethode erhaltenen Relativwege in allen drei Bewegungsrichtungen. Auftretende niederfrequente Signalanteile unterhalb 7 Hz sind Messartefakte im Beschleunigungssignal, die eine fehlerhafte Abbildung der Relativwege hervorrufen und somit aus dem Beschleunigungssignal entfernt werden müssen. Für die Untersuchungen der Relativbewegungen an weiteren Versuchsfahrzeugen wird daher die Messmethode mittels Beschleunigungssensoren in Kombination mit einer Grenzfrequenz von 7 Hz verwendet.

Ein Beispiel des gefilterten Relativbeschleunigungssignals von KKL-A ist im Anhang zu finden.

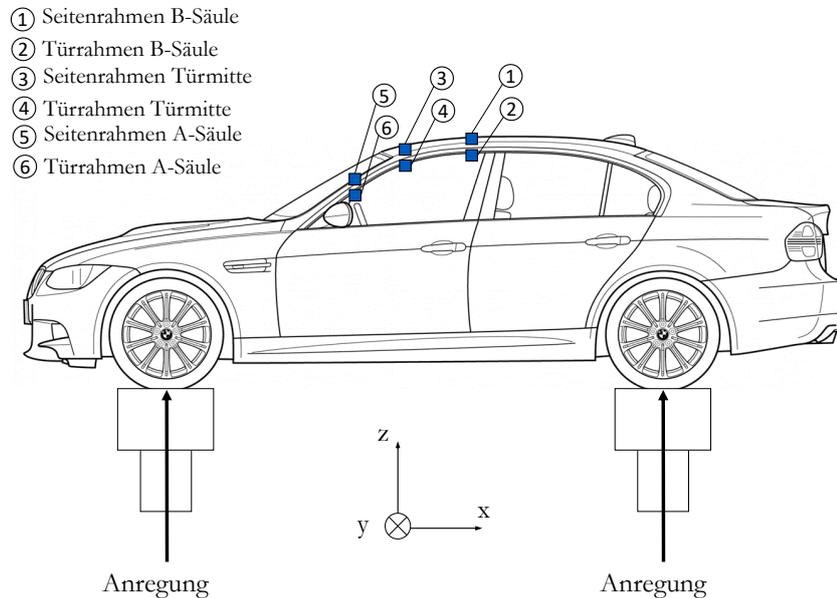
4.3.3 Bewegungsmessung an verschiedenen Fahrzeugtypen und Messstellen

Aufgrund der genannten Vorteile der indirekten Wegmessung werden nach erfolgter Validierung der indirekten Messmethode an Fahrzeug KKL-A alle weiteren Messungen lediglich mithilfe dieser Messmethode durchgeführt. Um ein dynamisches Beanspruchungsprofil für das Labortribometer ableiten zu können, werden die relativen Bewegungen am Dichtkontakt für verschiedene Fahrzeugtypen und verschiedene Messstellen ermittelt.

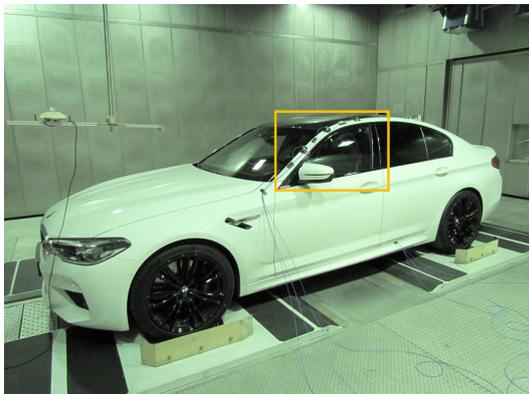
4.3.3.1 Messtechnischer Aufbau

Insgesamt werden die relativen Bewegungen am Dichtsystem an den acht Fahrzeugen aus Tabelle 4.1 untersucht. Zur Beschleunigungsmessung werden an der vorderen linken Tür im Dachbereich jedes Fahrzeugs drei Messstellen an der A-Säule, der Türmitte und der B-Säule definiert (Abbildung 4.7). An jeder Messstelle wird je ein triaxialer piezoelektrischer Beschleunigungsaufnehmer entsprechend des globalen Fahrzeugkoordinatensystems am Seitenrahmen sowie am Türrahmen befestigt. Die Kalibrierung der Sensoren in der

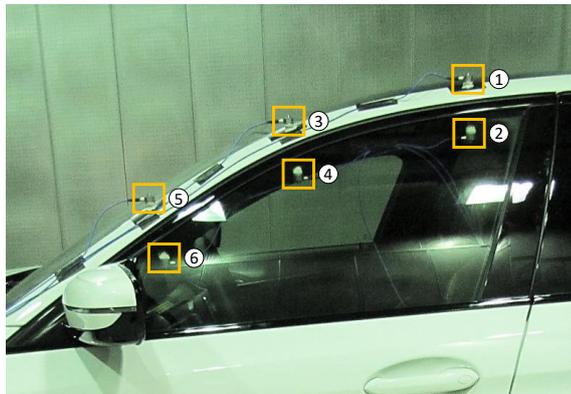
Messkette findet analog zum Messaufbau aus Kapitel 4.3.2 vor Beginn der Versuchsreihe an jedem Fahrzeug statt. Jede Messung wird zur Verifizierung der Wiederholbarkeit fünf Mal durchgeführt.



(a) Versuchsaufbau schematisch



(b) Versuchsaufbau, Übersicht



(c) Versuchsaufbau, Detail

Abbildung 4.7: Messaufbau B zur Messung des dynamischen Beanspruchungskollektivs verschiedener Fahrzeugtypen und Messstellen.

4.3.3.2 Kennwerte zur Beschreibung der dynamischen Beanspruchung

Bei der im Rahmen der Arbeit gewählten fahrbahndynamischen Anregung durch Kopfsteinpflasterfahrten handelt es sich um stochastische Anregungssignale, da das Signal $u(t)$ nicht durch eine mathematische Formel im Zeitbereich beschrieben werden kann. Die Anregung von Fahrzeugen durch stochastische Fahrbahnen kann dabei als stationärer, ergodischer Prozess angesehen werden [144, 145]. Vereinfachend werden deshalb

auch die resultierenden Relativbewegungen am Dichtsystem als stationär und ergodisch angenommen. Folglich kann das dynamische Verhalten verschiedener Fahrzeuge anhand statistischer Kennwerte über das Zeitsignal verglichen werden. Im Rahmen der Arbeit werden die folgenden drei Kennwerte zur Beschreibung der Relativbewegungen verwendet:

1.) *Effektivwert* \bar{u}

Der Effektivwert \bar{u} eines Zeitsignal $u(t)$ beschreibt den quadratischen Mittelwert (*root mean square, RMS*) eines Zeitsignals und stellt daher ein Maß für die Stärke des Signals dar. Für diskret vorliegende Zeitsignale (wie hier im Fall der Relativbewegungen) kann der Effektivwert anhand Gleichung 4.4 definiert werden, wobei N der Anzahl der Messpunkte und u_N dem Signalwert am Messpunkt N entspricht:

$$\bar{u} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N u_j^2} \quad (4.4)$$

Der Effektivwert kann als Integralwert des zugehörigen Leistungsdichtespektrums interpretiert werden und ergibt somit den Energieinhalt eines Signals.

2.) *Kurtosis* K

Der Kurtosis-Wert eines stochastischen Zeitsignals entspricht der Wölbung seiner Amplituden-Verteilungsdichtefunktion. Die Kurtosis gibt damit die Impulshaftigkeit eines Zeitsignals an. Mathematisch entspricht die Kurtosis dem vierten zentralen Moment der Verteilungsdichtefunktion. Ein Zeitsignal, bei dem die Amplituden gaussverteilt vorliegen, besitzt eine Kurtosis von $K_{Gauss} = 3$ und weist gleichmäßig auftretende Amplituden ohne einzelne, erhöhte Peaks auf. Um Zeitsignale anschaulicher interpretieren zu können, wird statt der Kurtosis oftmals die Exzess-Kurtosis anhand Gleichung 4.5 definiert, die die Differenz des Kurtosis-Werts zur Kurtosis eines gaussverteilten Signals beschreibt. Im Folgenden wird der Begriff *Kurtosis* vereinfachend für die Exzess-Kurtosis verwendet.

$$K = \frac{\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N (u_N - \mu)^4}{\left(\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N (u_N - \mu)^2 \right)^2} - 3 \quad \text{mit} \quad \mu = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N u_N \quad (4.5)$$

Für $K > 0$ liegt eine steilgipflige, also eine spitzere Verteilungsfunktion als bei einem gaussverteilten Signal vor. Das Signal weist somit einzelne, hohe Amplitudenpeaks auf. Für $K < 0$ hingegen liegt eine flachgipflige Verteilung vor, es sind demnach keine ausgeprägten Amplitudenpeaks vorhanden.

3.) *0,95-Quantil* N_5

Das 0,95-Quantil N_5 gibt den Amplitudenwert eines Zeitsignals an, für den 95 % der Messwerte diese Amplitude unterschreiten. Dies bedeutet, der N_5 -Wert beschreibt den Amplitudenwert der höchsten fünf Prozent der auftretenden Peaks. Da die Richtung der Amplitudenauslenkung (positive oder negative Bewegungsrichtung)

hierbei nicht berücksichtigt werden soll, wird stets der Betrag der Amplitudenmesswerte gebildet. Aufgrund des stochastischen, transienten Charakters der Relativbewegungssignale ist der N_5 -Wert aussagekräftiger als die Angabe von Maximal- und Minimalwerten, insbesondere beim Vorliegen von steilgipfligen Verteilungsdichtefunktionen ($K > 0$).

Abbildung 4.8 veranschaulicht die Kennwerte anhand eines beispielhaften stochastischen Zeitsignals.

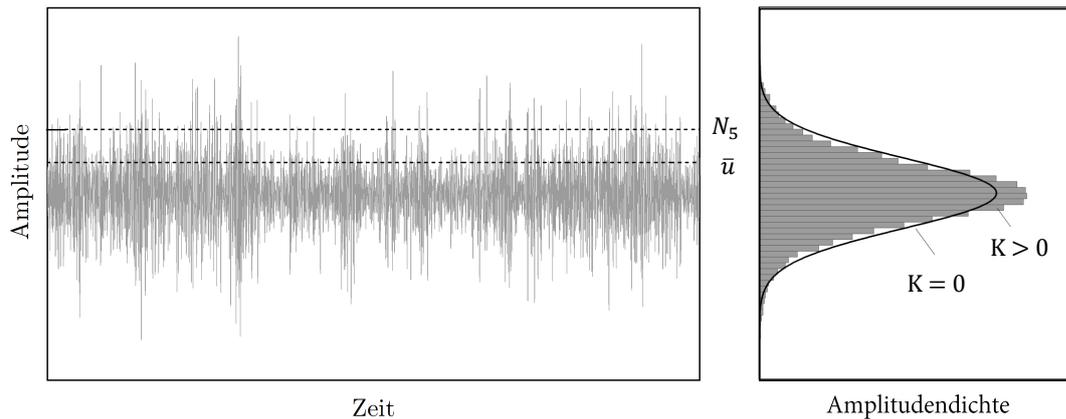


Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der Kennwerte zur Beschreibung der dynamischen Beanspruchung an verschiedenen Fahrzeugen und Messstellen.

4.3.3.3 Ergebnisse

Um das dynamische Beanspruchungskollektiv als extrinsische Randbedingung typischer Dichtkontakte zu ermitteln und so später am Labortribometer darstellen zu können, ist sowohl ein Vergleich der Relativbewegungen an verschiedenen Messstellen eines Fahrzeugs als auch ein Vergleich der Relativbewegungen verschiedener Fahrzeugtypen erforderlich. Für alle nachfolgend dargestellten Ergebnisse wurde die Reproduzierbarkeit der Messungen durch die Berechnung des zeitbezogenen RMS-Fehlers überprüft. Hierzu wurden aus den fünf Messungen jeweils die Mittelkurven berechnet und der e_{rms} -Fehler jeder Einzelmessung bezogen auf die Mittelkurve berechnet. Der Fehler lag für alle Versuchsfahrzeuge im Mittel unter einem Wert von $e_{rms,i} = 0,05$, was eine sehr hohe Reproduzierbarkeit nachweist. Für die nachfolgenden Auswertungen wurden jeweils die Einzelmessungen mit den geringsten $e_{rms,i}$ -Werten verwendet.

Messtellenvergleich

Zum Vergleich der dynamischen Beanspruchung an verschiedenen Messstellen eines Fahrzeugs sind in Abbildung 4.11 exemplarisch die Leistungsdichtespektren der A-Säule, Türmitte und B-Säule von KKL-A dargestellt. Die Aussagen dieser Messungen zeigen sich analog auch an den anderen untersuchten Fahrzeugen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit

sind deren Leistungsdichtespektren im Anhang A.2 dargestellt.

Während in den tangentialen Bewegungsrichtungen des Dichtsystems (x und z) über einen breiten Frequenzbereich eine ähnlich hohe Anregung stattfindet, zeigt die normale Bewegungsrichtung y einen ausgeprägten Peak bei etwa 30 Hz und einen insgesamt höheren Leistungseintrag. Grund hierfür ist die hohe Bewegungsfreiheit in die Öffnungs- und Schließrichtung y der Tür. In x- und z-Richtung hingegen wird die Bewegung durch die konstruktive Fixierung der Tür am Türscharnier sowie am Türschloss gehemmt. Des Weiteren ist zu beobachten, dass in x-Richtung kaum ein Unterschied der Leistungsdichten an den drei Messstellen vorhanden ist. In y- sowie in z-Richtung ist im Gegensatz dazu eine kontinuierliche Abnahme der Leistungsdichten in der Reihenfolge B-Säule > Türmitte > A-Säule zu erkennen. Für diese beiden Bewegungsrichtungen kann demnach die Fixierung der Tür am A-Säulen-Scharnier als Drehpunkt der Türbewegung betrachtet werden.

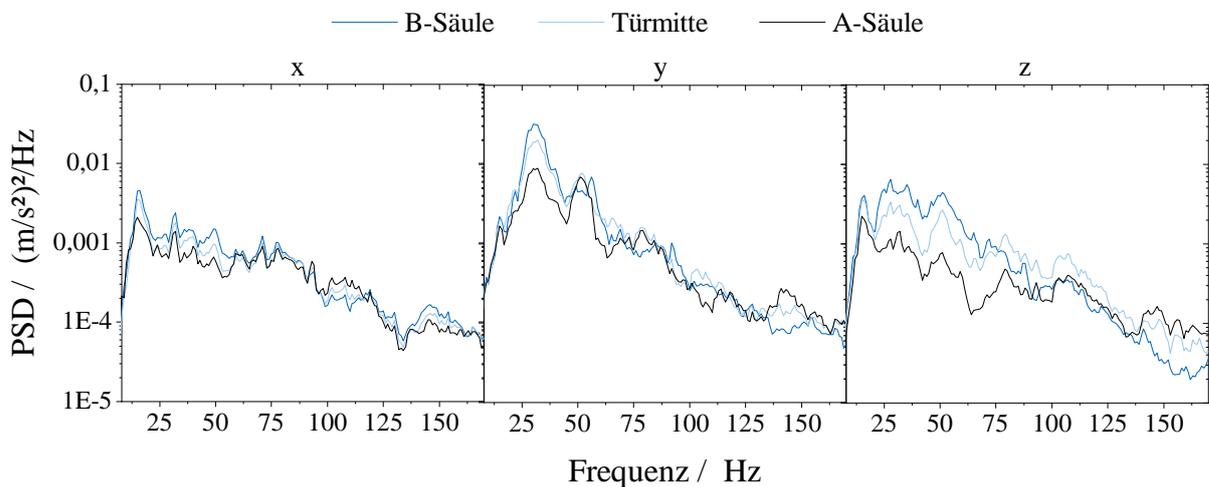
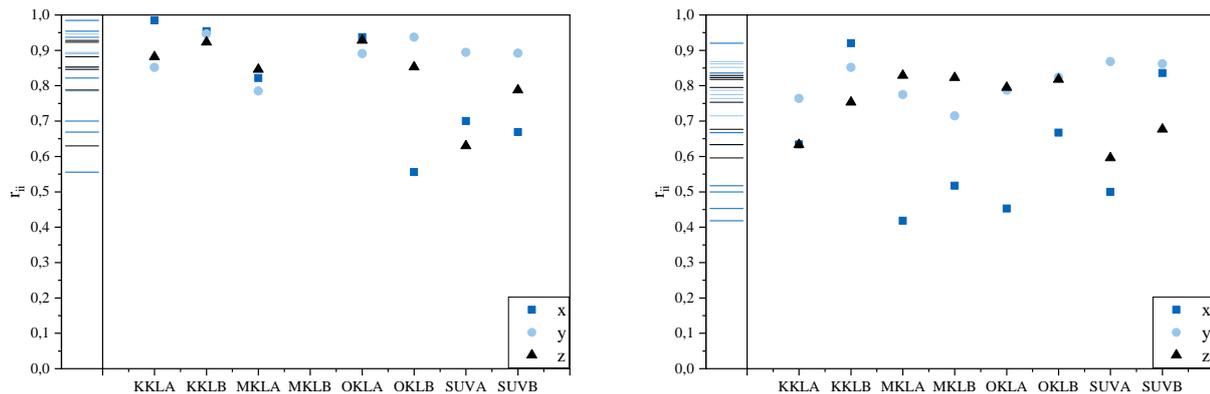


Abbildung 4.9: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für KKL-A.

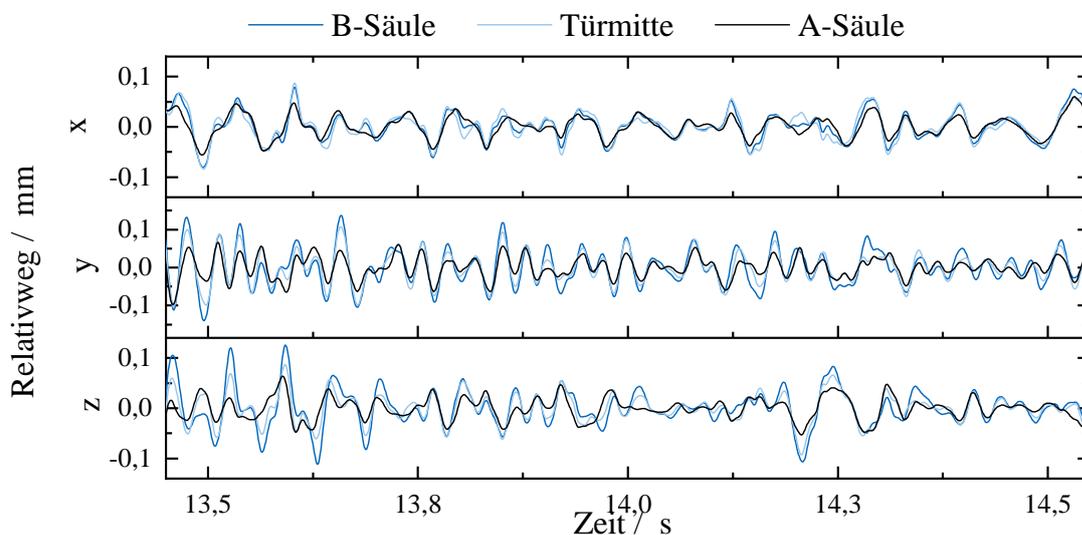
Neben dem frequenzbasierten Vergleich der Leistungsdichten an verschiedenen Messstellen erfolgt ein Vergleich im Zeitbereich. Hierzu werden die Kreuzkorrelationskoeffizienten r_{ii} (vgl. Abschnitt 4.3.2.2) der verschiedenen Messstellen an allen untersuchten Versuchsfahrzeugen berechnet. Zur besseren Interpretation werden hierbei nicht die Relativbeschleunigungen, sondern die aus den Beschleunigungsdaten berechneten Relativwege herangezogen. Abbildung 4.10a und 4.10b zeigen die Ergebnisse der Kreuzkorrelation für alle Bewegungsrichtungen. In der Literatur sind für korrelierte, stochastische Signale Korrelationskoeffizienten zwischen 0,4 und 1,0 zu finden [146]. Daher wird im Folgenden ein Grenzwert von 0,4 angenommen, oberhalb dessen die betrachteten Zeitsignale durch faktorielle Skalierung ineinander überführt werden können und dabei ähnliche qualitative Signalverläufe aufweisen.

In y- und z-Richtung weisen alle Korrelationskoeffizienten einen Wert zwischen 0,6 und



(a) Kreuzkorrelationskoeffizienten B-Säule zu Türmitte

(b) Kreuzkorrelationskoeffizienten B-Säule zu A-Säule



(c) Zeitsignalausschnitt der Relativwegsignale bei KKL-A

Abbildung 4.10: Vergleich der linearen Abhängigkeit der Relativwegsignale an verschiedenen Messstellen eines Fahrzeugs.

1,0 auf, was eine hohe lineare Abhängigkeit der Relativbewegungen an den verschiedenen Messstellen innerhalb eines Versuchsfahrzeugs zeigt. In x-Richtung sind die Werte für r_{ii} tendenziell geringer, jedoch kann mit Werten von $> 0,4$ auch hier von einer linearen Abhängigkeit der Bewegungen ausgegangen werden. Abbildung 4.10c zeigt einen Ausschnitt der Relativweg-Zeitsignale beispielhaft für KKL-A. Die Relativwege zeigen für die unterschiedlichen Messstellen überwiegend die gleichen qualitativen Verläufe, lediglich die Amplitudenhöhen weichen voneinander ab. Die Zeitsignale können somit durch eine faktorielle Skalierung ineinander überführt werden, wobei die qualitativen Verläufe erhalten bleiben.

Fahrzeugvergleich

Neben dem Vergleich verschiedener Messstellen eines Fahrzeugs ist auch ein Vergleich der Relativbewegungen verschiedener Fahrzeugtypen interessant. Einen Vergleich im Frequenzbereich zeigt Abbildung 4.11 anhand der Leistungsdichtespektren. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Leistungsdichtespektren der KKL- und MKL-Fahrzeuge sowie der OKL- und SUV-Fahrzeuge in separaten Diagrammen dargestellt. Die auftretenden Frequenzen sind für alle Fahrzeugtypen ähnlich, die Hauptanregung liegt im Bereich 10 bis 75 Hz. Grund hierfür ist vermutlich, dass die Frequenzen der relativen Bewegung stets eine Reaktion auf die äußere Anregung durch die Fahrbahn sind. Die Frequenzen der Relativbewegungen sind somit vorwiegend durch die Frequenz der Fahrbahnanregung bestimmt, der Fahrzeugtyp spielt hierbei lediglich eine untergeordnete Rolle.

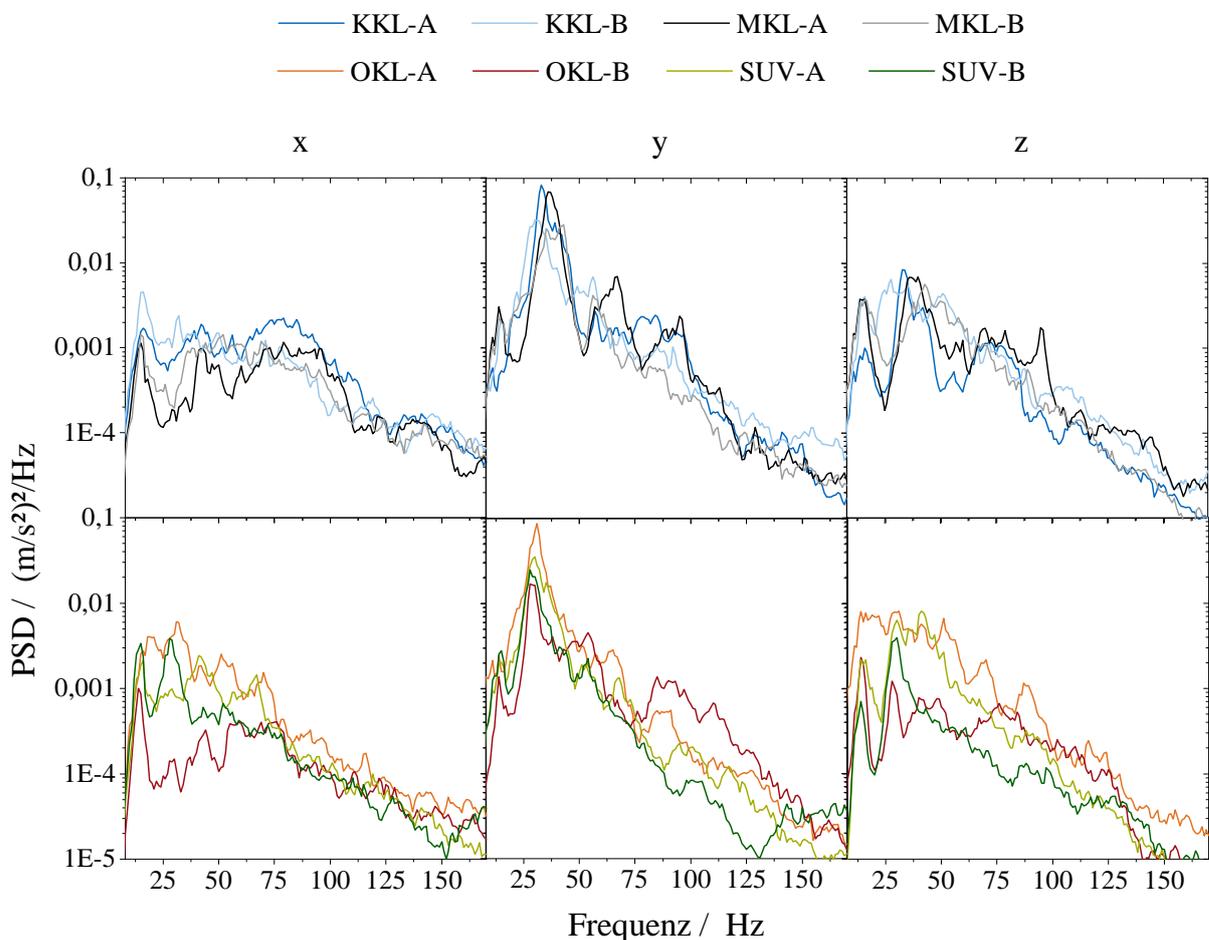


Abbildung 4.11: Leistungsdichtespektren der gemessenen Relativbeschleunigungen aller untersuchten Fahrzeuge (B-Säule).

Insgesamt ist kein deutlicher Pegelunterschied in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse erkennbar. So ist beispielsweise bei den Oberklasse-Fahrzeugen bei OKL-A die größte Leistungsdichte verglichen mit den anderen Fahrzeugen vorhanden, bei OKL-B hingegen eine vergleichsweise geringe Leistungsdichte. Eine allgemeine Korrelation der Intensität

der Relativbewegung mit der Fahrzeugklasse ist demnach nicht möglich. Vermutlich ist die auftretende Relativbewegung ein komplexes Zusammenwirken mehrerer Fahrzeugcharakteristika wie beispielsweise der Art des Fahrwerks, der Karosseriesteifigkeit, der Türeinrichtung sowie des Reifentyps. Für die Ermittlung einer Korrelation sind daher zahlreiche Versuche mit genau parametrisierten Fahrzeugen notwendig. Da das Ziel der vorliegenden Arbeit jedoch nicht das Finden einer derartigen Korrelation ist, werden keine weiteren Versuche hierzu durchgeführt. Vielmehr sollen die Relativbewegungen bei typischen, auf dem Markt erhältlichen Fahrzeugen bestimmt werden, um das dynamische Beanspruchungskollektiv charakteristischer Dichtkontakte zu ermitteln.

Um die Relativwege der Fahrzeuge auch im Zeitbereich vergleichen zu können, werden auch hier die Kreuzkorrelationskoeffizienten gebildet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Der Großteil der Koeffizienten liegt für die einzelnen Bewegungsrichtungen auch hier über einem Wert von 0,4. Somit liegen auch hier linear abhängige Zeitsignale vor, die durch eine faktorielle Skalierung in guter Näherung ineinander überführt werden können.

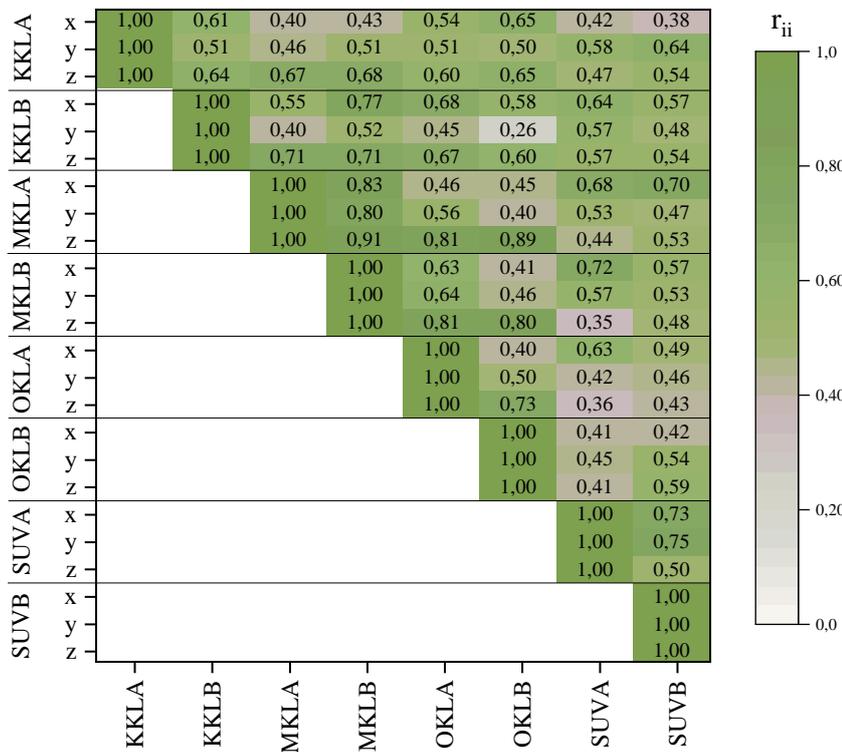


Abbildung 4.12: Kreuzkorrelationskoeffizienten r_{ii} für alle untersuchten Fahrzeuge.

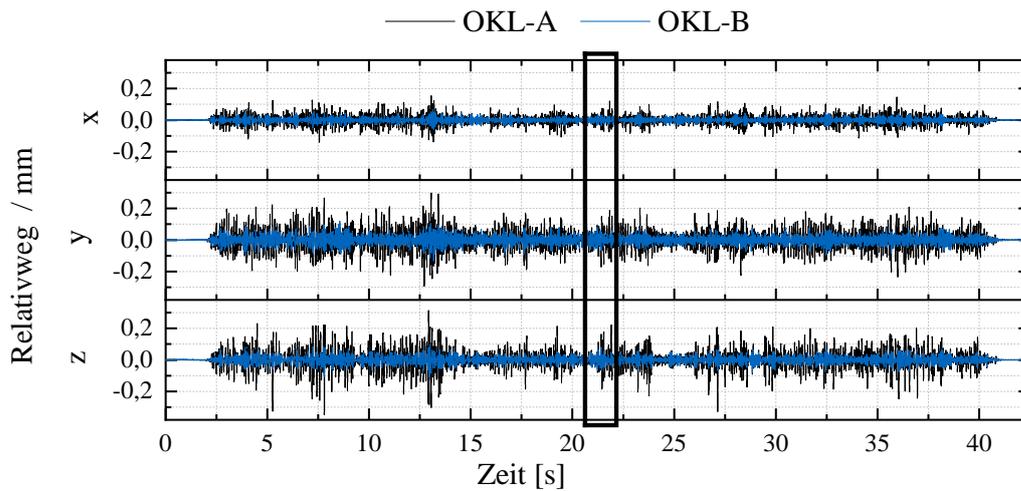
Zum weiteren Vergleich werden die statistischen Kennwerte der Relativwege an der Messstelle B-Säule aller untersuchten Fahrzeuge berechnet. In Tabelle 4.4 sind die Effektivwerte sowie die N_5 - und Kurtosis-Werte von OKL-A und OKL-B gegenübergestellt. Die Relativbewegungen von OKL-A entsprechen dabei den maximal auftretenden Werten, die Bewegungen von OKL-B hingegen den minimalen. Die Relativbewegungen beider

Fahrzeuge können demnach als Grenzen angesehen werden, zwischen denen sich die Relativbewegungen aller weiteren untersuchten Fahrzeuge befinden. Die Kennwerte dieser Fahrzeuge sind im Anhang in Tabelle A.1 dargestellt. Sowohl die Effektivwerte als auch die 0,95-Quantile zeigen, dass sich die Relativbewegungen im unteren Submillimeterbereich befinden. Fahrzeug OKL-A zeigt dabei in allen Bewegungsrichtungen mindestens doppelt so hohe Werte wie OKL-B. Wie auch bereits in den Leistungsdichtespektren zu sehen, sind die Bewegungen in y -Richtung am größten, was auf die Bewegungsfreiheit der Türen in Öffnungs- und Schließrichtung zurückzuführen ist. In der Hauptanregungsrichtung z sind die relativen Bewegungen nur geringfügig kleiner als in y -Richtung, wohingegen die Bewegungen in x -Richtung lediglich etwa 50 % der y -Amplituden betragen.

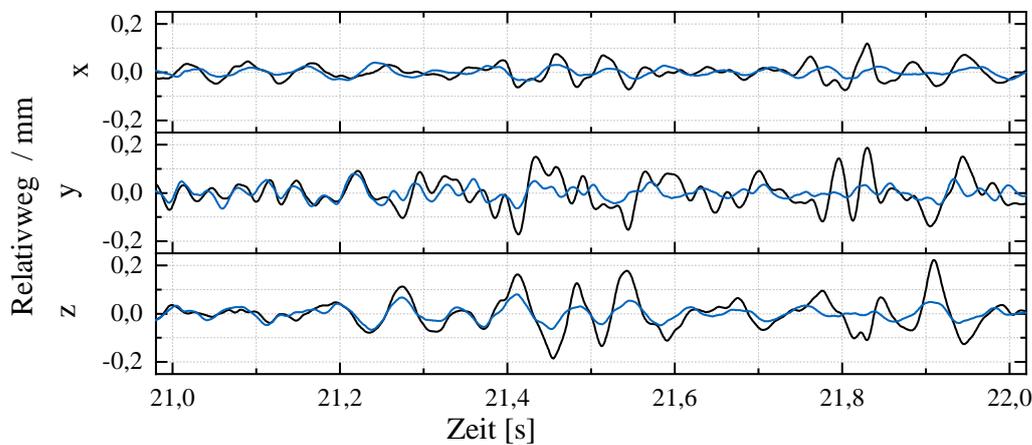
Die Kurtosis-Werte liegen für OKL-A und OKL-B im Bereich von 1,5 bis 2,5. Auch die Kurtosis-Werte der anderen untersuchten Fahrzeuge (vgl. Tabelle A.1 im Anhang) liegen in einem ähnlichen Bereich von 0,9 bis 2,5. Die Relativbewegungen am Dichtkontakt sind demnach nicht gaussverteilt, sondern zeigen eine leicht steilgipflige Verteilung mit einigen erhöhten Amplitudenpeaks im Zeitsignal auf. Im Allgemeinen sind die Kurtosis-Werte in z -Richtung höher als in die anderen beiden Bewegungsrichtungen, was auf die Hauptanregung in vertikale Richtung durch die Hydropulsanlage zurückzuführen ist. Zur Veranschaulichung der erläuterten Charakteristika sind in Abbildung 4.13 die Zeitsignale der Relativbewegungen für OKL-A und OKL-B dargestellt.

Tabelle 4.4: Vergleich der Relativbewegungen von OKL-A und OKL-B als maximal und minimal gemessene Relativbewegungen.

		OKL-A	OKL-B
\bar{u}	x / mm	0,030	0,015
	y / mm	0,061	0,025
	z / mm	0,051	0,023
N_5	x / mm	0,062	0,029
	y / mm	0,124	0,051
	z / mm	0,126	0,045
K	$x / -$	1,9	1,6
	$y / -$	2,0	1,5
	$z / -$	2,5	1,9



(a) Zeitsignal $t = 0 - 42s$



(b) Zeitsignal $t = 21 - 22s$

Abbildung 4.13: Relativbewegung von OKL-A und OKL-B an der Messstelle B-Säule.

Die Ausprägung der Reibung im Dichtkontakt ist neben den Relativwegamplituden auch abhängig von den auftretenden Relativgeschwindigkeiten. Daher werden auch die Relativgeschwindigkeiten zwischen Tür und Karosserie näher betrachtet. Eine Auswertung der Relativgeschwindigkeitsverteilungen für alle untersuchten Fahrzeuge ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Aufgrund der häufigen Richtungswechsel und damit verbundenen Umkehrpunkte der relativen Bewegung besitzen die Amplitudenverteilungen das Maximum am Nullpunkt. Die Symmetrie um den Nullpunkt zeigt, dass die Bewegungen der Tür aus der Ruhelage in positive und negative Bewegungsrichtung gleichmäßig möglich sind. Je größer die Relativbewegungen eines Fahrzeugs sind (vgl. Effektiv- und N5-Werte), desto breiter sind im Allgemeinen die Geschwindigkeitsverteilungen. Grund hierfür ist, dass die Frequenzen der relativen Bewegungen durch die äußere Anregung der Fahrbahn bestimmt sind. Dies bedeutet, dass für gleiche (durch die Fahrbahnanregung bestimmte)

Bewegungsfrequenzen bei größeren Wegamplituden höhere Geschwindigkeiten zurückgelegt werden müssen. Die maximal auftretenden Relativgeschwindigkeiten in x-Richtung betragen je nach Fahrzeug etwa 5 bis 10 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$, in y-Richtung 12 bis 21 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ sowie in z-Richtung 7 bis 15 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$.

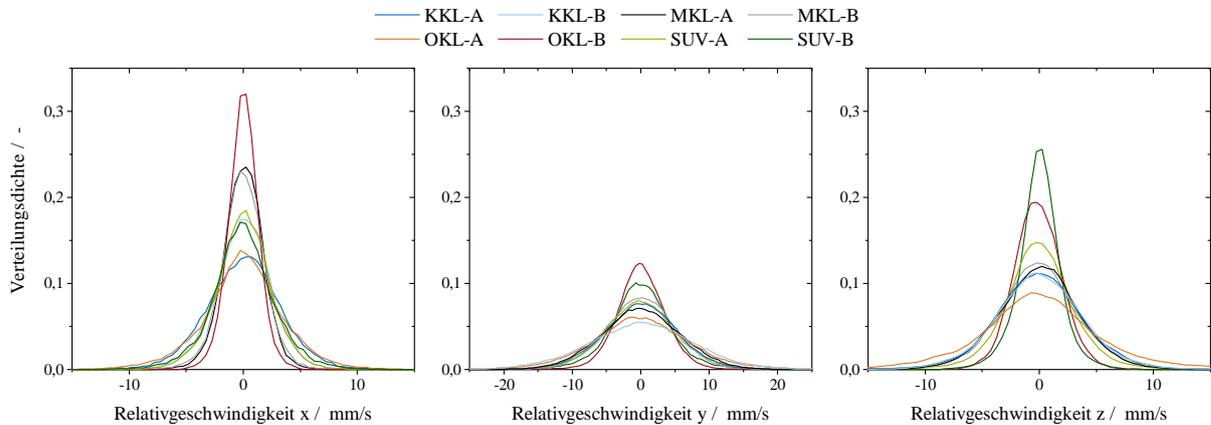


Abbildung 4.14: Verteilungsdichte der Relativgeschwindigkeiten für alle untersuchten Fahrzeuge.

4.4 Klimatische Randbedingungen

Aufgrund der Sensitivität tribologischer Mechanismen gegenüber der Temperatur muss diese bei der Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen stets berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird untersucht, welche Temperaturen am automobilen Dichtsystem durch die äußere Klimaumgebung auftreten können.

Methodik

Die in Abschnitt 4.3.1 beschriebene Vierstempel-Hydropulsanlage kann mit einer klimatischen Simulation der Fahrzeugumgebung in einer Klimakammer gekoppelt werden. Somit können Einflüsse der Umgebungstemperatur und -feuchte auf das Fahrzeugverhalten analysiert werden. Die Anlage kann auf Temperaturen zwischen $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei relativen Feuchtigkeiten von 10 % bis 90 % geregelt werden. Höhere Temperaturen in oberflächennahen Bereichen können durch die Zuschaltung einer Sonnensimulationsanlage erreicht werden, die eine Bestrahlung des Fahrzeugs entsprechend der Globalstrahlung nachbildet. Die spektrale Strahlungsverteilung sowie -stärke sind an DIN 75220 *Alterung von KFZ-Bauteilen in Sonnensimulationsanlagen* [147] angelehnt und in Tabelle 4.5 dargestellt. Als Gesamtbestrahlungsstärke werden $850\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ gewählt, gemessen auf halber Fensterhöhe parallel zum Kammerboden.

Die Temperaturmessungen erfolgen auf der Vierstempel-Hydropulsanlage unter Zuhilfenahme der Klimakammer und Sonnensimulation. Am Fahrzeug werden hierzu an der vorderen und hinteren Tür Temperatursensoren zwischen der Kantenschutzdichtung und der jeweiligen Gegenfläche befestigt (vgl. Abbildung 4.15). Die Temperaturmessung erfolgt

Tabelle 4.5: Parameter der Sonnensimulationsanlage bei Gesamtfahrzeuguntersuchungen

Wellenlänge in nm	Anteil an Gesamtbestrahlungsstärke in $\frac{W}{m^2}$
280 – 320	0,5($\pm 0,2$)
320 – 360	2,4($\pm 0,6$)
360 – 400	3,2(+1,2, – 0,8)

kontinuierlich während des gesamten Klimatisierungszyklus.

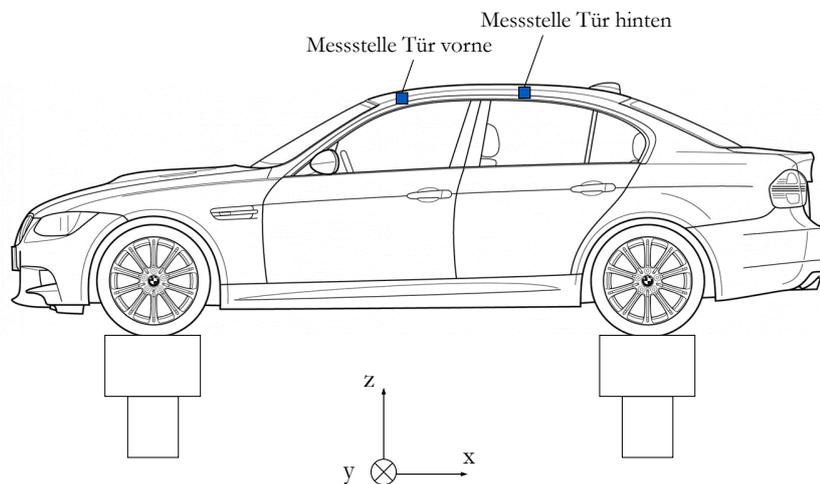


Abbildung 4.15: Messstellendefinition für die Temperaturmessungen am Gesamtfahrzeug.

Ergebnisse

Die Ergebnisse der Temperaturmessungen sind in Abbildung 4.16 dargestellt. Die Temperaturen an der vorderen und hinteren Tür sind bei Abkühlung unter Normtemperatur nahezu identisch und erreichen eine minimale Temperatur von $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bei Erwärmung des Fahrzeugs durch reine Erhöhung der Klimakammertemperatur ist ebenso ein sehr ähnlicher Temperaturverlauf an beiden Messstellen zu erkennen. Bei Einsatz der Sonnensimulationsanlage zeigt die hintere Tür mit $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ eine um ca. $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ höhere Temperatur als die vordere Tür. Dies kann mit dem senkrechten Auftreten der Strahlung an der hinteren Tür sowie der etwas größeren Distanz der vorderen Messstelle zur Bestrahlungsquelle erklärt werden. Für die Temperaturmessungen am Tribometer im Laborumfeld folgt aus den dargestellten Ergebnissen, dass Temperaturen im Bereich von $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgebildet werden müssen.

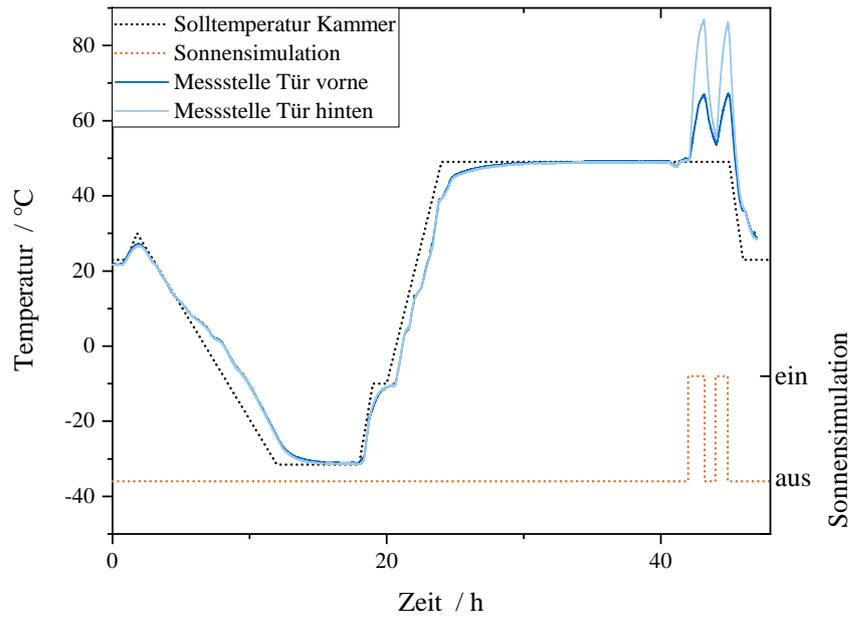


Abbildung 4.16: Temperatur- und Sonnensimulationszyklus zur Bestimmung der auftretenden Temperaturen am Dichtsystem.

5 Entwicklung und Validierung eines Labortribometers

In diesem Kapitel wird ein Messsystem vorgestellt, das die laboranalytische Untersuchung automobiler Türdichtkontakte unter den am Fahrzeug auftretenden Randbedingungen ermöglicht. Hauptziele des Messsystems sind die Nachbildung von reibungsinduzierten Schwingungen sowie die Ermittlung von Reibungskoeffizienten im Labormaßstab, weswegen der Begriff Labortribometer verwendet wird. Die Anforderungen an das Labortribometer sind in Kapitel 5.1 zusammengefasst. Abschnitt 5.2 beschreibt das Konzept des Tribometers sowie die erwarteten Vorteile. Abschnitt 5.3 stellt den Aufbau des Tribometers dar, anschließend werden in Abschnitt 5.4 die Anregungsprofile für die Laboruntersuchungen definiert. Abschnitt 5.5 umfasst die Validierung des Labortribometers.

5.1 Anforderungen

Aus den Nachteilen der bisherigen Untersuchungsmethoden (vgl. Abschnitt 3.4) und den in Kapitel 4 ermittelten Randbedingungen des Realsystems ergeben sich folgende Anforderungen an das Labortribometer und damit an das zu entwickelnde Untersuchungsverfahren:

- **Nachbildung der intrinsischen Systemparameter**

Um die Gesamtheit der intrinsischen Systemparameter an einem Tribometer im Laborumfeld realsystemgetreu nachzubilden, müssen am Labormesssystem Abschnitte realer Bauteile, die auch im Realsystem eingesetzt werden, untersucht werden können. Eine Vereinfachung des Realsystems findet lediglich bezüglich der Bauteillänge statt. Diese soll aufgrund der Kompaktheit des Tribometers auf eine Länge von 100 mm beschränkt werden.

- **Nachbildung der extrinsischen Systemparameter**

- *statische Beanspruchung*: Der Tribometeraufbau muss in der Lage sein, die statische, zeitinvariante Relativlage der Reibpartner analog zur relativen Lage im Realsystem darzustellen, um so die Normalkraft bzw. Vorspannung im Dichtkontakt nachzubilden. Darüber hinaus soll diese Relativlage variabel einstellbar sein, um den Einfluss einer damit verbundenen Normalkraftänderung oder Änderungen der makroskopischen Anlagefläche untersuchen zu können.

-
- *dynamische Beanspruchung*: Das Tribometer muss die dreiachsigen relativen Bewegungen, die am Gesamtfahrzeug beim Überfahren charakteristischer Fahrbahnprofile im Reibkontakt entstehen, nachbilden. Es müssen sowohl hochfrequente, stochastische Relativbewegungen (z.B. Schlechtwegstrecke, Kopfsteinpflasterstrecke) als auch niederfrequente, periodische Relativbewegungen (z.B. Fahrzeugverwindungen) nachgebildet werden können. Des Weiteren sollen alle Raumachsen auch einzeln geregelt werden können, um synthetisch generierte Relativbewegungen zur Untersuchung des grundlegenden Reibverhaltens der Dichtungen nachbilden zu können.
 - *Umgebungs-klima*: Untersuchungen am Tribometer müssen aufgrund der Temperatur- und Feuchtigkeitsabhängigkeit von tribologischen Mechanismen unter variablen Klimabedingungen möglich sein. Dazu muss das Tribometer im Temperaturbereich von -30°C bis 85°C funktionsfähig sein.

- **Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen**

Mithilfe des Tribometers muss eine messbare, objektive Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen möglich sein. Dies kann sowohl akustisch als auch tribologisch erfolgen. Um akustische Messungen von auftretenden reibungsinduzierten Schwingungen durchführen zu können, ist erforderlich, dass das Tribometer kein oder ein sehr leises Hintergrundgeräusch erzeugt, dass gegebenenfalls durch Filterungen eindeutig von transient auftretenden reibungsinduzierten Schwingungen differenziert werden kann.

- **Wiederholbarkeit**

Die extrinsischen Systemparameter müssen wiederholbar nachgebildet werden können, um belastbare Aussagen erhalten zu können. Ebenso müssen die Ausgangsgrößen durch objektive Messgrößen wiederholbar quantifiziert werden können.

- **Variabilität der Reibpaarungen**

Das Tribometer soll so ausgelegt werden, dass Messungen an unterschiedlichen, für das Realsystem charakteristischen Reibpaarungen vergleichend durchgeführt werden können. Dies setzt die Möglichkeit der Anpassung verschiedener Parameter wie z.B. der Relativlage, sowie die Möglichkeit, verschiedene Reibpaarungen zu montieren, voraus.

5.2 Tribometerkonzept und erwartete Vorteile

Um die in Abschnitt 5.1 beschriebenen Anforderungen zu erfüllen, wird das Tribometer wie folgend beschrieben konzipiert.

Kern des Tribometers ist die Nachbildung dreidimensionaler relativer Bewegungen zweier Probekörper zueinander. Die Probekörper sollen an zwei Probenaufnahmeplatten fixiert werden, die unabhängig voneinander bewegt werden können. Die Bewegung der ersten Probe soll dabei in eine Raumrichtung erfolgen, die Bewegung der zweiten Probe hingegen in zwei Raumrichtungen. Verkippungen der Proben und dadurch entstehende Momente sollen nicht abgebildet werden. Um Luftschallmessungen auftretender Störgeräusche

durchführen zu können, darf das Tribometer selbst nur sehr leise Antriebsgeräusche erzeugen. Aus diesem Grund sollen elektrodynamische Shakerantriebe als Antriebseinheiten eingesetzt werden. Die Regelung der Relativbewegung soll bei dynamischen Anregungen anhand von Beschleunigungssignalen stattfinden, bei quasistatischen Anregungen hingegen anhand von Positionssignalen. Die Vorspannung am Probenkontakt soll ebenfalls über Positionssignale erfolgen. Demnach werden sowohl Beschleunigungs- als auch Positionssensoren für alle drei Raumrichtungen benötigt. Zur Messung von Reibungskenngrößen sind zusätzlich Kraftsensoren in tangentialer und normaler Richtung zum Probenkontakt notwendig. Um die Reibung im Probenkontakt ermitteln zu können, müssen die Proben dabei reibungsfrei (d.h. mit vernachlässigbarer Reibung) gelagert werden. Dies soll mithilfe von Luftlagern realisiert werden. Die Messung von Luftschall soll mittels eines Mikrofons in definiertem Abstand zum Probenkontakt möglich sein. Da das Umgebungsklima einen relevanten Einfluss auf die tribologischen Vorgänge im Probenkontakt besitzt, wird das Labortribometer für den Betrieb in einer Klimakammer ausgelegt. Abbildung 5.1 zeigt schematisch das Konzept des Tribometers.

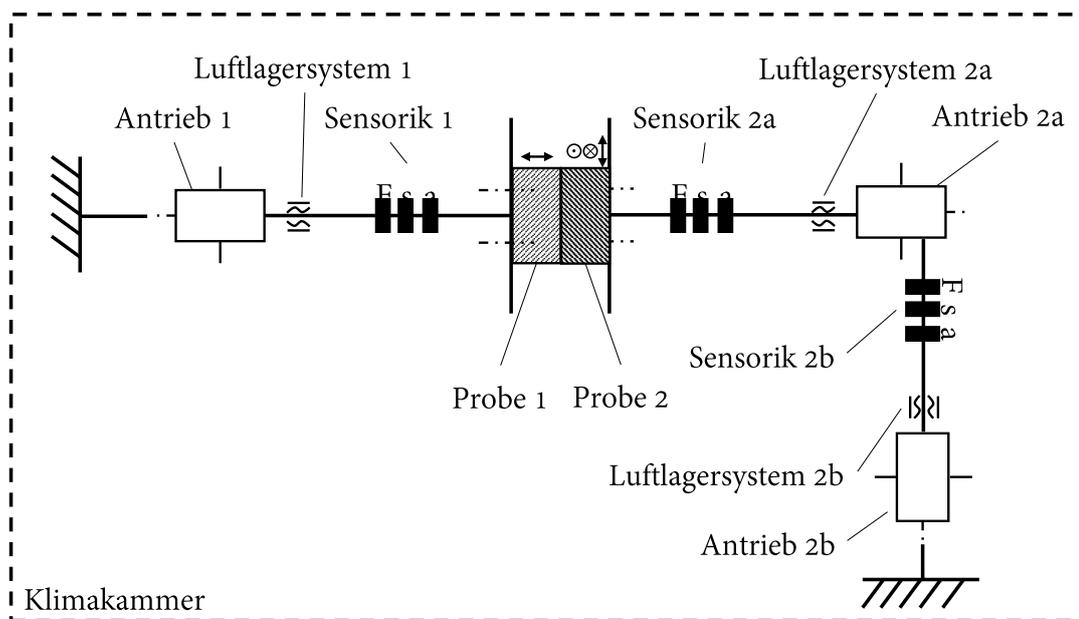


Abbildung 5.1: Konzept des Labortribometers.

Auf Basis des vorgestellten Tribometerkonzepts werden folgende Vorteile im Hinblick auf die Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen am automobilen Türdichtsystem erwartet:

- Aufgrund der verbesserten Nachbildung der extrinsischen Randbedingungen des Realsystems, wie der statischen Beanspruchung und der dreidimensionalen Relativbewegung im Kontaktbereich, wird eine im Vergleich zu bisherigen Komponentenversuchen deutlich höhere Übertragbarkeit zwischen Tribometer und Gesamtfahrzeug erreicht. Damit erhöht sich die Prognosegüte des Auftretens reibungsinduzierter Schwingungen am Realsystem.

-
- Die intrinsischen Randbedingungen können durch die Möglichkeit der Untersuchung realer Bauteile getreu des Realsystems abgebildet werden. So tritt eine Vereinfachung der Randbedingungen (z.B. Idealisierung der Geometrie) sowie eine Abweichung der Parameter (z.B. variierende Materialkennwerte durch unterschiedliche Fertigungsprozesse bei Realbauteilen und Modellproben) nicht auf.
 - Die tribologischen Mechanismen im Reibkontakt können phänomenologisch untersucht werden und Zusammenhänge zwischen parametrierbaren Randbedingungen und den Effekten analysiert werden, was am Gesamtfahrzeug bislang nicht möglich ist.
 - Durch die Aufnahme verschiedener Messgrößen wird eine objektivierte Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen möglich. Die subjektive akustische Identifizierung und Bewertung auftretender Schwingungen, die bisher am Gesamtfahrzeug und bei Komponentenversuchen notwendig war, entfällt somit.
 - Das grundlegende Reibverhalten verschiedener Dichtungen kann durch Messung mit synthetischen Anregungsprofilen untersucht werden. Somit können tribologische Mechanismen analysiert werden und wichtige Erkenntnisse über das Reibpaarungsverhalten gewonnen werden.
 - Mithilfe des Tribometers ist sowohl die Messung von Reibkennwerten als auch die Messung von Schallgrößen möglich, was eine Korrelation der tribologischen und akustischen Gegebenheiten ermöglicht.
 - Das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen kann in einer frühen Entwicklungsphase mit deutlich erhöhter Verlässlichkeit vorhergesagt werden. Am Tribometer können Untersuchungen zudem mit erheblich geringeren Kosten und Aufwand durchgeführt werden als bei Gesamtfahrzeugtests.

5.3 Tribometeraufbau

5.3.1 Proben- und Kontaktgeometrie

Um die intrinsischen Systemparameter der Dichtkontakte nachbilden zu können, sollen die Untersuchungen an Probenabschnitten mit 100 mm Länge erfolgen, die aus realen Bauteilen ausgeschnitten werden. Um Effekte vernachlässigen zu können, die aus einer Veränderung der Kontaktgeometrie entlang der Probenlänge resultieren, sollen alle verwendeten Proben einen konstanten Querschnitt und somit homogene Kontaktbedingungen über die gesamte Probenlänge aufweisen. Dies vereinfacht die Bewertung beobachteter Reibungseffekte. Die x-Raumrichtung des Tribometers ist entlang der Probenlänge definiert. Somit ist sichergestellt, dass auch bei komplexen Bauteilgeometrien in x-Richtung unabhängig von der Probengeometrie lediglich Tangentialkräfte (Reibungskräfte) wirken können, jedoch keine Normalkräfte. Die Anbindung der Proben an das Tribometer erfolgt mittels gefräster Probenadapter aus Stahl, die die Geometrien und Anbindungsart der

Befestigungselemente am Gesamtfahrzeug nachbilden. Abbildung 5.2 zeigt beispielhaft zwei Proben einer Reibpaarung mit den zugehörigen Probenadaptern.

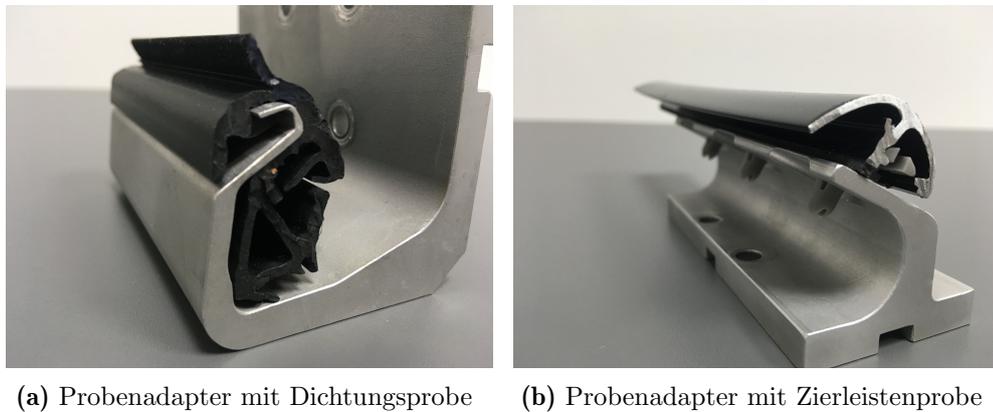


Abbildung 5.2: Beispiele zweier Proben inklusive der Probenadapter zur Befestigung am Tribometer.

5.3.2 Mechanischer Aufbau

Der schematische Aufbau des entwickelten Tribometers ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Das Tribometer besteht grundlegend aus zwei Antriebseinheiten, wobei an jeder Einheit eine Versuchsprobe, bestehend aus Probenkörper und Probenadapter, an einer Probenaufnahmeplatte (1,2) montiert werden kann. Die Position der an der y -Aufnahme befindlichen Probe kann mittels einer Spindel (3) verändert werden, um die statische Relativlage der beiden Proben einzustellen.

Um eine dreiaxige Relativbewegung zwischen den beiden Proben zu ermöglichen, sind die Proben über Wellen starr mit drei elektrodynamischen Aktoren (Shakerantrieben) verbunden. Während eine Probe in y -Richtung durch den y -Shaker (4) bewegt werden kann, wird die zweite Probe durch ein kombiniertes System aus x -Shaker (5) und darüber gelagertem z -Shaker (6) simultan in x - und z -Richtung bewegt. Die Bewegung findet entlang von radial luftgelagerten Führungswellen statt. Die Sinterluftlager werden durch eine externe Druckluftversorgung mit einem Druck von $p_{Lager} = 7$ bar gespeist, sodass durch das poröse Sintermaterial ein wenige Mikrometer dünner Luftfilm zwischen Führungswelle und Radiallager gebildet wird. Die Reibung an den Lagerungen entspricht dem Strömungswiderstand der Wellen und kann aufgrund des geringen Luftreibungswiderstands vernachlässigt werden. Der Antrieb des Tribometers wird daher im Folgenden als reibungsfrei betrachtet.

Aufgrund der Reibungsfreiheit der Antriebseinheiten stellt der Tribokontakt zwischen den Proben den einzigen tatsächlichen Kontakt im bewegten Tribometeraufbau dar und es können keine reibungserregten Mechanismen durch das umgebende Tribometer entstehen. Alle reibungsinduzierten Effekte, die am Tribometer gemessen werden, können daher

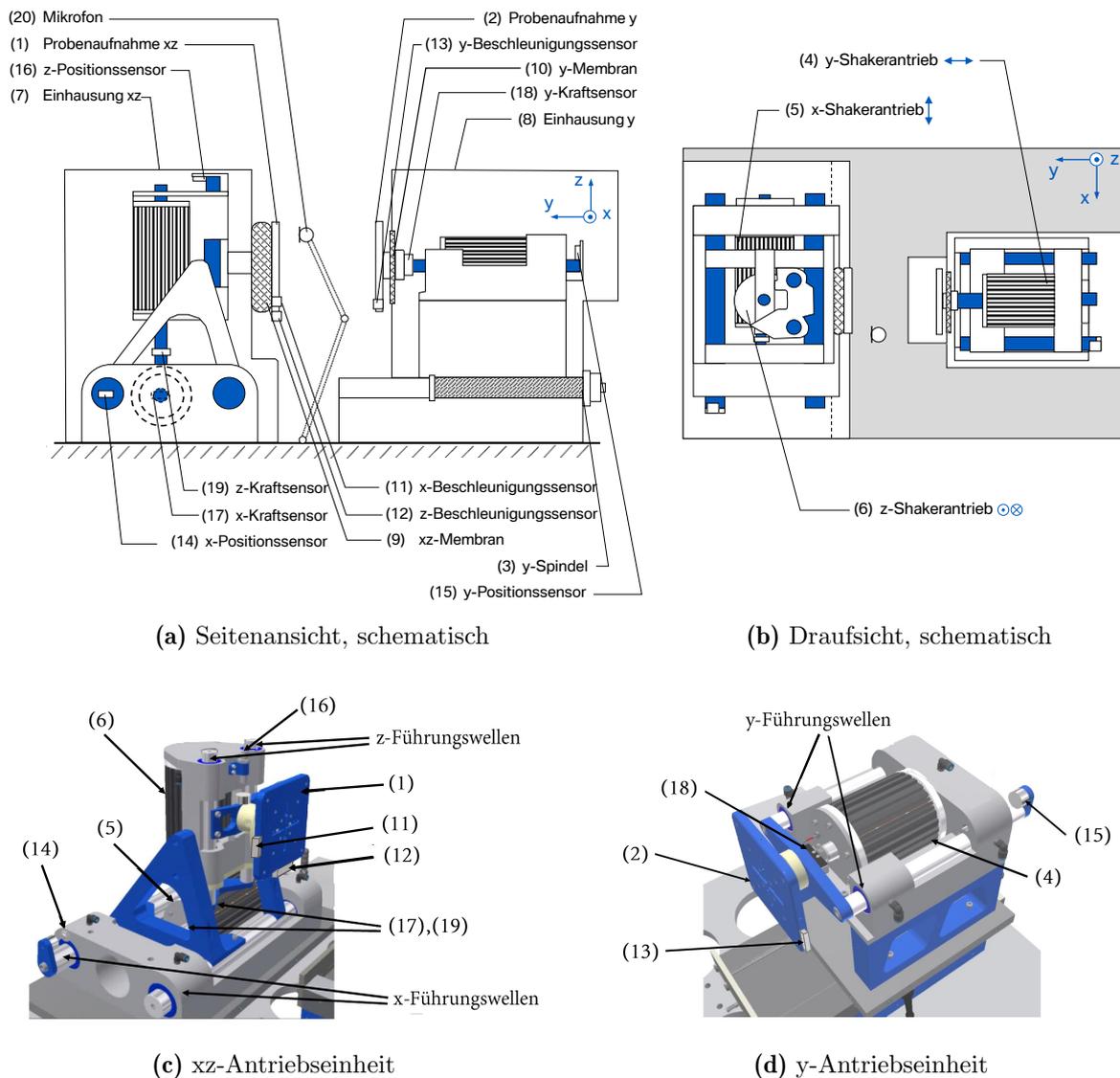


Abbildung 5.3: Aufbau des Labortribometers. Die Druckluftversorgung ist nicht dargestellt. Die luftgelagerten Führungswellen sind in (a) und (b) farblich gekennzeichnet. Die Einhausungen sind in (c) und (d) nicht dargestellt.

ausschließlich aus dem Probenkontakt resultieren.

Da die für die Lagerung benötigte Luft nach Austritt aus dem Sintermaterial in die Umgebung entweicht, würde dies zu erheblichen Störungen der Klimatisierung der umgebenden Kammer führen. Aus diesem Grund sind beide Antriebseinheiten mit Einhausungen (7,8) umgeben, die einen direkten Austausch der für die Lagerung benötigten Luft mit der Umgebungsluft der Klimakammer verhindern. Die Luftabfuhr aus den Einhausungen erfolgt durch Führungsschläuche, die gleichzeitig als Kabelführungen für die eingebauten Sensoren dienen, in die Umgebung der Klimakammer (in Abbildung 5.3 nicht dargestellt). Im

Bereich zwischen den Probenaufnahmen und den Antriebsachsen erfolgt die Abtrennung von der Klimaumgebung durch hochelastische Membranen (9,10), die die dynamischen Bewegungen aufnehmen können.

Abbildung 5.4 zeigt den Tribometeraufbau in der Klimakammerumgebung. Die Messung der Temperatur und Feuchte erfolgt in Nähe der Probenkörper mithilfe eines kombinierten Sensors des Typs *DKRF400* (*Driesen + Kern*). Um eine Schwingungsübertragung auf die Klimakammerstruktur durch die dynamische Anregung der Probenkörper zu vermeiden, ist das Tribometer von der Klimakammerumgebung schwingungsentkoppelt.

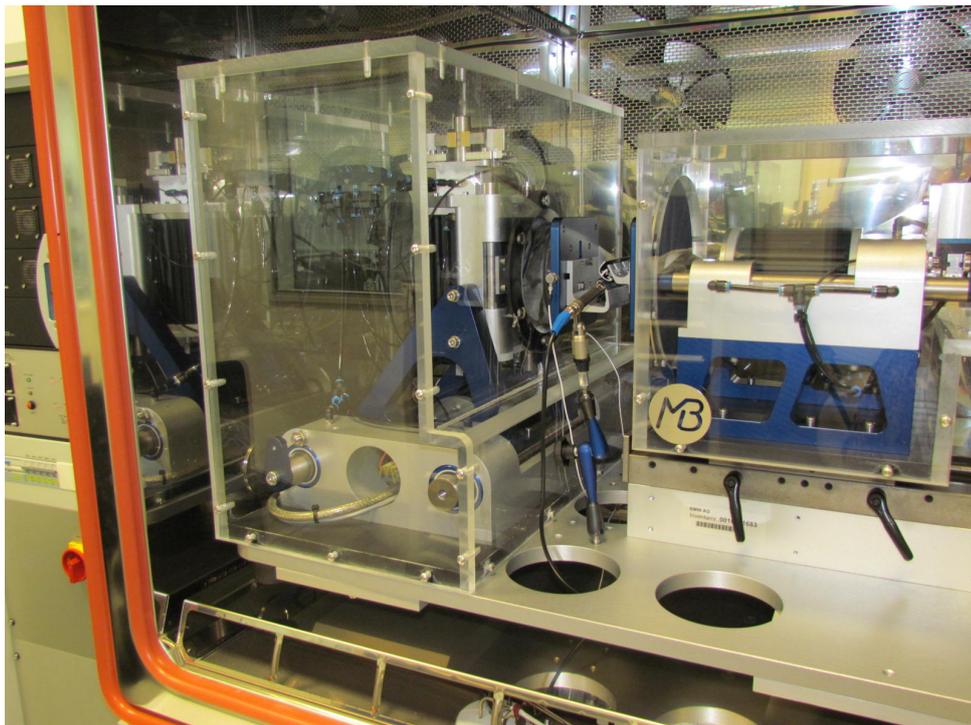


Abbildung 5.4: Tribometer-Aufbau in umgebender Klimakammer.

5.3.3 Sensorik und Regelung

Messung und Regelung von Bewegungen

Um die in Kapitel 4.3 ermittelten hochdynamischen Relativbewegungen sowie quasi-statischen Bewegungen nachbilden zu können, müssen die Bewegungen sowohl mit der Regelgröße Beschleunigung als auch mit der Regelgröße Position am Tribometer simuliert werden können. Die beschleunigungsgeregelte Nachbildung der höherfrequenten Bewegungen erfolgt mithilfe von drei einaxialen piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern (*3010 M14, Dytran*). Die Beschleunigungsaufnehmer für die x-Richtung (vgl. Abbildung 5.3, 11) und z-Richtung (12) befinden sich an der xz-Probenaufnahme, der y-Beschleunigungssensor (13) hingegen an der y-Probenaufnahme. Die Messung der Beschleunigungen erfolgt dabei an den Probenaufnahmen. Die Positionsregelung erfolgt

mithilfe von drei magnetoinduktiven Positionssensoren des Typs *MD-45-M12-CA* von *Micro-Epsilon* (14-16). Die Sensoren sind direkt an den Führungswellen der Shakerachsen angebracht und messen die Absolutpositionen der beiden Proben. Die Nullpositionen der Achsen sind dabei so definiert, dass die Relativlage der beiden Proben der Konstruktionslage im Fahrzeug entspricht.

Am Tribometer sind insgesamt zwei Regelkreise implementiert, die nebeneinander funktionieren (vgl. Abbildung 5.5). Der erste der beiden Regelkreise ist für die Aufrechterhaltung der statischen Relativlage der beiden Proben verantwortlich. Da der Probenkontakt mit einer Normalkraft (Vorspannung) belastet wird, würde bei Fehlen einer Regelung der statischen Relativlage stets ein Positionsdrift der beiden Proben stattfinden. Um dies zu verhindern, ist ein PID-Regler am Messrechner implementiert, der in der Lage ist, ein frei wählbares, zeitinvariantes Positionssignal für alle drei Achsen zu regeln.

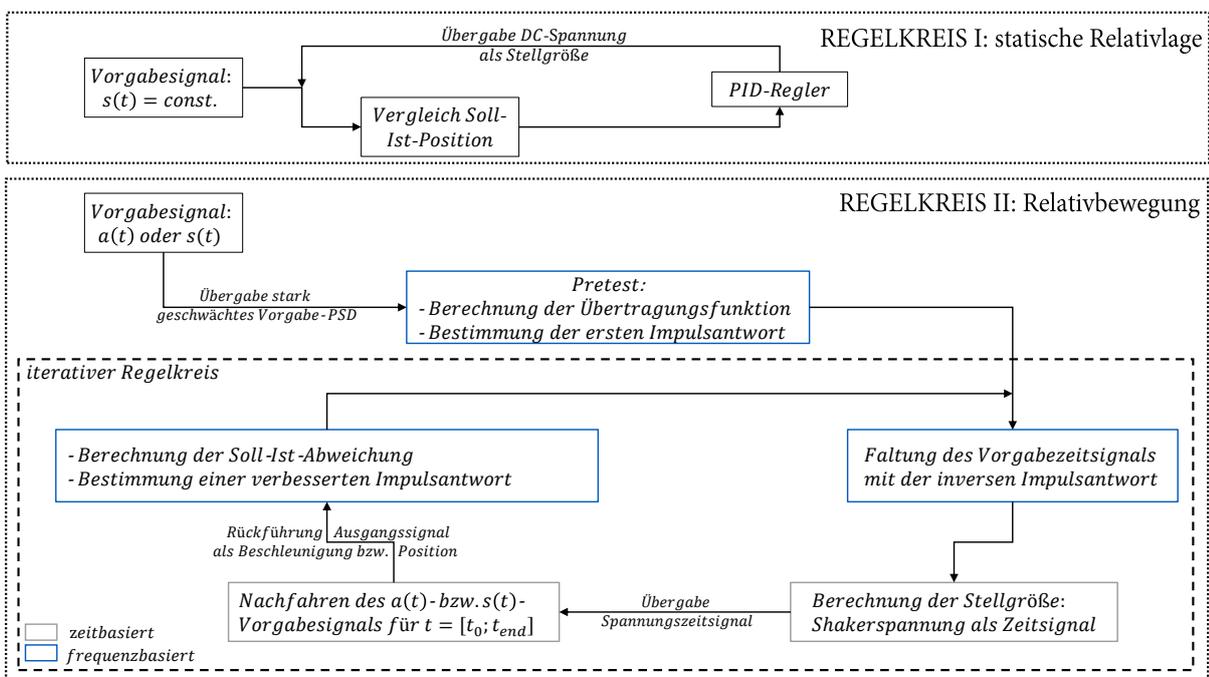


Abbildung 5.5: Schema des Regelkreises zur Nachbildung von beschleunigungs- und positionsgeregelten Bewegungen.

Zusätzlich zu diesem zeitinvarianten Signal werden am Tribometer die zeitvarianten, dynamischen Relativbewegungen zwischen den Proben mithilfe eines zweiten Regelkreises nachgebildet. Dazu ist eine weitere Reglereinheit (*MB Dynamics Millenium Eagle Controller*) mit dem Tribometer verbunden. Diese Einheit ist in der Lage die zeitvariante Beschleunigung oder Position aller drei Achsen simultan zu regeln. Die Regelungsart ist hierbei iterativ und wird häufig auch in anderen Anwendungen wie z.B. strukturdynamischen Tests im Automobilbereich oder in der Seismik [119, 138] verwendet. Als Vorgabesignal fungieren die am Gesamtfahrzeug gemessenen und aufbereiteten Zeitsignale der

Relativbeschleunigungen respektive Relativwege. Im Rahmen einer Systemidentifikation (*Pretest*) wird vor jedem Test aus den Vorgabesignalen für jede Achse ein Lesitungs-dichtespektrum mit stark reduzierter Leistungsdichte gebildet und als Spannungssignal an die Shakerantriebe übergeben. Dabei werden aus den erzeugten Achsenbewegungen die Übertragungsfunktion sowie die Impulsantwort des Gesamtsystems (bestehend aus Tribometer und Proben) ermittelt. Mithilfe der inversen Impulsantwort wird das Vorgabezeitsignal gefaltet und aus der Faltung die Stellgröße berechnet. Als Stellgröße fungiert am Tribometer die Spannung, mit der die elektrodynamischen Shakerantriebe versorgt werden. Diese Spannung ist direkt proportional zur Auslenkung der Tauchspule und somit zur Bewegung der Proben. Anhand des berechneten Spannungsverlaufs wird das Vorgabezeitsignal und somit die Sollbewegung an allen drei Achsen nachgebildet. Erst nachdem das komplette Zeitsignal nachgefahren wurde, findet eine Rückführung des Ist-Signals und ein Vergleich zum Soll-Signal statt, wodurch eine neue, optimierte Impulsantwort berechnet werden kann. Das Eingreifen des Reglers ist somit von dem tatsächlichen Nachfahren des Vorgabesignals zeitlich getrennt, wodurch auftretende Reibungseffekte im Probenkontakt nicht durch die Regelung beeinflusst werden. Die Regelung am Tribometer entspricht somit keinem klassischen Regelkreis, in dem ein kontinuierlicher Vergleich des Soll- und Ist-Signals und ein damit verbundenes kontinuierliches Eingreifen des Reglers stattfindet.

Kraftmessung

Um am Tribometer Reibungskoeffizienten bestimmen zu können, müssen Kräfte sowohl in tangentiale als auch in normale Richtungen zur Probenkontaktfläche gemessen werden. In tribologischen Messsystemen können die Reibungskräfte sowohl indirekt als auch direkt gemessen werden. Bei der direkten Kraftmessung wird ein Kraftsensor im Kraftfluss positioniert, wohingegen bei der indirekten Messung alle Größen der Bewegungsgleichung des dynamischen Tribometeraufbaus (Steifigkeit, Dämpfung, Beschleunigung, bewegte Masse, Position) ermittelt werden und diese nach der gesuchten Kraft aufgelöst werden. Die indirekte Messung der Kraft erfordert eine genaue Kenntnis über das dynamische Verhalten des Messsystems und der geltenden Bewegungsgleichungen. Aus diesem Grund ist bei komplexen Systemen mit mehreren Freiheitsgraden wie im vorliegenden Fall, die direkte Kraftmessung aufgrund der geringeren Fehleranfälligkeit der indirekten Messung vorzuziehen [148].

Zur Messung der Tangential- und Normalkräfte am Tribometer ist daher an jeder bewegten Shakerachse ein DMS-Kraftaufnehmer (17-19) an der mittleren Antriebswelle im Kraftfluss montiert (x: *SML-529 450 N*, y,z: *SML-529 220 N* von *interfaceforce*). Die Deformation (Nachgiebigkeit) der Antriebswellen in Kraftflussrichtung wird im Vergleich zur Nachgiebigkeit der elastomeren Probenkontakte als vernachlässigbar angenommen (Prinzip der maximalen Steifigkeit der Achsen, vgl. [82, 149]), weshalb die Krafteinleitung an den Kraftaufnehmern stets auf die Deformation der in Kontakt befindlichen Proben zurückzuführen ist.

Luftschallmessung

Um das Auftreten und die Ausprägung von Geräuschen, die durch reibungsinduzierte Schwingungen hervorgerufen werden, objektiv bewerten zu können, erfolgt die Messung des Luftschalls in Probennähe mithilfe eines Kondensatormikrofons (20) des Typs *MK 250* von *Microtech Gfell*. Dieses ist mithilfe eines Schwenkarmes an der Grundplatte des Tribometers fixiert und kann somit je nach Probengeometrie in der Nähe des Kontaktbereichs positioniert werden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche wird das Mikrophon stets in einem Abstand von 50 mm zur vorderen yz-Ebene des Probenkontakts positioniert. Da die Messung des Luftschalls in dem geschlossenen Klimakammerraum stattfindet, sind Schallreflexionen an den Kammerwänden nicht auszuschließen. Durch die Positionierung des Messmikrofons in unmittelbarer Nähe zum Kontaktbereich der Probenpaarung kann angenommen werden, dass der Einfluss des Direktschalls überwiegt und Reflexionseinflüsse vernachlässigt werden können.

5.4 Anregungsprofile

Aus den Ergebnissen in Abschnitt 4.3 ergibt sich die Frage, wie die dynamische Beanspruchung des Gesamtsystems für das Modellsystem (Labortribometer) abgeleitet werden kann. Grundsätzlich muss hierfür unterschieden werden, was die eigentliche Fragestellung der Untersuchung am Tribometer ist:

- **Prognose des Reibungsverhaltens für ein bestimmtes Fahrzeug:** Zweck der Prüfung ist es zu ermitteln, ob es in einem Fahrzeug mit bekannter Relativbewegung zur Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen kommt. Ob reibungsinduzierte Schwingungen entstehen ist hierbei abhängig von der untersuchten Reibpaarung sowie der Frage, ob durch die am Tribometer nachgebildeten Relativbewegungen Übergänge vom Haftzustand der Reibpartneroberflächen in einen Gleitzustand stattfinden und somit die Voraussetzung für Stick-Slip überhaupt gegeben ist.
- **generische Analyse des Reibungsverhaltens:** Ziel hierbei ist es zu analysieren, ob im Gleitreibungsregime einer Reibpaarung reibungsinduzierte Schwingungen ausgebildet werden. Die Relativbewegung am Tribometer wird so hoch gewählt, dass in jedem Fall eine Überwindung des Haftzustandes stattfindet. Auf diese Weise können Reibpaarungen ermittelt werden, die auch im Falle eines Abgleitens keine Stick-Slip-Schwingungen erzeugen und somit unabhängig von der Intensität der Relativbewegung für den Einsatz im Fahrzeug geeignet sind.

Für die vorliegende Arbeit ist das Ziel die generische Analyse des Reibungsverhaltens. Die untersuchten Reibpaarungen werden dabei durch die Anregung mit hohen Relativbewegungen bewusst in den Gleitreibungszustand gebracht. Um das tribologische Verhalten verschiedener Reibpaarungen miteinander vergleichen zu können, sollen alle

Untersuchungen mittels eines einheitlichen Anregungssignals stattfinden. Aufgrund der Ähnlichkeiten der Relativbewegungssignale im Frequenz- und Zeitbereich bei allen untersuchten Fahrzeugen ist es möglich, hierfür das Anregungssignal mit den größten Effektivwerten aus Abschnitt 4.3 zu verwenden. Dieses Anregungssignal entspricht der gemessenen Relativbewegung von OKL-A an der B-Säule. Die Bewegung wird als dreiachsiges Beschleunigungssignal am Tribometer implementiert und als *KSP* bezeichnet. Um eine bessere Regelgüte zu erzielen, wird das Beschleunigungssignal mit einem Tiefpassfilter von 80 Hz (Butterworth, 6. Ordnung) gefiltert. Ein Einfluss auf die Bewegungsamplituden und die daraus resultierenden Relativgeschwindigkeiten (und somit auf die tribologischen Gegebenheiten) zwischen den Probekörpern kann dabei vernachlässigt werden.

Bei den in Abschnitt 4.3 gemessenen Relativbewegungssignalen handelt es sich um Bewegungen, die während Kopfsteinpflasterüberfahrten entstehen. Sie haben den Nachteil, dass sich zu jedem Zeitpunkt die extrinsischen Randbedingungen in allen drei Raumrichtungen, wie z.B. die Normalkräfte und Relativgeschwindigkeiten, ändern. Somit sind keine Untersuchungen möglich, die eindeutige Korrelationen einzelner Randparameter mit dem tribologischen Verhalten ermöglichen. Für eine bessere analytische Untersuchung der tribologischen Mechanismen soll daher zudem ein Bewegungsprofil am Tribometer nachgebildet werden, bei dem lediglich eine definierte tangentielle Bewegung bei ansonsten gleichbleibenden extrinsischen Bedingungen stattfindet. Geeignet ist hierfür eine tangentielle Sinusbewegung entlang des Probenkontakts. Dies entspricht einer Bewegung in x-Richtung am Tribometer, in y- und z-Richtung findet hingegen keine Bewegung statt. Aufgrund der zuvor definierten unveränderten Anlagegeometrie am Tribometer entlang der x-Richtung tritt hierbei keine Änderung der Normalkraft auf. Vorteil der sinusförmigen Bewegung ist die sich kontinuierlich verändernde Relativgeschwindigkeit während der Bewegung. Dadurch ist es möglich, die Reaktion des Tribosystems auf unterschiedliche Geschwindigkeiten zu analysieren und somit Reibungsmechanismen zu identifizieren. Für die Ermittlung von Reibungskoeffizienten ist eine sinusförmige Bewegung hingegen aufgrund der Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit nicht geeignet. Für die vorliegende Arbeit wird eine x-Sinusbewegung mit einer Amplitude von 5 mm bei einer Frequenz von 0,2 Hz gewählt und im Folgenden als *SIN* bezeichnet. Die Bewegung wird gemäß Gleichung 5.1 als positionsgeregeltes, einachsiges Signal am Labortribometer implementiert:

$$s_x(t) = a_0 \cdot \sin(2\pi ft) \quad \text{mit} \quad a_0 = 5 \text{ mm} \quad \text{und} \quad f = 0,2 \text{ Hz} \quad (5.1)$$

Mit diesem Bewegungsprofil werden Relativgeschwindigkeiten von 0 bis $6,3 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ erreicht. Dies entspricht dem 0,92-Quantil der Geschwindigkeitsverteilung von OKL-A. Mithilfe des synthetischen, einachsigen Sinusprofils kann demnach ein Großteil der beim stochastischen Anregungsprofil auftretenden Relativgeschwindigkeiten nachgebildet werden.

In Abbildung 5.6 sind die Relativwegprofile für das stochastische (*KSP*, berechnet aus Beschleunigungen) und das synthetische (*SIN*) Anregungssignal dargestellt. Soweit nicht anders beschrieben, werden diese beiden Anregungen für alle nachfolgenden Untersuchungen verwendet.

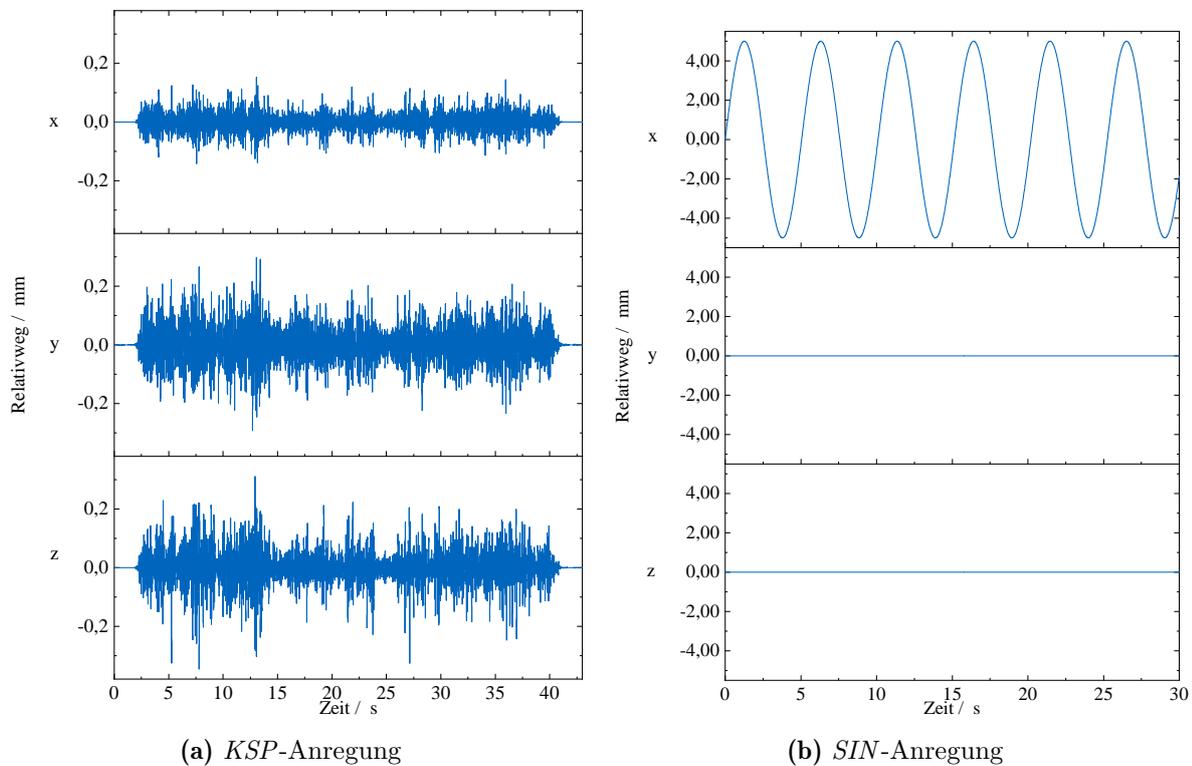


Abbildung 5.6: Soll-Signale der Relativwege für das Anregungssignal *KSP* sowie *SIN*.

5.5 Validierung

Um die tribologisch-akustischen Eigenschaften der Dichtkontakte adäquat beurteilen zu können, muss zunächst die Eignung des entwickelten Tribometers sowie die Güte der Messergebnisse beschrieben werden können. Dies setzt die Validierung des Messaufbaus mithilfe experimenteller Methoden voraus. Im Folgenden soll daher das Messsystem charakterisiert werden sowie die Vergleichbarkeit mit dem Realsystem bestimmt werden.

5.5.1 Allgemeiner Messablauf

Zunächst wird ein standardisierter Messablauf definiert, um reproduzierbare und präzise Messergebnisse zu erhalten. Soweit nicht anders angegeben, werden alle folgenden Versuche entsprechend des hier beschriebenen und in Abbildung 5.7 dargestellten Vorgehens am Tribometer untersucht.

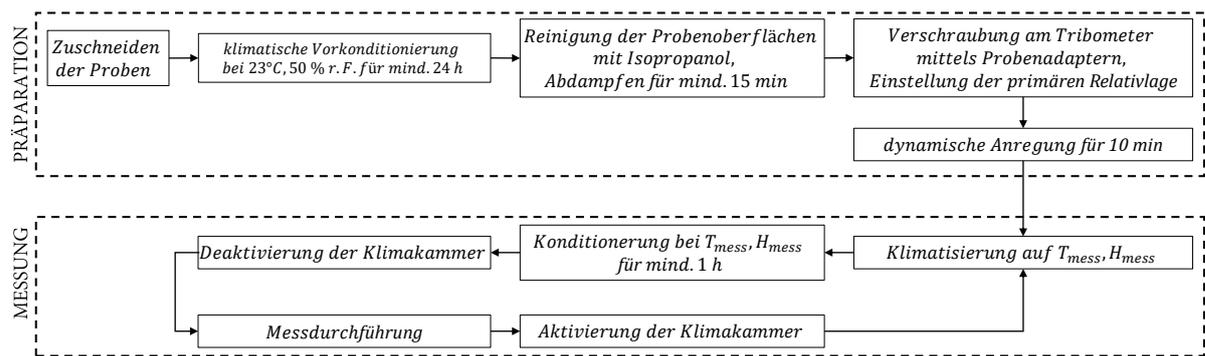


Abbildung 5.7: Schema des grundlegenden Versuchsablaufs für alle in der Arbeit durchgeführten Messungen.

Grundsätzlich erfolgt eine Vorkonditionierung der Proben unter Normklima (23 °C, 50 % relative Luftfeuchtigkeit) für mindestens 24 Stunden. Zur Vorbereitung der Proben werden aus den Dichtungsbauteilen Abschnitte mit einer Länge von 100 mm präpariert. Um Randeﬀekte zu vermeiden und sicherzustellen, dass die Dichtungsprobe auch bei einer relativen Bewegung in vollständiger Länge Kontakt mit dem Reibpartner besitzt, werden die Proben der Reibpartner stets auf eine Länge von 130 mm zugeschnitten. Die Reinigung der Probenoberflächen erfolgt mittels Isopropanol und anschließendem Abdampfen für mindestens 15 min. Die Proben werden anschließend an den dafür vorgesehenen Probenadaptern befestigt und zusätzlich mit zwei bis drei Klebepunkten fixiert, um eine relative Verschiebung zwischen den Proben und den Adaptern auszuschließen. Die Befestigung der Probenadapter an den Probenaufnahmen erfolgt mittels Verschraubung. Die statische Relativlage zwischen den Proben ist probenspezifisch definiert und wird durch die y-Spindel analog zur Fahrzeugkonstruktionslage eingestellt. Um den Einfluss des Umgebungsklimas berücksichtigen zu können, werden die Proben für eine Stunde unter den jeweiligen Temperaturen T_{mess} und Feuchtigkeiten H_{mess} konditioniert. Nach erfolgter Konditionierung wird die Klimatisierung für die Dauer der Untersuchung unterbrochen, um Messeinflüsse durch die umgebende Klimakammer (v.a. Luft- und Körperschallschwingungen durch den Kompressor) zu verhindern.

Nach der Auswahl der Anregungsart und des Relativbewegungsprofils an der Messsoftware wird der Pretest zur Bestimmung der grundlegenden Regelungscharakteristik durchgeführt. Anschließend erfolgt die Nachbildung des ausgewählten Bewegungsprofils. Während der Anregung der beiden Reibpartner werden in allen drei Achsen die Kräfte, Positionen und Beschleunigungen sowie der Schalldruck gemessen.

Um eine Beeinflussung der Messungen durch initiale Heterogenitäten der Probenoberflächen sowie das initiale plastische Deformationsverhalten der Dichtungsproben auszuschließen, werden Proben, die erstmalig in Kontakt gebracht werden, für 10 min mit dem *KSP*-Profil beaufschlagt.

5.5.2 Verwendete Reibpaarungen

Zwei Reibpaarungen werden für die Validierungsmessungen ausgewählt. Bei der ersten der beiden Reibpaarungen handelt es sich um eine Fensterführungsdichtung (Lippen-dichtung). Diese besitzt eine Beflockung mit Polyesterfasern im Kontaktbereich. Sie dichtet auf eine konvexe Zierleiste aus lackiertem Aluminium ab. Die Reibpaarung wird im Folgenden als *mRES* bezeichnet. Sie weist ausgeprägte reibungsinduzierte Schwin-gungen auf, die bei relativer Bewegung als knarrende Störgeräusche wahrzunehmen sind.

Die zweite Reibpaarung besteht aus einer Kantenschutzdichtung (Schlauchdichtung), auf die im Kontaktbereich ein Gleitlack appliziert ist. Der Reibpartner ist in diesem Fall ein lackiertes, planares Karosserieblech. Die Reibpaarung weist keine reibungsin-duzierten Schwingungen auf, bei relativer Bewegung im Kontaktbereich treten keine Geräusche auf. Sie wird im Folgenden als *oRES* bezeichnet.

5.5.3 Systemcharakterisierung

Da mithilfe des Tribometers sowohl quasistatische als auch dynamische Messungen durchgeführt werden sollen, ist es essentiell das dynamische Verhalten des Messsystems zu charakterisieren. Auf diese Weise kann der Einsatzbereich des Tribometers definiert und gegebenenfalls begrenzt werden.

Da die Kraftsensoren im bewegten Tribometeraufbau montiert sind, ergeben sich einige Besonderheiten bei der Kraftmessung. Unter der Annahme, dass die Antriebsachsen des Tribometers unabhängig voneinander betrachtet werden können, setzt sich die ge-messene Kraft $F_{sensor,i}$ in jeder Achsenrichtung i aufgrund der Einbaulage der Sensoren gemäß Formel 5.2 zusammen:

$$F_{sensor,i} = F_{Probe} + m_{dyn} \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} + \frac{\partial s}{\partial t} \eta + s \cdot \kappa \quad (5.2)$$

Hierbei entspricht m_{dyn} der dynamischen Masse der Achse, s der Position, η der Sys-temdämpfung sowie κ der Systemsteifigkeit. Um die an der Probenpaarung wirkenden Kräfte F_{Probe} bestimmen zu können, ist daher eine Charakterisierung der massen-, dämpfungs- und steifigkeitsabhängigen Terme für alle Antriebsachsen notwendig.

Steifigkeitsterm

Die achsenabhängige Systemsteifigkeit κ ist durch die Ankopplung der bewegten Sha-kerachsen an die hochelastischen Membranen sowie an die Luftversorgungsschläuche vorhanden. Diese Systemsteifigkeiten können experimentell bestimmt werden, indem die Shakerachsen ohne Probenkontakt ($F_{Probe} = 0$) mit einer langsamen Sinusanregung ($f = 0,2 \text{ Hz}$, $A = 5,0 \text{ mm}$) bewegt werden und der positionsabhängige Kraftverlauf

analysiert wird. Abbildung 5.8 zeigt die Kraftverläufe für die x-,y- und z-Achse bei 25 °C.

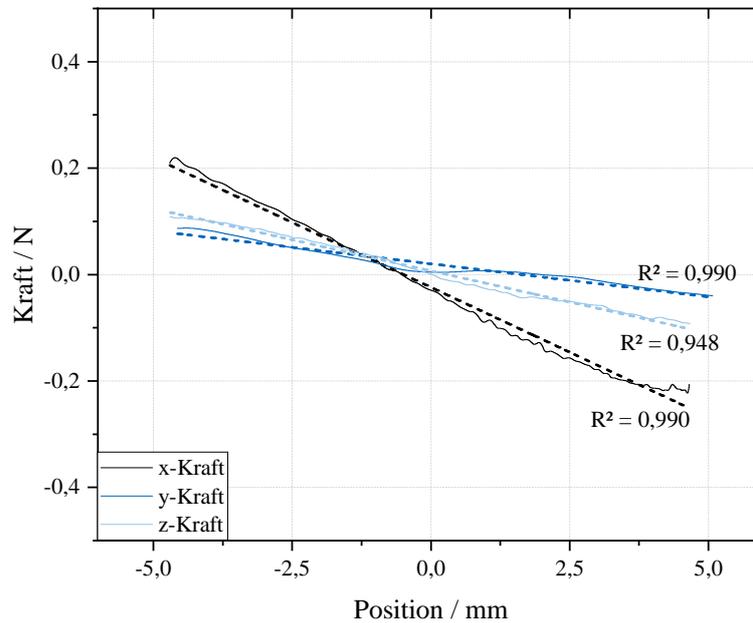


Abbildung 5.8: Messung der achsenabhängigen Systemsteifigkeit bei 25 °C.

Die Systemsteifigkeiten können aus den Steigungen der linear gefitteten Kurven bestimmt werden:

$$k_x = -0,04877 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_y = -0,02341 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_z = -0,01242 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Aufgrund des temperaturabhängigen Materialverhaltens der Membranen und Luftschläuche weist auch die Systemsteifigkeit eine Abhängigkeit der Temperatur auf, die bei der Korrektur der von den Sensoren gemessenen Kräfte berücksichtigt werden muss. Zur Untersuchung der Temperaturabhängigkeit wurden die Systemsteifigkeiten experimentell im Bereich 25 °C bis 80 °C (299 K bis 353 K) bestimmt. Da dieser Bereich zwischen der Glasübergangs- und Zersetzungstemperatur der Membran- bzw. Schlauchmaterialien liegt und somit keine Umlagerungen im Material stattfinden, kann die Temperaturabhängigkeit der Systemsteifigkeit mithilfe eines Arrhenius-ähnlichen Ansatzes in Gleichung 5.3 ermittelt werden, wobei die Parameter A und r als Achsenabschnitt respektive Steigung des $\ln k_i - \frac{1}{T}$ -Plots bestimmt werden:

$$k_i(T) = A_0 \cdot e^{-r \cdot \frac{1}{T}} \quad (5.3)$$

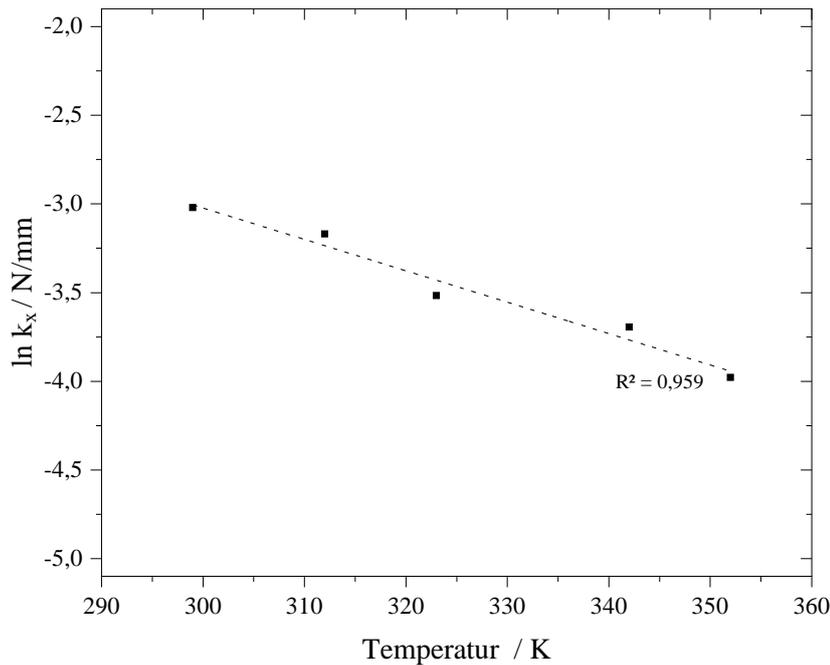


Abbildung 5.9: Arrhenius-Plot der Systemsteifigkeit in x-Richtung.

Abbildung 5.9 zeigt den Arrhenius-Plot exemplarisch für den gemessenen x-Kraftverlauf am Tribometer. Die Messungen werden analog für die y- und z-Achse durchgeführt. Aus den gemessenen Werten können für κ_i achsenabhängig folgende empirische Formeln ermittelt werden:

$$\kappa_x(T) = -9,232\,08 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.4)$$

$$\kappa_y(T) = 2,361\,875 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.5)$$

$$\kappa_z(T) = 4,461\,597 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.6)$$

Aufgrund von thermischen Alterungsprozessen können sich die Systemsteifigkeiten über das Tribometeralter verändern. Die Gültigkeit von Gleichung 5.4 bis 5.6 ist daher in zeitlich sinnvollen Abständen zu überprüfen.

Massen- und Dämpfungsterm

Neben dem Steifigkeitsterm muss auch der Massenterm bei der Kraftmessung berücksichtigt werden. Bei statischer sowie quasistatischer Beanspruchung am Tribometer (*SIN*) geht die Beschleunigung $\frac{\partial^2 s}{\partial t^2}$ der in Kraftflussrichtung bewegten Massen gegen null, wodurch der Massenterm vernachlässigt werden kann.

Für dynamische Kraftmessungen (*KSP*), bei denen die Beschleunigung der bewegten Massen nicht mehr vernachlässigt werden kann, sind die Kraftsensoren in jeder Achsenrichtung als Federelemente eines bewegten Systems mit angekoppelten Massen zu betrachten. Durch die Ankoppelung der Kraftsensoren im Kraftfluss des bewegten Tribometeraufbaus messen diese somit stets (d.h. auch wenn keine Reib- oder Normalkräfte vorhanden sind) die Trägheitskraft $F = m_{dyn} \cdot a$ ihrer bewegten Kopfmassen m_{dyn} . Die Kopfmasse (im folgenden als dynamische Masse bezeichnet) entspricht im vorliegenden Aufbau der Summe der Massen aller Bauteile zwischen Probenaufnahmeplatte und jeweiligem Kraftsensoreingang. Bei dynamischen Messungen mit nicht-vernachlässigbarer Beschleunigung muss diese Trägheitskraft daher stets vom Messsignal subtrahiert werden.

Durch die Eigenschaften der bewegten Achsensysteme können von der Anregungsfrequenz abhängige Amplituden- und Phasenbeziehungen zwischen den zu messenden Kräften und den tatsächlich vom Kraftsensor gemessenen Kräften entstehen. Aus diesem Grund ist eine Analyse der dynamischen Eigenschaften der Tribometerachsen erforderlich, um so den maximal nutzbaren Frequenzbereich der Kraftsensoren und somit der Gültigkeit von Formel 5.2 zu identifizieren.

Zur experimentellen Untersuchung des maximal nutzbaren dynamischen Bereichs kann der Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße Beschleunigung und der Ausgangsgröße Kraft genutzt werden. Dazu wird jede der drei Antriebsachsen einzeln mit einem Beschleunigungssignal in Form eines Sinus-Sweeps von 5 bis 150 Hz angeregt, der durch Gleichung 5.7 beschrieben werden kann:

$$a_{sweep}(t) = a_0 \cdot \sin[2\pi \int_0^t (f_0 + r \cdot t) \partial t] \quad (5.7)$$

mit $a_0 = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ $f_0 = 5 \text{ Hz}$ $r = 1 \frac{\text{Hz}}{\text{s}}$

Während der Anregung ist an den Prüfaufnahmen keine Probenpaarung montiert, eine Reibungskraft wirkt im System somit nicht. Anhand der an den verbauten Sensoren gemessenen Beschleunigungs- und Kraftwerte kann für jede Achsenrichtung i der Frequenzgang $H_i(f)$ bestimmt werden, welcher gemäß Gleichung 5.8 aus den Auto- und Kreuzleistungsspektren des Beschleunigungs- und Kraftsignals berechnet wird. $X_a(f)$ und $X_F(f)$ entsprechen hierbei den Fouriertransformierten des Beschleunigungs- respektive Kraftsignals sowie $X_a^*(f)$ und $X_F^*(f)$ ihren komplex konjugierten Formen:

$$H_i(f) = \frac{X_a^*(f) \cdot X_{F,i}(f)}{X_a^*(f) \cdot X_{a,i}} [kg] \quad (5.8)$$

Abbildungen 5.10 bis 5.12 zeigen die Amplitudeneigenschaften des Frequenzgangs für die drei Antriebsachsen. Die x-Achse zeigt bei etwa 25 Hz eine erste Resonanz, anschließend ergeben sich Überhöhungen der Amplitude. Der maximal zulässige Messbereich des Kraftsensors ist für die x-Richtung daher auf ca. 25 Hz limitiert. In y- und z- Richtung kann der maximal nutzbare Frequenzbereich mit ca. 40 Hz angegeben werden.

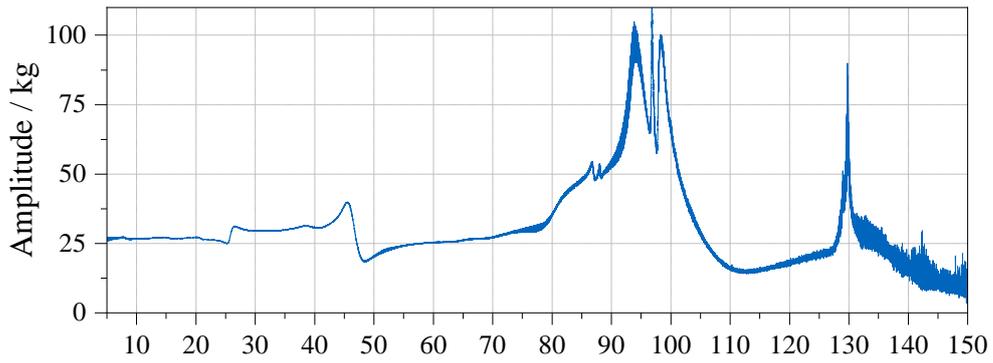


Abbildung 5.10: Amplitude von $H_x(f)$.

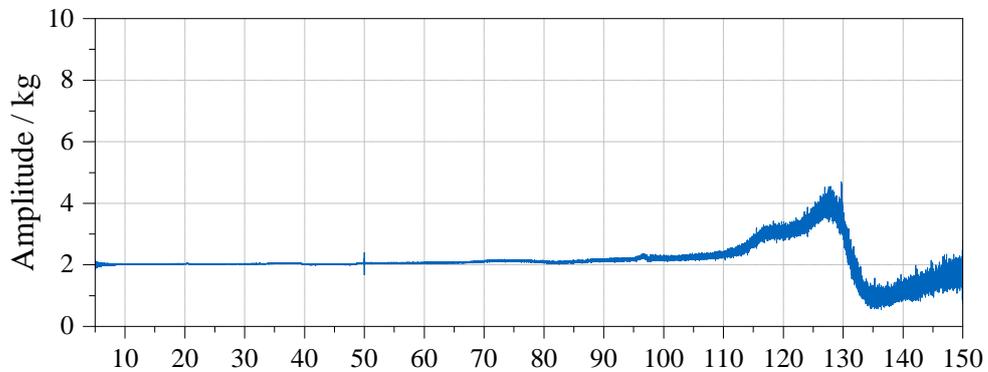


Abbildung 5.11: Amplitude von $H_y(f)$.

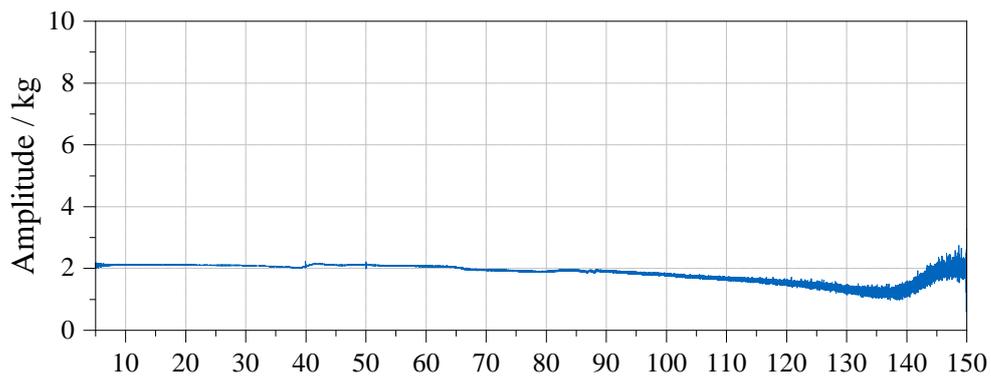


Abbildung 5.12: Amplitude von $H_z(f)$.

Für Frequenzen unterhalb der definierten Nutzbereiche sind die Amplitudenwerte der H_i -Funktionen konstant und entsprechen den dynamischen Massen an den Kraftsensoren. Tabelle 5.1 vergleicht die experimentell ermittelten dynamischen Massen mit den aus den CAD-Daten des mechanischen Aufbaus ermittelten Massen zwischen Probenaufnahmeplatte und Kraftsensoreingang. Die Abweichungen der experimentell und

theoretisch bestimmten Massen betragen zwischen 1,3% und 2,2%. Aus diesem Grund kann die durch den Tribometeraufbau erzeugte Dämpfung und damit der in Formel 5.2 auftretende Dämpfungsterm stets vernachlässigt werden. Eine Dämpfung entsteht somit lediglich durch den elastomeren Probenkontakt.

Tabelle 5.1: Vergleich der experimentellen und theoretischen dynamischen Massen m_{exp} und m_{theo} am Tribometer

	m_{exp} in kg	m_{theo} in kg	$\frac{m_{exp}-m_{theo}}{m_{theo}}$ in %
x	26,763	26,490	1,30%
y	1,987	1,928	2,18%
z	2,117	2,084	1,58%

Empirische Kraftkorrektur

Aus diesen Ergebnissen ist ersichtlich, dass das Kraftsignal nur bis zu Frequenzen von etwa 25 Hz den tatsächlichen Kraftverlauf wiedergibt. Bei höherfrequenten Anregungen oder Impulsen tritt ein nichtlineares Systemverhalten ein, wodurch das Kraftsignal eine Amplitudenverschiebung aufweist. Quasistatische Messungen des Kraftsignals sowie Messungen bis etwa 25 Hz können daher unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeit adäquat ausgewertet werden, für dynamische Messungen hingegen ist eine quantitative Auswertung des Kraftsignals nicht mehr sinnvoll.

Basierend auf Gleichung 5.2 können aufgrund der in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse die an den Probekörper wirkenden Kräfte gemäß der Gleichungen 5.9 bis 5.11 berechnet werden, wobei deren Gültigkeit auf den Frequenzbereich von 0 Hz bis 25 Hz begrenzt ist. Kraftmessungen können demnach nicht bei Anregung mit dem hochdynamischen *KSP*-Profil stattfinden, sondern lediglich bei Messungen mit dem quasistatischen *SIN*-Profil.

$$F_{Probe,x} = F_{Sensor,x} - 26,763 \text{ kg} \cdot a_x - s_x \cdot 9,351\,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.9)$$

$$F_{Probe,y} = F_{Sensor,y} - 1,987 \text{ kg} \cdot a_y - s_y \cdot 2,361\,875 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.10)$$

$$F_{Probe,z} = F_{Sensor,z} - 2,117 \text{ kg} \cdot a_z - s_z \cdot 4,461\,597 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot e^{-0,017\,55 \frac{1}{\text{K}} \cdot T} \quad (5.11)$$

Grundsätzlich ist bei Reibungsmessungen am Messsystem des Weiteren Folgendes zu beachten: Durch den Einbau der Kraftsensoren im bewegten Prüfaufbau in Kraftflussrichtung sind die Sensoren temperaturabhängigen Spannungen in Kraftflussrichtung

ausgesetzt, z.B. durch die Materialausdehnung der Aluminium-Shakerwellen. D.h. auch in der Nullposition ($s_x = 0, s_y = 0, s_z = 0$) muss eine Kraftkorrektur zusätzlich zur Kraftkorrektur durch die Systemsteifigkeit erfolgen. Dies wird am Messsystem durch die Tarierung der Kräfte kurz vor Probenkontakt erreicht.

5.5.4 Nachbildung der statischen Beanspruchung

Wie in Kapitel 4.2 erläutert, ergibt sich die statische Beanspruchung eines Dichtkontakts aus der relativen konstruktiven Lage der Dichtung und des Reibpartners am Fahrzeug. Da vor allem die elastomeren Dichtungen belastungs- und umweltabhängig altern, ist die Angabe einer Kraft-Sollvorgabe stets unpräziser und schwieriger als die einer Positions-Sollvorgabe. Aus diesem Grund erfolgt die Validierung der statischen Beanspruchung nicht anhand von Kraftwerten, sondern anhand der Positionssignale am Tribometer. Abbildung 5.13 zeigt die Positionszeitsignale am Tribometer bei fünfmaliger Nachbildung des *KSP*-Profils beispielhaft für die *oRES*-Probenpaarung. Die statische Soll-Relativlage beträgt hierbei $s_x = s_y = s_z = 0$ mm. Deutlich erkennbar ist die Abweichung von dieser anfänglichen Lage mit Beginn des ersten Anregungszyklus. Die Abweichung ist dabei mit etwa 0,2 mm in x-Richtung am größten, in y- und z-Richtung sind die Abweichungen kleiner als 0,02 mm.

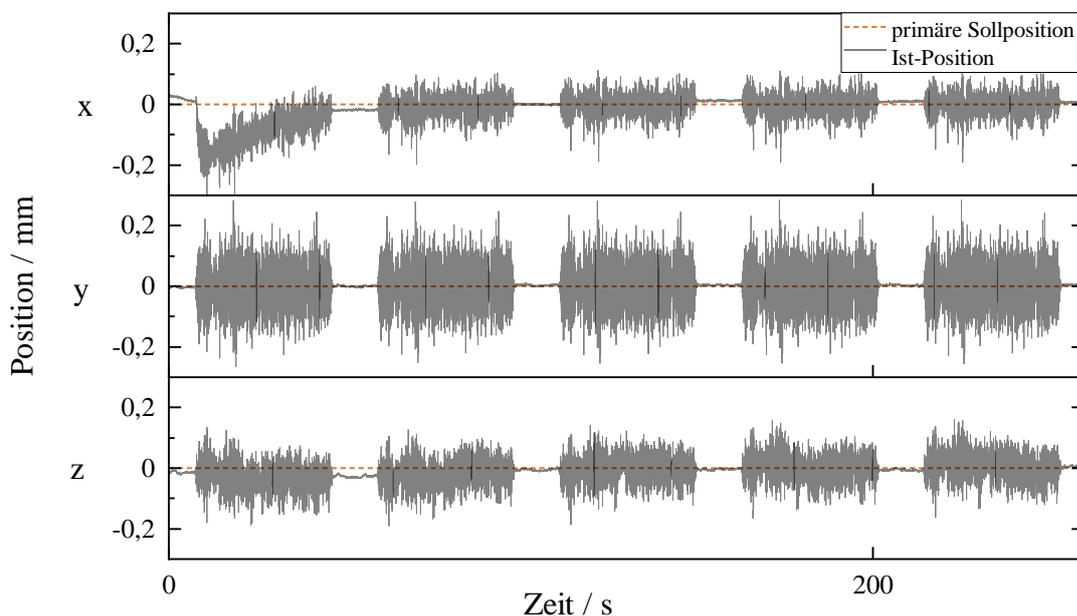


Abbildung 5.13: Abweichung der statischen Relativlage bei Nachbildung des *KSP*-Profils bei der Reibpaarung *oRES*.

Die Positionsdrifts werden nach der anfänglichen Auslenkung durch den Regelkreis I ausgeglichen, sodass die Abweichung von den Sollpositionswerten kontinuierlich abnimmt. Nach Beendigung zweier Zyklen ist in allen Raumrichtungen die statische Soll-Relativlage erreicht. Zurückzuführen ist der initiale Positionsdrift auf die elastische

Vorspannung der Dichtungsprobe. Während die Reibpaarung vor der Messung in normaler Richtung in Kontakt gebracht wird, wird die Dichtungsprobe geringfügig in x-Richtung verspannt, wodurch ein Kraftaufbau in diese Richtung erfolgt. Mit Beginn der relativen Bewegung löst sich diese Verspannung und die Probe wird ausgelenkt. Die Hauptverspannungsrichtung und somit die Hauptauslenkungsrichtung ist von der jeweiligen Probengeometrie der Reibpaarung abhängig.

Um bei Untersuchungen eine Fehlinterpretation der Ergebnisse aufgrund einer inkorrekten statischen Relativlage auszuschließen, werden daher stets drei Anregungszyklen durchgeführt, wobei die ersten beiden Zyklen als Vorlauf verworfen werden und lediglich der dritte Zyklus ausgewertet wird.

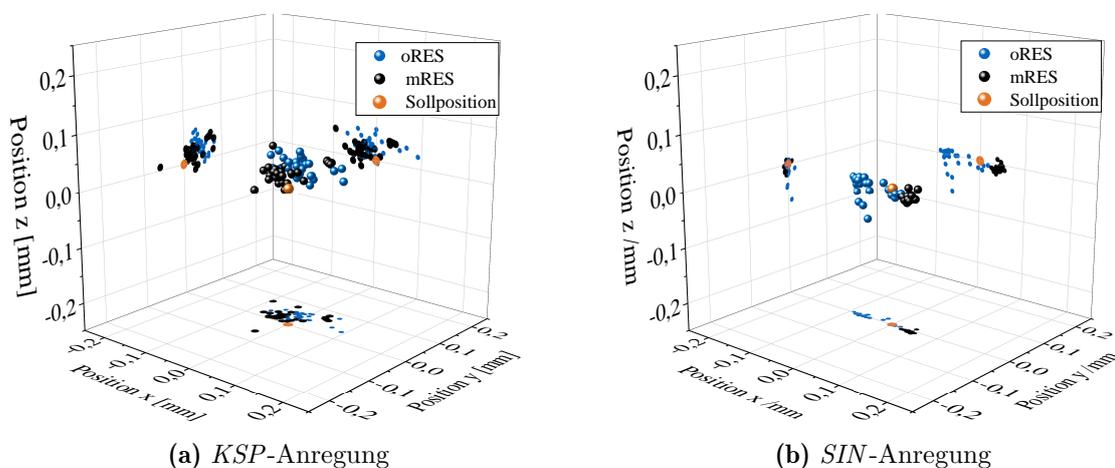


Abbildung 5.14: Statische Relativlagen vor Beginn des dritten Anregungszyklus. $N = 30$.

In Abbildung 5.14 ist für die Anregungsprofile *KSP* und *SIN* die statische Relativlage vor Beginn des dritten Zyklus dargestellt. Zur Überprüfung der Wiederholbarkeit wurden mit den beiden Reibpaarungen *oRES* und *mRES* pro Anregungsprofil je 30 Messungen mit je drei Zyklen durchgeführt und die Relativlagen vor dem dritten Zyklus ausgewertet. Bei keiner der insgesamt 120 durchgeführten Messungen tritt eine Abweichung $\Delta s > 0.1\text{mm}$ auf, was die sehr hohe Genauigkeit der Positionseinhaltung aufzeigt. Die Streuung der Positionswerte ist in allen Dimensionen sehr gering, zudem sind keine signifikanten Einflüsse der Anregungsart erkennbar. Marginale systematische Abweichungen der statischen Relativlage sind bei beiden Proben erkennbar, welche in x-Richtung am stärksten ausfallen. Diese sind durch die x-parallele Kontaktfläche der verwendeten Probenpaarungen zu erklären. Aufgrund der x-Parallelität der Kontaktfläche ist eine Abweichung in dieser Achse jedoch am unkritischsten, da diese weder zu einer Veränderung der Normalkraft noch der makroskopischen Anlagefläche führt.

Insgesamt kann die statische Soll-Relativlage demnach mit sehr hoher Präzision nachgebildet werden. Dies ermöglicht die wiederholbare und exakt einstellbare Nachbildung des statischen Beanspruchungskollektivs der Reibpaarung und somit der statischen Kontaktbedingungen des Realsystems.

5.5.5 Nachbildung der dynamischen Beanspruchung

Triaxiale beschleunigungsgeregelte Anregung

Zur Beschreibung der Nachbildungsgüte im Zeitbereich werden die aus Abschnitt 4.3.2.2 bekannten Fehlermaße des normierten Kreuzkorrelationsmaximums r_{ii} und des e_{RMS} -Fehlers verwendet. Als Vorgabesignal x_i werden die Zeitsignale der Relativbewegung (Beschleunigung bzw. Position) des Gesamtfahrzeugs definiert, die Antwortsignale x_i sind die am Tribometer gemessenen Zeitsignale der Relativbewegungen. Der für die Nachbildungsgüte betrachtete Frequenzbereich entspricht den ermittelten Frequenzen der *KSP*-Anregung ($8 \text{ Hz} < f < 80 \text{ Hz}$).

Für eine möglichst exakte Nachbildung des Vorgabesignals ist durch die iterative Regelung eine hohe Zahl an Iterationsschleifen zielführend. Dem steht jedoch die Dauer der Messdurchführung und somit die Klimaveränderung in der während dieser Zeit deaktivierten Klimakammer gegenüber. Daher ist es sinnvoll, eine möglichst geringe Zahl an Iterationsschleifen zu wählen, die bereits eine hohe Nachbildungsgüte aufweist. Der Einfluss der Anzahl an nachgebildeten Zyklen auf die Nachbildungsgüte ist exemplarisch für die beiden Probenpaarung *oRES* und *mRES* in Abbildung 5.15 dargestellt. Der e_{RMS} -Wert verringert sich in allen drei Achsen mit steigender Zyklenanzahl und nähert sich für *oRES* asymptotisch an Werte von $e_{RMS,x} = 0,150$, $e_{RMS,y} = 0,095$ und $e_{RMS,z} = 0,190$ an. Für die Probenpaarung *mRES* kann ein ähnlicher Verlauf der Kurven beobachtet werden, jedoch sind die e_{RMS} -Fehlerwerte mit einer asymptotischen Näherung an $e_{RMS,x} = 0,315$, $e_{RMS,y} = 0,173$ und $e_{RMS,z} = 0,252$ höher.

Während durch die ersten beiden Zyklen eine deutliche Verminderung der e_{RMS} -Werte erzielt werden kann, ist durch die Nachbildung weiterer Zyklen lediglich eine marginale Verminderung möglich. Daher wird eine Anzahl von drei Zyklen als geeignet erachtet, um eine ausreichend gute Nachbildung des dynamischen Beanspruchungskollektivs bei triaxialer beschleunigungsgeregelte Bewegung zu erreichen.

Die gemittelten erzielbaren Nachbildungsgüten der *KSP*-Anregung für Proben mit und ohne Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen bei Auswertung des dritten Anregungszyklus von je 30 Messungen sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Für beide Probenkontakte werden sehr hohe Korrelationskoeffizienten erreicht, was einer sehr starken linearen Abhängigkeit von Vorgabe und Nachbildung entspricht. Die e_{RMS} -Werte liegen zwischen 0,109 und 0,340, welche im Vergleich mit in der Literatur angegebenen Fehlerwerten von elektrodynamischen Shakersystemen [120, 150, 151] als durchschnittlich bis gering einzustufen sind. Die Standardabweichungen der Nachbildungskennwerte sind

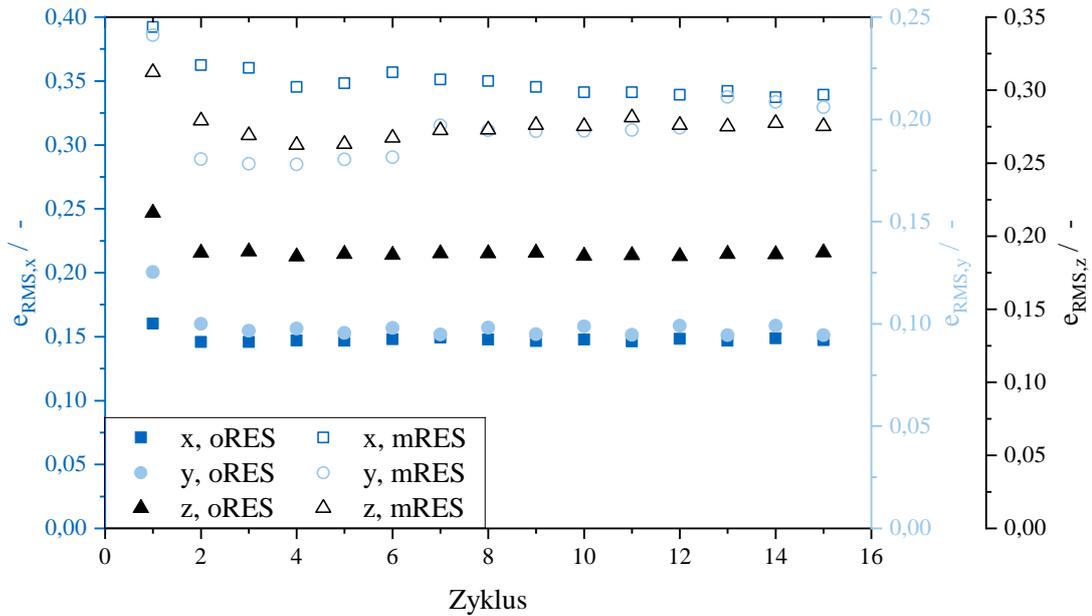


Abbildung 5.15: Einfluss der Zyklenanzahl auf die Nachbildungsgüte des *KSP*-Profils für die Reibpaarung *oRES* und *mRES*.

für beide Reibpaarungen ebenfalls sehr gering, was die hohe Reproduzierbarkeit der Messdurchführungen aufzeigt.

Tabelle 5.2: Korrelationskoeffizienten r_{ii} und e_{RMS} -Werte des dritten Anregungszyklus von *KSP* für *oRES* und *mRES*. Anzahl der Messungen $N = 30$.

	<i>oRES</i>	<i>mRES</i>
r_{xx}	$0,987 \pm 0,000$	$0,941 \pm 0,011$
r_{yy}	$0,995 \pm 0,000$	$0,984 \pm 0,003$
r_{zz}	$0,981 \pm 0,000$	$0,973 \pm 0,004$
$e_{RMS,x}$	$0,166 \pm 0,002$	$0,340 \pm 0,027$
$e_{RMS,y}$	$0,109 \pm 0,002$	$0,182 \pm 0,014$
$e_{RMS,z}$	$0,196 \pm 0,002$	$0,231 \pm 0,015$

Zur Veranschaulichung der Ähnlichkeit zwischen Vorgabe- und Nachbildungssignal ist in Abbildung 5.16 ein Vergleich der Beschleunigungszeitsignale exemplarischer Messungen von *oRES* und *mRES* dargestellt. Ersichtlich ist hierbei die hohe Übereinstimmung der Nachbildungen mit den Vorgabesignalen für beide Probenpaarungen. Für *oRES* werden die Vorgabesignale bis auf Dämpfungen an den Umkehrpunkten sehr exakt wiedergegeben. Diese Dämpfungen sind vermutlich der Hauptbeitragsleister für die Höhe der e_{RMS} -Fehlerwerte und auf die Viskoelastizität der Dichtungsprobe zurückzuführen. Die

zugehörige spektrale Auswertung der Leistungsdichten von *oRES* in Abbildung 5.17 zeigt, dass ein geringerer Leistungseintrag am Tribometer vor allem im Frequenzbereich $f > 40$ Hz auftritt, welcher sich durch die im Zeitsignal sichtbaren Dämpfungen erklärt.

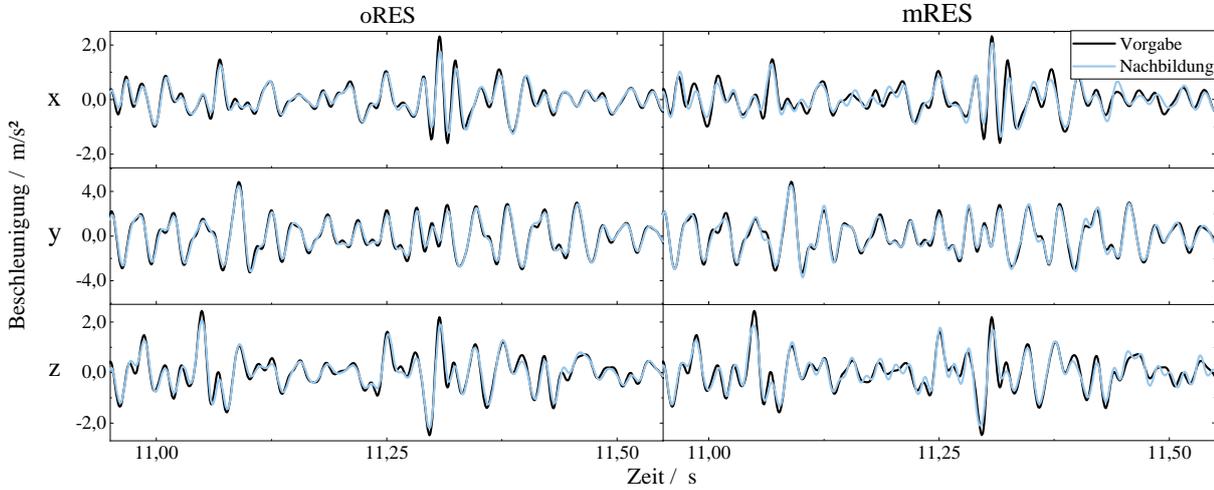


Abbildung 5.16: Zeitsignalausschnitte der Vorgaben und Nachbildungen am Tribometer für exemplarische Messungen von *oRES* und *mRES* bei *KSP*-Anregung.

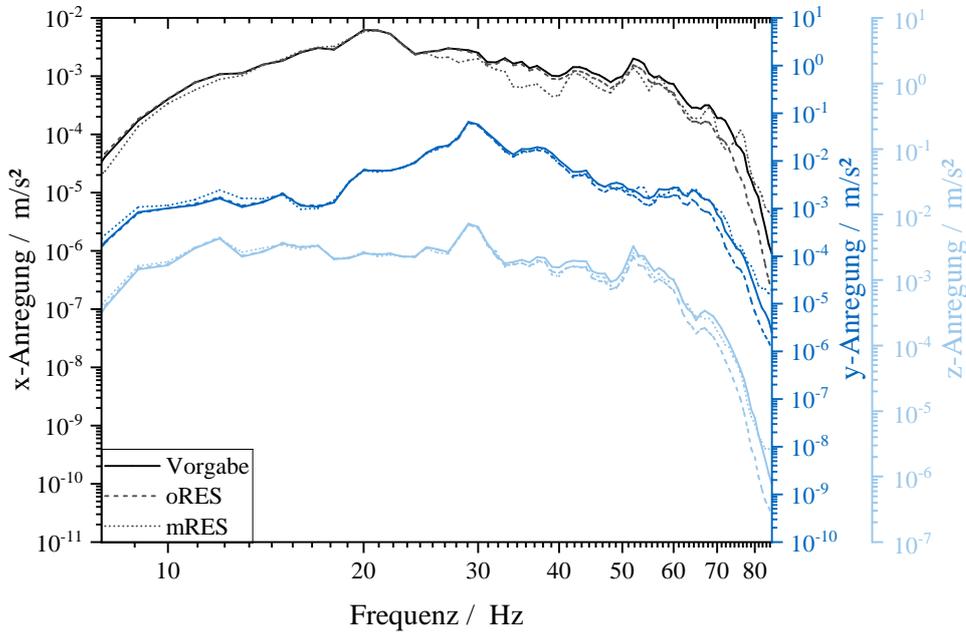


Abbildung 5.17: Vergleich der Leistungsdichtespektren der Vorgabe- und Nachbildungszeitsignale für *oRES* und *mRES*.

Für die Probenpaarung *mRES*, die ausgeprägte reibungsinduzierte Schwingungen aufweist, werden insgesamt etwas schlechtere Nachbildungskennwerte als für *oRES* erzielt.

Anhand der Zeitsignale und der Leistungsdichtespektren können zwei verschiedene Effekte beobachtet werden. Beim Vergleich der Zeitsignale in Abbildung 5.16 sind zunächst für *mRES* ebenfalls Dämpfungen an den Umkehrpunkten der Beschleunigungssignale zu erkennen, diese sind aber etwas geringer als bei *oRES*. Zurückzuführen ist dies auf die geringer ausgeprägte Materialdämpfung der *mRES*-Dichtung, was im Leistungsdichtespektrum einer geringeren Abweichung vom Vorgabe-PSD entspricht. Neben den Dämpfungen sind im *mRES*-Beschleunigungszeitsignal höherfrequente Überlagerungen erkennbar (z.B. bei $t = 11,2$ s). Diese höherfrequenten Schwingungen resultieren aus dem Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen und können durch die Filterung des Signals auf den anregungsrelevanten Frequenzbereich $8 \text{ Hz} < f < 80 \text{ Hz}$ nicht gänzlich unterdrückt werden. Im Leistungsdichtespektrum ist dies vor allem in x-Richtung durch die Abweichungen vom Vorgabe-PSD bei $f > 25 \text{ Hz}$ zu erkennen. Das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen beeinflusst demnach die Regelungsgüte des Tribometers in geringem Maße, da reibungsinduzierte Körperschallschwingungen auch im Frequenzbereich der Anregung auftreten und vom Regelkreis II nicht vollständig unterdrückt werden können.

Da höhere Frequenzen, die hier als Störung (reibungsinduzierte Schwingungen) oder Dämpfung auftreten, jedoch nur noch marginal zur Relativwegamplitude und Relativgeschwindigkeit beim *KSP*-Profil beitragen, wird das dynamische Beanspruchungskollektiv durch eine fehlerhafte Nachbildung in diesem Frequenzbereich lediglich geringfügig verändert. Die grundlegenden Bewegungsabläufe können demnach adäquat dargestellt werden und somit das dynamische Beanspruchungskollektiv des Realsystems am Tribometer nachgebildet werden.

Einaxiale positionsgeregelte Beanspruchung

Die Nachbildung der dynamischen Beanspruchung bei niederfrequenten Bewegungen erfolgt anhand der Regelung des Positionssignals. Wie bei der triaxialen hochfrequenten Beanspruchungsnachbildung ist auch hier durch die iterative Regelung eine Verbesserung der Nachbildungsgüte mit steigender Zykluszahl zu erwarten. Abbildung 5.18 zeigt diese Abhängigkeit für die Nachbildung der *SIN*-Anregung am Tribometer.

Der Vergleich der beiden Probenpaarungen zeigt, dass sowohl die Beschaffenheit der Proben als auch das Auftreten von reibungsinduzierten Schwingungen keinen signifikanten Einfluss auf die Nachbildung des einachsigen Positionssignals besitzt. Ein Grund für den nicht erkennbaren Einfluss reibungsinduzierter Schwingungen ist die Auflösung der Positionssensoren. Die sehr geringen Positionsamplituden, die aus dem Auftreten derartiger Schwingungen resultieren, können von den Positionssensoren nicht aufgelöst werden. Das durch die Positionssensoren gemessene Signal stellt somit stets nur die makroskopische Bewegung zwischen den beiden Reibpartnern dar, eine Beeinflussung durch reibungsinduzierte Schwingungen ist daher nicht möglich.

Die gemittelten e_{RMS} -Werte und Korrelationskoeffizienten nach dem dritten Anregungszyklus sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Die sehr hohen Korrelationskoeffizienten

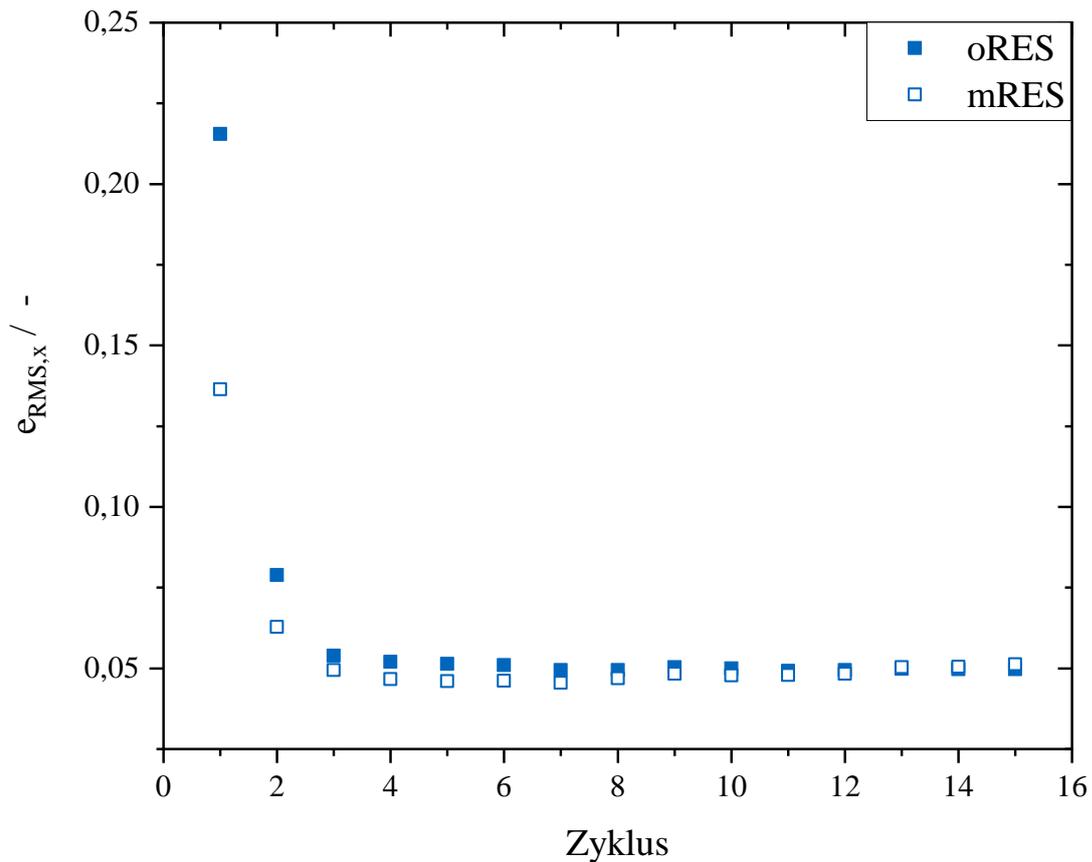


Abbildung 5.18: Einfluss der Zyklenanzahl auf die Nachbildungsgüte des *SIN*-Profils.

Tabelle 5.3: Korrelationskoeffizienten r_{xx} und $e_{RMS,x}$ -Werte des dritten *SIN*-Anregungszyklus für *oRES* und *mRES*. Anzahl der Messungen $N = 30$.

	<i>oRES</i>	<i>mRES</i>
r_{xx}	$0,999 \pm 0,001$	$0,998 \pm 0,001$
$e_{RMS,x}$	$0,053 \pm 0,011$	$0,056 \pm 0,012$

von $r_{xx} = 0,999$ für *oRES* und $r_{xx} = 0,998$ für *mRES* zeigen die starke lineare Abhängigkeit von Vorgabe- und Nachbildungssignal. Eine Bewertung der Positionsabweichung zwischen Vorgabe und Nachbildung, die mit der isolierten Betrachtung der Korrelationskoeffizienten nicht möglich ist, findet mithilfe der e_{RMS} -Werte statt. Der zeitgemittelte Fehlerwert von *SIN* ist mit $e_{RMS,x} = 0,053$ sehr gering, die Sollsignale werden demnach sehr exakt am Tribometer abgebildet. Abbildung 5.19 veranschaulicht

die Nachbildung von SIN im Zeitbereich, es ist ein nahezu identischer Verlauf von Vorgabe und Nachbildung ersichtlich.

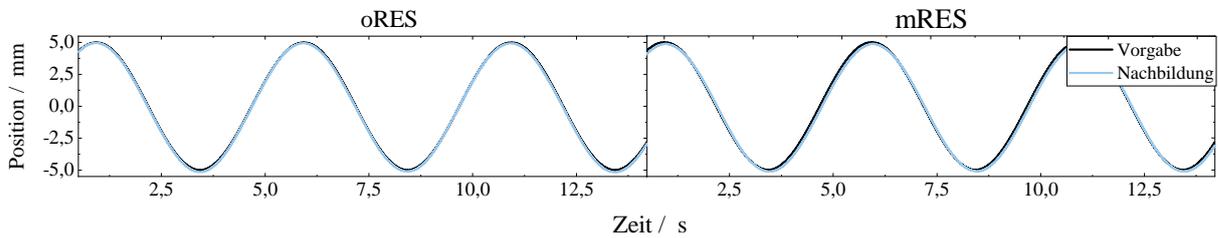


Abbildung 5.19: Zeitsignalausschnitte der Vorgaben und Nachbildungen am Tribometer für exemplarische Messungen von $oRES$ und $mRES$ bei SIN -Anregung.

5.5.6 Luftschallmessungen und -bewertungen

Hintergrundgeräusche

Bei Voruntersuchungen am Tribometer ohne Probenkontakte wurde ein durchschnittlicher Schalldruckpegel von 31 dB(A) gemessen. Der Großteil des hörbaren Antriebsgeräusches kann dabei auf die ausströmende Luft der radialen Luftlager zurückgeführt werden.

Der Schalldruck wird hierbei grundsätzlich auf den Frequenzbereich von 150 Hz bis 16 kHz gefiltert. Dies entspricht dem für Knarzen und Quietschen relevanten Bereich der Luftschallfrequenzen.

Subjektive Störgeräuschbewertung

Mithilfe des am Labortribometer angebrachten Messmikrofons kann bestimmt werden, wie störend ein am Probenkontakt auftretendes Geräusch empfunden wird. Diese Störgeräuschbewertung findet zunächst durch Experten statt, die das aufgezeichnete Mikrofonsignal hinsichtlich ihres Störgrads evaluieren. Die Bewertung findet anhand einer fünfstufigen Skala statt, die in Tabelle 5.4 beschrieben ist. Dieselbe Skala wird auch bei der Bewertung von Störgeräuschen im Gesamtfahrzeugtest- (C.R.E.S.T, vgl. Abschnitt 4.3.1) verwendet, was den Vergleich zwischen auftretenden Geräuschen am Fahrzeug und deren Nachbildung am Labortribometer ermöglicht. Ähnliche fünfstufige Bewertungsskalen wurden bereits von *Huang et al.* für die Bewertung von Fahrzeuginnenraumgeräuschen verwendet [152, 153]. Der Bewertungsindex (BI) stellt eine psychoakustische Größe dar und beschreibt stets den gesamthaften Höreindruck des Schallsignals. Sie beinhaltet unter anderem die generelle Intensität, die Transienz sowie die Rauigkeit des Geräuschs.

Tabelle 5.4: Definition der subjektiven Bewertungsindizes für reibungsinduzierte Störgeräusche.

Index	Störgrad	Beschreibung
5	nicht störend	kein Störgeräusch wahrzunehmen
4	etwas störend	leises Störgeräusch wahrzunehmen
3	störend	mäßiges Störgeräusch wahrzunehmen
2	sehr störend	deutliches Störgeräusch wahrzunehmen
1	enorm störend	lautes Störgeräusch wahrzunehmen

Aufgrund der in Kapitel 4.3 aufgezeigten zwei Einfahrzyklen, die zur exakten Nachbildung der Beanspruchung am Labortribometer benötigt werden, wird lediglich der dritte Bewegungszyklus für die Bewertung der Störgeräusche verwendet. Das Mikrofonsignal des dritten Anregungszyklus stellt somit die Bewertungsgrundlage dar.

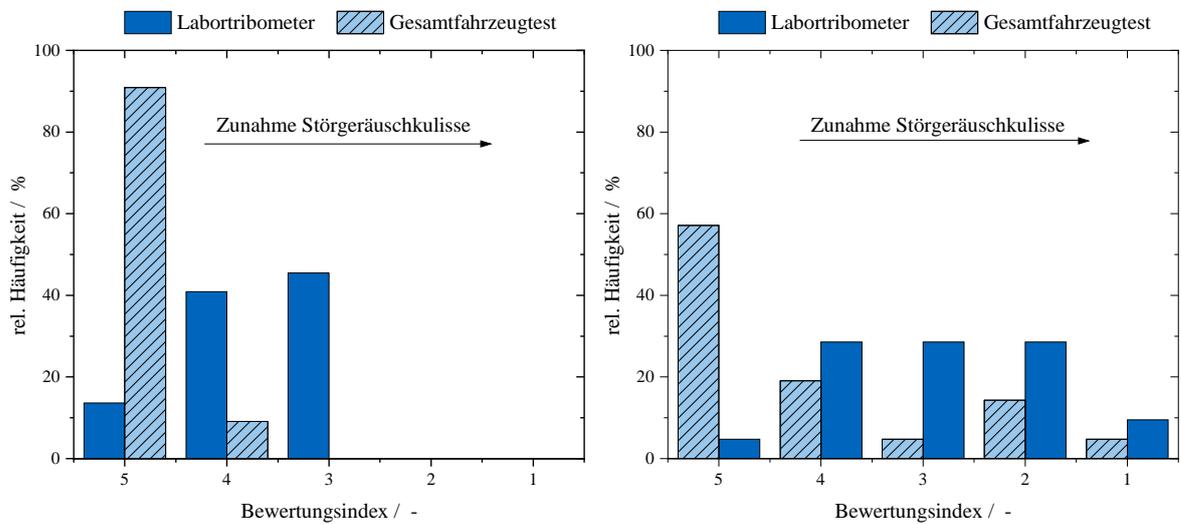
Jedes aufgezeichnete Mikrofonsignal wird von zwei Experten bewertet, die bereits langjährige Erfahrung im Bereich der Störgeräuschbeurteilung besitzen. Aus den Einzelbewertungen beider Experten wird der Mittelwert gebildet. Ein im Rahmen von Vorversuchen durchgeführter Vergleich der beiden Bewerter zeigt, dass sich die Einzelbewertungen der Messungen um maximal einen Index unterscheiden, in 95 % der Messungen wird exakt der gleiche Index vergeben.

Korrelation zur Störgeräuschbewertung am Fahrzeug

Eine Aussage über die Übereinstimmung des Störgeräuschverhaltens am Gesamtfahrzeug und am Labortribometer kann lediglich mithilfe der im vorherigen Abschnitt beschriebenen subjektiven Bewertungsindizes erfolgen, da eine objektivierte Bewertung am Gesamtfahrzeug weder mithilfe von Körperschall- noch Luftschallmessungen möglich ist.

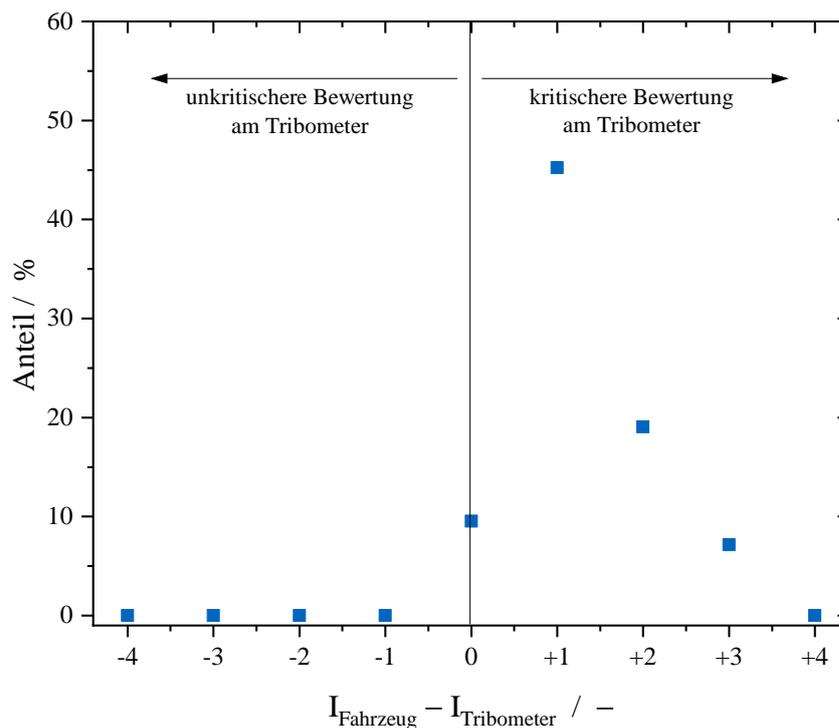
Um zu überprüfen, inwiefern am Gesamtfahrzeug auftretende reibungsinduzierte Schwingungen am Tribometer nachgebildet werden können, wird ein direkter Vergleich der am Gesamtfahrzeug und am Tribometer bestimmten Bewertungsindizes durchgeführt. Hierzu werden zwei verschiedene Fahrzeugmodelle (KKL-A, MKL-A) bei Umgebungstemperaturen von 23 °C bis 80 °C und wechselnden relativen Luftfeuchtigkeiten von 10% bis 50% auf der in Kapitel 4 beschriebenen Hydropulsanlage durch eine Expertenjury bewertet. Anschließend werden pro Fahrzeug eine Dichtungskomponente (Fensterführungsdichtung) und das jeweilige Kontaktbauteil (Zierleiste, Seitenrahmenausschnitt) aus den Fahrzeugen ausgebaut und am Tribometer unter Nachbildung der Gesamtfahrzeug-Randbedingungen ebenfalls die Bewertungsindizes bestimmt. Aufgrund der Variabilität der Randbedingungen Fahrzeugtyp, Anregungsprofil, Oberflächenbehandlung, Temperatur und Feuchtigkeit ergeben sich jeweils 42 Parametersätze

im Gesamtfahrzeugtest und am Tribometer.



(a) BIs an Fahrzeug KKL-A

(b) BIs an Fahrzeug MKL-A



(c) Differenz der BIs

Abbildung 5.20: Vergleich von am Gesamtfahrzeug und am Tribometer bestimmten subjektiven Bewertungsindizes.

Eine grundlegende Auswertung zeigt, dass jedes am Gesamtfahrzeug identifizierte Störgeräusch auch am Tribometer nachgebildet werden kann. In Abbildung 5.20a sowie Abbildung 5.20b ist erkennbar, dass für alle im Gesamtfahrzeugtest identifizierten

Störgeräusche auch am Tribometer ein Bewertungsindex $BI < 5$ vergeben wird. Für eine nähere Betrachtung, inwieweit sich die Höhe der Bewertungsindizes am Gesamtfahrzeug und am Tribometer unterscheiden, sind in Abbildung 5.20c die prozentualen Anteile der Differenz $I_{Fahrzeug} - I_{Tribometer}$ dargestellt, wobei $I_{Fahrzeug}$ und $I_{Tribometer}$ den Bewertungsindizes am Gesamtfahrzeug respektive am Tribometer entsprechen. Auch hier zeigt sich die kritischere Bewertung am Tribometer, für keinen Parametersatz wurde hier ein geringerer Bewertungsindex als am Realsystem vergeben. Die Mehrheit der Messungen wird im Laborumfeld mit einem um eine Einheit geringeren Index bewertet, die maximale Abweichung der Indizes beträgt +3. Ursache für die Beobachtungen ist die Überdeckung der reibungsinduzierten Störgeräusche durch andere Schallemissionen beim Gesamtfahrzeugtest, wie z.B. Anlagengeräusche oder anslagsinduzierte Geräusche durch die simultane Anregung mehrerer Fahrzeugsysteme. Zudem sind aufgrund des subjektiven Charakters der Beurteilung damit verbundene psychologische Faktoren wie beispielsweise die Fokussierung des Gehörs auf lediglich eine Geräuschquelle nicht auszuschließen, was ebenfalls die kritischere Bewertung am Tribometer begründen kann. Eine kritischere Bewertung am Tribometer ist grundsätzlich erwünscht, da so eine *worst-case*-Betrachtung stattfinden kann und potentielle, störgeräuschanfällige Kontakte frühzeitig identifiziert werden.

6 Definition von Mess- und Auswertungsverfahren

Nach der durchgeführten Validierung des Labortribometers werden in diesem Kapitel Methoden erarbeitet, die eine Charakterisierung verschiedener Reibpaarungen ermöglichen. Alle nachfolgenden Mess- und Auswerteverfahren wurden, falls nicht anders angegeben, anhand der in Abschnitt 5.5.2 beschriebenen Reibpaarungen entwickelt und erprobt.

6.1 Kenngrößen bei instationärem Reibungszustand

Wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, wird zwischen dem instationären und stationären Zustand der Reibung unterschieden. Der instationäre Zustand kann mithilfe des Haftreibungskoeffizienten μ_{stat} und des zurückgelegten Weges vom tangential-spannungsfreien Zustand der Dichtung bis zum Erreichen von μ_{stat} (Abrisspunkt) beschrieben werden. Dieser Weg wird im Folgenden als Haftweg s_{Haft} bezeichnet. Der Haftweg liefert eine wichtige Aussage darüber, welche relative Verschiebung ein Dichtprofil im Einbauzustand mitgehen kann ohne makroskopisch von der Gegenfläche abzugleiten. Da der makroskopische Gleitzustand eine notwendige Voraussetzung für die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen ist, können so bei bekannter Relativbewegung einer Reibpaarung im Fahrzeug Prognosen über das Verhalten eines Dichtkontakts gemacht werden.

Zur Ermittlung von μ_{stat} und s_{Haft} wird am Labortribometer ein Bewegungsprofil benötigt, das eine Messung der tangential und normal wirkenden Kräfte im Probenkontakt sowie der Positionen der beiden Reibpartner ermöglicht. Geeignet ist hierfür ein zeitstetiges, positionsgeregeltes Signal, das eine langsame relative Verschiebung der Probenoberflächen sicherstellt. Aus diesem Grund wird das einachsige Sinus-Profil *SIN* mit einer Frequenz von 0,2 Hz und einer Amplitude von 5 mm in x-Richtung gewählt. Ein Vorteil dieses quasistatischen Bewegungsprofils ist die Vermeidung von Peaks im Beschleunigungssignal durch die Massenträgheit der Achsen. Würde eine Bewegung mit einem abrupten Start verwendet werden, so wäre das Kraftmaximum durch Trägheitskräfte verfälscht.

Betrachtet wird im Rahmen der Arbeit lediglich eine Relativbewegung in x-Richtung, da hier der Kontaktquerschnitt und somit die geometrisch-mechanischen Randbedingungen der Reibpaarung konstant bleiben. Grundsätzlich kann das Verhalten in andere Verschiebungsrichtungen unter Berücksichtigung der sich ändernden Randbedingungen analog zum hier beschriebenen Verfahren untersucht werden.

Es besteht ein Einfluss der Verschiebungsgeschwindigkeit sowohl auf den Haftreibungskoeffizienten als auch den Haftweg [82]. Dieser wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit

nicht weiter untersucht, sondern stets die Kennwerte bei der beschriebenen Sinusbewegung ermittelt. Auch die Abhängigkeit von μ_{stat} und der Kontaktzeit vor Beginn der Relativbewegung wird nicht berücksichtigt, da ihr Effekt bei den im Allgemeinen langen Kontaktzeiten am automobilen Türdichtsystem (Fahrzeugtüren sind in der Regel geschlossen) eine untergeordnete Rolle spielt.

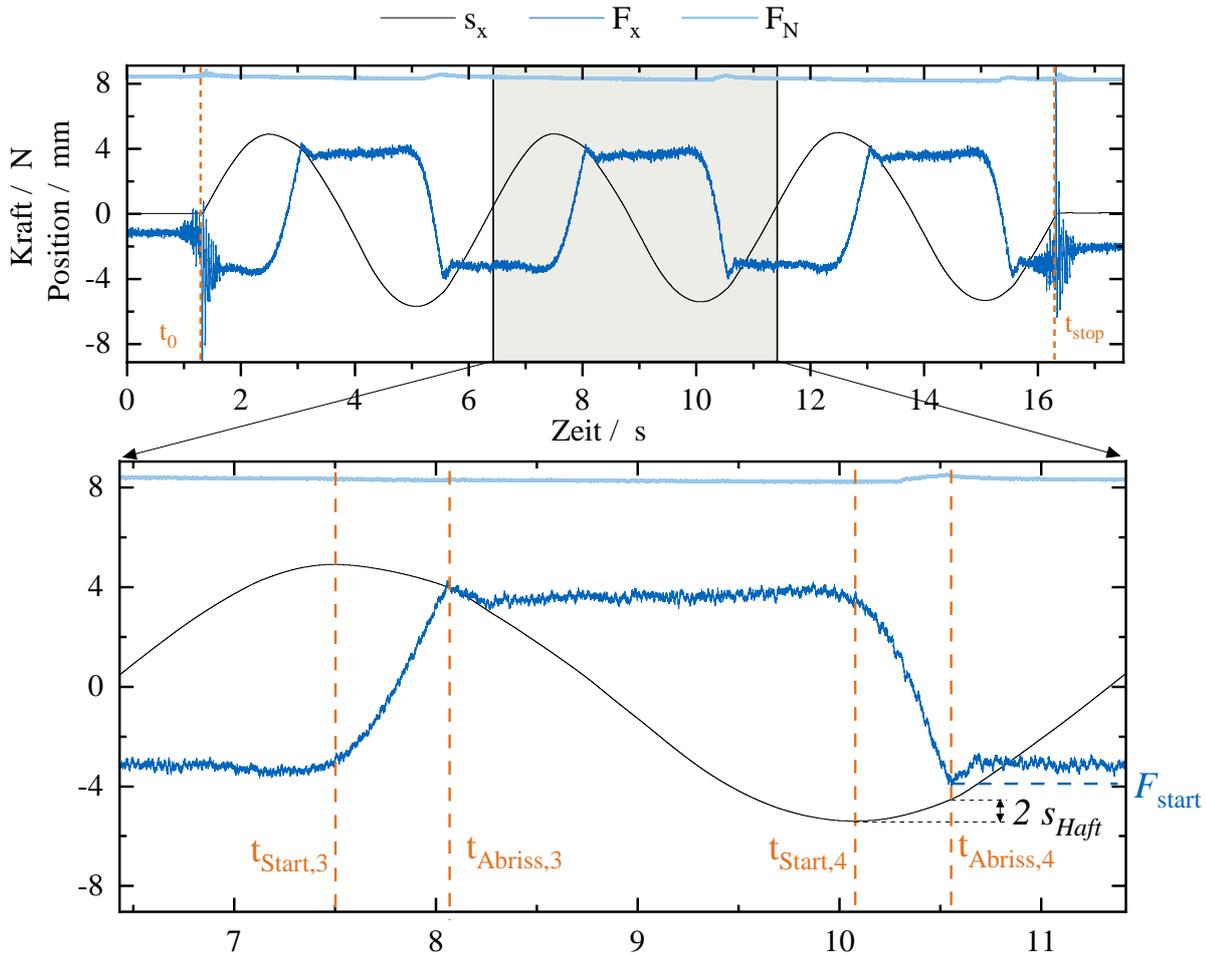


Abbildung 6.1: Beispiel eines Signalverlaufs zur Ermittlung von μ_{stat} und s_{Haft} .

Abbildung 6.1 zeigt exemplarisch eine Messung zur Bestimmung der instationären Reibungskenngrößen. Die zu den Zeitpunkten t_0 und t_{stop} auftretenden Kraftpeaks resultieren aus dem abrupten Anfahren und Abbremsen der Shakerachsen und werden nicht in die Berechnung der Kenngrößen einbezogen. Zur Verbesserung der Messgüte werden μ_{stat} und s_{Haft} stets aus der Mittelung von sechs aufeinanderfolgenden Sinusauslenkungen ermittelt sowie deren Standardabweichung berechnet.

Der Haftreibungskoeffizient wird durch die Division der Tangential- und Normalkraft zum Zeitpunkt der Komplettablösung der beiden in Kontakt befindlichen Probenoberflächen

bestimmt (siehe Kapitel 2.2.2). Dieser Zeitpunkt wird messtechnisch durch das Maximum der Tangentialkraft bestimmt (t_{Abriss}). Die Normalkraft wird als die resultierende Kraft aus den orthogonal zur Bewegungsrichtung wirkenden Kräften (y, z) bestimmt. Somit ergibt sich für die Berechnung des Haftreibungskoeffizienten am Labortribometer folgender Zusammenhang:

$$\mu_{stat} = \frac{\mu_{stat,1} + \mu_{stat,2} + \mu_{stat,3} + \mu_{stat,4} + \mu_{stat,5} + \mu_{stat,6}}{6} \quad (6.1)$$

$$\text{mit } \mu_{stat,n} = \frac{|F_x(t_{Abriss,n})|}{|F_N(t_{Abriss,n})|} = \frac{|F_x(t_{Abriss,n})|}{\sqrt{F_y^2(t_{Abriss,n}) + F_z^2(t_{Abriss,n})}} \text{ für alle } n \in [1; 6] \quad (6.2)$$

Zur Ermittlung des Haftweges wird messtechnisch zunächst die maximale Auslenkung der Verschiebung bestimmt. Dies entspricht bei der gewählten Sinusbewegung den Umkehrpunkten in x-Richtung (t_{Start}). Die elastomere Dichtungsprobe ist an diesen Auslenkungen maximal deformiert. Durch den Richtungswechsel der Relativbewegung wird die Probe anschließend wieder entspannt und in die Gegenrichtung deformiert, bis der Haftzustand überwunden wird und es zum makroskopischen Abriss der beiden Probenoberflächen kommt. Dieser Zeitpunkt kann durch das Tangentialkraftsignal eindeutig bestimmt werden (t_{Abriss}). Der zurückgelegte Weg zwischen t_{Start} und t_{Abriss} entspricht dabei aufgrund der Dichtungsdeformation $2 \cdot s_{Haft}$. Der Haftweg kann daher anhand von Gleichung 6.4 definiert werden:

$$s_{Haft} = \frac{1}{6} \cdot (s_{Haft,1} + s_{Haft,2} + s_{Haft,3} + s_{Haft,4} + s_{Haft,5} + s_{Haft,6}) \quad (6.3)$$

$$\text{mit } s_{Haft,n} = \left| \frac{s_x(t_{Start,n}) - s_x(t_{Abriss,n})}{2} \right| \text{ für alle } n \in [1; 6] \quad (6.4)$$

6.2 Kenngrößen bei stationärem Reibungszustand

Der stationäre Reibungszustand wird durch den Gleitreibungskoeffizienten μ_{kin} charakterisiert. Zur Berechnung des Gleitreibungskoeffizienten ist im Vergleich zur instationären Messung ein leicht verändertes Messverfahren am Labortribometer notwendig. Da die Gleitreibung insbesondere bei Elastomeren meist geschwindigkeitsabhängig ist, wird zur Berechnung von μ_{kin} ein Bewegungssignal mit konstanter Geschwindigkeit über einen definierten Zeitraum benötigt. Da sich beim Sinussignal aus Abschnitt 6.1 die Relativgeschwindigkeit kontinuierlich über das Zeitsignal ändert, ist dieses Bewegungssignal hier nicht geeignet. Daher wird ein weiteres Bewegungssignal definiert, das einen abschnittswise linearen Positionsverlauf besitzt. Bei dieser Relativbewegung handelt es sich um eine Rampenprofil mit einer Amplitude von ± 5 mm in x-Richtung. Die Steilheit der Rampen ergibt sich dabei aus der Vorgabe der Relativgeschwindigkeit, bei der μ_{kin} gemessen werden soll. Eine Limitierung der Relativgeschwindigkeit am Labortribometer besteht durch die in der Praxis maximal mögliche Positionsauslenkung von ± 12 mm. Durch Vorversuche konnte ermittelt werden, dass eine adäquate Regelung und somit die Messung des

Gleitreibungskoeffizienten für eine Relativgeschwindigkeit von maximal $8 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ möglich ist. Dies deckt jedoch bereits den Großteil der am Türdichtsystem auftretenden tangentialen Relativgeschwindigkeiten ab (vgl. Verteilungsdichten in Abschnitt 4.3.3.3). Ein Beispiel für die Messung von μ_{kin} ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Es werden wie auch bei der Messung der instationären Reibungskennwerte jeweils sechs Rampenzyklen nachgebildet und der Mittelwert aus diesen Zyklen gebildet. Da die Berechnung von μ_{kin} nicht zu einem diskreten Zeitpunkt (wie bei μ_{stat}), sondern im Zeitintervall Δt_{kin} stattfindet, werden hier die Effektivwerte der $\mu_{kin,n}$ -Zeitsignale gebildet. Der Gleitreibungskoeffizient wird folglich anhand der Gleichungen 6.5 bis 6.7 in den Zeitbereichen Δt_{kin} ausgewertet, in denen die beiden Proben makroskopisch voneinander abgleiten:

$$\mu_{kin,n}(\Delta t_{kin}) = \frac{|F_x(\Delta t_{kin,n})|}{|F_N(\Delta t_{kin,n})|} = \frac{|F_x(\Delta t_{kin,n})|}{\sqrt{F_y^2(\Delta t_{kin,n}) + F_z^2(\Delta t_{kin,n})}} \quad \text{für alle } n \in [1; 6] \quad (6.5)$$

$$\mu_{kin,n} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N \mu_{kin,n,N}^2} \quad \text{für alle } n \in [1; 6] \quad (6.6)$$

$$\mu_{kin} = \frac{1}{6} \cdot (\mu_{kin,1} + \mu_{kin,2} + \mu_{kin,3} + \mu_{kin,4} + \mu_{kin,5} + \mu_{kin,6}) \quad (6.7)$$

Je größer die Relativgeschwindigkeit gewählt wird, desto kleiner wird t_{kin} und desto impulshafter ist das Anfahren und Abbremsen der Proben. Durch diese Impulse entstehen jeweils Peaks im Kraftsignal, die nicht mit in die Auswertung eingehen dürfen und den Auswertebereich t_{kin} nochmals reduzieren. Eine Auswertung für Relativgeschwindigkeiten $v_{rel} > 8 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ ist daher nicht mehr sinnvoll.

Die beschriebene Auswertemethodik ist nur für Messungen zulässig, bei denen keine reibungsinduzierten Schwingungen auftreten. Treten Schwingungen auf, so ist die Messung des Gleitreibungskoeffizienten μ_{kin} im physikalisch engen Sinn nicht möglich. Ursache hierfür ist, dass sich aufgrund der Schwingungen nie ein stationärer Gleichgewichtszustand der Reibung einstellt [154, 155]. Die tatsächliche Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Probenoberflächen entspricht nicht der vorgegebenen Relativgeschwindigkeit v_{rel} , sondern ändert sich kontinuierlich während des Abgleit-Vorgangs. Aus diesem Grund ist eine Mittelung der Tangentialkraft über das Messsignal nicht zulässig [156]. Statt der Ermittlung von μ_{kin} kann lediglich ein effektiver Gleitreibungskoeffizient $\mu_{kin,eff}$ aus den Messdaten ermittelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird dabei stets der Reibungskoeffizient bestimmt, der bei der halben Abgleit-Strecke (d.h. zwischen zwei Haftzeitpunkten) vorhanden ist. Wird im Folgenden der effektive Gleitreibungskoeffizient verwendet, so wird der Wert mit dem Zusatz * gekennzeichnet.

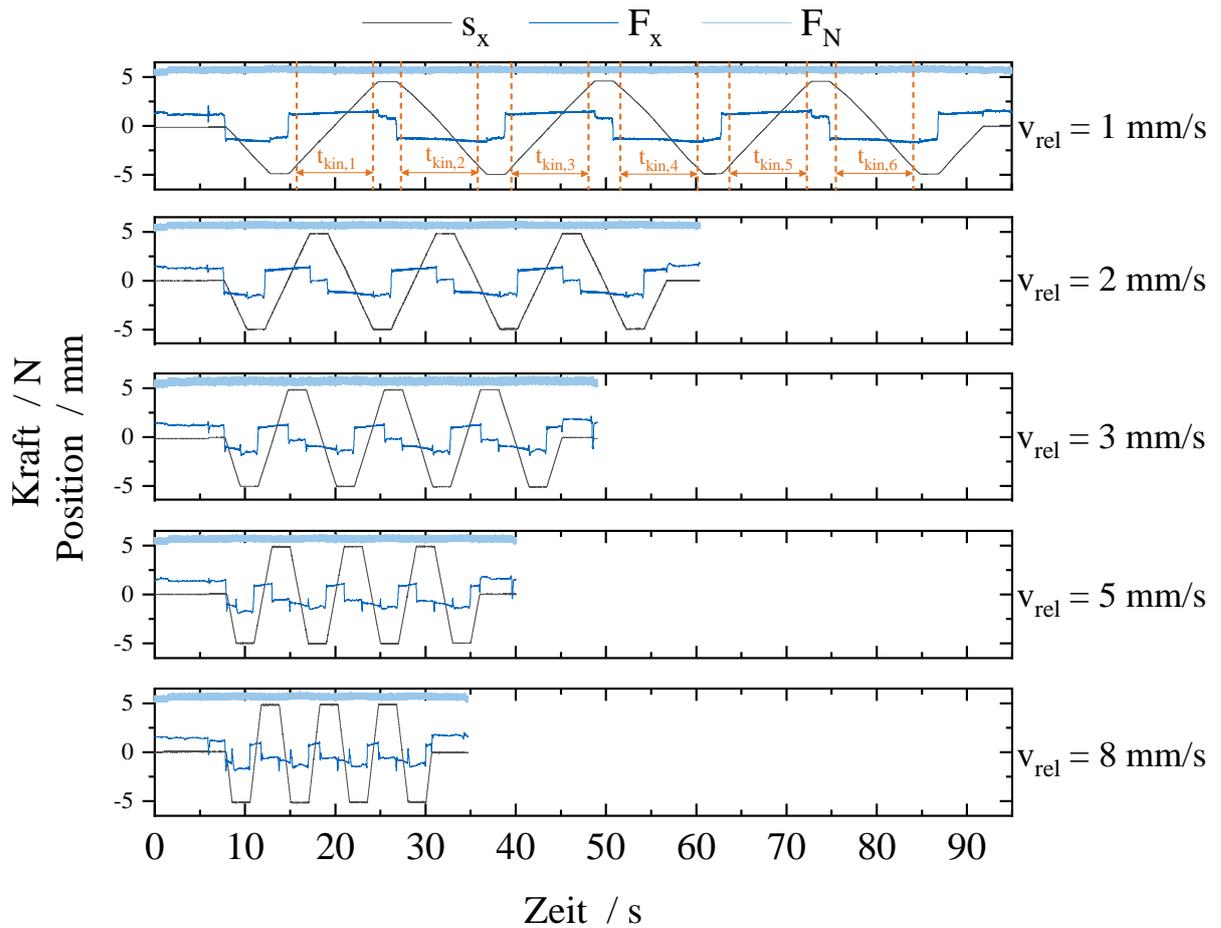


Abbildung 6.2: Beispiel eines Signalverlaufs zur Ermittlung von μ_{kin} .

6.3 Ermittlung der Kontaktsteifigkeit

Eine weitere wichtige Kenngröße für die Beschreibung einer Reibpaarung, insbesondere bei elastomeren Reibpartnern, ist die Kontaktsteifigkeit. Sie gibt an, inwieweit ein Kontakt tangentiale Kräfte übertragen kann, ohne dabei ein makroskopisches Abgleiten der Oberflächen zu erzeugen. Die Kontaktsteifigkeit ist für den linear-elastischen Bereich definiert, d.h. eine plastische Deformation der Reibpartner darf nicht stattfinden. Im mechanischen Ersatzmodell aus Abschnitt 2.3.3 kann die Kontaktsteifigkeit als Federkonstante k aufgefasst werden. Im Allgemeinen ist die Kontaktsteifigkeit sowohl von den Material- und Oberflächeneigenschaften der Reibpartner als auch ihrer Geometrie abhängig.

Am Labortribometer kann die Kontaktsteifigkeit einer Reibpaarung ermittelt werden, indem die tangentiale Kraft gegen die tangentiale Verschiebung der Proben für die in Abschnitt 6.1 definierte Sinusbewegung aufgetragen wird. Die horizontalen Bereiche der entstehenden Kennlinie entsprechen dabei dem Zustand der Gleitreibung. Die positive und negative Flanke der Kennlinie stellt den Haftzustand in den Umkehrpunkten der Sinusbewegung dar. Die Steigung der Kennlinie in diesen Bereichen entspricht der Kontaktsteifigkeit [20]. Abbildung 6.3 zeigt eine Beispielmessung zur Ermittlung der Kontaktsteifigkeit.

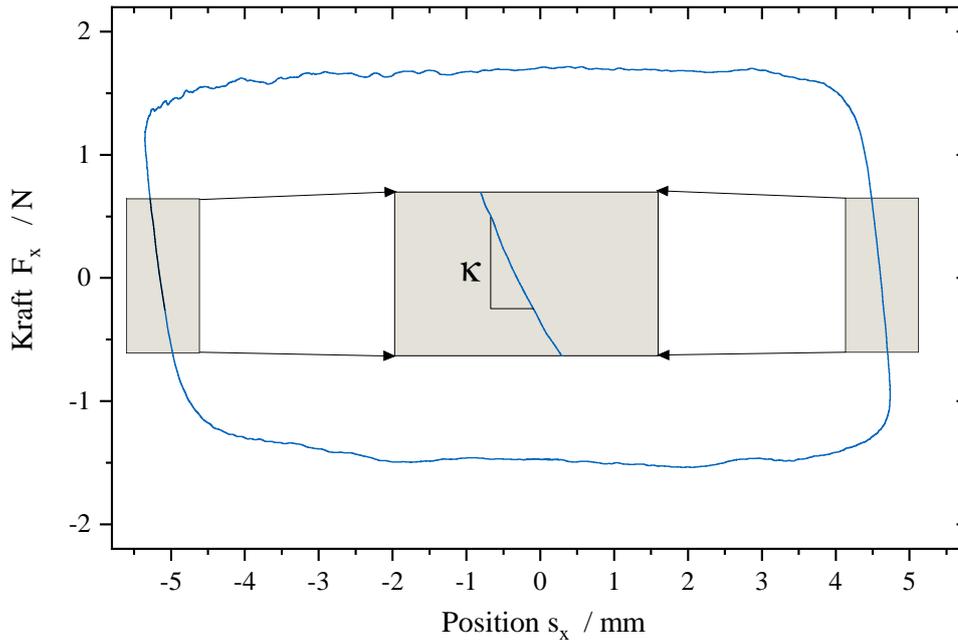


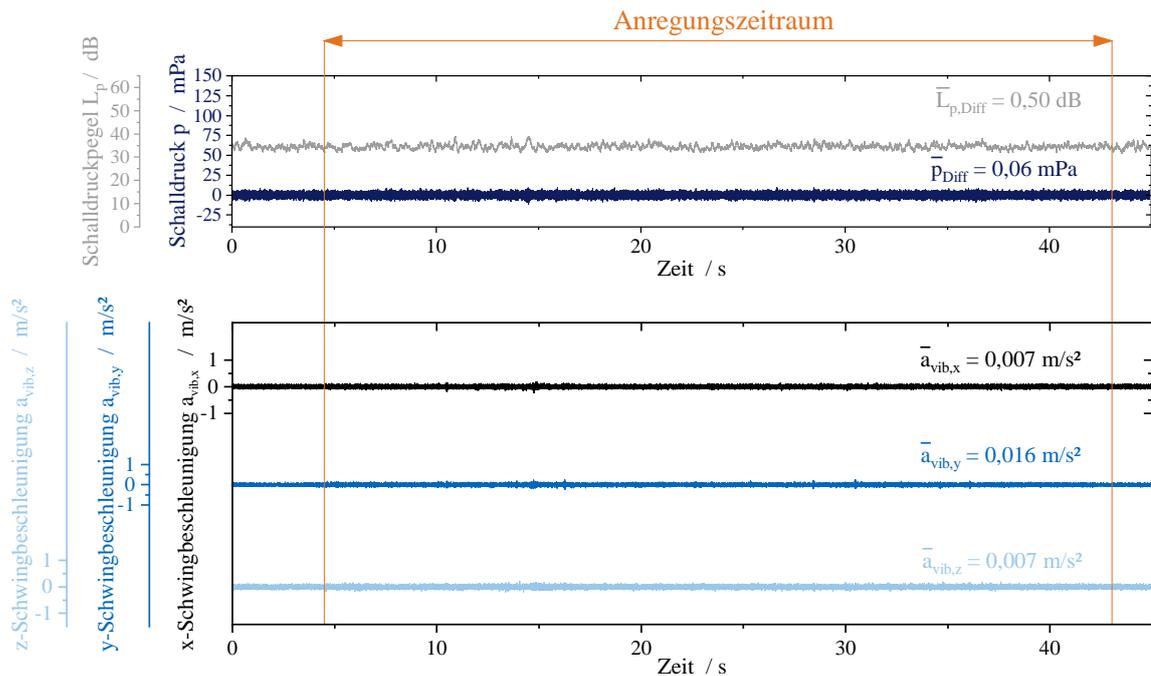
Abbildung 6.3: Beispiel zur Ermittlung der Kontaktsteifigkeit κ_x .

6.4 Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen

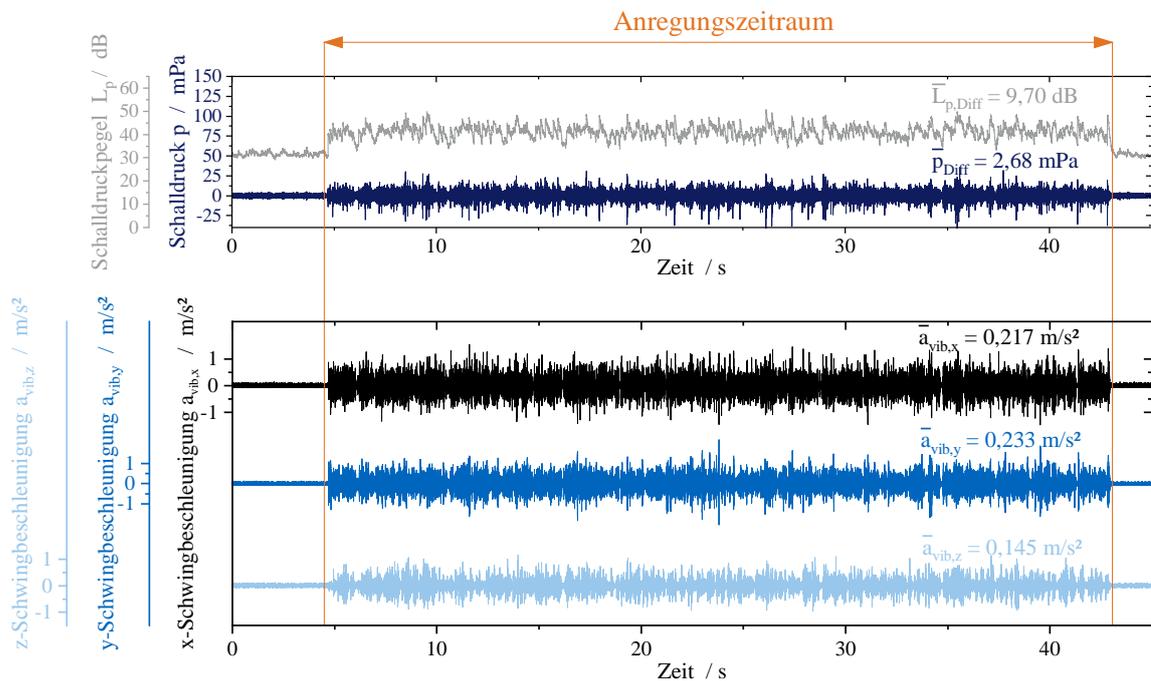
Eine der Hauptfunktionen des Tribometers soll darin bestehen, Dichtkontakte hinsichtlich ihres durch Reibung induzierten Störgeräuschverhaltens zu untersuchen. Hierbei ist es einerseits erforderlich auftretende reibungsinduzierte Schwingungen zu identifizieren, andererseits diese zu charakterisieren.

Für die Entwicklung einer geeigneten Methode zur Identifizierung reibungsinduzierter Schwingungen werden Messungen an den in Abschnitt 5.5.2 beschriebenen Reibpaarungen *oRES* und *mRES* mit den beiden Anregungsarten *KSP* und *SIN* durchgeführt. Hierbei ist anhand der Mikrofonaufnahmen beim *oRES*-Dichtkontakt bei einer Expertenbewertung jeweils kein Geräusch wahrzunehmen (*BI 5*), beim *mRES*-Dichtkontakt hingegen treten deutliche Geräusche auf (*BI 2*).

Die Zeitsignale der Messungen bei *KSP*-Anregung sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Beim Vergleich der Luftschallsignale von *oRES* und *mRES* ist erkennbar, dass für die *oRES*-Reibpaarung im Anregungszeitraum kein erhöhtes Schalldruck- und Schalldruckpegelsignal im Vergleich zu den Zeitbereichen in Ruhelage (also vor und nach dem Anregungszeitraum) vorliegt. Beim Dichtkontakt *mRES* hingegen ist während des Anregungszeitraums ein deutlich höheres Schalldruck- sowie Schalldruckpegelsignal messbar als in Ruhelage. Bei den Messungen der *SIN*-Anregung in Abbildung 6.5 ergibt sich ein analoges Ergebnis. Auch hier sind im Anregungszeitraum beim *oRES*-Dichtkontakt keine erhöhten Luftschallsignale erkennbar, wohingegen beim *mRES*-Dichtkontakt während des Anregungszeitraums ein deutlicher Anstieg des Schalldruck- und Schalldruckpegelsignals vorhanden ist.

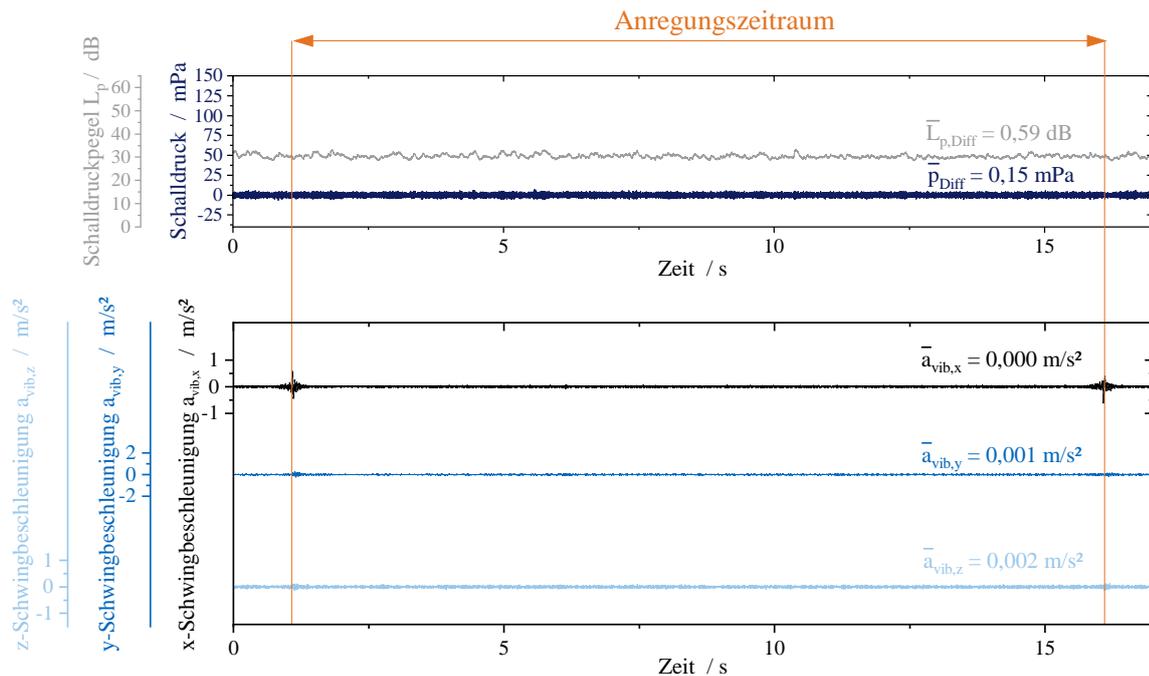


(a) *oRES*-Dichtkontakt ohne Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen (BI 5).

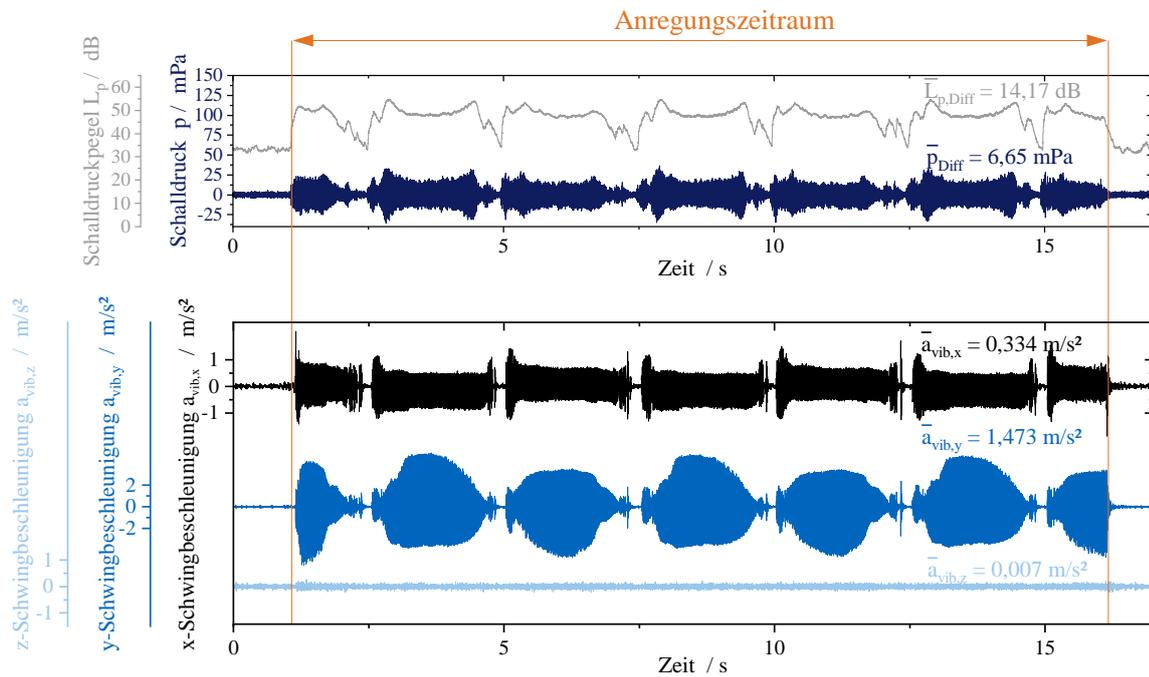


(b) *mRES*-Dichtkontakt mit Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen (BI 2).

Abbildung 6.4: Messung des *oRES*- und *mRES*-Dichtkontakts am Labortribometer bei *KSP*-Anregung.



(a) *oRES*-Dichtkontakt ohne Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen (BI 5).



(b) *mRES*-Dichtkontakt mit Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen (BI 2).

Abbildung 6.5: Messung des *oRES*- und *mRES*-Dichtkontakts am Labortribometer bei *KSP*-Anregung.

Dies verdeutlicht, dass eine Identifizierung von reibungsinduzierten Störgeräuschen am Tribometer anhand der Luftschallsignale grundsätzlich möglich ist. Die Luftschallsignale am Tribometer sind im Allgemeinen jedoch anfällig für Störungen von außen und damit ein potentiell Risiko für Fehlbewertungen. Beispielsweise werden aufgrund einer fehlenden Schallisolierung Geräusche außerhalb der Klimakammer ebenfalls vom Mikrofon aufgezeichnet oder Geräusche innerhalb der Klimakammer, die jedoch nicht aus dem untersuchten Reibkontakt resultieren (z.B. Spannungslösung der metallischen Klimakammerwände bei Abkühlung oder Erwärmung). Um eine verlässliche Identifizierung von Geräuschen anhand der Luftschallsignale zu erreichen, wären erhebliche Aufwände hinsichtlich der Schallisolierung am Tribometeraufbau notwendig. Aus diesem Grund soll eine äquivalente Methodik implementiert werden, die auch ohne Luftschall-optimierende Maßnahmen weniger anfällig gegenüber derartigen Störungen ist. Eine Möglichkeit hierfür ist die Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen anhand der Körperschallsignale.

Die Grundidee für die Identifikation reibungserregter Schwingungen anhand der Körperschallsignale ist, dass das Abbremsen und Beschleunigen der Kontaktflächen bei Auftreten von Stick-Slip mittels der tangentialen Beschleunigungssignale messbar sind. Eine direkte Messung der Beschleunigungen an der Kontaktfläche ist bei tribologischen Messungen lediglich mittels optischer Messtechnik möglich, da bei anderen Messverfahren stets eine Beeinträchtigung des Probenkontakts stattfindet. Eine Alternative zur Messung des Körperschalls direkt im Probenkontakt ist eine Messung der Schwingungen des gesamten Tribosystems. Diese alternative Methode soll beim hier entwickelten Tribometer implementiert werden, da so die Installation zusätzlicher Messtechnik entfällt. Die Messung des Körperschalls soll in diesem Fall mithilfe der angebrachten Beschleunigungssensoren an der xz- sowie y-Probenaufnahme erfolgen und eine Korrelation mit den Schwingungen im Probenkontakt hergestellt werden.

Zur Erläuterung der entwickelten Methodik wird zunächst die *SIN*-Anregung betrachtet. Bei dieser Anregung erfolgt die relative Bewegung der beiden Reibpartner positionsgeregelt mit einer Frequenz von 0,2 Hz entlang der x-Achse. Grundsätzlich können zwei Arten von Beschleunigungen bei diesem Anregungsprofil auftreten:

- tangentiale x-Beschleunigung durch die makroskopische Relativbewegung:
 $a > 0 = \text{Beschleunigen}, a < 0 = \text{Abbremsen}$
- tangentiale x-Beschleunigung durch reibungsinduzierte Schwingungen im Probenkontakt: *oszillierende Beschleunigung*

Diese beiden Beschleunigungsarten werden messtechnisch mit dem am der xz-Probenaufnahme angebrachten Beschleunigungssensor aufgezeichnet. Um demnach reibungsinduzierte Schwingungen zu identifizieren, muss eine Trennung der beiden auftretenden Beschleunigungsarten erfolgen. Dies kann durch eine Filterung des tangentialen

Beschleunigungssignals realisiert werden. Eine Tiefpassfilterung des aufgezeichneten x-Beschleunigungssignals erzeugt das Beschleunigungssignal durch die makroskopische, äußere Relativbewegung. Eine Hochpassfilterung des x-Beschleunigungssignals hingegen erzeugt das Beschleunigungssignal, das durch reibungsinduzierte Schwingungen auftritt. Schematisch ist die Methodik in Abbildung 6.6 dargestellt. Im Fall der *SIN*-Anregung wird als Grenzfrequenz der Tief- bzw. Hochpassfilterung $f = 1$ Hz gewählt. Da die Anregungsfrequenz 0,2 Hz beträgt, können Schwingungen mit $f > 1$ Hz somit lediglich aus reibungsinduzierten Schwingungen resultieren. Da es sich bei der *SIN*-Anregung um eine niederfrequente, quasistatische Anregung handelt, ist im TP-gefilterten Anregungssignal keine Beschleunigung sichtbar.

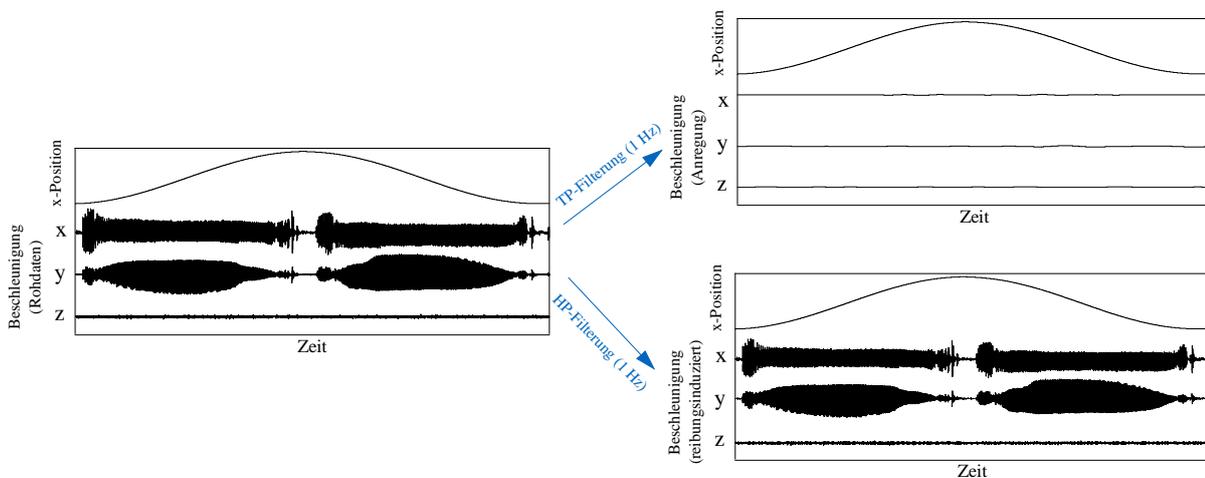


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung der Methodik der Frequenztrennung für die *SIN*-Anregung.

Die für die Identifikation der reibungsinduzierten Schwingungen Hochpass-gefilterten Beschleunigungssignale werden im Folgenden als Schwingbeschleunigungen $a_{vib,i}$ für jede Raumrichtung i bezeichnet. Sie werden stets sowohl für die normale als auch für die tangentialen Bewegungsrichtungen betrachtet, da bei elastomeren Kontakten stets auch Schwingungen in normaler Richtung zur Kontaktfläche auftreten. In Abbildung 6.5 sind die Schwingbeschleunigungen für *oRES* sowie *mRES* dargestellt. Für die Reibpaarung *oRES* sind dabei keine Schwingbeschleunigungen vorhanden, wohingegen Reibpaarung *mRES* signifikante Schwingbeschleunigungen im Anregungszeitraum aufweist. Für die *SIN*-Anregung sind grundsätzlich zwei Fälle zu unterscheiden, wenn reibungsinduzierte Schwingungen vorhanden sind (vgl. Abschnitt 2.3.3):

1.) kleiner β -Koeffizient:

Gleitphasen dominieren, die Schwingungsfrequenz ist in etwa so groß wie die Resonanzfrequenz des Tribosystems. Am Tribometeraufbau entspricht dies einer Schwingungsfrequenz von $f_{vib} \approx 100$ Hz.

2.) großer β -Koeffizient:

Die Schwingungsfrequenz ist abhängig von $\Delta\mu$ sowie v_{rel} : Haftphasen dominieren,

die Schwingungsfrequenz f_{vib} ist kleiner als die Resonanzfrequenz des Tribosystems, jedoch höher als die Anregungsfrequenz.

Da bei beiden Fällen die Schwingungsfrequenz größer ist als die Anregungsfrequenz, ist es stets möglich eine eindeutige Trennung der makroskopischen Relativbewegung und auftretenden reibungsinduzierten Schwingungen zu erhalten.

Die Leistungsdichtespektren der Schwingbeschleunigungen $a_{vib,i}$ in Abbildung 6.7 verdeutlichen die eindeutige Identifizierbarkeit von Reibpaarungen mit reibungsinduzierten Schwingungen. Für die Reibpaarung *mRES*, bei der reibungsinduzierte Schwingungen auftreten, sind deutliche Peaks bei $f_{vib} = 102$ Hz in x- sowie y-Richtung erkennbar. In z-Richtung, in die bei der *SIN*-Anregung keine Anregung stattfindet, ist ein sehr kleiner Peak vorhanden. Dieser resultiert aus der nicht vollständigen Unabhängigkeit der Anregungsachsen, kann aber aufgrund der sehr geringen Leistungsdichte vernachlässigt werden. In der tangentialen Anregungsrichtung x sind neben des Peaks bei $f_{vib} = 102$ Hz weitere Peaks bei $f_{vib} = n \cdot 102$ Hz sichtbar. Hier handelt es sich um harmonische Vielfache der Grundschiwingung. Das Schwingungsverhalten der *mRES*-Reibpaarung deutet demnach auf einen kleinen β -Koeffizienten hin. Reibpaarung *oRES* zeigt im Gegensatz dazu keinerlei Peaks in den Leistungsdichtespektren auf. Die Leistungsdichte der Beschleunigungen ist auf Nullniveau und folgt damit der Leistungsdichte der Anregung. Dies bedeutet, dass keine reibungsinduzierten Schwingungen im Messzeitraum vorhanden sind.

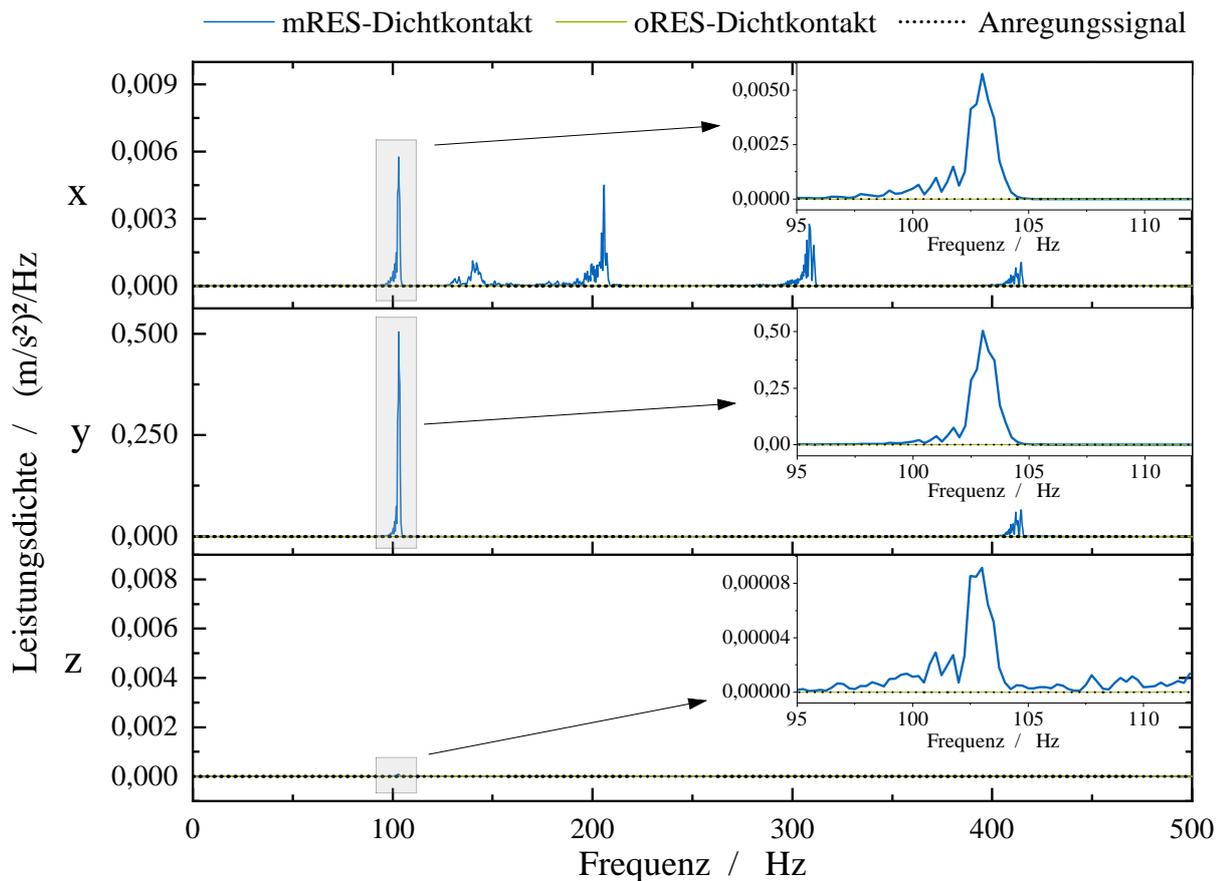


Abbildung 6.7: Leistungsdichtespektren für *SIN*-Anregung.

Die Schwingbeschleunigungen $a_{vib,i}$ werden wie bereits erwähnt nicht direkt an der Probenkontakfläche gemessen, sondern an der xz- sowie y-Probenaufnahme. In einem Zusatzversuch werden daher die gemessenen Schwingbeschleunigungen mit den Schwingungen am Probenkontakt qualitativ verglichen, um zu bestimmen, ob die Schwingungen tatsächlich korrelieren. Hierzu wird mithilfe eines Lasertriangulationssensors für die Reibpaarung *mRES* die tangentielle x-Position $s_{x,Dichtung}$ der Dichtung während der *SIN*-Anregung gemessen. Da die Dichtung an der y-Probenaufnahme fixiert ist, erfährt die Dichtung keine makroskopische x-Bewegung. Jede Positionsänderung in x-Richtung, die somit vom Lasertriangulationssensor aufgezeichnet wird, resultiert aus der Reibung am Probenkontakt. Die x-Position $s_{x,Reibpartner}$ sowie die x-Beschleunigung $a_{x,Reibpartner}$ des Reibpartners, der an der xz-Probenaufnahme fixiert ist, wird durch den Tribometer-Positionssensor bzw. Beschleunigungssensor gemessen. Abbildung 6.8 zeigt den Versuchsaufbau. Der Lasertriangulationssensor ist für die Messung schwingungsentkoppelt vom Tribometeraufbau montiert.



Abbildung 6.8: Versuchsaufbau zur Korrelation der Schwingungsmessung am Probenkontakt und an den Probenaufnahmen.

Die Ergebnisse der Messung sind in Abbildung 6.9 für einen stark vergrößerten Zeitbereich dargestellt. Die oszillierenden, reibungsinduzierten Schwingungen der Dichtung sind eindeutig erkennbar und besitzen eine Amplitude von etwa $\pm 12 \mu\text{m}$. Die Frequenz der Abrisse weist einen Wert von $f = 102 \text{ Hz}$ auf und stimmt mit der Grundfrequenz der Schwingbeschleunigung f_{vib} (vgl. Abbildung 6.7) überein. Somit handelt es sich bei den Schwingbeschleunigungen, die an den Probeaufnahmen des Tribometers gemessen werden, um die an der Kontaktfläche durch Reibung induzierten Schwingungen. Zum Zeitpunkt t_1 findet ein Abriss der Dichtung vom Reibpartner statt, der ebenfalls im x-Beschleunigungssignal als Peak zu erkennen ist. Bis zum Zeitpunkt t_2 bewegt sich die Dichtungsoberfläche demnach relativ zur Reibpartneroberfläche (Gleitphase). Bei t_2 kommt die relative Bewegung zum Erliegen, die Dichtung haftet wieder am Reibpartner (Haftphase). Die Haftphase endet bei t_3 , wenn die Dichtung erneut abreißt und ein neuer Gleit-Haft-Zyklus beginnt.

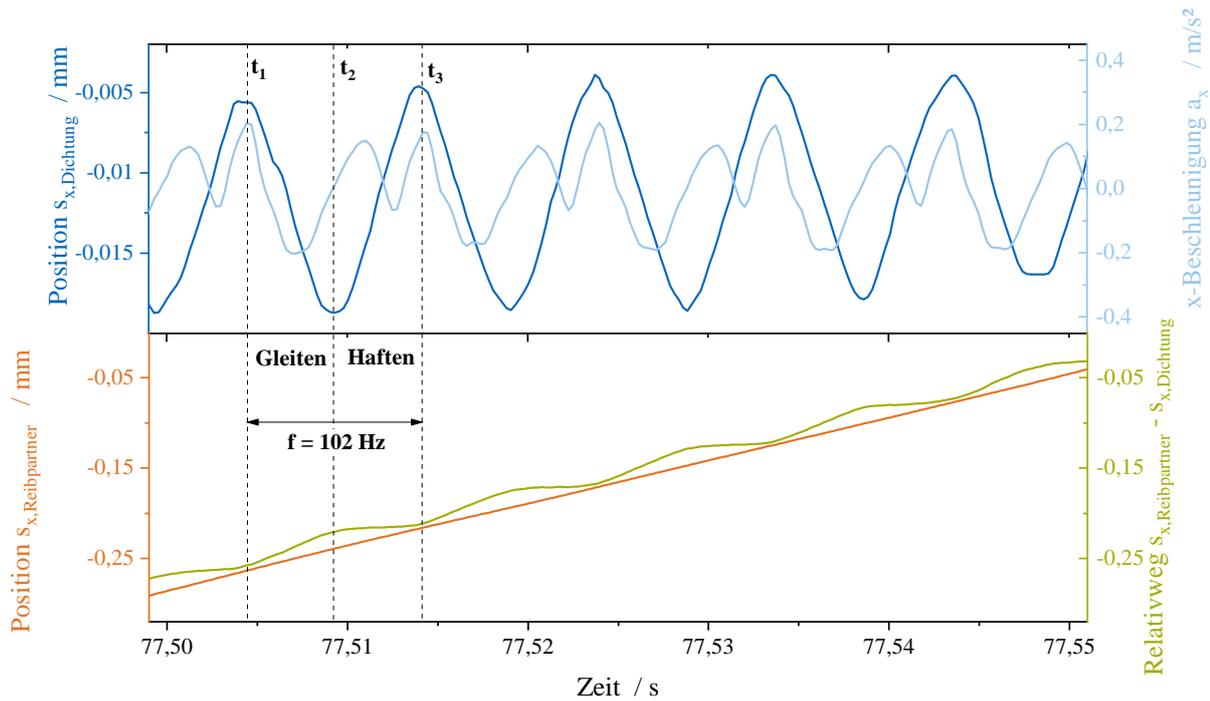


Abbildung 6.9: Vergleich der Schwingungsmessung am Probenkontakt (Lasertriangulation) und an den Probenaufnahmen (Beschleunigungssensoren).

Für die *KSP*-Anregung wird die identische Methode der Frequenztrennung des Beschleunigungssignals verwendet wie bei der *SIN*-Anregung. Im Unterschied zur *SIN*-Anregung erfolgt bei der *KSP*-Anregung allerdings die Regelung der Anregung anhand der Beschleunigung. Die tangentialen und normalen Beschleunigungssignale werden daher nicht nur aufgezeichnet, sondern aktiv durch die Regelung beeinflusst. Es muss also sichergestellt sein, dass auftretende reibungsinduzierte Schwingungen nicht durch das Regelsystem des Tribometers kompensiert werden. Aus Abschnitt 4.3 ist bekannt, dass lediglich Frequenzen bis etwa 80 Hz zur makroskopischen Bewegung bei der *KSP*-Anregung beitragen. Daher wird das Anregungssignal auf Frequenzen unterhalb 80 Hz limitiert und das Regelsystem am Tribometer so eingestellt, dass nur Frequenzen $f < 80$ Hz zur Regelung berücksichtigt werden. Alle auftretenden Frequenzen mit $f > 80$ Hz werden somit ohne Regelbeeinflussung aufgezeichnet und resultieren aus dem Reibkontakt.

Abbildung 6.10 zeigt den Unterschied der aufgezeichneten Rohdaten-Beschleunigungssignale bei den Reibpaarung *oRES* und *mRES*. Während beim *oRES*-Dichtkontakt das Beschleunigungssignal dem Anregungssignal (Sollsignal) folgt, überlagern höherfrequente Schwingungsanteile dieses Signal bei *mRES*. Diese höherfrequenten Schwingungen entsprechen den reibungsinduzierten Schwingungen.

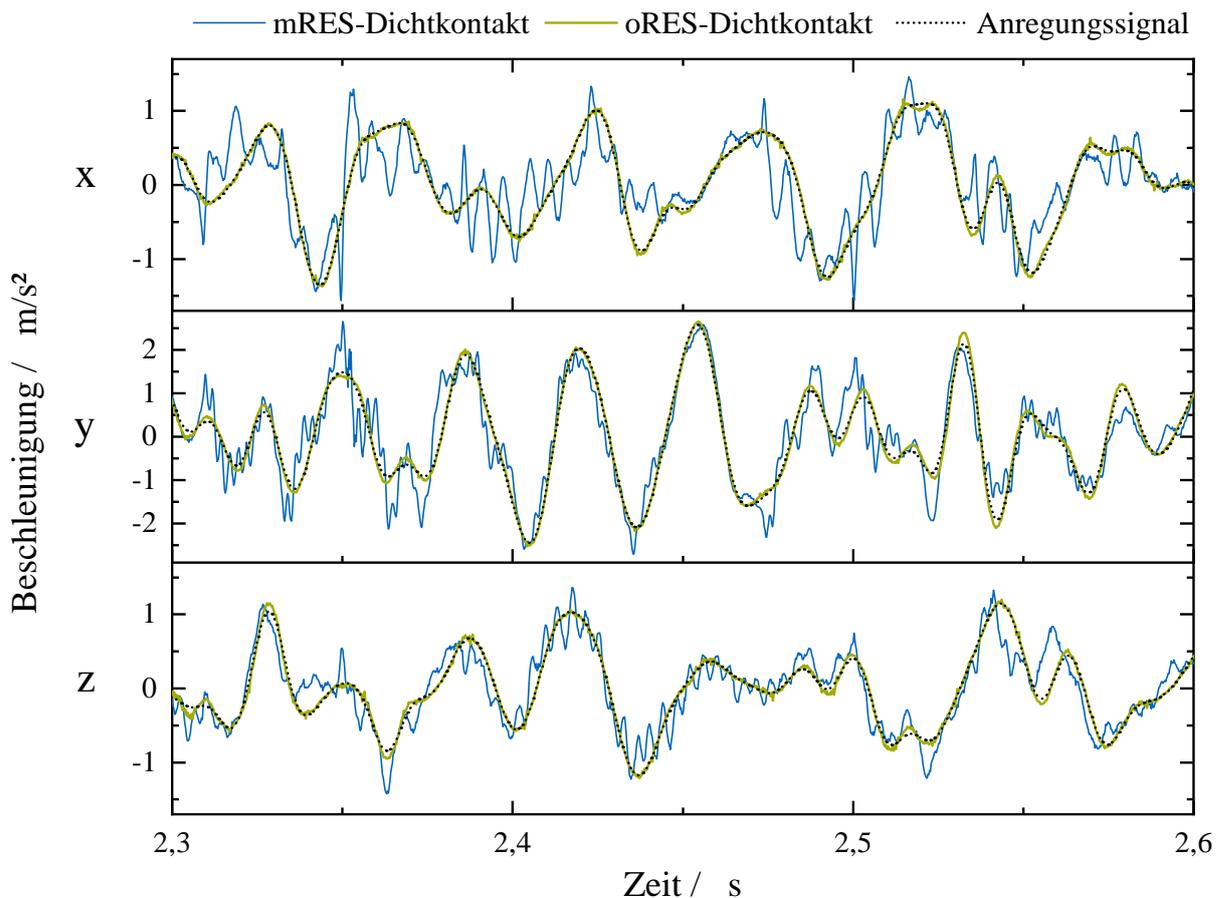


Abbildung 6.10: Vergleich der Rohdaten-Beschleunigungssignale für *KSP*-Anregung.

Für die *KSP*-Anregung lassen sich ebenso wie bei der *SIN*-Anregung zwei Fälle von reibungsinduzierten Schwingungen unterscheiden. Diese Fälle werden folgendermaßen behandelt:

1.) kleiner β -Koeffizient:

Gleitphasen dominieren, die Schwingungsfrequenz ist in etwa so groß wie die Resonanzfrequenz des Tribosystems $f_{vib} \approx 100$ Hz oder $f_{vib} \approx 130$ Hz, vgl. Abschnitt 5.5.3. Die Schwingungsfrequenzen lassen sich somit eindeutig vom Anregungssignal trennen.

2.) großer β -Koeffizient:

Die Schwingungsfrequenz ist abhängig von $\Delta\mu$ sowie v_{rel} : Haftphasen dominieren, die Schwingungsfrequenz f_{vib} ist kleiner als die Resonanzfrequenz des Tribosystems, jedoch höher als die Anregungsfrequenz. Da das Tribosystem luftgelagert ist, können die Achsen nach einem Abriss stets frei in der Resonanzfrequenz ausschlagen. Somit sind auch hier Schwingungen mit $f_{vib} \approx 100$ Hz oder $f_{vib} \approx 130$ Hz vorhanden und können eindeutig vom Anregungssignal getrennt werden.

Abbildung 6.11 zeigt schematisch die Trennung des Anregungssignals von den Schwingbeschleunigungen. Die Grenzfrequenz beträgt hier im Gegensatz zur *SIN*-Anregung jedoch $f = 80$ Hz.

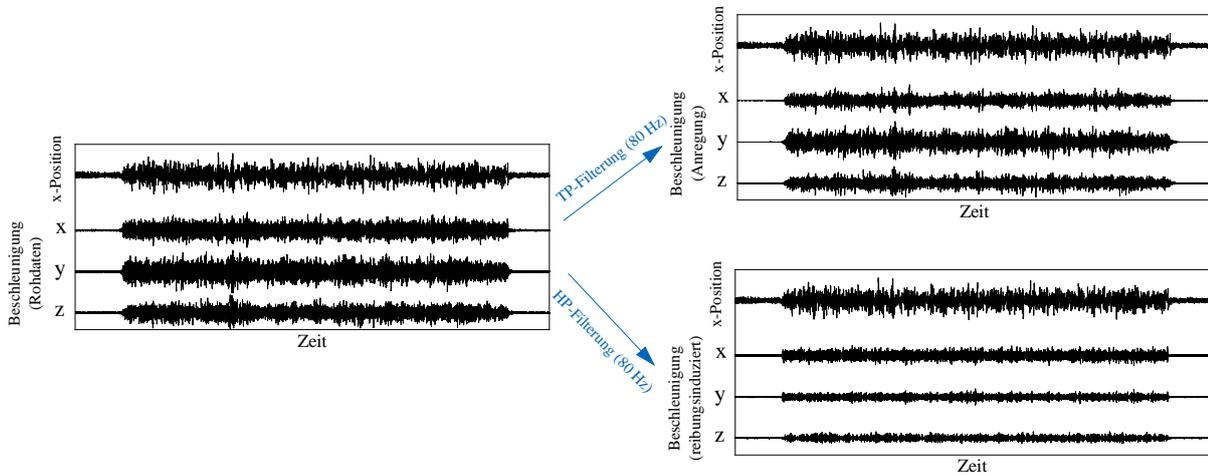


Abbildung 6.11: Schematische Darstellung der Methodik der Frequenztrennung für die *KSP*-Anregung.

Die Identifizierbarkeit von reibungsinduzierten Schwingungen mittels der Frequenztrennung wird in Abbildung 6.12 anhand der Leistungsdichtespektren für *KSP* verdeutlicht. Für die Reibpaarung *mRES* sind im Frequenzbereich $90 \text{ Hz} < f < 180 \text{ Hz}$ für alle drei Achsen signifikante Leistungsdichten vorhanden. Diese entsprechen den reibungsinduzierten Schwingungen. Reibpaarung *oRES* hingegen zeigt außerhalb des Anregungsfrequenzbereichs keine erhöhten Leistungsdichten.

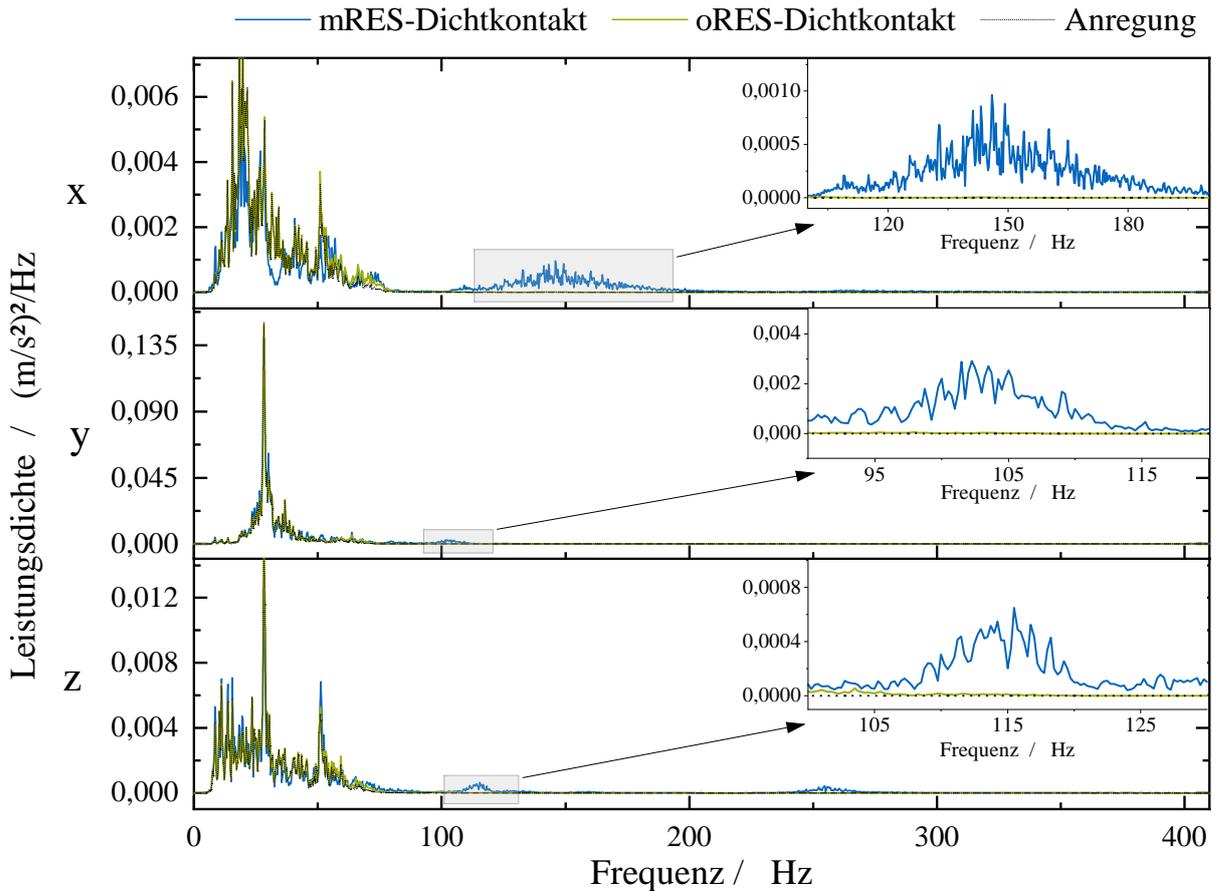


Abbildung 6.12: Leistungsdichtespektren für *KSP*-Anregung.

Neben der Identifikation von Reibpaarungen, die reibungsinduzierte Schwingungen aufweisen, soll auch die Ausprägung der Schwingungen am Tribometer quantifiziert werden können. Da sowohl die *SIN*- als auch die *KSP*-Anregung als stationäre Signale gewertet werden können, kann der Effektivwert als Maß für die Intensität der reibungsinduzierten Schwingungen herangezogen werden. Hierzu wird zunächst für jede der drei Raumachsen i der Effektivwert der Schwingbeschleunigung berechnet. Um robuster gegenüber Störungen zu sein, wird hierbei der Effektivwert vor dem betrachteten Anregungszyklus als Referenzwert herangezogen. Aus diesem Referenzwert und dem Effektivwert während des betrachteten Anregungszyklus wird die Differenz anhand Gleichung 6.8 berechnet:

$$\bar{a}_{vib,i} = \sqrt{\frac{1}{M} \cdot \sum_{j=1}^M a_{vib,i,M}^2} - \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{k=1}^N a_{vib,i,N}^2} \quad (6.8)$$

Hierbei entspricht M der Anzahl der diskreten Messpunkte während der betrachteten Anregung und N der Anzahl der diskreten Messpunkte vor der betrachteten Anregung sowie $a_{vib,i,M}$ und $a_{vib,i,N}$ den Signalwerten der HP-gelimiterten Beschleunigungen am Messpunkt M bzw. N .

Der Mittelwert der Effektiv-Differenzwerte $\bar{a}_{vib,i}$ aller drei Raumachsen (mittlere Schwingbeschleunigung) wiederum stellt die Kenngröße für die Intensität der reibungsinduzierten Schwingungen \bar{a}_{vib} dar und wird anhand Gleichung 6.9 berechnet:

$$\bar{a}_{vib} = \frac{1}{3} \cdot (\bar{a}_{vib,x} + \bar{a}_{vib,y} + \bar{a}_{vib,z}) \quad (6.9)$$

Die Charakterisierung einer Reibpaarung anhand des Luftschallsignals findet analog zu den Beschleunigungssignalen statt. Hier wird anhand des Luftschalldruckpegels der Effektivwert vor und während des betrachteten Anregungszeitraums kalkuliert und die Differenz \bar{L}_p gebildet:

$$\bar{L}_p = \sqrt{\frac{1}{M} \cdot \sum_{j=1}^M L_{p,M}^2} - \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{k=1}^N L_{p,N}^2} \quad (6.10)$$

Zur Überprüfung der Beziehung zwischen dem zur Charakterisierung des Störgeräuschverhaltens verwendeten Körperschallsignal und dem Schalldruckpegelsignal sind \bar{a}_{vib} und \bar{L}_p in Abbildung 6.13 dargestellt. Es ist erkennbar, dass sowohl für die *SIN*- als auch für die *KSP*-Anregung ein linearer Zusammenhang besteht. Eine Reibpaarung, die ein Störgeräusch (Luftschallsignal) ausbildet, kann demnach stets durch einen erhöhten Wert \bar{a}_{vib} identifiziert werden.

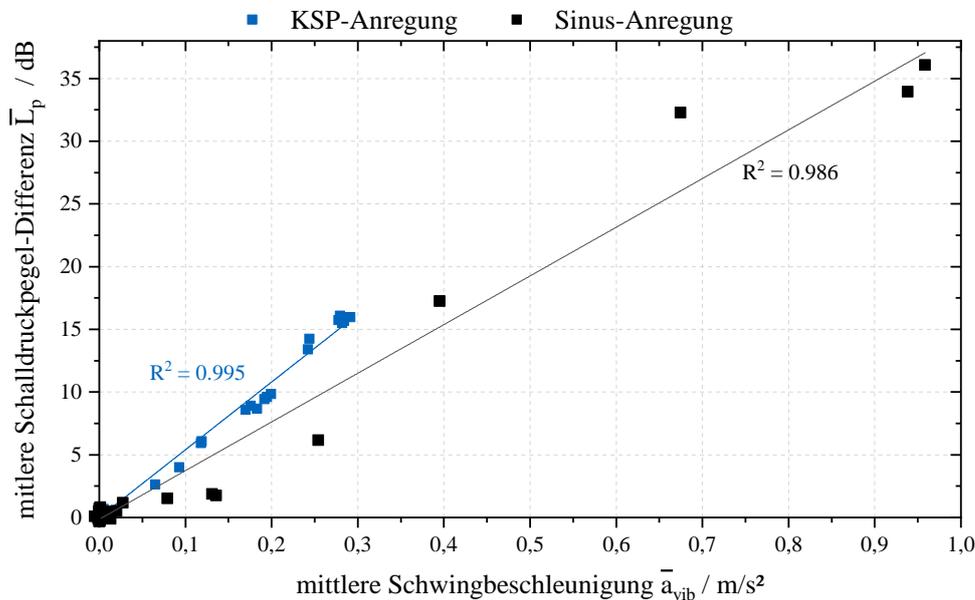


Abbildung 6.13: Korrelation des Schalldruckpegels und der Schwingbeschleunigungen für *SIN*- und *KSP*-Anregung.

Nachdem gezeigt wurde, dass reibungsinduzierte Schwingungen und die daraus resultierenden Störgeräusche mithilfe der Schwingbeschleunigungen am Tribometer gemessen

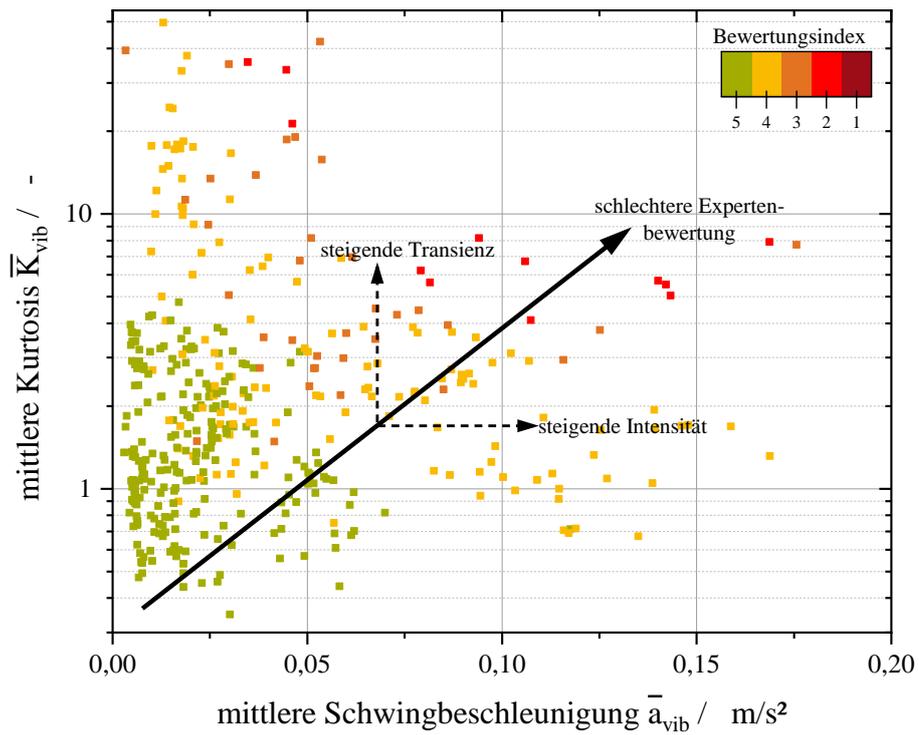
werden können, stellt sich nun die Frage, inwieweit eine Zuordnung zu den subjektiven Expertenbewertungen anhand von Kennwerten möglich ist. Für diese Analyse werden 678 Einzelmessungen der *KSP*-Anregung und 993 Einzelmessungen der *SIN*-Anregung aus Versuchen mit unterschiedlichen Reibpaarungen analysiert. Berechnet werden die mittlere Schwingbeschleunigung \bar{a}_{vib} anhand Gleichung 6.9 sowie die mittlere Kurtosis \bar{K}_{vib} anhand Gleichung 6.11. Hierbei entsprechen $K_{vib,x}$, $K_{vib,y}$ und $K_{vib,z}$ jeweils der Exzess-Kurtosis der Schwingbeschleunigungen in x-, y- und z-Richtung.

$$\bar{K}_{vib} = \frac{1}{3} \cdot (K_{vib,x} + K_{vib,y} + K_{vib,z}) \quad (6.11)$$

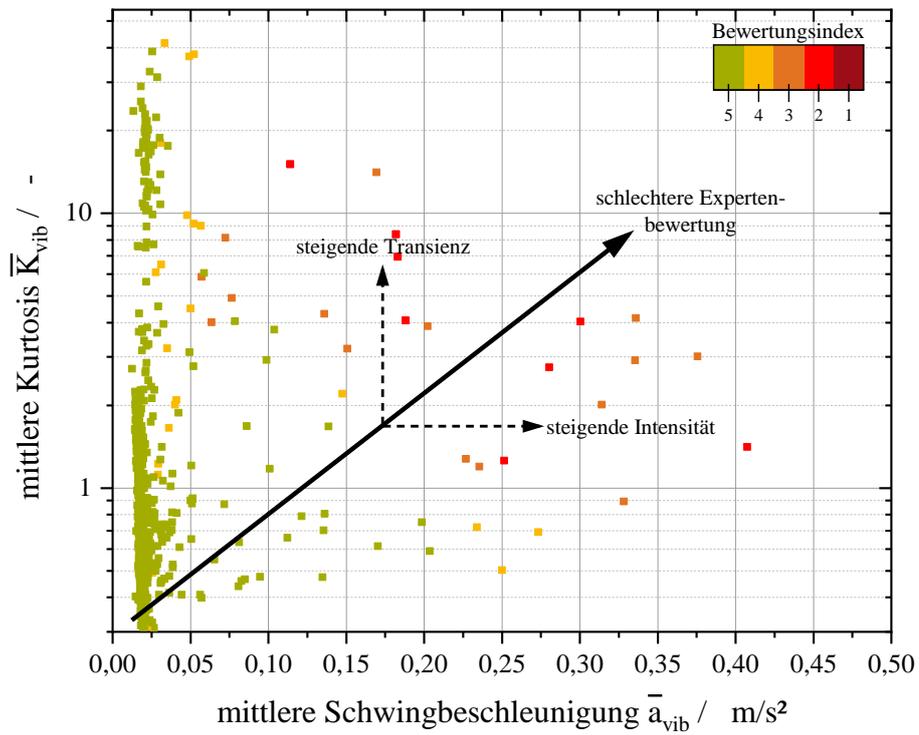
Abbildung 6.14 zeigt den Zusammenhang von \bar{a}_{vib} , \bar{K}_{vib} und dem Bewertungsindex der subjektiven Experteneinschätzung für die *KSP*- sowie die *SIN*-Anregung. Bei *KSP*-Anregung ist hierbei zu erkennen, dass eine schlechtere Bewertung für zwei Effekte erzielt wird. Einerseits sinkt der Bewertungsindex für steigende Effektivwerte \bar{a}_{vib} . Andererseits wird auch bei verhältnismäßig kleinem \bar{a}_{vib} , aber hohem Kurtosis-Wert \bar{K}_{vib} eine schlechtere Bewertung erreicht. Sowohl eine steigende Intensität der reibungsinduzierten Schwingungen (Anzahl oder Amplitude) als auch eine steigende Transienz der Schwingungen werden demnach als zunehmend störend eingestuft.

Bei *SIN*-Anregung ist eine ähnliche Bewertung zu beobachten. Mit steigendem \bar{a}_{vib} werden auch hier schlechtere Bewertungsindices erzielt. Der Parameter \bar{a}_{vib} kann mit maximal $0,42 \frac{m}{s^2}$ insgesamt jedoch deutlich höhere Werte als bei *KSP*-Anregung erreichen. Dies ist damit zu begründen, dass aufgrund der größeren Relativwege mit nur vereinzelt Richtungswechseln mehr reibungsinduzierte Schwingungen mit deutlich höheren Amplituden ausgebildet werden können als bei der *KSP*-Anregung. Die Werte von \bar{K}_{vib} sind für *BI 5* bei *SIN*-Anregung mit $\bar{K}_{vib} \leq 13$ weiter gestreut als bei *KSP*-Anregung. Grund hierfür ist der bei *SIN* verwendete Hochpassfilter des Beschleunigungssignals mit einer niedrigen Grenzfrequenz von lediglich 1 Hz im Gegensatz zu 100 Hz bei *KSP*. Dadurch werden transiente, niederfrequente Anteile beim *SIN*-Beschleunigungssignal weniger entfernt.

Eine grobe Zuordnung der Störgeräusch-Bewertung anhand der Kennwerte \bar{a}_{vib} und \bar{K}_{vib} ist folglich möglich. Allerdings können keine scharfen Trennungen anhand der beiden Kennwerte durchgeführt werden. Dies verdeutlicht, dass weitere Signalcharakteristika einen Einfluss auf die subjektive Störgeräuschbewertung besitzen. Für genauere Zuordnungen oder Vorhersagen der Störgeräuschbewertung sind demnach komplexere Modelle notwendig. Ein Ansatz aus dem Machine Learning zur Generierung eines Vorhersagemodells für die Störgeräuschbewertung wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.



(a) *KSP*-Anregung



(b) *SIN*-Anregung

Abbildung 6.14: Charakterisierung der untersuchten Dichtkontakte mithilfe von \bar{a}_{vib} , \bar{K}_{vib} und *BI*.

6.5 Objektivierung der Störgeräuschbewertung mittels Machine Learning

Ziel dieses Kapitels ist es, ein Machine Learning basiertes Modell zu entwerfen, das eine objektivierte Vorhersage des Bewertungsindex ermöglicht (vgl. Abbildung 6.15). Dabei sollen als Eingangsgrößen die am Tribometer gemessenen Daten der Schwingbeschleunigungen $a_{vib,x}$, $a_{vib,y}$ und $a_{vib,z}$ verwendet werden. Mithilfe von gemessenen Schwingbeschleunigungsdaten, bei denen bereits auch eine subjektive Bewertung des Schalldrucksignals (BI) vorliegt, wird ein Modell trainiert. Das trainierte Modell ist anschließend in der Lage, bei neu gemessenen Reibpaarungen auf Basis der reinen Schwingbeschleunigungsdaten eine Prognose über den BI zu machen. Eine subjektive Expertenbewertung des Schalldruckpegels ist für die Vergabe eines BIs somit nicht mehr notwendig und wird durch eine Messdaten-basierte Bewertung ersetzt.

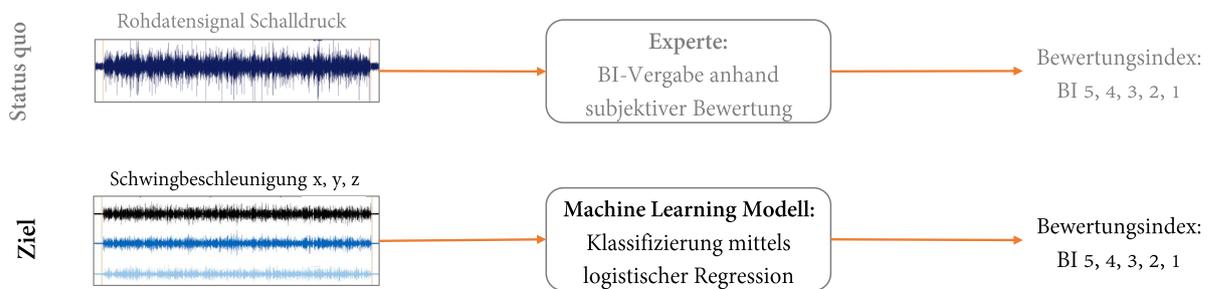


Abbildung 6.15: Ziel des Machine Learning Modells.

6.5.1 Gewählter Ansatz

Die Anwendung von Machine Learning Ansätzen bietet sich vor allem an, wenn basierend auf Eingangsdaten eine Zielgröße prognostiziert werden soll. Bei der Zielgröße kann es sich dabei um eine bereits bekannte Größe handeln (*supervised learning*) oder das Machine Learning Modell findet diese selbstständig (*unsupervised learning*) [157, 158].

Im hier vorliegenden Fall soll mittels des Machine Learning Algorithmus allen Messdaten genau ein Bewertungsindex von *BI 1* bis *BI 5* zugeordnet werden. Die Zielgröße, der Bewertungsindex, ist demnach bekannt, wodurch der Ansatz des *supervised learning* genutzt wird. Als Eingangsdaten fungieren die Zeitsignale der Schwingbeschleunigungen in x-, y- und z-Richtung. Diese werden im Folgenden als Datensätze bezeichnet, ein Datensatz besteht folglich aus den drei Zeitsignalen der x-, y- und z-Schwingbeschleunigungen einer Tribometermessung.

Im Speziellen wird hier die Technik der *Klassifizierung* verwendet, da es sich bei der Zielgröße des Bewertungsindex um kategorische Gruppen (Klassen) handelt. Bei diesem Typ des *supervised learning* wird eine ausreichend große Zahl an Trainingsdatensätzen durch den Menschen mit der Zielgröße gekennzeichnet (*labelling*). Im vorliegenden Fall

bedeutet dies, dass eine Vielzahl an Datensätzen aus den Tribometermessungen mittels der subjektiven Bewertungsindices durch Experten bewertet wird. Anschließend werden aus den gelabelten Datensätzen verschiedene Datenmerkmale extrahiert, mittels derer das Klassifizierungsmodell den Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen und den Klassen herstellt. Die Datenmerkmale werden auch als *Features* bezeichnet [157]. Es handelt sich hierbei um Kennwerte, die im Zeit- und Frequenzbereich der Schwingbeschleunigungen berechnet werden. Die Features werden anhand logischer Zusammenhänge aus den bisherigen Ergebnissen dieser Arbeit ausgewählt. Tabelle 6.1 sowie Tabelle 6.2 beschreiben die ausgewählten Features. Insgesamt ergeben sich pro Datensatz 105 Features, anhand derer das Klassifizierungsmodell entwickelt wird.

Tabelle 6.1: Gewählte Features im Zeitbereich. Jedes der beschriebenen Features wird jeweils für die x-, y- sowie z-Schwingbeschleunigung berechnet.

Feature	Beschreibung
$\bar{a}_{vib,i}$	Effektivwert; Berechnung für folgende Frequenzbereiche: 80 bis 200 Hz, 200 bis 300 Hz, 300 bis 400 Hz, 400 bis 600 Hz, 600 bis 1200 Hz, 80 bis 1200 Hz
$max(a_{vib,i})$	Maximalwert der Amplitude
$N_5(a_{vib,i})$	0,95-Quantilwert der Schwingbeschleunigung
$Env(a_{vib,i})$	prozentualer Anteil der Hüllkurve, die oberhalb eines bestimmten Amplitudenwerts liegt; Amplitudenwerte: $0,1 \frac{m}{s^2}$, $0,2 \frac{m}{s^2}$, $0,3 \frac{m}{s^2}$, $0,4 \frac{m}{s^2}$, $0,5 \frac{m}{s^2}$, $0,6 \frac{m}{s^2}$, $0,7 \frac{m}{s^2}$, $0,8 \frac{m}{s^2}$
$num(a_{vib,i})$	Anzahl der ausgeprägten Peaks
$K(a_{vib,i})$	Kurtosis

Tabelle 6.2: Gewählte Features im Frequenzbereich. Jedes der beschriebenen Features wird jeweils für die x-, y- sowie z-Schwingbeschleunigung berechnet.

Feature	Beschreibung
$CTR(a_{vib,i})$	Schwerpunktswellenlänge; Berechnung für folgende Frequenzbereiche: 80 bis 200 Hz, 200 bis 300 Hz, 300 bis 400 Hz, 400 bis 600 Hz, 600 bis 1200 Hz, 80 bis 1200 Hz
$MTM(a_{vib,i})$	Spektraldichte nach der Multi-Taper-Methode
$PEAK(a_{vib,i})$	Frequenzwert und Amplitudenhöhe der fünf höchsten Peaks im PSD

Eine Besonderheit der hier vorliegenden Klassifizierung ist, dass die Klassen einen ordinalen Zusammenhang aufweisen. Grund hierfür ist, dass die Störgeräuschauffälligkeit in der

Reihenfolge $BI5 > BI4 > BI3 > BI2 > BI1$ zunimmt. Für derartige Klassifizierungen wird häufig die ordinale logistische Regression als Modelltyp genutzt [159].

Bei der logistischen Regression wird die logistische Verteilungsfunktion zugrunde gelegt. Sie gibt die Wahrscheinlichkeit dafür an, dass auf Basis der auftretenden Features X_i die Klasse Y_j beobachtet wird. Im vorliegenden Fall gilt $i \in [1; 105]$ sowie $j \in [1; 5]$. Die logistische Verteilungsfunktion ist für den Fall von ordinalen Klassen eine kumulierte Wahrscheinlichkeitsfunktion, d.h. die Funktion gibt die Wahrscheinlichkeit für die Beobachtung der Klasse $Y_j \leq k$ an [159], wobei k einer der fünf Klassen entspricht. Gleichung 6.12 beschreibt die ordinale, logistische Wahrscheinlichkeitsfunktion für den vorliegenden Fall mit 105 Features und fünf Klassen:

$$P(Y_j \leq k | X_i) = \frac{\exp(\beta_{0k} + \sum_{i=1}^{105} \beta_i X_i)}{1 + \exp(\beta_{0k} + \sum_{i=1}^{105} \beta_i X_i)} \quad (6.12)$$

Aufgrund der kumulierten Wahrscheinlichkeit muss für die Berechnung einer bestimmten Klassenzugehörigkeit stets die Differenz der Wahrscheinlichkeitsfunktion für die Klasse $Y \leq k$ und $Y \leq k - 1$ gebildet werden. Gleichung 6.13 beschreibt diesen Zusammenhang, Abbildung 6.16 stellt dies für die Klasse $Y_j = 4$ bei gegebenen Features X_i schematisch dar.

$$P(Y = k | X_i) = P(Y \leq k | X_i) - P(Y \leq k - 1 | X_i) \quad (6.13)$$

Eine Eigenschaft der ordinalen, logistischen Regression ist die Bedingung, dass die Features X_i für alle Klassen die gleichen Effekte aufweisen. Dies bedeutet, dass die Effektparameter β_i für alle Klassen identisch sind und sich nur die Modellparameter β_{0k} für jede Klasse unterscheiden [159]. In Abbildung 6.16 ist dies schematisch dargestellt. Die Wahrscheinlichkeitskurven besitzen für jede Klasse dieselbe Steigung (β_i), lediglich die Achsenabschnitte der Abszisse (β_{0k}) sind verschieden.

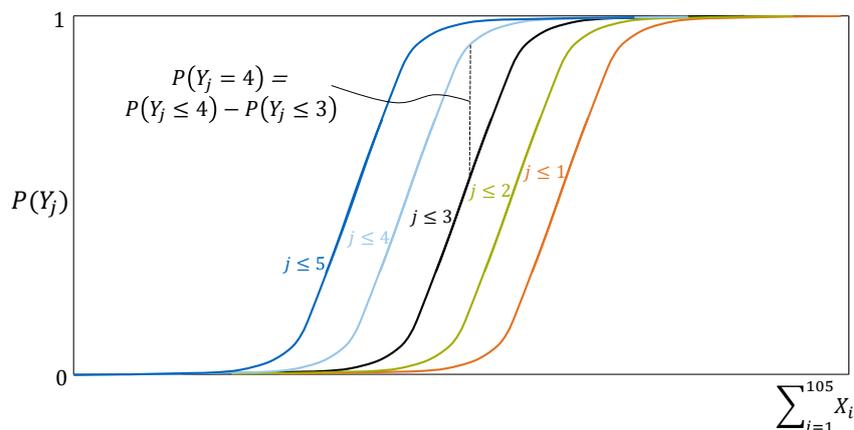


Abbildung 6.16: Schematische Darstellung der logistischen Wahrscheinlichkeitsfunktionen bei fünf Klassen.

Als Optimierungskriterium für die logistische Regression wird die Likelihood-Funktion verwendet. Die Likelihood-Funktion gibt an, wie wahrscheinlich es ist, bei N Datensätzen mit gegebenen Features die jeweils gelabelte Klasse zu erhalten. Die Optimierung des logistischen Regressionsmodells erfolgt, indem die β -Koeffizienten so lange angepasst werden, bis die Likelihood-Funktion ein Maximum erreicht (*Maximum-Likelihood-Methode*) [160]. Mithilfe der so identifizierten optimalen β -Koeffizienten ist es anschließend für jeden Datensatz möglich anhand der Gleichungen 6.12 und 6.13 die Zugehörigkeitswahrscheinlichkeit eines Datensatzes für jede Klasse zu berechnen. Die eigentliche Klassifizierung findet im darauf folgenden Schritt statt, indem jeder Datensatz derjenigen Klasse mit der höchsten Zugehörigkeitswahrscheinlichkeit zugeordnet wird.

Das Ziel des Klassifizierungsalgorithmus ist es, eine möglichst hohe Übereinstimmung zwischen der Expertenbewertung und der Prognose der Klassenzugehörigkeit durch das Modell zu erzielen. Hierbei kommt die graphische Darstellung der *confusion matrix* zum Einsatz. Die Matrix zeigt die Anzahl an Datensätzen, die vom Modell und Experte den jeweiligen Klassen zugeordnet werden. Mithilfe dieser Matrix ist es möglich die Übereinstimmung oder Abweichung zwischen Experte und Modell zu bewerten. Bei einem idealen Modell, das stets die gleiche Klasse wie der Experte vorhersagt, liegen alle Datensätze auf der Diagonalen. Abbildung 6.17 zeigt ein Beispiel für eine solche ideale *confusion matrix*.

		Modellvorhersage				
		BI 5	BI 4	BI 3	BI 2	BI 1
Expertenbewertung	BI 5	5	0	0	0	0
	BI 4	0	10	0	0	0
	BI 3	0	0	7	0	0
	BI 2	0	0	0	8	0
	BI 1	0	0	0	0	10

Abbildung 6.17: Schematische Darstellung einer idealen Confusion Matrix bei fünf Klassen.

Um die Modellgüte nicht nur graphisch zu bewerten, sondern auch zu quantifizieren, ist im Machine Learning eine Vielzahl von Kennwerten bekannt. Im vorliegenden Fall wird als Güteparameter der *Cohen-Kappa-Koeffizient* genutzt. Dieser gibt an, in wie vielen Fällen der Experte und das Modell exakt übereinstimmen, und setzt diese Übereinstimmung in Relation zu einer zufälligen Übereinstimmung der beiden Bewertungsverfahren. Der Koeffizient kann damit nach Gleichung 6.14 berechnet werden, wobei p_0 dem Anteil der

Datensätze mit tatsächlicher Übereinstimmung und p_e dem Anteil der Datensätze mit zufälliger Übereinstimmung entspricht [161]:

$$\kappa_{Cohen} = \frac{p_0 - p_e}{1 - p_e} \quad (6.14)$$

Ein Cohen-Kappa-Koeffizient mit Wert 1 bedeutet hierbei, dass Experte und Modell stets identisch bewerten. Beim einem Wert von -1 hingegen stimmen Experte und Modell stets gegensätzlich ab. Ist der Cohen-Kappa-Koeffizient 0, so stimmen Experte und Modell nur zufällig überein. Eine Abstufung, welche Werte für Modellgüten erreicht werden sollten, wird von *Landis und Koch* in [162] gegeben. Die Werte beziehen sich ursprünglich auf den *Fleiss*-Koeffizienten, werden hier jedoch für den Cohen-Kappa-Koeffizienten entsprechend Tabelle 6.3 übernommen.

Tabelle 6.3: Einteilung der Modellgüte anhand des Cohen-Kappa-Koeffizienten.

κ_{Cohen}	Übereinstimmung
< 0	schwach
0,00 – 0,20	gering
0,21 – 0,40	ausreichend
0,41 – 0,60	mäßig
0,61 – 0,80	wesentlich
0,81 – 1,00	(nahezu) ideal

6.5.2 Datenexploration

Ein essentieller Schritt für die Modellgenerierung ist die Auswahl sowie Exploration der zugrunde liegenden Datensätze für die Modelle. Die Modellgüte hängt in hohem Maß von der Güte und Verteilung der Eingangsdaten ab.

Da sich die Features für die *KSP*- und *SIN*-Anregung aufgrund unterschiedlicher Anregungsarten und Filterungen deutlich voneinander unterscheiden, werden zwei separate Modelle für *KSP* und *SIN* generiert. Für das *KSP*-Modell werden insgesamt 678 Datensätze, für das *SIN*-Modell 993 Datensätze verwendet. Die Daten stammen dabei aus Messungen mit je 23 verschiedenen Reibpaarungen aus dem Temperaturbereich von -30 bis 80°C , um eine große Variabilität abzubilden und somit die Generalisierbarkeit der Modelle zu gewährleisten.

Die Verteilung der gelabelten Datensätze nach *BI*-Klassen ist in Abbildung 6.18 dargestellt. Hierbei sind zwei Gegebenheiten auffällig. Einerseits ist sowohl bei den *KSP*- als auch bei den *SIN*-Daten jeweils nur ein Datensatz mit *BI 1* vorhanden. Diese Klasse wird

für die Modellbildung daher mit der Klasse *BI 2* zusammengefasst, da die Klasse einzeln betrachtet für die Modellbildung unterrepräsentiert ist. Die Modelle werden folglich so entwickelt, dass eine Klassifizierung in die Bewertungsstufen *BI 5*, *BI 4*, *BI 3*, \leq *BI 2* möglich ist.

Andererseits fällt auf, dass weitaus weniger Daten mit kleinen Bewertungsindizes vorhanden sind. Die Klasse *BI 5* ist überrepräsentiert. Die Datenbasis ist also sowohl für die *KSP*- als auch für die *SIN*-Anregung unausgeglichen (*imbalanced dataset*).

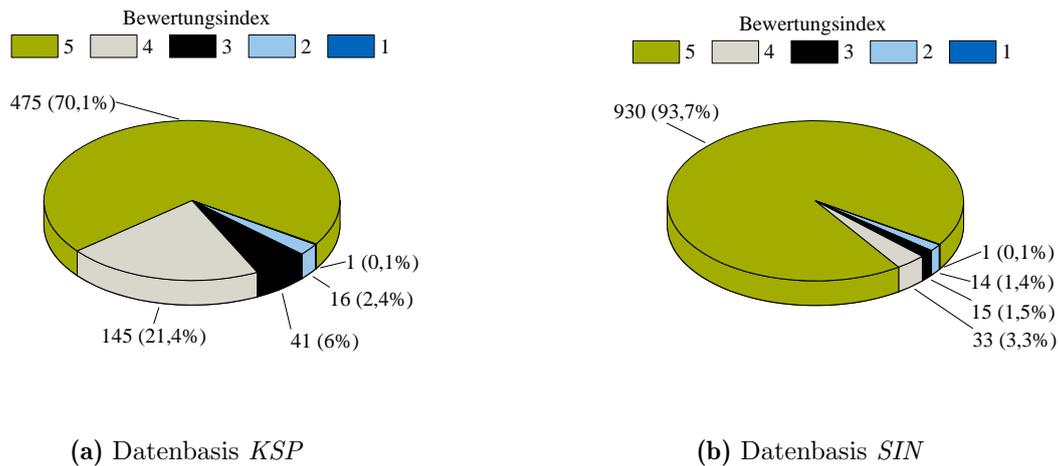


Abbildung 6.18: Verteilung der Datensätze für die Entwicklung der Klassifizierungsmodelle.

Für die Kompensation der Über- bzw. Unterrepräsentation von Klassen bei unausgeglichenen Daten wird im vorliegenden Fall das *SMOTE*-Verfahren eingesetzt. *SMOTE* steht hierbei für Synthetic Minority Over-Sampling Technique [163]. Bei diesem Verfahren werden aus den vorhandenen Datensätzen künstlich weitere Datensätze der unterrepräsentierten Klassen erzeugt und diese Klassen somit vergrößert. Ohne das Verfahren würden die unterrepräsentierten Klassen vom Modell lediglich als Rauschen eingeschätzt werden und damit den Klassifizierungsalgorithmus verfälschen.

Das *SMOTE*-Verfahren betrachtet einen gegebenen Datensatz hinsichtlich seiner Features als Vektor in einem multivariaten Raum zusammen mit einer festgelegten Anzahl an benachbarten Datenpunkten. Zwischen dem betrachteten Datenpunkt und jeweils einem benachbarten Punkt wird ein Vektor erzeugt und die Punkte somit verbunden. Der Verbindungsvektor wird anschließend mit einer zufälligen Zahl zwischen 0 und 1 skaliert und mit dem ursprünglich betrachteten Datenpunkt addiert. Auf diese Weise entsteht ein neuer, synthetischer Datenpunkt für die Modellgenerierung [163].

6.5.3 Methodik

Zur Modellgenerierung werden die vorhandenen Datensätze der *KSP*- und *SIN*-Anregung jeweils in zwei Teile untergliedert. Der erste Teil der Datensätze wird als *Trainingsset* bezeichnet. Das Trainingsset dient dazu die relevanten Features zu identifizieren sowie die

Modellparameter zu berechnen. Der zweite Teil der Datensätze wird als *Testset* bezeichnet und für die eigentliche Modellgenerierung nicht verwendet. Es handelt sich hierbei um Datensätze, mithilfe derer das aus dem Trainingsset entwickelte Modell in einem zweiten Schritt überprüft wird. Das Modell wird auf die Datensätze des Testsets angewandt, um zu überprüfen, wie gut es noch nie gesehene Daten klassifiziert. Als Verhältnis der Datensatzanzahl von Trainings- und Testset wird im vorliegenden Fall 80 : 20 gewählt. Um ein robustes Modell generieren zu können, wird im Rahmen der Arbeit das Prinzip der inneren und äußeren Kreuzvalidierung angewandt. Das Prinzip der Kreuzvalidierung besteht darin, das Trainingsset nochmals in gleich große Teile zu untergliedern und das Modell auf jeden Teil einzeln zu trainieren. Durch einen zyklischen Shift der Aufteilung kann somit ein Overfitting des Modells vermieden werden (innere Kreuzvalidierung, Einführung des Regularisierungsparameters λ) sowie die Generalisierbarkeit des Gesamtmodells überprüft werden (äußere Kreuzvalidierung, minimale Abweichung von κ_{Cohen} für alle Teile). Abbildung 6.19 zeigt schematisch das Prinzip der Kreuzvalidierung. Für die vorliegende Modellgenerierung wird jeweils ein Unterteilungsfaktor von 5 für die innere und äußere Kreuzvalidierung verwendet. Als Regularisierungsparameter wird die 2-Norm (Betrag) der β_i genutzt.

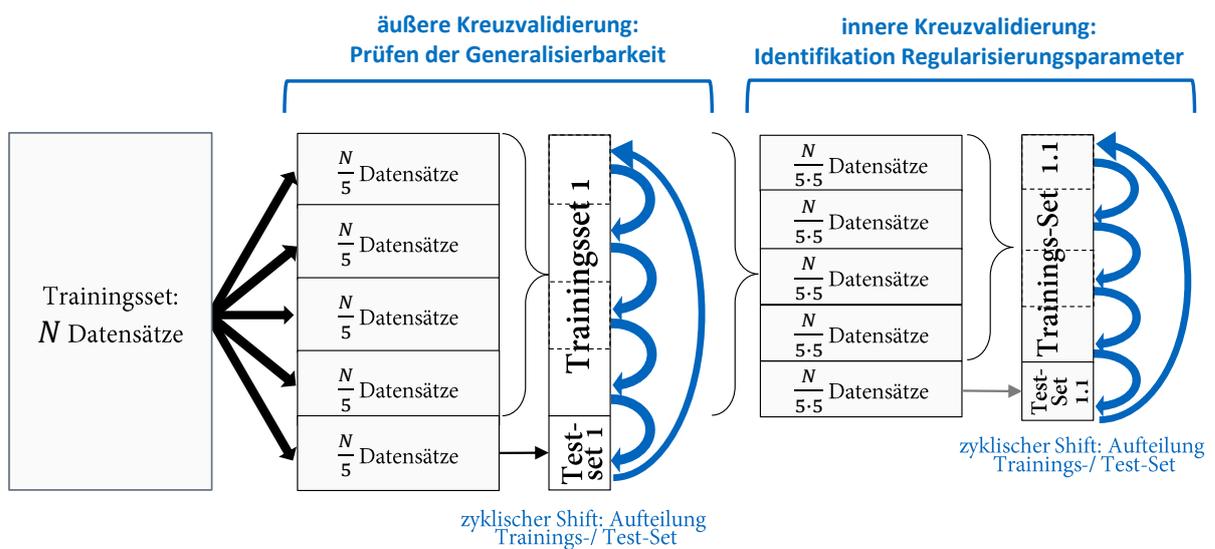


Abbildung 6.19: Schematische Darstellung der inneren und äußeren Kreuzvalidierung.

6.5.4 Ergebnisse

Anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise werden je ein Klassifizierungsmodell für die *SIN*- und für die *KSP*-Anregung entwickelt.

Tabelle 6.4 zeigt die Cohen-Kappa-Koeffizienten der beiden Modelle. Für das *KSP*-Modell wird im Training ein Koeffizient von 0,824 erreicht. Im Testset wird ein Koeffizient von

0,793 erzielt, was nach *Landis und Koch* einer wesentlichen Übereinstimmung entspricht und die hohe Modellgüte sowie -generalisierbarkeit aufzeigt. Die Höhe der Koeffizienten ist mithilfe der Confusion Matrix des Modells in Abbildung 6.20 zu erläutern. Für das Trainingsset werden 512 Datensätze vom Experten und Modell identisch bewertet, was etwa 94 % der Daten entspricht. Bei den restlichen Datensätzen wird höchstens eine Abweichung von einer *BI*-Klasse erzielt. Für das Testset werden insgesamt 117 von 136 Datensätzen identisch bewertet, was 86 % der Datensätze entspricht. Falls eine Abweichung zwischen Experte und Modell auftritt, so beträgt diese meist eine *BI*-Klasse. Eine Ausnahme stellt die Klasse *BI 3* dar. Hier werden teilweise auch Abweichungen von zwei *BI*-Klassen erzielt. Diese Abweichungen treten vermutlich aufgrund der verhältnismäßig geringen Anzahl an Datensätzen mit *BI 3* im Trainingsset auf. Durch eine Datenbasis mit mehr Datensätzen dieser Klasse kann bei einem erneuten Modelltraining die Prognosegüte dieser Klasse weiter erhöht werden.

Tabelle 6.4: Cohen-Kappa-Koeffizienten für das *KSP*- und *SIN*-Modell

Modell	$\kappa_{Cohen, Training}$	$\kappa_{Cohen, Test}$
<i>KSP</i>	0,824	0,793
<i>SIN</i>	0,974	0,845

Für das *SIN*-Modell werden mit $\kappa_{Cohen, Training} = 0,974$ und $\kappa_{Cohen, Test} = 0,845$ höhere Werte als für das *KSP*-Modell erreicht. Nach *Landis und Koch* kann das Modell als nahezu perfekt eingestuft werden. Die Confusion Matrix für das Trainings- und Testset ist in Abbildung 6.21 dargestellt. Für das Trainingsset liegen alle Datensätze auf der Diagonalen der Confusion Matrix, Experte und Modell stimmen demnach stets überein. Für das Testset werden insgesamt 96 % der Datensätze übereinstimmend bewertet. 1 % der Daten haben eine Abweichung von zwei *BI*-Klassen. Diese Abweichung ist wie beim *KSP*-Modell auf die geringe Anzahl der Datensätze im Trainingsset zurückzuführen und kann bei einem erneuten Modelltraining verbessert werden, wenn mehr Datensätze aus den Klassen mit $BI < 5$ vorliegen.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse, dass reibungsinduzierte Schwingungen und die daraus resultierenden Störgeräusche mithilfe der entwickelten Machine Learning Modelle sehr gut objektiviert eingeteilt werden können. Auf diese Weise ist es möglich, die subjektive Expertenbewertung durch messbare Kennwerte zu ersetzen und aufwändige Experteneinschätzungen objektiv zu unterstützen.

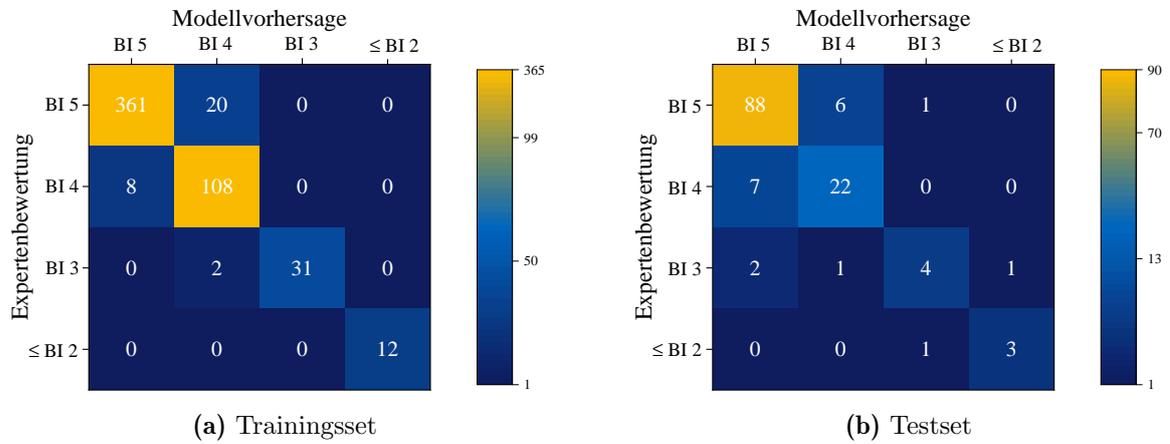


Abbildung 6.20: Confusion Matrix für das *KSP*-Klassifizierungsmodell.

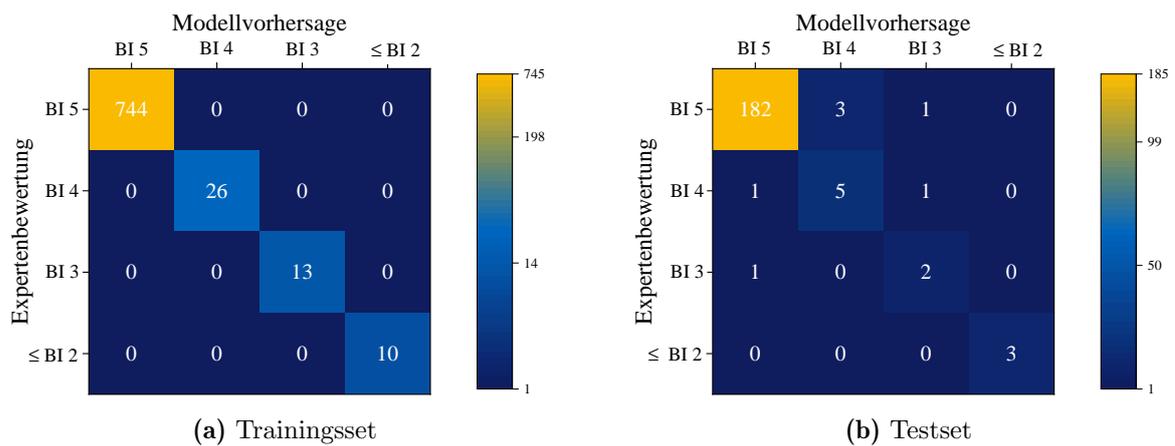


Abbildung 6.21: Confusion Matrix für das *SIN*-Klassifizierungsmodell.

7 Untersuchung ausgewählter Dichtkontakte

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Methoden ermöglichen eine detaillierte Analyse von automobilen Türdichtkontakten unter realen Anwendungsbedingungen. Im Rahmen der Arbeit werden unterschiedliche Dichtkontakte mithilfe des entwickelten Messsystems untersucht. Insgesamt können hierbei vier phänomenologische, reibungsinduzierte Schwingungstypen an den Reibpaarungen identifiziert werden. Die vier Schwingungstypen werden im Folgenden jeweils anhand einer spezifischen, beispielhaften Reibpaarung charakterisiert und die zugrunde liegenden tribologischen Mechanismen analysiert.

7.1 Untersuchte Dichtkontakte

Dichtkontakt A

Dichtkontakt A stellt eine Kantenschutzdichtung dar, bei deren Reibpartner es sich um ein lackiertes Stahlblech handelt. Die Dichtung von Reibkontakt A ist als typische Schlauchdichtung aus geschäumtem EPDM ausgeführt. Die Oberfläche der Dichtung ist im Kontaktbereich nicht modifiziert, d.h. es ist keine Gleitlack- oder Flockbeschichtung aufgebracht. Abbildung 7.1 zeigt den Dichtkontakt, die Eigenschaften der Kontaktproben sind in Tabelle 7.1 und 7.2 zusammengefasst.

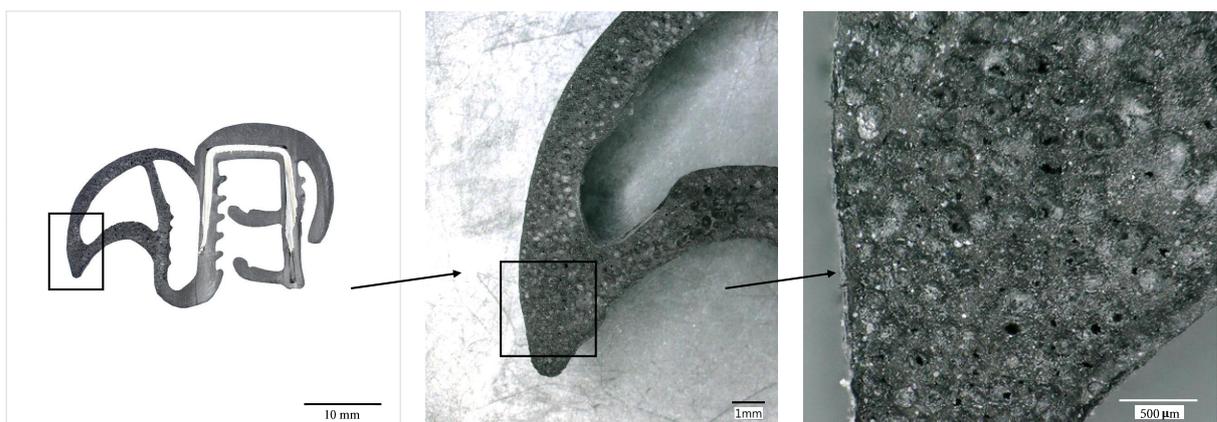


Abbildung 7.1: Dichtung der Reibpaarung A; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).

Tabelle 7.1: Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt A.

Geometrie	Schlauchdichtung
Grundmaterial	EPDM (geschäumt, geschlossenzellig, schwefelvernetzt)
Füllstoff	Calciumcarbonat (14 %), Ruß (27 %)
Oberfläche	geschlossene Extrusionshaut, keine Oberflächenbeschichtung
Normalkraft	Nennwert 10 N pro 100 mm Kontaktlänge

Tabelle 7.2: Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt A.

Geometrie	Karosserieblech (plan, Blechdicke 1 mm)
Grundmaterial	Stahl
Lackaufbau	KTL-Phosphatierung (20 µm), Basislack (18 µm), Farblack (12 µm), Klarlack (50 µm)
Oberfläche	Zweikomponenten-Klarlack (Polyurethan-Basis)

Dichtkontakt B

Abbildung 7.2 zeigt den Dichtkontakt B. Die Dichtung dieses Kontakts ist ebenfalls eine Kantenschutzdichtung und weist daher eine Schlauchgeometrie auf. Im Gegensatz zu Dichtkontakt A ist eine Gleitlackbeschichtung im Kontaktbereich appliziert. Beim Reibpartner handelt es sich um ein lackiertes, planares Stahlblech. Die Spezifikationen der Dichtung ist in Tabelle 7.3, die Spezifikation des Reibpartners in Tabelle 7.4 dargestellt.

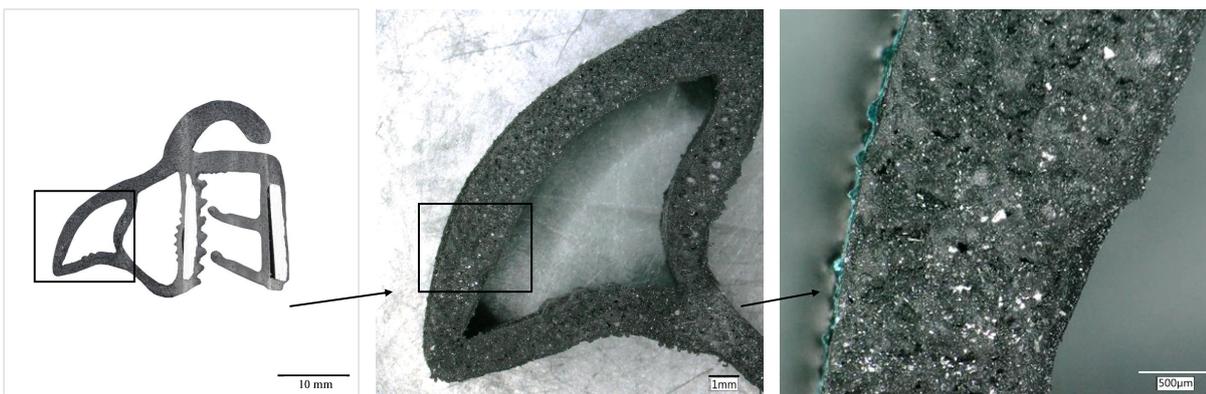


Abbildung 7.2: Dichtung der Reibpaarung B; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).

Tabelle 7.3: Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt B.

Geometrie	Schlauchdichtung
Grundmaterial	EPDM EPDM (geschäumt, geschlossenzellig, schwefelvernetzt)
Füllstoff	Calciumcarbonat (17 %), Ruß (29 %)
Oberfläche	geschlossene Extrusionshaut, Gleitlack-Beschichtung (PUR-Basis, Schichtdicke 12 bis 25 µm)
Normalkraft	Nennwert 8 N pro 100 mm Kontaktlänge

Tabelle 7.4: Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt B.

Geometrie	Karosserieblech (plan, Blechdicke 1 mm)
Grundmaterial	Stahl
Lackaufbau	KTL-Phosphatierung (20 µm), Basislack (18 µm), Farblack (12 µm), Klarlack (50 µm)
Oberfläche	Zweikomponenten-Klarlack (Polyurethan-Basis)

Dichtkontakt C

Bei Dichtkontakt C handelt es sich um eine aus kompaktem EPDM ausgeführte Lippen-dichtung, die aus der Dachanlage der Fensterführungs-dichtung stammt. Diese dichtet auf eine aus Aluminium gefertigte konvexe Zierleiste ab. Die Dichtung ist in Abbildung 7.3 im Schnitt dargestellt. Die Eigenschaften der Dichtung sowie des Reibpartners sind in Tabelle 7.5 sowie 7.6 zusammengefasst. Bei beflockten Dichtungen ist es am Messsystem mithilfe der verwendeten Klimakammer nicht möglich ein Anfrieren der Flockfasern an der Gegenfläche zu verhindern. Um Fehlinterpretationen der Messergebnisse zu vermeiden, werden für Reibkontakt C nur Messungen im Temperaturbereich von 23 bis 80 °C betrachtet.

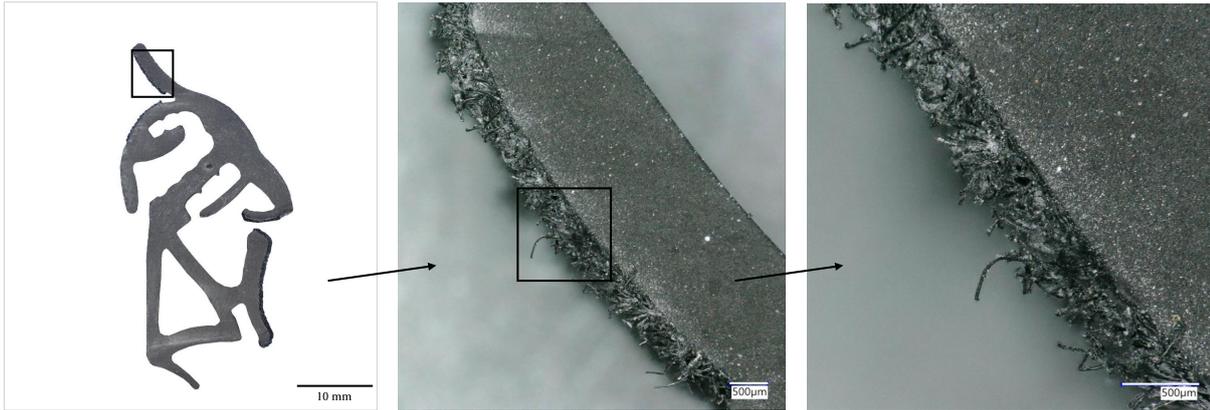


Abbildung 7.3: Dichtung der Reibpaarung C: Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).

Tabelle 7.5: Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt C.

Geometrie	Lippendichtung
Grundmaterial	EPDM (ungeschäumt, schwefelvernetzt)
Füllstoff	Calciumcarbonat (10 %), Ruß (35 %)
Oberfläche	PET-Beflockung (Faserstärke 1.7 dtex, Faserlänge 0,7 mm, Verbund durch Polyurethan-Klebeschicht)
Normalkraft	Nennwert 4,5 N pro 100 mm Kontaktlänge

Tabelle 7.6: Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt C.

Geometrie	Zierleiste (konvex, Blechdicke 1 mm)
Grundmaterial	Aluminium
Oberfläche	Hochglanzlackierung (Polyesterharz-Basis)

Dichtkontakt D

Bei Dichtkontakt D handelt es sich um eine Türhauptdichtung, die gegen die lackierte Seitenrahmenkarosserie abdichtet. Die Dichtung weist eine Schlauchgeometrie auf, die sich jedoch von den Schlauchgeometrien von Dichtkontakt A und B in Größe und Kinematik unterscheidet. Der Reibpartner ist hier als planare Gegenfläche ausgeführt. Abbildung 7.4 zeigt den Dichtkontakt. Die Eigenschaften der beiden Kontaktproben sind in Tabelle 7.7 und 7.8 aufgeführt.

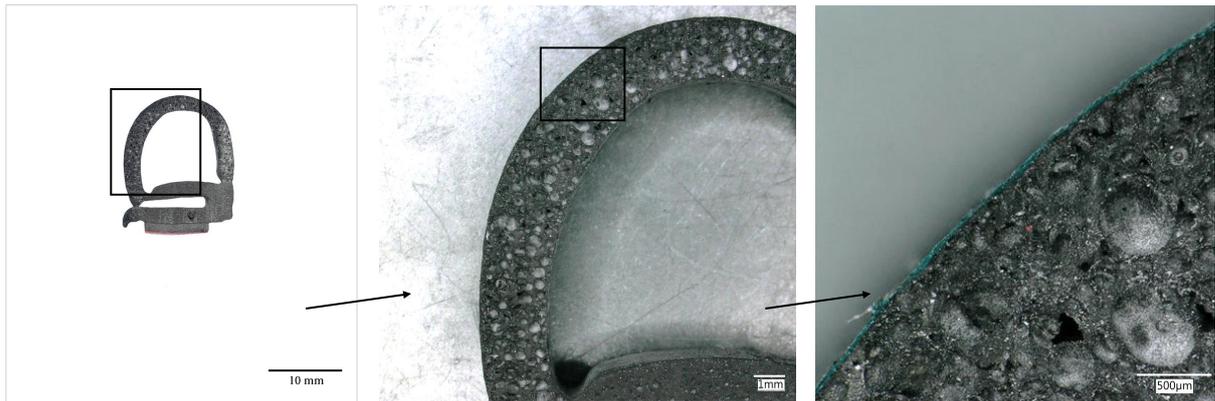


Abbildung 7.4: Dichtung der Reibpaarung D: Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).

Tabelle 7.7: Spezifikation der Dichtung von Dichtkontakt D.

Geometrie	Schlauchdichtung
Grundmaterial	EPDM, geschäumt (Moosgummi), geschlossenzellig, schwefelvernetzt
Füllstoff	Calciumcarbonat (34 %), Ruß (22 %)
Oberfläche	geschlossene Extrusionshaut, Gleitlack-Beschichtung (PUR-Si-Basis, Schichtdicke 6 bis 16 µm)
Normalkraft	Nennwert 5 N pro 100 mm Kontaktlänge

Tabelle 7.8: Spezifikation des Reibpartners von Dichtkontakt D.

Geometrie	Karosserieblech, plan, Blechdicke 1 mm
Grundmaterial	Stahl
Lackaufbau	KTL-Phosphatierung (20 µm), Basislack (18 µm), Farblack (12 µm), Klarlack (50 µm)
Oberfläche	Zweikomponenten-Klarlack (Polyurethan-Basis)

7.2 Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen

Die vier untersuchten Dichtkontakte zeigen ein unterschiedliches Verhalten hinsichtlich auftretender Schwingungen und den daraus resultierenden Störgeräuschen bei unterschiedlicher Anregung. Abbildung 7.9 zeigt das grundsätzliche Störgeräuschverhalten bei hochdynamischer Anregung mit kleinen Relativwegamplituden (*KSP*) und bei quasistatischer

Anregung mit großen Relativwegamplituden (*SIN*). Während bei Dichtkontakt B und C bei beiden Anregungsarten Störgeräusche generiert werden, ist dies bei Dichtkontakt A und D entweder bei *KSP*- oder bei *SIN*-Anregung der Fall. Abbildung 7.5 zeigt dieses Verhalten graphisch anhand der \bar{a}_{vib} - \bar{K}_{vib} -Darstellungen.

Tabelle 7.9: Auftreten von reibungsinduzierten Schwingungen bei hochdynamischer und quasistatischer Anregung.

Dichtkontakt	reibungsinduzierte Schwingung	
	bei hochdyn. Anregung (<i>KSP</i>)	bei quasistat. Anregung (<i>SIN</i>)
A	nein	ja
B	ja	ja
C	ja	ja
D	ja	nein

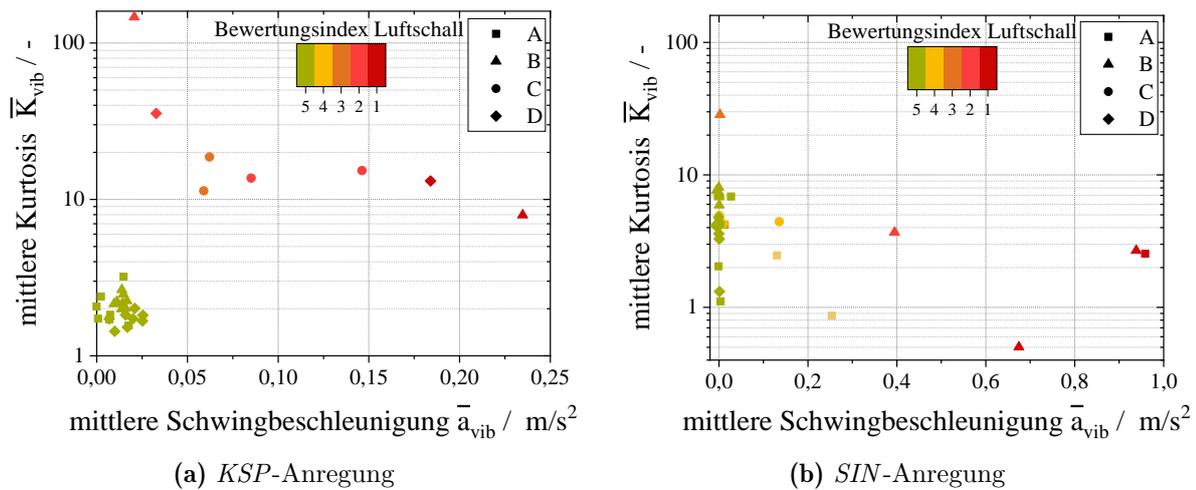


Abbildung 7.5: Charakterisierung der untersuchten Dichtkontakte mithilfe von \bar{a}_{vib} , \bar{K}_{vib} und *BI*.

Das temperaturabhängige Auftreten von Störgeräuschen ist in den Tabellen 7.10 bis 7.13 dargestellt. Die Bewertung findet dabei immer sowohl anhand des von Experten vergebenen Bewertungindex statt als auch durch den vom jeweiligen Machine Learning Klassifizierungsmodell aus Kapitel 6.5 vergebenen Bewertungindex.

Für Reibkontakt A zeigt Tabelle 7.10 das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen. Bei Kopfsteinpflaster-Anregung, bei der lediglich kleine Relativbewegungen im Dichtkontakt auftreten, wird über den gesamten betrachteten Temperaturbereich kein Geräusch detektiert (Bewertungsindex 5). Bei Sinus-Anregung mit höheren Relativwegamplituden

hingegen treten im Bereich niedriger Temperaturen Schwingungen auf (*BI 2*, *BI 4*), die mit zunehmender Temperatur verschwinden.

Tabelle 7.10: Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) *BI*-Klasse für Reibkontakt A

T in °C	-30	-10	0	23	40	60	70
<i>KSP</i> -Anregung	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)
<i>SIN</i> -Anregung	2 (≤ 2)	4 (4)	4 (4)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)

Reibkontakt B zeigt sowohl bei *KSP*- als auch bei *SIN*-Anregung Störgeräusche, die vor allem bei geringen Temperaturen mit hoher Intensität (*BI 1*) auftreten. Mit steigender Temperatur nimmt die Intensität der Störgeräusche ab, bis sie schließlich vollständig verschwinden. Während bei *KSP*-Anregung bereits bei 0 °C mit *BI 5* bewertet wird, wird dies bei *SIN*-Anregung erst bei 30 °C erreicht (vgl. Tabelle 7.11).

Tabelle 7.11: Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) *BI*-Klasse für Reibkontakt B

T in °C	-30	-10	0	10	23	30	40	50	60	70
<i>KSP</i> -Anregung	1 (≤ 2)	2 (≤ 2)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)
<i>SIN</i> -Anregung	1 (≤ 2)	1 (≤ 2)	2 (≤ 2)	3 (3)	4 (4)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)

Wie Reibkontakt B weist auch Reibkontakt C Störgeräusche bei *KSP*- und *SIN*-Anregung auf. Tabelle 7.12 zeigt das temperaturabhängige Verhalten. Während bei *SIN*-Anregung über den gesamten betrachteten Temperaturbereich leichte Geräusche wahrnehmbar sind (*BI 4*), besitzen die Störgeräusche bei *KSP*-Anregung eine etwas höhere Intensität mit dem niedrigsten Bewertungsindex bei 40 °C und 60 °C (*BI 2*).

Tabelle 7.12: Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) *BI*-Klasse für Reibkontakt C

T in °C	23	40	60	80
<i>KSP</i> -Anregung	3 (3)	2 (≤ 2)	2 (≤ 2)	3 (3)
<i>SIN</i> -Anregung	4 (4)	4 (4)	4 (4)	4 (4)

Reibkontakt D weist lediglich bei *KSP*-Anregung im Tieftemperaturbereich Störgeräusche auf. Die Geräusche sind deutlich wahrzunehmen (*BI* 1, *BI* 2). Bei Erhöhung der Temperatur auf 0 °C und darüber treten keine Störgeräusche mehr auf (*BI* 5). Bei *SIN*-Anregung sind im gesamten betrachteten Temperaturbereich keine Geräusche vorhanden (*BI* 5). Die Bewertungsindices sind in Tabelle 7.13 abgebildet.

Tabelle 7.13: Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) *BI*-Klasse für Reibkontakt D

T in °C	-30	-10	0	10	23	30	40	50	60	70
<i>KSP</i> -Anregung	1 (≤ 2)	2 (≤ 2)	5 (5)							
<i>SIN</i> -Anregung	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)	5 (5)

7.3 Schwingungsanalyse

Um die reibungsinduzierten Schwingungen der Dichtkontakte zu charakterisieren und ihre Entstehungsmechanismen zu analysieren, werden diese im Folgenden bei ausgewählten Umgebungstemperaturen detailliert betrachtet, wobei stets $BI < 5$ gilt.

Dichtkontakt A

Bei Reibkontakt A treten bei *KSP*-Anregung keine reibungsinduzierten Schwingungen auf, weshalb lediglich eine Messung bei *SIN*-Anregung näher betrachtet wird. Hierzu wird die Messung bei $T = -30\text{ °C}$ ausgewählt (*BI* 2). In Abbildung 7.6 ist ein Signalausschnitt dieser Messung dargestellt. Die Einzelabriss der beiden Reibpartneroberflächen sind anhand der tangentialen Schwingbeschleunigung $a_{vib,x}$ zu erkennen. Bei Abriss entsteht ein Maximum der Schwingbeschleunigung, welche anschließend gedämpft wird, bis es zum nächsten Abriss kommt. Der zugehörige Reibungskraftverlauf F_x zeigt einen typischen

sägezahnförmigen Verlauf. Im Zustand der Haftung (*stick*) stellt sich eine steigende Flanke von F_x ein, beim Ablösen und Abgleiten (*slip*) der beiden Oberflächen fällt die Reibkraft spontan wieder ab. Die Unregelmäßigkeit der Sägezahnform ist einerseits durch die komplexe Kontaktgeometrie zu erklären, die zu einem ungleichmäßigen partiellen sowie vollständigen Ablösen der Oberflächen führt. Andererseits führt auch die Abhängigkeit der Ablösung von der Relativgeschwindigkeit zu dieser Unregelmäßigkeit während der Sinusbewegung.

Zu jedem Zeitpunkt der makroskopischen Ablösung der Oberflächen ist ein Schallereignis im Verlauf des Schalldrucks p sowie des Schalldruckpegels L_p zu beobachten. Dies zeigt, dass jedes *slip*-Ereignis unmittelbar zu einem im Luftschall detektierbaren Geräusch führt.

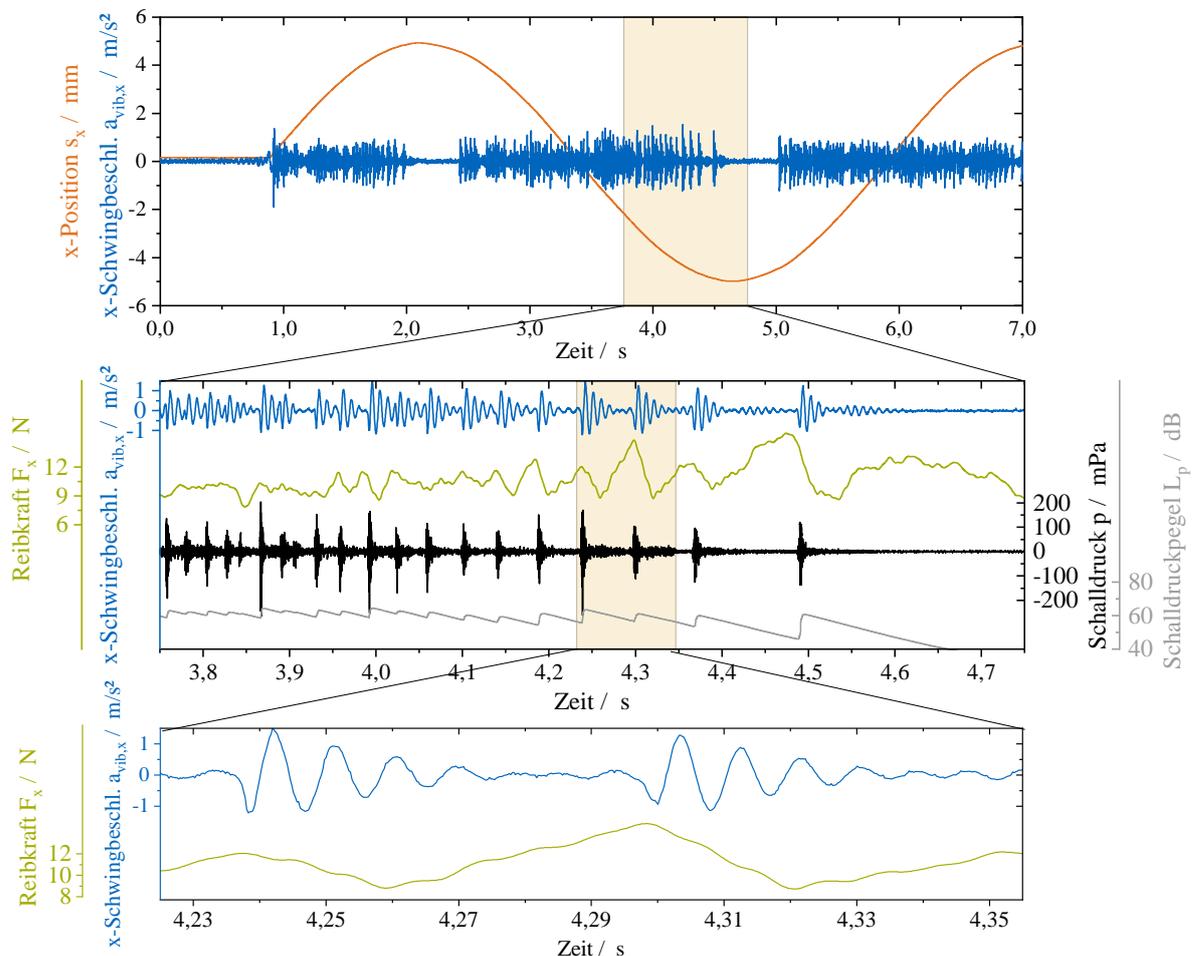


Abbildung 7.6: Messung von Reibkontakt A bei Sinus-Anregung, $T = -30\text{ °C}$.

Es ist zu erkennen, dass die Abrissfrequenz von $a_{vib,x}$ (= Stick-Slip-Frequenz) in der Nähe der Umkehrpunkte geringer ist als im Mittelbereich der Bewegung. In Abbildung 7.7 ist die Abhängigkeit der Stick-Slip-Frequenz von der Relativgeschwindigkeit bei der Sinusbewegung dargestellt. Es ist ein unterschiedliches Verhalten des Reibkontakts bei

Beschleunigung und Abbremsen zu beobachten. Im Abschnitt mit steigender Geschwindigkeit muss zunächst das Haftregime des Kontakts und damit eine Relativgeschwindigkeit von etwa $4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ überwunden werden, damit Schwingungen entstehen. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit erhöht sich auch die Stick-Slip-Frequenz bis zu einem Maximum von 50 Hz bei $6,4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. Bei der darauf folgenden abbremsenden Bewegung fällt die Frequenz wieder. Da sich der Reibkontakt bereits im makroskopischen Gleitzustand befindet, werden anders als im beschleunigenden Sinusteil Stick-Slip-Schwingungen bis zum Erreichen von $v_{rel} = 1,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$ erzeugt. Insgesamt zeigt sich anhand des unterschiedlichen Verlaufs bei Beschleunigen und Abbremsen das Hysterese-Verhalten des Kontakts, dass einerseits durch das Überwinden des Haftregimes beim Beschleunigen, andererseits durch das allgemeine elastomere Verhalten wie beispielsweise der unterschiedlichen Ausprägung von Ablöswellen (Schallamachwellen) begründet werden kann.

Da bei der Sinus-Bewegung die Relativgeschwindigkeit und dadurch auch $\Delta\mu$ nicht konstant ist, wird der Reibkontakt für eine weitere Analyse bei einer Relativbewegung mit konstanter Geschwindigkeit (Rampenprofil, 4 Einzelmessungen) untersucht. Hier zeigt sich eine direkt proportionale, lineare Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} , die ebenfalls in Abbildung 7.7 dargestellt ist. Unter den konstanten Randbedingungen kann hier somit der lineare Zusammenhang der Schwingungsfrequenz und der Relativgeschwindigkeit aus Formel 2.15 experimentell bestätigt werden. Des Weiteren kann beim Rampenprofil beobachtet werden, dass mit Beginn der Relativbewegung kein Einschwingen stattfindet, sondern die Amplituden der tangentialen Beschleunigung a_x von Beginn an auf ähnlichem Niveau sind (Abbildung 7.8, *oben*). Dieses Verhalten ist charakteristisch für die Sägezahn-schwingung. Die Beobachtungen deuten darauf hin, dass bei Dichtkontakt A somit der in Abschnitt 2.3.3 erläuterte Fall einer Stick-Slip-Schwingung mit großem β vorliegt. Die hierfür benötigte Differenz zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizient wird in Abschnitt 7.4 detailliert betrachtet.

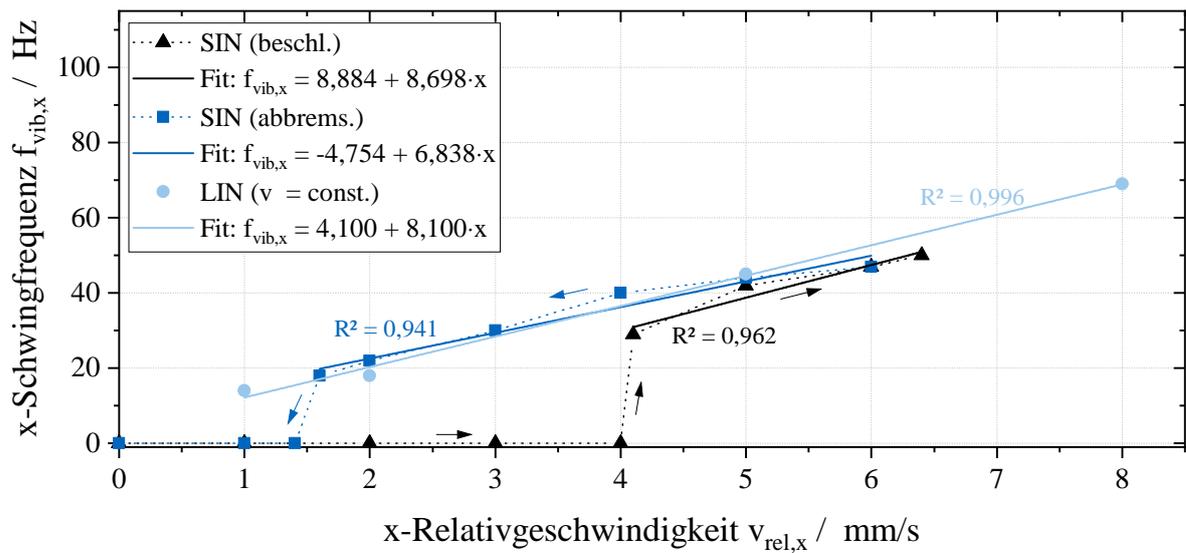


Abbildung 7.7: Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt A, $T = -30\text{ °C}$.

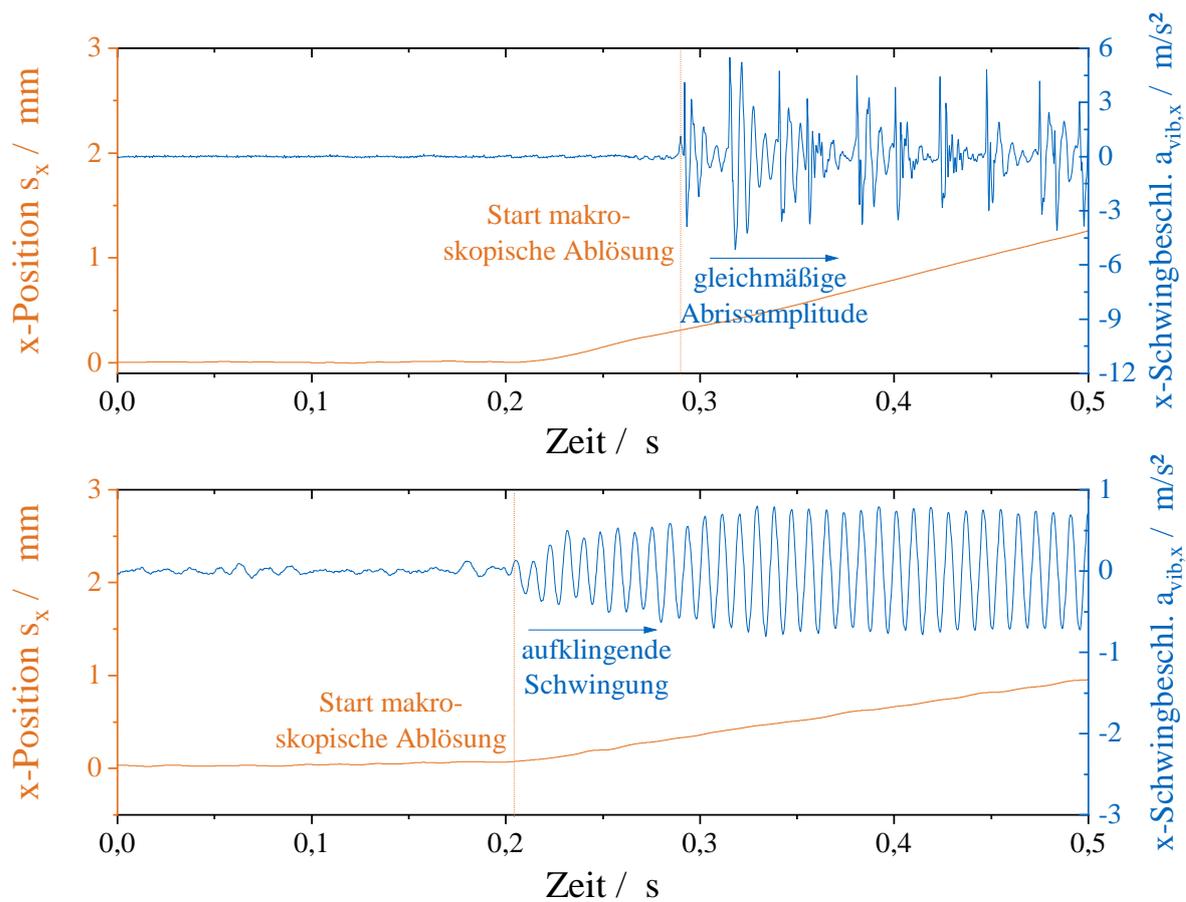


Abbildung 7.8: Ausbildung der Schwingamplitude mit Beginn der Relativbewegung bei Reibkontakt A ($T = -30\text{ °C}$) und Reibkontakt C ($T = 23\text{ °C}$).

Dichtkontakt B

Da Dichtkontakt B sowohl bei *SIN*- als auch bei *KSP*-Anregung reibungsinduzierte Schwingungen aufweist, werden beide Fälle näher betrachtet. Für beide Anregungsarten wird die Umgebungstemperatur $T = -30^\circ\text{C}$ analysiert (jeweils *BI 1*). Die Betrachtung eines Signalausschnitts bei *SIN*-Anregung in Abbildung 7.9 zeigt, dass ähnlich wie bei Dichtkontakt A nach Überwinden des minimalen Haftwegs über den gesamten Bereich Schwingungen erzeugt werden. In der Nähe der Umkehrpunkte der Sinusbewegung ist auch hier eine Erniedrigung der Schwingungsfrequenz erkennbar. In diesen Bereichen sind die Schwingungscharakteristika analog zu Dichtkontakt A: Jeder Impuls im Signal von $a_{vib,x}$ (Abriss) führt zu einem Luftschallereignis (siehe Signal von p , L_p), die Reibungskraft zeigt einen unregelmäßigen, aber dennoch charakteristischen Sägezahnverlauf. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit nimmt auch die Stick-Slip-Frequenz f_{vib} in der Nähe der Umkehrpunkte zu. Steigt die Relativgeschwindigkeit weiter, so ist keine weitere Zunahme von f_{vib} mehr erkennbar. In diesem Bereich ist kein eindeutiger sägezahnförmiger Verlauf von F_x mehr vorhanden, vielmehr schwingt die Reibungskraft analog zum Verlauf von $a_{vib,x}$. Die Impulse im Luftschallsignal treten dabei weiterhin synchron zu den Abrissergebnissen im Signal von $a_{vib,x}$ auf, d.h. jeder Abriss der Reibpartneroberflächen erzeugt ein Geräusch.

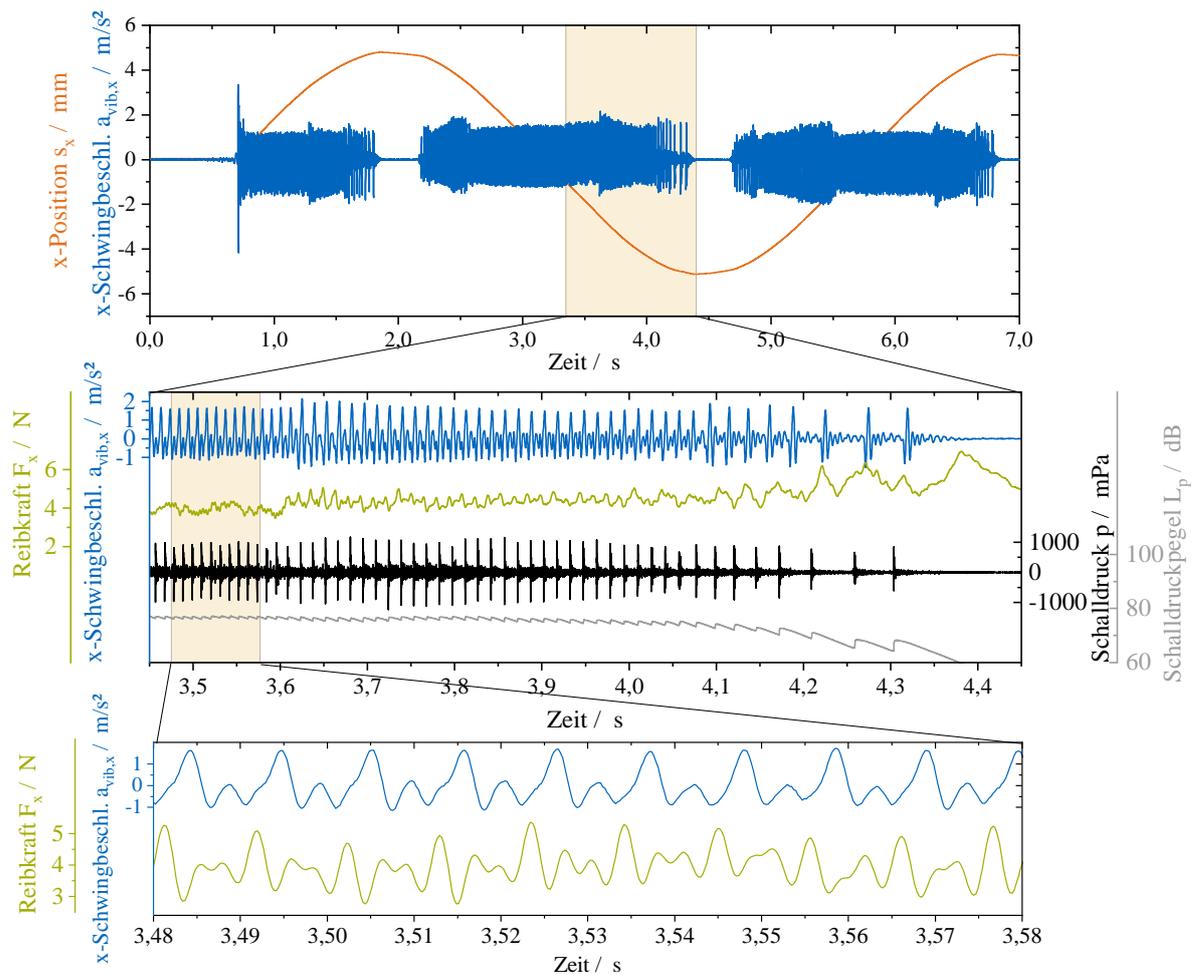


Abbildung 7.9: Messung von Reibkontakt B bei Sinus-Anregung,
 $T = -30\text{ °C}$.

Der beobachtete Zusammenhang der Relativgeschwindigkeit und der Stick-Slip-Frequenz ist in Abbildung 7.10 dargestellt. Im beschleunigenden Teil der Sinusbewegung ist nach Überwindung des Haftweges ($v_{rel} = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$) ein linearer Anstieg von f_{vib} mit zunehmendem v_{rel} zu beobachten. Bei Übersteigen einer Relativgeschwindigkeit von etwa $4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ findet keine weitere Zunahme von f_{vib} mehr statt, sondern es stellt sich ein konstanter Wert von $f_{vib} = 102\text{ Hz}$ ein. Im abbremsenden Teil der Sinusbewegung bleibt die Schwingungsfrequenz zunächst konstant bei 102 Hz , bis sich bei Unterschreiten einer Relativgeschwindigkeit von $5,5 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ ebenfalls wieder ein linearer Zusammenhang einstellt. Die Hysterese im beschleunigenden und abbremsenden Teil der Sinusbewegung ergibt sich wie auch bei Dichtkontakt A aus dem zunächst notwendigen Überwinden des Haftweges beim Beschleunigen, andererseits vermutlich durch die unterschiedliche Ausprägung von Ablöswellen im Elastomerkontakt.

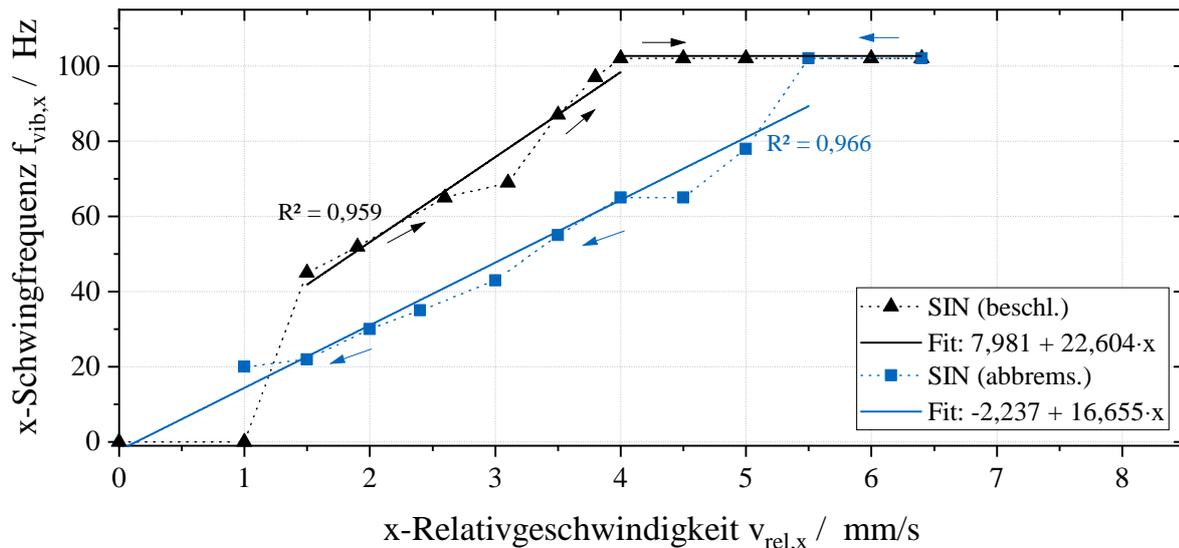


Abbildung 7.10: Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt B, $T = -30\text{ °C}$.

Die Beobachtungen bei Reibkontakt B deuten darauf hin, dass hier zwei unterschiedliche Ausprägungen der reibungsinduzierten Schwingungen nebeneinander auftreten: In Bereichen mit niedrigen Relativgeschwindigkeiten liegt ebenso wie bei Dichtkontakt A der in Abschnitt 2.3.3 erläuterte Fall einer Stick-Slip-Schwingung mit großem β vor. Mit größer werdender Relativgeschwindigkeit verringert sich jedoch im Gegensatz zu Dichtkontakt A β soweit, dass die Frequenz der Stick-Slip-Schwingungen sich immer weiter der Eigenfrequenz des Tribosystems nähert. Ab Erreichen einer bestimmten Relativgeschwindigkeit (hier: $v_{rel} = 4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ bzw. $5,5 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$) bleibt die Schwingungsfrequenz somit konstant und es gilt im vorliegenden Fall $f = 102 \text{ Hz} \approx \frac{\omega}{2\pi}$.

Bei *KSP*-Anregung, wie in Abbildung 7.11 dargestellt, sind über das gesamte Zeitsignal reibungsinduzierte Schwingungen vorhanden. Diese sind sowohl an den tangentialen Schwingbeschleunigungen $a_{vib,x}$ und $a_{vib,z}$ als auch an den Schalldruck- und Schalldruckpegel-Signalen p bzw. L_p zu erkennen. Im vergrößerten Signalausschnitt sind eindeutig die Einzelimpulse der Schwingbeschleunigungen erkennbar, die jeweils einen Übergang vom makroskopischen Haften zum Gleiten beider Kontaktflächen darstellen. Die Abrisszeitpunkte in den Schwingbeschleunigungen stimmen mit den Impulsen im Luftschallsignal überein. Auffallend ist, dass im Bereich sehr niedriger tangentialer Relativwege s_x sowie s_z keine Abrisse erzeugt werden. Wird mithilfe der Werte von s_x sowie s_z eine Schwellwertanalyse durchgeführt, zeigt sich, dass ein Luftschallimpuls und somit ein Abriss immer dann stattfindet, wenn die Bedingung $|s_x| > 0,051 \text{ mm} \vee |s_z| > 0,051 \text{ mm}$ erfüllt ist. Die Korrelation der Bedingung mit dem Schalldrucksignal ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Dies verdeutlicht, dass das Überschreiten eines bestimmten Relativweges (Haftweg) eine Voraussetzung für das Erzeugen einer reibungsinduzierten Schwingung ist. Ist dieser Relativweg jedoch überwunden, ist innerhalb der Grenzen der *KSP*-Anregung keine weitere Bedingung wie

beispielsweise das Über- oder Unterschreiten einer bestimmten Relativgeschwindigkeit mehr zu erfüllen.

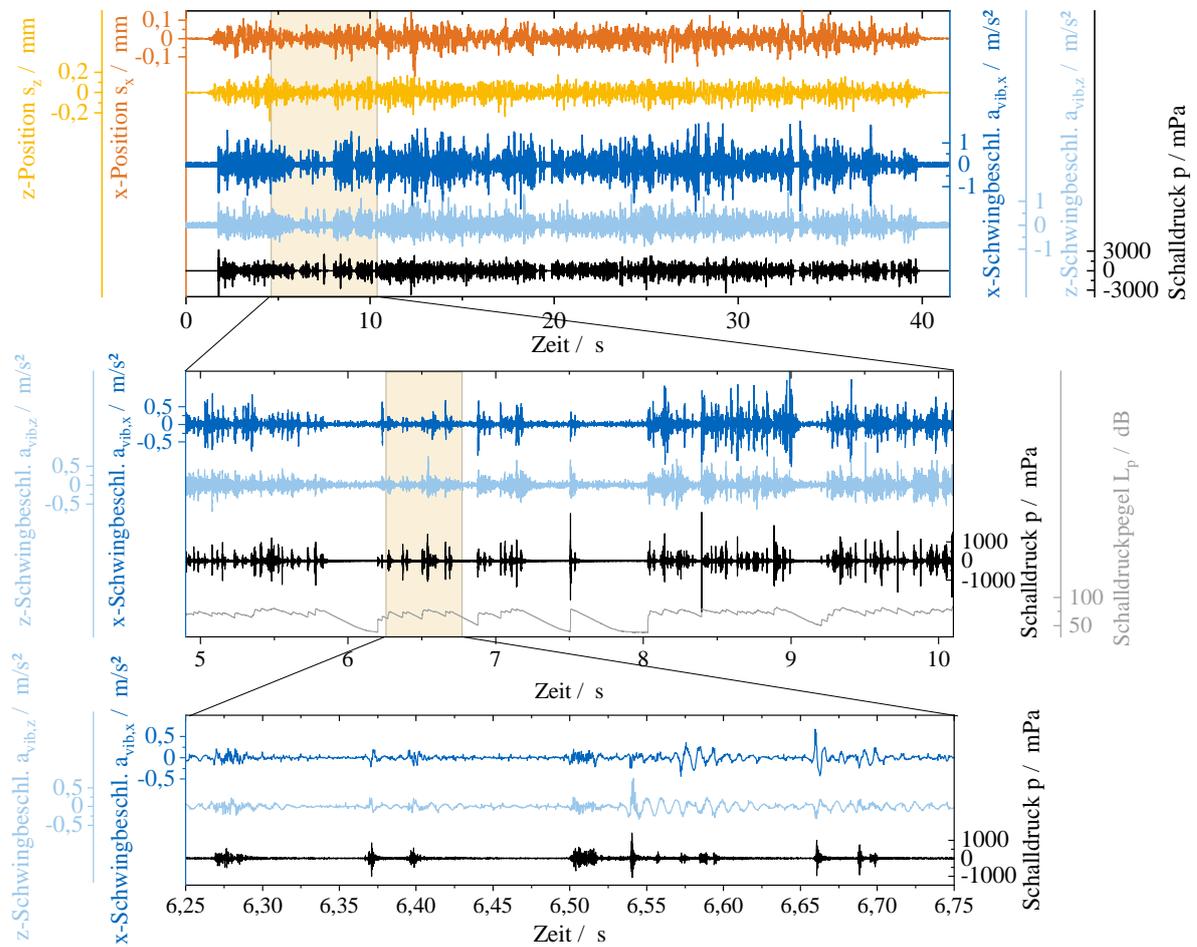


Abbildung 7.11: Messung von Reibkontakt B bei *KSP*-Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$.

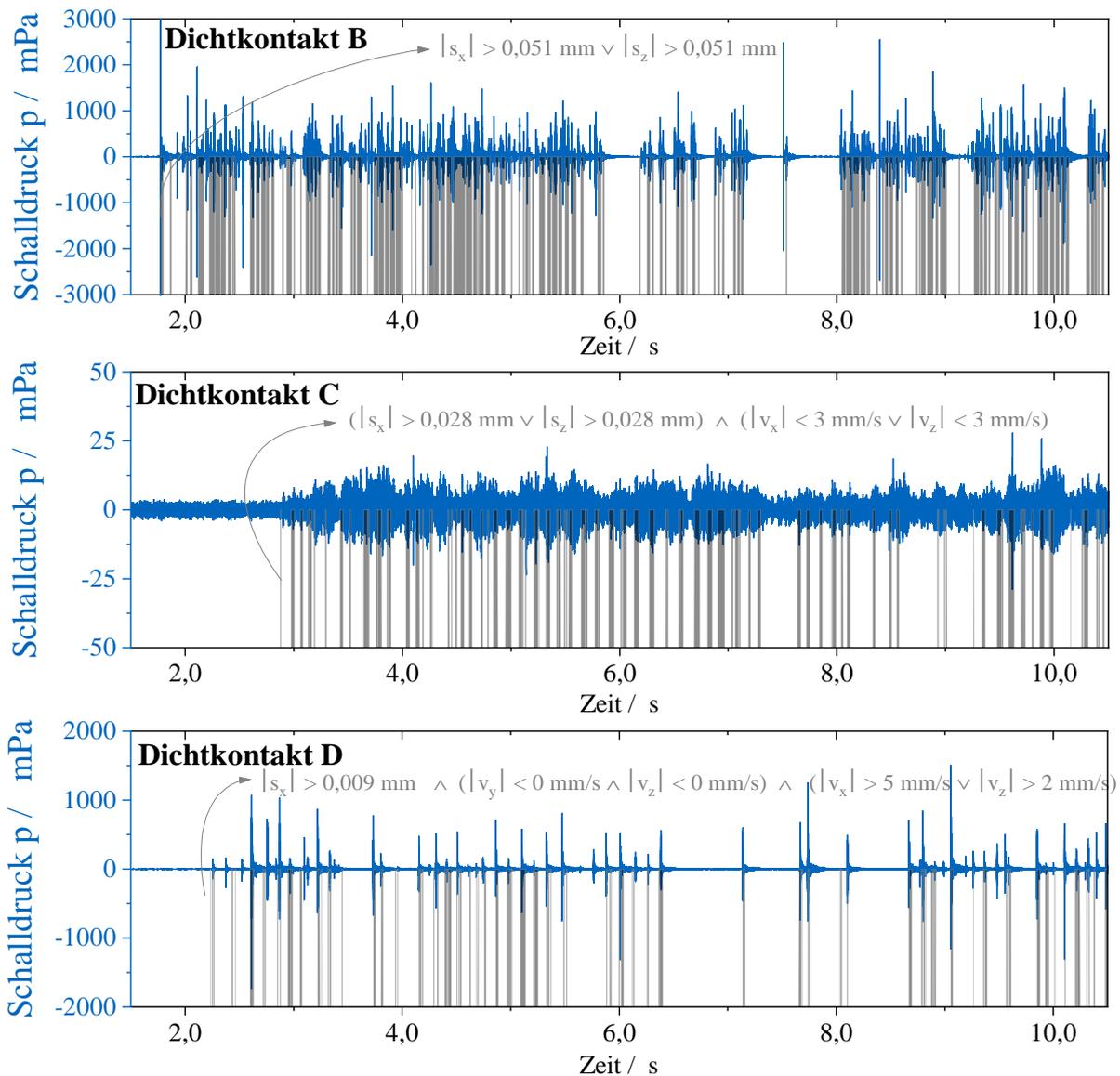


Abbildung 7.12: Korrelation des Schalldrucks mit tribologisch-mechanischen Schwellwerten für Dichtkontakt A, B, und C bei *KSP*-Anregung.

Dichtkontakt C

Bei Dichtkontakt C treten wie auch bei Dichtkontakt B reibungsinduzierte Schwingungen sowohl bei *SIN*- als auch bei *KSP*-Anregung auf. Im Folgenden wird der Dichtkontakt daher bei 23 °C für die *SIN*-Anregung (*BI 4*) sowie für 60 °C für die *KSP*-Anregung (*BI 2*) analysiert.

Die *SIN*-Anregung ist für Dichtkontakt C in Abbildung 7.13 dargestellt. Sowohl im beschleunigenden als auch im abbremsenden Teil der Sinusbewegung sind anhand der x-Schwingbeschleunigung reibungsinduzierte Schwingungen zu erkennen. Dabei ist im

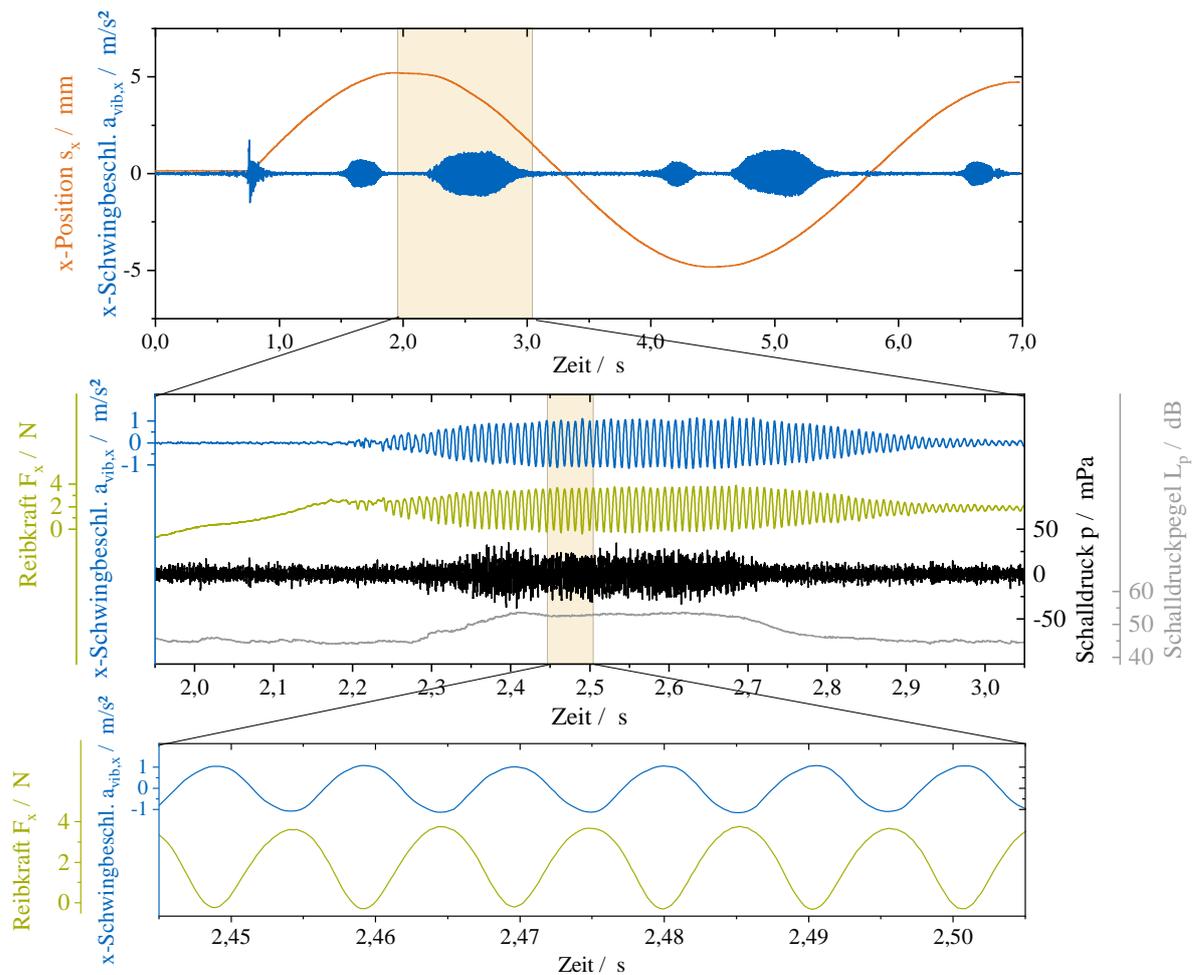


Abbildung 7.13: Messung von Reibkontakt C bei Sinus-Anregung,
 $T = -30\text{ °C}$.

beschleunigenden Bereich stets eine intensivere Ausprägung der Schwingungen zu beobachten. Der Schalldruck sowie der Schalldruckpegel korrelieren zeitlich mit dem Auftreten der Schwingbeschleunigung $a_{vib,x}$, die Intensität ist im Vergleich zu Dichtkontakt A und B jedoch weitaus geringer. Im stark vergrößerten Signalausschnitt (Abbildung 7.13, unten) ist deutlich ein harmonischer Verlauf von $a_{vib,x}$ und F_x zu erkennen. Die Frequenz der harmonischen Schwingungen liegt bei 102 Hz, was näherungsweise einer der Resonanzfrequenzen des Tribometers entspricht (vgl. Frequenzgang, Abschnitt 5.5.3). Die Abhängigkeit der Schwingfrequenz $a_{vib,x}$ von der Relativgeschwindigkeit v_{rel} ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass Schwingungen lediglich in einem bestimmten Bereich von v_{rel} ausgebildet werden. Ausgebildete Schwingungen besitzen dann jedoch eine konstante Schwingfrequenz, die unabhängig von v_{rel} ist. Im Gegensatz zu Dichtkontakt A und B stellt sich hier in keinem Geschwindigkeitsbereich ein linearer Zusammenhang ein. Die Ausbildung der Schwingungen bei Abfahren eines Rampenprofils in Abbildung 7.8 zeigt, dass eine aufklingende Schwingamplitude vorliegt. Im Gegensatz zu Dichtkontakt A findet demnach eine Einschwingphase statt. Insgesamt deuten diese Beobachtungen darauf hin,

dass es sich um quasiperiodische, reibungsinduzierte Schwingungen handelt, die aufgrund einer negativen Dämpfung im Tribosystem zustande kommen. Dies kann beispielsweise durch einen fallenden kinetischen Reibungskoeffizienten μ_{kin} bei steigender Relativgeschwindigkeit v_{rel} auftreten. Der erläuterte Zusammenhang von μ_{kin} und v_{rel} wird für Dichtkontakt C in Abschnitt 7.4 untersucht.

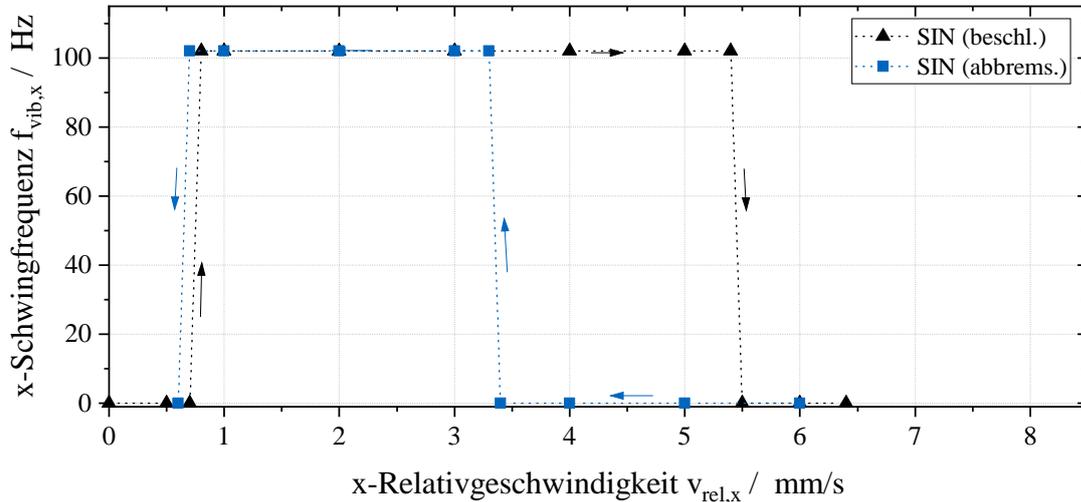


Abbildung 7.14: Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt C, $T = 23^\circ\text{C}$.

Bei *KSP*-Anregung sind über den gesamten Anregungszeitraum Schwingungen vorhanden, die in ihrer Intensität jedoch geringer sind als bei Dichtkontakt B. Auch die Luftschallsignale sind mit $p < 50\text{ mPa}$ und $L_p < 50\text{ dB}$ weitaus geringer als bei Dichtkontakt B. Die Signale besitzen einen transienten Charakter, wobei Einzelabrisse im $a_{vib,x}$ -Signal auftreten, die einen abklingenden Charakter und eine Schwingfrequenz in Resonanz aufweisen. Eine Threshold-Analyse zur Ermittlung, zu welchen Zeitpunkten unter welchen Randbedingungen die Schallereignisse erzeugt werden, ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Ebenso wie bei Dichtkontakt B wird ein minimal zurückgelegter Relativweg zur Überwindung des Haftwegs benötigt ($|s_x| > 0,028\text{ mm} \vee |s_z| > 0,028\text{ mm}$). Dies allein stellt aber für Dichtkontakt C noch keine ausreichende Randbedingung dar. Zusätzlich darf weder in x- noch in z-Richtung eine Relativgeschwindigkeit von $3\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ überschritten werden. Dies ist ein weiterer Hinweis darauf, dass reibungsinduzierte Schwingungen bei Dichtkontakt C durch eine negative Systemdämpfung hervorgerufen werden, da nur bei kleinen Relativgeschwindigkeiten eine ausreichend negative $\frac{\partial\mu_{kin}}{\partial v_{rel}}$ -Charakteristik vorliegt.

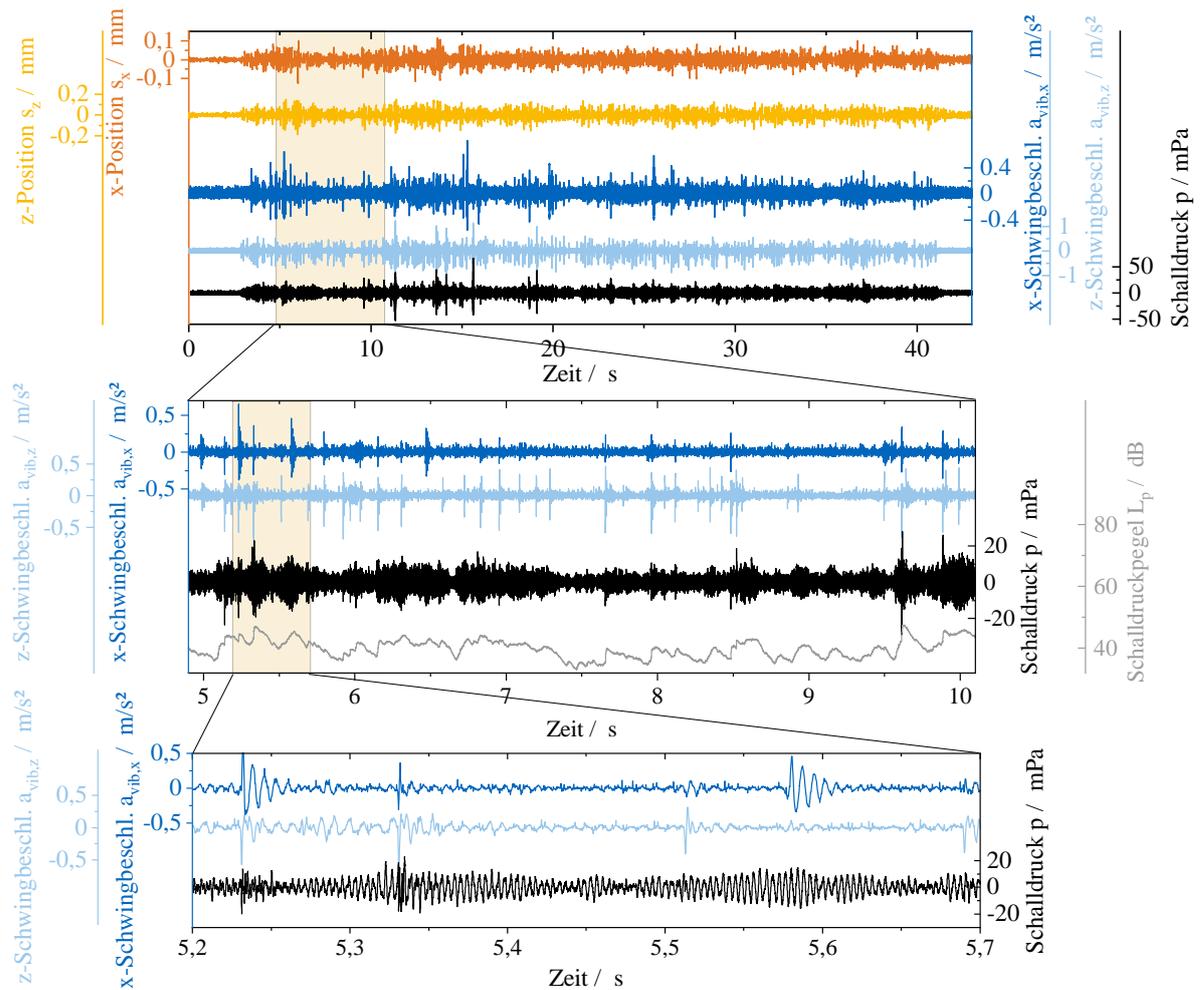


Abbildung 7.15: Messung von Reibkontakt C bei *KSP*-Anregung, $T = 23\text{ }^\circ\text{C}$.

Dichtkontakt D

Dichtkontakt D weist lediglich bei *KSP*-Anregung unter sehr niedrigen Umgebungstemperaturen reibungsinduzierte Schwingungen auf. Im Folgenden wird der Dichtkontakt bei $T = -30\text{ }^\circ\text{C}$ (*BI 1*) näher betrachtet. In Abbildung 7.16 ist das Zeitsignal einer Messung dargestellt.

Es treten über den gesamten Anregungszeitraum reibungsinduzierte Schwingungen auf, welche sowohl anhand der Schwingbeschleunigungen $a_{vib,x}$ und $a_{vib,z}$ als auch anhand des Schalldrucks p deutlich zu identifizieren sind. Bei Verkleinerung des betrachteten Zeitausschnittes sind klar die Einzelabrisse zu erkennen, welche nach dem Anfangsimpuls gedämpft werden und abklingen. Eine Schwellwertanalyse zur Ermittlung des Zusammenhangs der dynamischen Beanspruchung und dem Auftreten der Luftschallereignisse ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Während bei Dichtkontakt B lediglich das Überwinden eines charakteristischen Relativwegs und bei Dichtkontakt C zusätzlich die Unterschreitung

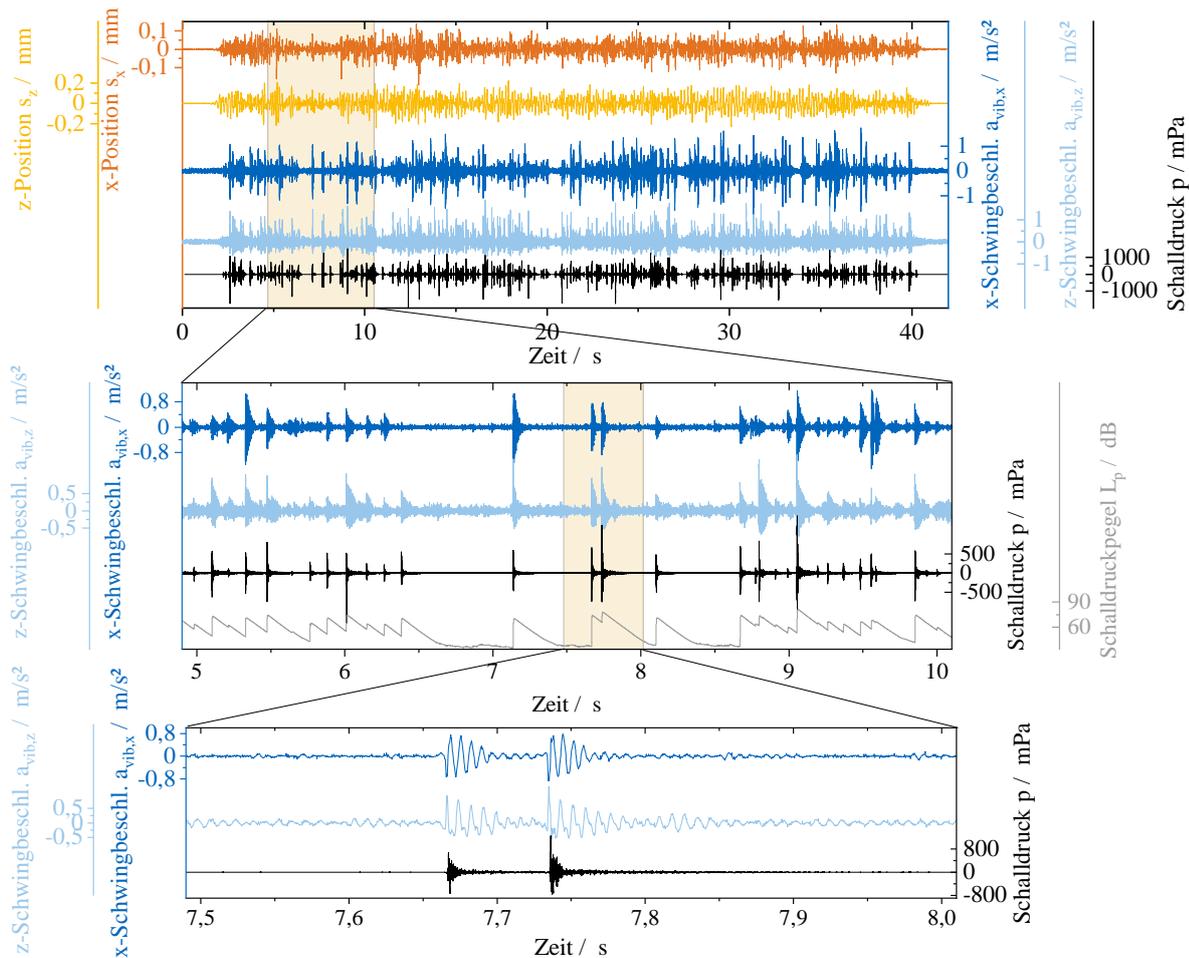


Abbildung 7.16: Messung von Reibkontakt D bei *KSP*-Anregung, $T = -30\text{ °C}$.

einer spezifischen Relativgeschwindigkeit eine notwendige Bedingung ist, sind die Bedingungen bei Dichtkontakt D komplexer. Eine hohe Übereinstimmung liegt vor, wenn in x-Richtung ein Relativweg von mindestens $0,009\text{ mm}$ zurückgelegt wird. Gleichzeitig muss eine jeweils negative Relativgeschwindigkeit in y- und z-Richtung vorliegen. Dies bedeutet, dass sich die Dichtung von der Reibpartneroberfläche entfernen und gleichzeitig nach unten bewegen muss. Des Weiteren muss die Relativgeschwindigkeit in den tangentialen Bewegungsrichtungen einen Schwellwert überschreiten ($|v_{rel,x}| > 5 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$, $|v_{rel,z}| > 2 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$), d.h. es muss zu einer schnellen tangentialen makroskopischen Relativbewegung kommen. Die Gesamtheit dieser Randbedingungen führt zu zwar zu einer sehr hohen Übereinstimmung zum zeitlichen Auftreten der Schallereignisse, kann jedoch keine hinreichende Bedingung darstellen. Schallereignisse, die außerhalb der gefundenen Randbedingungen liegen, können durch die zeitlich stets veränderlichen Randparameter des dynamischen Bewegungsprofils und damit einhergehenden Schwankungen der tribologischen Gegebenheiten im Kontaktbereich begründet werden.

7.4 Tribologische Analyse

Nach der Schwingungscharakterisierung aller untersuchten Dichtkontakte sollen nun die allgemeinen tribologischen Gegebenheiten der Kontakte analysiert werden, um die Ursachen und Mechanismen der reibungsinduzierten Schwingungen zu analysieren. Die Reibpartneroberflächen aller untersuchten Dichtkontakte sind metallische Proben, welche Polyurethan- oder Polyesterharz-basierte Lackoberflächen besitzen. Ihre tribologisch relevanten Eigenschaften (z.B. Oberflächenrauigkeit, Glasübergangstemperaturen) werden daher als vergleichbar angenommen. Grundlegende Unterschiede im tribologischen Verhalten der Dichtkontakte können folglich durch Unterschiede des elastomeren Reibpartners begründet werden.

Reibungskoeffizienten

Zum Vergleich des tribologischen Verhaltens sind in Abbildung 7.17 zunächst die Haft- und Gleitreibungskoeffizienten über die Temperatur dargestellt. Es wird an dieser Stelle nochmal darauf hingewiesen, dass es sich bei den mit * markierten kinetischen Reibungskoeffizienten bei Dichtkontakt B um die effektiven Reibungskoeffizienten (siehe Kapitel 6.2) handelt. Bei Dichtkontakt A und C konnte der tatsächliche kinetische Reibungskoeffizient bestimmt werden, indem durch eine tangentielle Versteifung des Dichtprofils (Auffüllen des Schlauchprofils bzw. Verstärkung der Dichtlippen mit Dichtmasse) die reibungsinduzierten Schwingungen unterdrückt wurden ohne die Kontaktstelle selbst zu beeinflussen. Bei Dichtkontakt B war dies unter den vorliegenden Versuchsrandbedingungen experimentell nicht möglich.

Für Dichtkontakt A werden verhältnismäßig hohe Reibungskoeffizienten zwischen 0,8 und 2,0 erreicht, welche im typischen Bereich für ungeschmierte EPDM-Oberflächen liegen (vgl. [164, 165]). Dichtkontakt B, C und D, die jeweils oberflächenmodifiziert sind, weisen dagegen deutlich niedrigere Reibungskoeffizienten zwischen 0,3 und 0,7 respektive 0,2 und 0,45 respektive 0,1 und 1,0 auf. Bei B und C bilden Gleitlacke die obere Kontaktschicht. Die reibungsreduzierende Wirkung findet hier bei beiden Reibkontakten durch das Vorhandensein von Gleitadditiven (beispielsweise PTFE) in der Lackschicht und somit einer verminderten Adhäsionsreibung statt. Bei Dichtkontakt B wirkt die Adhäsionsreibung zusätzlich durch das Vorhandensein von Gleitpartikeln reduziert, wodurch die wahre Kontaktfläche und so der Reibungskoeffizient weiter vermindert wird. Dichtkontakt C weist insgesamt die geringsten Reibungskoeffizienten auf, was mit der im Vergleich stärksten Minimierung der wahren Kontaktfläche begründet werden kann. Durch die Flockfasern auf der Dichtungsoberfläche werden lediglich kleine Kontaktbereiche geschaffen (Idealkontakt = Punktkontakt) und somit die Adhäsionsreibung stark vermindert.

Bei Dichtkontakt A und D fällt auf, dass bei gemäßigten Temperaturen (ca. 23 °C) ein Minimum der Reibungskoeffizienten vorhanden ist. Sowohl für einen Temperaturanstieg als

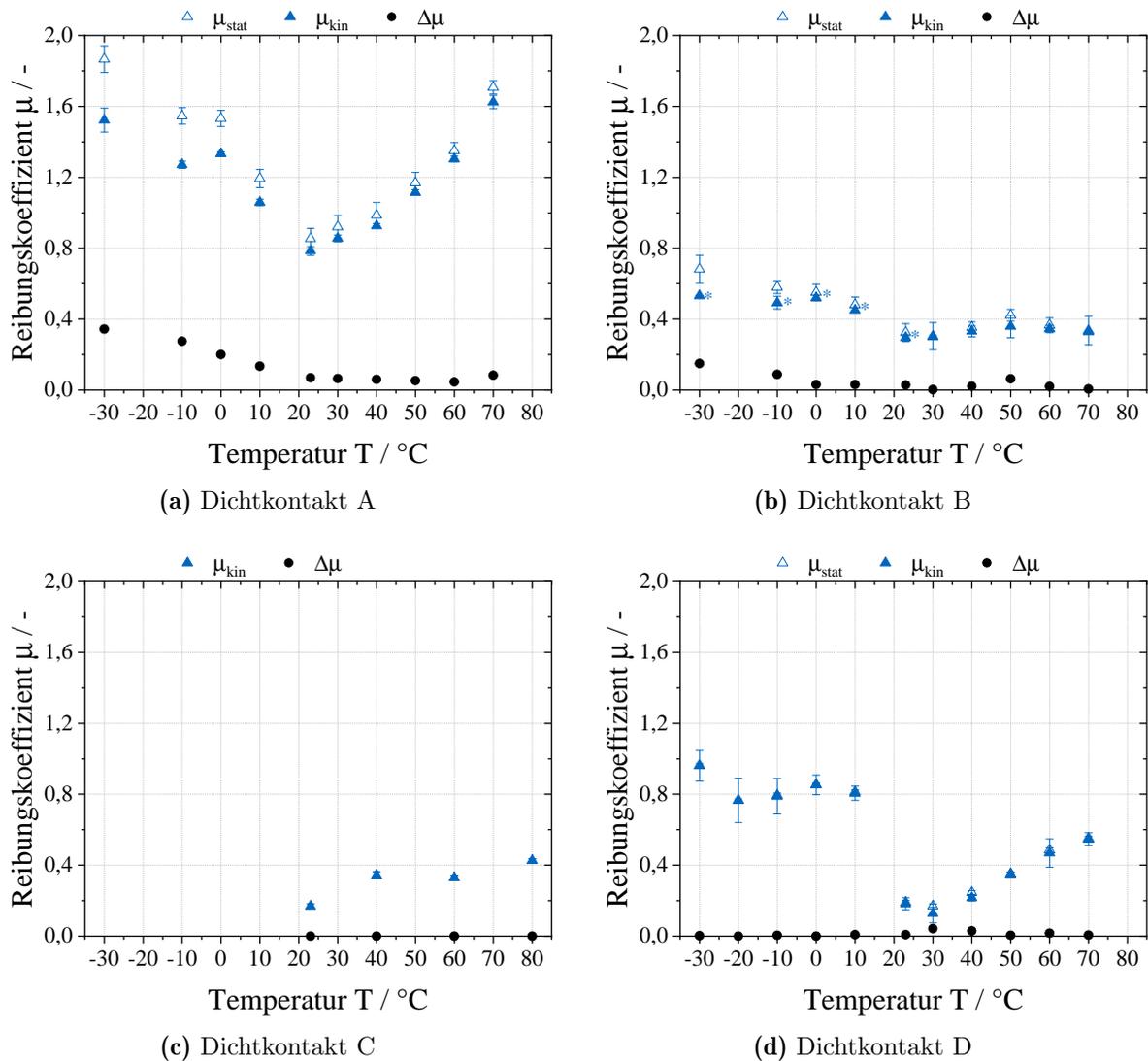


Abbildung 7.17: Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperatur für Dichtkontakt A, B, C und D.

auch einen Temperaturabfall steigen die Reibungskoeffizienten an. Hier können zwei entgegengesetzte Effekte ursächlich sein: Die hier untersuchten Kalttemperaturen ($T < 0\text{ °C}$) befinden sich bereits in der Nähe der Glasübergangstemperatur von EPDM. Die Füllstoffe im EPDM bewirken in diesem Bereich bereits eine Einschränkung der Kettenbeweglichkeit und können sogenannte *glassy bridges* ausbilden [166]. Die *glassy bridges* sind in der Lage, höhere Spannungen im Elastomer aufzunehmen, wodurch die Steifigkeit steigt. Dies bewirkt, dass höhere Kräfte aufgebracht werden müssen, damit das Elastomer verformt wird. In tangentialer Belastungsrichtung wird somit eine höhere Reibungskraft benötigt, damit ein makroskopischer Abriss stattfindet.

Bei den hier untersuchten Warmtemperaturen ($T > 23\text{ °C}$) findet hingegen ein Erweichen des Elastomers sowie der polymeren Oberflächenbeschichtung statt. Dadurch werden

Kriechvorgänge im Kontaktbereich möglich. Die wahre Kontaktfläche und die Adhäsionsreibung wird somit vergrößert, was einen Anstieg des Reibungskoeffizienten zur Folge hat.

Abbildung 7.17 zeigt des Weiteren, dass für kalte Temperaturen bei Dichtkontakt A und B ein messbares Delta zwischen statischen und kinetischen Reibungskoeffizienten auftritt. Das Auftreten dieses Deltas korreliert mit dem Auftreten der reibungsinduzierten Schwingungen (vgl. Abschnitt 7.2). Dies bekräftigt die Annahme, dass der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizient die mechanistische Ursache für das Auftreten der reibungsinduzierten Schwingungen bei A und B ist. Bei C und D ist kein Delta zu beobachten. Dies kann auftreten, wenn die gespeicherte potentielle Energie während der Haftphase der Relativbewegung bereits vor dem makroskopischen Abriss durch Mikro-Abrisse (*micro slips*) wieder frei wird, wie z.B. bei einem Rückstellen einzelner Flockfasern während der Haftphase. Für Dichtkontakt C und D müssen demnach andere Ursachen für die Entstehung der reibungsinduzierten Schwingungen vorliegen.

Da neben dem Vorhandensein eines Delta zwischen μ_{stat} und μ_{kin} auch ein kleiner werdendes μ_{kin} bei steigender Relativgeschwindigkeit die Ursache für reibungsinduzierte Schwingungen sein kann (vgl. Abschnitt 2.3.3), wird für Dichtkontakt C und D die Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_{kin} in Abbildung 7.18 dargestellt. Für Dichtkontakt C liegt eine fallende Reibungscharakteristik vor. Dies ist gleichbedeutend mit einer negativen Dämpfung im Tribosystem, die im vorliegenden Fall als ursächlich für die reibungsinduzierten Schwingungen betrachtet wird. Bei Dichtkontakt D ist dies nicht der Fall, μ_{kin} steigt hier mit steigender Relativgeschwindigkeit. Eine Entstehung der reibungsinduzierten Schwingungen durch eine negative Systemdämpfung kann somit ausgeschlossen werden.

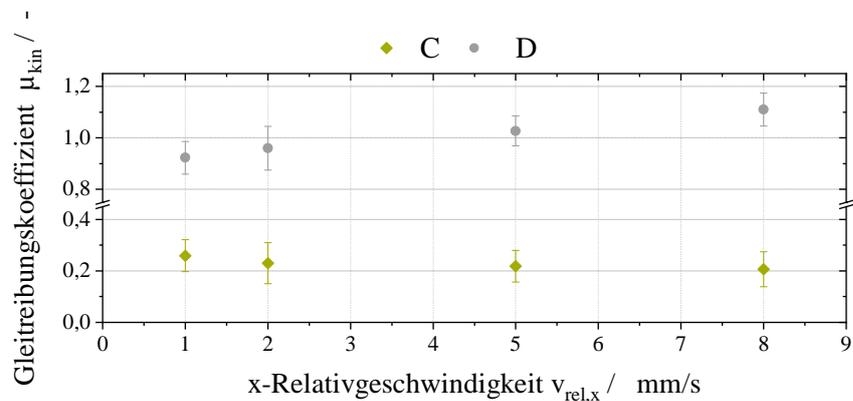


Abbildung 7.18: Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_{kin} für Dichtkontakt C ($T = 23\text{ °C}$) und D ($T = -30\text{ °C}$).

Kontaktsteifigkeit

Bei Dichtkontakt D liegt weder ein $\Delta\mu$ noch $\frac{\partial\mu_{kin}}{\partial v_{rel,x}} < 0$ als Ursache für die reibungsinduzierten Schwingungen vor, sodass im Weiteren die Kontaktsteifigkeit κ_x untersucht wird. Die Kontaktsteifigkeit kann Aufschluss darüber geben, ob die mechanisch-dynamischen

Bedingungen im Reibkontakt zur Ausbildung der Schwingungen führen können. Abbildung 7.19 zeigt für alle untersuchten Reibkontakte die Kontaktsteifigkeit in Abhängigkeit der Temperatur. Für alle Reibkontakte ist dabei ein exponentieller Abfall mit steigender Temperatur zu beobachten, was durch die Zunahme der Molekülkettenbeweglichkeit des Elastomers, insbesondere bei Verlassen des Glasübergangsbereichs, begründet ist. Dichtkontakt A und B weisen die geringsten Kontaktsteifigkeiten auf. Gründe hierfür sind einerseits die reduzierten Reibungskoeffizienten aufgrund der Gleitlackbeschichtung, andererseits das hohe tangential Deformationsvermögen durch die Materialaufschäumung sowie die Schlauchgeometrie mit großem Schlauchdurchmesser.

Reibkontakt C weist eine insgesamt höhere Kontaktsteifigkeit auf, da die Lippengeometrie an der Kontaktstelle sowie das nicht aufgeschäumte EPDM-Material ein geringeres Deformationspotential im Vergleich zu A und B besitzen.

Bei Dichtkontakt D, welcher wie die Dichtkontakte A und B zwar ein aufgeschäumtes EPDM-Material sowie eine Schlauchgeometrie besitzt, ist bei geringer werdender Temperatur ein deutlich steilerer Anstieg der Kontaktsteifigkeit als bei A und B zu beobachten. Bei $T = -30^\circ\text{C}$ ist somit eine im Vergleich zu B etwa dreimal so hohe Kontaktsteifigkeit vorhanden. Hauptgrund für die derart größere Kontaktsteifigkeit ist vermutlich die starke Verpressung der Dichtung in Fahrzeuglage und die somit deutlich eingeschränkte Deformierbarkeit in tangentialer Richtung.

Die sehr hohe Steifigkeit von Dichtkontakt D bei -30°C kann die Ursache für die reibungsinduzierten Geräusche darstellen. Die hohe Steifigkeit führt dazu, dass eine vergleichsweise hohe elastische Energie (potentielle Energie) bei äußerer Relativbewegung im Haftzustand gespeichert wird. Die gespeicherte Energie wird beim Überschreiten des maximalen Haftwegs impulsartig als kinetische Energie (makroskopischer Abriss) sowie als Schallenergie (Abrissgeräusch) frei. Da jedoch keine tatsächliche Instabilität (wie bei Dichtkontakt A, B und C) im Tribosystem vorhanden ist, entsteht keine periodische fortlaufende Schwingung, sondern ein einmaliger Abriss (*single slip*) [111, 167]. Bei Dichtkontakt D handelt es sich daher nicht um eine Stick-Slip-Schwingung im klassischen Sinn.

Im vorliegenden Fall entstehen die Geräusche (*single slips*) lediglich bei *KSP*-Anregung. Hier finden im Gegensatz zur *SIN*-Anregung schnelle Richtungswechsel der Relativbewegung statt. Die schnellen Abrissgeschwindigkeiten führen dazu, dass keine vorzeitigen *micro-slips* entstehen und somit die gespeicherte potentielle Energie erst beim makroskopischen Abriss als Schallenergie frei wird. Die schnelle Abfolge der Richtungswechsel bei *KSP*-Anregung resultieren in rasch aufeinander folgenden Einzelabrissen, die das menschliche Ohr wiederum als Knarzen wahrnimmt.

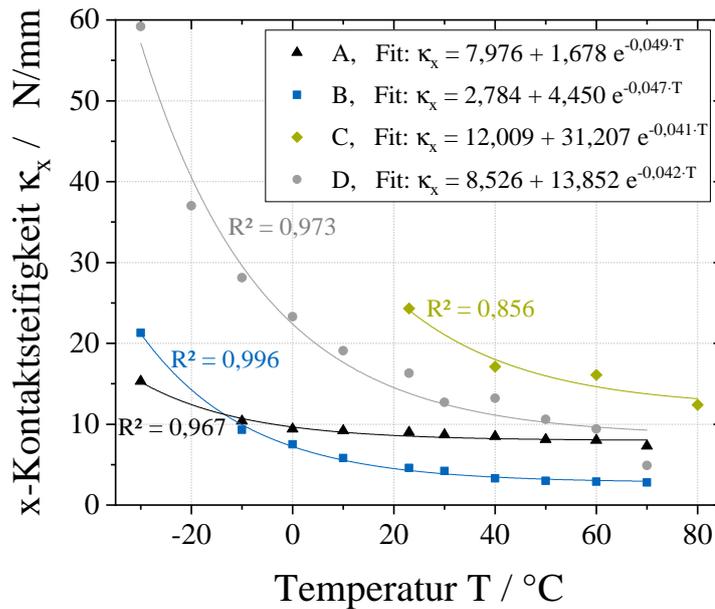


Abbildung 7.19: Kontaktsteifigkeit κ_x in Abhängigkeit der Temperatur.

Haftweg in x-Richtung

Neben den Reibungskoeffizienten und der Kontaktsteifigkeit ist der Haftweg $s_{Haft,x}$ eine wichtige Kenngröße, die das dynamisch-tribologische Verhalten des Reibkontakts charakterisiert. Die Überwindung des Haftwegs stellt für jeden Dichtkontakt eine notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung für die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen dar. Somit kann mithilfe von $s_{Haft,x}$ eine Aussage darüber getroffen werden, bei welchen Anregungsprofilen und Temperaturen überhaupt Schwingungen auftreten können. Ist der Haftweg größer als der von außen auf den Dichtkontakt wirkende Relativweg, so ist die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen nicht möglich.

Abbildung 7.20 zeigt die gemessenen Haftwege aller Dichtkontakte für die Relativgeschwindigkeit $v_{rel,x} = 2 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. Es ist davon auszugehen, dass die Haftwege aufgrund der Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_{stat} bei schnelleren Relativbewegungen (wie beispielsweise bei *KSP*-Anregung) aufgrund des höheren Energieeintrags (und dadurch schnellerem Aufbrechen der Adhäsionsbindungen an der Kontaktfläche) kleiner werden.

Dichtkontakt A zeigt im Vergleich die größten Haftwege (0,42 mm für $T = -30^\circ\text{C}$, 1,89 mm für $T = 70^\circ\text{C}$), was auf die nicht-modifizierte EPDM-Oberfläche und den daraus resultierenden hohen Reibungskoeffizienten zurückzuführen ist. Die Temperaturabhängigkeit zeigt hierbei einen exponentiellen Verlauf. Dieser kann darauf zurückgeführt werden, dass das EPDM bei steigender Temperatur zunehmend erweicht. Ausschlaggebend ist hier der direkte Einfluss der EPDM-Ketten sowie der enthaltenen Füllstoffe.

Dichtkontakte B, C und D hingegen weisen deutlich niedrigere Haftwege auf. Die Temperaturabhängigkeit kann hier im Gegensatz zu Dichtkontakt A durch einen linearen Verlauf

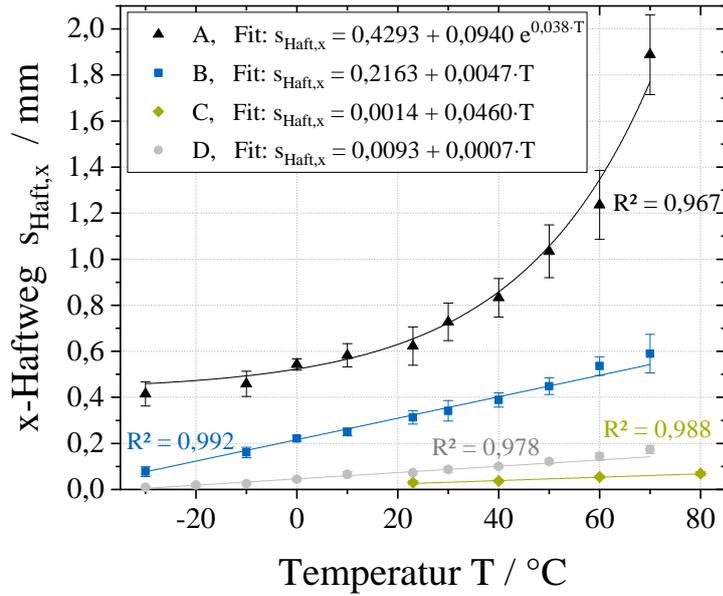


Abbildung 7.20: Haftwege $s_{Haft,x}$ in Abhängigkeit der Temperatur ($v_{rel,x} = 2 \frac{mm}{s}$).

genähert werden. Ursächlich hierfür sind die Oberflächenmodifizierungen der Dichtungen. Dichtkontakt C weist die geringsten Haftwege (0,03 mm für $T = 23^\circ\text{C}$, 0,07 mm für $T = 80^\circ\text{C}$) auf, welche aus den im Vergleich niedrigsten Reibungskoeffizienten und höchsten Kontaktsteifigkeiten resultieren. Dichtkontakt B besitzt insgesamt nur leicht höhere Haftwege als Dichtkontakt C, welche auf die ähnlichen Reibungskoeffizienten wie C bei gleichzeitig höheren Kontaktsteifigkeiten zurückzuführen sind. Dichtkontakt B weist im Vergleich mit den anderen Dichtkontakten mittlere Haftwege zwischen 0,09 mm für $T = -30^\circ\text{C}$ und 0,59 mm für $T = 70^\circ\text{C}$ auf.

Bei *SIN*-Anregung mit Relativwegen von 5 mm werden die Haftwege somit für alle Dichtkontakte stets überschritten. Die notwendige Bedingung für die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen ist demnach erfüllt. Die Betrachtung der Haftwege ist daher vor allem für die *KSP*-Anregung interessant, da sich die äußeren Relativwege hier in der gleichen Größenordnung wie die Haftwege befinden. Durch den Vergleich der Haftwege mit den bei der *KSP*-Anregung auftretenden Relativwegen kann somit ermittelt werden, bei welchen Randbedingungen eine Entstehung von Schwingungen nicht stattfinden kann, da die äußeren Relativwege zu gering sind. Abbildung 7.21 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen und der Bedingung $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$. Der N_5 -Wert dient hierbei als Charakteristik für die äußeren Relativbewegungsamplituden. Ist die Bedingung $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ erfüllt, so kann davon ausgegangen werden, dass die äußere Relativbewegung oft genug den Haftweg überschreitet und die Kontaktoberflächen makroskopisch voneinander abgleiten können.

Aus Abbildung 7.21 ist zu erkennen, dass reibungsinduzierte Schwingungen tatsächlich nur auftreten, wenn die Bedingung $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ erfüllt ist, wobei für s_{Haft} auch

die Standardabweichung berücksichtigt wird. Einzige Ausnahme ist hierbei Dichtkontakt B bei $T = -10^\circ\text{C}$. Hier sind reibungsinduzierte Schwingungen vorhanden, obwohl der Haftweg weit über $N_{5,s,x}$ liegt. Grund hierfür ist, dass die reibungsinduzierten Schwingungen hier nur sehr sporadisch, d.h. einmalig, auftreten (Kurtosis $K = 147$). Statt des $N_{5,s,x}$ -Wertes ist deshalb auch das Maximum $\max(s_{rel,x})$ der Relativbewegungsamplitude eingezeichnet. Der Haftweg liegt im Bereich dieses Maximums und kann damit das nur kurzzeitige Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen erklären.

Dichtkontakt D zeigt nicht über den ganzen Bereich mit $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ reibungsinduzierte Schwingungen. Dies verdeutlicht, dass die Bedingung zwar eine notwendige, aber keine hinreichende für das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen ist. Für Dichtkontakt D muss zusätzlich eine hohe Kontaktsteifigkeit vorliegen, was nur im Bereich $T \leq -10^\circ\text{C}$ der Fall ist.

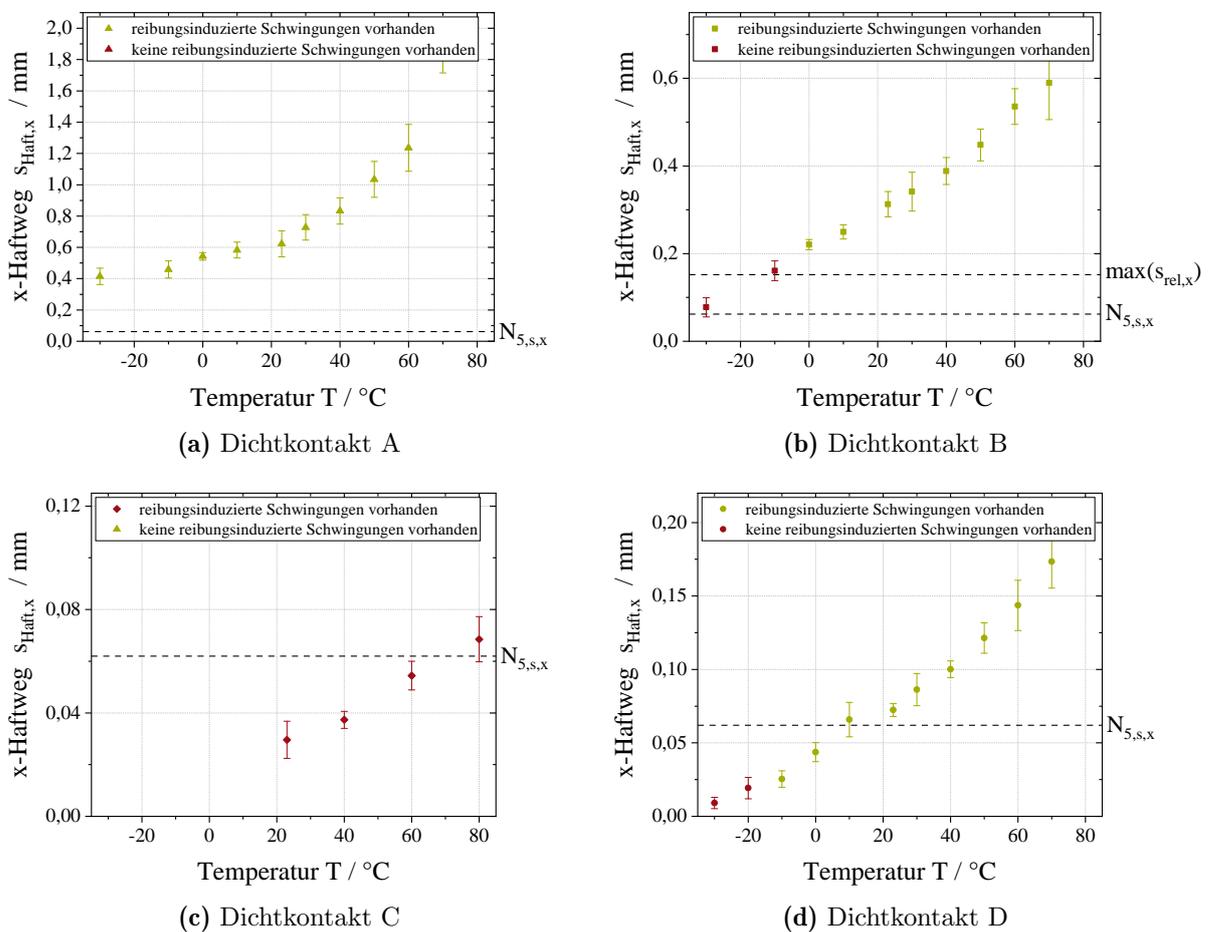


Abbildung 7.21: Korrelation der Bedingung $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ mit dem Auftreten reibungsinduzierten Schwingungen für Dichtkontakt A, B, C und D.

7.5 Zusammenfassung

Die in den vorangegangenen Abschnitten aufgezeigten Ergebnisse werden an dieser Stelle nochmals zusammengefasst. In Tabelle 7.14 sind hierzu die Charakteristika der Dichtkontakte A, B, C und D dargestellt. Anhand der vier Kontakte können die vier verschiedenen Schwingungstypen, die im Rahmen der Arbeit an automobilen Türdichtkontakten festgestellt wurden, aufgezeigt werden. Bei jedem dieser Schwingungstypen führen unterschiedliche tribologische Ursachen zur Ausbildung reibungsinduzierter Schwingungen. Bei aufgeschäumtem Schlauchdichtungen aus EPDM, welche nicht oberflächenmodifiziert sind (Dichtkontakt A), wird eine sägezahnförmige Schwingung ausgebildet, die der Stick-Slip-Schwingung im engeren Sinn entspricht. Wird die Dichtungsoberfläche mit einem Gleitlack modifiziert und so der Reibungskoeffizient herabgesetzt (Dichtkontakt B), so wird ebenfalls eine sägezahnförmige Schwingung erzeugt, deren Frequenz-Relativgeschwindigkeitsabhängigkeit unter den am automobilen Dichtsystem vorherrschenden Randbedingungen im Gegensatz zu Dichtkontakt A den linearen Bereich verlassen können. Lippendichtungen, deren Oberfläche beflockt ist und somit einen vergleichsweise geringen Reibungskoeffizient aufweisen, bilden unter der Voraussetzung $\frac{\partial \mu_{kin}}{\partial v_{rel,x}} < 0$ quasiperiodische Schwingungen aus. Die Schwingungsfrequenz entspricht dabei einer Resonanzfrequenz des betrachteten Tribosystems. Der vierte beobachtete Schwingungstyp entspricht im Gegensatz zu den anderen drei Mechanismen keiner Instabilität im engeren Sinn. Hierbei werden vielmehr einzelne Abrisse erzeugt, die bei zügig aufeinander folgenden Richtungswechseln der Relativbewegung als typisches knarzendes Geräusch wahrgenommen werden. Die impulshaft freiwerdende Energie beim Abriss wird hier als Schallenergie frei. Voraussetzung für diesen Mechanismus ist eine vergleichsweise hohe Kontaktsteifigkeit im Dichtkontakt. Der Schwingungstyp kann im Rahmen der Arbeit an Schlauchdichtungen aus aufgeschäumtem EPDM beobachtet werden, welche einen geringen Schlauchradius und dadurch eine geringe tangentielle Verformbarkeit aufweisen.

Tabelle 7.14: Einteilung der am Labortribometer beobachteten reibungsinduzierten Schwingungstypen

Kontakt	KSP		SIN		Schwingungstyp
	Geräusch	Ursache	Geräusch	Ursache	
A	nein	$s_{Haft,x} > N_{5,s,x}$	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ $\Delta\mu$ vorhanden 	Sägezahn, $f < \omega$
B	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ $\Delta\mu$ vorhanden 	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ $\Delta\mu$ vorhanden 	Sägezahn, $f \leq \omega$
C	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ $\frac{\partial \mu_{kin}}{\partial v_{rel,x}} < 0$ 	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ $\frac{\partial \mu_{kin}}{\partial v_{rel,x}} < 0$ 	quasiperiodisch
D	ja	<ul style="list-style-type: none"> $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ hohes κ_x $\frac{\partial v_{rel}}{\partial t}$ hoch 	nein	$\frac{\partial v_{rel}}{\partial t}$ gering	Single-Slip

8 Zusammenfassung und Ausblick

Kontinuierlich leiser werdende Fahrzeuginnenräume, beispielsweise aufgrund neuer Antriebstechnologien, führen seit Jahren zu einer verstärkten Wahrnehmung von Störgeräuschen durch Fahrzeuginsassen. Dies wird häufig mit mangelnder Fahrzeugqualität assoziiert und führt zu Kundenunzufriedenheit sowie zu hohen Gewährleistungskosten bei Automobilherstellern. Ein typisches Störgeräuschphänomen resultiert aus reibungsinduzierten Schwingungen zwischen elastomeren Türdichtungen und ihren abzudichtenden Gegenflächen. Diese Schwingungen entstehen durch eine tangentielle Relativbewegung im Türdichtkontakt bei Anregung durch den Fahrbahnuntergrund, z.B. Kopfsteinpflasterstreifen oder Fahrzeugverwindungen bei Bordsteinabfahrt. Fahrzeuginsassen nehmen diese Geräusche oft als *Knarzen* oder *Quietschen* wahr.

Bislang können auftretende reibungsinduzierte Schwingungen an Türdichtkontakten nicht gänzlich über alle Fahrzeugrandbedingungen verhindert werden, da diese von der Gesamtheit der einwirkenden Randbedingungen am Gesamtfahrzeug abhängig sind. Bisher können derartige Schwingungen und die resultierenden Störgeräusche daher lediglich in aufwändigen und kostenintensiven Untersuchungen in späten Fahrzeugentwicklungsphasen identifiziert werden. Oftmals ist es in diesen Phasen jedoch bereits zu spät, um zufriedenstellende Abhilfemaßnahmen zu generieren.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich aus diesem Grund mit der experimentellen Nachbildung und Untersuchung der reibungsinduzierten Schwingungen im Labormaßstab. Ziel der Arbeit ist es, einerseits ein Labortribometer zu entwickeln, das die Nachbildung von reibungsinduzierten Schwingungen an Dichtungskomponenten unter den relevanten Randbedingungen des Gesamtfahrzeugs im Komponentenversuch ermöglicht. Andererseits werden auf Basis des entwickelten Labortribometers tribologische und akustische Untersuchungen an ausgewählten Türdichtkontakten durchgeführt, um ein Verständnis über die zugrunde liegenden Mechanismen an den Kontaktoberflächen zu erzeugen.

Da es sich bei reibungsinduzierten Schwingungen um ein tribologisches Phänomen handelt und diese im Allgemeinen Systemeffekte sind, die von der Gesamtheit der intrinsischen und extrinsischen Randbedingungen abhängen, muss das Labortribometer die relevanten Randbedingungen des Gesamtfahrzeugs im Komponentenversuch abbilden. Um die dafür notwendigen Anforderungen an das Labortribometer zu definieren, werden die Randbedingungen am Gesamtfahrzeug experimentell analysiert. Klimatische Untersuchungen ergeben, dass Temperaturen von $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ an Türdichtkontakten auftreten können und daher am Labortribometer nachgestellt werden müssen.

Neben den klimatischen Bedingungen wird das Beanspruchungskollektiv am Fahrzeug ermittelt, welches sich aus der statischen und dynamischen Beanspruchung zusammensetzt. Die statische Beanspruchung entspricht hierbei der elastischen Vorspannung der Dichtung, die aus Benchmark-Analysen von acht Fahrzeugen gewonnen wird. Eine maximale statische Beanspruchung von 12,5 N pro 100 mm Kontaktlänge muss vom Labortribometer nachgestellt werden können.

Ein besonderes Augenmerk liegt außerdem auf der Ermittlung der dynamischen Beanspruchung, d.h. den Relativwegamplituden und -frequenzen am Türdichtkontakt, da diese das tribologische Verhalten beeinflussen. Es wird ein Messverfahren entwickelt, um die Relativwege an Türdichtkontakten für hochdynamische Fahrbahnanregungen mittels Beschleunigungsmessung zu ermitteln (indirekte Bewegungsmessung). Hierbei wird eine Validierung mit einer direkten Wegmessmethode (Lasertriangulation) durchgeführt. Es ergibt sich eine mittlere absolute Abweichung von 0,009 mm in x-Richtung, 0,017 mm in y-Richtung und 0,009 mm in z-Richtung. Demnach ist eine sehr exakte Messung der Relativbewegungen möglich. Die Relativbewegungen werden mithilfe der entwickelten Methode für insgesamt acht Fahrzeuge aus unterschiedlichen Klassen (Kompakt-, Mittel-, Ober-, SUV-Klasse) an verschiedenen Messstellen im oberen Türenbereich gemessen und verglichen. Hierbei ergibt sich, dass der Frequenzinhalt und die Abfolge der Relativwege im Allgemeinen sehr ähnlich sind. Lediglich die Höhe der Relativwegamplituden und daher die Leistungsdichten unterscheiden sich an verschiedenen Fahrzeugen und Messstellen. Die relevanten Frequenzen der Relativbewegungen liegen im Bereich 10 bis 75 Hz. Die gemessenen Relativwegamplituden betragen je nach Raumachse 0,1 bis 0,2 mm.

Nach der Untersuchung der Randbedingungen wird ein Tribometerkonzept entwickelt und implementiert, das die klimatischen sowie statischen und dynamischen Randbedingungen an einer Dichtungsprobe und ihrem jeweiligen Reibpartner abbilden kann. Das Tribometer besteht grundlegend aus drei luftgelagerten Shaker-Antrieben. Hierbei bewegt sich ein Antrieb in die y-Richtung, wohingegen ein kombinierter Antriebstisch mit den beiden anderen Shaker-Antrieben die x-z-Bewegungen ausführt. Jeder der Antriebe kann dabei unabhängig von den beiden anderen Antrieben geregelt werden. Ein Vorteil der Luftlagerung besteht darin, dass die Reibung der Antriebe vernachlässigt werden kann und somit die (Reibungs-)Kräfte im Probenkontakt gemessen werden können. An jedem Antriebstisch kann eine Probe mit einer Länge von etwa 100 mm befestigt werden. Die Proben können in derselben Relativlage wie am Fahrzeug zueinander montiert werden. Das Tribometer besitzt eine umfangreiche Regelungs- und Messsensorik. In jeder Raumachse werden die auftretenden Beschleunigungen (Regelgröße für hochdynamische Anregungen), die Positionen (Regelgröße für niederfrequente Anregungen) sowie die Kräfte gemessen. Ebenfalls aufgezeichnet wird das Luftschallsignal während der Relativbewegung der beiden Proben, um Störgeräusche identifizieren zu können. Als Anregungsprofil *KSP* wird standardmäßig das Kopfsteinpflasterprofil mit den höchsten Relativwegamplituden aus den durchgeführten Fahrzeugmessungen definiert (*worst-case-Szenario*). Zur Nachbildung von niederfrequenten Anregungen wird zusätzlich ein synthetisches Sinussignal in Probenlängsrichtung definiert (*SIN*).

Anschließend wird eine umfangreiche Validierung des Labortribometers durchgeführt. Hierbei wird im Rahmen einer Systemcharakterisierung eine Formel für die Messung der Kräfte ermittelt, da die Kraftsensoren im Kraftfluss montiert sind und somit die Steifigkeit des Tribometers sowie der Massen- und Dämpfungsanteil berücksichtigt werden müssen. Des Weiteren wird das Schwingungsverhalten des Tribometeraufbaus untersucht. Hier zeigt sich, dass Kräfte bei Messungen bis 25 Hz (*SIN*) ohne Beeinträchtigung gemessen werden können. Bei höheren Frequenzen (*KSP*) ergeben sich durch das komplexe Schwingungsverhalten des Messaufbaus Abweichungen in der Kraftmessung. Daher können verlässliche Kraftmessungen (u.a. für die Messung von Reibungskoeffizienten) lediglich beim *SIN*-Anregungsprofil, nicht aber beim *KSP*-Anregungsprofil durchgeführt werden. Die Validierung der Nachbildungsgüte der statischen Beanspruchung ergibt, dass die statische Relativlage der beiden Reibpartner stets eine Abweichung unter 0,1 mm zeigt und die Einbaulage im Gesamtfahrzeug somit sehr exakt abgebildet werden kann. Die Nachbildungsgüte der dynamischen Beanspruchung ist sowohl bei der hochdynamischen Anregung als auch bei der niederfrequenten Anregung ebenfalls sehr hoch und ermöglicht die genaue Nachbildung der Relativbewegung am Gesamtfahrzeug.

Eine Analyse des Luftschallsignals ergibt, dass durchschnittlich ein Schalldruckpegel von 31 dB als Hintergrundgeräusch am Tribometer auftritt und auf das Ausströmen der Luft an den luftgelagerten Shaker-Antrieben zurückzuführen ist. Damit ist eine eindeutige Unterscheidung von transienten Störgeräuschen aus dem Reibkontakt und dem vom Tribometer erzeugten Betriebsgeräusch möglich. Ein Vergleich von aufgezeichneten Luftschallsignalen verschiedener Reibpaarungen mit Versuchen am Gesamtfahrzeug anhand einer fünfstufigen Expertenbewertung der resultierenden Geräusche zeigt, dass alle Geräusche, die am Gesamtfahrzeug auftreten, auch am Tribometer nachgebildet werden können. Die Bewertung am Tribometer ist im Allgemeinen etwas kritischer. Grund hierfür ist vermutlich, dass am Tribometer für die Bewerter eine isolierte Betrachtung von reibungsinduzierten Schwingungen möglich ist, wohingegen am Gesamtfahrzeug Nebengeräusche durch die Anregung anderer Subsysteme vorhanden sind.

Weiterhin werden mehrere Auswerteverfahren am Tribometer implementiert, um Dichtkontakte tribologisch analysieren zu können und wichtige Kenngrößen wie den Haft- und Gleitreibungskoeffizienten sowie die Kontaktsteifigkeit einer Reibpaarung zu ermitteln. Ein weiterer Fokus liegt auf der objektivierten Identifikation von reibungsinduzierten Schwingungen anhand der aufgezeichneten Sensorsignale. Dies ist an anderen bekannten Tribometern bislang entweder nur in sehr reduzierten Messaufbauten möglich, die nicht alle relevanten Randbedingungen eines Tribosystems abbilden und somit keine verlässlichen Aussagen liefern, oder mithilfe subjektiver Expertenbewertungen des Luftschallsignals. Die Analysen zeigen, dass die Störgeräusche am entwickelten Tribometer anhand von Schwingungen, die mittels der Beschleunigungssensoren des Tribometers gemessen werden, identifizierbar sind. Durch eine Hochpass-Filterungsmethode der Beschleunigungssignale werden die Anregungsschwingungen von gegebenenfalls auftretenden reibungsinduzierten Schwingungen unterschieden. Die relevante, Hochpass-gefilterte Schwingbeschleunigung der reibungsinduzierten Schwingungen kann als Grundlage für die Identifikation von

Störgeräuschen dienen. Es wird gezeigt, dass der Effektivwert und Kurtosiswert dieser Schwingbeschleunigungen mit der Störgeräuschbewertung durch Experten korrelieren. Dabei ist allerdings noch keine genaue Clusterung möglich. Um eine genaue, objektive Clusterung zu erreichen, wird daher anschließend ein Machine Learning Modell entwickelt, das mithilfe eines Klassifizierungsalgorithmus (logistische Regression) eine automatisierte, objektive Prognose des Störgeräuschverhaltens erzielt. Die Ergebnisse der Machine Learning Modelle sind sowohl für die *KSP*- als auch die *SIN*-Anregung mit Cohen-Kappa-Koeffizienten von 0,793 respektive 0,845 als sehr gut zu bewerten. Mithilfe der Klassifizierungsmodelle ist es daher möglich zukünftig die aufwändige und fehleranfällige Expertenbewertung durch eine objektive, Messdaten-basierte Methode zu ersetzen.

Abschließend werden vier ausgewählte Dichtkontakte mithilfe des Tribometers untersucht, die sich hinsichtlich ihrer Geometrie, des Materials, der Oberfläche sowie Reibpartner unterscheiden. Jede der Reibpaarungen weist unter verschiedenen Randbedingungen (Temperatur, Beanspruchung) reibungsinduzierte Schwingungen auf. Durch die Analyse der Haft- und Gleitreibungskoeffizienten sowie der reibungsinduzierten Schwingungen können unterschiedliche Mechanismen für die Entstehung der Schwingungen und Störgeräusche identifiziert werden. Einerseits treten Schwingungen auf, welche aufgrund des Deltas zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizienten entstehen und somit eine klassische Sägezahnform aufweisen. Andererseits können Schwingungen beobachtet werden, welche einen quasiperiodischen Verlauf besitzen. Sie entstehen aufgrund eines fallenden Gleitreibungskoeffizienten bei steigender Relativgeschwindigkeit (negative Systemdämpfung). Des Weiteren entstehen bei einer der untersuchten Reibpaarungen Single-Slip-Schwingungen bei den schnellen Richtungswechseln der *KSP*-Anregung, welche bei der quasistatischen Anregung der *SIN*-Anregung nicht auftreten.

Insgesamt wird im Rahmen der Arbeit folglich ein voll funktionsfähiges Tribometer implementiert, das es erlaubt reibungsinduzierte Schwingungen und Störgeräusche im Labormaßstab unter Einhaltung aller relevanten Fahrzeugrandbedingungen nachzubilden und objektiv zu bewerten. Damit ist es möglich, bisher notwendige kostenintensive Gesamtfahrzeugversuche zu ersetzen und bereits in frühen Entwicklungsphasen verlässliche Aussagen über das Störgeräuschverhalten am Türdichtsystem zu treffen. Dies wiederum ermöglicht bereits in frühen Fahrzeugentwicklungsphasen auftretenden Störgeräuschen entgegenzuwirken.

Des Weiteren wird ein tiefes Verständnis über die ablaufenden Mechanismen an den Kontaktoberflächen und ihren zugrunde liegenden Einflussgrößen geschaffen. Dies ermöglicht es, in Zukunft beispielsweise gezielt die Charakteristika von Reibpaarungen zu modifizieren. Beispielsweise können die implementierten Tribometerverfahren dafür genutzt werden, um Materialanpassungen (z.B. Steifigkeitsänderungen) an den Dichtungen vorzunehmen oder Oberflächenmodifikationen zu untersuchen. Gerade bei der Entwicklung neuer Oberflächenbeschichtungen wie z.B. Gleitlacken können zielgerichtet verschiedene Zusammensetzungen deutlich schneller geprüft werden als mit den bisher nötigen Gesamtfahrzeuguntersuchungen.

Die Eignung des Tribometers ist darüber hinaus nicht auf elastomere Dichtkontakte beschränkt. Die Untersuchungsmethoden lassen sich auch auf andere Störgeräuschquellen im Fahrzeuginnenraum, wie z.B. Thermoplastkontakte, übertragen und können somit auch dort für Analysen des Störgeräuschverhaltens und der zugrunde liegenden Mechanismen genutzt werden.

A Appendix

A.1 Geometrisch und strukturdynamisch induzierte Reibschwingungen

A.1.1 Sprag-Slip

Der Sprag-Slip-Mechanismus wurde im Kontext des Bremsenquietschens erstmalig von Spurr [58] 1961 beschrieben. Der Mechanismus stellt eine geometrisch induzierte Instabilität dar und wird aufgrund des Auftretens in zahlreichen technischen Tribosystemen ausführlich in der Literatur behandelt [59–63].

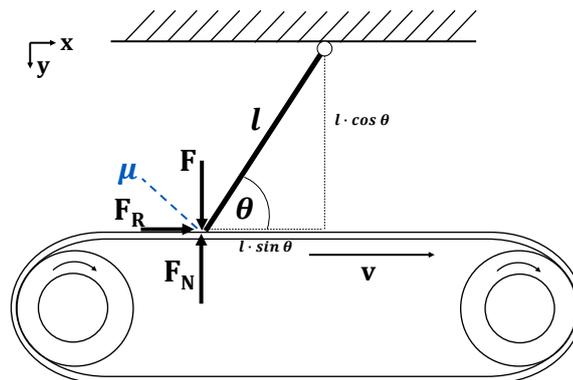


Abbildung A.1: Mechanistisches Modell zur Beschreibung des Sprag-Slip-Mechanismus.

Anhand des in Abbildung A.1 dargestellten Minimalmodells von Spurr [58] mit zwei Freiheitsgraden, bei dem ein gelenkig gelagerter Stab (Länge l) mit der Kraft F im Winkel θ auf einen Untergrund gedrückt wird, kann der Entstehungsmechanismus erläutert werden. Der Untergrund bewegt sich hierbei mit konstanter Geschwindigkeit v , es wirkt die Normalkraft F_N auf den Stab. Zwischen dem Stab und dem Untergrund wirkt die Reibkraft $F_R = \mu F_N$, wobei μ den geschwindigkeitsunabhängigen Reibungskoeffizienten

darstellt. Um den Lagerungspunkt des Stabes kann ein Momentengleichgewicht aufgestellt werden:

$$F \cdot l \cos \theta + F_R \cdot l \sin \theta = F_N \cdot l \cos \theta \quad (\text{A.1})$$

Nach Umformung von Gleichung A.1 können F_N und F_R gemäß der Gleichungen A.2 und A.3 ausgedrückt werden:

$$F_N = \frac{F_N}{1 - \mu \tan \theta} \quad (\text{A.2})$$

$$F_R = \frac{\mu F_N}{1 - \mu \tan \theta} \quad (\text{A.3})$$

Für den Fall, dass die Nenner der Gleichungen A.2 und A.3 null werden, d.h. für

$$\mu = \cot \theta \quad (\text{A.4})$$

werden die Normalkraft und infolgedessen die Reibungskraft unendlich groß. In der Folge verkeilt sich der Stab gegen den Untergrund und eine weitere Bewegung ist nicht möglich. Durch das elastische Verhalten von Stab und Untergrund in realen Systemen findet nach der Verkeilung ein Lösen des Zustands durch ein Abspringen des Stabs vom Untergrund statt [64]. Trifft der Stab wieder auf den Untergrund, sind die Anfangsbedingungen wieder erfüllt und ein periodischer Wechsel zwischen Verkeilen und Abspringen wird generiert.

A.1.2 Modenkopplung

Ein weiterer Mechanismus, der die Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen erklären kann, wird als Modenkopplung bezeichnet. Hierbei fallen zwei benachbarte Eigenmoden des betrachteten Tribosystems zusammen und erzeugen somit eine Instabilität des Systems. Zur Erläuterung des Mechanismus kann das Minimalmodell in Abbildung A.2 verwendet werden, das wie beim Sprag-Slip-Mechanismus mindestens zwei Freiheitsgrade x und y aufweisen muss und in ähnlicher Form beispielsweise von *Hoffmann et al* [65] sowie *Rusli und Okuma* [66] verwendet wird. Ein Körper m wird hier auf einen Untergrund gedrückt, der mit konstanter Geschwindigkeit v bewegt wird. m kann sich zusätzlich zur tangentialen Richtung in normale Richtung zum Untergrund bewegen, die Freiheitsgrade im Modell sind durch eine Kombination aus Federn mit den Federsteifigkeiten κ_1 , κ_2 und κ_3 berücksichtigt, wobei κ_3 die Kontaktsteifigkeit zwischen m und dem Untergrund modelliert. Die Reibungsbeziehung zwischen den beiden Körpern wird durch die Reibungskraft $F_R = \mu \cdot F_N$ ausgedrückt, wobei μ wie beim Sprag-Slip-Modell geschwindigkeitsunabhängig ist.

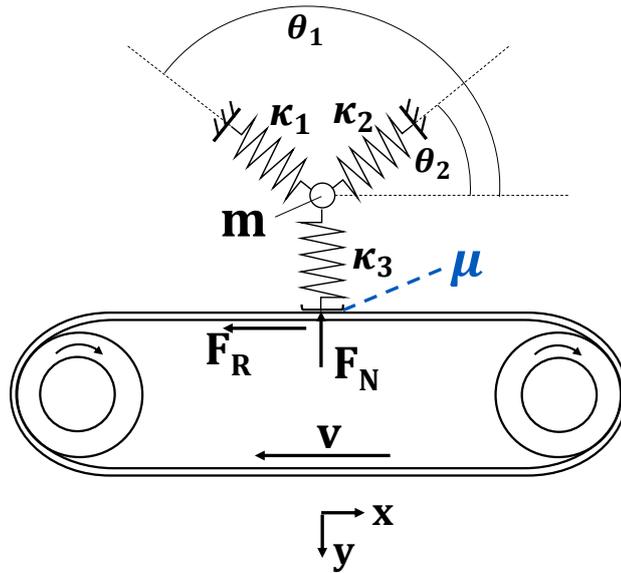


Abbildung A.2: Mechanistisches Modell zur Beschreibung der Modenkopplung.

Die Bewegungsgleichungen für den zweidimensionalen Fall können für dieses Minimalmodell, in dem Dämpfungsterme vernachlässigt werden, laut Gleichung A.5 für kleine Auslenkungen aus der Ruhelage (Gleitzustand) aufgestellt werden:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_R \\ F_N \end{pmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Unter der Annahme, dass der Untergrund eine sehr viel größere Masse als m besitzt und somit seine Bewegung in y -Richtung vernachlässigt werden kann, ist es möglich die Reibkraft mithilfe von Gleichung A.6 unter Zuhilfenahme der Kontaktsteifigkeit κ_3 auszudrücken:

$$F_R = \mu \cdot \kappa_3 \cdot y \quad (\text{A.6})$$

Die Bewegungsgleichungen des Modells können folglich vereinfacht anhand Gleichung A.7 beschrieben werden:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu \cdot \kappa_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.7})$$

Die Einträge in der Steifigkeitsmatrix können dabei folgendermaßen definiert werden:

$$k_{11} = k_1 \cos^2 \theta_1 + k_2 \cos^2 \theta_2 \quad (\text{A.8})$$

$$k_{12} = k_{21} = k_1 \sin \theta_1 \cos \theta_1 + k_2 \sin \theta_2 \cos \theta_2 \quad (\text{A.9})$$

$$k_{22} = k_1 \sin^2 \theta_1 + k_2 \sin^2 \theta_2 + k_3 \quad (\text{A.10})$$

Bei Gleichung A.7 handelt es sich um ein Eigenwertproblem mit einer aufgrund der wirkenden Reibungskraft unsymmetrischen Steifigkeitsmatrix. Die Eigenwerte des Gleichungssystems sind daher komplex und in der Form $s = \lambda + i\omega$ darstellbar, wobei der Imaginärteil ω die Frequenz und der Realteil λ die Aufschwing- oder Abklingrate der Eigenschwingung beschreibt [66, 67]. Für bestimmte Randparameter (z.B. θ_1, θ_2, μ) des Systems können zwei benachbarte Eigenmoden zusammentreffen. Besitzt dabei ein Eigenwert einen positiven Realteil, so entspricht dies einer aufklingenden Schwingung und das System ist instabil. Abbildung A.3 zeigt schematisch die Entstehung einer Modenkopplung am Beispiel einer Variierung des Reibungskoeffizienten μ . Für kleine Reibungskoeffizienten besitzt das betrachtete System zwei Eigenmoden, welche sich bei Vergrößerung von μ annähern. Bei Erreichen des Reibungskoeffizienten μ_{krit} wird die Schwingungsfrequenz der beiden Moden identisch (Imaginärteile werden identisch). Die Realteile der beiden Eigenmoden sind bis zum Erreichen von μ_{krit} null (harmonische aufklingende Schwingung [68]). Für $\mu > \mu_{krit}$ werden die Realteile größer bzw. kleiner null, wobei sie sich lediglich durch ihr Vorzeichen unterscheiden. Der Realteil kleiner null beschreibt hierbei eine abklingende Schwingung, der Realteil größer null hingegen eine aufklingende Schwingung, die zur Systeminstabilität und somit zu reibungerregten Schwingungen führt [67, 68].

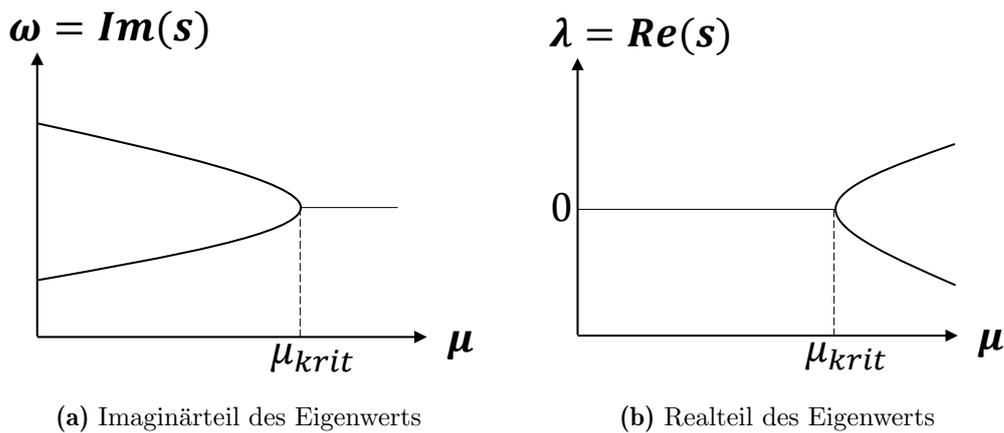


Abbildung A.3: Schematische Darstellung des Zusammentreffens zweier Eigenmoden bei der Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen durch Modenkopplung am Beispiel einer Veränderung von μ .

A.2 Dynamisches Beanspruchungskollektiv

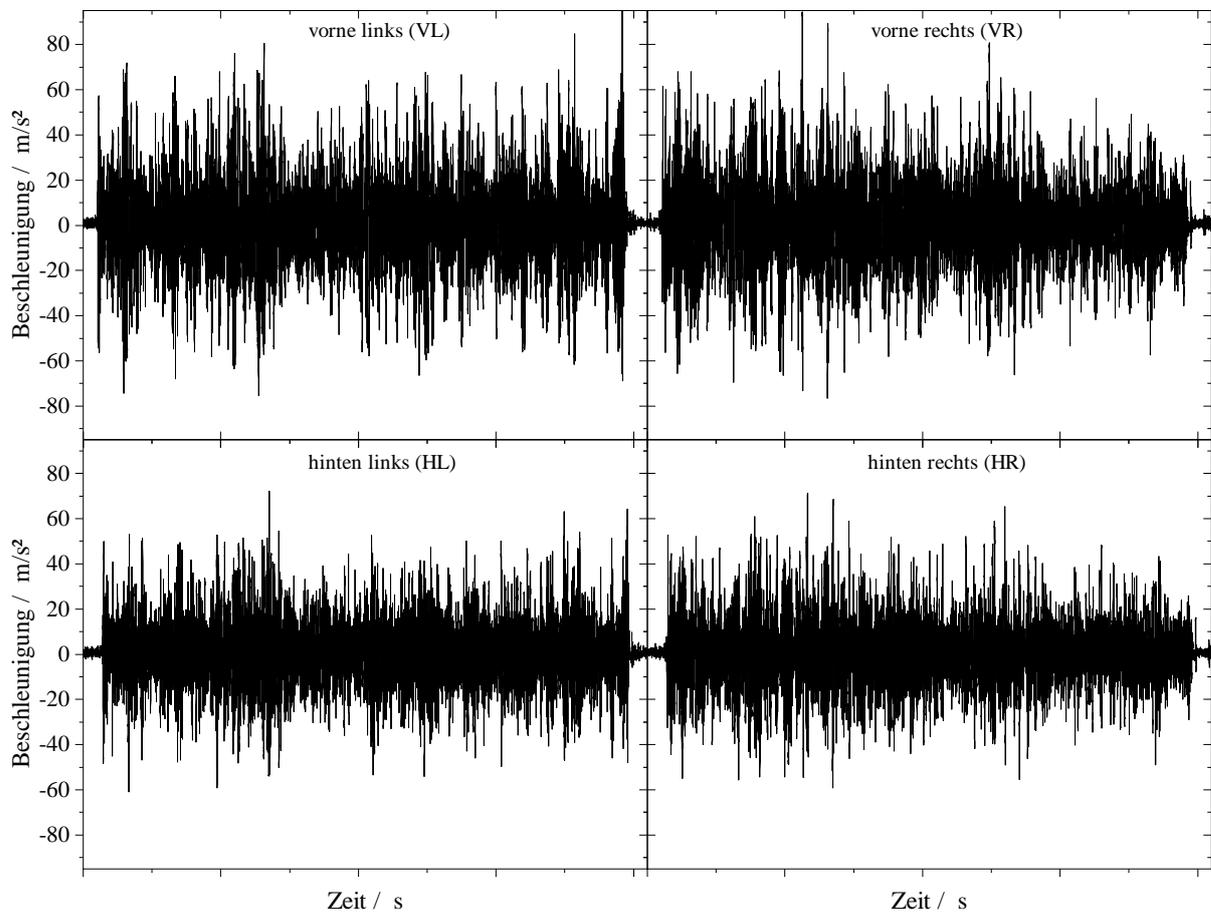


Abbildung A.4: Zeitsignale zur fahrbahndynamischen Anregung der Versuchsfahrzeuge.

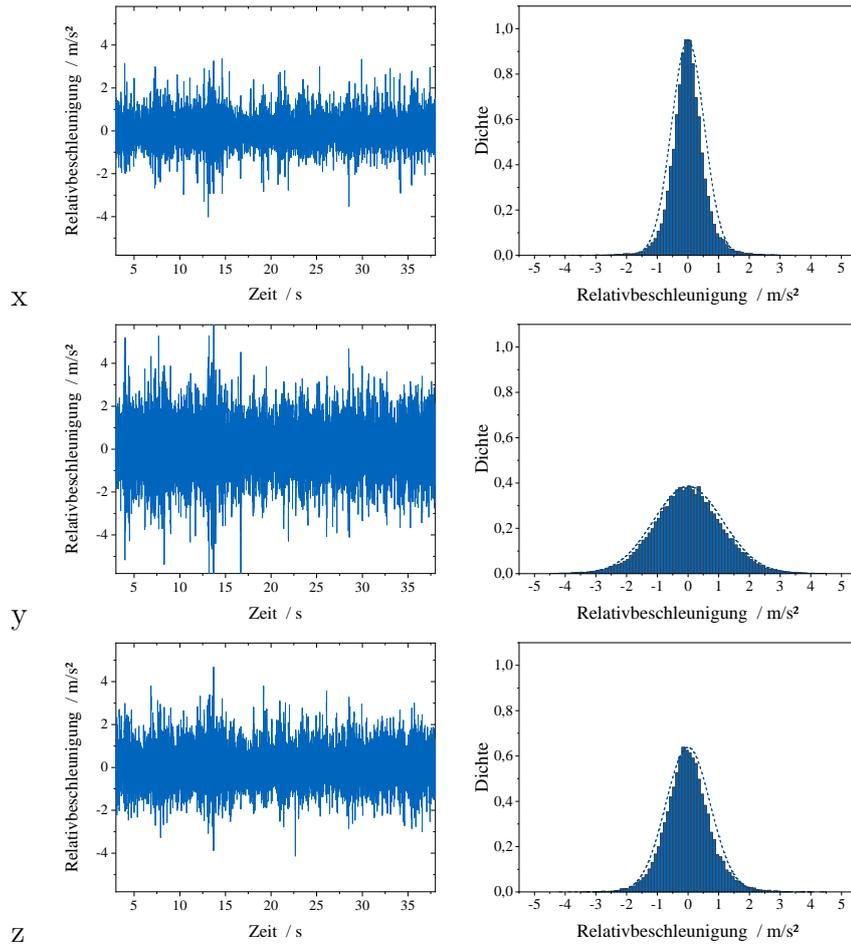


Abbildung A.5: Zeitsignal und Häufigkeitsverteilung des gemessenen Relativbeschleunigungssignals von KKL-A.

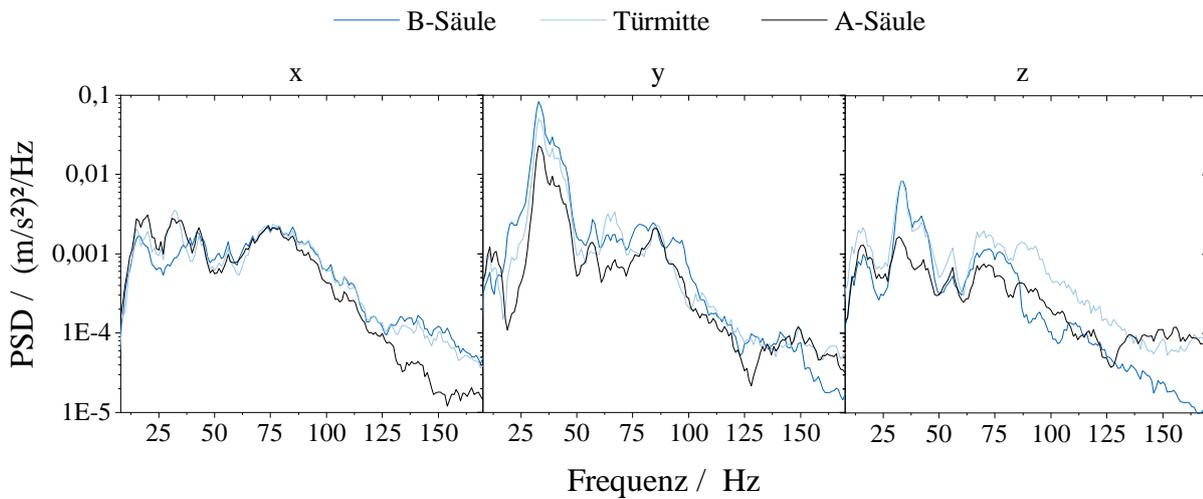


Abbildung A.6: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für KKL-B.

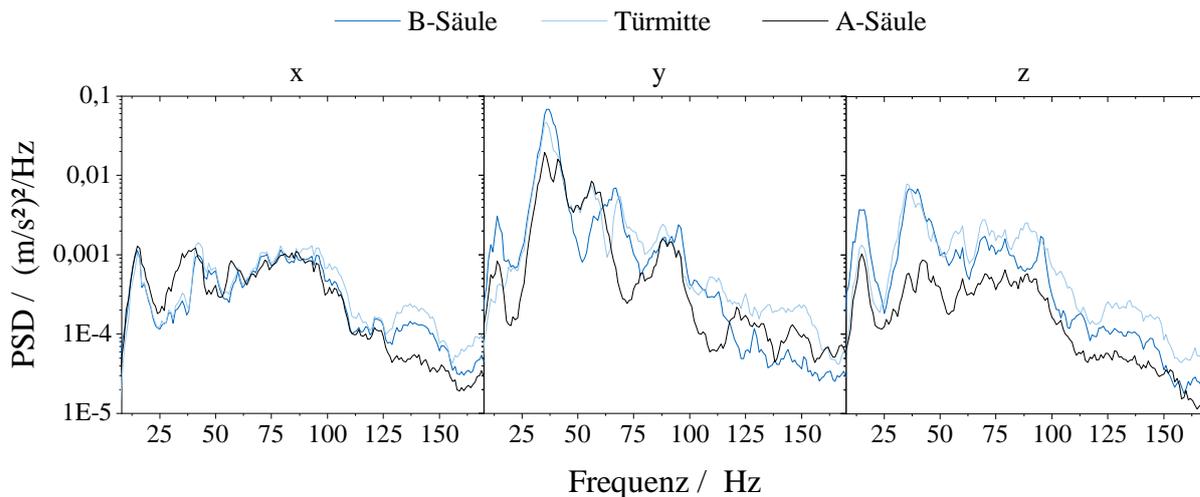


Abbildung A.7: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für MKL-A.

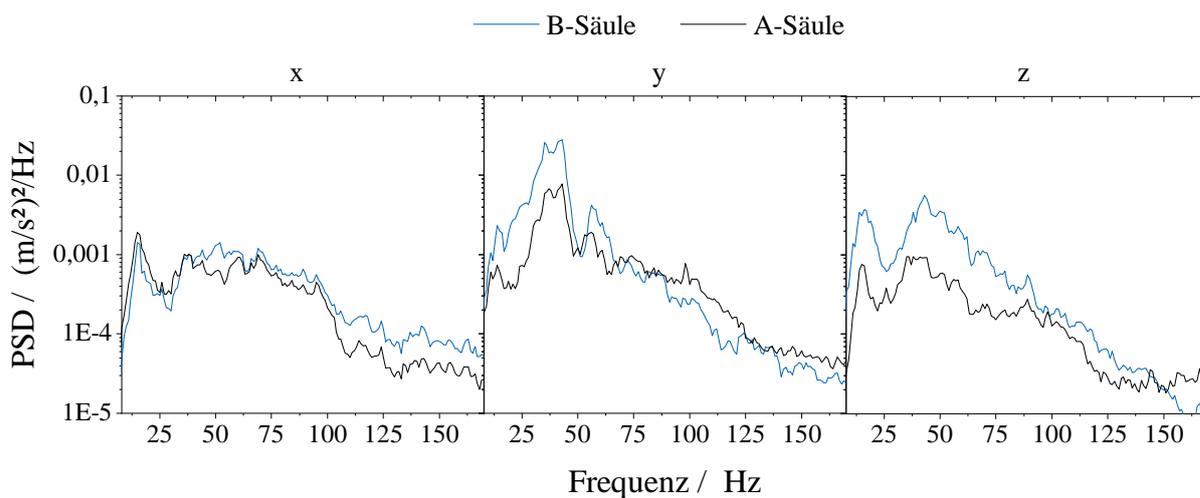


Abbildung A.8: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für MKL-B. Aufgrund eines defekten Sensors konnte die Bewegung an der Messstelle Türmitte nicht ermittelt werden.

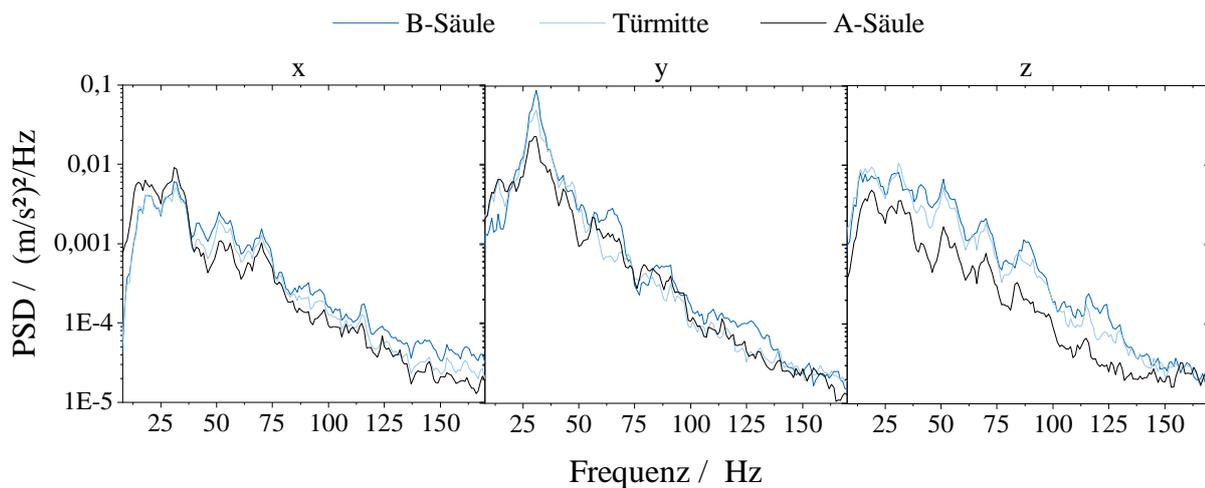


Abbildung A.9: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für OKL-A.

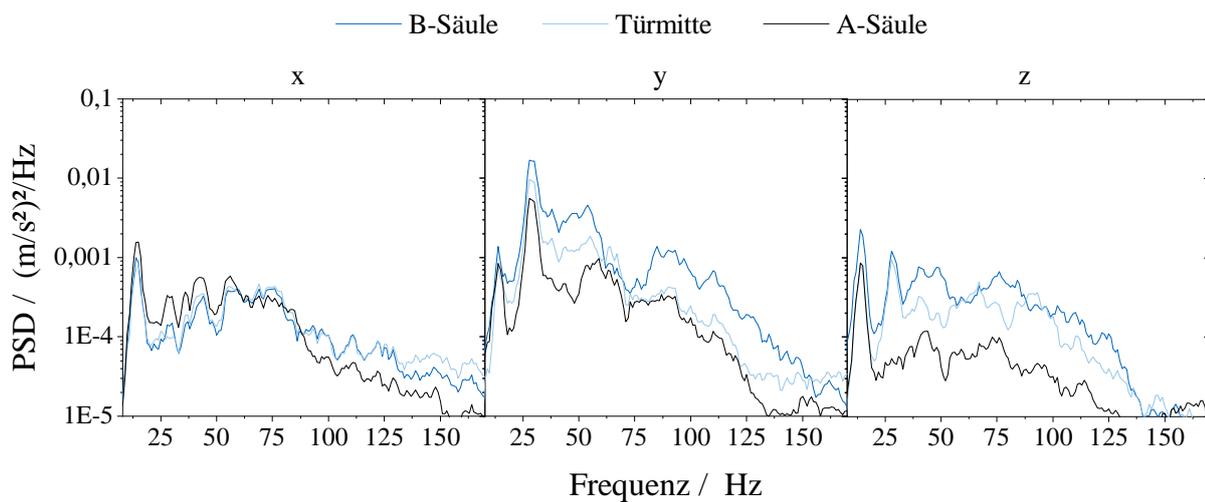


Abbildung A.10: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für OKL-B.

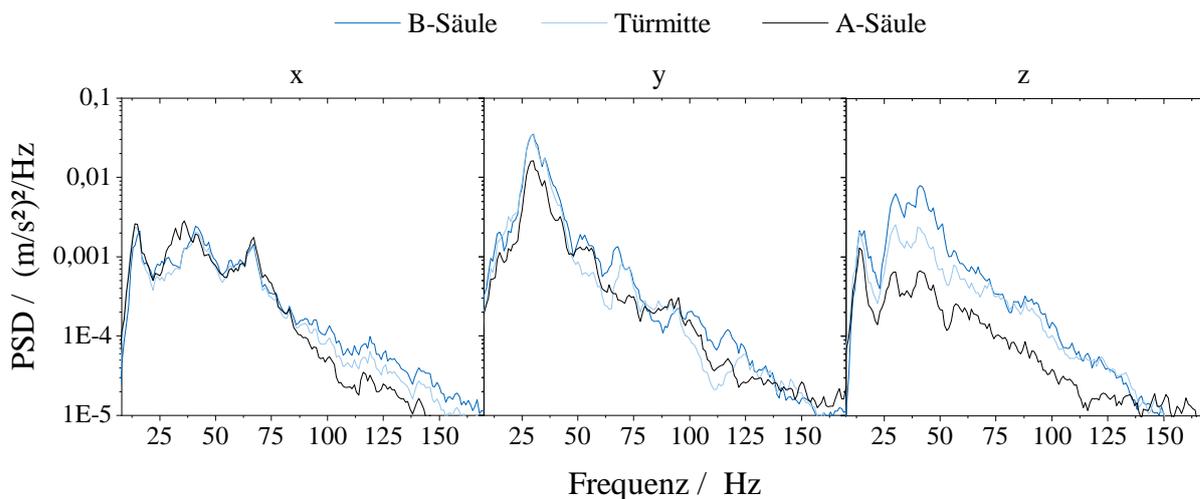


Abbildung A.11: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für SUV-A.

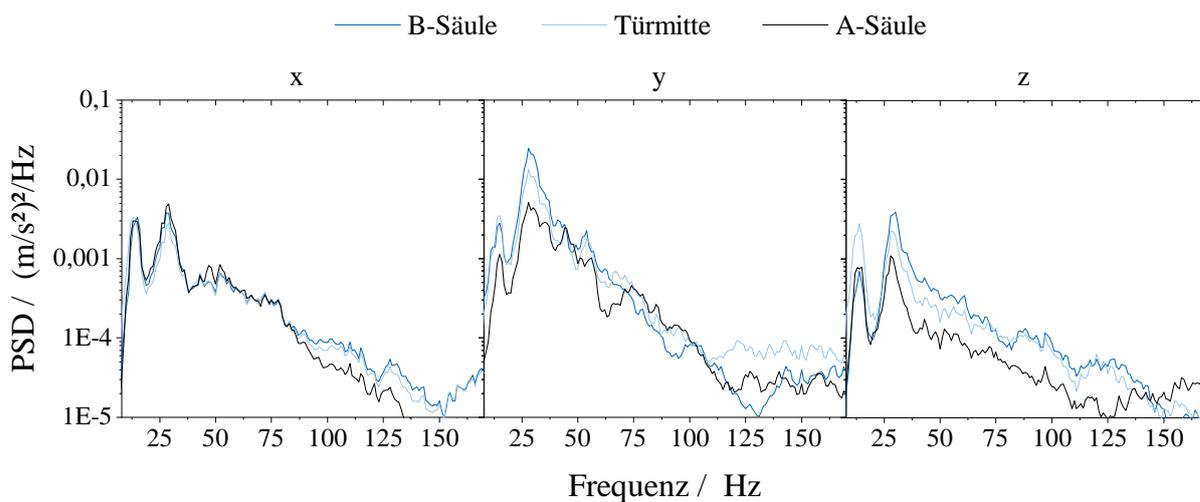


Abbildung A.12: Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für SUV-B.

Tabelle A.1: Statistische Kennwerte der Relativbewegungen aller untersuchten Fahrzeuge an der Messstelle B-Säule.

	KKL- A	KKL- B	MKL- A	MKL- B	OKL- A	OKL- B	SUV-A	SUV-B
\bar{u}								
x / mm	0.022	0.033	0.019	0.018	0.030	0.015	0.021	0.015
y / mm	0.045	0.028	0.040	0.038	0.061	0.025	0.036	0.035
z / mm	0.031	0.033	0.037	0.038	0.051	0.023	0.023	0.026
N_5								
x / mm	0.043	0.065	0.036	0.035	0.062	0.029	0.072	0.054
y / mm	0.090	0.076	0.079	0.074	0.124	0.051	0.023	0.070
z / mm	0.062	0.065	0.075	0.075	0.126	0.045	0.078	0.030
K								
x / -	1.3	1.6	0.9	1.2	1.9	1.6	1.0	2.0
y / -	1.5	1.9	1.2	1.3	2.0	1.5	1.1	2.1
z / -	2.3	1.8	2.0	1.8	2.5	1.9	2.0	2.4

B Literatur

- [1] Vereinte Nationen, Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, **11. Dezember 1997**.
- [2] Vereinte Nationen, Adoption of the Paris Agreement, **12. Dezember 2015**.
- [3] Europäisches Parlament und Rat der europäischen Union, Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des europäischen Parlaments und des Rates zur Freisetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, **23. April 2009**.
- [4] X. Mosquet, A. Arora, A. Xie, M. Renner, Who Will Drive Electric Cars to the Tipping Point?, (Hrsg.: Boston Consulting Group), <https://www.bcg.com/de-de/publications/2020/drive-electric-cars-to-the-tipping-point.aspx>, **2020**.
- [5] T. Nieder, A. Püttner, Bestand an Elektro-Pkw weltweit, (Hrsg.: Zentrum für Sonnenenergie- und Wasserstoff-Forschung Baden-Württemberg), **2022**.
- [6] W. Lu, T. Vietor, R. Blumrich, J. Wiedemann in *Proceedings 18. Internationales Stuttgarter Symposium*, (Hrsg.: M. Bargende, H.-C. Reuss, J. Wiedemann), Springer Fachmedien, Wiesbaden, **2018**, S. 1305–1320.
- [7] D. Caprioli, *ATZextra Worldwide* **2016**, *21*, 54.
- [8] K. F. Steinberg, *Störgeräuschakustik 2010: Schritt für Schritt zur akustischen Produkt-Optimierung*, wjr-Verlag, Eching, **2011**.
- [9] M. Trapp, F. Chen, *Automotive Buzz, Squeak and Rattle: Mechanisms, Analysis, Evaluation and Prevention*, 1. Aufl., Butterworth-Heinemann, Oxford, **2012**.
- [10] G. Eisele, M. Kauth, C. Steffens, P. Glusk in *Proceedings 19. Internationales Stuttgarter Symposium*, (Hrsg.: M. Bargende, H.-C. Reuss, A. Wagner, J. Wiedemann), Springer Fachmedien, Wiesbaden, **2019**, S. 523–539.
- [11] K. H. Baek, S. B. Choi, H. R. Hong, N. T. Jeong, H. U. Moon, E. S. Lee, H. M. Kim, S. U. Choi, M. W. Suh, *International Journal of Automotive Technology* **2018**, *19*, 859–868.
- [12] S.-H. Park, J.-H. Choi, *Journal of Mechanical Science and Technology* **2014**, *28*, 3991–3996.
- [13] F. Kavarana, B. Rediers, *Sound and Vibration Magazine* **2001**, *April 2001*, 1–6.
- [14] P. J. Blau, *Design and Validation of Laboratory-Scale Simulations for Selecting Tribomaterials and Surface Treatments*, World Tribology Congress, **1997**.

- [15] P. Jost, Lubrication (Tribology) - A report on the present position and industry's needs, London, UK, **1966**.
- [16] H. Czichos, K.-H. Habig, *Tribologie-Handbuch*, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, **2015**.
- [17] K.-H. Habig, H. Czichos, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* **1976**, 7, 247–251.
- [18] G. Salomon, *ASLE Transactions* **1974**, 17, 295–299.
- [19] P. J. Blau in *Tribology for Energy Conservation, Proceedings of the 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Tribology series, Elsevier, **1998**, S. 117–128.
- [20] A. Akay, *The Journal of the Acoustical Society of America* **2002**, 111, 1525–1548.
- [21] J. Israelachvili, P. McGuiggan, M. Gee, A. Homola, M. Robbins, P. Thompson, *Journal of Physics: Condensed Matter* **1990**, 2, SA89–SA98.
- [22] O. M. Braun, M. Paliy, S. Consta, *Physical review letters* **2004**, 92, 256103.
- [23] A. Berman, W. Ducker, J. Israelachvili, *Langmuir* **1996**, 4559–4563.
- [24] Carlson J. M., Batista A. A., *Physical review. E Statistical physics plasmas fluids and related interdisciplinary topics* **1996**, 53, 4153–4165.
- [25] J. T. Oden, J. Martins, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* **1985**, 52, 527–634.
- [26] *Handbook of Friction-Vibration Interactions*, (Hrsg.: Gang Sheng Chen), Elsevier, **2014**.
- [27] V. L. Popov, *Frontiers in Mechanical Engineering* **2018**, 4, 11816.
- [28] k. Holmberg, H. Ronkainen, A. Laukkanen, K. Wallin, *Surface and Coatings Technology* **2007**, 202, 1034–1049.
- [29] P. Kapsa, *Advanced Engineering Materials* **2001**, 3, 531.
- [30] A. I. Vakis, V. A. Yastrebov, J. Scheibert, L. Nicola, D. Dini, C. Minfray, A. Almqvist, M. Paggi, S. Lee, G. Limbert, J. F. Molinari, G. Anciaux, R. Aghababaei, S. Echeverri Restrepo, A. Papangelo, A. Cammarata, P. Nicolini, C. Putignano, G. Carbone, S. Stupkiewicz, J. Lengiewicz, G. Costagliola, F. Bosia, R. Guarino, N. M. Pugno, M. H. Müser, M. Ciavarella, *Tribology International* **2018**, 125, 169–199.
- [31] B. Bhushan, *Modern Tribology Handbook*, CRC Press, Boca Raton, Florida, **2001**.
- [32] D. L. Burriss, W. G. Sawyer, *Tribology Letters* **2009**, 35, 17–23.
- [33] H. Czichos, *ASLE Transactions* **1974**, 17, 300–306.
- [34] G. X. Chen, Z. R. Zhou, P. Kapsa, L. Vincent, *Tribology International* **2003**, 36, 961–971.
- [35] E. Marui, H. Endo, *Wear* **2001**, 249, 582–591.
- [36] L. Bureau, T. Baumberger, C. Caroli, *Physical review. E Statistical physics plasmas fluids and related interdisciplinary topics* **2000**, 62, 6810–6820.
- [37] M. Kröger, M. Neubauer, K. Popp, *Philosophical Transactions of the Royal Society* **2008**, 785–810.

-
- [38] E. Popova, V. L. Popov, *Friction* **2015**, *3*, 183–190.
- [39] F. P. Bowden, D. Tabor, *The Friction and Lubrication of Solids*, Clarendon Press, **1950**.
- [40] Y. Mo, K. T. Turner, I. Szlufarska, *Nature* **2009**, *457*, 1116–1119.
- [41] B. N. J. Persson, *The Journal of Chemical Physics* **2001**, *115*, 3840–3861.
- [42] A. Schallamach, *Wear* **1963**, *6*, 375–382.
- [43] Y. Chernyak, A. I. Leonov, *Wear* **1986**, *108*, 105–138.
- [44] B. N. J. Persson, *Physical review letters* **2002**, *89*, 245502.
- [45] B. N. J. Persson, O. Albohr, U. Tartaglino, A. I. Volokitin, E. Tosatti, *Journal of Physics: Condensed Matter* **2005**, R1–R62.
- [46] A. Tiwari, L. Dorigin, M. Tahir, K. W. Stöckelhuber, G. Heinrich, N. Espallargas, B. N. J. Persson, *Soft matter* **2017**, *13*, 9103–9121.
- [47] B. N. J. Persson, *Journal of physics. Condensed matter : an Institute of Physics journal* **2011**, *23*, 015003.
- [48] B. N. J. Persson, *Journal of Physics. Condensed Matter: An Institute of Physics Journal* **2006**, *18*, 7789–7823.
- [49] O. Heipl, Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, **2013**.
- [50] D. Tabor, *Journal of Lubrication Technology* **1981**, *103*, 169–179.
- [51] C. Creton, M. Ciccotti, *Reports on progress in physics. Physical Society (Great Britain)* **2016**, *79*, 046601.
- [52] M. Klüppel, G. Heinrich, *Rubber Chemistry and Technology* **2000**, *73*, 578–606.
- [53] G. Carbone, B. N. J. Persson, *Physical review letters* **2005**, *95*, 114301.
- [54] A. Schallamach, *Wear* **1971**, *17*, 301–312.
- [55] R. A. Ibrahim, *Applied Mechanics Reviews* **1994**, *47*, 209–226.
- [56] R. A. Ibrahim, *Applied Mechanics Reviews* **1994**, *47*, 227–253.
- [57] B. Feeny, A. Guran, N. Hinrichs, K. Popp, *Applied Mechanics Reviews* **1998**, *51*, 321.
- [58] R. T. Spurr, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division* **1961**, *15*, 33–52.
- [59] S. W. E. Earles, C. K. Lee, *Journal of Engineering for Industry* **1976**, *98*, 81.
- [60] N. Hoffmann, L. Gaul, *Archive of Applied Mechanics* **2004**, *73*, 650–660.
- [61] H. Keitzel, N. Hoffmann, *PAMM* **2006**, *6*, 311–312.
- [62] G. J. Lee, J. Kim, *Journal of Vibration and Acoustics* **2017**, *139*, 061006.
- [63] J. Kang, C. M. Krousgrill, *Journal of Sound and Vibration* **2010**, *329*, 3537–3549.
- [64] N. M. Kinkaid, O. M. O’Reilly, P. Papadopoulos, *Journal of Sound and Vibration* **2003**, *267*, 105–166.
- [65] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier, L. Gaul, *Mechanics Research Communications* **2002**, *29*, 197–205.
- [66] M. Rusli, M. Okuma, *Journal of Sound and Vibration* **2007**, *308*, 721–734.

- [67] N. Hoffmann, L. Gaul, *ZAMM* **2003**, *83*, 524–534.
- [68] A. Buck, Dissertation, Technische Universität München, **2008**.
- [69] C. A. Brockley, R. Cameron, A. F. Potter, *Journal of Lubrication Technology* **1967**, *89*, 101–107.
- [70] R. A. L. Rorrer, *Rubber Chemistry and Technology* **2000**, *73*, 486–503.
- [71] S. Thörmann, M. Markiewicz, O. von Estorff, *Journal of Sound and Vibration* **2017**, *399*, 151–168.
- [72] K. Nakano, *Tribology Letters* **2006**, *24*, 91–98.
- [73] F. Dalzin, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, D. Mazuyer, *Journal of Sound and Vibration* **2016**, *372*, 211–222.
- [74] D. Thompson, *Railway Noise and Vibration*, Elsevier, **2009**.
- [75] U. Kim, L. Mongeau, C. Krousgrill, *Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems* **2007**, 1838–1849.
- [76] C. A. Brockley, P. L. Ko, *Journal of Lubrication Technology* **1970**, *92*, 550–556.
- [77] V. L. Popov, *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*, 3. Aufl., Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, **2015**.
- [78] K. Popp, M. Rudolph, *Journal of Vibration and Control* **2004**, *10*, 1585–1600.
- [79] K. Popp, *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* **2005**, *11*, 345–369.
- [80] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor, G. B. Stachowiak, *Experimental Methods in Tribology*, 1. ed., Elsevier, Amsterdam, **2004**.
- [81] T. L. Schmitz, J. E. Action, J. C. Ziegert, W. G. Sawyer, *Journal of Tribology* **2005**, *127*, 673–678.
- [82] V. Lampaert, F. Al-Bender, J. Swevers, *Tribology Letters* **2004**, *16*, 95–105.
- [83] Deutsches Institut für Normung, Kategorien der Verschleißprüfung, **März 1986**.
- [84] E. Dikmen, I. Basdogan, *Vehicle System Dynamics* **2008**, *46*, 975–990.
- [85] H. K. Muller, B. Nau, *Fluid Sealing Technology: Principles and Applications*, Routledge, Boca Raton, **2018**.
- [86] *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen*, 8. Aufl., (Hrsg.: P. Elsner, P. Eyerer, T. Hirth), Springer-Verlag, Heidelberg, **2012**.
- [87] H. Ben Abdelounis, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, H. Zahouani, *Wear* **2010**, *268*, 335–345.
- [88] U. Koch, Dissertation, Technische Universität, München, **2011**.
- [89] M.-R. Lee, W.-J. Chang, *SAE Technical Paper* **1999**, 1999–01–1726.
- [90] B. P. Naganarayana, S. Shankar, V. S. Bhattachar, R. S. Brines, S. R. Rao, *SAE Technical Paper* **2003**, 2003–01–1522.
- [91] R. Sohmshtetty, R. Kappagantu, B. P. Naganarayana, S. Shankar, *SAE Technical Paper* **2004**, 2004–01–0388.

-
- [92] M. El-Essawi, J. Z. Lin, G. Sobek, B. P. Naganarayana, S. Shankar, *SAE Technical Paper* **2004**, 2004-01-0393.
- [93] B. P. Naganarayana, **2011**, 2011-01-1583.
- [94] E. Y. Kuo, P. R. Mehta in SAE 2004 World Congress & Exhibition, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, **2004**.
- [95] E. Y. Kuo, P. R. Mehta, G. Prater, A. M. Shahhosseini, *SAE Technical Paper* **2006**, 2006-01-1617.
- [96] J. Weber, I. Benhayoun, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* **2010**, 3, 936-947.
- [97] J. Weber, I. Benhayoun, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* **2012**, 5, 1124-1132.
- [98] R. A. Rorrer, V. Juneja, *Tribology International* **2002**, 35, 523-531.
- [99] A. Elmaian, J.-m. Duffal, F. Gautier, C. Pezerat, J. Gilbert in Proceedings of the Acoustics, **2012**, S. 3143-3148.
- [100] A. Elmaian, F. Gautier, C. Pezerat, J.-M. Duffal, *Applied Acoustics* **2014**, 391-401.
- [101] T. Judek, N. Eiss, M. Trapp, H. Loftus in Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference, February 12 - 15, 1996, Hyatt Regency Dearborn Hotel, Dearborn, Michigan, SEM, Bethel, Conn., **1996**, S. 502-510.
- [102] S.-H. Shin, C. Cheong, *Applied Acoustics* **2010**, 1162-1168.
- [103] G. Valls, J. Huber-Hesselberger, *Pat.*, DE19620878A1.
- [104] J. Zuleeg, *SAE Technical Paper* **2015**, 2259.
- [105] J. Zuleeg, *Sound and Vibration Magazine* **2016**, June 2016, 12-16.
- [106] S. Somasundharam, A. Kumar, R. Mohammed, P. Raghavendran, *SAE Technical Paper* **2019**, 2019-01-1465.
- [107] K. Hunt, B. Rediers, R. Brines, R. McCormick, T. Leist, T. Artale, *SAE Technical Paper* **2001**.
- [108] L. Pancholi in SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, **2019**.
- [109] P. Lee, B. Rediers, K. Hunt, R. Brines, *SAE Technical Paper* **2001**, 2001-01-1546.
- [110] M. A. Trapp, P. McNulty, J. Chu, *SAE Transactions 110 1917-1923* **2001**, 1917-1923.
- [111] M. Trapp, R. Pierzecki, *SAE Technical Paper* **2005**.
- [112] G. J. Lee, H. J. Park, J. Kim, S. U. Choi in Proceedings of the INTER.NOISE Conference, **2019**.
- [113] A. Hermannskirchner, M. Schart, E. Stoller, R. Wilfert, *Pat.*, DE 10 2007 050 499 B4, **19.10.2007**.
- [114] Verband der Automobilindustrie, VDA-Norm 230-206, Untersuchung des Stick-Slip-Verhaltens von Materialpaarungen, **10/2021**.
- [115] R. Byrd, E. L. Peterson, *SAE Technical Paper* **1999**.

- [116] T. Moosmayr, Dissertation, Technische Universität, München, **2009**.
- [117] H. Lee, H. Park, H. Na, J. Kim, O. Jeon, I. Jang, *SAE Technical Paper* **2009**.
- [118] R. Johnsson, J. Odelius, M. Rantatalo, *Applied Acoustics* **2014**, *80*, 79–85.
- [119] C. J. Dodds, A. R. Plummer, *SAE Technical Paper* **2001**.
- [120] U. Koch, D. Wiedemann, H. Ulbrich, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* **2011**, *58*, 5319–5323.
- [121] R. S. Brines, L. G. Weiss, E. L. Peterson, *SAE Technical Paper* **2001**.
- [122] V. G. Caryer Cook, A. Ali, *SAE Technical Paper* **2009**, DOI 10.4271/2009-01-2114.
- [123] G. Cerrato-Jay, J. Gabiniewicz, J. Gatt, D. Pickering, *SAE Technical Paper* **2001**.
- [124] J. Ju, J. S. Wang, Y. F. Xing, G. Q. Shen, H. Guo, *International Review of Mechanical Engineering* **2013**, *7*, 774–782.
- [125] F. Rossi, A. Nicolini in Proceedings of the 15th International Congress on Sound and Vibration, (Hrsg.: C.-W. Lee), **2008**.
- [126] U. K. Chandrika, J. H. Kim, *Journal of Sound and Vibration* **2010**, *329*, 4567–4577.
- [127] A. Papinniemi, J. C. Lai, J. Zhao, L. Loader, *Applied Acoustics* **2002**, *63*, 391–400.
- [128] H. Ouyang, Q. Cao, J. E. Mottershead, T. Treyde, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering* **2003**, *217*, 867–875.
- [129] G. Bóдай, T. J. Goda, *Tribology Letters* **2012**, *45*, 515–523.
- [130] J. Le Rouzic, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, M. Guibert, A. Rusanov, L. Douminge, F. Bretagnol, D. Mazuyer, *Tribology Letters* **2013**, *49*, 563–572.
- [131] A. Koenen, A. Sanon, *Tribology International* **2007**, *40*, 1484–1491.
- [132] S. Goto, *JSAE Review* **2001**, *22*, 57–62.
- [133] F. Deleau, D. Mazuyer, A. Koenen, *Tribology International* **2009**, *42*, 149–159.
- [134] M. Strangfeld, Dissertation, TU Bergakademie, Freiberg, **2013**.
- [135] Y. Ke, X. Yao, H. Yang, X. Liu, *Tribology International* **2014**, *72*, 35–41.
- [136] U. Kim, Dissertation, Purdue University, West Lafayette, **2006**.
- [137] H. Choi, S. H. Lee, C. Lee, *SAE Technical Paper* **2018**.
- [138] A. R. Plummer, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I: Journal of Systems and Control Engineering* **2007**, *221*, 139–169.
- [139] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis : Signal Analysis and Experimental Procedures*, Wiley, Hoboken, United Kingdom, **2010**.
- [140] S. Han, *Journal of Mechanical Science and Technology* **2010**, *24*, 1329–1335.
- [141] O. Celik, H. B. Gilbert, M. K. O'Malley, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* **2013**, *18*, 812–817.
- [142] S. Hofmann, IMW-Institutsmittteilung, TU Clausthal, **2013**.
- [143] M. Kristeková, J. Kristek, P. Moczo, *Geophysical Journal International* **2009**, *178*, 813–825.

-
- [144] J. Melcer, D. Kuchárová in CENTRAL EUROPEAN SYMPOSIUM ON THERMOPHYSICS 2019 (CEST), AIP Publishing, **2019**, S. 120004.
- [145] M. Gobbi, G. Mastinu, *Vehicle System Dynamics* **1998**, *29*, 778–788.
- [146] W. Dargie in 2009 Proceedings of 18th International Conference on Computer Communications and Networks, IEEE, **2009**, S. 1–6.
- [147] Deutsches Institut für Normung, Alterung von KFZ-Bauteilen in Sonnensimulationsanlagen, **November 1992**.
- [148] J.-W. Liang, B. F. Feeny, *Journal of Applied Mechanics* **1998**, *65*, 783–786.
- [149] H. Nakazawa, *Principles of Precision Engineering*, Oxford Univ. Press, Oxford, **1994**.
- [150] Y. Uchiyama, M. Mukai, M. Fujita, *Journal of Sound and Vibration* **2009**, *326*, 75–87.
- [151] G. Shen, Z. Zhu, X. Li, G. Li, Y. Tang, S. Liu, *International Journal of Advanced Robotic Systems* **2016**, *13*, 172988141666253.
- [152] H. B. Huang, X. R. Huang, R. X. Li, T. C. Lim, W. P. Ding, *Applied Acoustics* **2016**, *113*, 149–161.
- [153] H. B. Huang, X. R. Huang, J. H. Wu, M. L. Yang, W. P. Ding, *Mechanical Systems and Signal Processing* **2019**, *124*, 439–458.
- [154] S. N. Patek, J. E. Baio, *The Journal of experimental biology* **2007**, *210*, 3538–3546.
- [155] B. N. J. Persson, *Sliding Friction*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, **2000**.
- [156] P. J. Blau, *Tribology International* **2001**, *34*, 585–591.
- [157] K. Kersting, C. Lampert, C. Rothkopf, *Wie Maschinen lernen: Künstliche Intelligenz verständlich erklärt*, Springer, Wiesbaden, **2019**.
- [158] W. Ertel, *Grundkurs Künstliche Intelligenz: Eine praxisorientierte Einführung*, 4., überarbeitete Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, **2016**.
- [159] N. Kersten, *GMS Medizinische Informatik Biometrie und Epidemiologie* **2016**, *12* (1).
- [160] A. Burkov, *Machine Learning Kompakt*, 1st edition, mitp Verlag und Safari, Boston, MA, **2019**.
- [161] J. Cohen, *Educational and Psychological Measurement* **1960**, *20*, 37–46.
- [162] J. R. Landis, G. G. Koch, *Biometrics* **1977**, *33*, 159.
- [163] N. V. Chawla, K. W. Bowyer, L. O. Hall, W. P. Kegelmeyer, *Journal of Artificial Intelligence Research* **2002**, *16*, 321–357.
- [164] J. Karger-Kocsis, A. Mousa, Z. Major, N. Békési, *Wear* **2008**, *264*, 359–367.
- [165] V. Mishra, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* **2021**, *1116*, 012004.
- [166] A. Le Gal, X. Yang, M. Klüppel, *The Journal of Chemical Physics* **2005**, *123*, 014704.

- [167] N. Eiss, E. Lee, M. Trapp in SAE Noise and Vibration Conference and Exposition, SAE International, Warrendale, PA, United States, **1997**.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Anzahl elektrifizierter Fahrzeuge in ausgewählten Ländern von 2015 bis 2021 [5].	1
1.2	Schematische Entwicklung des Geräuschpegels im Fahrzeuginnenraum; adaptiert aus [8].	3
2.1	Schematische Darstellung eines Tribosystems mit den Zonen der durch Reibung induzierten Energiedissipation (<i>frictional energy dissipation zone</i>) FEDZ I, FEDZ II und FEDZ III; adaptiert aus [19].	8
2.2	Intrinsische und extrinsische Randbedingungen am Dichtkontakt.	10
2.3	Schematische Darstellung der wahren Kontaktfläche und ihrer Abhängigkeit von der Normalkraft sowie der Zeit.	11
2.4	Schematische Darstellung der Energiedissipationsmechanismen bei Elastomerreibung.	12
2.5	Qualitativer Verlauf der Reibungskraft bei instationärem und stationärem Zustand; adaptiert aus [49].	14
2.6	Mechanistisches Modell zur Beschreibung der aus der tribologischen Grenzschicht resultierenden Mechanismen.	17
2.7	Reibungskennlinien zur Beschreibung des Stick-Slip-Mechanismus am Modell mit einem Freiheitsgrad. Es gilt $v_{rel} = v - \dot{x}(t_{kin})$	18
2.8	Übersicht der Dichtebenen im Dachbereich (links) sowie der Dichtkomponenten (rechts).	23
2.9	Polymerisation von Ethylen, Propylen und 2,5-Ethylidennorbornen zu EPDM.	24
3.1	Auswahl von Tribometer- und Shaker-Aufbauten zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im automobilen Kontext.	29
3.2	Auswahl von Gesamtfahrzeugtests zur Untersuchung des Störgeräuschauftritts im Fahrzeuginnenraum.	33
4.1	Schema zur Ermittlung des dynamischen Beanspruchungskollektivs.	42
4.2	Vierstempel-Hydropulsanlage mit Klimakammer und Sonnensimulationsanlage.	43
4.3	Leistungsdichtespektren der fahrbahndynamischen Anregung der Versuchsfahrzeuge.	44

4.4	Schema zur Ermittlung der adäquaten Hochpass-Grenzfrequenz bei der indirekten Wegmessung. i entspricht der jeweils betrachteten Bewegungsrichtung x , y oder z	46
4.5	Messaufbau A zur Methodenentwicklung der indirekten Bewegungsmessung.	47
4.6	Ergebnisse der Voruntersuchung an KKL-A zur Ermittlung von f_{hp} , r_{mean} , $e_{RMS,mean}$ sowie $e_{ma,mean}$ sind definiert als jeweiliges arithmetisches Mittel der drei Achsen-Kennwerte.	50
4.7	Messaufbau B zur Messung des dynamischen Beanspruchungskollektivs verschiedener Fahrzeugtypen und Messstellen.	52
4.8	Schematische Darstellung der Kennwerte zur Beschreibung der dynamischen Beanspruchung an verschiedenen Fahrzeugen und Messstellen.	54
4.9	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für KKL-A.	55
4.10	Vergleich der linearen Abhängigkeit der Relativwegsignale an verschiedenen Messstellen eines Fahrzeugs.	56
4.11	Leistungsdichtespektren der gemessenen Relativbeschleunigungen aller untersuchten Fahrzeuge (B-Säule).	57
4.12	Kreuzkorrelationskoeffizienten r_{ii} für alle untersuchten Fahrzeuge.	58
4.13	Relativbewegung von OKL-A und OKL-B an der Messstelle B-Säule.	60
4.14	Verteilungsdichte der Relativgeschwindigkeiten für alle untersuchten Fahrzeuge.	61
4.15	Messstellendefinition für die Temperaturmessungen am Gesamtfahrzeug.	62
4.16	Temperatur- und Sonnensimulationszyklus zur Bestimmung der auftretenden Temperaturen am Dichtsystem.	63
5.1	Konzept des Labortribometers.	67
5.2	Beispiele zweier Proben inklusive der Probenadapter zur Befestigung am Tribometer.	69
5.3	Aufbau des Labortribometers. Die Druckluftversorgung ist nicht dargestellt. Die luftgelagerten Führungswellen sind in (a) und (b) farblich gekennzeichnet. Die Einhausungen sind in (c) und (d) nicht dargestellt.	70
5.4	Tribometer-Aufbau in umgebender Klimakammer.	71
5.5	Schema des Regelkreises zur Nachbildung von beschleunigungs- und positionsgeregelten Bewegungen.	72
5.6	Soll-Signale der Relativwege für das Anregungssignal KSP sowie SIN	76
5.7	Schema des grundlegenden Versuchsablaufs für alle in der Arbeit durchgeführten Messungen.	77
5.8	Messung der achsenabhängigen Systemsteifigkeit bei 25 °C.	79
5.9	Arrhenius-Plot der Systemsteifigkeit in x-Richtung.	80

5.10	Amplitude von $H_x(f)$	82
5.11	Amplitude von $H_y(f)$	82
5.12	Amplitude von $H_z(f)$	82
5.13	Abweichung der statischen Relativlage bei Nachbildung des <i>KSP</i> -Profils bei der Reibpaarung <i>oRES</i>	84
5.14	Statische Relativlagen vor Beginn des dritten Anregungszyklus. $N = 30$	85
5.15	Einfluss der Zyklenanzahl auf die Nachbildungsgüte des <i>KSP</i> -Profils für die Reibpaarung <i>oRES</i> und <i>mRES</i>	87
5.16	Zeitsignalausschnitte der Vorgaben und Nachbildungen am Tribometer für exemplarische Messungen von <i>oRES</i> und <i>mRES</i> bei <i>KSP</i> -Anregung.	88
5.17	Vergleich der Leistungsdichtespektren der Vorgabe- und Nachbildungszeit- signale für <i>oRES</i> und <i>mRES</i>	88
5.18	Einfluss der Zyklenanzahl auf die Nachbildungsgüte des <i>SIN</i> -Profils.	90
5.19	Zeitsignalausschnitte der Vorgaben und Nachbildungen am Tribometer für exemplarische Messungen von <i>oRES</i> und <i>mRES</i> bei <i>SIN</i> -Anregung.	91
5.20	Vergleich von am Gesamtfahrzeug und am Tribometer bestimmten subjek- tiven Bewertungsindizes.	93
6.1	Beispiel eines Signalverlaufs zur Ermittlung von μ_{stat} und s_{Haft}	96
6.2	Beispiel eines Signalverlaufs zur Ermittlung von μ_{kin}	99
6.3	Beispiel zur Ermittlung der Kontaktsteifigkeit κ_x	100
6.4	Messung des <i>oRES</i> - und <i>mRES</i> -Dichtkontakts am Labortribometer bei <i>KSP</i> -Anregung.	101
6.5	Messung des <i>oRES</i> - und <i>mRES</i> -Dichtkontakts am Labortribometer bei <i>KSP</i> -Anregung.	102
6.6	Schematische Darstellung der Methodik der Frequenztrennung für die <i>SIN</i> - Anregung.	104
6.7	Leistungsdichtespektren für <i>SIN</i> -Anregung.	106
6.8	Versuchsaufbau zur Korrelation der Schwingungsmessung am Probenkontak- takt und an den Probenaufnahmen.	107
6.9	Vergleich der Schwingungsmessung am Probenkontakt (Lasertriangulation) und an den Probenaufnahmen (Beschleunigungssensoren).	108
6.10	Vergleich der Rohdaten-Beschleunigungssignale für <i>KSP</i> -Anregung.	109
6.11	Schematische Darstellung der Methodik der Frequenztrennung für die <i>KSP</i> - Anregung.	110
6.12	Leistungsdichtespektren für <i>KSP</i> -Anregung.	111
6.13	Korrelation des Schalldruckpegels und der Schwingbeschleunigungen für <i>SIN</i> - und <i>KSP</i> -Anregung.	112

6.14	Charakterisierung der untersuchten Dichtkontakte mithilfe von \bar{a}_{vib} , \bar{K}_{vib} und BI	114
6.15	Ziel des Machine Learning Modells.	115
6.16	Schematische Darstellung der logistischen Wahrscheinlichkeitsfunktionen bei fünf Klassen.	117
6.17	Schematische Darstellung einer idealen Confusion Matrix bei fünf Klassen.	118
6.18	Verteilung der Datensätze für die Entwicklung der Klassifizierungsmodelle.	120
6.19	Schematische Darstellung der inneren und äußeren Kreuzvalidierung.	121
6.20	Confusion Matrix für das <i>KSP</i> -Klassifizierungsmodell.	123
6.21	Confusion Matrix für das <i>SIN</i> -Klassifizierungsmodell.	123
7.1	Dichtung der Reibpaarung A; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).	125
7.2	Dichtung der Reibpaarung B; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).	126
7.3	Dichtung der Reibpaarung C; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).	128
7.4	Dichtung der Reibpaarung D; Dichtungsschnitt (links), Kontaktbereich 20-fache Vergrößerung (Mitte) und 100-fache Vergrößerung (rechts).	129
7.5	Charakterisierung der untersuchten Dichtkontakte mithilfe von \bar{a}_{vib} , \bar{K}_{vib} und BI	130
7.6	Messung von Reibkontakt A bei Sinus-Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$	133
7.7	Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt A, $T = -30^\circ\text{C}$	135
7.8	Ausbildung der Schwingamplitude mit Beginn der Relativbewegung bei Reibkontakt A ($T = -30^\circ\text{C}$) und Reibkontakt C ($T = 23^\circ\text{C}$).	135
7.9	Messung von Reibkontakt B bei Sinus-Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$	137
7.10	Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt B, $T = -30^\circ\text{C}$	138
7.11	Messung von Reibkontakt B bei <i>KSP</i> -Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$	139
7.12	Korrelation des Schalldrucks mit tribologisch-mechanischen Schwellwerten für Dichtkontakt A, B, und C bei <i>KSP</i> -Anregung.	140
7.13	Messung von Reibkontakt C bei Sinus-Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$	141
7.14	Abhängigkeit zwischen f_{vib} und v_{rel} für Reibkontakt C, $T = 23^\circ\text{C}$	142
7.15	Messung von Reibkontakt C bei <i>KSP</i> -Anregung, $T = 23^\circ\text{C}$	143
7.16	Messung von Reibkontakt D bei <i>KSP</i> -Anregung, $T = -30^\circ\text{C}$	144
7.17	Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperatur für Dichtkontakt A, B, C und D.	146
7.18	Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_{kin} für Dichtkontakt C ($T = 23^\circ\text{C}$) und D ($T = -30^\circ\text{C}$).	147
7.19	Kontaktsteifigkeit κ_x in Abhängigkeit der Temperatur.	149

7.20	Haftwege $s_{Haft,x}$ in Abhängigkeit der Temperatur ($v_{rel,x} = 2 \frac{mm}{s}$).	150
7.21	Korrelation der Bedingung $s_{Haft,x} < N_{5,s,x}$ mit dem Auftreten reibungsinduzierten Schwingungen für Dichtkontakt A, B, C und D.	151
A.1	Mechanistisches Modell zur Beschreibung des Sprag-Slip-Mechanismus. . .	159
A.2	Mechanistisches Modell zur Beschreibung der Modenkopplung.	161
A.3	Schematische Darstellung des Zusammentreffens zweier Eigenmoden bei der Entstehung reibungsinduzierter Schwingungen durch Modenkopplung am Beispiel einer Veränderung von μ	162
A.4	Zeitsignale zur fahrbahndynamischen Anregung der Versuchsfahrzeuge. . .	163
A.5	Zeitsignal und Häufigkeitsverteilung des gemessenen Relativbeschleunigungssignals von KKL-A.	164
A.6	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für KKL-B.	164
A.7	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für MKL-A.	165
A.8	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für MKL-B. Aufgrund eines defekten Sensors konnte die Bewegung an der Messstelle Türmitte nicht ermittelt werden.	165
A.9	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für OKL-A.	166
A.10	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für OKL-B.	166
A.11	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für SUV-A.	167
A.12	Vergleich der Leistungsdichtespektren an verschiedenen Messstellen für SUV-B.	167

Tabellenverzeichnis

2.1	Mechanismen, Ursachen und Ausprägung reibungsinduzierter Schwingungen	16
2.2	Einteilung tribologischer Messsysteme; adaptiert aus [31, 83]	22
3.1	Verfahren der Kategorie V und VI zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum	27
3.2	Verfahren der Kategorie III und IV zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum	30
3.3	Verfahren der Kategorie I und II zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum	31
3.4	Bewertung bekannter Verfahren zur Untersuchung reibungsinduzierter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum	35
4.1	Übersicht der untersuchten Fahrzeuge	40
4.2	Normalkräfte der Dichtkontakte der Versuchsfahrzeuge pro 100 mm Kontaktlänge.	41
4.3	Übersicht des verwendeten Versuchsequipments sowie der Versuchsparameter zur Ermittlung der Relativbewegung	47
4.4	Vergleich der Relativbewegungen von OKL-A und OKL-B als maximal und minimal gemessene Relativbewegungen.	59
4.5	Parameter der Sonnensimulationsanlage bei Gesamtfahrzeuguntersuchungen	62
5.1	Vergleich der experimentellen und theoretischen dynamischen Massen m_{exp} und m_{theo} am Tribometer	83
5.2	Korrelationskoeffizienten r_{ii} und e_{RMS} -Werte des dritten Anregungszyklus von <i>KSP</i> für <i>oRES</i> und <i>mRES</i> . Anzahl der Messungen $N = 30$.	87
5.3	Korrelationskoeffizienten r_{xx} und $e_{RMS,x}$ -Werte des dritten <i>SIN</i> -Anregungszyklus für <i>oRES</i> und <i>mRES</i> . Anzahl der Messungen $N = 30$.	90
5.4	Definition der subjektiven Bewertungsindizes für reibungsinduzierte Störgeräusche.	92
6.1	Gewählte Features im Zeitbereich. Jedes der beschriebenen Features wird jeweils für die x-, y- sowie z-Schwingbeschleunigung berechnet.	116
6.2	Gewählte Features im Frequenzbereich. Jedes der beschriebenen Features wird jeweils für die x-, y- sowie z-Schwingbeschleunigung berechnet.	116

6.3	Einteilung der Modellgüte anhand des Cohen-Kappa-Koeffizienten.	119
6.4	Cohen-Kappa-Koeffizienten für das <i>KSP</i> - und <i>SIN</i> -Modell	122
7.1	Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt A.	126
7.2	Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt A.	126
7.3	Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt B.	127
7.4	Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt B.	127
7.5	Spezifikation der Dichtung bei Dichtkontakt C.	128
7.6	Spezifikation des Reibpartners bei Dichtkontakt C.	128
7.7	Spezifikation der Dichtung von Dichtkontakt D.	129
7.8	Spezifikation des Reibpartners von Dichtkontakt D.	129
7.9	Auftreten von reibungsinduzierten Schwingungen bei hochdynamischer und quasistatischer Anregung.	130
7.10	Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) <i>BI</i> -Klasse für Reibkontakt A	131
7.11	Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) <i>BI</i> -Klasse für Reibkontakt B	131
7.12	Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) <i>BI</i> -Klasse für Reibkontakt C	132
7.13	Bewertung reibungsinduzierter Schwingungen anhand der Experten-(Modell-) <i>BI</i> -Klasse für Reibkontakt D	132
7.14	Einteilung der am Labortribometer beobachteten reibungsinduzierten Schwin- gungstypen	152
A.1	Statistische Kennwerte der Relativbewegungen aller untersuchten Fahrzeu- ge an der Messstelle B-Säule.	168

Publikationen

Wissenschaftliche Veröffentlichungen

Konferenzbeiträge

- K. Arzt, P. Lochbrunner, O. Hinrichsen, *Test Method for Objective Evaluation of Automotive Friction-Induced Squeak Noises Regarding Complete Vehicle Conditions on a Laboratory Scale*, INTERNOISE 2019, Madrid
- K. Arzt, P. Lochbrunner, O. Hinrichsen, *Experimental Investigation on Relative Motion Influence for Friction-Induced Noise and Vibration at the Automotive Door Sealing System*, 26th International Congress on Sound and Vibration, 2019, Montreal

Patentschriften

- K. Arzt, A. Hermannskirchner, P. Lochbrunner, M. Schart, R. Wilfert, *Reibpaarungsprüfstand zum gleichzeitigen Aufnehmen von tribologischen und akustischen Charakteristika*, DE 10 2018 125 141 B3, Patenterteilung am 11.07.2019
- K. Arzt, P. Lochbrunner, D. Heim, S. Striegel, C. Degel, L. Eyring, *Akustische Analyse von Bauteilen mit Hilfe von Machine Learning*, eingereicht beim Deutschen Patent- und Markenamt am 21.06.2022, in Prüfung

Studentische Arbeiten

Folgende Studienarbeiten, deren Bearbeitung, Auswertung, Interpretation und Darstellung von Ergebnissen sind unter wissenschaftlicher Anleitung und gemeinsam mit der Autorin der vorliegenden Arbeit entstanden. Sie wurden im Rahmen der Promotion am Lehrstuhl I für Technische Chemie der Technischen Universität München angefertigt. Ergebnisse flossen teilweise mit in die Arbeit ein.

Walter, R., *Definition und Validierung eines Prüfablaufs zur akustischen und tribologischen Untersuchung von Störgeräuschen an Automobildichtungen*, Master's Thesis, 2017.

Thalhammer, E., *Untersuchung der Alterungseinflüsse auf tribologisch relevante Material- und Oberflächeneigenschaften am automobilen Türdichtsystem*, Master's Thesis, 2018.

Erklärung

Die von mir vorgelegte Arbeit ist von Herrn Prof. Dr.-Ing. Kai-Olaf Hinrichsen betreut worden.

Versicherung

Ich versichere hiermit, dass ich die von mir vorgelegte Arbeit selbständig und ohne unzulässige Hilfe angefertigt, die benutzten Quellen und Hilfsmittel aus der Primär- und Sekundärliteratur vollständig angegeben und die Stellen der Arbeit, einschließlich Tabellen, Karten und Abbildungen, die dieser Literatur im Wortlaut oder dem Sinn nach entnommen sind, in jedem Einzelfall als Entlehnung kenntlich gemacht habe. Des Weiteren versichere ich, dass diese Arbeit bisher von mir nicht an Dritte weitergeleitet oder veröffentlicht worden ist. Weiterhin wurde diese Arbeit auch noch keinem weiteren Prüfungsausschuss vorgelegt. Die Bestimmungen der geltenden Promotionsordnung der Technischen Universität München sind von mir beachtet worden.

Bemerkung zum Internet

Das Internet wurde während der gesamten Arbeit für Recherchen und Gegenrecherchen genutzt. Viele der hier gegebenen Stichworte, Referenzen und sonstige Angaben können im Internet nachgeprüft werden. Es werden aber keine Quellen angegeben, da sämtliche in dieser Arbeit getroffenen Aussagen durch die genannten Literaturquellen vollständig abgedeckt sind. Wegen der Schnellebigkeit des Mediums "Internet" scheint die Angabe von Adressen zu Webseiten auch nur bedingt verlässlich. Dennoch war das Internet für das Gelingen dieser Arbeit ein wichtiges Hilfsmittel.

München, den 05.03.2023

Kathrin Arzt