



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology

## Dissertation

# Ableitung objektiver Anforderungen für impulshafte Störgeräusche bei elektrischen Lenksystemen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der technischen Wissenschaften (Dr. techn.)

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,

von

**Alexander Härtel**



unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Johannes Edelmann

Institut für Mechanik und Mechatronik, E325-01

Wien, Juni 2022

begutachtet von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. M. Plöchl

Inst.: Mechanik und Mechatronik, E325-01

Getreidemarkt 9, 1060 Wien, Österreich

Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. S. Sentpali

Fak.: Maschinenbau, Fahrzeug-, Flugzeugtechnik

Lothstraße 64, 80993 München, Deutschland

Wien, im Juni 2022

Alexander Härtel



# Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht. Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wien, Juni 2022

Alexander Härtel

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in Kooperation mit der Technischen Universität Wien und der Hochschule München während meiner Doktoranden-Tätigkeit bei der *BMW Group* in der Gruppe Funktion Lenksysteme.

Mein besonderer Dank richtet sich an meinen Doktorvater Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Johannes Edelmann sowie Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Plöchl für die konstruktiven Diskussionen, die dauerhafte Unterstützung, aber auch für den sehr wertschätzenden Umgang. Die regelmäßigen Abstimmungen zusammen mit Privatdoz. Dr. Eray Arslan haben nicht nur durch die fachlichen Themen und Ideen stetig motiviert, sondern auch aufgrund der angenehmen Gespräche beim gemeinsamen Ausklingen lassen eines erfolgreichen Arbeitstages. Zudem gilt mein besonderer Dank Prof. Dr.-Ing. Stefan Sentpali für die gemeinsame experimentelle Forschung und die konstruktiven Anregungen während der kompletten Promotionszeit.

Des Weiteren möchte ich mich herzlich bei allen Kollegen der *BMW Group* für die großartige Zusammenarbeit und die Unterstützung bedanken. Besonders hervorzuheben sind Steffen Koch, Dr. Markus Bullinger und Melanie Daser für die Ermöglichung und den erfolgreichen Abschluss der sehr spannenden Forschungsfrage.

Während der letzten drei Jahre durfte ich mit sehr motivierten jungen Ingenieuren zusammenarbeiten. Stephan Wiedel, Andreas Glas, Michael Kleucker, Josef Wimmer, Kevin Hippenstiel, Pascal Senzig, Frederik Nienaber und Maximilian Hammer: Die Zusammenarbeit hat sehr viel Spaß gemacht und Eure Ergebnisse haben diese Arbeit vervollständigt. Ich hoffe auf eine erneute gemeinsame Zusammenarbeit in naher Zukunft.

Den beteiligten Firmen und Forschungspartnern *Head Acoustics GmbH*, *Mdynamix AG*, *Akustikzentrum GmbH* sowie *Müller-BBM GmbH* danke ich für die Unterstützung und die spannenden Diskussionen.

Besonders danke ich den Mitarbeitern von *VIBES.technology* für die intensive Zusammenarbeit bei langen Messkampagnen und die fachlichen Diskussionen sowie die Anregungen.

Ohne der Unterstützung meiner Eltern Angela und Wolfgang sowie meines Bruders Philipp wäre die gesamte akademische Ausbildung nicht möglich gewesen. Vielen Dank für Euer Verständnis und unseren Zusammenhalt.

Zuletzt möchte ich mich bei meiner Verlobten Sabrina für die ständige Motivation und den dauerhaften Rückhalt bedanken. Ihr widme ich diese Arbeit.

München, Juni 2022

Alexander Härtel

für  
Sabrina

# Kurzfassung

Die Anforderungen der Fahrzeuginsassen an die technische Akustik im Gesamtfahrzeug sind hoch, weshalb die Entstehung von Störgeräuschen durch geeignete Entwicklungsmethoden zu vermeiden ist. Störgeräusche können beim Befahren von unebenen Straßen wie Kopfsteinpflaster im Lenkgetriebe entstehen und werden als impulshaftes Klappern im Fahrzeuginnenraum wahrgenommen. Aufgrund von simultanen Fahrzeugentwicklungsprozessen ist eine subjektive Bewertung nicht ausreichend, weshalb die Definition von objektiven und fahrzeugunabhängigen Anforderungen bereits in der frühen Entwicklungsphase notwendig ist.

Zur Definition der objektiven Anforderungen an die Störgeräuschakustik von Lenksystemen ist ein Systemverständnis erforderlich, welches die Zusammenhänge von der Fahrbahnanregung bis zur Wahrnehmbarkeit der impulshaften Klappergeräusche im Fahrzeuginnenraum darstellt. Aus einer Kombination der vom Lenkgetriebe rückwirkungsbehafteten, dynamischen Zahnstangenkräfte und Spiele, resultieren Körperschall-Einzelimpulse mit einer Wiederholfrequenz von ca. 60 Hz, die auf mechanische Kontakte innerhalb des Lenkgetriebes zurückzuführen sind. Die Einzelimpulse sind nach der Weiterleitung über Transferpfade im Luftschall des Fahrzeuginnenraums hauptsächlich unterhalb von 1000 Hz wahrnehmbar.

Für eine fahrzeugunabhängige Bewertung werden die Störgeräusch-Phänomene des Lenkgetriebes an einem neu entwickelten Komponentenprüfstand anhand von drei verschiedenen Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte des Lenkgetriebes untersucht. Während durch die direkte Kraftmessung eine gute Vorhersagequalität im niedrigen Frequenzbereich möglich ist und die In-Situ Methode mit Ausnahme des niedrigen Frequenzbereiches eine hohe Qualität darstellt, vereint die *In-Situ hybride Methode* die Vorteile der beiden Ansätze. Die translatorischen Freiheitsgrade der Anschraubpunkte, die durch Virtuelle Punkte beschrieben sind, stellen ab 200 Hz eine Differenzierung der Lenkgetriebe bei vorhandenen Störgeräuschen dar.

Anhand der Luft- und Körperschalldaten aus Fahrzeugmessungen werden akustische, psychoakustische sowie statistische Analysemethoden angewendet und dienen einem linearen Regressionsmodell als Eingangsgrößen, dessen Qualität durch einen Vergleich zwischen der Vorhersage und der subjektiven Bewertung bestimmt wird. Während die Anwendung der Analyseergebnisse des Luftschalls auf andere Fahrzeugprojekte aufgrund hoher Umgebungsgeräusche kritisch zu hinterfragen ist, bietet das Regressionsmodell bei der Betrachtung des Körperschalls eine hohe Vorhersagequalität.

Zur fahrzeugunabhängigen, objektiven Vorhersage der aus Lenksystemen resultierenden Störgeräusche werden die Beschleunigungen am Komponentenprüfstand, die äquivalenten Kräfte sowie der mithilfe einer Fahrzeugübertragungsfunktion gebildete auralisierte Luftschall anhand von verschiedenen Analysen untersucht. Durch die Anwendung der Analysen Relative Approach, Schärfe, Lautheit, Kurtosis sowie dem quadratischen Mittelwert sind Vorhersagen und objektive Bewertungen der impulshaften Störgeräusche im Fahrzeug aber auch fahrzeugunabhängig möglich.

# Abstract

Requirements of the vehicle occupants for technical acoustics in vehicles are high, for which reason the occurrence of interfering noise must be avoided by suitable development methods. Interfering noise can occur within the steering gear when driving on uneven roads such as cobblestones. The sound phenomena are perceived as an impulsive rattling in the vehicle interior. Due to simultaneous vehicle development processes, a subjective evaluation is not sufficient, for which reason the definition of objective and vehicle-independent requirements are necessary in the early stage of development.

To define objective requirements, a system understanding is necessary, which describes the relationships between the road excitation and the perception of impulsive rattling noises inside the vehicle. The result of a combination of clearance and dynamic rack forces, which are affected by the stiffness of the steering gear, are single structure-borne impulses with a frequency of approx. 60 Hz, which can be attributed to mechanical contacts within the steering gear. The effects of those impulses are being transmitted by vehicle transfer paths inside the interior and can be measured primarily below 1000 Hz in the airborne sound.

For a vehicle-independent evaluation the noise phenomena, generated by the steering gear, are investigated on a newly developed component test bench by using three different methods for determining the equivalent forces of the steering gear. While the direct force measurement obtains a good prediction quality in the low frequency range and the In-Situ method reaches a high-quality level with the exception of the low frequency range, the In-Situ hybrid method combines the advantages of both approaches. The translational degrees of freedom, described by virtual points, represent a difference of the steering gears from 200 Hz in the presence of interfering noise.

Based on airborne and structure-borne sound data received from vehicle measurements, acoustic, psychoacoustic and statistical analysis are applied. The resulting analysis values are used for linear regression models as input variables. Thee quality is determined by a comparison between the prediction and the previous subjective evaluation. While the application of the analyzed airborne noise to other vehicle projects must be questioned critically due to high ambient noise levels, the regression model offers a high prediction quality when considering structure-borne noise.

For vehicle-independent, objective predictions of interfering noise the accelerations of the steering gear assembled on the test bench, the equivalent forces and the auralized airborne sound formed with the transfer paths are investigated by various analysis. By applying the analysis of relative approach, sharpness, loudness, kurtosis and the root mean square, predictions and objective evaluations of the impulsive interfering noises are possible inside the vehicle and independently of the vehicle by using a test bench.

# Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
APA	Achsparell
BF	Blocked Forces
BEV	Battery Electric Vehicle (Batteriebetriebenes Elektrofahrzeug)
BI	Bewertungsindex
BMW	Bayerische Motoren Werke
DIN	Deutsches Institut für Normungen
DSS	Druckstückspiel
EPS	Electric Power Steering (Elektrisches Lenksystem)
EPS-apa	Achsparelles elektrisches Lenksystem
FEM	Finite-Elemente-Methode
FlexRay	Seriell deterministisches Bussystem
FFT	Fast Fourier Transformation
FRF	Frequency Response Function (Frequenz - Übertragungsfunktion)
HiL	Hardware-in-the-Loop
i.A.a.	In Anlehnung an
ISO	International Organization for Standardization
IFT	Inverse Fourier Transformation
KGT	Kugelgewindtrieb
LDS	Lenkraddrehschwingung
LG	Lenkgetriebe
LS	Lenksäule
MAE	Mittlerer Fehler des Regressionsmodells
ML	Machine Learning, Maschinelles Lernen
NVH	Noise Vibration Harshness
PSD	Power Spectral Density (Spektrale Leistungsdichte)
RMS	Root Mean Square (Quadratischer Mittelwert)
R18/R22	Radvarianten: 18 und 22 Zoll
S	Sperrmasse
SNR	Signal-to-noise-ratio, Signal-Rausch-Abstand
TPA	Transferpfadanalyse
VAT	Vorderachsträger
VLK	Verdrehkennlinie
VP	Virtueller Punkt
ZS	Zahnstange

# Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$A$		Aktive Komponente
$B$		Passive Komponente
$C$		Dämpfungsmatrix
$D$		Lehr'sches Dämpfungsmaß
$F$	vacil	Schwankungsstärke
$I$		Einheitsmatrix
$I$		Impulshaltigkeit
$J_s$	Ns	Impulsstärke
$K$		Steifigkeitsmatrix
$L_N$	phon	Lautstärkepegel
$L_P$	dB	Schalldruckpegel
$L_{PA}$	dB(A)	A-bewerteter Schalldruckpegel
$M$		Massenmatrix
$N$	sones	Lautheit
$N'$	sones/Bark	Spezifische Lautheit
$R$		Rig (Prüfstand)
$R$	asper	Gesamtrauhigkeit
$R^2$		Bestimmtheitsmaß
$R^2_{korr}$		Korrigiertes Bestimmtheitsmaß
$S$		Schmiegungsverhältnis
$S_A$	acum	Schärfe nach Aures
$T$		Transmissibility Matrix (Übertragbarkeitsmatrix)
$Y$	m/N, m/Ns, m/Ns <sup>2</sup>	Admittanz (abhängig von der Ausgangsgröße)
$Z$	N/m, Ns/m, Ns <sup>2</sup> /m	Impedanz (abhängig von der Eingangsgröße)
$a, \ddot{x}$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$c$	Ns/m	Dämpfungskoeffizient
$C$		Crest-Faktor
$f, f_0$	Hz	Frequenz, Eigenfrequenz
$f$	N	Kraft
$g$	N, Nm	Schnittstellenkraft, Schnittstellenmoment
$k$	N/m	Federsteifigkeit
$K$		Kurtosis
$m$	kg	Masse
$m_{red}$	kg	Reduzierte Masse
$q$		Virtuelle Punkt-Bewegung
$t$	s	Zeit
$u$	m	Verschiebung
$v, \dot{x}$	m/s	Geschwindigkeit
$x$	x	Weg

---

$\omega_0, \omega_d$	1/s	Eigenkreisfrequenz, gedämpfte Eigenkreisfrequenz
$\Omega$	1/m	Wegkreisfrequenz
$\delta$	m	Schnittstellenlücke
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\lambda$		Lagrange Multiplikator
$\varphi$	°	Phasenwinkel
$\Phi_h(\Omega)$	m <sup>3</sup>	Spektrale Unebenheitshöhe
$\psi$		Kreuzkorrelationsfaktor
* <sub>1</sub>		Quellanregung
* <sub>2</sub>		Schnittstelle
* <sub>3</sub>		Empfängerort
* <sub>4</sub>		Indikator
* <sup>A</sup>		Auf die aktive Komponente A bezogen
* <sup>B</sup>		Auf die passive Komponente B bezogen
* <sup>AB</sup>		Auf den Zusammenbau AB bezogen
* <sup>AR</sup>		Auf den Zusammenbau AR bezogen
* <sup>bl</sup>		Blockierte Kraft
* <sup>eq</sup>		Äquivalente Kraft
* <sup>frei</sup>		Freie Schnittstelle

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>II</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>IV</b>
<b>Abstract</b>	<b>V</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>VI</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>VII</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>X</b>
<b>1 Motivation und Zielsetzung</b>	<b>1</b>
1.1 Störgeräusche in elektrischen Lenksystemen . . . . .	1
1.2 Zielsetzungen und Aufbau der Arbeit . . . . .	2
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Elektrische Lenksysteme . . . . .	4
2.1.1 Krafteinleitung in Lenksysteme . . . . .	5
2.1.2 Geräusch-Phänomene in elektrischen Lenksystemen . . . . .	7
2.2 Transferpfadanalyse . . . . .	10
2.2.1 Methoden der Transferpfadanalyse . . . . .	10
2.2.2 Anwendungen der Komponentenorientierten Transferpfadanalyse . .	12
2.3 Bewertung von Geräuschen . . . . .	14
2.3.1 Subjektive Bewertung von Geräuschen . . . . .	15
2.3.2 Objektive Bewertung von Geräuschen . . . . .	16
<b>3 Analysemethoden</b>	<b>19</b>
3.1 Spektrale Unebenheitshöhe . . . . .	19
3.2 Transferpfadanalyse . . . . .	21
3.2.1 Übertragungsfunktion . . . . .	21
3.2.2 Methoden der Transferpfadanalyse . . . . .	22
3.2.3 Virtuelle Punkttransformation . . . . .	29
3.2.4 Auralisierung der äquivalenten Kräfte . . . . .	31
3.3 Akustik und Signalanalyse . . . . .	32
3.3.1 Physiologisches und psychologisches Hören . . . . .	33
3.3.2 Lineare Regression . . . . .	43
3.3.3 Kreuzkorrelation . . . . .	44
<b>4 Systembeschreibung und Wirkkette</b>	<b>45</b>
4.1 Aufbau und Funktionen der Subkomponenten im achsparallelen Lenkgetriebe	47
4.1.1 Druckstück, Ritzel und Zahnstange . . . . .	47
4.1.2 Kugelgewindetrieb . . . . .	51

4.1.3	Methode zur Steifigkeitsbestimmung im elektrischen Lenkgetriebe . . .	52
4.2	Krafteinleitung in elektrische Lenksysteme . . . . .	54
4.2.1	Eigenmoden der Vorderachse . . . . .	54
4.2.2	Fahrbahneigenschaften . . . . .	57
4.3	Impulsentstehung im elektrischen Lenkgetriebe . . . . .	63
4.4	Transferpfade: Lenkgetriebe im Fahrzeugverbund . . . . .	69
4.5	Nachweisbarkeit Störgeräusche im Luftschall . . . . .	71
4.6	Zusammenfassung . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Bestimmung der äquivalenten Kräfte am Komponentenprüfstand</b>	<b>74</b>
5.1	Charakterisierung Prüfstand und Messdatenerhebung . . . . .	74
5.2	Methodenvergleich: Bestimmung der äquivalenten Kräfte . . . . .	82
5.2.1	Minimalmodell . . . . .	82
5.2.2	Impulshammeranregung . . . . .	90
5.2.3	Betriebsdaten . . . . .	96
5.3	Zusammenfassung . . . . .	103
<b>6</b>	<b>Objektivierung von impulshaften Störgeräuschen</b>	<b>104</b>
6.1	Messungen im Gesamtfahrzeug . . . . .	105
6.1.1	Luftschall im Fahrzeuginnenraum . . . . .	105
6.1.2	Körperschall am KGT . . . . .	107
6.2	Messungen am Prüfstand . . . . .	113
6.2.1	Körperschall am KGT . . . . .	113
6.2.2	Äquivalente Kräfte . . . . .	115
6.3	Auralisierter Luftschall . . . . .	119
6.4	Zusammenfassung . . . . .	121
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>123</b>
	<b>Literatur</b>	<b>XXVIII</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XXI</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XXII</b>
	<b>Anhang</b>	<b>XXIII</b>
	Anhang: Kapitel 4 . . . . .	XXIII
	Anhang: Kapitel 5 . . . . .	XXVI
	Anhang: Kapitel 6 . . . . .	XXVII

# 1 Motivation und Zielsetzung

## 1.1 Störgeräusche in elektrischen Lenksystemen

Die Kundenanforderungen an die Automobilindustrie und somit an die moderne Fahrzeugentwicklung sind im Bereich der technischen Akustik hoch. Während mit Betätigungsgeräuschen eine ordnungsgemäße Funktion von mechatronischen Systemen assoziiert wird, sind Störgeräusche im Fahrzeug zu vermeiden. Störgeräusche sind als nicht erwartbar klassifiziert und können neben einem verminderten Qualitätseindruck ebenso Defekte suggerieren [1].

Aufgrund enger Toleranzgrenzen sowie dem Zielkonflikt zwischen Lenkgefühl und Akustik können Störgeräusche, resultierend aus einem elektrischen Lenksystem, die Zufriedenheit der Fahrzeuginsassen mindern. Der Zielkonflikt besteht aus der Anforderung zur Realisierung eines guten Lenkgefühls bei einem niedrigen Reibungsniveau und damit der Notwendigkeit von mechanischen Spielen im Lenkgetriebe. Zu groß gewählte Spiele können jedoch zu akustischen Störgeräuschen bedingt durch das Lenkgetriebe führen [2]. Die Geräuschphänomene treten vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten beim Befahren von unebenen Straßen wie Kopfsteinpflaster auf. Als Hörprobe dient eine Luftschall Innenraumaufnahme bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 30 km/h auf grobem Kopfsteinpflaster. Das Geräusch hat im Allgemeinen keine Auswirkungen auf die Funktion sowie die Lebensdauer der Bauteile, wird aber von den Fahrzeuginsassen als impulshaftes Klappern wahrgenommen.

Die akustische Bewertung von Störgeräuschen resultierend aus elektrischen Lenkgetrieben erfolgt derzeit subjektiv im Gesamtfahrzeug. Diese Prototypenversuche sind kostenintensiv, zeitaufwendig, schwer reproduzierbar und erst in der späten Phase des Produktentwicklungsprozesses möglich. Zudem sind aufgrund der rein subjektiven Beurteilung keine klaren Definitionen von akustischen Zielwerten an die Komponente möglich. Aufgrund verkürzter Entwicklungsprozesse und der steigenden Variantenvielfalt im modernen Fahrzeugbau sind deshalb objektive Bewertungskriterien ohne einer Fahrzeugintegrationsumgebung in der frühen Entwicklungsphase auf der Komponentenebene notwendig.

## 1.2 Zielsetzungen und Aufbau der Arbeit

Diese Arbeit thematisiert die in der Einleitung angeführten Herausforderungen an die Störgeräuschkustik von elektrischen Lenksystemen. Zur Definition von objektiven und fahrzeugunabhängigen Anforderungen durch Grenzwerte ist zuerst die Untersuchung der Wirkkettenzusammenhänge zur Geräuscentstehung der subjektiv wahrnehmbaren Störgeräusche resultierend aus Lenksystemen notwendig. Als Zielsetzung gilt es, die Ursachen der resultierenden Störgeräuscentstehung im Lenkgetriebe und innerhalb des Gesamtfahrzeuges zu analysieren und die Wirkkette zu beschreiben.

Unter Anwendung der untersuchten Wirkkette sollen im nächsten Schritt Werkzeuge und Methoden zur reproduzierbaren, objektiven und fahrzeugunabhängigen Erfassung der Störgeräusche dargestellt werden.

Mithilfe von Analysemethoden und Messungen sollen im letzten Schritt objektive Bewertungen zur fahrzeugunabhängigen Beurteilung der Störgeräuschkustik möglich sein.

Als Basis der Untersuchungen dient die Lenkgetriebebauform eines achsparallelen mechanischen Lenksystems. Neben dem Stand der Technik in Kapitel 2 und den angewendeten Analysemethoden in Kapitel 3 wird die Arbeit in drei Hauptkapitel gegliedert.

Zuerst wird die Komplexität der Wirkkette durch eine vereinfachte Betrachtung von Subsystemen anhand eines einfachen Mehrkörpersimulationsmodells sowie durch Fahrzeugmessungen in Kapitel 4 erläutert. Als Wirkkette wird dabei die impulsartige Beschleunigungsentstehung in der Komponente, resultierend aus den durch die Fahrbahn initiierten Kräfte bis zur Luftschallwahrnehmung im Innenraum bezeichnet. Als Fahrzeuganregung dienen unterschiedliche Fahrbahnoberflächen und ein Gesamtfahrzeugrollenprüfstand mit einer Profilrolle. Neben der Krafterleitung in das Lenksystem werden auch mögliche akustische Transferpfade sowie die Luftschallabstrahlung im Fahrzeuginnenraum untersucht. Zudem wird der detaillierte Aufbau eines Lenksystems vorgestellt und Spiele innerhalb der Komponente beschrieben.

Mithilfe des gewonnenen Systemverständnisses wird die Integration der Komponente in eine Prüfstands Umgebung in Kapitel 5 abgeleitet. Unterschiedliche Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte des Lenkgetriebes werden sowohl analytisch durch ein Simulationsmodell als auch experimentell untersucht. Die Prüfstandsintegration des Lenkgetriebes dient der Ableitung einer Methode zur fahrzeugunabhängigen akustischen Prüfung in der frühen Entwicklungsphase.

Eine der Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte an den Schnittstellen des Lenksystems wird im Anschluss in Kapitel 6 zur Gegenüberstellung von akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetrieben angewandt. Zur Definition von objektiven, unabhängigen Parametern werden psychoakustische Analysen auf die Fahrzeug- und Prüfstandsmessungen des Luft- und Körperschalls sowie auf die äquivalenten Kräfte angewendet. Für die Vorhersage und Analyse des Luftschalls werden die äquivalenten Kräfte aus den Prüfstandsmessungen mit den Übertragungsfunktionen des Fahrzeuges verrechnet und auralisiert. Die Methoden dienen der Ermittlung von Grenzwerten zur objektiven Beurteilung der impulshaften Störgeräusche auf der Gesamtfahrzeug- und Prüfstandsebene.

Das folgende Kapitel beschreibt den Stand der Technik hinsichtlich Lenksystemen sowie die Anwendung von objektiven Auswertemethoden.

## 2 Stand der Technik

Der Stand der Technik gliedert sich wie der Hauptteil in drei Kapitel. Für jedes Kapitel werden nachfolgend wichtige Methoden und Zusammenfassungen sowie Verweise auf ausgewählte Veröffentlichungen aufgezeigt. Die Analyse der Literaturquellen dient der Beschreibung möglicher Geräuschenstehungen in Lenksystemen mit der Einteilung von Geräuscharten, der fahrzeugunabhängigen Bewertung mithilfe von Transferpfadanalysemethoden sowie der objektiven Darstellung von Geräusch-Phänomenen durch hauptsächlich psychoakustische Analysemethoden.

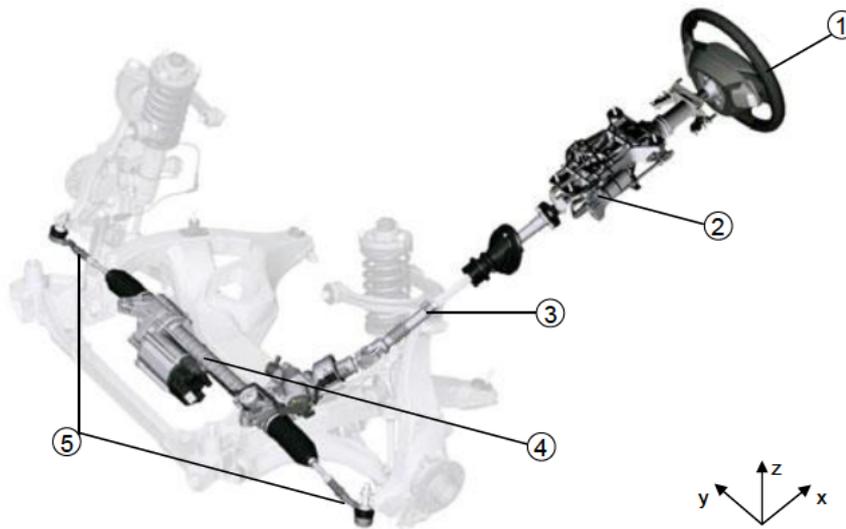
Zu Beginn des Literatur-Überblicks wird der Aufbau von elektrischen Lenksystemen (EPS, Electric Power Steering) erläutert. Anschließend werden Vorderachsschwingungen und Charakterisierungen von Fahrbahnoberflächen betrachtet, die einen wesentlichen Einfluss auf die Entstehung von den in der Arbeit betrachteten Störgeräuschen haben und der Beschreibung der Wirkkette dienen. Darauf folgend werden die aus der Literatur bekannten Geräusch-Phänomene von Lenksystemen gegliedert und charakterisiert.

Kapitel 2.2 stellt anschließend einen Überblick zu gängigen Methoden und Anwendungsbeispielen der Transferpfadanalyse dar. Wichtige methodische und physikalische Ansätze bei der experimentellen Bestimmung der äquivalenten Kräfte werden neben den Besonderheiten der Auralisierung aufgezeigt.

Abschließend sind in Kapitel 2.3 Möglichkeiten zur subjektiven und objektiven Bewertung von Geräuschen dargestellt.

## 2.1 Elektrische Lenksysteme

Die Fahrzeugquerführung von Straßenfahrzeugen erfolgt fast vollständig durch das Lenksystem. Die Komponente beeinflusst die Fahrsicherheit, Fahrdynamik sowie den Fahrkomfort wesentlich und prägt den Gesamtcharakter des Fahrzeuges [3] [4]. Schimpf [5] nutzt einen Hardware in the Loop (HiL) Prüfstand zur Charakterisierung der zahlreichen funktionalen Anforderungen an die Komponente und fasst die Eigenschaften der einzelnen Bauformen zusammen. Fokus dieser Arbeit sind Untersuchungen anhand eines achsparallelen elektrischen Lenksystems (EPS-apa), siehe Abbildung 2.1. Weitere Bauformen sind [6] zu entnehmen.



1	Lenkrad	4	Lenkgetriebe
2	Lenksäule	5	Spurstangen
3	Lenkspindel		

**Abbildung 2.1:** Achsparalleles elektrisches Lenksystem i.A.a. [7]

Das Fahrerhandmoment wird über den Lenkstrang durch das Lenkgetriebe von einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung bzw. Kraft an der Zahnstange gewandelt. Die Lenkkraftunterstützung erfolgt im modernen Fahrzeugbau durch eine Kombination von Sensoreinheit und Elektromotor [6]. Das für diese Arbeit verwendete Konstruktions-Koordinatensystem, das gegenüber dem Fahrdynamik-Koordinatensystem um  $180^\circ$  gedreht ist, wird ebenfalls in der Abbildung dargestellt [8].

Durch die Radschwingungen sowie Fahrbahnoberflächen bzw. aufgrund von Lenkbewegungen werden Kräfte und Momente über die Spurstangen und die Lenksäule in das Lenkgetriebe eingeleitet, wodurch Störgeräusche im Lenksystem entstehen können [9] [10]. Zwei Baugruppen lassen sich als Emissionsort identifizieren: Zum einen die Kombination aus Druckstück, Ritzel und dem Verzahnungseingriff, andererseits das Reduktionsgetriebe bestehend aus einem Kugelgewindetrieb (KGT) und dessen Lagerung [11]. Der detaillierte Aufbau und die Wirkzusammenhänge der Störgeräuschimpulsenstehung innerhalb der Komponente werden in Kapitel 4.1 erläutert.

Einen wesentlichen Beitrag der Störgeräuschenstehung im Lenkgetriebe stellen die dynamischen Spurstangenkräfte dar. Deshalb wird nachfolgend die Krafteinleitung durch typische Schwingungen der Vorderachse sowie Eigenschaften von Fahrbahnoberflächen beschrieben. Im Anschluss sind potenziell auftretende Geräusch-Phänomene in Lenksystemen aufgezeigt.

### 2.1.1 Krafteinleitung in Lenksysteme

Störgeräusche können unter bestimmten Belastungen, z.B. aufgrund wechselnder Spurstangenkräfte durch das Befahren von unebenen Kopfsteinpflasterfahrbahnen entstehen [9]. Zum Verständnis der Wirkzusammenhänge sind deshalb Charakterisierungen von Fahrbahnoberflächen und Eigenmoden der Vorderachse relevant.

#### Eigenmoden der Vorderachse

Aus der Kombination von Reifen- und Fahrwerkssteifigkeiten, gekoppelt mit den Trägheiten der radgedeckelten Massen, resultieren fahrzeug- bzw. achsspezifische Schwingungssysteme. Angrick [12] fasst dabei die Radeigenfrequenzbereiche, die neben den Aufbaufrequenzen relevant für den vertikalen Schwingungskomfort sind, aus verschiedenen Quellen in einem Bereich von 8 bis 16 Hz zusammen [13]. Typische Aufbaufrequenzen liegen im Bereich von 0,8 bis 1,5 Hz [14] [15]. Vereinfachte mechanische Modelle der Fahrzeugdynamik mit Auswirkungen auf die Vertikaldynamik sind in Willumeit [13] dargestellt.

Münster [16] beschreibt in seiner Arbeit die dynamischen Eigenschaften der Vorderachse durch die Substrukturierung mittels Vierpol-Methode und stellt mithilfe von Simulationen wesentliche Eigenschwingformen dar, welche Auswirkungen auf die Bewegung der Zahnstange im Lenksystem haben. Zur Definition von Teilsystemanforderungen trennt er die Baugruppen der Radaufhängung, der Rad-Reifenbaugruppe und das Lenkgetriebe virtuell, um in der frühen Entwicklungsphase Vorhersagen zu Fahreigenschaften und dem Fahrgefühl abschätzen zu können. Es werden hybride Verifikationsansätze angewendet, also experimentelle Versuche und Simulationsmodelle. So verwendet er zum Beispiel als Fahrbahnanregung synthetische Profile zur Untersuchung der Lenkraddreherschwingung (LDS). Als Simulationsgrundlage werden die Bauteile der Radaufhängung mit kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften abgebildet, wobei die Zahnstangenfreiheitsgrade vereinfacht zum einen als starr ( $v = 0$ ) und zum anderen als frei beweglich ( $F = 0$ ) modelliert werden, vgl. Tabelle 2.1. Trotz der frei beweglich modellierten Zahnstange bleibt eine Kopplung der beiden Räder über die Zahnstange bestehen, es existiert jedoch keine Verbindung zum Lenkgetriebe und dem Lenkstrang.

Als Ergebnisse der Simulation haben zwei Radeigenmoden wesentliche Auswirkungen auf die Zahnstangenbewegungen des Lenkgetriebes:

Anbindung der Zahnstange	Gegenphasiges Rollen vor und zurück	Gleichphasige Drehung um die Hochachse
Starr ( $v = 0$ )	10 Hz	26 Hz
Frei ( $F = 0$ )	11 Hz	28 Hz

**Tabelle 2.1:** Eigenmoden der Vorderachse nach Münster [16]

Tabelle 2.1 beschreibt zwei wesentliche Bewegungen der Räder im Resonanzfall. Die Beschreibung der Moden erfolgt in der Draufsicht auf die Vorderachse, vgl. Abbildung 4.8 in Kapitel 4.2.1. Da die Teilsysteme rückwirkungsbehaftet sind, gelten beide Modellierungen als Vereinfachungen [16].

### Eigenschaften von Fahrbahnoberflächen

Neben der Achskinematik hat die Fahrbahnoberfläche einen Einfluss auf die Entstehung von Störgeräuschen in Lenksystemen [10]. Moosmayr [17] unterscheidet zwei Gruppen von Fahrbahnanregungen. Zum einen impulshafte Anregungen, also Einzelanregungen, die z.B. durch Schlaglöcher, Schwellen oder Bahnübergänge hervorgerufen werden. Diese Art der Anregung lässt sich auch vereinfacht als Dreieckszeitimpuls darstellen. Abhängig von der Fahrwerksabstimmung und der Anregungscharakteristik werden dabei teilweise hohe Frequenzanteile angeregt. Obwohl der Fahrer durch das Befahren solcher Einzelanregungen unterbewusst Reaktionen des Fahrzeugs in Form von Störgeräuschen erwartet, mindern diese trotzdem den Qualitätseindruck. Auf der anderen Seite sind Störgeräusche, die zufällig und kontinuierlich auftreten, für die Fahrzeuginsassen lästiger als einmalige Ereignisse. Diese werden unter anderem durch unebene Straßenbeläge hervorgerufen [17].

Die Beschaffenheit von Fahrbahnoberflächen wird als Überlagerung von periodischen Grundwellen, stochastischem Grundrauschen und den bereits beschriebenen Einzelhindernissen beschrieben. Die Fahrbahnen regen somit Schwingungen im Fahrzeug an, wobei die angeregten Amplituden mit der Erhöhung der Frequenz und somit durch die Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit ansteigen [18] [19].

Nach der messtechnischen Erfassung von Fahrbahnprofilen, wie z.B. bei Gerz [20] und Graefe [21] dargestellt, wird die Strecke durch die spektrale Unebenheitshöhe  $\Phi_h$  über der Wegkreisfrequenz oder der Wellenlänge charakterisiert [22]. Die mathematischen Grundlagen zur Bestimmung der spektralen Unebenheitshöhe sind in Kapitel 3.1 beschrieben.

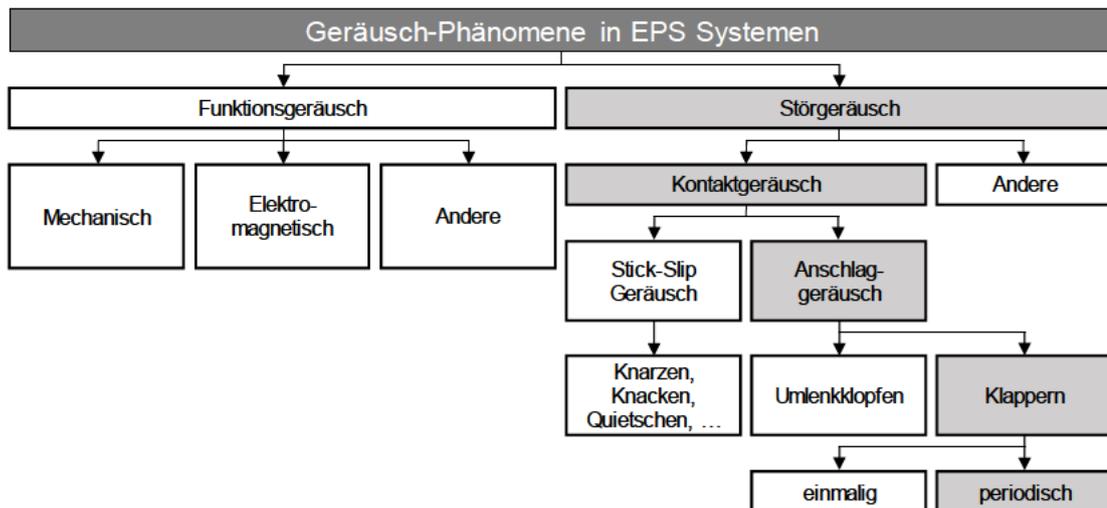
Braun [23] beschäftigt sich ebenfalls mit der Charakterisierung von Fahrbahnoberflächen, fasst dabei Messungen von verschiedenen Fahrbahnunebenheiten zusammen und ergänzt die Datenbasis anschließend durch eigene Messungen von Straßenprofilen. Löhe [24] stellt fest, dass Unebenheiten der spektralen Leistungsdichte in Kombination mit der Kohärenz nur schwer in Simulationsmodelle integrierbar ist. Als Lösungsvorschlag nutzt er unter anderem das Parkhilovski-Modell, das die stochastischen Unebenheiten als farbigen Rauschprozess, einer Filterung von weißem Rauschen, beschreibt.

Da bei dieser Modellierung für unterschiedliche Fahrbahnoberflächen keine Parameter existieren, extrahiert er diese aus vorhandenen Messdaten. Abschließend beschreibt Löhe [24] ein zweiachsiges Unebenheitsmodell, das die Fahrbahnebenheit nach den Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeuges unter anderem als Hub-, Nick- und Wankbewegung beschreibt und für einfache Simulationsmodelle verwendet werden kann.

Die Analysen der Fahrbahnebenheiten dienen in der vorliegenden Arbeit lediglich dem Aufbau des Wirkkettenverständnisses in Bezug auf mögliche Überhöhungen der Zahnstangenkräfte und werden nicht als Simulationseingangsparameter verwendet. Zudem liegt der Fokus auf stochastischen Fahrbahnanregungen. Einzelanregungen werden nicht detailliert durch Messergebnisse erläutert, die Erkenntnisse können aber auf diese Gruppe der Fahrbahnanregung angewendet werden. Im nächsten Abschnitt sind möglich auftretende Geräusch-Phänomene im Lenksystem klassifiziert und beschrieben.

### 2.1.2 Geräusch-Phänomene in elektrischen Lenksystemen

In elektrischen Lenksystemen können eine Vielzahl von unterschiedlichen Geräuschen entstehen. Die Geräusche lassen sich grob in Funktions- bzw. Betriebsgeräusche und Störgeräusche unterteilen [10] [9]. Eine detaillierte Unterteilung der Geräusch-Phänomene erfolgt in Anlehnung an Sturm [10] und Inhalten von Verkoyen [25] in Abbildung 2.2.



**Abbildung 2.2:** Aufteilung von Geräuschen im elektrischen Lenksystem i.A.a. [10] [25]

Funktionsgeräusche, die z.B. bei der Betätigung der elektrischen Lenksäulenverstellung auftreten, deren Klangbild auf die ordnungsgemäße Funktionsausführung schließen lässt, werden vom Fahrer erwartet und sind meist durch mechatronische Aktuatoren oder mechanische Wirkzusammenhänge hervorgerufen [26] [9]. Steinberg [27] stellt allerdings fest, dass Funktionsgeräusche bei einer schlechten Geräuschqualität als Störgeräusche empfunden werden können. Weiterführende Literatur zu den Entstehungsursachen und Maßnahmen der Kategorie Funktionsgeräusch lassen sich [26], [10] und [9] entnehmen.

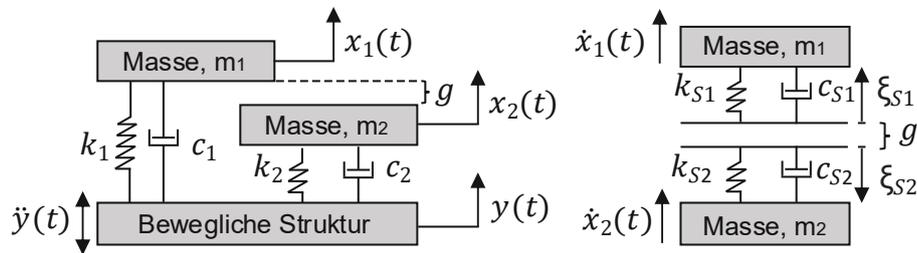
Geräusch-Phänomene, die nicht in direktem Zusammenhang mit der Lenkaufgabe stehen, werden als Störgeräusche bezeichnet [10]. Werden diese bewusst wahrgenommen und als lästig beurteilt, können sie sogar mit Defekten in Verbindung gebracht werden, was zu einem verminderten subjektiven Qualitätseindruck führen kann [28]. Ziel der Fahrzeugentwicklung ist, dass Störgeräusche von den Fahrzeuginsassen nicht wahrgenommen werden [26] [29].

Die Ursachen für Störgeräusche sind häufig Kontaktgeräusche, die einen sehr ausgeprägten und impulshaften Charakter besitzen [10]. Als Grundvoraussetzung für die Entstehung von Kontaktgeräuschen gelten nach Steinberg [27], [30] zwei Bedingungen: a) Es muss ein Kontakt zwischen Bauteilen möglich sein und b) es muss eine Relativbewegung zwischen den beteiligten Körpern geben. Daraus resultieren zwei unterschiedliche Fehlerursachen und Geräuschkategorien [17] [10].

Die erste Kategorie der Kontaktgeräusche wird durch das ruckartige Losreißen zweier sich relativ zueinander bewegender Bauteile hervorgerufen. Die Abstrahlung in Körper- bzw. Luftschall geschieht durch Schwingungsimpulse, induziert durch Haften (Stick) und Gleiten (Slip), abhängig von den Bauteileigenresonanzen. Es handelt sich dabei nicht um eine gleitende Bewegung, sondern um kurze, stotternde Intervalle [17] [27]. Resultierend sind Geräusche wie „Knarzen“, „Knacken“ oder „Quietschen“. Diese impulsartigen Antworten sind charakteristisch für Störgeräusche in Lenksystemen, die durch Stick-Slip Effekte hervorgerufen werden [10]. Beispielsweise können als Resultat von Laständerungen der Radaufstandskräfte ortsbestimmte Impulse durch Relativbewegungen zwischen Lager und Gehäuse entstehen. Weiterführende physikalische Beschreibungen der Reibungseffekte und deren Wirkzusammenhänge sind z.B. in Marques et al. [31] nachzulesen.

Kontaktgeräusche lassen sich neben der Kategorie Stick-Slip auch in Anschlaggeräusche unterteilen. Nach Steinberg [27] resultiert das Anschlaggeräusch durch einen mechanischen Kontakt von Bauteilen. Aus einem Stoß zwischen zwei sich unabhängig voneinander bewegenden Bauteilen entstehen zwei Effekte aus denen Schallemissionen resultieren: Ein oder beide beteiligten Körper werden zu Schwingungen angeregt, welche an den Grenzschichten in Körper- bzw. Luftschall umgewandelt werden. Weiter wird durch den Kontakt die Luft als Medium aus der Kontaktzone stoßartig verdrängt, was zu einer Dichtewelle im Luftschall führt. Abhängig von den beteiligten Bauteilen und deren mechanischen Eigenschaften treten verschiedene Geräusche auf. So schwingen Körper mit einer hohen Eigendämpfung und hohem spezifischen Gewicht kürzer als leichte Körper mit geringer Eigendämpfung. Sturm [10] vernachlässigt in seiner Arbeit die direkte Luftschallabstrahlung durch die Anschlaggeräusche bei Untersuchungen im Lenksystem und fokussiert sich auf den Körperschall.

Die Ursache der Anschlageffekte ist dabei als linear und zeitinvariant anzunehmen. Bei einer Anregung durch Rauschen treten also bei gleichem Leistungsdichtespektrum identische Störgeräusche auf. Die Wirkzusammenhänge können vereinfacht durch ein Modell in zwei unterschiedlichen Zuständen beschrieben werden [17].



**Abbildung 2.3:** Entstehung von Anschlageffekten: Zustand 1 (links), Zustand 2 (rechts) i.A.a [17] [10]

Das erste Modell (1) stellt den nicht gekoppelten Zustand der beiden Körper mit der Masse  $m_1$  und  $m_2$  dar. Es dient der Beschreibung des zugrunde liegenden Antriebsmechanismus, der benachbarte und nicht gekoppelte Bauteile in Schwingung versetzt, obwohl diese keine Kräfte aufeinander auswirken. Vorgegebene Beschleunigungen der beweglichen Struktur  $\ddot{y}(t)$  werden durch eine Feder-Dämpfer Verbindungen zu den passiven zueinander rückwirkungsfreien Körpern übertragen. Der Abstand  $g$  symbolisiert, dass die beiden Körper nicht direkt miteinander verbunden sind. Ähnliche vereinfachte Betrachtungen lassen sich auch von Modellen mit Wechselwirkungen und Relativkontakt zueinander ableiten [10].

Sobald es zu einer Berührung der Bauteile kommt, kann Zustand (2) zur Beschreibung des Kontaktes genutzt werden. Trotz des Kontaktes weist das System zwei Freiheitsgrade auf. Die Eingangsgröße des Kontaktmodells ist durch die kinetische Energie der beiden Massen aus Zustand (1) bestimmt. Die elastische Deformation ist durch das lineare Feder/Dämpfer Kelvin-Voigt Modell  $k_s, c_s$  beschrieben: Die beiden Federn beschreiben die Steifigkeit  $k$  der jeweiligen Körperoberfläche, die Dämpfer mit der Dämpfungskonstante  $c$  dissipieren die kinetische Energie. Die Eindringtiefe der Körper ist durch  $\xi$  dargestellt [10] [17]. Somit ist für die Intensität des Geräusches nicht nur die Eigenfrequenz und der Impuls der Bauteile bedeutend, sondern auch die Oberflächenbeschaffenheit. Je härter die Materialpaarung ist, desto impulshafter sind die Schallemissionen [17] [27].

Anschlageräusche in Lenksystemen lassen sich wiederum in zwei Phänomene unterteilen, denen dieselben Ursachen zugrunde liegen, auch wenn die Anregungsart sowie die beteiligten Bauteile unterschiedlich sein können. Der Energieeintrag kann entweder durch das Lenkmoment oder durch die Spurstangen erfolgen [10]. Der erste Fall lässt sich als Umlenk-klopfen klassifizieren und resultiert aufgrund des Energieeintrages durch einen schnellen Wechsel der Lenkrichtung, meist im Stand oder während des Parkiermanövers. Analytische und experimentelle Untersuchungsergebnisse von Kim et al. [32] zeigen, dass das Umlenk-klopfen durch einen Kontakt zwischen Ritzel und Zahnstange im Bereich des Kraftnull-durchganges und neutralem Lenkwinkel bei gleichzeitiger Biegung der Zahnstange entsteht.

Anschlaggeräusche lassen sich neben dem Umlenkklopfen, das durch den Lenkvorgang initiiert wird, auch in das Geräusch-Phänomen Klappern einteilen. Der Kraftertrag erfolgt über die Fahrbahnregung durch Einzelhindernisse oder einer stochastischen Fahrbahnoberfläche [10]. Verkoyen [25] unterteilt das Geräusch bei Untersuchungen eines hydraulischen Lenksystems in eine einmalige transiente und in periodische Pulsationen, also Geräusche die in regelmäßigen Abständen auftreten. Die Charakteristik der Geräusche ist abhängig von der Krafterleitung durch die Fahrbahn und dadurch bedingt von der Vorderachskinematik und Fahrzeuggeschwindigkeit sowie vom Lenkwinkel und den dynamischen Pfeilungswinkeln der Spurstangen. Wie beim Phänomen des Umlenkklopfens, entstehen die einzelnen Impulse im Bereich des Nulldurchganges der Summenspurstangenkraft. Es wird angenommen, dass in diesem Zustand die größten Spiele zwischen den einzelnen Bauteilen innerhalb der Komponente aufgrund geringer Vorspannungen vorhanden sind [10]. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf den periodischen Klapperstörgeräuschen, vor allem hervorgerufen durch das Befahren von unebenen Fahrbahnoberflächen wie Kopfsteinpflaster.

Der in Kapitel 2.1 beschriebene Stand der Technik ist für die Beschreibung der Wirkkette der Impulsentstehung bis zur Luftschallabstrahlung im Fahrzeuginnenraum relevant. Diese Wirkkette wird in Kapitel 4 detailliert anhand von Messdaten und einer einfachen Simulation erläutert.

Für fahrzeugunabhängige, objektive Bewertungsverfahren sind die Methoden der Transferpfadanalyse und die Bestimmung von äquivalenten Kräften relevant und werden nachfolgend beschrieben.

## 2.2 Transferpfadanalyse

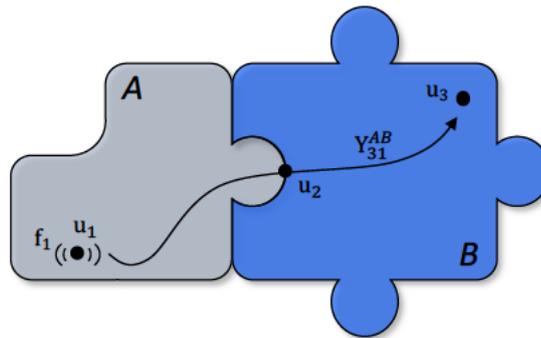
Das Kapitel umfasst die Anwendungen von Transferpfadanalysen in der Automobilindustrie und stellt einen kurzen Ausblick für andere industrielle Bereiche dar. Dabei wird der grundlegende Ansatz der Substrukturierung eines Systems erläutert und die Möglichkeiten zur Bestimmung von äquivalenten Kräften aufgezeigt. In Kapitel 2.2.2 ist eine Auswahl von Anwendungen der Komponentenorientierten Transferpfadanalyse mit den jeweiligen Besonderheiten bei der experimentellen Ausführung sowie Weiterentwicklungen der ursprünglichen Methoden aufgezeigt. Zusätzlich werden Methoden zur akustischen Auralisierung der Kräfte beschrieben.

### 2.2.1 Methoden der Transferpfadanalyse

Die Entwicklung und Anwendung von Methoden der Transferpfadanalyse (TPA) haben historisch gesehen unterschiedliche Ziele und dienen der Analyse bzw. Optimierung von Geräuschen und Vibrationen in Produkten. So teilen van der Sejis et al. [33] die Anwendungen in drei Bereiche ein.

Erste Anwendungen finden die Methoden der TPA in den 1950er Jahren zur Reduktion von Motorvibrationen bei militärischen Schiffen und U-Booten mit dem Ziel der schwereren Ortung. Des Weiteren werden die Ansätze der Transferpfadanalyse im Bereich der Luft- und Raumfahrt aufgrund von Sicherheitsaspekten zur Optimierung von Materialermüdungserscheinungen genutzt. Zuletzt finden die Methoden in der Automobilindustrie zur Analyse des akustischen Komforts Anwendung.

Die Methoden der Transferpfadanalyse werden häufig sehr fallspezifisch angewendet. Trotz ähnlicher bzw. gleicher physikalischer Konzepte existieren keine einheitlichen Ansätze und Nomenklaturen. Van der Sejis et al. [33] greifen diese Problemstellung auf und analysieren die verschiedenen Anwendungsbereiche. Zusätzlich beschreiben sie die physikalischen Zusammenhänge und gliedern die Ansätze dabei in drei Methoden: Klassische TPA, Komponentenorientierte TPA und Operationelle TPA (OTPA). Zur Beschreibung aller Methoden dient die Unterteilung in Subsysteme, zum Beispiel in eine aktive Komponente A und eine passive Struktur B.



**Abbildung 2.4:** Prinzip TPA: Zusammengesetzte Strukturen i.A.a. [7] [34]

Der schematische Aufbau von zwei zusammengesetzten Strukturen ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Als aktive Komponente A dient beispielsweise das Lenkgetriebe mit einer inneren Anregungskraft  $f_1$  am Knoten  $u_1$ . Aufgrund einer Kopplung am Knotenpunkt  $u_2$  mit der passiven Struktur B kann die Antwort der Kraftanregung am Knoten  $u_3$  wahrgenommen werden. Als Antwortsignal gilt im spezifischen Anwendungsfall dieser Arbeit der Schalldruck am Fahrerohr oder das Signal eines Beschleunigungssensors am Vorderachsträger (VAT). Ein Zusammenhang zwischen Knoten  $u_1$  und  $u_3$  besteht durch die Admittanzmatrix  $Y_{31}$  [7] [34]. Die Grundlagen werden in Kapitel 3.2.2 detailliert beschrieben.

Während die drei genannten Verfahren ähnliche Ansätze aufweisen, unterscheiden sie sich in der Einordnung im Entwicklungsprozess und durch die gewonnenen Erkenntnisse. Arsić et al. [35] beschreiben typische Anwendungen der Methoden in den verschiedenen Phasen der Fahrzeugentwicklung, die nachfolgend erläutert werden.

Die Klassische TPA dient zur umfassenden physikalischen Beschreibung des Gesamtsystems mittels Fügstellenkräften am Knotenpunkt  $u_2$ . Diese können z.B. durch Kraftsensoren im Gesamtsystem  $AB$  oder mittels Beschleunigungssensoren und Matrixinversion bestimmt werden. Nach den Betriebsmessungen wird die aktive Komponente entfernt und das passive System anhand einer Übertragungsfunktionen (FRF, Frequency Response Function) charakterisiert. Durch die Matrixinversion dieser Übertragungsfunktion kann neben den Betriebskräften an den Knotenpunkten auch auf die jeweiligen Transferbeiträge geschlossen werden. Nachteil ist, dass durch eine Modifikation bzw. nach dem Austausch von Subsystemen das gesamte System erneut vermessen werden muss. Zudem können keine Rückschlüsse auf die isolierten Kräfte der aktiven Komponente getroffen werden, die auf das Gesamtsystem wirken. Die Methode ist nicht unabhängig vom Empfänger.

Andererseits kann das System mit der Komponentenbasierten TPA durch äquivalente Kräfte, auch Blocked Forces (BF) genannt, beschrieben werden. Diese Kräfte resultieren aus der aktiven Komponente und können unabhängig vom Empfänger bzw. der Fahrzeugintegrationsumgebung bestimmt werden, also auch in einer Prüfstandsumgebung. Dabei existieren vier Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte:

1. Direkte Kraftmessung: Die Schnittstellenkräfte werden mittels Kraftsensoren zwischen der Komponente A und einer idealen unendlichen Steifigkeit direkt bestimmt
2. Freie Geschwindigkeiten: Die Komponente hat keine Rückwirkungen zur Umgebung, wird somit in der praktischen Umsetzung z.B. frei und umgebungsunabhängig aufgehängt. Die Kräfte werden durch die resultierenden Beschleunigungen bestimmt
3. Hybride Schnittstelle am Prüfstand: Die Kräfte werden aus der Summe der direkt gemessenen sowie der resultierenden In-Situ Kräfte bestimmt
4. In-Situ Kräfte: Die Kräfte werden mittels Multiplikation der inversen Übertragungsfunktion und der gemessenen Verschiebungen bzw. Beschleunigungen am Knotenpunkt berechnet

Durch die Zusammensetzung der ermittelten äquivalenten Kräfte mit der Übertragungsfunktion des Gesamtsystems können Vorhersagen im Luft- oder Körperschall getroffen werden. Die Grundlagen werden in Kapitel 2.2 dargestellt.

Als letzte Methode ist die Operationelle TPA zu nennen, welche häufig im späten Entwicklungszyklus zur Beschreibung und Analyse der einzelnen Schallbeiträge und Übertragungspfade dient. Die Analyse zielt dabei nicht auf eine umfassende physikalische Systembeschreibung ab. Es werden lediglich die kritischen Übertragungspfade und deren Anteile am Gesamtpegel charakterisiert. Deshalb sind auch keine aufwendigen, experimentellen Bestimmungen der Übertragungsfunktionen notwendig. Optimierungen sind nach der Identifikation der kritischen Pfade durch Modifikationen möglich. [33] [35]

In dieser Arbeit wird das Lenkgetriebe mit äquivalenten Kräften durch die Anwendung der Komponentenorientierten TPA in einer Prüfstandsumgebung charakterisiert. Anwendungsfälle dieser Transferpfadmethode werden nachfolgend beschrieben. Grundlagen und Anwendungen der Klassischen sowie Operationellen TPA werden nicht genauer erläutert und sind [33] sowie [35] zu entnehmen.

### 2.2.2 Anwendungen der Komponentenorientierten Transferpfadanalyse

Alber et al. [36] bestimmen die äquivalenten Kräfte mittels der In-Situ Methode anhand von Prüfstandversuchen am Beispiel der Durchlenkakustik bei elektrischen Lenksystemen. Die Bestimmung von In-Situ Blocked Forces erfolgt durch die Matrixinversion nach den Betriebsdatenmessungen und der Bestimmung der Übertragungsfunktion auf Beschleunigungsebene. Sie wenden die Onboard Validierung an, vergleichen also die tatsächlich gemessenen Beschleunigungen an der passiven Struktur mit den vorhergesagten Ergebnissen, welche aus der Multiplikation der Blocked Forces und der Übertragungsfunktion resultieren. Als Anregung wird zum einen ein Durchlenkmanöver und zum anderen eine künstliche Kraftanregung der aktiven Struktur mittels Impulshammer gewählt. Beide Anregungsformen liefern gute Ergebnisse bei der Onboard Validierung. Die Abweichung zwischen der tatsächlich gemessenen Geschwindigkeit und die aus den Blocked Forces berechnete Vorhersage ist über weite Frequenzbereiche gering.

Im Anschluss wird die passive Struktur durch eine zusätzliche Masse modifiziert und dadurch das Strukturverhalten ohne vorhandenem Montageeinfluss geändert. Eine weitere Übertragungsfunktion des modifizierten Systems wird experimentell gebildet und die Betriebsdaten des Durchlenkmanövers und der künstlichen Kraftanregung werden gemessen. Aus der modifizierten Übertragungsfunktion und den Blocked Forces des nicht modifizierten Systems wird die Vorhersage mit den tatsächlich gemessenen Daten verglichen. Im theoretischen Fall sind keine Unterschiede zwischen den Vorhersagen zu erwarten, da die Blocked Forces unabhängig von der verbundenen Struktur sind. Der Versuch dient damit einer modifizierten Onboard Validierung, bei welcher der Montageeinfluss ausgeschlossen wird. Als Ergebnis resultieren trotz Modifikation der passiven Struktur gute Vorhersagen, jedoch größere Abweichungen wie bei der ursprünglichen Onboard Validierung. Die Ergebnisqualität des tatsächlichen Lenkmanövers ist besser als die Resultate durch die Impulshammeranregung. Alber et al. [36] begründen die Ergebnisse damit, dass für die Verrechnung der BF lediglich translatorische Kräfte zur Bestimmung angewandt werden und keine Momente betrachtet werden. Der Impulshammereintrag erfolgt im Raumwinkel, wodurch höhere Momente als bei der Durchführung des Durchlenkmanövers resultieren. Zusätzlich vermuten sie die Abweichungen durch die Modifikation aufgrund einer zunehmenden Systemkomplexität, also einer veränderten Strukturmechanik. Abschließend stellen sie fest, dass durch die Bestimmung der In-Situ Blocked Force Methode Vergleiche und Unterscheidungen von Lenksystemen am Prüfstand gebildet werden können und mithilfe von Gesamtfahrzeugübertragungsfunktionen Vorhersagen im Fahrzeuginnenraum getroffen werden können.

Sturm [10] lokalisiert und quantifiziert die internen Anregungen und Mechanismen mittels In-Situ Blocked Forces, die zu transienten Geräuschen in elektrischen Lenksystemen führen und nutzt dafür einen Komponentenprüfstand. Hierfür entwickelt er einen im Zeitbereich basierten Algorithmus, der aus der Methode der kleinsten mittleren Quadrate abgeleitet ist.

Einen ähnlichen Ansatz verfolgen auch Zabel et al. [37]. In der Veröffentlichung wird die Quellenanregung nicht als Blackbox betrachtet, sondern es folgt eine genaue Charakterisierung der internen Anregungen anhand der Blocked Forces. Hierfür entwickeln sie die Methode bfTPA zur Bestimmung der internen Anregungen  $f_1$  und vergleichen die Ergebnisse mit den In-Situ bestimmten Blocked Forces sowie Momenten. Sie weisen die Wirksamkeit der Methode anhand eines einfachen experimentellen Modells nach, indem sie einen Stahlbalken in die Bereiche interne Quelle, interner Empfänger und den eigentlichen Empfänger B teilen und die Struktur mittels Impulshammer anregen.

Wegerhoff et al. [38] nutzen hybride Ansätze zur Vorhersage von Luft- und Körperschall durch die Kombination von experimentellen In-Situ Blocked Forces und der anschließenden numerischen Verrechnung von Transferpfaden aus Simulationsmodellen. Sie heben hervor, dass die äquivalenten Kräfte an der Schnittstelle vollständig bestimmt sein müssen. Andernfalls besteht keine vollständige Unabhängigkeit zur Empfängerstruktur, weshalb Fehler entstehen. Zur Überprüfung dieses Kriteriums entwickeln sie das Interface Completeness Criterion+ (ICC+), eine Weiterentwicklung des ICC Kriteriums von Meggitt et al. [39], das auch die Amplituden im Frequenzbereich betrachtet. Besonders wenn die Struktur in höheren Frequenzbereichen nicht mehr als Starrkörper betrachtet werden kann, sind mehrere Freiheitsgrade zur Systembeschreibung der Matrizen mit zusätzlichen Indikatoren notwendig.

Sie validieren die Methode durch experimentelle Versuche an zwei Stahlbalken, die durch eine Aluminiumplatte gekoppelt sind. Hierbei trennen sie das System nicht wie in anderen Literaturen bei typischen Schnittstellen, wie den Anschraubpunkten, sondern schneiden die Struktur virtuell beliebig innerhalb der Aluminiumplatte frei. Als Anregung dienen ein Impulshammer und ein Gummiball. Die Vorhersagen im Luftschall sind durch die experimentelle Bestimmung sowie der numerischen Verrechnung für beide Anregungsarten sehr gut.

Auch Häußler [40] beschäftigt sich mit der Auralisierung von äquivalenten Kräften, angewandt auf die akustischen Vorhersagen am Beispiel eines Klimakompressors bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen (BEV, Battery Electric Vehicle). Er erarbeitet eine Methode zur experimentellen Identifikation von Gummilagermodellen und nutzt die Ergebnisse zur Luftschallvorhersage mittels eines virtuellen Zusammenbaus mehrerer Subkomponenten durch die Methode der Dynamischen Substrukturierung (DS). Wichtig bei der anschließenden Auralisierung der äquivalenten Kräfte ist, dass bei der Rücktransformation in den Zeitbereich (IFT) Methoden für die Unterdrückung von hörbaren Klickeffekten angewendet werden. Diese Klickeffekte resultieren aus der Aneinanderreihung der Zeitblöcke und können z.B. durch die Anwendung einer Hanning-Fensterung an den Blockgrenzen gedämpft werden. Alternativ ist auch die Anwendung von Filtern möglich.

Zusammenfassend bietet die Bestimmung der äquivalenten Kräfte mit anschließender Auralisierung die Möglichkeit, akustische Entwicklungsprozesse in der frühen Phase zu beschleunigen und zu optimieren. Zur besseren subjektiven Beurteilung der Vorhersagen im Luftschall, überlagert Nentwich [41] das auralisierte Signal mit typischen, im Fahrzeug auftretenden Umgebungsgeräuschen. Die subjektive Empfindung und die Qualität der Bewertungen können durch die Überlagerung von z.B. Abrollakustik, Motorengeräusch und Windgeräusch verbessert werden.

Beispiele und Methoden zur subjektiven und objektiven Bewertung von Geräuschen bzw. Störgeräuschen werden im nachfolgenden Kapitel genannt.

## 2.3 Bewertung von Geräuschen

Ist eine Vermeidung von Störgeräuschen nicht möglich, müssen diese bewertet und klassifiziert werden. Das nachfolgende Kapitel beschreibt subjektive Bewertungsverfahren, die von den individuellen und persönlichen Erfahrungen abhängig sind. Die Psychologie sowie psychoakustische Ansätze sind dabei von wesentlicher Bedeutung, deren empirischen Zusammenhänge auch zur objektiven Kennwertbildung genutzt werden. Methoden der objektiven Bewertung von Störgeräuschen werden in Kapitel 2.3.2 beschrieben.

### 2.3.1 Subjektive Bewertung von Geräuschen

In der vorliegenden Arbeit wird das Störgeräusch in Kapitel 6 mithilfe von Korrelationen aus verschiedenen objektiven Auswerteverfahren mit subjektiven Bewertungen verglichen. Als Datenbasis dienen eine Reihe von Fahrversuchen, die mittels eines Bewertungsindex (BI) von Akustikexperten [42] beurteilt wurden. Diese Klassifizierung ist in der Automobilindustrie ein gängiger Bewertungsmaßstab. Die gesamte BI Skala ist dabei in die Werte von 1 bis 10 unterteilt, wobei die Grenzbereiche (8 - 10) und (1 - 3) nur in seltenen Fällen vergeben werden [27]. Zur genaueren Einteilung werden häufig nicht nur ganzzahlige Werte vergeben, sondern die Unterteilung erfolgt in halben oder dritten Stufen.

Kleucker [43] stellt dabei angelehnt an Zeitler [44] eine Erweiterung dieser Skala vor. Die Bewertung von Geräuschen ist von biologischen und psychologischen Faktoren abhängig und deshalb nur bedingt reproduzierbar und einheitlich. Deshalb empfiehlt er eine Trennung zwischen der Beschreibung und der Bewertung des Geräusches mithilfe einer Kategorienskala und erst anschließend den Übertrag auf die BI Skala. Anhand einer feinen Aufteilung werden zuerst bestimmte Merkmale (z.B. Lautheit oder Lästigkeit) bewertet. Anschließend erfolgt durch vorher definierte Kriterien, die für unterschiedliche Fahrzeugklassen variieren können, die Übertragung auf die BI Skala.

Neben der BI Skala gibt es viele weitere Möglichkeiten der subjektiven Bewertung von Geräuschen. So nennen Otto et al. [45] den Paarvergleich zur qualitativen Gegenüberstellung ohne einer absoluten Bewertung, wodurch sich Geräusche qualitativ durch A - B Vergleiche charakterisieren lassen.

Einen weiteren Ansatz zur mehrdimensionalen Bewertung von Geräuschen wendet Liebing [46] bei der Analyse von Türschließgeräuschen durch die Methode des Semantischen Differentials an. Die von Osgood et al. [47] entwickelte Methode betrachtet mehrere Adjektivpaare, die auf einer meist siebenstufigen bipolaren Bewertungsskala beurteilt werden. Die unterschiedlichen Geräusche werden von Versuchspersonen sowohl durch wertungsfreie (z.B. rauh - glatt) als auch durch wertende (z.B. angenehm - unangenehm) Adjektive beurteilt. Hierdurch lassen sich relative Unterschiede von Geräuschen gegenüberstellen.

Letens [48] weist darauf hin, dass Geräusche sowohl dem Image-Anspruch des Herstellers als auch dem Fahrzeugtyp entsprechen müssen.

So haben zum Beispiel neben der Erwartungshaltung auch visuelle Stimulationen Auswirkungen auf die subjektive Lautheitsbeurteilung. Menzel et al. [49] finden heraus, dass gleich laute Motorengeräusche von roten Fahrzeugen als lauter empfunden werden, obwohl lediglich Standbilder des gleichen Derivates in unterschiedlichen Farben bei Hörversuchen gezeigt werden. Auch Hoeger et al. [50] stellen einen ähnlichen Einfluss bei identischen Geräuschen durch eine Variation der Größe von Lastkraftwagen fest. So werden größere Fahrzeuge subjektiv als lauter beurteilt.

Zusätzliche Sinneswahrnehmungen haben zusammenfassend Auswirkungen auf die Beurteilung von Geräuschen. Deshalb empfehlen auch Schulte-Fortkamp et al. [28] bei Probandenversuchen zur Beurteilung von Geräuschen die Umsetzung bzw. Ausführung in einem Fahrsimulator, der an die reale Umgebung angelehnt ist.

Trotz einer Vielzahl von unterschiedlichen Methoden und Hilfsmitteln zur subjektiven Bewertung von Geräuschen sind neben den physischen Einflüssen auf die Beurteiler auch die mäßige Reproduzierbarkeit und eine fehlende Automatisierung als Nachteile zu nennen [51]. Aus diesen Gründen werden nachfolgend Methoden und Analysen zur objektiven Bewertung aufgezeigt.

### 2.3.2 Objektive Bewertung von Geräuschen

Zeller [52] definiert als Zielsetzung für die Fahrzeugentwicklung eine Korrelation zwischen den subjektiven Bewertungen und den objektiv messbaren Größen mithilfe von mathematischen Verfahren. Objektivierung bedeutet in diesem Kontext die empirische Modellierung der menschlichen Komfortbeurteilung durch die Verknüpfung der objektiven Messwerte mit den zugehörigen subjektiven Bewertungen.

Zur objektiven Erfassung und Auswertung ist eine vorherige Klassifikation hilfreich. Im Forschungsvorhaben der FVV Nr. 951 [53] werden deshalb zahlreiche Geräusch-Phänomene klassifiziert und passende Analyseverfahren empfohlen. So wird das Störgeräusch Klappern als breitbandiges (hörbarer Bereich  $> 1 - 2$  Bark), hochfrequent (Schwerpunkt  $> 1000$  Hz), impulshaftes Störgeräusch mit einer mittleren Modulationsfrequenz (10 Hz - 40 Hz) bezeichnet.

Vor der Anwendung von geeigneten Luftschallanalysen ist die Verwendung von Filtern üblich. So empfiehlt Genuit [54] einen Hochpassfilter zur Trennung der niederfrequenten Frequenzanteile, die aus der Abrollakustik resultieren. Auch Grenier [55] empfiehlt eine Vorfilterung oder eine Einteilung in Frequenzbänder und fasst in der Veröffentlichung wesentliche Erkenntnisse bei der Analyse von Klapper- und Quietschgeräuschen zusammen. Ohne einer Vorkonditionierung des Signals können Frequenzanteile, die nicht dem Störgeräusch zugeordnet sind, den Signal-Rausch-Abstand der Analyse verschlechtern.

Trotz einer Vorfilterung sind die subjektiv empfundenen Geräusche häufig nicht mit konventionellen Auswertemethoden wie dem Schalldruckpegel bewertbar. So weisen Genuit et al. [56] nach, dass die psychoakustischen Größen der Rauigkeit und der Tonhaltigkeit weitgehend unabhängig vom Schalldruckpegel sind. Obwohl der Schalldruck bei zunehmender Distanz abnimmt, ist eine Reduktion der Störempfindung nicht zwingend feststellbar. Auch anhand von Untersuchungen in der Lärmforschung finden Genuit und Fiebig [57] heraus, dass eine Beurteilung der Lärmbelastung oder Lästigkeit nicht alleine über den Schalldruck ausgedrückt werden kann. Es müssen mehrere psychoakustische Eigenschaften des menschlichen Gehörs, wie z.B. Lautheit, Schärfe und Rauigkeit abgebildet werden. Auch Sinambari und Sentpali [9] weisen darauf hin, dass die Lautstärke eines Impulses bei kürzerer Dauer leiser erscheint als bei gleichem Schalldruckpegel mit einer längeren einwirkenden Dauer. Zur objektiven Betrachtung empfehlen sie deshalb die Anwendung von geräusch- und gehörspezifischen Analysen.

Als Beispiel zur Bewertung der Impulshaltigkeit beschreibt der Crest-Faktor das Verhältnis zwischen Spitzenwert und Effektivwert und kann als Indikator von Einzelimpulsen angewandt werden [55]. Zielführender zur Beschreibung der empfundenen Impulshaltigkeit sieht Atzler [53] jedoch den Einsatz der Kurtosis, welche die Pegeldifferenz gegenüber dem Grundrauschen im Gegensatz zum Crest-Faktor mitberücksichtigt.

Durch diese Statistikfunktion wird die zeitliche Änderung der Signalamplitude über eine definierte Anzahl von Abtastpunkten ausgedrückt. Wichtig bei beiden Analysen sind kurze Berechnungsintervalle, da bei der Wahl von zu langen Zeitbereichen der impulshafte Charakter nicht auflösbar ist [55].

Auch die Analyse des Relative Approaches ist zur Detektion und Bewertung von impulshaften Geräuschen wie Quietschen oder Klappern von der Firma *Head acoustics GmbH* entwickelt. Als Motivation des Auswerteverfahrens dient die menschliche Wahrnehmung, die auf zeitlich konstante oder langsam variierende Pegelverläufe schwach reagiert [54]. Durch den Algorithmus können im Gegensatz zu einer normalen FFT Analyse zeitliche und spektral auffällige Strukturen sowie Muster erkannt werden [58].

Die psychoakustischen Größen sind nicht ausschließlich auf Luftschallsignale anwendbar. Moritz et al. [59] weisen am Beispiel eines Getriebegeräusches die Anwendbarkeit von psychoakustischen Analysen für Körperschallsignale nach, wobei durch einen Korrekturfaktor bei Analysen der Lautheit und Rauigkeit Verbesserungen der Ergebnisqualität möglich sind. Durch die Anwendungen der Analysen auf Körperschallmessungen besteht eine geringere Störanfälligkeit gegenüber Fremdgeräuschen. Des Weiteren wird in [60] darauf hingewiesen, dass durch Analysen des Schnellesignals kein signifikanter Korrelationszugewinn im Vergleich zu dem unbehandelten Beschleunigungssignal möglich ist.

Die Anwendungen der psychoakustischen Analysen auf Körperschallsignale werden auch von Brecher et al. [61] bei Untersuchungen von Getriebeverzahnungen bestätigt.

Häufig werden nicht nur singuläre Analysen zur objektiven Darstellung von Geräuschen genutzt, sondern mehrdimensionale Modelle zur akustischen Kennwertbildung angewendet. Sinambari und Sentpali [9] bestätigen, dass die Beschreibung der Lästigkeit eines Geräusches nur mithilfe von mehrdimensionalen Ansätzen unter der Beachtung vieler physikalischer und psychologischer Kriterien möglich ist. So wirkt z.B. ein Geräusch mit hohen Frequenzanteilen lästiger als ein Geräusch mit überwiegend tieferen Frequenzen. Für die Beurteilung der Lästigkeit, kann das Noise-Rating Verfahren angewendet werden, das Kurven der gleichen Lästigkeit darstellt [62].

Maschke et al. [63] beschäftigen sich ebenfalls mit der Wahrnehmung von Geräuschen und unterteilen dabei in die akustische Wahrnehmung sowie in nicht akustische Einflüsse. Als nicht akustische Einflüsse gelten dabei z.B. persönliche Erfahrungen oder Auswirkungen auf die Beurteilung aufgrund der Tageszeit. Als akustische Einflüsse werden die *sensorischen* Wahrnehmungen bezeichnet, die anhand von Schallanalysen und psychoakustischen Kenngrößen beschrieben werden können.

Weiter beschäftigen sie sich mit den Begriffen der Lästigkeit und nennen Modelle zur Beurteilung der *sensorischen* Lästigkeit. So ist die unbeeinflusste Lästigkeit als Reaktion einer Person definiert, die unter festgelegten Randbedingungen im Laborversuch ausschließlich der Lästigkeit von Schall ausgesetzt ist, aber keinen Bezug zu dieser Schallquelle hat. Zur Bestimmung der unbeeinflussten Lästigkeit bildet die Berechnungsvorschrift die Schärfe, Schwankungsstärke und einen Gewichtungsfaktor für die Tag- bzw. Nachtzeit ab. Ein weiterer Modellansatz ist die psychoakustische Lästigkeit zur Abschätzung von Geräuschen, wie z.B. bei Fahrzeugen. Die Berechnungsgrundlage bilden neben der Schärfe und der Schwankungsstärke auch die Lautheit und die Rauigkeit.

Als Kombination mehrerer Analysen zur Anwendung der auditiven Prüfung von transienten Geräuschen nennen Schilp und Schindler [64] den Ansatz der Regressionsanalyse. Zuerst ist die Klassifikation des Geräusches hilfreich, welches anhand der psychoakustisch, geräuschrelevanten Größen in einem Hörversuch mit einer ausreichenden Anzahl an Probanden bewertet wird. Nach einer Mittelung der Ergebnisse wird aus der Summe der Regressionskoeffizienten ein Einzahlwert bestimmt. Bei weiteren auditiven Beurteilungen können anhand dieser objektiven Berechnungsvorschriften Vorhersagen ohne subjektiven Eindruck getroffen werden.

Auch Sottek et al. [65] weisen darauf hin, dass einfache psychoakustische Analysen für die Bewertung von Geräuschen häufig nicht ausreichend sind. Als Lösung nennen sie die lineare multiple Regression, die auf mehreren psychoakustischen Parametern basiert. Mögliche Verbesserungen zur Abbildung der Phänomene kann die nichtlineare Regression aufweisen, die jedoch aufgrund der unendlich vielen möglichen Lösungsräume schwer zu bestimmen ist. Ein Lösungsansatz ist die Anwendung von Machine Learning (ML) Algorithmen zur Bestimmung der Metriken und Parameter auch unter der Berücksichtigung von nur einer geringen Anzahl vorhandener Datensätze. Es ergeben sich Vorteile durch die Anwendung der verschiedenen ML Algorithmen auf bestimmte, komplex zu beschreibende Geräusche im Vergleich zur multiplen linearen Regressionsanalyse.

In dieser Arbeit findet die multiple lineare Regression anhand von Luft- und Körperschall-daten Anwendung. Zusätzlich werden die genannten Methoden auf die am Prüfstand bestimmten äquivalenten Kräfte sowie den auralisierten Luftschall angewendet und mit den subjektiven Bewertungen korreliert.

## 3 Analysemethoden

Zu Beginn des Kapitels werden die Analysemethoden und Grundlagen zur Charakterisierung von Fahrbahnoberflächen beschrieben. Anschließend sind die wesentlichen Zusammenhänge der Transferpfadanalyse mit dem Fokus auf die Komponentenorientierte TPA anhand der physikalischen und mathematischen Beschreibungen erklärt, die im späteren Verlauf der Arbeit angewendet werden. Abgeschlossen wird das Kapitel mit der Beschreibung relevanter akustischer sowie psychoakustischer Analysemethoden, die für die objektive Betrachtung des Störgeräusches notwendig sind. In diesem Zusammenhang erfolgt auch eine Beschreibung von linearen Regressionsmodellen anhand eines einfachen Beispiels.

### 3.1 Spektrale Unebenheitshöhe

In Kapitel 4 dienen vermessene Fahrbahnoberflächen und die spektrale Unebenheitshöhe zur Wirkkettenbeschreibung der Störgeräuschenstehung. Nachfolgende mathematische Zusammenhänge werden aus Mitschke [22], Braun [23], Brandstädter [19] sowie Hoffmann [66] beschrieben und sind detailliert in diesen Quellen nachzulesen.

Periodische Signale lassen sich durch Fourierreihen beschreiben. Bei der Fahrbahnunebenheit handelt es sich jedoch um keinen periodischen Verlauf, weshalb das Signal  $x(t)$  durch die Fouriertransformation zu beschreiben ist. Die Fouriertransformation leitet sich aus der Definition der Fourierreihe ab. Die nicht periodische Funktion wird dabei als periodisch bei einer unendlichen Periodendauer  $T \rightarrow \infty$  angenommen. Resultierend ist die Definition der Fourier-Transformierten  $\underline{X}(\omega)$  im Frequenzbereich durch das Fourier Integral:

$$\underline{X}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.1)$$

Die Rücktransformation vom Frequenzbereich in den Zeitbereich ist durch die inverse Fouriertransformation (IFT) definiert als:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{X}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (3.2)$$

Das Spektrum  $\underline{X}(\omega)$  hat die Einheit des Signals  $x(t)$  multipliziert mit der Zeit. Abhängig von der Messgröße ergibt sich z.B. die Einheit  $\frac{\text{Pa}}{\text{Hz}}$  bei Luftschallmessungen.

Bei den Zusammenhängen der Fourier-Transformierten aus (3.1) und (3.2) handelt sich um ein zeitabhängiges Signal  $x(t)$ . Die Analyse der Fahrbahnoberflächen erfolgt anhand der wegabhängigen Unebenheitsfunktion  $h(x)$ .

Unter Berücksichtigung der zeitabhängigen- bzw. wegabhängigen Kreisfrequenz:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (3.3)$$

$$\Omega = \frac{2\pi}{X} \quad (3.4)$$

mit

$$\omega = 2\pi f \quad (3.5)$$

wobei  $X$  dem betrachteten Streckenintervall bzw.  $T$  dem Zeitintervall entspricht. Es resultieren dieselben Zusammenhänge aus (3.1) und (3.2) in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz:

$$\underline{H}(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(x) e^{-j\Omega x} dx \quad (3.6)$$

bzw. rücktransformiert in den Wegbereich:

$$h(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{H}(\Omega) e^{j\Omega x} d\Omega \quad (3.7)$$

Von Interesse ist häufig nicht die spektrale Zusammensetzung zu einem genauen Zeitpunkt, sondern ein Mittelwert des zu untersuchenden Signals. Der lineare Mittelwert mit einer ausreichend langen Beobachtungszeit  $T$  des zeitabhängigen Signals  $q(t)$  ist definiert als:

$$\bar{q} = \frac{1}{T} \int_0^T q(t) dt \quad (3.8)$$

Häufig schwankt das betrachtete Signal um einen Mittelwert, weshalb der quadratische Mittelwert von größerer Bedeutung ist:

$$\tilde{q} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T q^2(t) dt} \quad (3.9)$$

Der quadratische Mittelwert wird auch als Effektivwert  $q_{eff}$  bzw. als RMS Wert (Root Mean Square) bezeichnet.

Durch Einsetzen des Zusammenhanges (3.2) mit  $q(t)$  in (3.9) ist die spektrale Leistungsdichte  $\Phi_q(\omega)$  bzw. PSD (Power Spectral Density) ohne der expliziten Herleitung definiert als<sup>1</sup>:

$$\Phi_q(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} [\hat{q}(\omega)]^2 \quad (3.10)$$

wobei  $\hat{q}$  dem Betrag von  $q$  entspricht. Die reelle spektrale Leistungsdichte entspricht einem Mittelwert des Signals und enthält entgegen des Spektrums keine Phaseninformation mehr.

<sup>1</sup>Die Vorfaktoren aus (3.1) und (3.10) sind in den verschiedenen Literaturen aufgrund symmetrischer bzw. unsymmetrischer Integrationskonstanten unterschiedlich [23].

Erneut ist die Betrachtung von sehr großen bzw. mathematisch unendlichen Zeitspannen  $T \rightarrow \infty$  notwendig.

Bezogen auf die Fahrbahnamplituden ist die spektrale Leistungsdichte  $\Phi_h(\Omega)$  definiert als:

$$\Phi_h(\Omega) = \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \left[ \hat{h}(\Omega) \right]^2 \quad (3.11)$$

Die spektrale Leistungsdichte kann auch als spektrale Unebenheitshöhe bezeichnet werden. Als Einheit ergibt sich eine *Länge*<sup>3</sup>. [23] [22] [66] [19]

## 3.2 Transferpfadanalyse

Das nachfolgende Kapitel dient der Beschreibung der grundlegenden physikalischen Zusammenhänge sowie mathematischen Verrechnungen der verschiedenen Transferpfadanalyse-Methoden. Kapitel 3.2.1 beschreibt die allgemeine Bestimmung einer Übertragungsfunktion sowie verschiedene Admittanzarten. Anschließend werden in Kapitel 3.2.2 die Grundlagen der Komponentenorientierten TPA erläutert. Die Bestimmung der äquivalenten Kräfte in dieser Arbeit erfolgt durch die Anwendung bereits etablierter Methoden sowie durch einen neu entwickelten Ansatz. Als Basis der Schnittstellenbeschreibung der vier Anschraubpunkte des elektrischen Lenksystems dient die Virtuelle Punkttransformation, deren Grundlage in Kapitel 3.2.3 erklärt wird. Abgeschlossen wird das Kapitel mit der Beschreibung der Auralisierung durch die äquivalenten Kräfte und einem weiteren Transferpfad. Durch die beschriebenen Zusammenhänge in Kapitel 3.2.4 sind Vorhersagen im Fahrzeuginnenraum möglich, welche in Kapitel 6 zur Objektivierung genutzt werden.

### 3.2.1 Übertragungsfunktion

Die Beschreibung des Übertragungsverhaltens erfolgt mithilfe der Übertragungsfunktion  $H(j\omega)$  und ist als Quotient von Ausgangs- zu Eingangssignal bzw. Wirkung zur Ursache definiert. Der Ausdruck (3.12) beschreibt den Zusammenhang zwischen der Krafteinleitung  $e(t)$ , der resultierenden Systemantwort  $a(t)$  sowie dem Stoß  $h(t)$  durch das Faltungsintegral bei linearen Systemen mit:

$$a(t) = h(t) * e(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) * e(t - \tau) * d\tau \quad (3.12)$$

Nach der Fouriertransformation vom Zeit- in den Frequenzbereich beschreibt (3.13) das Übertragungsverhalten. [67]

$$H(j\omega) = \frac{A(j\omega)}{E(j\omega)} \quad (3.13)$$

Zur Sicherstellung eines ausreichenden Signal-Rausch-Abstandes (signal-to-noise-ratio, SNR), sind abhängig von der Struktur teilweise hohe Energieeinträge notwendig. Der Signal-Rausch-Abstand ist häufig logarithmisch definiert und wird durch (3.14) [68] berechnet:

$$SNR = 10 \lg \left( \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Rauschleistung}} \right) \quad (3.14)$$

Die experimentelle Bestimmung der Übertragungsfunktionen erfolgt durch die Anregung eines Shakers oder mithilfe eines Impulshammers.

In dieser Arbeit wird ein Impulshammer zur Krafteinleitung aufgrund der besseren Zugänglichkeit gewählt, während die Systemantworten durch Beschleunigungs- bzw. Kraftsensoren bestimmt werden. Nach der Messung des Antwort- und Anregungssignals erfolgt bei Wiederholmessungen der Übertragungsfunktion eine Mittelung durch den H1 und H2 Schätzer (H1, H2 estimator). Die Mittelung gilt für lineare, zeitinvariante Systeme. Die Herleitung ist Häußler [40] zu entnehmen.

Der Übertragungspfad zwischen der Krafteinleitung und der Sensordetektion wird als Impedanz bezeichnet und entspricht dem Widerstand der Struktur entgegen der Krafteinleitung. Durch die Inversion der Impedanz ergibt sich die Admittanz  $Y$  des Systems in Abhängigkeit der Kreisfrequenz  $\omega$ . Die Benennungen der Admittanz bzw. Impedanz infolge einer Kraftanregung ist abhängig von der physikalischen Einheit des Antwortsignals. Die Zusammenhänge sind Tabelle 3.1 zu entnehmen.

Antwortsignal	Admittanzart $Y$	Impedanzart $Z$
Verschiebung $u$ [m]	Dynamische Flexibilität $\frac{u}{f}$	Dynamische Steifigkeit $\frac{f}{u}$
Geschwindigkeit $\dot{u}$ [ $\frac{m}{s}$ ]	Mobilität $\frac{\dot{u}}{f}$	Impedanz $\frac{f}{\dot{u}}$
Beschleunigung $\ddot{u}$ [ $\frac{m}{s^2}$ ]	Inertanz/Akzeleranz $\frac{\ddot{u}}{f}$	Dynamische Masse $\frac{f}{\ddot{u}}$

Tabelle 3.1: Admittanz- und Impedanzarten resultierend aus einer Kraftanregung i.A.a [7]

### 3.2.2 Methoden der Transferpfadanalyse

Das Kapitel dient der Beschreibung der Transferpfadanalyse sowie deren Analysemöglichkeiten und ist inhaltlich an van der Seijs [7], Hammer [69] sowie Hippenstiel [34] angelehnt.

Durch die Kopplung zweier oder mehrerer Strukturen wird Körperschall von der aktiven Komponente A in die passive Komponente B weitergeleitet. Die zusammengesetzten Strukturen sowie die theoretische Trennung wird in Abbildung 3.1 dargestellt.

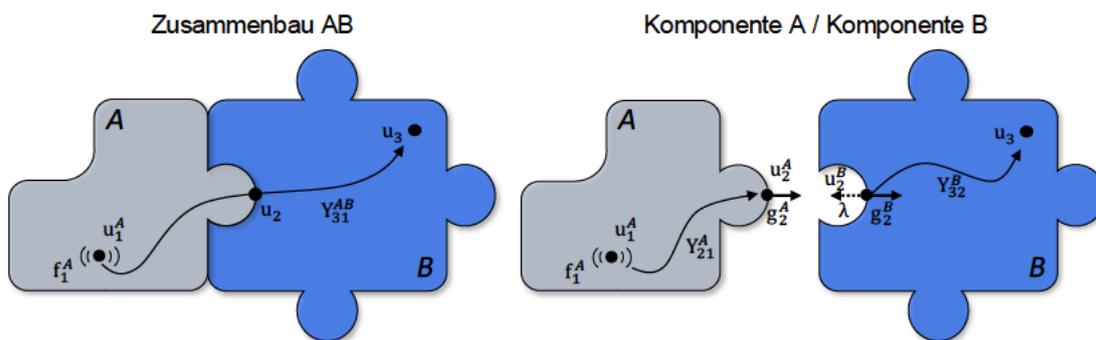


Abbildung 3.1: Transferpfad zweier Komponenten zusammengesetzt und getrennt i.A.a. [7]

Im zusammengebauten Zustand sind beide Strukturen im Knotenpunkt  $u_2$  miteinander verbunden. Als Kopplungsstelle können zum Beispiel die Anschraubpunkte zwischen Lenkgetriebe und Vorderachsträger gewählt werden. Diese starre Kopplung führt zu einer vollständigen Verbindung der Freiheitsgrade an dieser Stelle. Als Anregungsort der Komponente A wird der Knotenpunkt  $u_1$  bezeichnet, auf den die Kraft  $f_1$  wirkt. Die Systemantwort am Knotenpunkt  $u_3$  resultiert aus dieser Kraft mit der Multiplikation der Transferadmittanz  $Y_{31}^{AB}$  des gekoppelten Systems und ist nach (3.15) definiert.

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1 \quad (3.15)$$

Für die nachfolgende allgemeine Herleitung gilt als Prämisse die Möglichkeit der exakten Beschreibung der Anregungskraft  $f_1$ .

Aus dem Freischnitt der beiden Strukturen ergeben sich die einzelnen Admittanzmatrizen  $Y_{21}^A$  der Komponente A sowie  $Y_{32}^B$  der Komponente B. Durch die Anregung  $f_1$  entsteht am Knotenpunkt  $u_2$  die Schnittstellenkraft  $g_2^A$  der Komponente A bzw. in gleicher Richtung wirkend die Kraft  $g_2^B$ , die auf die Komponente B wirkt.  $\lambda$  beschreibt die entsprechende Gegenkraft, die beide Systeme verknüpft. Die Systemantwort am Knoten  $u_3$  lässt sich unter Betrachtung des Systems B beschreiben als:

$$u_3 = Y_{32}^B g_2^B \quad (3.16)$$

Werden die Admittanzmatrizen zusammengefasst und die Schnittstellenkräfte  $g_2^A$  und  $g_2^B$  in einem Vektor dargestellt, ergibt sich folgende Matrix-Schreibweise:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2^A \\ u_2^B \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^A & Y_{12}^A & 0 & 0 \\ Y_{21}^A & Y_{22}^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_{22}^B & Y_{23}^B \\ 0 & 0 & Y_{32}^B & Y_{33}^B \end{bmatrix} \left( \begin{bmatrix} f_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ g_2^A \\ g_2^B \\ 0 \end{bmatrix} \right) \quad (3.17)$$

Anhand der blockdiagonalen Form wird ersichtlich, dass die Komponente B nicht unmittelbar durch die Krafteinwirkung auf der Komponente A beeinflusst wird, weshalb sich eine Inkompatibilität bzw. *Lücke*  $\delta$  zwischen  $u_2^A$  und  $u_2^B$  ergibt, welche sich mithilfe der vorzeichenbehafteten Booleschen Matrix B umformulieren lässt:

$$\delta = u_2^B - u_2^A \hat{=} B u \quad (3.18)$$

$$g_2^A = -g_2^B = \lambda \quad (3.19)$$

Die Schnittstellenkraft lässt sich auch anders ausdrücken als:

$$g \hat{=} -B^T \lambda \quad (3.20)$$

mit der Booleschen Matrix:

$$B = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

Die Herleitung der Booleschen Matrix kann de Klerk et al. [70] entnommen werden. Aus der Kompatibilitätsbedingung  $u_2^A = u_2^B$  ergibt sich die „Lücke“  $\delta$  zu null. Es resultiert somit ein reziprokes, lineares System.

Durch Gleichsetzung der zweiten sowie dritten Zeile der Matrix (3.17) resultiert für  $\lambda$ :

$$Y_{21}^A f_1 + Y_{22}^A g_2^A = Y_{22}^B g_2^B \quad (3.22)$$

$$- (Y_{22}^A + Y_{22}^B) \lambda = Y_{21}^A f_1 \quad (3.23)$$

$$-\lambda = (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (3.24)$$

Durch Einsetzen von (3.24) in (3.16) ergibt sich:

$$u_3 = Y_{32}^B g_2^B = \left[ Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A \right] f_1 \quad (3.25)$$

mit der Berücksichtigung des Ausdruckes in der Klammer, der auch formuliert ist als:

$$Y_{31}^{AB} = Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A \quad (3.26)$$

Diese Formulierungen bestätigen somit den Zusammenhang (3.15) zu Beginn des Kapitels:

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1$$

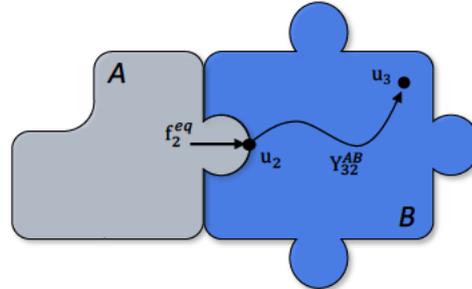
Die vorliegenden Zusammenhänge bilden die Basis der verschiedenen Methoden der Transferpfadanalyse. Als Annahme gilt bis zu diesem Zeitpunkt jedoch, dass die Anregung  $f_1$  der aktiven Komponente genau beschrieben werden kann, was in der Praxis häufig nicht möglich ist. Die Klapperimpulse im Lenkgetriebe entstehen im Bereich des Druckstücks oder am Kugelgewindetrieb, der genaue Ort sowie die Amplitude und Phase sind nicht bekannt bzw. sehr aufwendig zu bestimmen. Deshalb gilt als Annahme für die nachfolgenden TPA Methoden, dass die resultierenden Kräfte bzw. Bewegungen am Knotenpunkt  $u_2$  eine ausreichende Charakterisierung der Quellenanregung durch das Nutzsignal darstellen.

Van der Seijs [7] teilt die Methoden der Transferpfadanalyse in die Klassische, die Komponentenorientierte sowie die Operationelle TPA ein, vgl. Kapitel 2.2.1. Während bei der Klassischen Methode die Schnittstellenkräfte bestimmt werden und diese abhängig von der gekoppelten Gesamtstruktur sind, ist das komplette System  $AB$  beim Tausch einer der beiden Komponenten neu zu charakterisieren. Durch die Komponentenorientierte TPA ist eine vom passiven System unabhängige Beschreibung der aktiven Komponente A durch die äquivalenten Kräfte möglich. Der Fokus der OTPA ist nicht die physikalische Beschreibung der Komponente, sondern die Bestimmung der Beiträge der einzelnen Übertragungspfade. Als zielführender Ansatz zur fahrzeugunabhängigen Objektivierung der Störgeräusche, resultierend aus dem Lenkgetriebe, erweist sich die Komponentenorientierte TPA, deren physikalische und mathematische Grundlagen zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte nachfolgend erklärt werden.

Die Grundlagen der Klassischen sowie Operationellen TPA sind bei van der Seijs [7] und Hippenstiel [34] nachzulesen.

### Komponentenorientierte Transferpfadanalyse

Die Beschreibung der Systemantwort der Komponentenorientierten TPA erfolgt durch äquivalente Kräfte  $f_2^{eq}$ , die im zusammengebauten Zustand  $AB$  bestimmt werden. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 3.2 dargestellt.



**Abbildung 3.2:** Komponentenorientierte TPA mit äquivalenten Kräften i.A.a. [7]

Die Systemantwort  $u_3$  ergibt sich nach (3.27) aus der Multiplikation der empfängerunabhängigen Kraft  $f_2^{eq}$  und der Übertragungsfunktion im gekoppelten Zustand  $Y_{32}^{AB}$ .

$$u_3 = Y_{32}^{AB} f_2^{eq} \quad (3.27)$$

Der Zusammenhang kann auch durch die Beiträge der Einzeladmittanzen formuliert werden, die den gesamtstrukturellen Zusammenhang bilden und bei der dynamischen Substrukturierung relevant sind, analog zu (3.15) und (3.26):

$$u_3 = \left[ Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{22}^A \right] f_2^{eq} \quad (3.28)$$

Als Forderung gilt die Gleichheit der Systemantwort  $u_3$  durch die Beaufschlagung des passiven Systems B mit den äquivalenten Kräften  $f_2^{eq}$  aus (3.28) und die Systemantwort der aktiven Komponente A aus (3.25), die aus der Anregung mit der Kraft  $f_1$  resultiert:

$$\left[ Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{22}^A \right] f_2^{eq} \stackrel{!}{=} \left[ Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A \right] f_1 \quad (3.29)$$

Aus (3.29) entsteht durch die Umformung nach  $f_2^{eq}$ :

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (3.30)$$

Zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte  $f_2^{eq}$  sind vier Methoden bekannt, die in Abbildung 3.3 dargestellt sind und nachfolgend erklärt werden.

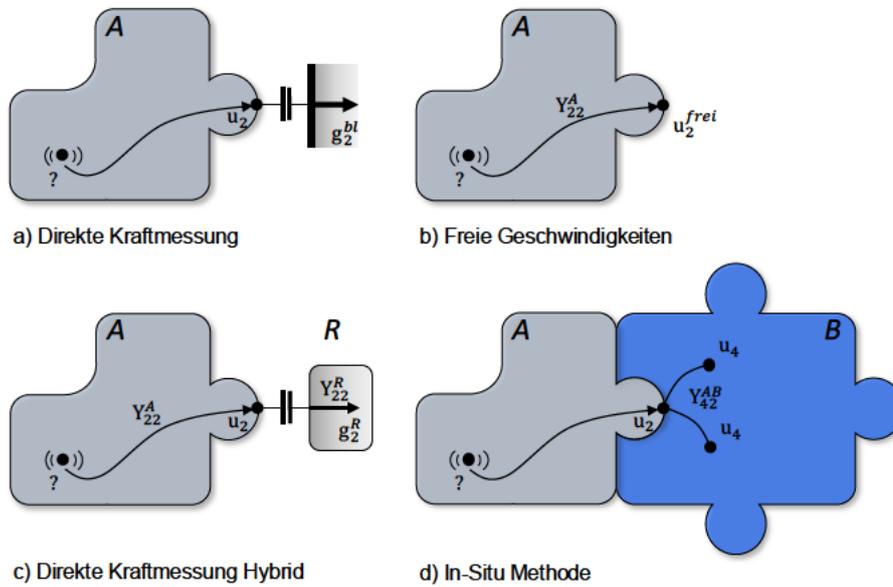


Abbildung 3.3: Bestimmung der äquivalenten Kräfte - Vier Methoden i.A.a. [7]

### Direkte Kraftmessung<sup>2</sup>

Durch eine vollständige Blockierung aller Freiheitsgrade an der Schnittstelle  $u_2 \stackrel{!}{=} 0$  entsprechen die äquivalenten Kräfte  $g_2^A = -g_2^{bl}$  den Schnittstellenkräften. Als Gleichungssystem ergibt sich aus der Matrix (3.17):

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^A & Y_{12}^A \\ Y_{21}^A & Y_{22}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ -g_2^{bl} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Aus der Sperrung der Freiheitsgrade an der Schnittstelle  $u_2$  resultiert aus der zweiten Zeile:

$$g_2^{bl} = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (3.32)$$

Unter der Bezugnahme von (3.30) resultiert der Zusammenhang zwischen der Schnittstellenkraft und der äquivalenten Kraft:

$$f_2^{eq} = g_2^{bl} \quad (3.33)$$

Die Prämisse bei der experimentellen Bestimmung gegen unendlich starr  $u_2 \stackrel{!}{=} 0$  zu messen ist nicht möglich. Die Güte der Messqualität ist maßgeblich von der Steifheit der Anbindung bestimmt. Besonders in höheren Frequenzbereichen, ist die Starrkörperannahme des Systems häufig nicht mehr zutreffend, woraus Messabweichungen resultieren. [7]

<sup>2</sup>Die direkte Kraftmessung (engl. Blocked Force) ist eine Unterkategorie der Komponentenorientierten TPA mit dem Ziel zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte. Im wissenschaftlichen Sprachgebrauch hat sich eine Gleichstellung der Begrifflichkeiten *äquivalente Kräfte* sowie *Blocked Forces* etabliert.

### Freie Geschwindigkeiten

Als konträrer Ansatz der direkten Kraftmessung gilt die Methode der freien Geschwindigkeiten. Die aktive Komponente A befindet sich bei der experimentellen Bestimmung der Kräfte möglichst rückwirkungsfrei zur Umgebung in einem frei aufgehängten Zustand, während Beschleunigungssensoren das Systemverhalten an der Schnittstelle charakterisieren. Erneut dient das Gleichungssystem (3.17) mit der Randbedingung der freien Bewegung  $g_2^A \stackrel{!}{=} 0$  zur Beschreibung der Zusammenhänge von Komponente A:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2^{frei} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^A & Y_{12}^A \\ Y_{21}^A & Y_{22}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Durch diese Bedingung ergibt sich aus der zweiten Zeile:

$$u_2^{frei} = Y_{21}^A f_1 \quad (3.35)$$

und unter der Bezugnahme von (3.30) resultiert:

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^A)^{-1} u_2^{frei} \quad (3.36)$$

Aufgrund der Randbedingung  $u_2 = u_2^{frei}$  dürfen bei einer experimentellen Umsetzung keine Gegenkräfte oder -momente auf die Komponente wirken, weshalb die Anwendungsmöglichkeiten für diese Methode eingeschränkt sind.

### Direkte Kraftmessung Hybrid

Zur Kompensation der praktisch nicht vollständig einschränkbaren Freiheitsgrade bei der direkten Kraftmessung, können die Verschiebungen durch zusätzliche Beschleunigungssensoren detektiert werden. Die Methode ist von van der Seijs [7] ursprünglich als *Übertragung am Prüfstand* deklariert, wird nachfolgend jedoch aufgrund einer weiteren Methode im Verlauf der Arbeit als *Direkte Kraftmessung Hybrid* bezeichnet. Die Bestimmung der äquivalenten Kräfte erfolgt aus der Summe der gemessenen Kräfte sowie aus dem Produkt der inversen Matrixmultiplikation mit den Verschiebungen bzw. Beschleunigungen an der Schnittstelle  $u_2$ . Als Zusammenhang ergibt sich aus der Matrix (3.17) folgende Schreibweise mit der Umbenennung der passiven Komponente B zu R, wobei R dem Prüfstand entspricht (Test Rig):

$$\begin{bmatrix} u_1^A \\ u_2^A \\ u_2^R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^A & Y_{12}^A & 0 \\ Y_{21}^A & Y_{22}^A & 0 \\ 0 & 0 & Y_{22}^R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ g_2^A \\ g_2^R \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Durch den direkten Ansatz ist die Kompatibilitätsbedingung  $u_2^A = u_2^R = u_2$  sowie  $g_2^A = -g_2^R$  anzuwenden. Aus Zeile zwei und drei ergibt sich durch die Elimination von  $u_2$ :

$$g_2^R = (Y_{22}^A + Y_{22}^R)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (3.38)$$

Dieser Ausdruck (3.38) wird in die zweite Zeile der Matrix (3.37) eingesetzt. Außerdem erfolgt die Ausklammerung von  $Y_{21}^A f_1$ :

$$u_2 = \left[ I - Y_{22}^A (Y_{22}^A + Y_{22}^R)^{-1} \right] Y_{21}^A f_1 \quad (3.39)$$

Durch Multiplikation des Zusammenhanges (3.39) mit  $(Y_{22}^A)^{-1}$  und der anschließenden Summierung mit (3.38) resultiert:

$$g_2^R + (Y_{22}^A)^{-1} u_2 = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (3.40)$$

Unter der Berücksichtigung von (3.32)

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_1$$

ergibt die Berechnung der direkt hybriden äquivalenten Kräfte:

$$f_2^{eq} = g_2^R + (Y_{22}^A)^{-1} u_2 \quad (3.41)$$

In der experimentellen Anwendung ist jedoch der Signal-Rausch-Abstand der äquivalenten Kräfte, die aus der Matrixinversion der Beschleunigungssignale resultieren, aufgrund der Applikation auf der steifen Struktur häufig nicht ausreichend. Aus der Berechnung resultieren deshalb zu hohe äquivalente Kräfte [7].

### In-Situ Methode

Als vierte Möglichkeit zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte wird bei der In-Situ Methode (lateinisch: Am Ort) die Inverse der Übertragungsfunktionsmatrix bestimmt. Es ist ein ausreichender Signal-Rausch-Abstand durch eine hinreichende Flexibilität der gekoppelten Struktur sicherzustellen. Als anschauliche Herleitung wird der Ansatz von Elliott et al. [71] zur Erklärung verwendet. Die äquivalenten Kräfte können als Summe der Einzelimpedanzen  $Z$ , die den invertierten Admittanzen  $Y^{-1}$  entsprechen, mit der Multiplikation der Verschiebung an der Schnittstelle  $u_2$  beschrieben werden:

$$f_2^{eq} = (Z_{22}^R + Z_{22}^A) u_2 = Z_{22}^{AR} u_2 \quad (3.42)$$

Der Zusammenhang kann auch mit der zugehörigen Admittanzmatrix abgebildet werden:

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^{AR})^{-1} u_2 \quad (3.43)$$

Die Bestimmung der Verschiebungen an der Schnittstelle  $u_2$  kann alternativ durch eine Applikation von Indikatoren nahe der Schnittstelle auf der passiven Seite am Knoten  $u_4$  wie in (3.44) erfolgen. Durch die Anwendung von mehreren Indikatoren resultiert eine Überbestimmung der Freiheitsgrade an der Schnittstelle bzw. am Virtuellen Punkt. Die detaillierte Beschreibung des Virtuellen Punktes erfolgt in Kapitel 3.2.3.

Die äquivalenten Kräfte sind durch die Multiplikation mit der Pseudoinversen  $(Y_{42}^{AR})^+$  des gekoppelten Systems durch (3.43) bestimmbar. Die Pseudoinverse wird bei der Invertierung von nicht quadratischen bzw. überbestimmten Matrizen angewendet.

$$f_2^{eq} = (Y_{42}^{AR})^+ u_4 \quad (3.44)$$

Die Zusammenhänge aus (3.43) und (3.44) sind nicht nur auf den Prüfstand R anwendbar, sondern auch auf eine passive Komponente, woraus sich der nachfolgende Zusammenhang ableitet:

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^{AB})^{-1} u_2 = (Y_{42}^{AB})^+ u_4 \quad (3.45)$$

Nachteile bei der In-Situ Methode ergeben sich in den niedrigen Frequenzbereichen aufgrund des niedrigen Signal-Rausch-Abstandes der Beschleunigungssensoren. In diesem Bereich sind die aus dem Anregungs- und dem Antwortsignal bestimmten Kohärenzen niedrig.

### 3.2.3 Virtuelle Punkttransformation

Die Virtuelle Punkttransformation entspricht einer Koordinatentransformation und vereinfacht die Schnittstellenbeschreibungen.

Die Beschreibung der Kompatibilitätsbedingung zwischen  $u_2^A$  und  $u_2^B$  ist im experimentellen Fall nicht alleine über die Boolesche Matrix mit (3.21) aus den theoretischen Betrachtungen bestimmbar. Die Kompatibilität fordert die gleichen geometrischen Positionen der Systemantworten  $u$  und Kraftanregungen  $f$  sowohl bei den einzelnen Komponenten A und B als auch im zusammengesetzten Zustand  $AB$ . Diese Bedingung ist im experimentellen Fall meistens nicht realisierbar. Als Lösung ergibt sich der methodische Ansatz der Transformation auf Virtuelle Punkte (VP), deren translatorische und rotatorische Bewegungen als  $q$  bezeichnet werden. Die Grundlagen in diesem Kapitel sind aus van der Seijs et al. [72] sowie Häußler et al. [73] abgeleitet. Die Virtuellen Punkte der Strukturen A und B sowie deren Indikatoren  $u$  und Kraftanregungen  $f$  sind Abbildung 3.4 zu entnehmen.

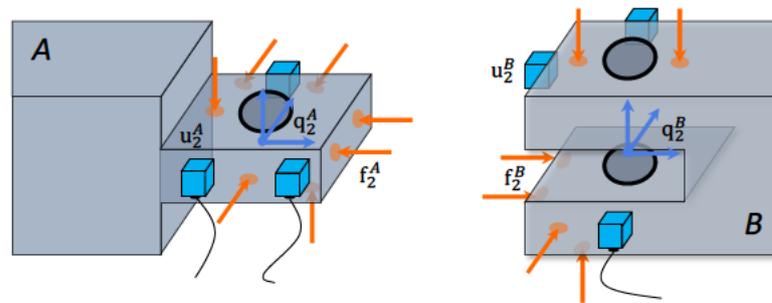


Abbildung 3.4: Virtuelle Punkttransformation i.A.a. [7] [34]

Der Virtuelle Punkt  $q_2$  an der Schnittstelle wird durch die drei translatorischen sowie rotatorischen Freiheitsgrade mithilfe von Indikatoren beschrieben, die nahe am VP appliziert sind. Durch den geringen Abstand zwischen dem Virtuellen Punkt und den Indikatoren kann die Annahme der Starrkörperbewegungen getroffen werden. Zur Beschreibung der Freiheitsgrade sind zwei triaxiale Beschleunigungssensoren pro VP nicht ausreichend, da die Sensorsignale eine lineare Abhängigkeit aufweisen und der dritte rotatorische Freiheitsgrad um deren Verbindungslinie nicht erfasst wird. Deshalb werden zur vollständigen Bestimmung des Virtuellen Punktes drei Sensoren empfohlen sowie mindestens zwei Anregungspunkte pro Raumrichtung. Aus den neun Freiheitsgraden durch die Applikation von drei triaxialen Sensoren resultiert eine Überbestimmung des Virtuellen Punktes, welche zu einer verbesserten Ergebnisqualität aufgrund der Kompensation von zufälligen Messfehlern sowie geometrischen Abweichungen führt [72] [73].

Der Zusammenhang zwischen den Freiheitsgraden  $q$  des Virtuellen Punktes und den Verschiebungen  $u$  kann über die Matrix  $R_u$  durch (3.46) bei Starrkörperbewegungen ausgedrückt werden. Diese Matrix beinhaltet die geometrischen Positionen und Orientierungen der Sensoren in Abhängigkeit des Virtuellen Punktes. Die Herleitung der Matrix  $R_u$  ist [72] zu entnehmen.

$$u = R_u q \quad (3.46)$$

Durch diese Transformation entspricht  $q$  den translatorischen sowie rotatorischen Freiheitsgraden, die geometrisch von den Sensorsignalen  $u$  auf den Virtuellen Punkt bzw. das virtuelle Koordinatensystem transformiert sind. Äquivalent dazu können die Kraftvektoren  $f$  durch die Matrix  $R_f^T$  geometrisch dem Virtuellen Punkt zugeordnet werden, woraus die Momente und Kräfte  $m$  des Virtuellen Punktes resultieren.

$$m = R_f^T f \quad (3.47)$$

Durch die Zusammenhänge (3.46) und (3.47) ist die Transformation der Admittanzmatrix  $Y_{uf}$  auf den Virtuellen Punkt möglich und kann mit  $Y_{qm}$  beschrieben werden. Für diese Transformation ist die Invertierung der beiden obenstehenden Beschreibungen notwendig.

$$q = (R_u^T R_u)^{-1} R_u^T u = T_u u \quad (3.48)$$

$$f = R_f (R_f^T R_f)^{-1} m = T_f^T m \quad (3.49)$$

Mithilfe der Verrechnung der Transformationsmatrizen  $T_u$  und  $T_f^T$  mit den Kräften und den Verschiebungen der gemessenen Admittanzmatrix  $Y_{uf}$  kann die auf den Virtuellen Punkt transformierte Übertragungsfunktion  $Y_{qm}^{AB}$  beschrieben werden durch:

$$Y_{qm}^{AB} = T_u Y_{uf}^{AB} T_f^T \quad (3.50)$$

### 3.2.4 Auralisierung der äquivalenten Kräfte

Nach der Bestimmung der äquivalenten Kräfte  $f_2^{eq}$  und der Fahrzeugübertragungsfunktion  $Y_{32}^{AB}$  sind Vorhersagen an der passiven Struktur  $u_3$  im Frequenzbereich nach (3.27) möglich.

$$u_3 = Y_{32}^{AB} f_2^{eq}$$

Äquivalent zu (3.27) sind unter der Bezugnahme einer Übertragungsfunktion zwischen Luftschall und Anregungskraft ebenfalls Vorhersagen im Fahrzeuginnenraumluftschall möglich. Der auralisierte Luftschall verschiedener Lenkgetriebe wird in Kapitel 6.3 für psychoakustische Analysen genutzt, weshalb nachfolgend die Grundlagen anhand Häußler [40] dargestellt sind.

Mithilfe der inversen Fouriertransformation ist die Rücktransformation der Frequenzinformationen in den Zeitbereich möglich. Bei dieser Rücktransformation ist jedoch auf eine Kompensation des durch die Frequenzblöcke entstehenden Leakage Effektes zu achten [40]. Abbildung 3.5 stellt die Aneinanderreihung derselben Zeitrohblöcke mit und ohne einer Hanning Fensterung dar.

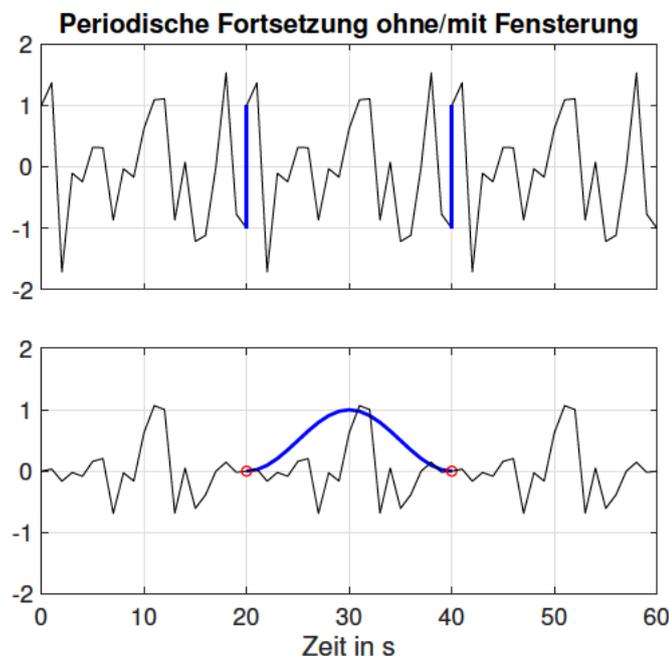


Abbildung 3.5: Periodische Fortsetzung mit/ohne Fensterung i.A.a. [11]

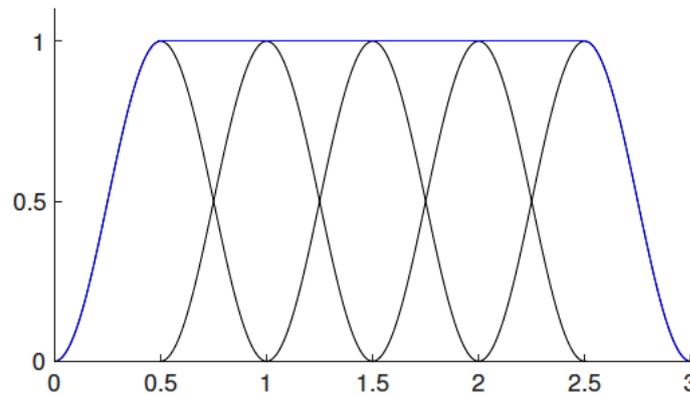
Abbildung 3.5 beschreibt die Aneinanderreihung von drei Zeitblöcken in einer beliebigen Einheit mit der Fensterlänge  $N$ . Mithilfe der Hanning Fensterung in der unteren Darstellung wird das Signal durch (3.51) an den Blockgrenzen zu Null gesetzt, womit ein fließender Signalübergang möglich ist.

$$w(n) = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi n}{N} \right) \right) \quad (3.51)$$

Bei der Überlappung von 50% der aufeinanderfolgenden Hanning-Fenster resultiert aus der Summe der einzelnen Fenster der Zahlenwert 1 und das Signal wird korrekt rekonstruiert:

$$w(n) + w\left(n + \frac{N}{2}\right) = 1 \quad (3.52)$$

Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 3.6 dargestellt.



**Abbildung 3.6:** Überlappung der Hanning Fenster i.A.a. [40]

Hierdurch sind Ein- und Ausblendeffekte mit der Ausnahme am Signalanfang und -ende möglich. Die hörbaren Klickeffekte zwischen den Blockgrenzen können durch die Anwendung der Hanning Fensterung, bzw. auch *Constant Overlap Add Methode* genannt, vermieden werden. [40]

### 3.3 Akustik und Signalanalyse

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der messtechnisch erfassbaren akustischen Reizgrößen sowie die psychoakustischen Wahrnehmungsgrößen der Lautheit, Schärfe, Rauigkeit bzw. Schwankungsstärke und Impulshaltigkeit erklärt. Neben der physikalischen Beschreibung des Schalldrucks und den Grenzflächen des Gehörs sind die Zusammenhänge verschiedener Modelle zur Nachbildung der psychoakustischen Wahrnehmung sowie statistische Auswerteverfahren zur Beschreibung von impulshaften Geräuschen erläutert. Abgeschlossen wird das Kapitel durch die Beschreibung der linearen Regression sowie der Kreuzkorrelation, die zur objektiven Bewertung in den Kapiteln 5.2 und 6 angewendet werden.

### 3.3.1 Physiologisches und psychologisches Hören

Der physiologische Hörvorgang ist eine menschliche Sinneswahrnehmung und entspricht der Schalldruckaufnahme, der Umwandlung in elektrische Signale sowie der Auswertung nach Schallparametern, wie z.B. der Lautheit oder der Modulation.

Ein Höreindruck entsteht, wenn die Frequenzen und der Effektivwert des Luftschallwechseldrucks innerhalb bestimmter Grenzen liegen, welche besonders vom Alter des Menschen abhängen. [9]

Die Hörfläche des Menschen, definiert über den Schalldruckpegel und die Frequenz, ist in Abbildung 3.7 dargestellt.

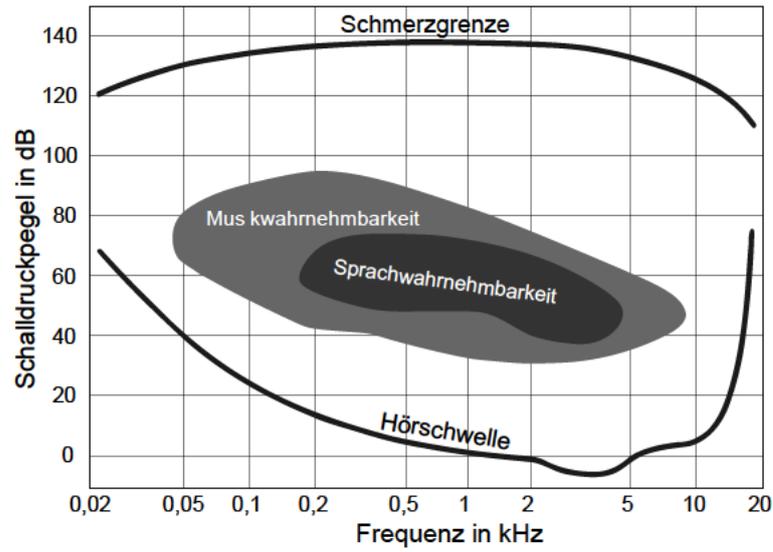


Abbildung 3.7: Hörfläche des Menschen [74]

Die untere Wahrnehmungsfrequenz liegt bei ca. 16 Hz, während die Hörfläche die obere Wahrnehmung bei ca. 16 kHz begrenzt. Frequenzen außerhalb dieses Bereiches sind als Infra- bzw. Ultraschall definiert. Die Schmerzgrenze des Schalldruckpegels liegt bei ca. 137 dB. Die Hörschwelle charakterisiert den Schalldruck frequenzabhängig, ab welchem Pegel ein Ton hörbar ist. [9]

Töne in unterschiedlichen Frequenzen mit dem gleichen Schalldruckpegel werden durch das Gehör unterschiedlich laut wahrgenommen. Zur Kompensation dieses Effektes dient eine Filterung der Messdaten mit unterschiedlichen Bewertungskurven, welche in Abbildung 3.8 dargestellt sind.

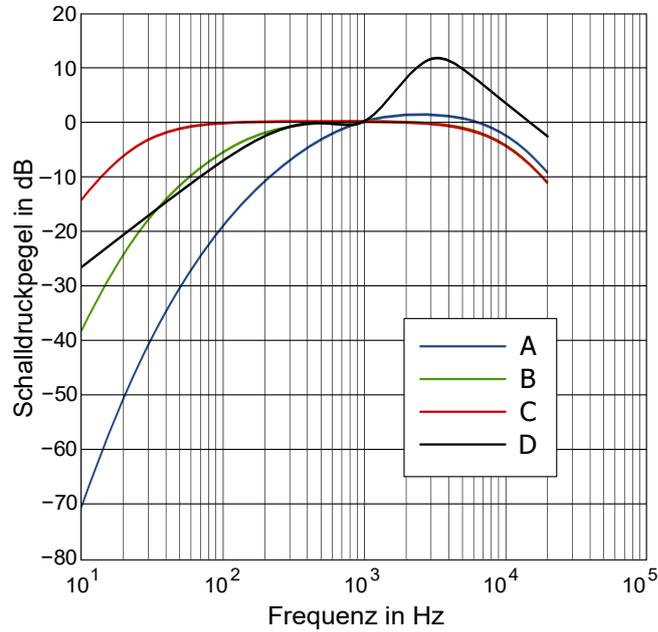


Abbildung 3.8: Bewertungskurven des Schalldruckpegels [74]

Alle vier Bewertungskurven geben den Frequenzgang des Ohres für schmalbandige Geräusche vereinfacht wieder. Während die Filterkurve B und C bei sehr lauten Geräuschen eingesetzt werden, stellt die D-Kurve eine Bewertung von Flugzeuggeräuschen dar. Zur besseren objektiven Darstellung und Vergleichbarkeit wird vorwiegend der A-bewertete Schalldruckpegel  $L_{PA}$  in der Einheit dB(A) verwendet, trotz besserer Möglichkeiten zur Nachbildung des Gehörfrequenzganges. [9]

Treten mehrere Schallereignisse gleichzeitig auf, sind abhängig von deren spektralen Zusammensetzungen Verdeckungseffekte zu berücksichtigen. Abbildung 3.9 stellt die Auswirkungen eines schmalbandigen Geräusches auf die Ruhehörschwelle dar.

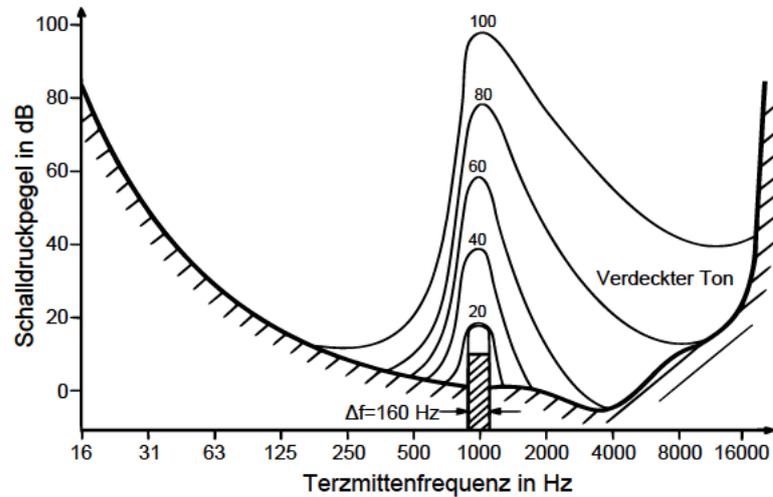


Abbildung 3.9: Mithörschwelle und Verdeckung [9]

Zur Darstellung des Effektes wird der Einfluss eines schmalbandigen Geräusches mit einer Mittenfrequenz von 1 kHz und einer Bandbreite von 160 Hz in fünf verschiedenen Schalldruckpegeln über der Hörschwelle dargestellt. In Abhängigkeit des Geräuschpegels sowie dessen Frequenz erfolgt eine Anpassung der Hörschwelle, die sogenannte Mithörschwelle. Ein Geräusch mit einer Mittenfrequenz von 4 kHz ist beispielsweise aufgrund der Anhebung der Hörschwelle durch das zuvor beschriebene 1kHz Geräusch mit einem Schalldruckpegel von 100 dB erst ab einem Schalldruckpegel von ca. 50 dB wahrnehmbar. Verdeckungseffekte sind bei der Wahrnehmung von Störgeräuschen in Fahrzeugen zu berücksichtigen. [9]

Der Zusammenhang zwischen den physikalischen Schallfeldgrößen und der menschlichen Empfindung wird durch die Psychoakustik beschrieben. Der auf das Gehör treffende Schall wird in der Psychoakustik als Reiz beschrieben und nach der biologischen Verarbeitung als Empfindung wahrgenommen. Nach Fastl und Zwicker [75] sind messbare Reizgrößen und Empfindungsgrößen zu unterscheiden.

Eine messbare Reizgröße ist zum Beispiel die Intensität des Schalls, die durch die logarithmische Berechnungsvorschrift des Schalldruckpegels  $L_p$  in dB durch (3.53) beschrieben wird:

$$L_p = 10 \lg \frac{\tilde{p}^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \quad (3.53)$$

Als Bezugsgröße dient der Referenzschall  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa.

## Empfindungsgrößen

Neben den physikalisch messbaren Reizgrößen basieren Empfindungsgrößen auf Hörversuchen. Ein Auszug der Empfindungsgrößen ist Tabelle 3.2 zu entnehmen, deren Inhalte nachfolgend für die Anwendung auf impulshafte Geräusche aus Sinambari und Sentpali [9], Möser [76] sowie Fastl und Zwicker [75] beschrieben werden.

Größe	Einheit
Lautheit	sones
Schärfe	acum
Rauhigkeit	asper
Schwankungsstärke	vacil
Impulshaltigkeit	-

Tabelle 3.2: Auszug Empfindungsgrößen

### Lautheit

Die Lautheit  $N$  ist sowohl den Empfindungs- als auch den Reizgrößen zugeordnet und entspricht der subjektiven Lautstärkeempfindung, welche definiert, wie viel lauter ein Schalleignis gegenüber dem Referenzschall empfunden wird. Dem Referenzwert von einer *sones* entspricht ein Sinuston mit einem Pegel von 40 dB bei einer Frequenz von 1 kHz.

Das Lautheitslevel, auch Lautstärkepegel  $L_N$  genannt, wird in der Einheit *phon* angegeben und entspricht dem Schalldruckpegel eines 1 kHz Tons, der über der Frequenz als gleich laut empfunden wird. Die Kurven der gleichen Lautstärke werden auch Isophone für Töne einer Mindestdauer von 500 ms genannt und sind in der Abbildung 3.10 dargestellt.

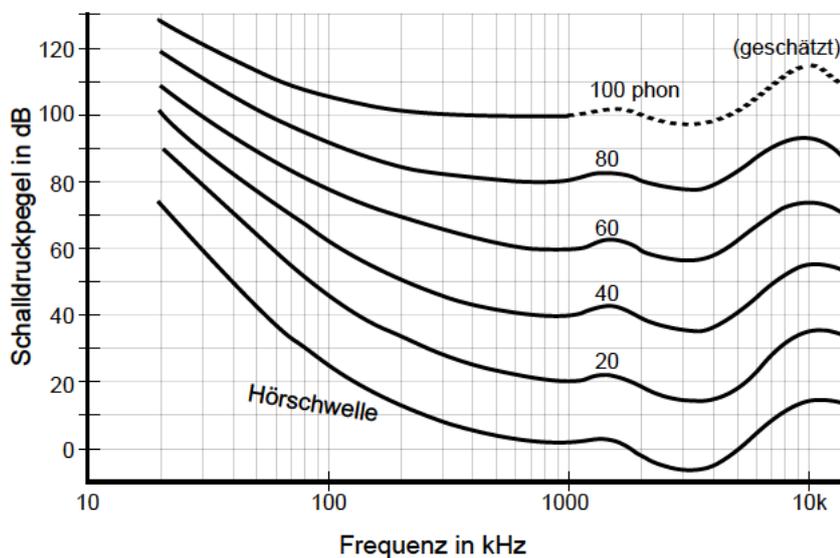
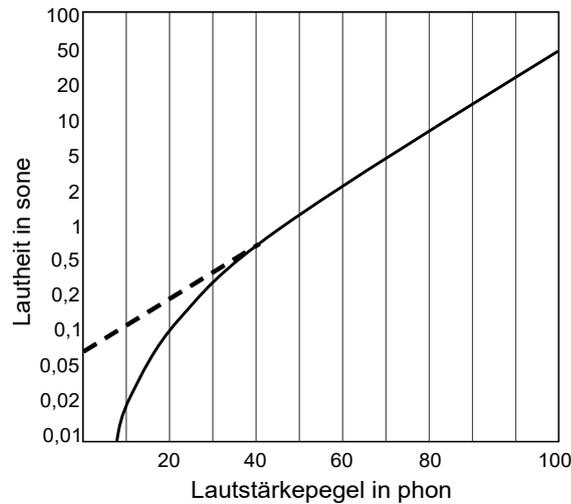


Abbildung 3.10: Kurven der gleichen Lautstärke [74]

Das Gehör ist besonders im Frequenzbereich von 2 bis 5 kHz empfindlich. Ein geringerer Abstand zwischen den Isophonen führt trotz niedrigen Schalldruckpegelerhöhungen zu einer deutlichen Erhöhung der Lautstärke.

Der Zusammenhang zwischen dem Lautstärkepegel  $L_N$  und der Lautheit ist in Abbildung 3.11 dargestellt.



**Abbildung 3.11:** Zusammenhang Lautstärkepegel und Lautheit i.A.a. [74]

Ab 40 phon resultiert ein linearer Zusammenhang zwischen der Lautheit und dem Lautstärkepegel bei einem geringeren Gradienten der Lautheitsempfindung als bei Pegeln unter 40 phon. Daraus ergibt sich eine Fallunterscheidung zwischen der Lautheit  $N$  und dem Lautstärkepegel  $L_N$ . Es gilt für  $> 1$  sone:

$$N = 2^{\frac{L_N - 40}{10}} \text{ [sone]} \quad (3.54)$$

$$L_N = 40 + \frac{10 \lg N}{\lg(2)} \text{ [phon]} \quad (3.55)$$

Für die Lautheit  $< 1$  sone wird die folgende Berechnungsvorschrift angewendet:

$$L_N \approx 40 (N + 0,0005)^{0,35} \text{ [phon]} \quad (3.56)$$

Die empfundene Lautheit ist neben dem Schalldruckpegel auch von der Dauer des einwirkenden Geräusches abhängig, vgl. Abbildung 3.12.

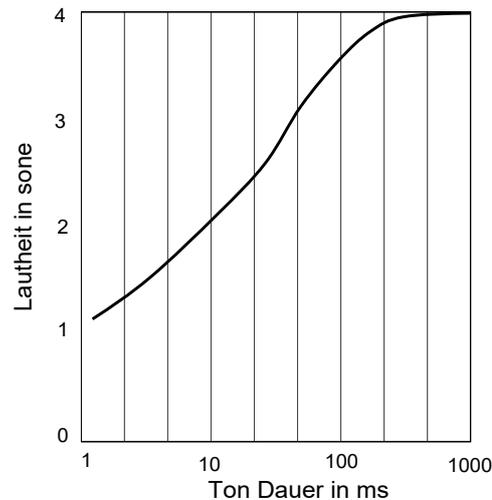


Abbildung 3.12: Lautheit als Funktion der Zeit i.A.a [75]

In Abbildung 3.12 ist der Zusammenhang zwischen der Geräuschkdauer sowie der daraus resultierenden empfundenen Lautheit dargestellt. Für Geräusche unter 100 ms steigt die Empfindung der Lautheit näherungsweise linear an. Ab einer einwirkenden Dauer von 1 s wird keine Steigerung der Lautstärke empfunden. Dieser Effekt kann positive Auswirkungen auf die Empfindung von impulshaften Störgeräuschen haben, da das Geräusch eines Einzelimpulses aufgrund der geringen Einwirkdauer als leiser empfunden wird.

### Schärfe

Als weitere Empfindungsgröße charakterisiert die Schärfe in der Psychoakustik ein *scharfes* oder *schrilles* Geräusch, welches durch das Verhältnis von tiefen und hohen Frequenzen geprägt ist. Ein Geräusch wird durch die Verschiebung des spektralen Schwerpunktes in den Bereich der höheren Frequenzen als *schärfer* empfunden. Der Referenzwert von 1 *acum* ist durch ein Schmalbandrauschen mit der Frequenzbreite von 150 Hz und der Mittenfrequenz von 1 kHz bei einem Pegel von 60 dB definiert. In der vorliegenden Arbeit wird die Analyse der Schärfe nach der Berechnungsvorschrift von Aures angewendet, welche die absolute Lautheit berücksichtigt und nach (3.57) definiert ist [77]. Neben dieser Vorschrift existieren zwei weitere gängige Berechnungsvorschriften, die Schärfe nach Bismarck sowie die Schärfe nach DIN 45692. [9] [76]

$$S_A = c \frac{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} \frac{N'(z)g_A(z)}{\text{Bark} \cdot dz}}{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) dz} [\text{acum}] \quad (3.57)$$

Der Index  $A$  gibt die Berechnungsvorschrift nach Aures an, die durch den Korrekturfaktor  $c = 0,11$  auf den Referenzschall normiert wird. Die spezifische Lautheit  $N'$  hat die Einheit  $\frac{\text{some}}{\text{Bark}}$ . Die durch Hörversuche bestimmte Einheit *Bark* teilt die hörbaren Frequenzen in 24 Bereiche.

Die Bildung dieser Bereiche resultiert aus der Wahrnehmung des menschlichen Gehörs, das eng angrenzende Frequenzen nicht unterscheidet und in Mittenfrequenzbereiche bei einer variablen Bandbreite zusammenfasst. Die lautheitsabhängige Gewichtsfunktion  $g_A(z)$  mit der Tonheit  $z$  in Bark aus (3.57) ist definiert als:

$$g_A(z) = 0,078 \frac{e^{0,171 \frac{z}{\text{Bark}}}}{\frac{z}{\text{Bark}}} \frac{\frac{N}{\text{sone}}}{\ln\left(0,05 \frac{N}{\text{sone}+1}\right)} \quad (3.58)$$

Die Gesamtlautheit aus der Integration über die 24 Frequenzbereiche der spezifischen Lautheit  $N'(z)$  ist bestimmt durch (3.59):

$$N = \int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) dz \text{ [sone]} \quad (3.59)$$

### Rauhigkeit / Schwankungsstärke

Neben der Einteilung in die Empfindungsgrößen der Lautheit und der Schärfe sind amplituden- oder frequenzmodulierte Geräusche durch die Rauhigkeit und die Schwankungsstärke zu beschreiben.

Bei gleichem Schalldruckpegel bzw. der gleichen Lautheit wird ein rauhes Geräusch als *unangenehmer* empfunden. Die Rauhigkeit ist von der einhüllenden Frequenz bzw. der Modulationsfrequenz des Signals abhängig, welche in Abbildung 3.13 dargestellt ist.

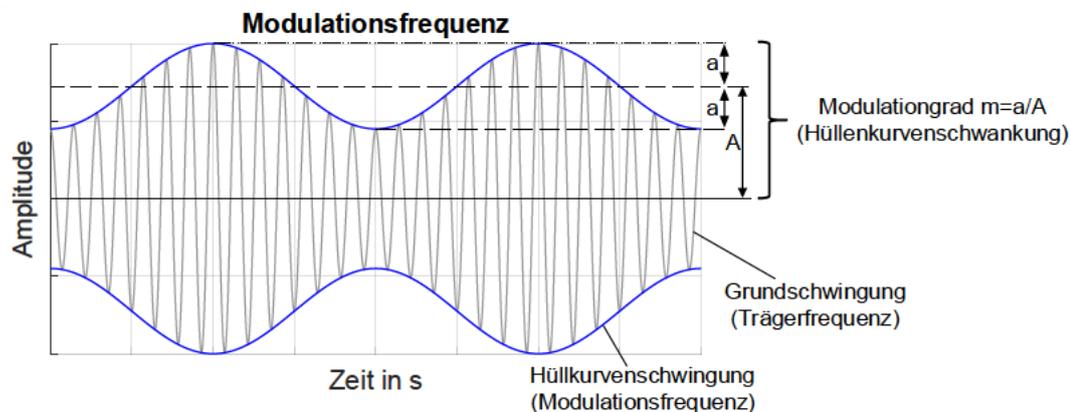


Abbildung 3.13: Modulationsfrequenz i.A.a. [53]

Oberhalb einer Modulationsfrequenz von ca. 15 Hz wird die zeitliche Veränderung der überlagerten Signale nicht mehr durch eine Schwebung wahrgenommen, sondern das Geräusch wird als konstant bzw. rau empfunden. Dem Wert von 1 *asper* ist ein 1 kHz Referenzton bei einem Pegel von 60 dB mit einer Modulationsfrequenz von 70 Hz und einem Modulationsgrad von 1 zugeordnet. Die Rauhigkeit wird anhand verschiedener Berechnungsvorschriften ermittelt, da sie keiner genormten Kenngröße entspricht.

Nach Aures wird die spezifische Rauigkeit  $r'$  über die Tonheit  $z$  integriert, wobei  $c$  erneut einem Normierungsfaktor entspricht:

$$R = c \int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} r' dz \text{ [asper]} \quad (3.60)$$

Die spezifische Rauigkeit  $r'$  ist aus der relativen Schwankung der Erregung an der Stelle  $z$  zu ermitteln. Die Teilrauigkeit  $r'_i$  jeder Frequenzgruppe ist proportional zu dem quadrierten Produkt der Hüllkurvenschwankungen  $m^*$  und der tonheitsabhängigen Gewichtungsfunktion  $g(z)$ :

$$r'_i \sim (g(z_i) m_i^*)^2 \left[ \frac{\text{asper}}{\text{Bark}} \right] \quad (3.61)$$

Als Summe der Teilrauigkeiten resultiert die Gesamtrauigkeit  $R$ :

$$R = c \sum_{i=1}^N r' dz \text{ [asper]} \quad (3.62)$$

Zusätzlich fügt Aures die Abhängigkeit des Gehörs gegenüber den benachbarten Frequenzgruppen der Gleichung (3.62) hinzu. Die zusätzliche Abbildung dieser Abhängigkeit entsteht durch eine Gewichtung der Teilrauigkeiten  $r'_i$  mit den Mittelwerten der normierten Korrelationskoeffizienten  $k_{i-1}$ ,  $k_i$  der bandpassgefilterten Hüllkurvenfunktion durch die benachbarten Frequenzgruppen. [76]

$$R = c \sum_{i=1}^N r' dz \frac{(k_{i-1} + k_i)}{2} \text{ [asper]} \quad (3.63)$$

Modulationsfrequenzen unter 20 Hz hingegen, werden durch die Schwankungsstärke beschrieben. Signale mit einer großen Schwankungsstärke sind durch den Menschen als störender wahrgenommen als Signale mit einer großen Rauigkeit. Dem beschriebenen Referenzton mit der Modulationsfrequenz von 4 Hz wird der Wert von 1 *vacil* zugeordnet. [9] [76]

Die Schwankungsstärke  $F$  wird aus dem zeitlichen Verlauf der Maxima und Minima der spezifischen Lautheit  $N'_{min}$  und  $N'_{max}$  sowie dem zeitlichen Abstand der aufeinanderfolgenden Maximalwerte  $T$  berechnet:

$$F = c \frac{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} \log \left( \frac{N'_{max}}{N'_{min}} \right) dz}{\frac{T}{0,25s} + \frac{0,25s}{T}} \text{ [vacil]} \quad (3.64)$$

### Impulshaltigkeit

Die menschliche Empfindung von schnellen Pegeländerungen wird durch die Impulshaltigkeit auf einer linearen Skala abgebildet. Die Impulshaltigkeit ist durch den Pegel, die Dauer sowie durch den Gradienten der Signaländerung bestimmt und nimmt bis zu Frequenzen von 10 Hz zu. Anschließend wird das Geräusch überwiegend als rauh empfunden. Die empirisch ermittelte Impulshaltigkeit ist nach Sottek [78] [79] definiert und kann durch (3.65) beschrieben werden:

$$I = \sum_{j=1}^N k_j \frac{(e_j - \bar{e}_j)^n}{\bar{e}_j^m} \quad (3.65)$$

Die Erregungsfunktion  $e_j$  wird für jeden Kanal  $j$  durch das Gehörmodell nach Sottek [80] über der Frequenz und der Zeit berechnet. Durch die empirisch ermittelten Gewichtungsfaktoren  $k_j$  sowie  $n$  und  $m$  beschreibt die Analysevorschrift objektive Werte für die Empfindung von impulshaften Geräuschen.

Das menschliche Gehör arbeitet adaptiv, weshalb schnelle Änderungen eines Geräusches bei Impulsen sehr intensiv wahrgenommen werden. Andererseits werden langsam variierende Amplituden und Frequenzen als weniger störend empfunden. Als Annahme bei der Verarbeitung von akustischen Ereignissen gilt, dass ein kontinuierlicher Vergleich zwischen dem momentanen Geräuschmuster mit einem Referenzschall erfolgt. Für die Analyse der im Zeitverlauf variierenden Geräusche wird durch den *Relative Approach* ein Mittelwert aus dem zurückliegenden Signal gebildet und mit dem nachfolgenden Wert verglichen. Die relative Differenz zwischen den Werten ist durch die Einheit *Compressed Pascal* cPa dargestellt [54][58].

### Statistische Auswerteverfahren von impulshafte Geräuschen

Die Analyse von impulshafte Geräuschen ist neben den klassischen akustischen sowie psychoakustischen Auswerteverfahren auch durch statistische Methoden wie dem Crest-Faktor oder durch die Kurtosis möglich.

Der Crest-Faktor  $c$  beschreibt das Verhältnis zwischen dem Spitzenwert  $L_{max}$  bei einer kurz gewählten Zeitdauer und dem Effektivwert  $L_{eff}$  eines Signals [53]:

$$c = \frac{L_{max}}{L_{eff}} \quad (3.66)$$

Als weitere Methode zur Analyse von impulshafte Geräuschen dient die Kurtosis. Zeitbereiche in denen Störgeräusche auftreten stellen eine andere Amplitudenverteilung dar und können durch die statistische Auswertemethode identifiziert werden. Bei hohen resultierenden Kurtosiswerten, aufgrund impulshafte Eigenschaften im Signalverlauf, sind große Abweichungen im Vergleich zur Gaußverteilung vorhanden. [81] [82]

Der dimensionslose Wert der Kurtosis  $\kappa$  mit der Anzahl der Abtastwerte  $N$  und dem Signal  $s(n)$  in Abhängigkeit der Abtastrate stellt die Abweichung gegenüber der Gauß'schen Normalverteilung dar und ist definiert als [53]:

$$\kappa = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^2\right)^2} \quad (3.67)$$

Die Besonderheiten der Abweichungen in der Normalverteilung sind in Abbildung 3.14 dargestellt.

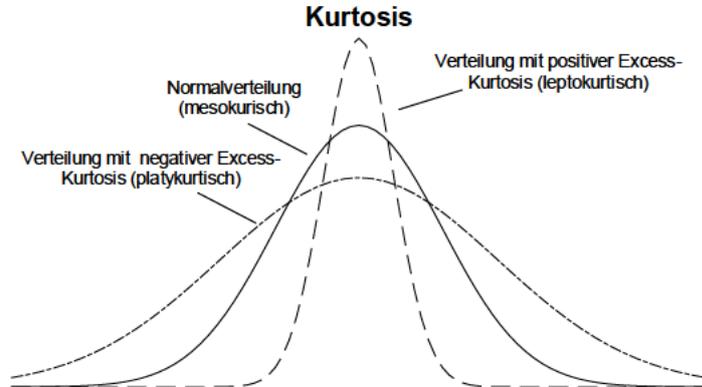


Abbildung 3.14: Beschreibung Kurtosis i.A.a. [53]

Weisen Signalcharakteristiken impulshafte Anteile auf, so sind diese durch einen positiven Excess zu identifizieren. Allerdings ist durch einen negativen Excess im Amplitudenverlauf ein häufigeres Auftreten der Störgeräusche im betrachteten Zeitraum möglich, wodurch der subjektiven Lästigkeitseindruck verstärkt werden kann [81].

### 3.3.2 Lineare Regression

Ein Regressionsmodell bildet den mathematischen Zusammenhang zwischen abhängigen und unabhängigen Variablen. Beispielhaft kann die lineare Regression durch die Abhängigkeit zwischen der Außentemperatur und der Gästeanzahl in einem Freibad beschrieben werden.

Der lineare Zusammenhang zwischen der abhängigen Variable (Anzahl der Gäste) und der unabhängigen Variable (Temperatur) wird durch die Regressionsgerade beschrieben:

$$\hat{y}_k = a_0 + a_1 x_k \quad (3.68)$$

Die Regressionskoeffizienten  $a_0$  und  $a_1$  sind entsprechend dem kleinsten Abstand zwischen den beobachteten  $y_i$  sowie den vorhergesagten Werten  $\hat{y}_i$  zu wählen:

$$a_0 = \frac{s_y}{s_x} r_{xy} \quad (3.69)$$

$$a_1 = -\frac{s_y}{s_x} r_{xy} \bar{x} + \bar{y} \quad (3.70)$$

Wobei  $s$  für die Standardabweichung steht und  $r$  dem Korrelationskoeffizienten entspricht.

Der mittlere Fehler des Modells (MAE) beschreibt den Mittelwert aller Residuenbeträge  $\hat{e}_k$ , welche der Differenz der vorhergesagten und der beobachteten Werte ( $\hat{y}_k - y_k$ ) entsprechen.

Besteht ein Zusammenhang zwischen der abhängigen Variable (Anzahl der Gäste) und mehreren unabhängigen Variablen  $n$  (Temperatur und Eintrittspreise) sind durch die Bezugnahme der zusätzlichen Prädikatoren bessere Modelle zu erwarten. Der Zusammenhang wird multiple lineare Regression genannt und kann beschrieben werden durch:

$$\hat{y}_k = a_0 + a_1 x_k + \dots a_n x_k \quad (3.71)$$

Als Voraussetzung der multiplen Regression gilt die Unabhängigkeit der Variablen. Die Vorhersagegüte des Modells zwischen den abhängigen Variablen und dem Ergebnis der Linearkombinationen ist mindestens so groß wie die höchste Einzelvorhersage der Prädiktorvariablen.

Der Korrelationskoeffizient  $r$  beschreibt den Zusammenhang zwischen den Mittelwerten der abhängigen Variablen  $y_i$  sowie der berechneten Vorhersage  $\hat{y}_i$ . Korrelationskoeffizienten größer als 0,7 sind als gut bewertet, größer als 0,9 als sehr gut.

Der quadrierte Korrelationskoeffizient  $R^2$  ist als Bestimmtheitsmaß mit einem Maximalwert von 1 definiert und stellt die Güte der Vorhersage der multiplen linearen Regression dar:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (3.72)$$

Der Zähler entspricht der aufgeklärten Varianz des vorhergesagten Kriteriums  $\hat{y}_i$ , während der Nenner die Gesamtvarianz durch den beobachteten Wert  $y_i$  definiert. Durch hohe Werte des Bestimmtheitsmaßes ist ein großer Anteil durch die Varianz der abhängigen Variablen dargestellt und das Modell entspricht einer guten Qualität.

Im Beispiel sind die Besucherzahlen von der Temperatur und den Eintrittspreisen abhängig. Der Zusammenhang lässt sich jedoch nicht nur durch diese beiden Variablen beschreiben,

weshalb das Bestimmtheitsmaß einen abweichenden Wert von 1 annimmt. Die notwendige Unabhängigkeit der einzelnen Prädiktoren wird durch die Multikollinearität überprüft.

Durch eine Kombination der beiden Analysen ist eine genauere Vorhersagegüte modellierbar als durch die Anwendung von lediglich einer Variable.

Bei einer hohen Anzahl von Analysen zur Beschreibung der unabhängigen Variable sinkt jedoch die Modellgüte, weshalb Limitierungen der abhängigen Variable notwendig sind. [83] [28]

In vorliegender Arbeit wird der vorhergesagte mit dem tatsächlichen Bewertungsindex verglichen und die Qualität des Modells durch das Bestimmtheitsmaß charakterisiert.

#### 3.3.3 Kreuzkorrelation

Dem objektiven Vergleich von zwei nicht identischen Signalen dieser Arbeit dient die Kreuzkorrelation. Die Kreuzkorrelation  $\psi_{xy}$  der Signale  $x(t)$  und  $y(t)$  ist definiert als:

$$\psi_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t) y(t + \tau) dt \quad (3.73)$$

Durch die Analyse ist die zeitliche Differenz  $\tau$  der größten Übereinstimmung der Signale ermittelbar. Der Korrelationsfaktor der beiden Signale entspricht bei dieser Differenz  $\tau$  dem größten Wert bzw. dem Grad der Übereinstimmung. Für den normierten Korrelationskoeffizienten resultieren Werte im Bereich von  $\pm 1$ . Für einen Korrelationswert von 1 sind beide Signale vollkommen übereinstimmend, jedoch unter Umständen zeitversetzt. [66] [84]

## 4 Systembeschreibung und Wirkkette

Zur Darstellung der Störgeräuschenstehung sowie der Weiterleitung durch Transferpfade und der Luftschallabstrahlung im Fahrzeuginnenraum wird die Wirkkette in Abbildung 4.1 in teilweise rückwirkungsbehaftete Subsysteme zerlegt und anhand eines einfachen Simulationsmodells sowie mithilfe von Messdaten beschrieben.

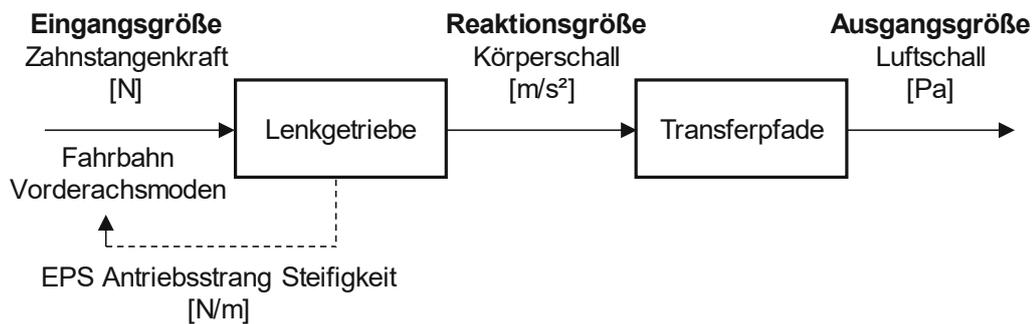


Abbildung 4.1: Wirkkette Störgeräuschenstehung und Weiterleitung

In der Mitte der Wirkkette befindet sich das Lenkgetriebe. Die Funktionen der Subkomponenten des Lenkgetriebes sowie mögliche Spiele in den Teilsystemen werden zu Beginn des Kapitels erläutert. Vorhandene Spiele sowie die effektive Steifigkeit zwischen der Zahnstange und dem EPS Antriebsstrang können durch eine zerstörungsfreie Methode bestimmt werden, welche in Kapitel 4.1.3 anhand von Messdaten beschrieben ist. Die Steifigkeit hat aufgrund eines rückwirkungsbehafteten Systems Auswirkungen auf die Vorderachsmode bzw. durch die Überlagerung mit der Fahrbahnregung auf die einwirkende dynamische Zahnstangenkraft.

Die Zahnstangenkraft bzw. Summenspurstangenkraft wird als Differenz aus rechter und linker Spurstangenkraft definiert:

$$F_{Zahnstange} = F_{Sprstre} - F_{Sprstli} \quad (4.1)$$

Die Ergebnisse der Steifigkeitsanalysen im Lenkgetriebe dienen der analytischen Berechnung für ein einfaches MKS Modell. Mit vereinfachten Eingangsparametern der Kraftanregung durch die Fahrbahn werden erste Unterschiede der Zahnstangenkräfte zwischen einem akustisch auffälligen und einem unauffälligen Lenkgetriebe diskutiert.

Im nächsten Schritt gilt es, Übereinstimmungen und Differenzen der Simulationsergebnisse mit realen Fahrzeugmessungen abzugleichen. Hierfür werden typische Fahrbahnprofile in Kapitel 4.2.2 messtechnisch erfasst und Besonderheiten in der spektralen Unebenheitsdichte ausgewertet. Aus diesen Charakteristiken wird ein reproduzierbares Rollenprüfstandprofil für Gesamtfahrzeugmessungen abgeleitet.

Resultierend aus der Zahnstangenkraft und vorhandener Spiele im Lenkgetriebe entstehen

---

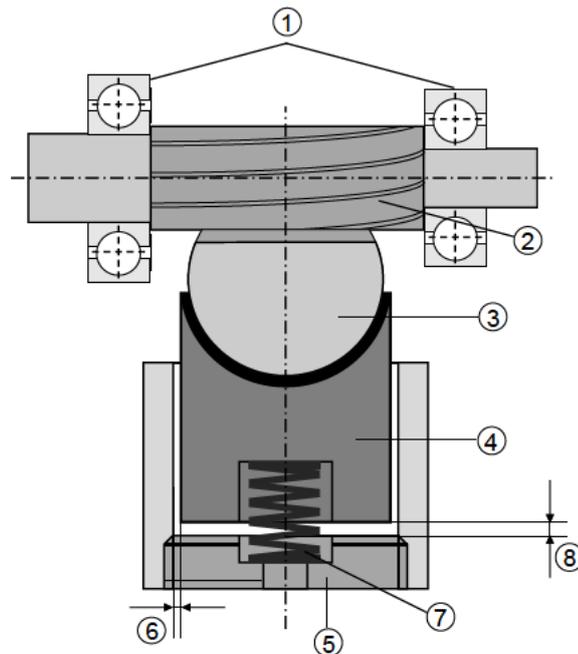
in der Wirkkette Körperschallimpulse, welche über Transferpfade in den Fahrzeuginnenraum übertragen werden (rechte Seite der Wirkkette, Abbildung 4.1). Mögliche Transferpfade der Körperschallübertragung, ausgehend vom Lenkgetriebe zur Luftschallabstrahlung, werden in Kapitel 4.4 aufgezeigt. Eine Luftschallanalyse des Störgeräusch-Phänomens im Fahrzeuginnenraum schließt die Wirkkettenanalyse und das Kapitel ab.

## 4.1 Aufbau und Funktionen der Subkomponenten im achsparallelen Lenkgetriebe

Zur Beschreibung der Subkomponenten wird das Lenkgetriebe in zwei wechselwirkungsbehaftete Bereiche unterteilt, die als Entstehungsorte von Klapperimpulsen bei achsparallelen Lenkgetrieben gelten. Der erste Bereich umfasst die Komponenten Ritzel und Druckstück. Dem zweiten Bereich ist die Lenkkraftunterstützungseinheit zugeordnet bestehend aus dem Kugelgewindetrieb, Riemen sowie dem Unterstützungsmotor. Die Zahnstange verbindet die Teilbereiche miteinander. Nachfolgend werden die Wirkzusammenhänge in Bezug auf die physikalische Entstehung von Störgeräuschen untersucht.

### 4.1.1 Druckstück, Ritzel und Zahnstange

Das Fahrerhandmoment wird durch ein schrägverzahntes Ritzel auf die Zahnstange übertragen. Die Zahnstange wird neben dem Kugelgewindetrieb zwischen dem Druckstück und dem Ritzel gelagert. Das Ritzel wird durch Wälzlager abgestützt. Abbildung 4.2 stellt schematisch einen Überblick der Funktionen und beteiligten Komponenten dar.



1	Wälzlagerung Ritzel	5	Einstellschraube
2	Ritzelwelle	6	Radiales Druckstückspiel
3	Zahnstange	7	Axiale Feder
4	Druckstück	8	Axiales Druckstückspiel

**Abbildung 4.2:** Aufbau Druckstück, Ritzel, Zahnstange i.A.a. [85] [11]

Der Kraftschluss zwischen dem Ritzel und der Zahnstange wird durch die axiale Vorspannkraft der Feder  $F_Z$  erzeugt. Durch das axiale Spiel wird die Anpressung bei kleinen Lasten auf die Federkraft begrenzt, welches zusätzlich dem Toleranzausgleich sowie elas-

#### 4.1. Aufbau und Funktionen der Subkomponenten im achsparallelen Lenkgetriebe

tischen Verformungen der Zahnstange entgegenwirkt. Erst bei hohen Lasten erfolgt ein Kontakt zwischen dem Druckstück und der Einstellschraube. Das Einstellen des axialen Spieles erfolgt über eine Gehäusebohrung und hat bei zu geringen Einstellwerten negative Auswirkungen auf das Reibungsniveau im Lenksystem. Der nominale Einstellbereich liegt zwischen 40 und 100  $\mu\text{m}$ . Das Reibungsniveau ist neben der axialen Kraft aus Feder und Deckel auch durch die Reiboberfläche sowie der Geometrie zwischen der Zahnstange und der Druckstückoberfläche bestimmt.

Das radiale Druckstückspiel ist möglichst gering und dient der radialen Führung sowie dem Toleranzausgleich. Durch optionale radiale O-Ringe kann eine zusätzliche Dämpfung realisiert werden [85].

Auf Grund von vorhandenen Spielen und der dynamischen Zahnstangenkraft sind vier Ursachen für potentielle Kontaktgeräusche zu nennen, vgl. Abbildung 4.3.

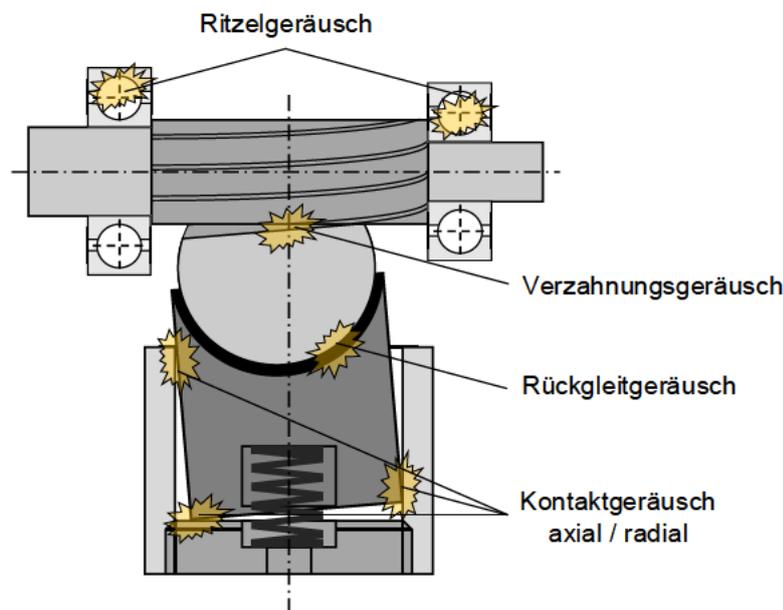


Abbildung 4.3: Kontaktgeräusch im Bereich Druckstück, Ritzel, Zahnstange [85]

Zur Verbesserung des Verständnisses der Kraftverteilung sind in Abbildung 4.4 die auf die Zahnstange statisch wirkenden Kräfte dargestellt.

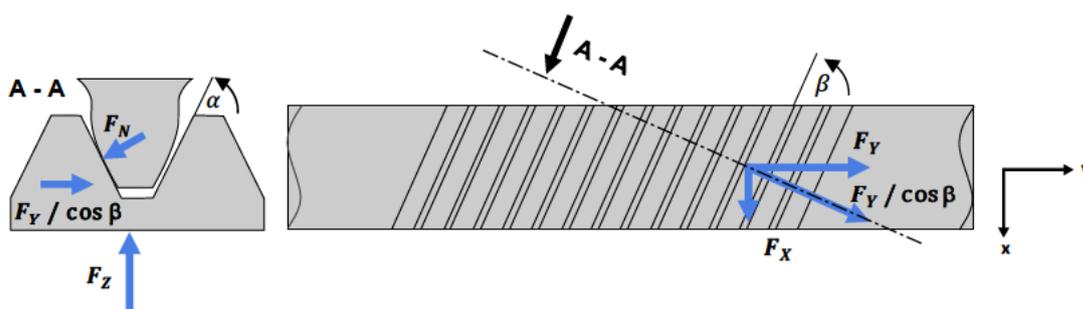


Abbildung 4.4: Kraftverteilung an der Zahnstange

Aus der Normalkraft der Verzahnung  $F_N$  und dem Schrägungswinkel  $\beta$  sowie dem Normal-eingriffswinkel  $\alpha$  resultieren unter der Annahme eines Einflankenkontaktes die Querkraft  $F_x$ , die Zahnstangenkraft  $F_y$  sowie die axiale Druckstückkraft  $F_z$ .

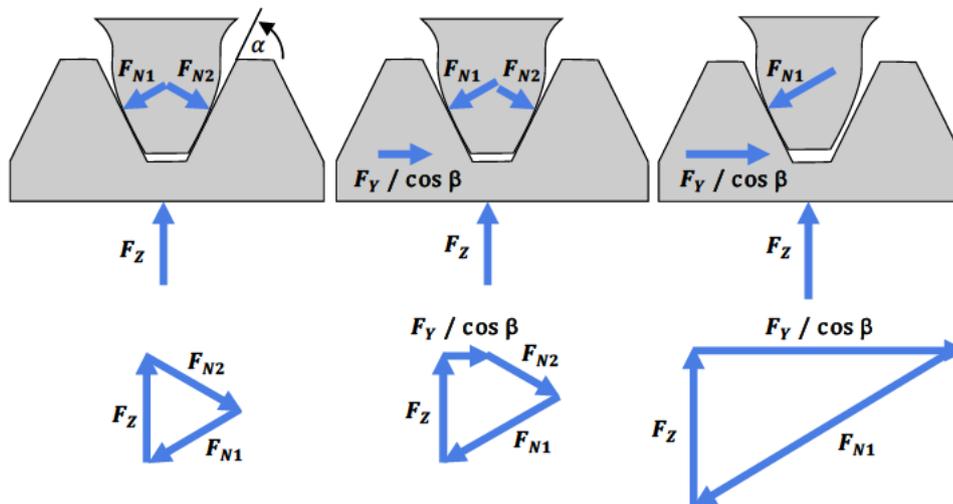
Die Kräfte lassen sich durch die nachfolgenden Zusammenhänge beschreiben:

$$F_x = F_N \cos\alpha \sin\beta \quad (4.2)$$

$$F_y = F_N \cos\beta \cos\alpha \quad (4.3)$$

$$F_z = F_N \sin\alpha \quad (4.4)$$

In der Praxis lassen sich drei Lastfälle identifizieren: Lastfrei, geringe Last sowie eine große Last, bei der die Federkraft des Druckstücks zu gering für ein Kräftegleichgewicht ist. Die statischen Lastfälle sind in Abbildung 4.5 dargestellt.



**Abbildung 4.5:** Kraftwirkung auf die Zahnflanken - Lastfälle: Lastfrei (links), geringe Last (mitte), hohe Last (rechts)

Im lastfreien Zustand (links) resultiert ein Kräftegleichgewicht zwischen der durch die Druckstückfeder bestimmten Kraft  $F_z$  mit den normal auf die Flanken wirkenden Kräfte  $F_{N1}$  und  $F_{N2}$ . Es besteht ein zweifacher Flankeneingriff, dessen Wirkungslinie durch den Zahneingriffswinkel  $\alpha$  bestimmt ist.

Bei einer geringen Last besteht weiterhin ein zweifacher Flankeneingriff, jedoch erfolgt eine Umverteilung der Beträge von  $F_{N1}$  und  $F_{N2}$ .

Bei einer weiteren Zunahme der Zahnstangenkraft  $F_y$  resultiert ein Einflankenkontakt und eine Erhöhung der Druckstückkraft  $F_z$  durch die Kompression der Feder. Bei Überschreiten der maximalen Druckstückfederkraft, entsteht ein Kontakt zwischen Druckstück und Deckel. Es resultiert eine Unterstützung der Federkraft durch die Kontaktkraft zwischen Deckel und Druckstück.

Bei langsamen Lastwechseln finden stetige Kraftübergänge ohne ein Abheben der Kontaktflächen statt.

Im schnellen, wechselseitigen Lastfall können jedoch Impulse durch die Kontaktwechsel der Verzahnung bzw. durch den axialen Kontakt zwischen Druckstück und Deckel entstehen. Die aus dem Schrägungswinkel  $\beta$  resultierende Querkraft  $F_x$  bedingt zusätzlich eine Verkipfung des Druckstücks, woraus radiale Kontaktgeräusche entstehen können. Die Verkipfungen werden unter anderem durch die Verwendung von O-Ringen gedämpft. Die Abstützung der Ritzelwelle erfolgt über zwei Wälzlager. Durch spielbehaftete Lager können ebenfalls Relativbewegungen und somit Ritzellager Geräusche entstehen. Zuletzt sind Reibeffekte zwischen der Zahnstange und dem Druckstück zu nennen, aus denen Gleitgeräusche resultieren können. [85]

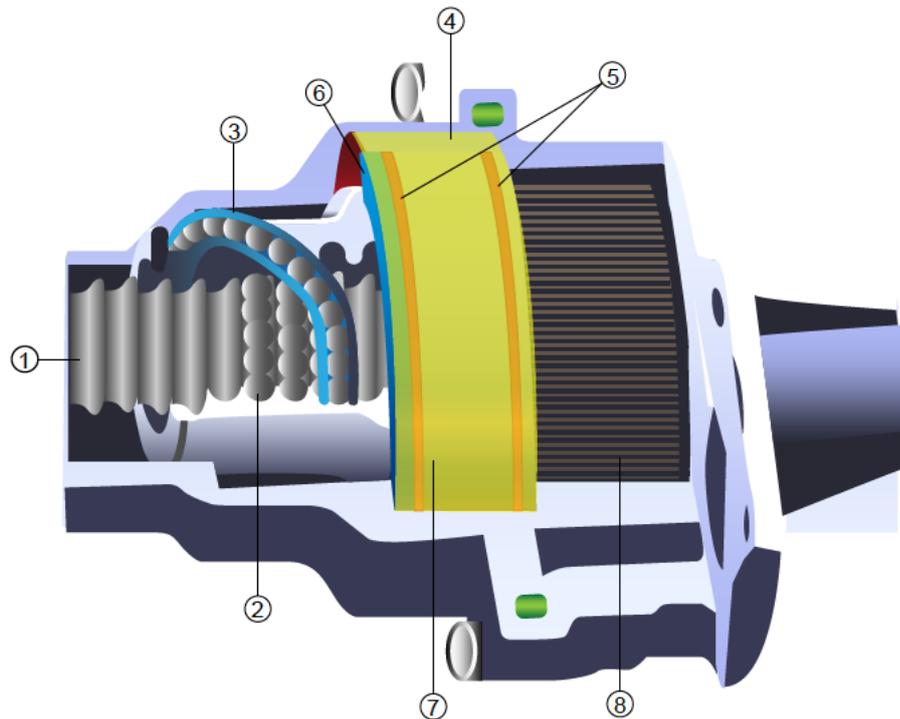
Für Optimierungen im Entwicklungsprozess sowie dem Abgleich von Komponentensimulationen, ist gemeinsam mit Kleucker, Wimmer und Jaeger ein Messsystem zur Bewegungsanalyse des Druckstücks entwickelt worden [86]. Hierdurch sind alle Translationen und zwei Rotationen des Festkörpers bei Fahrzeugmessungen visuell und analytisch darstellbar. Für die Analyse der Wirkzusammenhänge sind neben den Weg- und Winkelmessungen auch deren Änderungen sowie die Beschleunigungen des Druckstücks relevant [87].

Neben dem Druckstück, Ritzel sowie der Zahnstange können Kontaktgeräusche im Bereich des Kugelgewindetriebes entstehen, die im nachfolgenden Kapitel beschrieben werden.

### 4.1.2 Kugelgewindetrieb

Das Reduktionsgetriebe überträgt das Unterstützungsmoment des Elektromotors durch die Umwandlung der rotatorischen Bewegung in eine translatorische Zahnstangenverschiebung. Die Übersetzung erfolgt in einem EPS-apa Lenkgetriebe durch die Kombination eines Zahnriemens mit einem Kugelgewindetrieb. Zur Reibungsreduktion und dem notwendigen Ausgleich von Spielen sind exakte Toleranzbestimmungen der Lagerung der Kugelmutter des KGT's im Gehäuse sowie zur Zahnstange notwendig.

In Abbildung 4.6 ist der schematische Aufbau des Kugelgewindetriebes inkl. Lagerung und Zahnstange dargestellt:



1	Zahnstange / Spindel	5	Axiale Wellfedern
2	Kugeln als Wälzkörper	6	Axiale Passscheibe
3	Kugelrückführung	7	Hauptlager
4	Radiales Wellfederband	8	Riemenscheibe

Abbildung 4.6: Aufbau Kugelgewindetrieb i.A.a. [88]

Die Riemenscheibe wird mittels vorgespanntem Zahnriemen durch den Unterstützungsmotor angetrieben. Diese Rotationsbewegung wird durch das Abrollen der Kugeln über die spiralförmige Laufbahn der Zahnstange in eine translatorische Verschiebung gewandelt. Die einzelnen Kugeln werden durch die Kugelrückführung zu einer endlosen Wälzkörperkette verbunden. Die Rotation der Kugelmutter gegenüber dem Gehäuse wird über ein Vierpunkthauptlager ermöglicht, das durch Wellfedern vorgespannt wird. Die Einstellung der Vorspannung gegenüber der Gehäuseschale erfolgt durch zwei axiale Passscheiben. Ein weiteres Wellfederband spannt das Hauptlager gegenüber dem Gehäuse radial vor. Die axialen und radialen Federn zwischen Gehäuse und KGT dienen neben der definierten Vorspan-

nung auch dem Ausgleich von temperaturbedingten Materialausdehnungseffekten. Es lassen sich drei wesentliche Störgeräusentstehungsursachen im KGT nennen. Allen drei Entstehungsmechanismen der Klapperimpulse liegt der Effekt des Anschlages zweier Bauteile zugrunde. Der Stoß- bzw. Schlagvorgang ist ein kurzzeitiger und örtlich begrenzter Kraftimpuls von Festkörpern [9].

Die erste Entstehungsursache ist bedingt durch das axiale Spiel zwischen den Wälzkörpern und deren Laufbahnen. Es wird ein Schmiegeungsverhältnis  $S$  von 0,95 angestrebt, wodurch sich ein Spiel zwischen der Zahnstange und den Wälzkörpern bzw. der Kugelmutter ergibt [89].

$$S = \frac{\text{Kugelradius}}{\text{Laufbahnradius}} \quad (4.5)$$

Aus der dynamischen Zahnstangenkraft resultieren Relativbewegungen zwischen den Wälzkörpern und dem KGT sowie der Zahnstange. Durch plötzliche Geschwindigkeitsänderungen aufgrund von Bauteilkontakten resultieren einzelne Impulse.

Als zweite Impulsentstehungsursache gilt das Vierpunkthauptlager, das die radialen und axialen Kräfte des KGT's gegenüber dem Lenkgetriebegehäuse abstützt. Spiele sind durch die Lagervorspannungen und ein von außen über die Riemenvorspannkraft aufgeprägtes Moment definiert. Durch diese Vorspannkraft des Riemens wird ein konstantes Kippmoment auf den KGT aufgebracht, was zu einer Deachsierung und einem ungleichmäßigen Abrollen der Wälzkörper führt. Aus der Kombination von dynamischen Kräften und statischen Vorlasten durch z.B. Radaufstandskräfte oder der Einprägung eines Lenkwinkels, kann es zu einer Verkippung des Lagers und einem Hauptlagerkontakt von nur zwei diagonalen Punkten kommen. Diese Relativbewegung zwischen Lager und Gehäuse bzw. der Zahnstange kann ebenfalls zu Relativgeschwindigkeitsänderungen führen.

Zuletzt sind Relativbewegungen aufgrund konstruktiver Auslegungen von Vorspannkräften der axialen und radialen Wellfedern zu nennen. Die Wellfedern definieren zum einen die Hauptlagervorspannung, zum anderen dienen sie dem Ausgleich von temperaturabhängigen Ausdehnungseffekten. Aufgrund der Materialpaarungen von Aluminium im Gehäuse und Stahl im Hauptlager bzw. der Zahnstange sowie der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten, bedingt die Motorabwärme und die Umgebung eine ungleichmäßige Erwärmung des Lenkgetriebes. Diese temperaturabhängige Entstehung von Spielen begünstigt die Relativbewegungen und damit die Entstehung von Kontaktstößen. Die mechanische Auslegung des Lenkgetriebes über weite Temperaturbereiche muss deshalb aufgrund des Zielkonfliktes zwischen der Reibung und der Akustik exakt definiert sein.

Die hier singular dargestellt Phänomene sind häufig rückwirkungsbehaftet zueinander. Oft besteht eine Kombination aus den verschiedenen Ursachen.

Spiele zwischen dem Kugelgewindetrieb und der Zahnstange beeinflussen die effektive Steifigkeit des Lenkgetriebes und können über eine zerstörungsfreie Methode bestimmt werden. Eine Beschreibung der Methode und die experimentelle Anwendung auf zwei Lenkgetriebe erfolgt im nächsten Kapitel.

#### 4.1.3 Methode zur Steifigkeitsbestimmung im elektrischen Lenkgetriebe

Der Verbund aus Vorderachse mit Rädern, Lenkgetriebe und Lenkstrang kann als rückwirkungsbehaftetes Schwingungssystem betrachtet werden. Für eine Systembeschreibung ist die Kenntnis der Lenkgetriebebestifigkeit notwendig. Der detaillierte Aufbau des Schwingungssystems ist in Kapitel 4.2.1 beschrieben.

Steifigkeiten und Spiele zwischen der Zahnstange und dem Unterstützungsmotor lassen sich durch eine Komponentenmessung mittels der Verdrehkennlinie bestimmen. Die Zahnstange wird mithilfe von Adaptern auf beiden Seiten zwischen den Spurstangenköpfen sowie dem Gehäuse in der Mittenposition blockiert. Das Motormoment wird bei der gleichzeitigen Erfassung des Rotorlagewinkels in positive und negative Drehrichtung ansteigend bis zum Maximum bzw. Minimum geregelt. Die Regelung erfolgt über eine Softwarefunktion oder indirekt über das Lenkunterstützungsmoment bei aktiver EPS mithilfe eines Lenkroboters und der daraus resultierenden Momentenanforderung durch die Sensoreinheit. Durch eine hohe Abtastrate und Auflösungsgenauigkeit der Flexray Signale *Motormoment* und *Rotorlagewinkel* lässt sich das System bzgl. Steifigkeit und Hysterese charakterisieren [90].

Nach der Umrechnung mithilfe des Übersetzungsverhältnisses von Motormoment auf die Kraft bzw. Rotorwinkel auf den Zahnstangenweg ergibt sich am Beispiel von zwei Lenkgetrieben nachfolgende Auswertung.

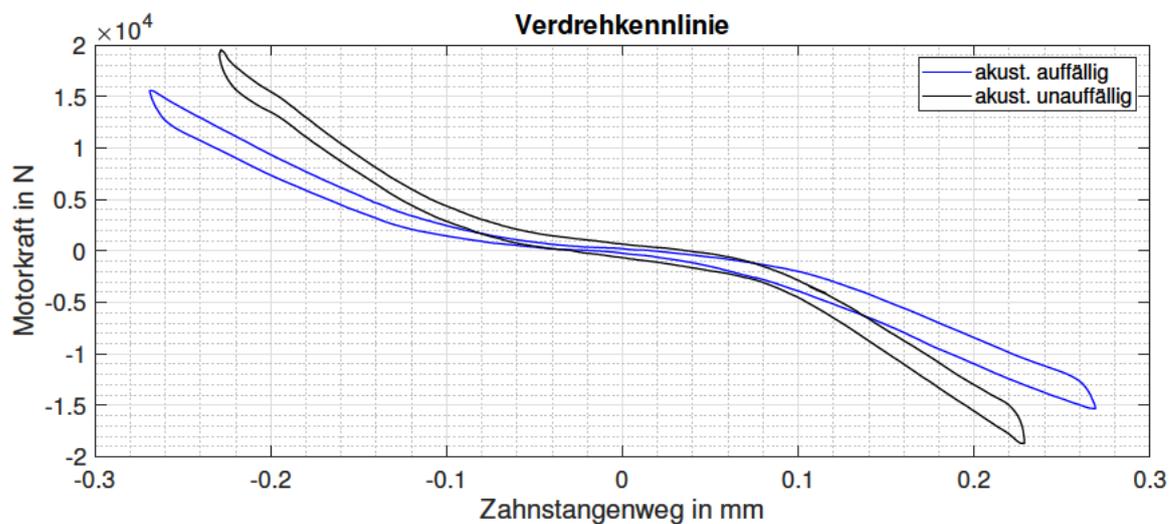


Abbildung 4.7: Verdrehkennlinie von zwei Lenkgetrieben

In der Darstellung sind die Auswertungen eines im Fahrversuch subjektiv auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes dargestellt. Dieselben beiden Lenkgetriebe werden im Laufe der Arbeit als Referenz zur beispielhaften Darstellung verwendet. Dabei handelt es sich um zwei im Fahrversuch subjektiv bewertete Lenkgetriebe, bei denen keine bzw. starke Störgeräusche wahrgenommen werden können. Die Motorkraft der beiden experimentell ermittelten Kennlinien ist über dem Zahnstangenweg nach der mechanischen Übersetzung und einer Tiefpassfilterung dargestellt.

Von besonderem Interesse ist der Bereich des Nulldurchganges. Spiele bzw. niedrige Steifigkeiten und Steifigkeitssprünge lassen sich durch konstante Gradienten im Verlauf identifizieren. Die gemittelten Steifigkeiten im Bereich des Nulldurchganges betragen ca.  $2,24 \cdot 10^7$  N/mm im akustisch unauffälligen bzw.  $1,56 \cdot 10^7$  N/mm im akustisch auffälligen Lenkgetriebe. Zusätzlich ist besonders in diesem Bereich eine Änderung der beiden Hysterese-Verläufe erkennbar, was auf einen Reibungsunterschied bzw. auf interne Verspannungszustände hindeutet. Diese können z.B. aus einer Deachsierung zwischen der Zahnstange und dem KGT resultieren.

Die beschriebenen Charakteristiken der Steifigkeitsänderung können erste Anzeichen auf Spiele und somit auf akustische Auffälligkeiten der Komponenten sein. Besonders flache

Gradienten im Bereich des Nulldurchganges weisen neben der niedrigeren Steifigkeit auf mögliche Spiele hin. Die Methode bietet eine einfache Möglichkeit zur Bestimmung der Steifigkeitsverläufe zwischen der Zahnstange und dem Unterstützungsmotor. Besonderheiten, die nicht aus der Servounterstützung resultieren, wie im Bereich des Druckstücks, werden nicht abgebildet. Die Steifigkeitsverläufe aus Abbildung 4.7 der beiden Komponenten dienen im nächsten Kapitel beispielhaft als Eingangsparameter für die Simulation.

## 4.2 Krafteinleitung in elektrische Lenksysteme

Die Hauptkrafteinleitung auf die Zahnstange erfolgt durch die Fahrbahn über die Räder und Spurstangen. Weitere Krafteinleitungen durch Lenkbewegungen werden nicht explizit untersucht.

Nachfolgend werden die resultierenden Spurstangenkräfte aus der Überlagerung der Fahrbahnanregung sowie der Vorderachsschwingungen untersucht. Dabei hat die in Kapitel 4.1.3 beschriebene Steifigkeit des Lenkgetriebes Auswirkungen auf die Vorderachsschwingungen, vgl. Abbildung 4.1.

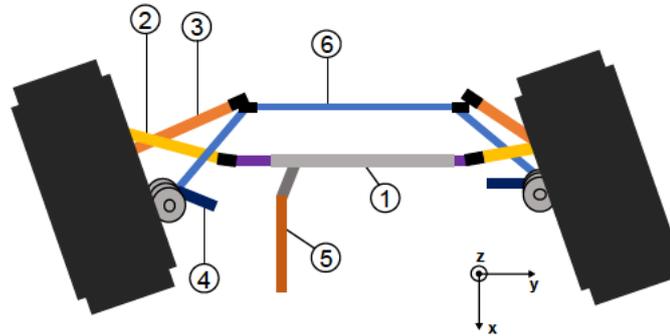
Im Anschluss wird die Anregung der Vorderachse in Kapitel 4.2.2 anhand typischer Fahrbahnen analysiert, bei denen Störgeräusche auftreten. Aus den Erkenntnissen der Fahrbahnanregung erfolgt eine abgeleitete reproduzierbare Anregung durch einen Rollenprüfstand. Anhand von Simulations- und Messergebnissen wird der Zusammenhang zwischen den Achseigenmoden, der Fahrbahnanregung und den resultierenden Summenspurstangenkräften diskutiert.

### 4.2.1 Eigenmoden der Vorderachse

Wie im Stand der Technik in Kapitel 2.1.1 erläutert, beschreibt Münster [16] durch ein Mehrkörpersimulationsmodell die Auswirkungen der Achseigenmoden auf die Zahnstangenbewegung mit einer frei bzw. fest angenommenen Zahnstange unter der Abbildung der kinematischen sowie elastokinematischen Bauteileigenschaften der Vorderachse. Als wesentliche Moden gelten neben der Längsbewegung der Räder bei ca. 11 Hz auch die gleichphasige Drehung beider Räder bei ca. 28 Hz.

Bezogen auf die resultierenden Zahnstangenbewegungen bzw. Kräfte hat besonders die phasengleiche Drehung um die Hochachse beider Räder eine große Auswirkung.

Die Mode und der schematische Aufbau der Mehrlenkervorderachse ist in Abbildung 4.8 visualisiert:



1	Lenkgetriebe	4	Querlenker unten
2	Spurstange	5	Lenkspindel
3	Zugstrebe	6	Stabilisator

Abbildung 4.8: Eigenmode Vorderachse i.A.a. [16]

Die von Münster beschriebenen Moden der Mehrlenkerachse beziehen sich auf eine vom Lenkgetriebe und Lenkstrang unabhängige (freie) bzw. fest modellierte Zahnstange, wobei in beiden Fällen die Steifigkeiten im Lenkgetriebe nicht berücksichtigt werden. Zur Analyse der Auswirkung einer durch die Verdrehkennlinie gemessenen Steifigkeit (vgl. Kapitel 4.1.3) zwischen Zahnstange und Unterstützungsmotor wird ein einfaches Ersatzmodell mit Bullinger [91] aufgebaut. Das Modell dient der Systembeschreibung sowie der Charakterisierung der Zahnstangenkräfte. Die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen  $M$ ,  $C$  und  $K$  befindet sich im Anhang in (7.1).

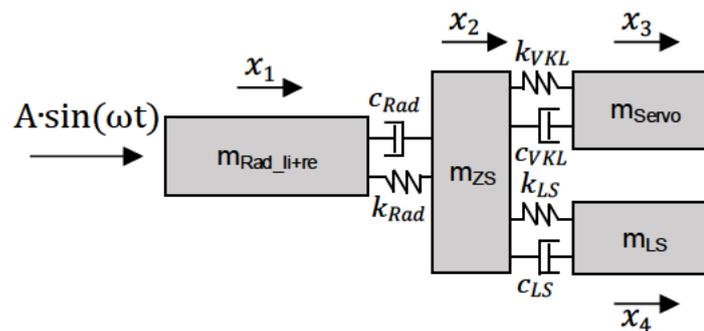


Abbildung 4.9: Simulationsmodell: Bestimmung der Zahnstangenkräfte

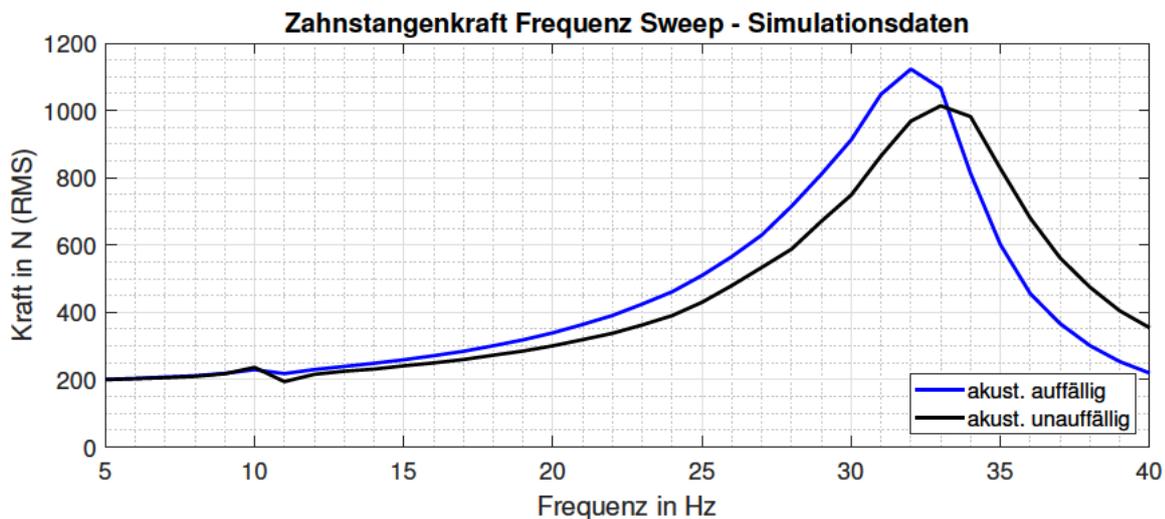
Die Kräfteanregung im Simulationsmodell wirkt auf die gleichphasig schwingenden Räder. Diese Annahme leitet sich aus der Beobachtung des Eigenschwingverhaltens bei einer starr angenommenen Zahnstange aus Abbildung 4.8 ab. Zusätzlich ist die gleichphasige Rad-schwingung in Fahrzeugmessungen zu beobachten. Eine Auswertung der einzelnen Spurstangenkräfte sowie deren Summe befindet sich im Anhang in Abbildung 7.1.

Hieraus leitet sich eine Zusammenfassung der beiden Radmassen  $m_{Rad_{li+re}}$  und die Verbindung durch die doppelte Anbindungssteifigkeit  $k_{Rad}$  zur Zahnstangenmasse  $m_{ZS}$  ab. Die Zahnstange stellt eine geringe Masse dar und ist über die nicht lineare Steifigkeit  $k_{VKL}$  der Verdrehkennlinien aus Kapitel 4.1.3 mit der hohen reduzierten Masse des Lenkkraftunterstützungsmotors  $m_{Servo}$  verbunden. Zusätzlich ist die Masse der Zahnstange über eine nicht lineare Steifigkeit des Lenkstranges inkl. Lenkrad  $m_{Ls}$  verbunden. Die Nichtlinearität der Steifigkeit des Lenkstranges resultiert aus der Charakteristik des Drehmomentensensors bei kleineren Auslenkungen sowie der Steifigkeit des restlichen Lenkstranges im Endanschlag des Sensors. Bei Untersuchungen der Achsschwingungen, ohne zusätzlichem rotatorischen Energieeintrag durch das Lenkrad, ist lediglich der Bereich der kleinen Auslenkungen, also die Steifigkeit des Drehmomentensensors relevant.

Bei der starken Vereinfachung der Realität durch die Simulation wird von einer krafteingeregten Anregung ausgegangen. Neben einer Erweiterung des Modells durch Reifenparameter sowie Anbindungssteifigkeiten von realen Mehrlenkerachsen, ist auch eine wegerregte Stimulation möglich. Die Simulationsergebnisse sollen jedoch lediglich qualitative Verläufe charakterisieren und bei der Plausibilisierung der Messergebnisse unterstützen. Die exakte simulative Nachbildung der komplexen Phänomene und Wirkzusammenhänge wird nicht angestrebt.

Zur Systemanalyse dient deshalb ein Sinus Sweep mit einem quadratischen Mittelwert von 200 N bei einer konstanten Amplitude in einem Frequenzbereich von 5 bis 40 Hz als Anregung.

Als Beobachtungsparameter wird die resultierende Kraft zwischen der Zahnstange und den Rädern, also die Summenspurstangenkraft bzw. Zahnstangenkraft gewählt. Die Zahnstangenkraft über der Frequenz ist in der nachfolgenden Auswertung dargestellt.



**Abbildung 4.10:** Zahnstangenkraft (RMS) in Abhängigkeit der Frequenz (Simulation)

Im untersuchten Schwingungssystem ist die Anbindungssteifigkeit sowie Dämpfung zwischen dem Unterstützungsmotor und der Zahnstange durch die zwei Messergebnisse der Verdrehkennlinie variiert. Aufgrund der Variation ist eine Verschiebung der Überhöhung von ca. 32 Hz auf 34 Hz und eine Verringerung der maximalen Amplitude um ca. 100 N (RMS) zu erkennen.

Die Frequenzverschiebung lässt sich durch den Zusammenhang der ungedämpften Eigenfrequenz erklären:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{red}}{m_{red}}} \quad (4.6)$$

Aus der Charakterisierung der Verdrehkennlinie sind vor allem im Nulldurchgang Steifigkeitsunterschiede zwischen dem akustisch auffälligen und dem unauffälligen Lenkgetriebe bekannt. Die Steifigkeit des auffälligen Lenkgetriebes ist im Bereich des Nulldurchganges um ca. 30% geringer als die des unauffälligen Lenkgetriebes, vgl. Abbildung 4.7. Hieraus folgt eine Frequenzverschiebung der Überhöhungen. Bei einer Verschiebung zu höheren Frequenzbereichen resultieren größere Geschwindigkeiten und höhere Beschleunigungen durch die Anregung. Dieser Sachverhalt führt dazu, dass die Dämpfungs- und Trägheitskräfte im System zunehmen und somit kleinere Amplituden bei der Zahnstangenkraftbetrachtung aus der höheren Steifigkeit resultieren.

Die Ergebnisse der vereinfachten Modellierung sollen mit realen Fahrzeugmessungen abgeglichen werden. Hierfür werden im nächsten Kapitel Fahrbahnoberflächen analysiert.

### 4.2.2 Fahrbahneigenschaften

Störgeräusche in Lenksystemen können aufgrund der Anregung von unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen entstehen. Wie im Stand der Technik beschrieben, wird zwischen Einzelanregungen sowie stochastischen Anregungen unterschieden. Diese Arbeit fokussiert sich auf stochastische Anregungen, wie z.B. Kopfsteinpflasterstrecken. Deshalb werden im Folgenden beispielhaft zwei für Störgeräusche typische Fahrbahnprofile beschrieben. Aus den Erkenntnissen wird ein Oberflächenprofil für einen Gesamtfahrzeugrollenprüfstand abgeleitet. Dies ermöglicht eine reproduzierbare Anregung für Gesamtfahrzeugmessungen.

### Fahrbahnprofile

Der Krafteintrag der Spurstangen erfolgt während der Fahrt über die Radaufhängung, welche durch die Unebenheiten der Fahrbahn angeregt wird. Die Besonderheiten der Fahrbahnen werden anhand zwei typischer Beispiele erörtert, bei denen Störgeräusche subjektiv sowie objektiv erfasst werden. Die Streckenabschnittsprofile sind in der Abbildung 4.11 dargestellt.

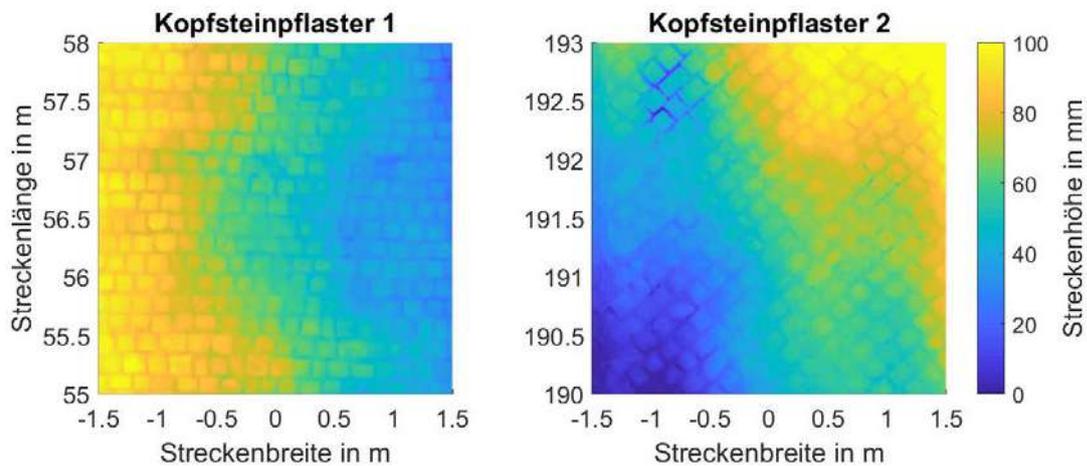


Abbildung 4.11: Vergleich digitalisierte Fahrbahnoberflächen

Auffällig ist die um  $45^\circ$  versetzte Verbaurichtung der Steine des Kopfsteinpflasterprofils 2, die aufgrund der Phasenverschiebung der Fahrspuren zu einer erhöhten Querkraftanregung der Radaufhängung bzw. des Lenksystems führt. Des Weiteren sind die Ungleichmäßigkeiten der umgebungsbedingten Höhenversätze beider Profile anhand der farblichen Skalierung erkennbar. Die genaue Fahrzeugposition sowie die Wahl der Fahrspur hat zusammenfassend Auswirkungen auf die Radanregung durch die Fahrbahn.

Wesentlich für die Fahrbahnanregung ist neben der Amplitude auch der Abstand der verbauten Steine. Das Kopfsteinpflasterprofil 1 weist einen geringeren Abstand mit ca. 0,2 m, als das zweite Profil mit ca. 0,27 m auf. Die dominierende Anregungsfrequenz resultiert aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Wellenlänge durch (4.7):

$$f_{\text{Anregung}} = \frac{v}{\lambda} \quad (4.7)$$

Zur Abbildung eines detaillierten Anregungsprofils werden Fahrbahnen jedoch messtechnisch mithilfe von 3D Laserscan Technologien und Kameradaten durch die spektralen Unebenheitshöhe charakterisiert [21]. Die Analyse der beiden Fahrbahnoberflächen ergibt in Zusammenarbeit mit Jay [92] in doppelt logarithmischer Darstellung:

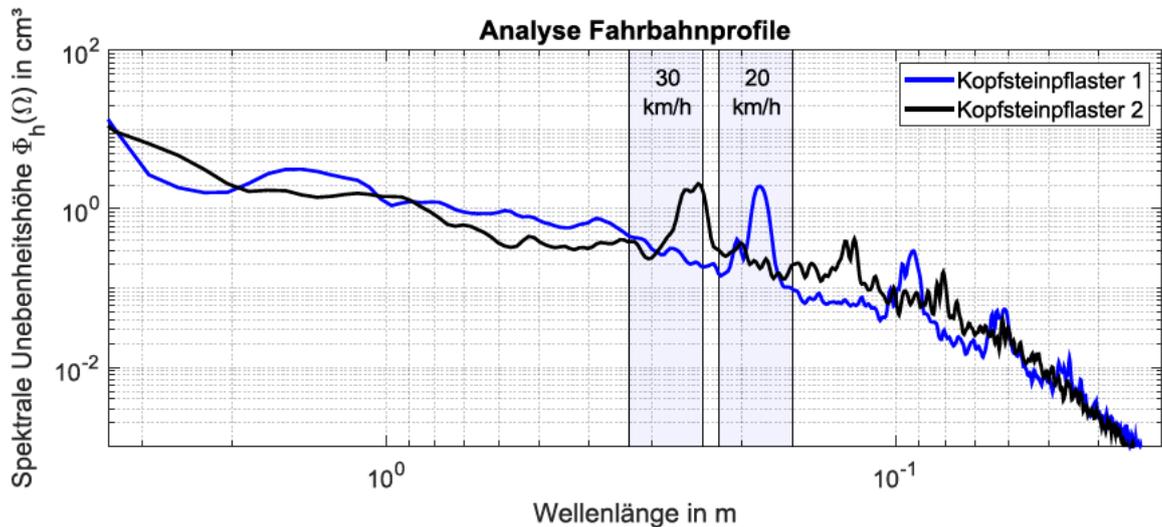


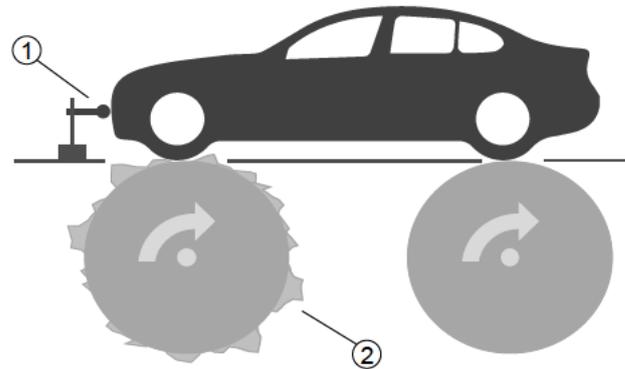
Abbildung 4.12: Spektrale Unebenheitshöhe Fahrbahnprofile

Die Auswertung charakterisiert die beiden Fahrbahnprofile durch die spektrale Unebenheitshöhe über der Wellenlänge, welche im relevanten Frequenzbereich der Störanregung hauptsächlich durch den Steinabstand bestimmt ist. Große Wellenlängen haben einen höheren Energieeintrag, sind aber in Bezug auf die Störgeräuschakustik im Lenksystem wenig relevant. Aus den vorherigen Analysen ist bekannt, dass die Vorderachsmode der gleichphasigen Drehung beider Räder um die Hochachse unter anderem abhängig von der Steifigkeit des Lenkgetriebes ist. Diese Mode stellt den Haupteinfluss auf die Spurstangenkräfte dar und liegt abhängig von den weiteren Einflussparametern wie Radmasse, Trägheit des Unterstützungsmotors sowie Übersetzungsverhältnis im Bereich von ca. 30 Hz. Für die Wirkkettenanalyse ist diese Mode in Bezug auf die Zahnstangenkraftüberhöhungen am relevantesten. Der Zusammenhang zwischen der Wellenlänge, der Geschwindigkeit und dieser Mode ist durch die Darstellung der beiden Geschwindigkeitsbereiche ebenfalls im Diagramm enthalten: Unter Bezug von (4.7) ist für die Anregung der 30 Hz Mode bei *Kopfsteinpflaster 2* mit einem ungefähren Abstand von 0,27 m eine Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 30 km/h notwendig. Dies zeigt eine Überhöhung durch die spektrale Dichte der Fahrbahn in diesem Bereich in Abbildung 4.12. Aufgrund des verringerten Steinabstandes von *Kopfsteinpflaster 1* wird diese Erhöhung bereits bei einer niedrigeren Fahrzeuggeschwindigkeit erreicht. Zusätzlich wird der Zusammenhang der individuellen Fahrbahncharakteristik und die Geschwindigkeitsabhängigkeit deutlich: *Kopfsteinpflaster 2* hat eine breitbandigere Überhöhung und somit einen breiteren kritischen Geschwindigkeitsbereich als *Kopfsteinpflaster 1*. Unterschiedliche Fahrbahnprofile weisen somit individuelle Überhöhungen in Bezug auf die spektrale Unebenheitshöhe auf. Durch die spektrale Leistung der Fahrbahnoberflächen werden Vorderachsschwingungen angeregt. Somit hat die Wahl der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrspur sowie die Fahrbahnoberfläche einen großen Einfluss auf die resultierenden Spurstangenkräfte.

Aufgrund der hohen Fahrspur- sowie Geschwindigkeitsabhängigkeiten sind Untersuchungen auf realen Fahrbahnprofilen zur Systembeschreibung nur schwer reproduzierbar. Zur Analyse und Beschreibung der Wirkkette wird deshalb nachfolgend ein Gesamtfahrzeugrollenprüfstand mit Schlechtwegprofil als Fahrbahnanregung verwendet.

### Rollenprüfstand

Der Rollenprüfstand dient nachfolgend als Referenzstrecke zur Analyse des Wirkkettenverständnisses. Der Gesamtfahrzeugprüfstand, auf dem jede Achse durch eine separate Rolle angetrieben wird, ist auch als Rüttelrollenprüfstand bekannt [93]. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Die Versuchsdurchführung erfolgt bei der Firma AKUSTIKZENTRUM GMBH.

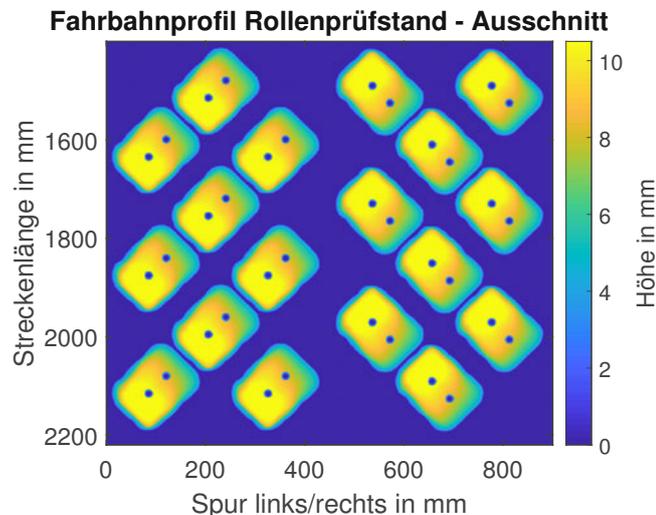


1	Fahrzeugbefestigung	2	Rotierendes Schlechtwegprofil
---	---------------------	---	-------------------------------

**Abbildung 4.13:** Gesamtfahrzeugrollenprüfstand i.A.a. [11] [81]

Das Fahrzeug ist durch eine vertikal verschiebbare Befestigung auf zwei Rollen fixiert. Der Umfang der beiden Rollen beträgt ca. 10 Meter, wobei diese individuell durch gefräste Aluminiumplatten bestückt werden können. Bei den nachfolgenden Analysen wird das Fahrzeug durch die angetriebenen rotierenden Rollen mit einer konstanten Geschwindigkeit sowie durch einen Geschwindigkeitshochlauf im Motorleerlauf bewegt. Für Untersuchungen der Störgeräusche ist lediglich ein Schlechtwegprofil auf der Vorderachse aufgebracht, die Anregung der Hinterachse wird als vernachlässigbar angesehen.

Es ergibt sich eine reproduzierbare Fahrbananregung, die durch den Amplitudenabstand der Fräsblöcke näherungsweise an das *Kopfsteinpflaster 2* angelehnt ist. In Abbildung 4.14 ist ein digitalisierter Ausschnitt des Rollenprofils zu sehen:

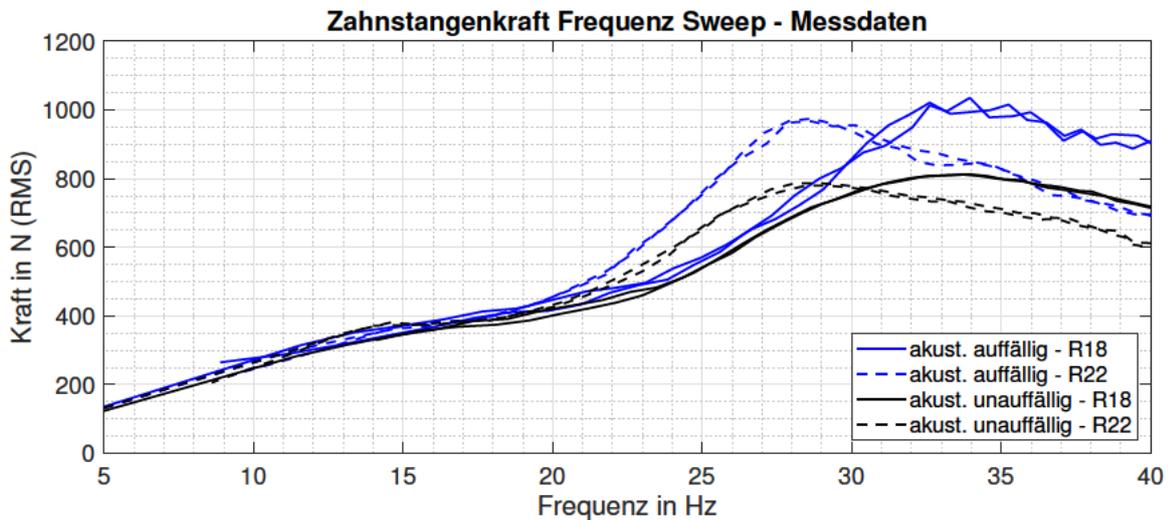


**Abbildung 4.14:** Digitalisiertes Rollenprofil Prüfstand

In der Abbildung ist ein Ausschnitt der rechten und linken Fahrbananspur dargestellt, wobei der mittlere Spurabstand nicht abgebildet ist. Das aufgebrachte Profil ist nicht homogen, auf dem Rollenumfang sind unterschiedliche Fräsblöcke und Abstände zwischen den einzelnen Bereichen gewählt. Durch diese freien Bereiche ist eine bessere akustische subjektive Beurteilung möglich. Die gesamte visualisierte Strecke befindet sich im Anhang in Abbildung 7.2.

Für alle Messvariationen wird dasselbe Versuchsfahrzeug mit unterschiedlichen Konfigurationen hinsichtlich Lenkgetriebe und Räder verwendet. Das Fahrzeug wird durch den Rollenprüfstand von 5 km/h auf eine Geschwindigkeit von 40 km/h in 80 Sekunden beschleunigt und nach kurzer Verweildauer wieder auf 5 km/h verzögert. Gemessen werden neben den Beschleunigungen auf dem Lenkgetriebe, auch die beiden Spurstangenkräfte mithilfe von Dehnmessstreifen. Als Variation werden dieselben Lenkgetriebe aus Kapitel 4.1.3 sowie bei beiden Kombinationen 18 Zoll Felgen und 22 Zoll Felgen am Versuchsträger montiert. Die beiden Radvarianten besitzen unterschiedliche Masse sowie Reifenquersteifigkeiten und werden nachfolgend als R18 bzw. R22 bezeichnet. Der quadratische Mittelwert der Summenspurstangenkraft wird nach Filterung mit einem Tiefpassfilter von 125 Hz jeweils für eine Rollenumdrehung gebildet.

Die frequenzabhängigen resultierenden Zahnstangenkräfte sind in Abbildung 4.15 dargestellt.

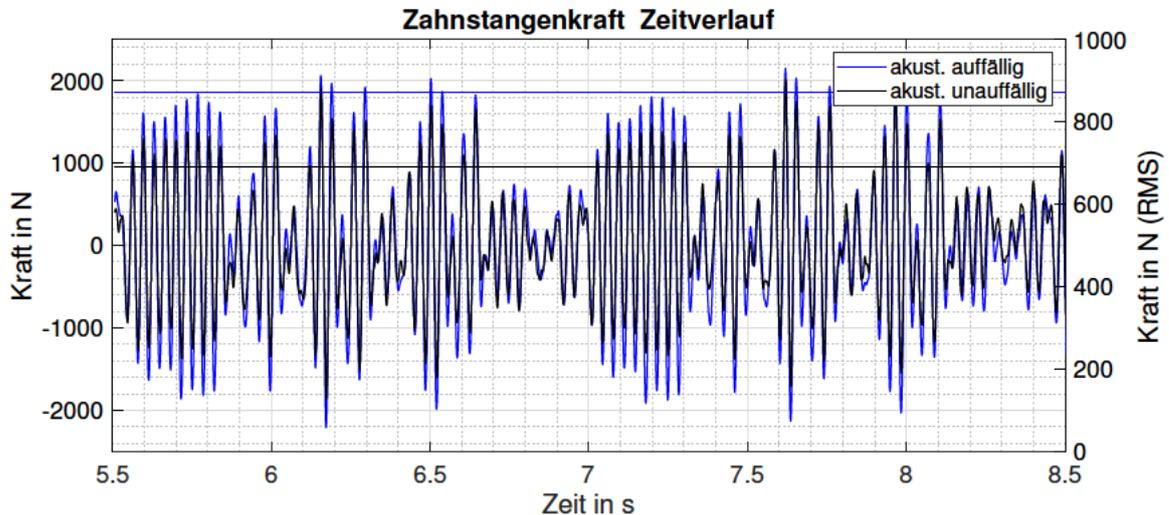


**Abbildung 4.15:** Zahnstangenkraft (RMS) in Abhängigkeit der Frequenz (Messung)

Bei allen vier Variationen sind qualitativ ähnliche Charakteristiken im Hoch- und der anschließenden Verzögerung zu erkennen. Zudem werden die dominanten Überhöhungen bei unterschiedlichen Frequenzen deutlich. Eine Frequenzverschiebung von ca. 28 Hz auf 34 Hz, bedingt durch die Radvariation, ist bei beiden Lenkgetrieben erkennbar. Trotz der Änderung des Verhältnisses zwischen Reifenhöhe und Reifenbreite und der veränderten Quersteifigkeit überwiegt die Trägheit. Daraus resultiert eine Resonanzverschiebung in den niedrigeren Frequenzbereich. Im Simulationsmodell ist ein ähnliches Verhalten zu beobachten. Eine weitere MKS-gestützte Auswertung bei der zusätzlichen Variation der Radmassen ist im Anhang in Abbildung 7.3 dargestellt und bestätigt die Messergebnisse. Zudem sind durch den Verbau eines akustisch auffälligen Lenkgetriebes Amplitudendifferenzen der Summenspurstangenkräfte von ca. 200 N (RMS) bei beiden Radkombinationen zu beobachten. Eine ähnliche qualitative Amplitudenerhöhung ist ebenfalls resultierend aus der Steifigkeitsvariation durch die Verdrehkennlinie im Simulationsmodell in Abbildung 4.10 zu beobachten. Anhand der analytischen Betrachtung durch das Modell ist jedoch neben der Amplitudendifferenz auch eine Frequenzverschiebung durch die veränderte Steifigkeit im Lenkgetriebe zu erwarten. Bei beiden Radkombinationen liegen diese Überhöhungen jedoch in einem ähnlichen Bereich ohne einer eindeutigen Frequenzverschiebung. Das Ausbleiben der Frequenzverschiebung durch die Variation der Steifigkeit bei den Messungen kann nicht erklärt werden.

Dennoch sind die Amplitudenerhöhungen der Zahnstangenkraft durch den Einbau eines akustisch auffälligen Lenkgetriebes bei der Integration der Komponente in eine Prüfstandsumgebung und der Auswahl des Kraftprofils von hoher Relevanz. Zusammenfassend sind auch in den Fahrzeugmessungen Rückwirkungen auf die Zahnstangenkraft aufgrund unterschiedlicher Steifigkeiten zwischen der Zahnstange und dem Unterstützungsmotor erkennbar.

Nach der frequenzabhängigen Untersuchung der Spurstangenkräfte durch die Geschwindigkeitsänderung am Rollenprüfstand, wird nachfolgend ein Zeitsignal bei konstanter Geschwindigkeit von 25 km/h untersucht. Diese Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht einer Anregungsfrequenz von ca. 29 Hz. Die nachfolgende Abbildung stellt den Zeitverlauf der Summenspurstangenkraft des akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes nach Filterung durch einen 125 Hz Tiefpass dar.



**Abbildung 4.16:** Zahnstangenkraft Zeitverlauf und quadratischer Mittelwert

In Abbildung 4.16 sind die Kraftverläufe der Summenspurstangenkraft von zwei Rollenumdrehungen der beiden Lenkgetriebe dargestellt. Die Vorteile der Systemanalyse mithilfe des Gesamtfahrzeugprüfstandes werden durch die sehr hohe Reproduzierbarkeit bei beiden dargestellten Rollenumdrehungen deutlich. Auf der rechten Ordinate ist zusätzlich der quadratische Mittelwert beider Zahnstangenkräfte angegeben. Auch bei konstanten Geschwindigkeiten werden die Amplitudenerhöhungen durch den Tausch des Lenkgetriebes deutlich. Durch die unterschiedlichen Steifigkeiten zwischen Unterstützungsmotor und Zahnstange (vgl. Abbildung 4.1.3) kommt es zu Verschiebungen im Resonanzverhalten des Schwingungssystems und dadurch zu einer Amplitudendifferenz zwischen den beiden Verläufen. Es ist darauf hinzuweisen, dass es sich bei dieser Betrachtung nur um eine Momentaufnahme aufgrund der konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit handelt, die Zahnstangenkraftänderung durch die frequenzabhängige Anregung ist bereits diskutiert. Eine Erhöhung der dynamischen Zahnstangenkraft aufgrund geringerer Steifigkeiten, welche häufig bei akustisch auffälligen Lenkgetrieben auftreten, ist jedoch keine Sicherheit für die Entstehung von Klapperimpulsen. Zusätzlich müssen Spiele zwischen den Subkomponenten vorhanden sein, wie in Kapitel 4.1 beschrieben. Bei Erfüllung beider Voraussetzungen resultieren Klapperimpulse, die nachfolgend beschrieben werden.

### 4.3 Impulsentstehung im elektrischen Lenkgetriebe

Nachdem mögliche Zahnstangenkraftüberhöhungen durch die Überlagerung der Fahrbahnanregung und dem Schwingungssystem der Vorderachse beschrieben sind, werden die Klapperimpulse resultierend aus den dynamischen Zahnstangenkräften und den Spielen anhand von Messdaten beschrieben. Als Grundlage der Messdatenerhebung dienen erneut Fahrzeugmessungen mit einer reproduzierbaren Anregung durch den Rollenprüfstand bei einer

### 4.3. Impulststehung im elektrischen Lenkgetriebe

konstanten Geschwindigkeit von 25 km/h.

Dargestellt in Abbildung 4.17 sind die Zeitrohdaten des subjektiv auffälligen Lenkgetriebes bei einer Variation der Räder/Reifen Kombination. Wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben, haben die Räder Auswirkungen auf die Überhöhungsfrequenz. Dieses Verhalten wird genutzt, um bei einer konstanten Geschwindigkeit und bei gleicher Fahrbahnanregung eine Änderung der Zahnstangenkraft zu erhalten. In der unteren Abbildung werden die Klapperimpulse im Lenkgetriebe mithilfe eines Beschleunigungssensors am KGT detektiert.

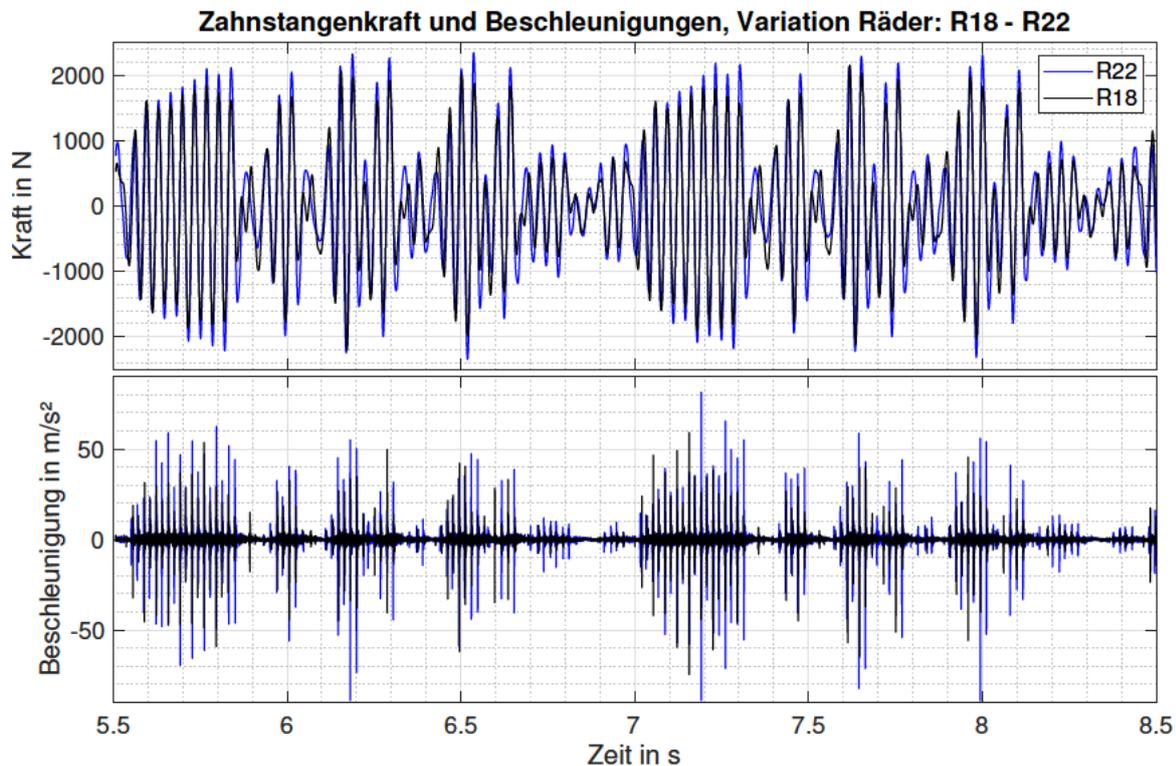


Abbildung 4.17: Oben: Zahnstangenkraft, Unten: Beschleunigungen am KGT

Dargestellt sind die Zahnstangenkräfte sowie die Beschleunigungen während zwei Rollenumdrehungen. Erneut ist die hohe Reproduzierbarkeit durch den Rollenprüfstand sowohl im Kraft- als auch im Beschleunigungsverlauf erkennbar. Bei der gewählten Frequenzanregung durch die Fahrbahn sind die Kräfte der 18 Zoll Räder über den kompletten Zeitbereich geringer. In der unteren Darstellung sind einzelne Impulse in unterschiedlicher Intensität zu erkennen. Die Amplitude dieser Impulse ist im selben Zeitbereich bei niedrigeren Zahnstangenkräften in fast allen Fällen ebenfalls geringer. Aus dieser Beobachtung ist ein Zusammenhang zwischen der Kraftanregungsamplitude und der Intensität der resultierenden Beschleunigungen abzuleiten.

Nachfolgend wird dieser Zusammenhang zwischen den Zahnstangenkräften und den resultierenden Beschleunigungsimpulsen genauer untersucht. Hierfür werden die Beschleunigungen und die Zahnstangenkraft des akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes in Abbildung 4.18 gegenübergestellt.

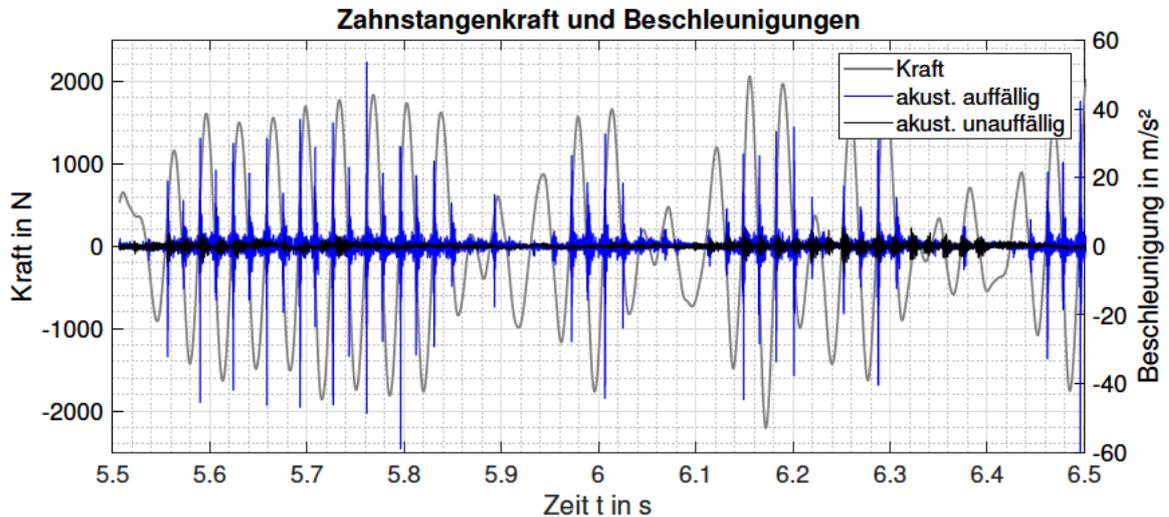


Abbildung 4.18: Zahnstangenkraft und Beschleunigungen am KGT

Da die Kraftverläufe der beiden Lenkgetriebe nur geringe Abweichungen aufweisen, ist zur besseren Übersichtlichkeit lediglich die Zahnstangenkraft des auffälligen Lenkgetriebes auf der linken Ordinate abgebildet. Die rechte Ordinate präsentiert die resultierenden Beschleunigungen am KGT der beiden Lenkgetriebe. Während die Amplituden im unauffälligen Lenkgetriebe gering sind, entstehen in der auffälligen Komponente Beschleunigungsimpulse mit einer hohen Intensität.

Auffällig ist, dass die Impulse im Bereich des Kraftnulldurchganges entstehen. Beim Lastwechsel der Zahnstangenkraft sind die Bauteile entspannt und bewegen sich innerhalb der Spiele. Durch den Anstieg der Zahnstangenkraft werden diese Spiele überwunden. Der Kontaktwechsel kann zu Einzelimpulsen führen.

Bei einigen Phänomenen müssen zusätzliche Vorspannkräfte überwunden werden, welche unter anderem durch die Radaufstandskräfte oder Lenkmomente entstehen. Die Detektion durch den Sensor verzögert den Prozess aufgrund der Körperschallwellenausbreitung geringfügig. Wichtig ist deshalb festzuhalten, dass die Impulse nicht im Nulldurchgang, sondern mit einer leichten Verzögerung entstehen [11] [10].

Aus dieser Beobachtung lässt sich die Impulsabstandsfrequenz ableiten. Abhängig von der Fahrbahnanregung und der momentanen Achsschwingung entstehen die Einzelereignisse mit der doppelten Zahnstangenkraftfrequenz, in diesem Fall bei ca. 16 ms bzw. einer Frequenz von ca. 62 Hz.

Die spektrale Verteilung des Stoßes ist von der Einwirkzeit der Bauteilkontakte abhängig. Aus kurzen Bauteilkontakten erfolgt eine breitbandige und hochfrequente Anregung [9] [11]. Der zeitliche Verlauf der Schwingung wird in Abbildung 4.19 beispielhaft anhand von zwei Einzelimpulsen dargestellt.

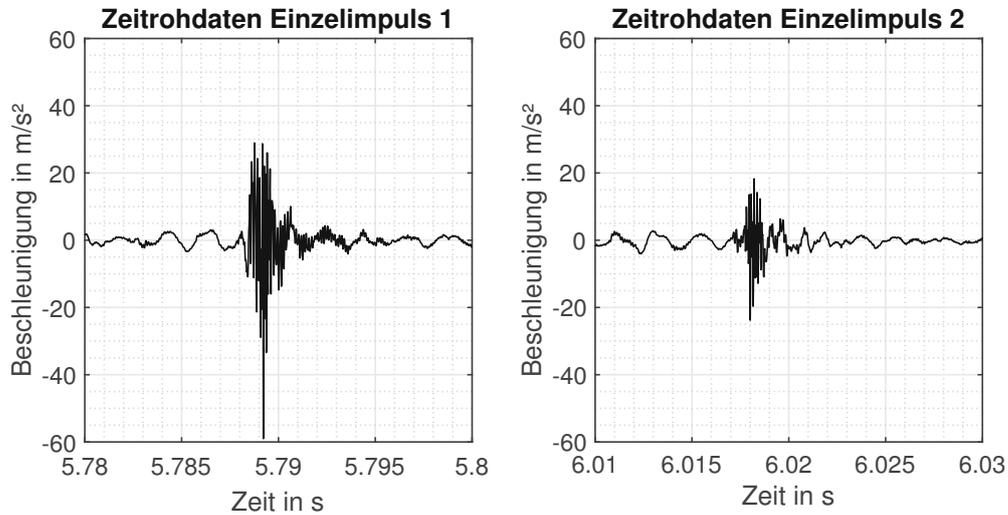


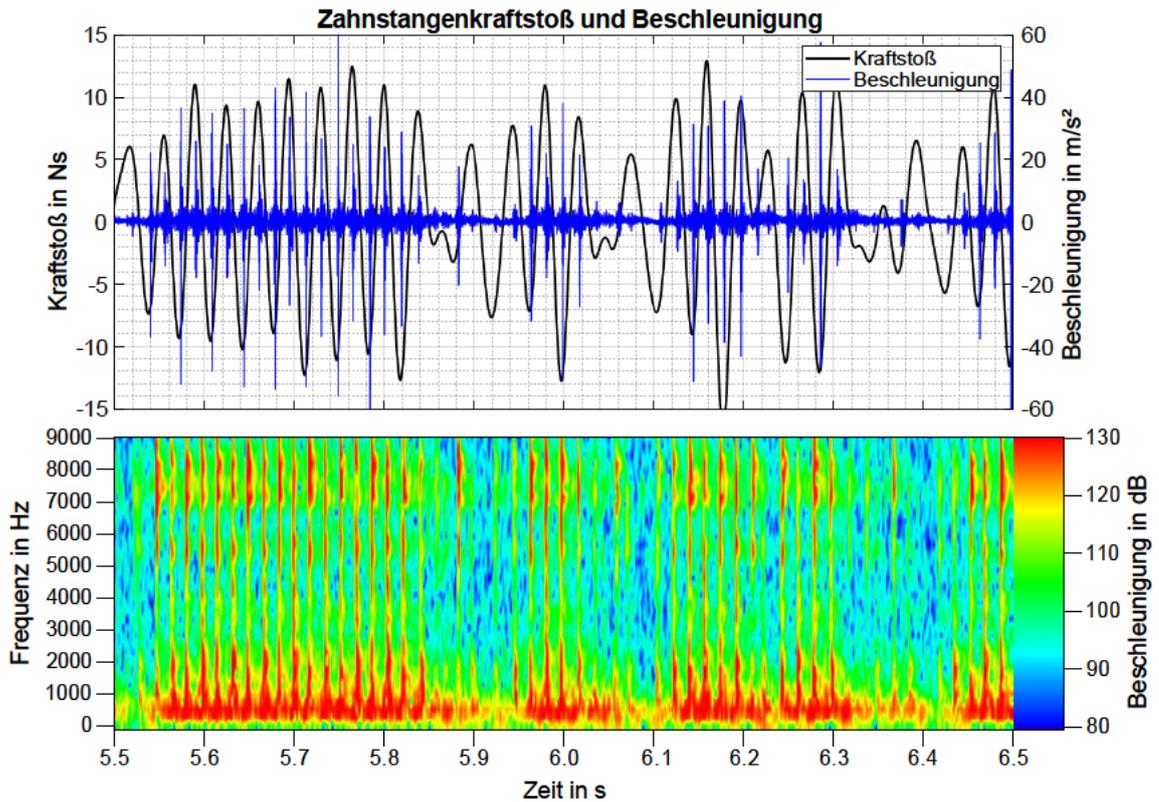
Abbildung 4.19: Beschleunigungsimpulse Zeitrohdaten

Die Impulscharakteristiken sind abhängig von der Kontaktsteifigkeit sowie den Massen und Dämpfungseigenschaften der beteiligten Bauteile, vgl. Kapitel 2.1.2. Abbildung 4.19 stellt zwei kurze Impulse von ca. 6 ms mit der Einschwingphase, dem Maximum und der Ausschwingphase dar. Aufgrund der kurzen Einwirkzeit sind sehr breitbandig angeregte Frequenzanteile zu erwarten. Die Fast Fourier Transformation (FFT) der Messung stellt die Frequenzinformationen der Einzelimpulse in Abbildung 4.20 (unten) dar. In der Abbildung wird neben den Frequenzinformationen zusätzlich ein Zusammenhang zwischen der Kraftanregung und den Beschleunigungsamplituden mithilfe der Integration des Anregungskraftverlaufes hergestellt.

Aus der Integration über der wirkenden Zeit  $t_{St}$  resultiert der Kraftstoß  $J_s$  nach (4.8) [9].

$$J_s = \int_0^{t_{St}} F(t) dt \quad (4.8)$$

Der resultierende Kraftstoß und die anschließende Beschleunigungsreaktionen des akustisch auffälligen Lenkgetriebes sind in Abbildung 4.20 (oben) dargestellt.



**Abbildung 4.20:** Oben: Kraftstoß und Beschleunigung, Unten: Spektrogramm der Beschleunigungen

Durch die Integration des zeitlichen Kraftsignals entstehen die resultierenden Beschleunigungsimpulse im Bereich der maximalen Kraftänderung. Es besteht eine Korrelation zwischen dem anregenden Kraftgradienten sowie der Kraftamplitude und der resultierenden Intensität der Beschleunigungsimpulse.

Sind die Voraussetzungen einer definierten Amplitude bzw. Änderung des zeitlichen Kraftverlaufes erfüllt, ist die Art der Fahrbahnanregung nebensächlich. Die dynamische Kraft kann wie im vorliegenden Fall aus einer Schwingung oder durch Einzelanregungen, wie z.B. bei der Überfahrt von Bahnschienen sowie durch idealisierte Dreieck- oder Trapezanregungen in einer Prüfstandsumgebung auf das Lenkgetriebe wirken [11].

Im Spektrogramm wird zudem die Anregung der breiten Frequenzbereiche im Beschleunigungssignal durch die Einzelimpulse deutlich. Neben den tieffrequenten Anteilen, deren spektrale Anregung vor allem durch die Fahrbahn resultiert, entstehen teilweise hohe Amplituden über weite Frequenzbereiche. Die Frequenzinformationen sind unter anderem von der Gehäusesteifigkeit, der Sensorposition, dem Kräfteintrag sowie der vorhandenen Wirkursache abhängig.

Jede Impulscharakteristik ist individuell. Abhängig von der Entstehungsursache, weisen unterschiedliche Raumrichtungen des Beschleunigungssensors variierende Amplituden auf. Es liegt nahe, dass Impulse, resultierend aus dem axialen KGT Spiel, größere Amplituden in die Fahrzeugquerrichtung haben als Phänomene, die überwiegend in radialer Richtung wirken. Eingrenzungen des Impulsentstehungsortes können mithilfe mehrerer Sensoren bei einer sehr hohen Abtastrate durch Messungen der Laufzeitunterschiede getroffen werden [11].

Die Körperschallwellen werden innerhalb der Komponente, durch die Anbindungssteifigkeit des Lenkgetriebes sowie durch die Karosseriestrukturen in den Fahrzeuginnenraum übertragen. Nachfolgend werden mögliche Transferpfade der Körperschallübertragung vom Lenkgetriebe in den Fahrzeuginnenraum beschrieben.

## 4.4 Transferpfade: Lenkgetriebe im Fahrzeugverbund

Unter Anwendung der Transferpfadtheorie, bieten die Anschraubpunkte zwischen Lenkgetriebe und Vorderachsträger eine geeignete Schnittstelle zur Trennung der aktiven Komponente A und der passiven Struktur B. Das verwendete Lenksystem ist starr durch vier Anschraubpunkte mit dem Vorderachsträger verbunden. Für den Toleranzausgleich zwischen Lenkgetriebe und Vorderachsträger bzw. zur akustischen Entkopplung ist der Einsatz von Gummilagern möglich. Die Integration solcher Lager ist jedoch kein Inhalt dieser Arbeit. Die Auswirkungen durch die Integration der Lager auf die akustischen Vorhersagen im Luftschall unter Anwendung der Dynamischer Substrukturierung können bei Hippenstiel [34] nachgelesen werden.

Mögliche Transferpfade zwischen dem Lenkgetriebe und der Luftschallabstrahlung im Fahrzeuginnenraum sind der Abbildung 4.21 zu entnehmen. Die direkten Luftschallabstrahlungen sind nicht aufgezeigt und werden als unerheblich angesehen.

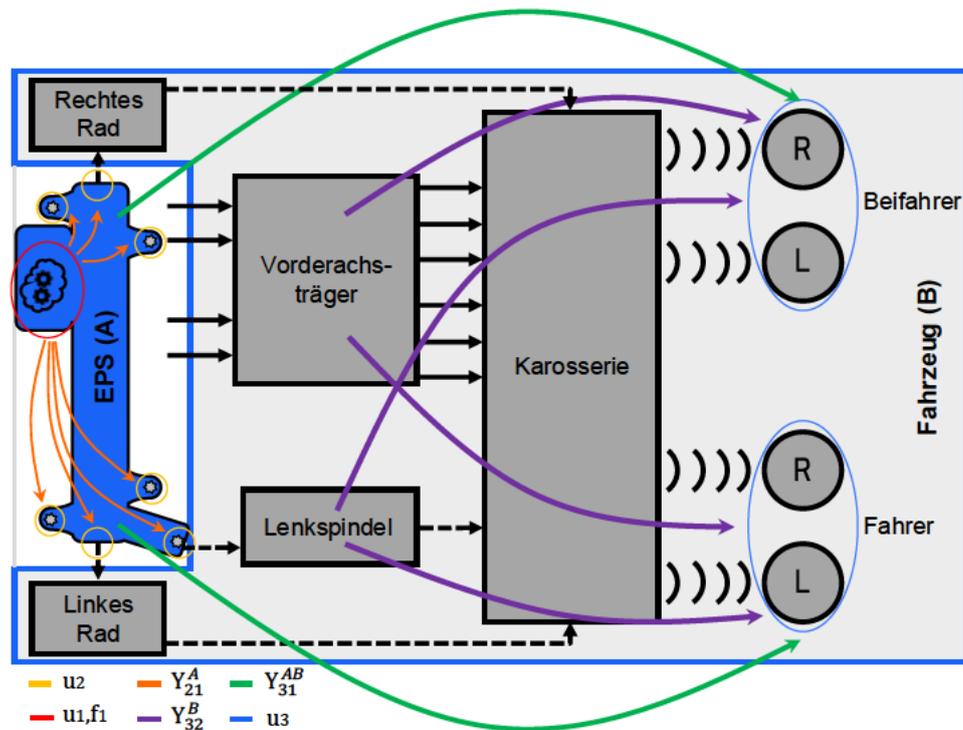


Abbildung 4.21: Mögliche Transferpfade zwischen Lenkgetriebe und Luftschallabstrahlung i. A. a. [7]

Die Impulse entstehen innerhalb des Lenkgetriebes und werden über die Verschraubungen zu der passiven Struktur übertragen. Neben den Anschraubpunkten sind die Übertragungspfade der Spurstangen sowie des Lenkstranges zu nennen. Die direkte Kopplung über den Vorderachsträger wird als dominanter Pfad angenommen, während die indirekte Verbindung über die Spurstangen als vernachlässigbar angesehen wird.

Zum Ausgleich von Spielen, der kinetischen Kraftübertragung sowie zur akustischen Entkopplung, werden im oberen Lenkstrang Hardy Scheiben oder Topf Kupplungen verbaut. Zudem existiert eine Stirnwandmanschette, die den Lenkstrang akustisch sowie gegen witterungsbedingte Einflüsse zusätzlich isoliert. Zur Überprüfung der Körperschallübertragung werden die Beschleunigungsamplituden am Lenkgetriebe und die der Lenksäule in Abbildung 4.22 verglichen.

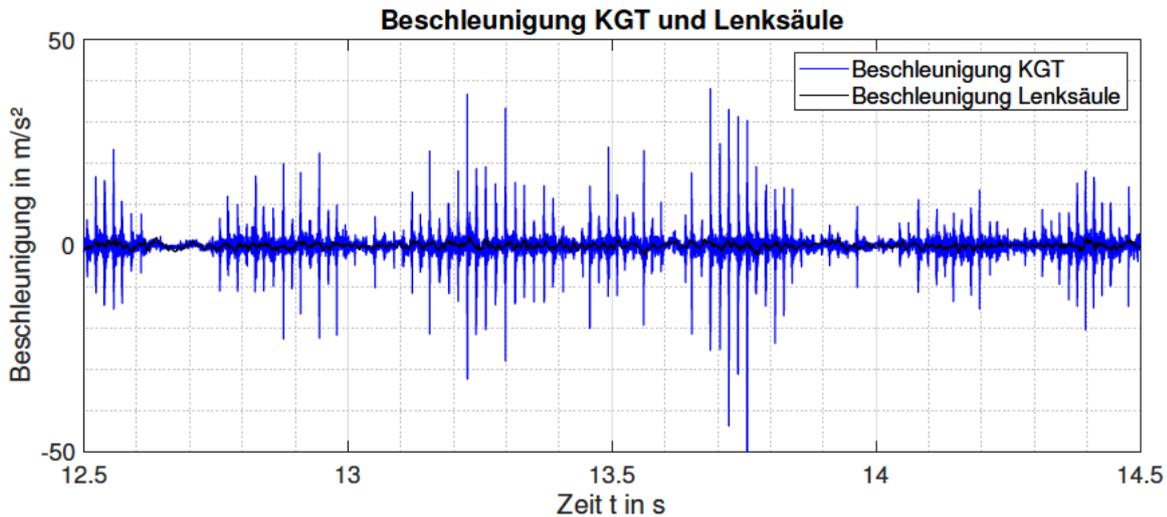


Abbildung 4.22: Beschleunigungen KGT und Lenksäule

Aus diesem Vergleich ergibt sich eine vollständige Filterung der Einzelimpulse durch die Impedanz des Lenkstrangtransferpfades, welcher nachfolgend vernachlässigt wird. Zusätzlich ist ein Vergleich zwischen den Körperschallimpulsen an einem Anschraubpunkt und an der Lenksäule im Anhang in Abbildung 7.4 dargestellt, welcher die Beobachtung bestätigt.

Für spätere Vorhersagen in den Fahrzeuginnenraum mittels äquivalenter Kräfte, ist die Multiplikation mit der Fahrzeugübertragungsfunktion notwendig. Diese kann mithilfe der Komponentenorientierten TPA im verschraubten Zustand  $Y_{31}^{AB}$  bestimmt werden. Aufgrund der schlechten Zugänglichkeit und undefinierten Impulshammerklopfpunkten bietet sich jedoch die Ermittlung der Übertragungsfunktion mittels Substrukturierung an. Somit wird die Übertragungsfunktion des Lenkgetriebes  $Y^A$  im frei aufgehängten Zustand bestimmt und mit der des passiven Systems  $Y^B$  verrechnet. Zur weiteren Optimierung der Ergebnisqualität der Übertragungsfunktion sowie der Zugänglichkeit, sind an der passiven Komponente Starrkörper verschraubt, die im Nachgang numerisch aus der Berechnung entfernt werden. Hierdurch ist eine verbesserte Anregung der Freiheitsgrade, besonders der Momente, möglich. Der mit dem Vorderachsträger verschraubte Starrkörper ist in Abbildung 7.5 im Anhang dargestellt.

## 4.5 Nachweisbarkeit Störgeräusche im Luftschall

Die aus dem Lenkgetriebe entstehenden Körperschallimpulse werden über Transferpfade im Fahrzeuginnenraumlufschall emittiert. Von wesentlicher Bedeutung ist neben der objektiven Darstellung der messtechnisch zu erfassenden Größen, auch deren subjektive Empfindung sowie die psychoakustische Wahrnehmung. Zur vollständigen Systembeschreibung wird nachfolgend eine klassische FFT Analyse zur Eingrenzung des Frequenzbereiches angewandt. Notwendige psychoakustische Analysen und Metriken werden in Kapitel 6 zur Objektivierung des Geräusch-Phänomens beschrieben.

Die Luftschallanalyse bei einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand ist aufgrund der hohen Intensität durch das Anregungsprofil bei gleichzeitiger Isolation der im Straßenverkehr auftretenden Umgebungsgeräusche nicht sinnvoll. Deshalb erfolgt die Analyse anhand einer Innenraumaufnahme auf Basis der Fahrbahnanregung durch *Kopfsteinpflaster 2*. In Abbildung 4.23 ist die Frequenz- und Körperschallanalyse des akustisch auffälligen Lenkgetriebes dargestellt.

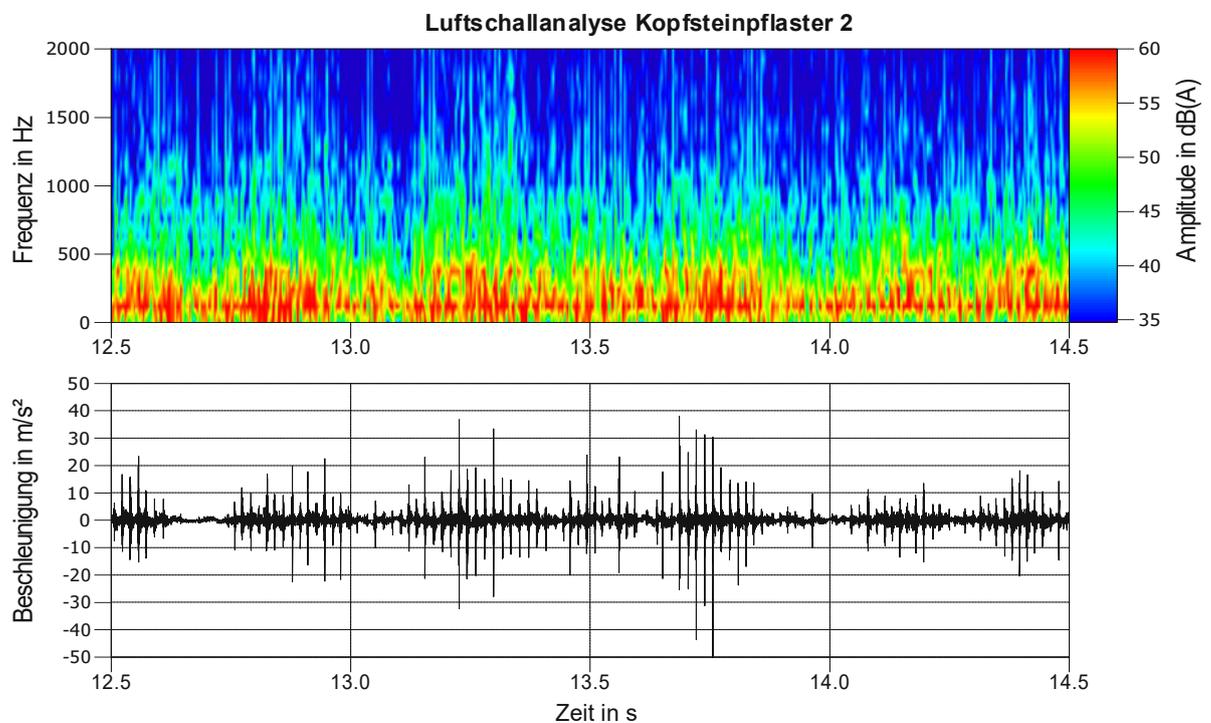


Abbildung 4.23: Luftschallanalyse nach Anregung durch Kopfsteinpflaster 2

Im oberen Spektrogramm ist der Zeitverlauf des A-bewerteten Luftschallpegels bis 2000 Hz dargestellt. Die Luftschallamplituden sind logarithmisch anhand der rechten Ordinate dargestellt. Eine Zuordnung zwischen dem bewerteten Luftschall und den vorhandenen Störgeräuschen gelingt durch die zusätzliche Darstellung der Beschleunigungsimpulse im unteren Diagramm. Die Körperschallimpulse bewirken vor allem im Bereich unter 1000 Hz spektrale Überhöhungen im Luftschall. Niederfrequente Anteile sind unter anderem auf die Abrollakustik zurückzuführen [94]. Ebenfalls resultieren geringe Auffälligkeiten in der Luftschallanalyse zwischen 1000 und 2000 Hz.

Zusammenfassend bewirken die aus dem Lenkgetriebe resultierenden Störgeräusche Frequenzauffälligkeiten unter 2000 Hz im Luftschall. Diese Erkenntnis kann durch einen subjektiven Hörversuch bei der Verwendung von Hoch- und Tiefpassfiltern auch für andere Fahrbahnen bestätigt werden [11].

Dennoch ist die reine Identifikation der Störgeräusche im Luftschall anhand klassischer Auswerteverfahren wie Pegelanalysen ohne der Anwendung von zusätzlichen Indikatoren wie Beschleunigungssensoren schwer möglich. Das Störgeräusch ist von vielen weiteren Geräuschen überlagert, die durch das grobe Kopfsteinpflaster angeregt werden. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden deshalb neben den klassischen Luftschallanalysen auch psychoakustische Kenngrößen zur Objektivierung in Kapitel 6 angewandt.

## 4.6 Zusammenfassung

Kapitel 4 beschreibt die Wirkkette der Störgeräuschenstehung im elektrischen Lenksystem beginnend mit den Analysen von Fahrbahnoberflächen sowie der Beschreibung von Spielen im Lenkgetriebe bis zur subjektiven Wahrnehmung des Klappergeräusches im Fahrzeuginnenraum.

Die impulshaften Klappereinzelergebnisse werden unter der Annahme der Krafterregung durch dynamische Zahnstangenkräfte aufgrund Spiele innerhalb des Lenkgetriebes hervorgerufen. Die Zahnstangenkräfte resultieren aus der Fahrbahnanregung sowie den Rad-schwingungen der Vorderachse.

Im kritischen Fall kommt es durch den definierten Fahrzeuggeschwindigkeitsbereich zu einer Überlagerung der Fahrbahnnunehheitsfrequenzen und der Achseigenmoden. Als kritische Vorderachseigenmode gilt die gleichphasige Schwingung beider Räder um die Hochachse im Bereich von 30 Hz. Aus dieser Überlagerung resultieren Amplitudenerhöhungen der dynamischen Zahnstangenkräfte. Dabei handelt es sich um ein rückwirkungsbehaftetes Phänomen, bei dem die Zahnstangenkräfte von der Servosteifigkeit zwischen dem Unterstützungsmotor und dem Kugelgewindtrieb, sowie den davon bedingten Achseigenmoden abhängig sind.

Zur Entstehung von Klapperimpulsen müssen jedoch neben fremderregten Zahnstangenkräften Spiele im Lenkgetriebe vorhanden sein. Hierbei sind verschiedene Wirkzusammenhänge in den Subkomponenten KGT und Druckstück erläutert. Neben dem axialen KGT Spiel und der radialen sowie axialen Lagerung durch ein Hauptlager, sind Anschlageffekte zwischen Druckstück, Ritzel, Zahnstange sowie dem Gehäuse möglich. Bei einer ausreichenden Amplitude sowie Frequenz der dynamischen Zahnstangenkraft, resultieren Einzelergebnisse, die auf Bauteilkontakte zurückzuführen sind. Die Impulse entstehen im Bereich des Lastwechsels und dem Nulldurchgang der Zahnstangenkraft.

Die Körperschallimpulse werden hauptsächlich über die Anschraubpunkte des Vorderachsträgers in die Karosserie übertragen und von dort im Fahrzeuginnenraum als Luftschall abgestrahlt. Die Fahrzeuginsassen nehmen das Klappergeräusch neben anderen überlagerten Geräuschen, wie der Abrollakustik, in einem Frequenzbereich von unter 2000 Hz wahr, wobei der kritische Frequenzbereich durch die spektralen Überhöhungen hauptsächlich unter 1000 Hz identifiziert ist.

Das Systemverständnis dient als Grundlage für die Entwicklung von objektiven und fahrzeugunabhängigen Bewertungsverfahren. Aus den Erkenntnissen wird im nachfolgenden Kapitel ein Komponentenprüfstand abgeleitet und fahrzeugunabhängige Methoden für den objektiven Vergleich erläutert.

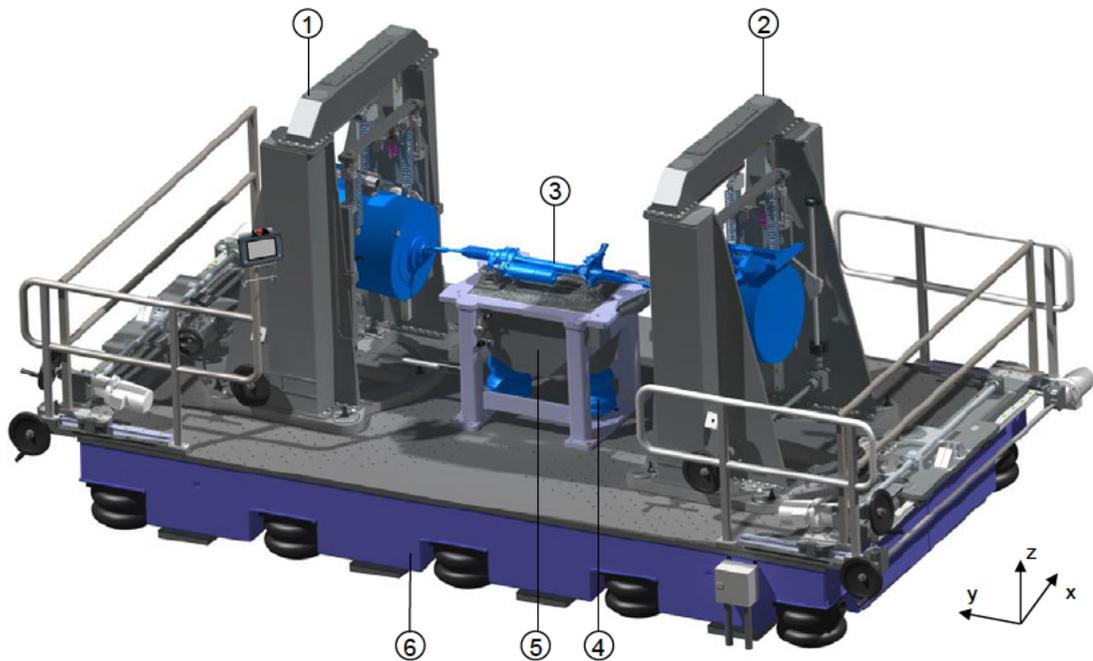
# 5 Bestimmung der äquivalenten Kräfte am Komponentenprüfstand

Das nachfolgende Kapitel thematisiert den Übertrag der impulshaften Störgeräusch-Phänomene aus dem Gesamtfahrzeug auf die Komponentenebene. Als methodischer Ansatz dient die Integration des Lenkgetriebes inkl. Spurstangen in eine neu entwickelte Prüfstands Umgebung. Nachfolgend wird dieser Versuchsaufbau sowie die Datenbasis der Prüfstandsmessungen erläutert. Anschließend werden in Kapitel 5.2 drei Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte anhand eines einfachen Simulationsmodells sowie anhand von Messdaten gegenübergestellt.

## 5.1 Charakterisierung Prüfstand und Messdatenerhebung

Zur fahrzeugnahen Anregung des Lenkgetriebes dienen zwei separat durch dynamische Kräfte ansteuerbare Shaker. Außerdem sind Versuchsreihen der im Fahrzeug auftretenden Temperaturschwankungen durch eine Klimakammer möglich, die allerdings in dieser Arbeit nicht weiter behandelt werden. Zudem sind konstante Vorlasten, die im Fahrzeug z.B. durch Lenkwinkel auftreten, für jeden Shaker einstellbar.

Das verschraubte Lenkgetriebe und der Prüfstand sind in Abbildung 5.1 zu sehen. Die Entwicklung des Prüfstandes ist gemeinsam mit der Firma *Akustikzentrum GmbH* erfolgt.



1	Shakerturm 1	4	Luftfeder
2	Shakerturm 2	5	Sperrmasse
3	Prüfling	6	Aufspannplatte

**Abbildung 5.1:** Aufbau Komponentenprüfstand

Die beiden Shakertürme stellen jeweils die Lagerung der elektromechanischen Shaker sicher und ermöglichen durch Translationen und Rotationen, relativ zur Aufspannplatte, eine Positionierung im Raum, woraus mögliche Pfeilungswinkel in der XY-Ebene von  $\pm 25^\circ$  sowie in der YZ-Ebene von  $\pm 20^\circ$  resultieren. Die Pfeilungswinkel sind während einer Messung durch konstante Positionen der Shaker definiert, eine dynamische Änderung ist nicht möglich.

Aus der Wirkkette ist bekannt, dass die dynamische Zahnstangenkraft den größten Einfluss auf die Geräuschimpulse im Fahrzeuginnenraum hat. Sind keine Pfeilungswinkel der Spurstangen eingestellt, ist die Reduktion auf einen Shaker möglich. Hierdurch sind jedoch nur die axialen Kräfte in Zahnstangenrichtung berücksichtigt. Phänomene, die durch radial wirkende Kräfte verursacht werden, wie z.B. Verkippungen der Zahnstange, sind bei der einseitigen axialen Anregung nicht abgebildet.

Zur Untersuchung der Geräusch-Phänomene ist bei allen nachfolgenden Messungen derselbe konstante Pfeilungswinkel eingestellt, der sich aus der Fahrzeugkonstruktionslage eines Referenzfahrzeuges ergibt.

Bei allen Versuchen ist das Lenkgetriebe durch unterschiedliche Halter mit einer schweren Sperrmasse verbunden, die gegenüber der Aufspannplatte mittels Luftfedern entkoppelt ist. Umgebungseinflüsse auf die Messergebnisse werden zusätzlich durch die Entkopplung der Aufspannplatte mit weiteren Luftfedern reduziert. [95]

Durch die Regelung beider Shaker ist eine hohe Reproduzierbarkeit sowie niedrige Differenzen zwischen dem Soll- und dem tatsächlich gemessenen Ist-Signal gewährleistet. Ein Beispiel der Signalgüte ist nachfolgender Abbildung 5.2 zu entnehmen.

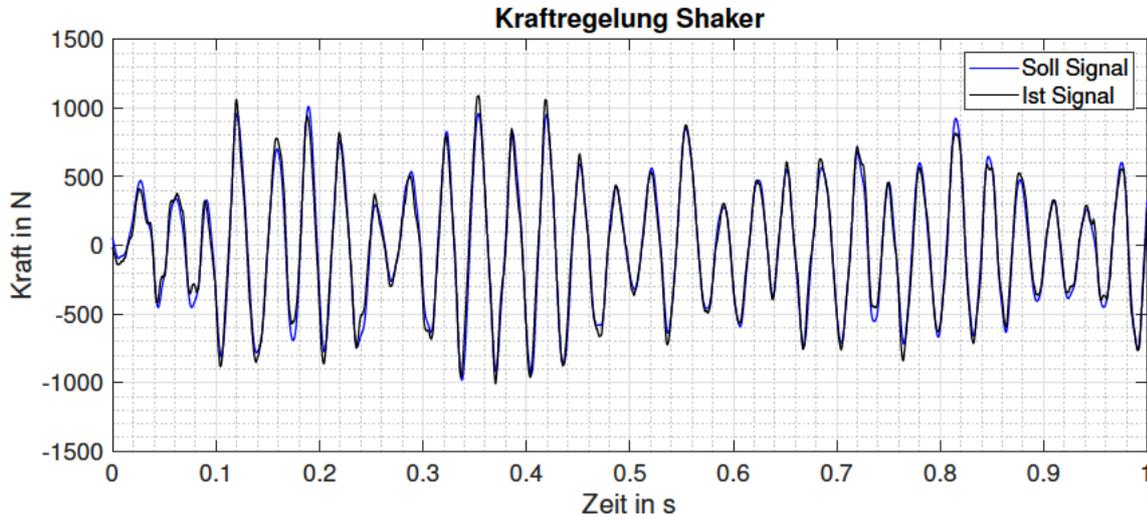


Abbildung 5.2: Vergleich Soll-/Ist Signal Shaker 1

In der Abbildung sind das angeforderte Kraftprofil sowie die tatsächlich gestellte dynamische Kraft durch Shaker 1 dargestellt. Erkennbar sind nahezu keine Phasenabweichungen der beiden Signale bei teilweise kleinen Amplitudendifferenzen. Die geringen Abweichungen sind jedoch bei allen Messungen ähnlich, woraus konstante Randbedingungen für alle Versuche resultieren.

Zum Vergleich zweier Signale im Zeit- und Frequenzbereich wird bei nachfolgenden Auswertungen mithilfe der Kreuzkorrelation ein objektiver Einzahlwert gebildet. Somit sind Vergleiche zwischen den Messsignalen besser anhand objektiver Werte zu diskutieren. Die Korrelationswerte der Soll-/ bzw. Ist Kraftsignale in den Messungen aus Kapitel 5.2.3 und Kapitel 6 ergeben sehr hohe Werte im Bereich von 0,978 bis 0,988.

Nachfolgend wird überprüft, ob die Impuls-Phänomene aus dem Gesamtfahrzeug auch am Prüfstand nachzustellen sind. Hierfür werden die aufgenommenen Spurstangenkräfte des Rollenprüfstandes als dynamisches Kraftprofil für den Vergleich des bekannten akustisch auffälligen sowie nicht auffälligen Lenkgetriebes genutzt.

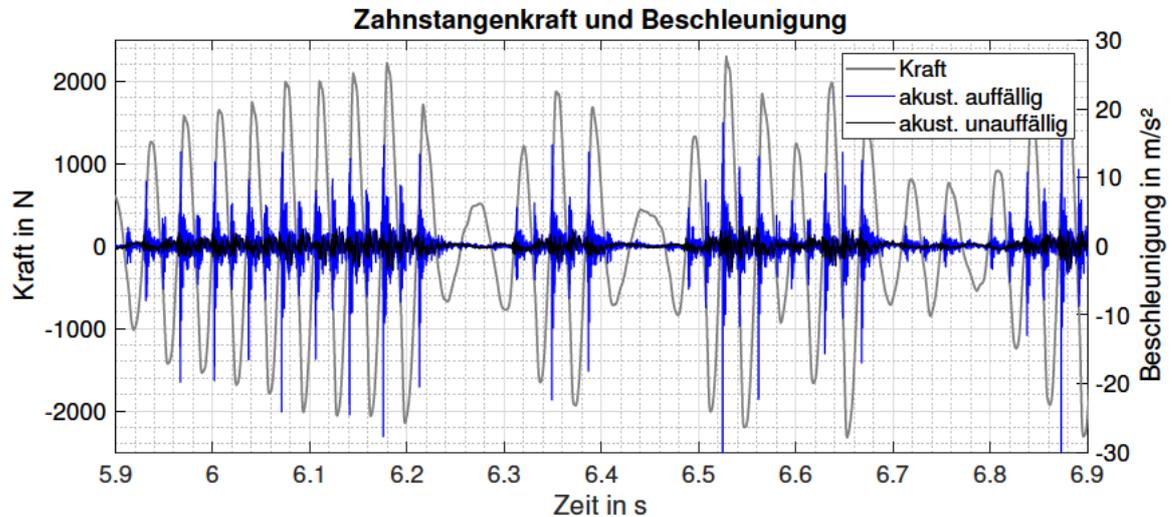


Abbildung 5.3: Zahnstangenkraft und Beschleunigungen Prüfstand

In Abbildung 5.3 sind die Zahnstangenkraft und die resultierenden Impulse der aus Kapitel 4.1.3 bekannten Lenkgetriebe dargestellt. Für den Nachweis der Übertragbarkeit der Klapper-Phänomene vom Gesamtfahrzeug auf den Komponentenprüfstand besteht eine Anlehnung an Abbildung 4.18 aus Kapitel 4.3, in der ebenfalls ein ähnlicher Zeitbereich und die resultierenden Impulse aus der Fahrzeugmessung zu sehen sind.

In Abbildung 5.3 entstehen die Einzelereignisse in derselben Impulsfrequenz und ebenfalls im Bereich des Nulldurchganges der dynamischen Zahnstangenkraft. Ebenso ist eine eindeutige Differenzierung zwischen den beiden Lenkgetrieben zu erkennen.

Im Gegensatz zu den Fahrzeugmessungen ist die Beschleunigungsamplitude jedoch von geringerer Intensität. Mögliche Ursachen für diese niedrigere Ausprägung sind die statisch eingestellten Pfeilungswinkel. Das Oberflächenprofil des Rollenprüfstandes weist teilweise große Amplituden auf, die zu dynamischen Änderungen der Pfeilung führen. Die Auswirkungen durch diese Änderungen der Pfeilungen sind kein Inhalt der Arbeit und müssen gesondert untersucht werden.

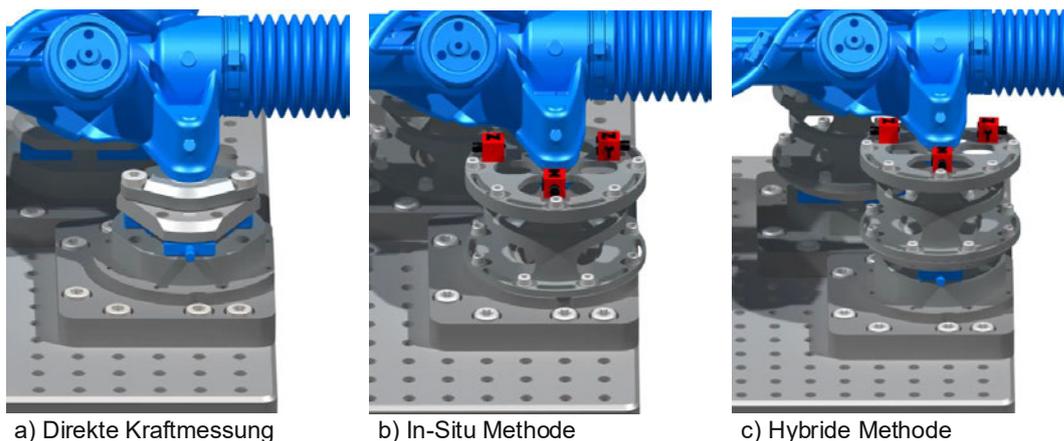
Als zweite mögliche Ursache sind Verspannungszustände zwischen den Anbindungspunkten des Lenkgetriebes und des Vorderachsträgers zu nennen. Diese Verspannungszustände, resultierend aus den großen Fertigungstoleranzen des Vorderachsträgers, können zu Änderungen in der Deachsierung führen, weshalb Impulse in ihrer Ausprägung verstärkt oder reduziert sein können. Diese Verspannungszustände sind in diesem Messaufbau nicht realisiert, da sich die Nachgiebigkeiten des Vorderachsträgers und des Prüfstandaufbaus unterscheiden. Zur Überprüfung dieser These muss das Lenkgetriebe inkl. Vorderachsträger in die Prüfstandsumgebung integriert werden. Auch die Auswirkungen durch diese Verspannungszustände sind kein Fokus dieser Arbeit.

Als letzte mögliche Ursache, bezugnehmend auf die Differenzen der Beschleunigungsamplituden zwischen Fahrversuch und Prüfstand, sind mögliche Auswirkungen durch konstante Vorlasten zu nennen. Bei den nachfolgenden Messungen sind lediglich dynamische Kräfte realisiert, konstante Vorlasten, bedingt durch Radaufstandskräfte oder Lenkwinkel, sind vernachlässigt. Diese Vorspannungen können ebenfalls zu größeren Beschleunigungsspitzen führen und werden bei der Messreihe nicht abgebildet.

Dennoch sind große Differenzen im Beschleunigungssignal zwischen den beiden Lenkgetrieben vorhanden und ähnliche Phänomene wie im Fahrzeug erkennbar. Diese Differenzierbarkeit ist für eine Unterscheidung und Objektivierung ausreichend, wie in Kapitel 6.2 anhand von verschiedenen Analysen nachgewiesen wird.

### Haltervarianten zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte

Die Störakustik des elektrischen Lenkgetriebes soll fahrzeug- und prüfstandsunabhängig objektiviert werden. Hierfür lassen sich die Ansätze der Komponentenorientierten TPA durch die Bestimmung der äquivalenten Kräfte anwenden. Zur Überprüfung der Anwendbarkeit auf impulshafte Geräusche im Lenksystem werden drei Methoden verglichen. Diese Methoden erfordern unterschiedliche Indicatorsignale sowie Anbindungssteifigkeiten. Die drei Konzepte sind in Abbildung 5.4 dargestellt.



**Abbildung 5.4:** Haltervarianten zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte (blau: Kraftsensor, rot: Beschleunigungssensor)

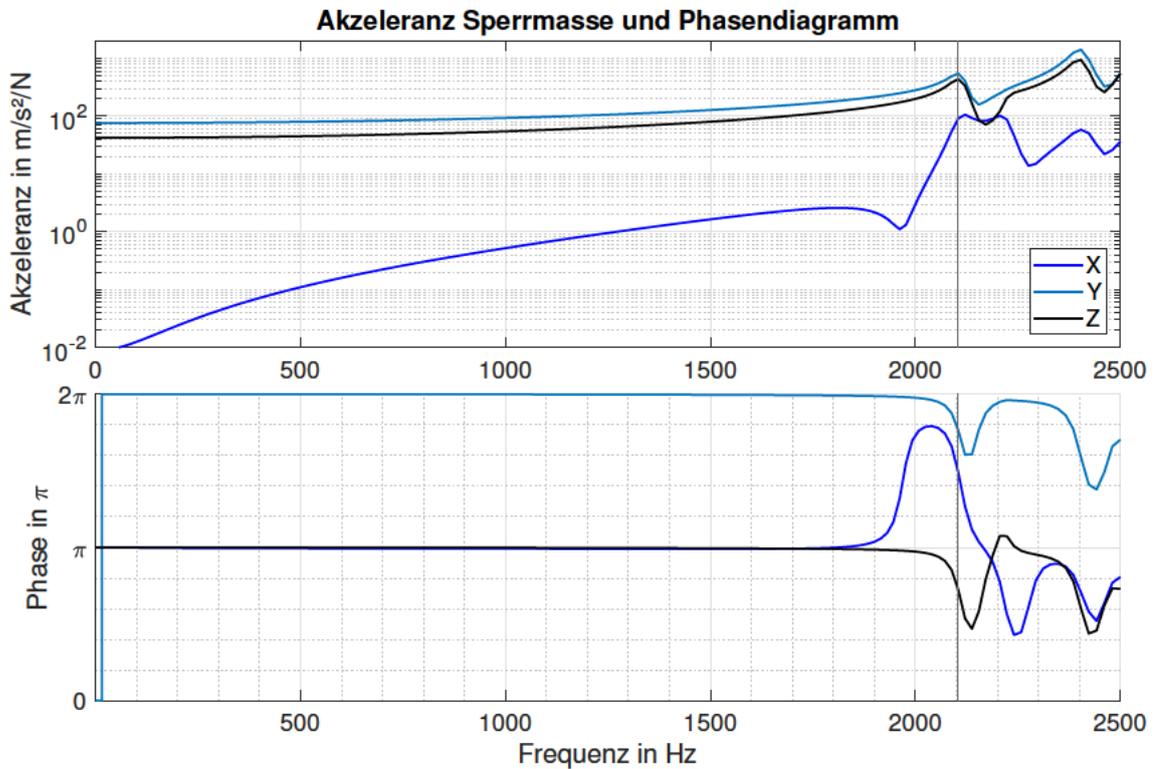
Variante a) und b) unterscheiden sich grundsätzlich und stellen teilweise konträre Anforderungen an das Anbindungskonzept zwischen der aktiven Komponente und dem Prüfstand. Während bei Variante a) die äquivalenten Kräfte direkt gemessen werden, stellt Variante b) den In-Situ Ansatz dar.

Zur Messung der direkten äquivalenten Kräfte ist theoretisch eine unendlich hohe Impedanz des Prüfstandes notwendig. Angenähert wird das theoretische Ideal durch drei triaxiale Kraftsensoren pro Anschraubpunkt, also insgesamt 12 Sensoren pro Lenkgetriebe. Durch die große Anzahl der kostspieligen Sensoren sind sowohl hohe Steifigkeiten im Systemaufbau als auch die Bestimmung von Drehmomenten um den Virtuellen Punkt realisierbar. Als Vorteil ergibt sich eine Vereinfachung bei der experimentellen Bestimmung der äquivalenten Kräfte, jedoch sind Messungen gegen unendlich starre Objekte im praktischen

Fall nicht umsetzbar, weshalb nur in der Theorie die äquivalenten Kräfte bestimmt werden können.

Praktisch entsprechen die aus der direkten Methode bestimmten Kräfte jedoch den Schnittstellenkräften.

Abbildung 5.5 zeigt die Auswirkungen der ersten Torsionsmode der 1000 kg schweren Sperrmasse, dargestellt über dem Frequenzbereich.



In der Abbildung sind die Akzeleranz und die Phasenverläufe der Sperrmasse inklusive der vier starren Halter aufgrund einer Impulshammeranregung in einem FEM Simulationsmodell dargestellt. Das montierte Lenksystem und die Entkopplung der Sperrmasse durch die Luftfedern werden bei der FEM Berechnung nicht berücksichtigt. Im Diagramm sind die Auswirkungen der ersten Torsionsmode mit dem Maximum bei 2100 Hz im Amplituden- und Phasenverlauf der drei Raumrichtungen zu erkennen. Die unendliche Steifigkeit ist praktisch bis in hohe Frequenzbereiche nicht umsetzbar, weshalb Abweichungen bei späteren Messungen durch die direkte Methode zu erwarten sind. Trotzdem ist eine Starrheitsbedingung bis 2000 Hz näherungsweise erfüllt.

Halter b) muss zur Bestimmung der In-Situ äquivalenten Kräfte aufgrund eines hohen Signal-Rausch-Abstandes eine deutlich geringere Steifigkeit aufweisen. Diese Bedingung wird durch realisierte Steifigkeitswerte von unter 10 kN/mm pro Raumrichtung erfüllt. Zusätzlich sind drei triaxiale Beschleunigungssensoren zur Überbestimmung der Freiheitsgrade und Übertragungsmatrix gewählt, was der gängigen Praxis bei der Virtuellen Punktransformation entspricht, vgl. Kapitel 3.2.3.

Halter c) entspricht einer Kombination aus a) und b). Als Ansatz dient die klassische In-Situ Methode zur Bestimmung der Kräfte mit zusätzlichen Kraftsensoren. Alle drei Methoden und umgesetzte Konzepte werden in Kapitel 5.2 untersucht und gegenübergestellt. Zunächst sind die Auswirkungen der Beschleunigungsimpulse auf die direkt gemessenen Kräfte der Methode a) in Abbildung 5.6 dargestellt. Als Anregung dient erneut das aufgenommene Fahrprofil durch den Rollenprüfstand.

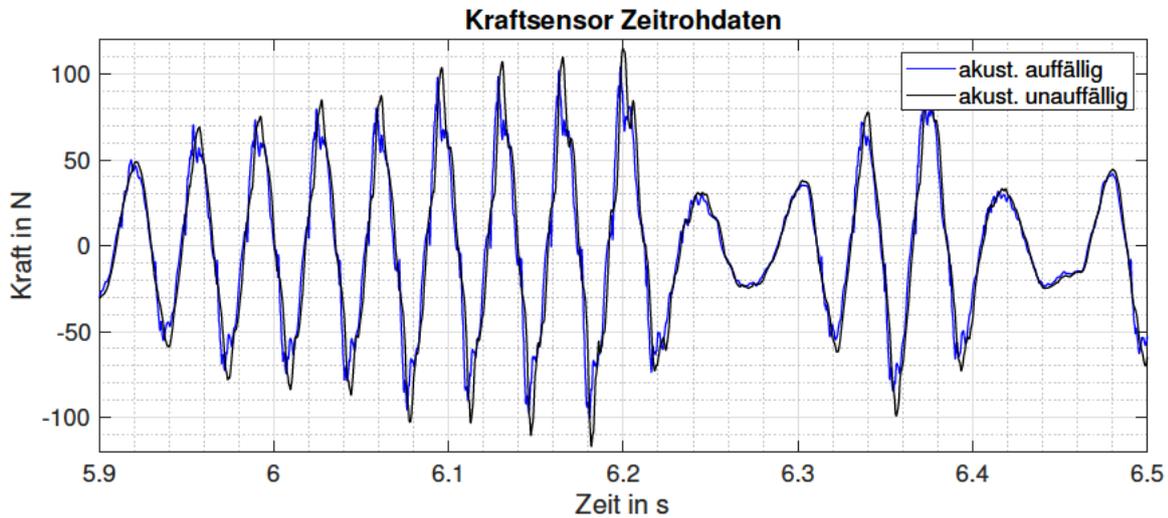


Abbildung 5.6: Vergleich Kraft-Zeitrohdaten zweier Lenkgetriebe

In Abbildung 5.6 sind die nicht transformierten Zeitrohdaten der bekannten Lenkgetriebe dargestellt. Während beide Messdaten einen ähnlichen Amplituden- und Phasenverlauf aufweisen, sind besonders die hochfrequenten Anteile im akust. auffälligen Lenkgetriebe von Bedeutung, die aus den Einzelimpulsen resultieren. Weitere Besonderheiten lassen sich anhand der Frequenzinformationen in Abbildung 5.7 diskutieren.

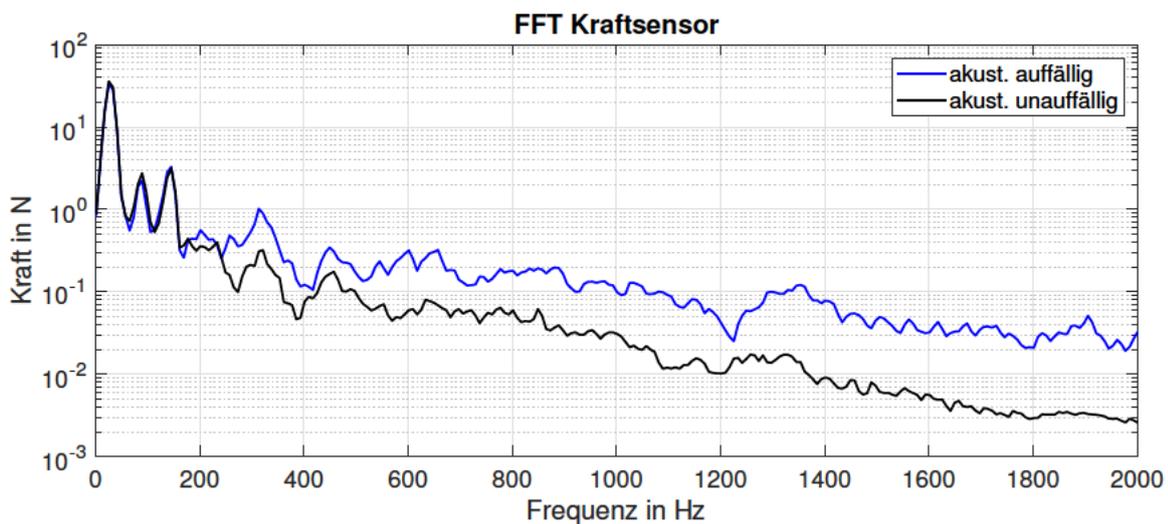


Abbildung 5.7: FFT Zeitrohdaten Kraftsensor zweier Lenkgetriebe

Die Unterschiede der beiden Lenkgetriebe sind abhängig von der Raumrichtung ab einem Frequenzbereich von ca. 200 Hz erkennbar.

Diese Information ist für die weitere Datenverarbeitung und Objektivierung von hoher Relevanz und dient in Kapitel 6.2.2 der Auswahl von geeigneten Filterparametern.

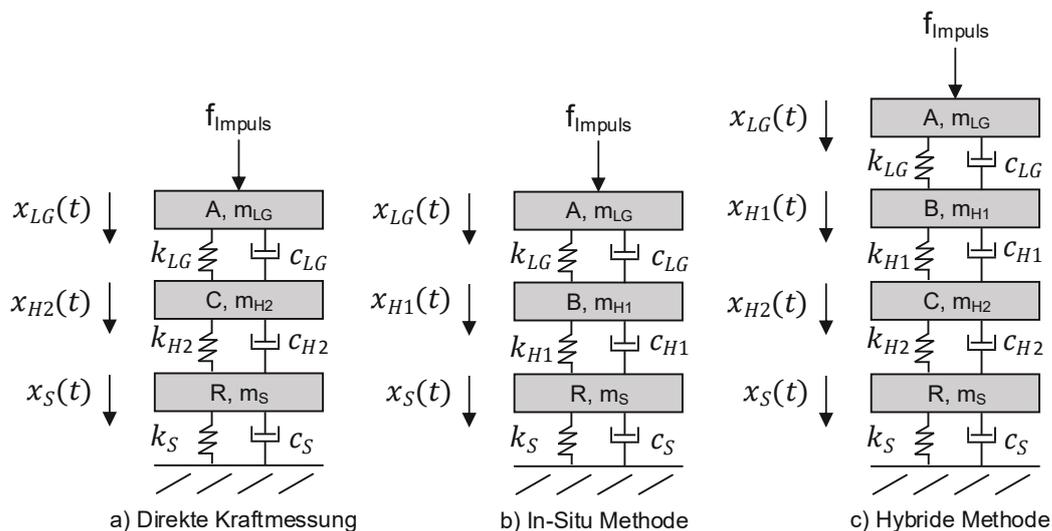
Im nächsten Kapitel werden die äquivalenten Kräfte mittels drei Methoden durch ein einfaches Simulationsmodell sowie anhand von Impulshammeranregungen und Betriebsdaten durch die Onboard- und Transfervalidierung verglichen. Bei den experimentellen Versuchen werden keine Zeitrohsignale wie in Abbildung 5.7 verwendet, sondern sechs Freiheitsgrade pro Anschraubpunkt mithilfe der Virtuellen Punkttransformation gebildet.

## 5.2 Methodenvergleich: Bestimmung der äquivalenten Kräfte

Zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte werden in dieser Arbeit drei Methoden verglichen und die Vorteile sowie Limitierungen aufgezeigt. Hierfür wird in Kapitel 5.2.1 ein einfaches Simulationsmodell aus dem Aufbau des Komponentenprüfstandes abgeleitet und die theoretischen Grundlagen sowie erste Erwartungen an die realen Messergebnisse diskutiert. Anschließend werden in Kapitel 5.2.2 die drei beschriebenen Methoden anhand von Messdaten durch die Anregungen mittels eines Impulshammers verglichen. Hierfür werden Auswertungen der Onboard Validierung sowie der Transfervalidierung genutzt. Abschließend wird in Kapitel 5.2.3 ein aus dem Fahrversuch aufgezeichnetes Anregungsprofil für Analysen in Bezug auf eine Differenzierung zwischen dem akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebe genutzt. Die nachfolgenden Ergebnisse wurden zusammen mit Hammer und Reichart [69] [96] erarbeitet.

### 5.2.1 Minimalmodell

Aus dem Prüfstands Aufbau in Abbildung 5.1 wird ein vereinfachtes Schwingungssystem abgeleitet, anhand dessen erste Erwartungen an den Methodenvergleich diskutiert werden. Die Parameter sind an die realen Massen bzw. Steifigkeiten sowie geringen Dämpfungen des Prüfstandsbaus angelehnt. Abbildung 5.8 (rechts) stellt den Aufbau der hybriden Methode dar, bestehend aus dem Lenkgetriebe  $LG$ , dem In-Situ Halter  $H1$ , dem steifen Halter  $H2$ , der Sperrmasse  $S$  sowie die Kopplung des gesamten Aufbaus mit der Aufspannplatte bzw. dem Fundament. Durch eine Reduktion der Massen bzw. der Halterstrukturen wird der Aufbau der direkten sowie In-Situ Methode durch ein Dreimassen-Schwingungssystem realisiert, vgl. Abbildung 5.8 links und mitte. Das Lenkgetriebe entspricht in diesem Aufbau der aktiven Komponente  $A$ , die Halter werden mit  $B$  und  $C$  benannt und die Sperrmasse mit  $R$ .



**Abbildung 5.8:** Viermassen-Schwingungssystem: Direkte Kraftmessung, In-Situ und hybride Methode

Als Anregung dient ein Dirac Impuls  $f_{Impuls}$  mit dem Kraftangriffspunkt auf der Komponente A, der durch das infinitesimale Zeitelement  $dt$  einen idealisierten Impulshammer Schlag darstellt.

Die Differentialgleichungen sind im Anhang (7.4) angegeben.

Für die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen M, C und K der hybriden Methode c) ergibt sich:

$$M = \begin{bmatrix} m_{LG} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{H1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{H2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_S \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{LG} & -c_{LG} & 0 & 0 \\ -c_{LG} & c_{LG} + c_{H1} & -c_{H1} & 0 \\ 0 & -c_{H1} & c_{H1} + c_{H2} & -c_{H2} \\ 0 & 0 & -c_{H2} & c_{H2} + c_S \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{LG} & -k_{LG} & 0 & 0 \\ -k_{LG} & k_{LG} + k_{H1} & -k_{H1} & 0 \\ 0 & -k_{H1} & k_{H1} + k_{H2} & -k_{H2} \\ 0 & 0 & -k_{H2} & k_{H2} + k_s \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Als theoretisches Ideal zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte durch die direkte Kraftmessung besteht die Anforderung gegen eine unendlich steife Umgebung zu messen, wodurch die Schnittstellenkräfte den äquivalenten Kräften entsprechen, vgl. Kapitel 3.2.2. Dieses theoretische Ideal wird in Abbildung 5.9 als Referenz zu den Ergebnissen der anderen Methoden genutzt.

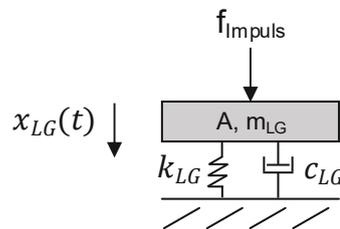


Abbildung 5.9: Einmassen-Schwingungssystem

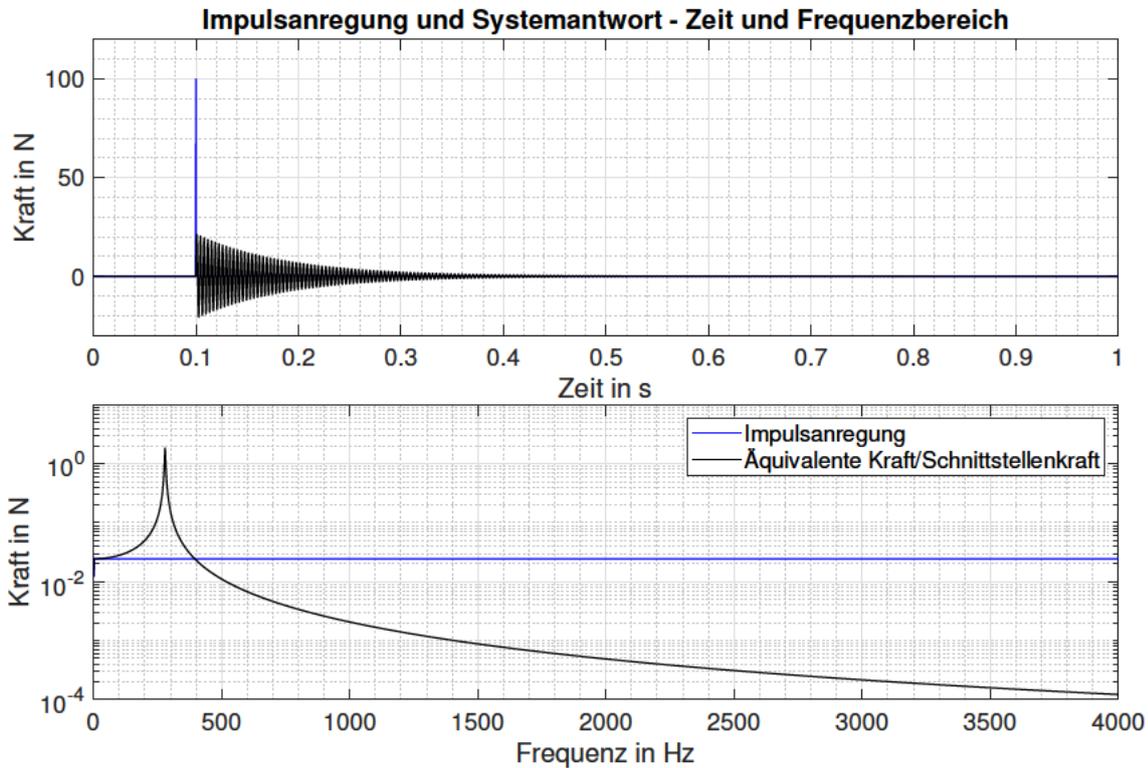
Die äquivalenten Kräfte entsprechen der resultierenden Feder- und Dämpfungskraft und sind nach (5.4) zu beschreiben:

$$f_2^{bl} = -(k_{LG}x_{LG}(t) + c_{LG}\dot{x}_{LG}(t)) \quad (5.4)$$

Unter der Berücksichtigung der Knotenzuweisung 1 für den Kraftangriffspunkt des Impulses und 2 für den Knoten der Trennebene zwischen  $k_{LG}$  bzw.  $c_{LG}$  und dem Fundament ergibt sich folgende Formulierung, vgl. (3.30):

$$f_2^{bl} = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_{Impuls} \quad (5.5)$$

Durch die Impulsanregung resultieren im Zeit- und Frequenzbereich die nachfolgenden Systemreaktionen:



**Abbildung 5.10:** Resultierende Systemantwort bei idealer Steifigkeit

Im Zeitbereich ergibt sich aufgrund des Dirac Impulses mit einer Amplitude von 100 N eine abklingende Schwingung an der Schnittebene. Die äquivalente Kraft entspricht in diesem Fall der Schnittstellenkraft. Im Frequenzdiagramm ist die Eigenfrequenz des gedämpften Einmassen-Schwingungssystems bei ca. 280 Hz erkennbar, die nach (5.6) zu berechnen ist.

$$\omega_d = \sqrt{1 - D^2} \omega_0 \quad (5.6)$$

mit dem Lehr'schem Dämpfungsmaß:

$$D = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (5.7)$$

Dieses theoretische Ideal dient nachfolgend als Referenz für den simulationsgestützten Methodenvergleich.

Die alleinige Vorhersage der äquivalenten Kräfte an den Schnittstellen ist häufig nicht zielführend. Ein Übertrag der Kräfte bzw. Momente auf eine weitere Struktur, deren Admittanz bekannt ist, bietet die Vorteile einer Vorhersage resultierend aus den vorher bestimmten Kräften. Beispielsweise können die äquivalenten Kräfte auf einem Prüfstand bestimmt werden. Durch die Übertragungsfunktion des gekoppelten Systems können Prognosen im Luftschall des Fahrzeuginnenraums oder Beschleunigungen auf einem Vorderachsträger vorhergesagt werden.

Die Vorhersage erfolgt durch den Zusammenhang aus (3.27) aus Kapitel 3.2.2 und kann schematisch durch die Abbildung 5.11 erklärt werden.

$$u_3^{VAT} = Y_{32}^{AVAT} f_2^{eq} \quad (5.8)$$

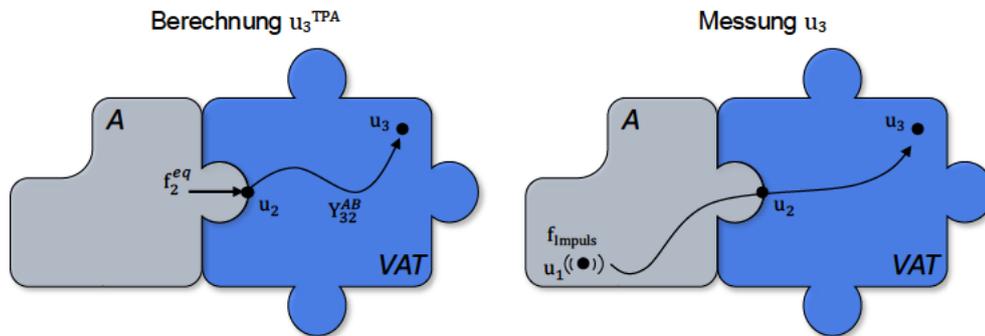


Abbildung 5.11: Schematische Darstellung der Transfervalidierung

Abbildung 5.11 stellt den schematischen Vergleich durch die Transfervalidierung dar. Die äquivalenten Kräfte  $f_2^{eq}$  können von der passiven Struktur unabhängig z.B. an einem Prüfstand bestimmt werden. Unter Anwendung von (5.8) ist anschließend nach der Bestimmung der Übertragungsfunktion  $Y_{32}^{AVAT}$  des zusammengesetzten Systems eine Vorhersage am Knoten  $u_3$  möglich. Das zusammengesetzte System besteht aus dem verschraubten Lenkgetriebe A auf einem Vorderachsträger (VAT). Wirkt dieselbe Quellenanregung im verbauten Zustand auf die Komponente A wie zuvor bei der Bestimmung von  $f_2^{eq}$ , ist ein Vergleich zwischen der Messung und der Vorhersage möglich. Als Quellenanregung wird häufig ein Dirac Impuls gewählt oder im realen Fall ein Impulshammerschlag. Diese Vorhersage kann auch als Qualitätsindikator für die Ergebnislage der zuvor bestimmten Kräfte genutzt werden. Die Parameter der zusammengebauten Struktur  $AVAT$  im Minimalmodell sind erneut an den realen Messaufbau angelehnt.

In Abbildung 5.12 wird die Vorhersage anhand der direkt bestimmten Kräfte mit der Schnittstellenkraft auf Beschleunigungsebene, die dem theoretischen Ideal entspricht, verglichen.

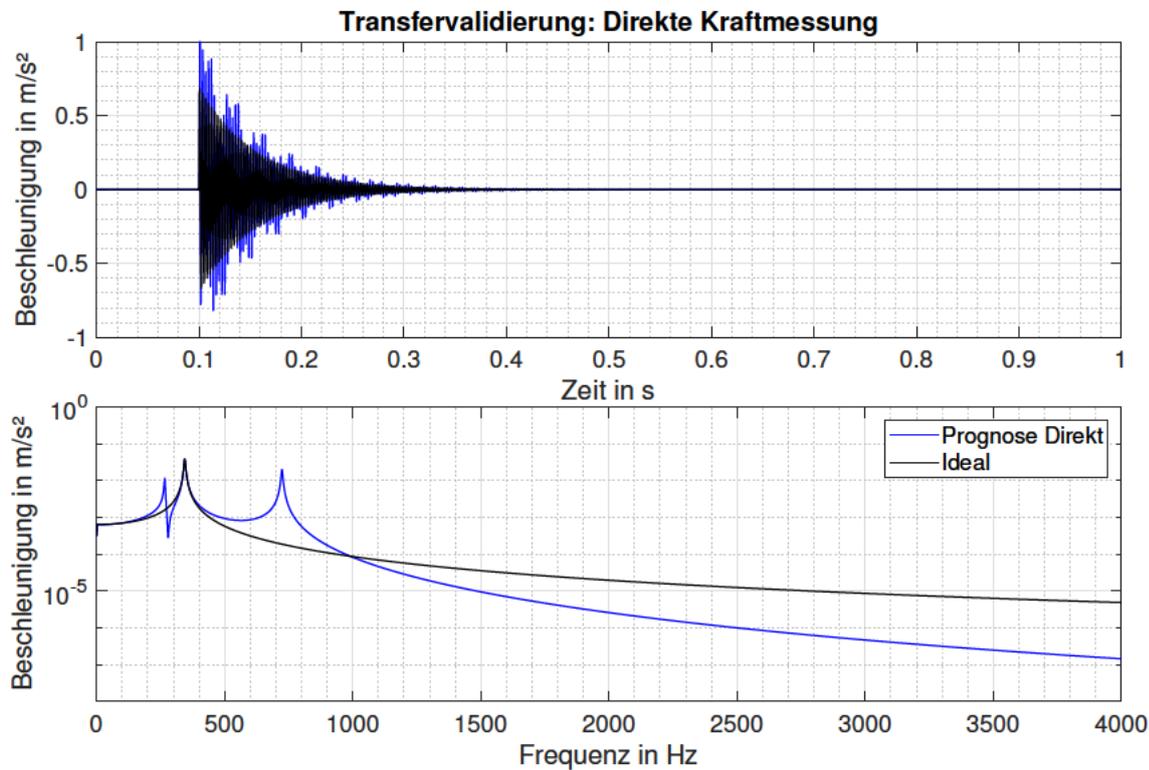


Abbildung 5.12: Transfervalidierung: Direkte Methode - Simulation

Beide Darstellungen weisen eine Überhöhung bei ca. 340 Hz auf, welche durch die Eigenfrequenz des zusammengebauten Systems zu begründen ist. Bei der Prognose der direkten Kraftmessung sind jedoch noch weitere Überhöhungen erkennbar:

Die erste Überhöhung bei ca. 270 Hz resultiert aus der Anbindung zwischen dem Lenkgetriebe und dem zweiten Halter  $k_{LG}$ ,  $c_{LG}$ .

Als weitere Überhöhung, neben der des gekoppelten Systems, ist eine Resonanzfrequenz bei ca. 720 Hz zu erkennen, die aufgrund der Steifigkeit  $k_{H2}$  sowie der Dämpfung  $c_{H2}$  zwischen Halter 2 und der Sperrmasse entsteht. Eine zusätzliche Frequenz bei ca. 14 Hz ist aufgrund der starken Dämpfung durch die Luftfeder  $k_s$  sowie der sehr großen Masse der Sperrmasse vernachlässigbar und mit dieser Achsskalierung nicht erkennbar.

Trotz der teilweise schlechten Prognosegüte wird der Frequenzbereich unter 150 Hz vor der ersten Resonanz des zweiten Halters ohne Abweichungen abgebildet.

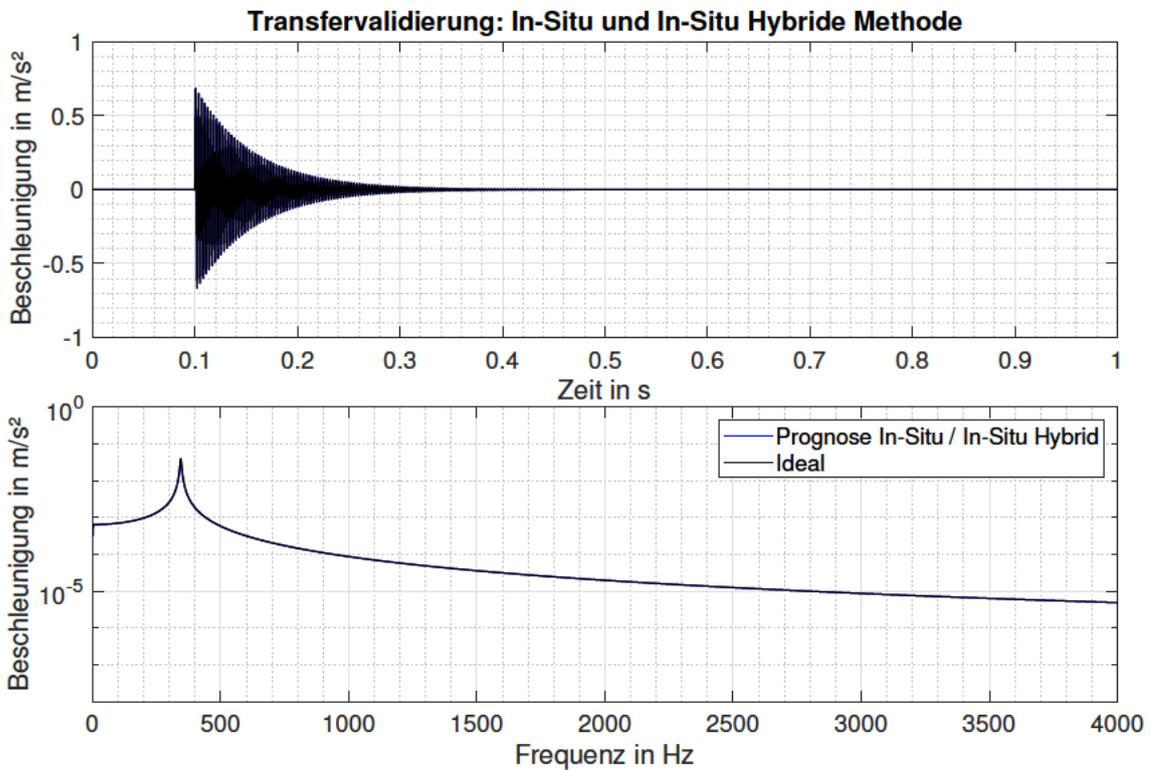
In einem realen Messaufbau sind neben den genannten Effekten, die aufgrund der Kopplung der Starrkörper entstehen, auch Fehler aufgrund der strukturdynamischen Eigenschaften der einzelnen Körper zu erwarten, vgl. Abbildung 5.5. Es wird deutlich, dass Abweichungen bei der direkten Kraftmessung im realen Aufbau in den Ergebnissen aus Kapitel 5.2.2 zu erwarten sind.

Dem Aufbau der direkten Kraftmessung werden die In-Situ bestimmten äquivalenten Kräfte gegenübergestellt. Als Anforderung der In-Situ Methode gilt eine ausreichende Nachgiebigkeit des Halters 1 zur Sicherstellung eines möglichst hohen Signal-Rausch-Abstandes bei der Messung mit Beschleunigungssensoren. Die äquivalenten Kräfte lassen sich durch die inverse Matrixmultiplikation und den Beschleunigungen an der Kopplungsstelle  $u_2$  bestimmen:

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^{ABR})^{-1} u_2$$

Die exakte Bestimmung der Beschleunigungen am Knotenpunkt  $u_2$  ist nur im Simulationsmodell möglich. Bei der experimentellen Bestimmung werden die Sensoren als Indikatoren an den Knoten  $u_4$  angebracht, die sich nahe der Kopplungsstelle  $u_2$  befinden. Mithilfe der Virtuelle Punkttransformation erfolgt der Übertrag auf die Knotenposition an der Schnittstelle  $u_2$ .

Aufgrund der Berücksichtigung des Schwingverhaltens der gesamten gekoppelten Struktur durch die Admittanzmatrix  $Y_{22}^{ABR}$  ist eine ideale Vorhersage zu erwarten. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.13 dargestellt.



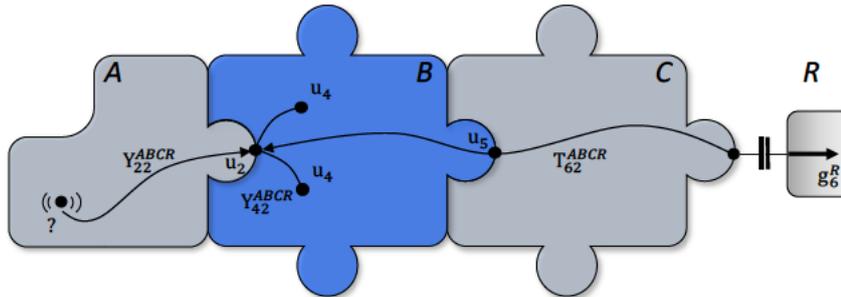
**Abbildung 5.13:** Transfervalidierung: In-Situ und hybride Methode - Simulation

Durch die In-Situ bestimmten äquivalenten Kräfte erfolgt durch die Übertragungsfunktion eine Berücksichtigung der Admittanz, weshalb sich keine Abweichung im Vergleich zu der theoretischen idealen Vorhersage des Einmassen-Schwingungssystem ergibt.

Abbildung 5.13 beinhaltet zusätzlich die Ergebnisse der hybriden Methode, die ebenfalls keine Abweichungen gegenüber dem Ideal aufweisen. Bei der experimentellen Bestimmung der äquivalenten Kräfte sind jedoch im Vergleich zu der idealisierten Simulationsumgebung Abweichungen zu erwarten.

Die physikalischen Zusammenhänge und Vorteile der hybriden Methode sind gemeinsam mit der Firma *VIBES.technology* entwickelt und nachfolgend beschrieben.

Abbildung 5.14 stellt den schematischen Aufbau der In-Situ hybriden Methode dar. Das Lenkgetriebe entspricht der Komponente A, das mit dem weichen Halter *H1* bzw. der Struktur B gekoppelt ist. Die Struktur B ist mit dem Halter *H2* bzw. der Komponente C verbunden. Zwischen der Struktur *ABC* und der Sperrmasse R werden in der experimentellen Anwendung die Schnittstellenkräfte mittels Kraftsensoren gemessen.



**Abbildung 5.14:** Komponentenorientierte TPA: In-Situ Hybrid

Für die Bestimmung der äquivalenten Kräfte wird neben der Übertragungsfunktion  $Y_{22}^{ABCR}$  und den jeweiligen Beschleunigungen  $u_2$  auch die Übertragbarkeitsmatrix (Transmissibility)  $T$  angewendet. Die Bestimmung der äquivalenten Kräfte erfolgt durch (5.9):

$$f_2^{eq} = \left( \begin{bmatrix} Y_{22}^{ABCR} \\ T_{62}^{ABCR} \end{bmatrix} \right)^+ \begin{bmatrix} u_2 \\ g_6^R \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Die Übertragbarkeitsmatrix  $T$  beschreibt im Allgemeinen das lineare Verhältnis zwischen der Systemantwort und dem Eingangssignal in der gleichen physikalischen Einheit und stellt das Dämpfungsverhalten der Komponente dar. Der Transmissibility Ansatz stellt eine weitere TPA Methode dar, welche den direkten Übertragungspfad zwischen zwei Knoten charakterisiert, ohne der Notwendigkeit einer zu bestimmenden Übertragungsfunktion. Der Index  $+$  aus (5.9) entspricht der Pseudoinversen, welche bei der Invertierung von nicht quadratischen bzw. überbestimmten Matrizen angewendet wird.

Die nachfolgenden Überlegungen sind an van der Seijs [7] sowie Hammer [69] angelehnt. Die Überlegungen dienen der Herleitung der Übertragbarkeitsmatrix  $T$  aus (5.9) und können vereinfacht durch die Abbildung 5.15 beschrieben werden.

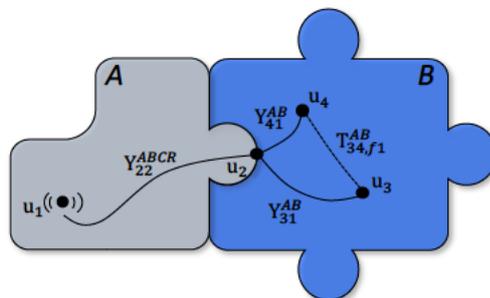


Abbildung 5.15: Herleitung Übertragbarkeitsmatrix

Als Modell dienen erneut zwei Komponenten sowie zwei Sensoren  $u_3$  und  $u_4$  an der Komponente B. Als Sensorantworten ergeben sich:

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1 \quad (5.10)$$

$$u_4 = Y_{41}^{AB} f_1 \quad (5.11)$$

Nach Elimination von  $f_1$  ergibt sich:

$$u_3 = Y_{31}^{AB} (Y_{41}^{AB})^+ u_4 \quad (5.12)$$

Das Produkt aus  $Y_{31}^{AB}$  und  $(Y_{41}^{AB})^+$  beschreibt das Verhältnis der Sensorsignale durch die Anregung im Knoten  $u_1$  und wird als *Übertragbarkeit* bezeichnet.

$$T_{34,f_1}^{AB} = Y_{31}^{AB} (Y_{41}^{AB})^+ \quad (5.13)$$

Somit kann die Systemantwort am Knoten  $u_3$  in Abhängigkeit des Indikatorsignals  $u_4$  beschrieben werden:

$$u_3 = T_{34,f_1}^{AB} u_4 \quad (5.14)$$

Bezogen auf das Viermassen-Schwingungssystem aus Abbildung 5.14 resultiert für die Übertragbarkeitsmatrix  $T$  infolge der Anregung  $f_1$  folgender Zusammenhang:

$$T_{62}^{ABCR} = Y_{61}^{ABCR} (Y_{21}^{ABCR})^+ \quad (5.15)$$

Durch die Erweiterung des Gleichungssystems mit der zusätzlichen Information über die Kraft ist vor allem in niedrigen Frequenzbereichen eine verbesserte Ergebnisqualität der äquivalenten Kräfte zu erwarten. Besonders in den niedrigen Frequenzbereichen ist die aus einer Kraftanregung resultierende Beschleunigung der aktiven Komponente gering. Resultierend ist ein niedriger Signal-Rausch-Abstand zwischen dem Nutzsignal und dem Rauschlevel der Sensoren, speziell bei geringen Kraftamplituden. Zudem erfolgt eine größere Überbestimmung der Matrix mithilfe der zusätzlichen Indikatoren, woraus sich Vorteile

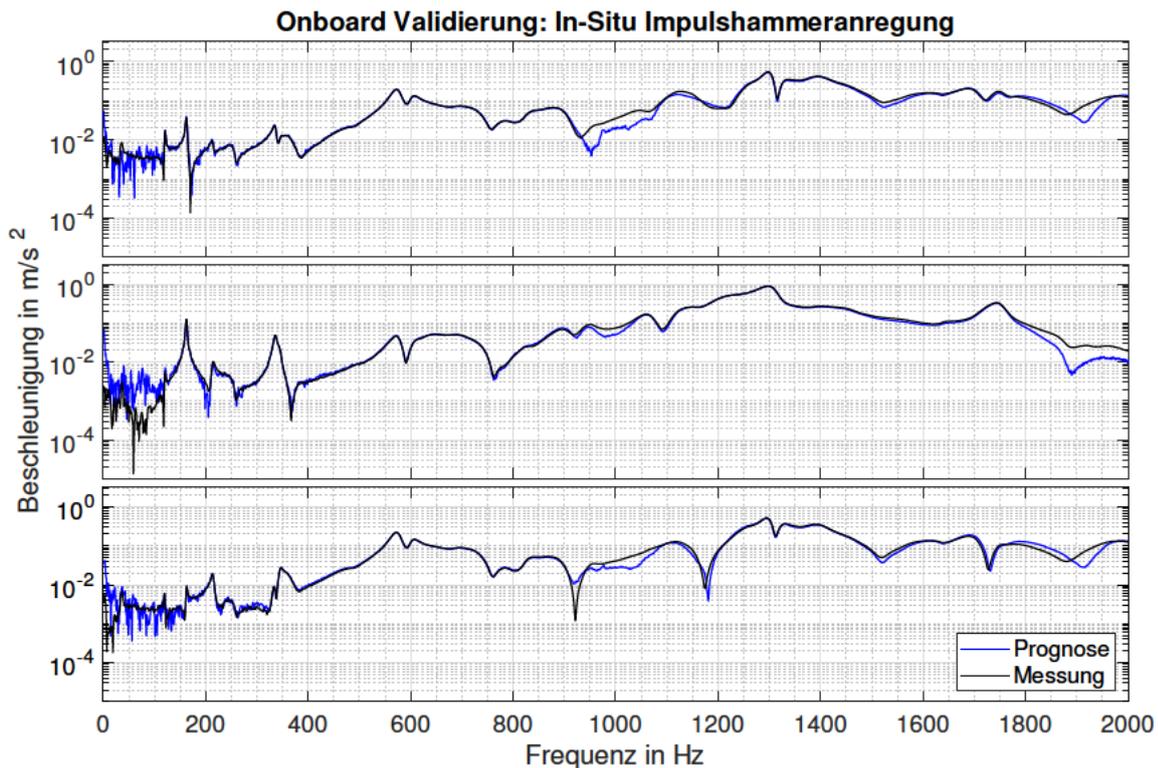
bei der Qualität der äquivalenten Kräfte ergeben können.

Die Methoden werden in den nachfolgenden Kapiteln anhand realer Messungen verglichen.

### 5.2.2 Impulshammeranregung

Die Onboard Validierung dient einer Qualitätsüberprüfung der äquivalenten Kräfte sowie dem Vergleich der Methoden. Hierfür ist bei allen Messungen bzw. Anregungen ein zusätzlicher Beschleunigungssensor an einem der Halter montiert, der nicht für die Berechnung der äquivalenten Kräfte genutzt wird. Die genaue Position befindet sich in der Abbildung 7.6 im Anhang.

Die Basis der Validierung ist der Vergleich des tatsächlich gemessenen Beschleunigungssignals des Sensors mit der Vorhersage aus den äquivalenten Kräften. Für die Vorhersage werden die äquivalenten Kräfte sowie Momente an den Schnittstellen berechnet und mithilfe der Multiplikation mit der Admittanzmatrix  $Y_{32}$  wird eine Prognose an der Sensorposition erstellt. Es ergibt sich eine Vorhersage pro Raumrichtung im Fahrzeug Koordinatensystem. Dieser Vergleich ist jedoch nur für die In-Situ sowie hybride Methode als sinnvoll erachtet, da der Signal-Rausch-Abstand bei der direkten Kraftmessung durch eine Applikation des Sensors an die steife Struktur zu gering ist. In Abbildung 5.16 sind die Vorhersagen sowie Messungen pro Raumrichtung abgebildet.



**Abbildung 5.16:** Onboard Validierung: In-Situ mit Impulshammeranregung - drei Raumrichtungen; Oben: x, Mitte: y, Unten: z

In Abbildung 5.16 ist der Vergleich zwischen der Prognose und der zugehörigen Messung der drei Raumrichtungen eines Lenkgetriebes dargestellt. Als Kraftanregung ist ein Impulshammerschlag auf den mittigen Anguss des Gehäuses in der XZ-Ebene bei einer Neigung

von ca. 45° gegenüber der Z-Achse gewählt, vgl. Abbildung 5.20.

Die Prognosegüte ist mit Ausnahme der niedrigen Frequenzen hoch. Die hohen Abweichungen im Bereich von unter 150 Hz sind auf einen niedrigen Beschleunigungspegel und damit auf eine niedrige Kohärenz zurückzuführen. Im Vergleich der drei Raumrichtungen bezogen auf den niedrigen Frequenzbereich, ist die höhere Abweichung der Y-Richtung auffällig. Zurückzuführen ist die geringere Prognosegüte auf den niedrigeren Kräfteintrag in die Y-Richtung. Optimierungen der Frequenzbereiche sind geringfügig durch die Variation der Impulshammerspitzen möglich.

Die Auswertung und Messausführung verdeutlicht zudem die begrenzte Aussagekraft aufgrund der separaten Betrachtung der Raumrichtungen.

Durch eine Zusammenfassung des prognostizierten Antwortsignals mithilfe einer quadratischen Mittelung sind vereinfachte Ergebnisdiskussionen möglich und die Abhängigkeiten des Kraftwirkungswinkels sind von geringerer Bedeutung. Das Ergebnis entspricht dem Vektorbetrag:

$$a_{res} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (5.16)$$

Mithilfe der quadratischen Mittelung sind die weniger repräsentativen Raumrichtungen von geringerer Bedeutung.

Die resultierende Vorhersage sowie die zugehörige Messung sind in Abbildung 5.17 dargestellt.

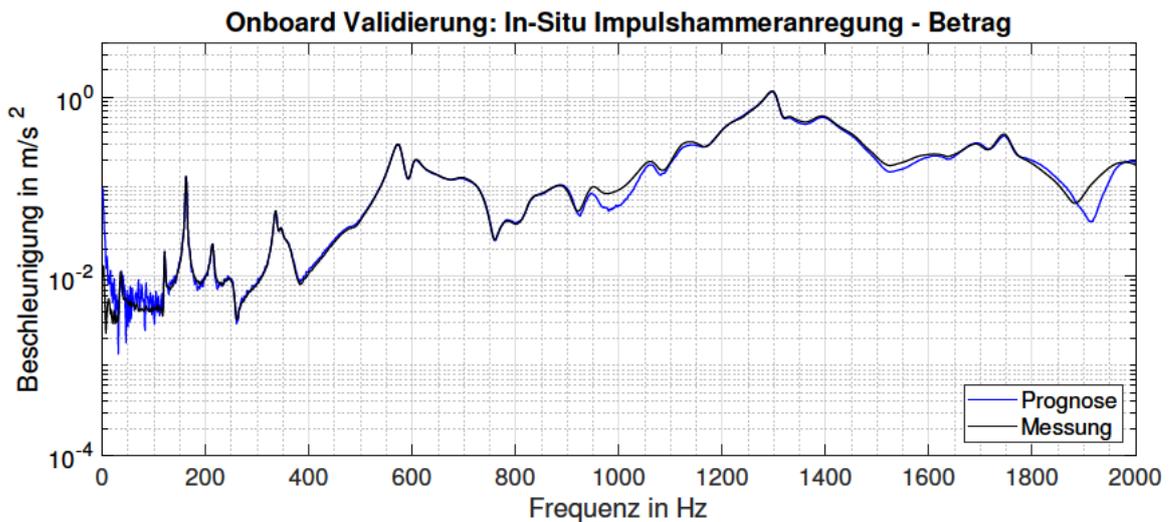


Abbildung 5.17: Onboard Validierung: In-Situ mit Impulshammeranregung - Betrag

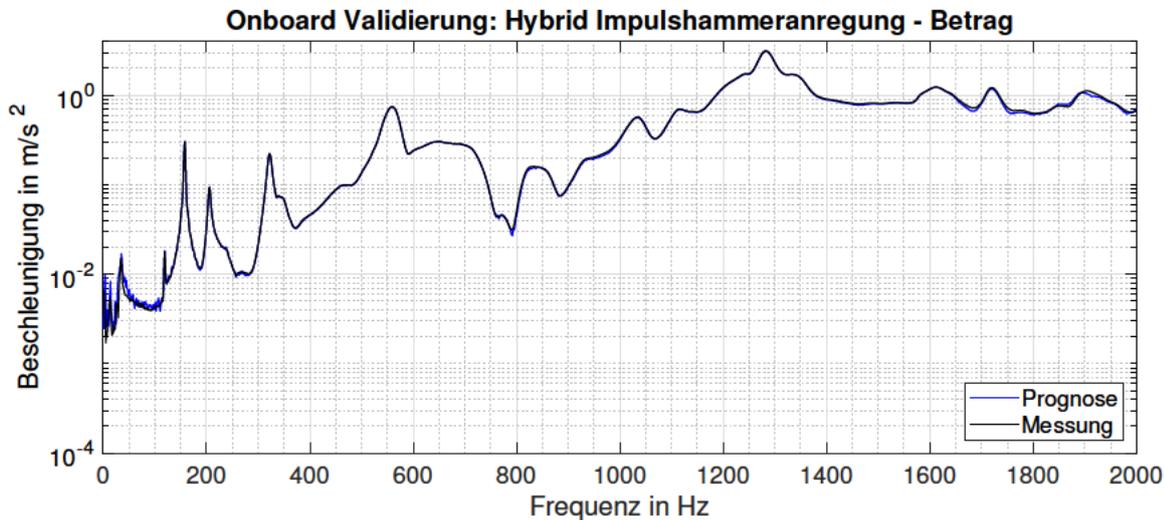
Für den objektiven Vergleich zwischen den Methoden bzw. zur Quantifizierung von Abweichungen zwischen der Vorhersage und der Messung, empfiehlt sich eine frequenzabhängige Kreuzkorrelationsanalyse. Hierfür wird das Frequenzspektrum in drei Bereiche geteilt und jeweils ein Korrelationsfaktor gebildet.

Frequenzbereich	0 - 100 Hz	100 - 1000 Hz	1000 - 2000 Hz
Korrelationsfaktor	0,5874	0,9938	0,9965

Tabelle 5.1: Korrelationsfaktoren Onboard Validierung: In-Situ - Betrag

Die Korrelationswerte bestätigen die Abweichungen aus der Abbildung 5.17, besonders im Frequenzbereich von unter 100 Hz.

In Abbildung 5.18 wird der Vergleich zwischen der Prognose und der tatsächlichen Messung unter der Anwendung der hybriden Methode dargestellt. Die Impulshammeranregung erfolgt erneut an derselben Position.



**Abbildung 5.18:** Onboard Validierung: Hybrid mit Impulshammeranregung - Betrag

Als Resultat durch die zusätzlichen Kraftindikatoren ergibt sich eine Verringerung der Abweichungen zwischen der Prognose und der Messung über den kompletten Frequenzbereich. Besonders der niedrige Frequenzbereich unter 100 Hz wird sowohl subjektiv durch den Vergleich der Abweichungen in Abbildung 5.18 als auch objektiv anhand des Korrelationsfaktors besser abgebildet.

Frequenzbereich	0 - 100 Hz	100 - 1000 Hz	1000 - 2000 Hz
Korrelationsfaktor	0,7664	0,9998	0,9989

**Tabelle 5.2:** Korrelationsfaktoren Onboard Validierung: Hybrid - Betrag

Die Verbesserung der Ergebnisqualität unter Anwendung der hybriden Methode wird anhand einer Kohärenzanalyse durch einen Impulshammerschlag auf das Gehäuse in die Z-Richtung des hybriden Aufbaus begründet. Als Antwortsignal dient zum einen der Beschleunigungssensor in Z-Richtung und zum anderen ein Kraftsensor derselben Orientierung. Beide Sensoren befinden sich am selben Anschraubpunkt bzw. sind demselben Virtuellen Punkt zugeordnet.

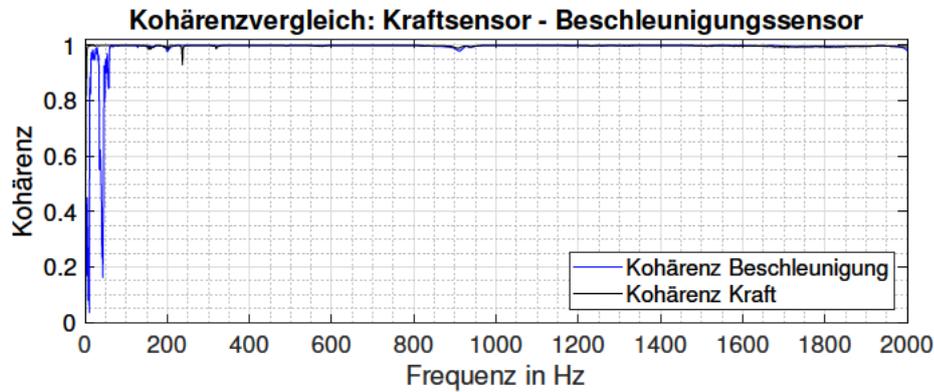


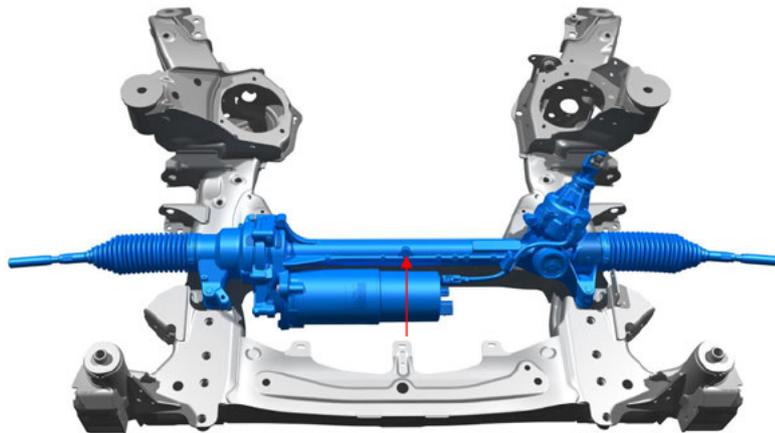
Abbildung 5.19: Kohärenzvergleich hybrid: Kraft- und Beschleunigungssensor

Die Kohärenz beider Sensoren ist über den betrachteten Frequenzbereich auf einem sehr hohen Niveau mit Ausnahme des Beschleunigungssensors bei unter 100 Hz. Es handelt sich um ein typisches Verhalten bei Messungen von Übertragungsfunktionen mit einem Beschleunigungssensor als Indikator. Besonders in niedrigen Frequenzbereichen ist wenig Dynamik durch Beschleunigungssensoren messbar. Daraus resultiert ein schlechter Signal-Rausch-Abstand, der wie bereits beschrieben durch die Variation unterschiedlicher Impulshammerspitzen geringfügig optimiert werden kann. Aus den impulshaften Störgeräuschen im elektrischen Lenksystem resultieren jedoch Systemantworten über weite Frequenzbereiche. Die Auswirkungen einer unzureichenden Signalgüte im Frequenzbereich von unter 100 Hz im speziellen Anwendungsfall werden als vernachlässigbar klein für die Gesamtergebnisqualität bei einem untersuchten Frequenzbereich von 2000 Hz angesehen. Abhängig von der zu untersuchenden Komponente bzw. der Geräuschkategorie ist jedoch auf die frequenzabhängige Ergebnisqualität zu achten.

Neben der Onboard Validierung kann die Transfervalidierung als zusätzliche Methode zur Überprüfung der Ergebnisqualität genutzt werden. Die Messbeschreibung und die wesentlichen Ergebnisse sind im nachfolgenden Abschnitt beschrieben.

### Transfervalidierung

Mithilfe der Transfervalidierung ist ein Übertrag der äquivalenten Kräfte auf weitere Strukturen möglich. Zusätzlich dient die Methode der Qualitätsüberprüfung bzw. dem Vergleich der drei angewandten Methoden. Die Datenbasis bilden erneut die auf dem Prüfstand durch einen Impulshammer bestimmten äquivalenten Kräfte und Momente. Bei dieser Analyse können die Ergebnisse der direkten Kraftmessung diskutiert werden, die aufgrund eines niedrigen Signal-Rausch-Abstandes bei der Onboard Validierung ausgeschlossen wurden. Nach der Bestimmung der äquivalenten Kräfte erfolgt der Übertrag auf eine weitere Struktur, in diesem Fall den Vorderachsträger, der mit dem Lenkgetriebe verschraubt ist. Der Aufbau und die Position der Impulshammerkraftanregung ist in Abbildung 5.20 dargestellt.



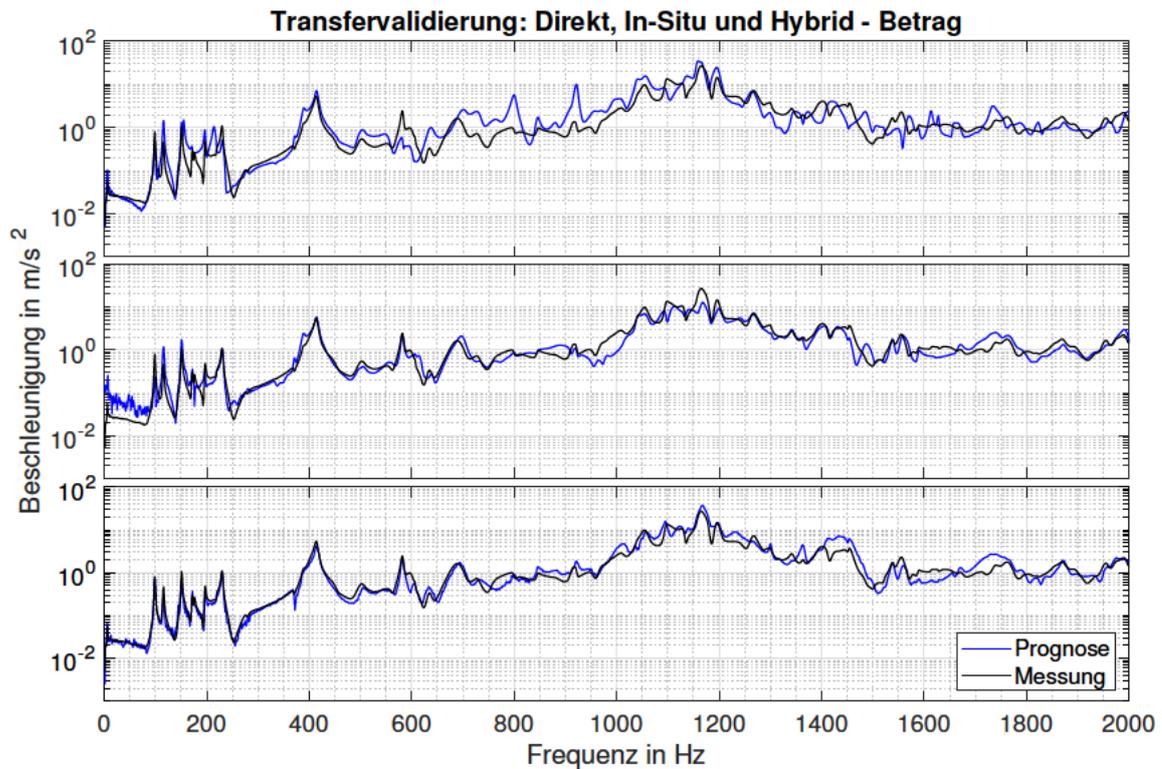
**Abbildung 5.20:** Lenksystem montiert auf Vorderachsträger

Der Zusammenbau aus dem verschraubten Lenkgetriebe sowie dem VAT wird von der Umgebung mittels einer Aufhängung durch Gummibänder weitgehend isoliert. Somit wird nur die Komponente A im zusammengebauten Zustand mit der passiven Komponente B betrachtet, weshalb Rückwirkungen zu anderen Strukturen ausgeschlossen werden können. In diesem Aufbau werden die Struktureigenschaften bzw. die vier Virtuellen Punkte an den Verschraubungen durch Übertragungsfunktionen bestimmt. Als Impulshammeranregungsort ist erneut der Anguss auf dem Gehäuse gewählt. Die Anregung ist in Abbildung 5.20 durch einen roten Pfeil markiert. Die äquivalenten Kräfte der jeweiligen Methoden werden im Anschluss mit der Admittanzmatrix des Lenkgetriebes inkl. Vorderachsträger multipliziert und mit den Ergebnissen der gemessenen Beschleunigungen am VAT verglichen.

$$u_3^{VAT} = Y_{32}^{AVAT} f_2^{eq}$$

Für die Detektion der Beschleunigung auf der Struktur des Vorderachsträgers ist ein triaxialer Beschleunigungssensor an der Unterseite der passiven Struktur appliziert, der in dieser Abbildung verdeckt ist.

Abbildung 5.21 stellt den Vergleich der am Prüfstand bestimmten äquivalenten Kräfte mit jeweils derselben Messung am VAT dar.



**Abbildung 5.21:** Transfervalidierung: Drei Methoden mit Impulshammeranregung - Oben: Direkt, Mitte: In-Situ, Unten: Hybrid

Abbildung 5.21 zeigt für jede Methode die Abweichung zwischen der Prognose und der Messung. Erneut sind die Ergebnisse durch den Vektorbetrag zusammengefasst. Durch die Betrachtung der Abbildung sind erste Tendenzen und Abweichungen in den Verläufen erkennbar, die jedoch nachfolgend anhand der objektiven Korrelationskoeffizienten diskutiert werden.

Frequenzbereich	0 - 100 Hz	100 - 1000 Hz	1000 - 2000 Hz
Direkt	0,9854	0,6994	0,7896
In-Situ	0,6149	0,8764	0,8861
Hybrid	0,9977	0,9339	0,9393

**Tabelle 5.3:** Korrelationsfaktoren Transfervalidierung: Direkt, In-Situ und Hybrid - Betrag

Im Vergleich zur Onboard Validierung sind in allen Bereichen höhere Abweichungen zwischen der Messung und der Prognose zu erkennen. Die Transfervalidierung stellt einen komplexeren Systemzusammenhang dar. Diese bildet ebenfalls Montageeinflüsse sowie erhöhte Messunsicherheiten durch die Multiplikation mit der weiteren Übertragungsfunktion  $Y_{32}^{AVAT}$  sowie Ungenauigkeiten aufgrund der Impulshammermessung ab. Dennoch bilden alle Methoden subjektiv in der Abbildung 5.21 den qualitativen Verlauf der Messung nach. Die größten Abweichungen sind bei der direkten Kraftmessung besonders im Frequenzbereich von 100 - 1000 Hz erkennbar. Die Bestimmung der äquivalenten Kräfte durch Kraftsensoren setzt eine theoretisch unendlich hohe Steifigkeit des Prüfstandes voraus. Diese

Anforderung ist in der Realität nicht zu erfüllen, weshalb das Schwingungssystem aus mehreren Massen mit unterschiedlichen Anbindungssteifigkeiten besteht und zusätzliche Resonanzfrequenzen aufweist. Durch die Verletzung dieser Bedingung ist die Bestimmung der von der passiven Struktur unabhängigen äquivalenten Kräfte nicht möglich und das Ergebnis entspricht den Schnittstellenkräften.

Ebenfalls hat das strukturdynamische Verhalten der Sperrmasse Auswirkungen auf die Ergebnisqualität, deren Torsionsmode bei 2000 Hz liegt, vgl. Abbildung 5.5. Dennoch sind besonders die Vorteile dieser Methode anhand der sehr geringen Abweichungen im niedrigen Frequenzbereich und die einfache Messdurchführung zu nennen.

Dem gegenübergestellt wird die In-Situ Methode, die aus den bereits beschriebenen Gründen eine unzureichende Abbildung des Frequenzbereiches unter 100 Hz darstellt. Die höheren Frequenzbereiche werden durch diese Methode ohne weitere Auffälligkeiten bei den Differenzen zwischen der Prognose und der Messung abgebildet.

Zuletzt vereint die hybride Methode die Vorteile der direkten Kraftmessung in den niedrigen sowie in den höheren Frequenzbereichen durch die In-Situ Methode. Es muss jedoch angemerkt werden, dass bei dieser Methode die doppelte Anzahl an Indikatoren durch die zusätzliche Anbringung der drei Kraftsensoren pro Anschraubpunkt verwendet wird.

Im nächsten Schritt werden die Auswirkungen der Betriebsdaten auf die äquivalenten Kräfte und Momente der drei Methoden verglichen.

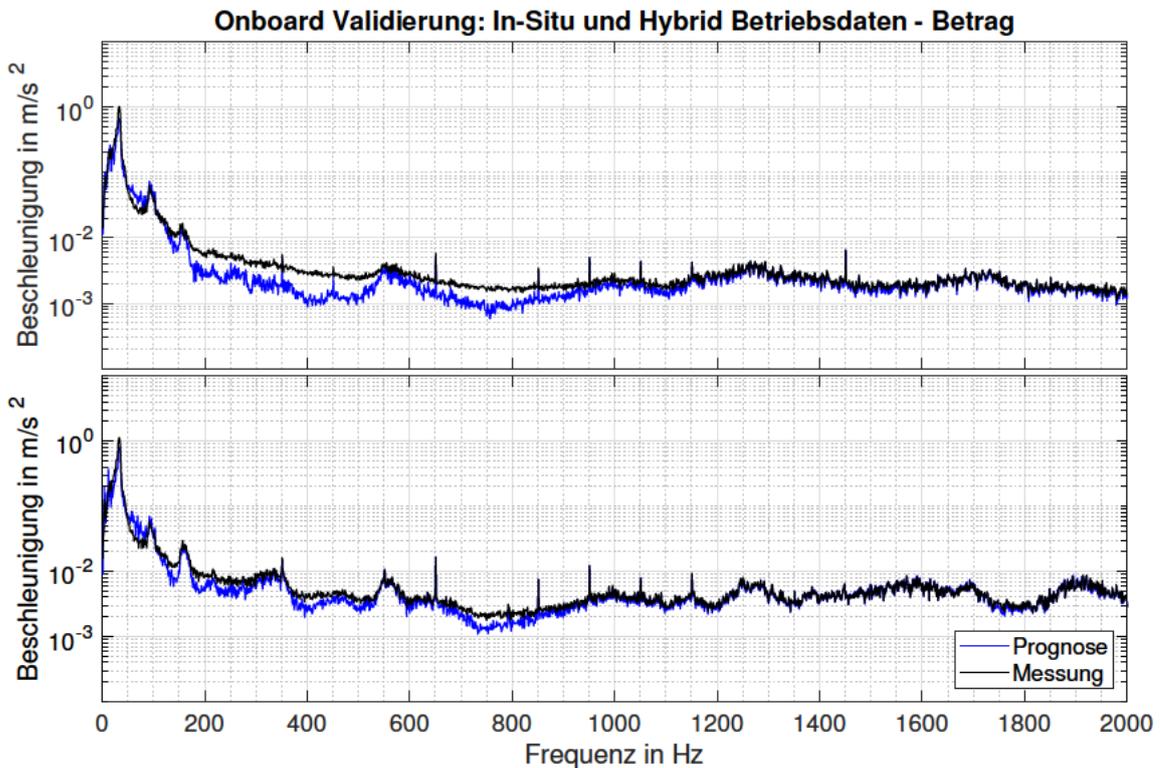
### 5.2.3 Betriebsdaten

Zu Beginn des Kapitels wird die Qualität der Betriebsdaten anhand der Onboard Validierung der In-Situ sowie hybriden Methode überprüft. Diese Validierung dient einer letzten Qualitätsüberprüfung der äquivalenten Kräfte. Im Anschluss wird das akustisch auffällige und unauffällige Lenkgetriebe verglichen und eine Möglichkeit der vereinfachten Bestimmung der äquivalenten Kräfte durch die Reduktion der lenkgetriebespezifischen Übertragungsfunktionen untersucht.

Als Anregung für alle nachfolgenden Versuche dient das aufgenommene Fahrprofil des *Kopfsteinpflasters 2* des akustisch auffälligen Lenkgetriebes. Aus Kapitel 4.2 ist die Rückwirkung zwischen dem Lenkgetriebe und der Spurstangenkraft sowohl im Frequenzbereich als auch im Amplitudenverlauf bekannt. Zur besseren Vergleichbarkeit wird jedoch bei allen Messungen am Prüfstand dasselbe Profil des auffälligen Lenkgetriebes verwendet.

### Onboard Validierung aus Betriebsdaten

Als letzte Qualitätsüberprüfung der äquivalenten Kräfte wird die Onboard Validierung anhand von Betriebsdaten angewendet. Wie bereits erläutert, ist diese Methode bei der direkten Kraftmessung aufgrund des geringen Signal-Rausch-Abstandes nicht möglich. Es werden die Betriebsdaten der In-Situ sowie hybriden Methode anhand der Onboard Validierung mit dem gemessenen Beschleunigungssignal der zusammengefassten Raumrichtungen in Abbildung 5.22 verglichen.



**Abbildung 5.22:** Onboard Validierung Betriebsdaten: Oben: In-Situ, Unten: Hybrid

Im oberen Diagramm ist der Vergleich zwischen der Prognose und der Messung der In-Situ Methode dargestellt, während das untere Diagramm denselben Sachverhalt der hybriden Methode aufzeigt. Erneut stellt die hybride Methode geringere Abweichungen zwischen der Vorhersage und der tatsächlichen Messung dar. Die In-Situ Methode weist größere Differenzen in den Frequenzbereichen zwischen 150 und 550 Hz sowie im Bereich von 600 und 900 Hz auf. Ähnliche Abweichungen von geringerer Amplitude sind auch bei der hybriden Methode zu erkennen. Die Abweichungen werden aufgrund der strukturdynamischen Eigenschaften des Halters sowie der Position des Validierungssensors vermutet. Durch eine gezielte Modalanalyse sowie der Variation der Sensorposition sind Verbesserungen in der Ergebnisqualität zu erwarten. Die Abweichungen können abschließend nicht vollständig begründet werden.

Zusätzlich sind verbesserte Korrelationswerte im niedrigen Frequenzbereich im Vergleich zu der Impulshammeranregung in Tabelle 5.4 erkennbar. Die bessere Ergebnisqualität resultiert aus dem höheren Signal-Rausch-Abstand durch die Anregung über beide Shaker, vgl. Tabelle 5.1 und 5.2. Zudem ist eine dominante Überhöhung im Bereich von 30 Hz erkennbar, die als Hauptanregungsfrequenz des aufgenommenen Fahrprofils von *Kopfsteinpflaster 2* gilt.

Frequenzbereich	0 - 100 Hz	100 - 1000 Hz	1000 - 2000 Hz
In-Situ	0,9864	0,9590	0,9792
Hybrid	0,9816	0,9614	0,9912

**Tabelle 5.4:** Korrelationsfaktoren Onboard Validierung Betriebsdaten: In-Situ und Hybrid - Beitrag

Zusammenfassend weist die In-Situ hybride Methode sowohl bei der Impulshammeranregung als auch durch die beidseitige Anregung durch Shaker eine bessere Prognosegüte auf. Abhängig von den zu untersuchenden Phänomenen und der geforderten Ergebnisqualität bietet diese Methode Vorteile gegenüber der direkten und der In-Situ Methode.

Unabhängig dieser Ergebnisse werden für alle nachfolgenden Untersuchungen die äquivalenten Kräfte durch die In-Situ Methode bestimmt. Hintergrund ist die kostengünstigere Umsetzung durch den Entfall der Kraftsensoren sowie dem Fokus auf Frequenzbereiche über 100 Hz, die ebenfalls durch die Impulse angeregt werden.

### Vergleich der äquivalenten Kräfte anhand von Betriebsdaten

Nachdem alle Validierungen und Methoden zur Qualitätsbeurteilung der äquivalenten Kräfte abgeschlossen sind, werden im nächsten Schritt die durch die In-Situ Methode bestimmten Kräfte und Momente des akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes gegenübergestellt. Nach der Virtuellen Punkttransformation ergeben sich drei translatorische sowie drei rotatorische Freiheitsgrade pro Anschraubpunkt. Für eine geeignete Zusammenfassung dieser 24 Freiheitsgrade und zur besseren Vergleichbarkeit wird die grundlegende Basis für die nachfolgenden Datenauswertungen bzw. -zusammenfassungen beschrieben. Diese Überlegung ist jedoch nur relevant, falls einzelne äquivalente Kräfte bzw. Momente verglichen werden sollen. Bei Vorhersagen zu einem Beschleunigungssensor wie bei der Transfervalidierung oder Onboard Validierung bzw. einer Luftschallvorhersage, werden alle Kräfte und Momente benötigt. Sind objektive Kennwerte ohne die weitere Verrechnung mit einer zusätzlichen Übertragungsfunktion relevant, bieten die nachfolgenden Ansätze eine Möglichkeit zur Zusammenfassung der Freiheitsgrade.

Angemerkt sei zusätzlich, dass der singuläre Vergleich von z.B. einem translatorischen Freiheitsgrad zu Missinterpretationen der Ergebnisse führen kann. Die einzelnen äquivalenten Kräfte sowie Momente sind erst mit der weiteren Übertragungsfunktion eindeutig bestimmt. Es existieren für eine Vorhersage unendlich viele Möglichkeiten in der Zusammensetzung der einzelnen Freiheitsgrade. Zur Abbildung und Überprüfung aller möglichen auftretenden Störgeräusch-Phänomene ist eine ganzheitliche Betrachtung aller Kräfte oder eine Zusammenfassung notwendig.

Die Betriebsdaten werden bei einer Messzeit von 10 Sekunden in gleich große Blöcke  $i = 19$  aufgeteilt, die sich aus einer Überlappung von 50% und der Anwendung eines Rechteck Fensters ergeben. Hieraus ergibt sich nach der FFT eine Frequenzauflösung von 1 Hz. Es resultieren 19 jeweils über eine Sekunde gemittelte Frequenzblöcke pro Virtuellen Punkt  $n=4$  und pro Freiheitsgrad  $T$ , aufgeteilt in Translationen und Rotationen. Aus diesen Frequenzblöcken wird der Mittelwert pro Virtuellen Punkt und Freiheitsgrad nach (5.17) gebildet.

$$\bar{T}_{xyz}^{VP_n}(\omega) = \frac{1}{i} \sum_{i=1}^i T_{i(xyz)}^{VP_n} \quad (5.17)$$

Resultierend ist ein gemittelter Frequenzblock pro Freiheitsgrad und Virtuellen Punkt, somit insgesamt 24 Frequenzblöcke. Anschließend werden die jeweiligen Freiheitsgrade pro Virtuellen Punkt durch (5.18) summiert.

$$T_{xyz}(\omega) = \sum_{n=1}^n \bar{T}_{xyz}^{VP_n} \quad (5.18)$$

Als Ergebnis liegt ein Frequenzblock pro Freiheitsgrad in bzw. um die Raumrichtungen x, y und z vor. Die Kräfte bzw. die Momente werden durch den Vektorbetrag aus (5.16) summiert.

$$T_{res} = \sqrt{T_x^2 + T_y^2 + T_z^2} \quad (5.19)$$

Es resultiert ein Frequenzblock pro Kraft bzw. Moment je Lenkgetriebe. Eine weitere Zusammenfassung der Momente und Kräfte ist nicht zielführend.

Zu beachten ist, dass durch die reelle Zusammenfassung der Momente bzw. Kräfte durch (5.19) die Phaseninformation entfällt, welche bei einer komplexen Verrechnung erhalten bleibt. Beim Vergleich der beiden Mittelungsarten sind die qualitativen Verläufe ähnlich bei geringeren Amplituden durch die komplexe Mittelung. Die geringeren Amplituden sind auf Auslöschungseffekte durch die Phaseninformation zurückzuführen. Eine reelle Mittelung nach (5.19) ist zielführender, da es sich bei dem untersuchten Lenkgetriebe um keinen Starrkörper handelt. Es sind somit eigendynamische Effekte an jedem Anschraubpunkt möglich, die trotz Phasengleichheit an den Virtuellen Punkten zu keinen Auslöschungseffekten führen sollen.

Die Zusammenfassung der Freiheitsgrade sowie der Virtuellen Punkte wird nachfolgend für den Vergleich des akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes genutzt. Die Bestimmung der jeweiligen äquivalenten Kräfte sowie Momente wird für jedes Lenkgetriebe durch die inverse Matrixmultiplikation mit der jeweiligen Übertragungsfunktion gebildet. In Abbildung 5.23 oben ist der zusammengefasste Kraftvektor und unten der Momentenvektor dargestellt.

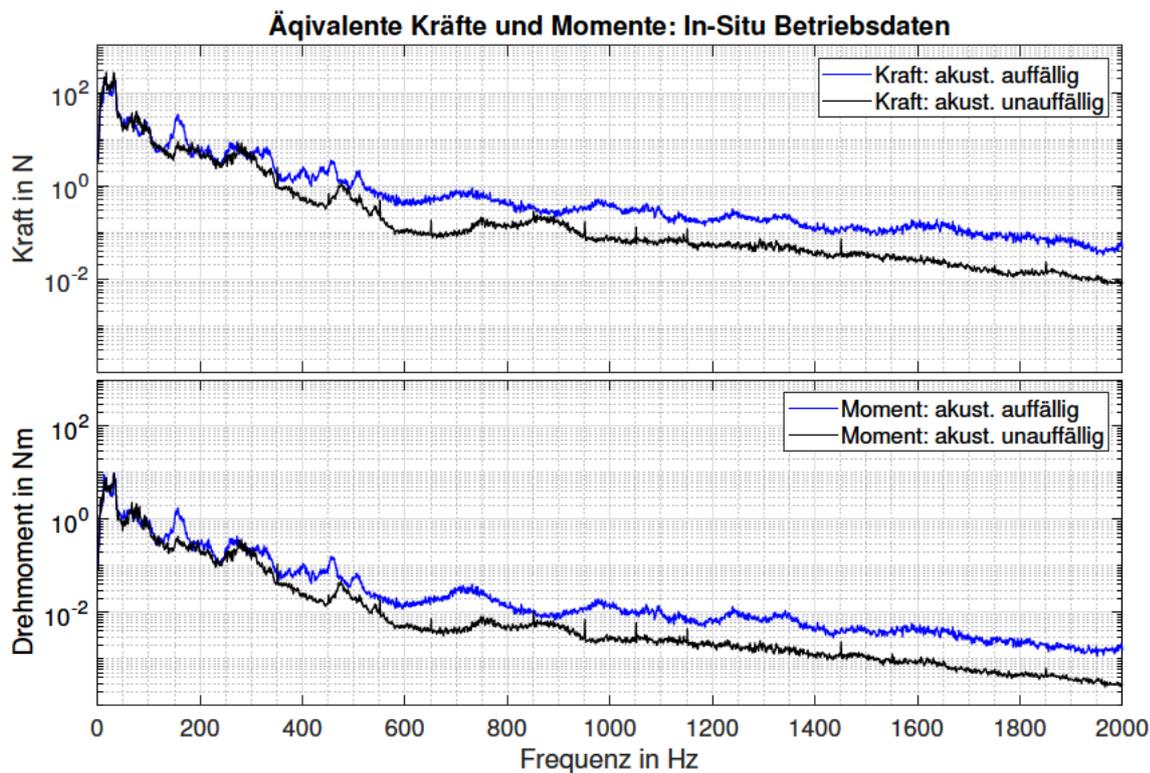


Abbildung 5.23: In-Situ Methode äquivalente Kräfte und Momente

Die In-Situ bestimmten Kräfte sowie Momente stellen qualitativ ein ähnliches Verhalten bei geringeren Amplituden im Momentenverlauf dar. Ähnlich wie bei der Analyse des Kraftsensors in Abbildung 5.7 sind die Unterschiede der beiden Lenkgetriebe erst ab Frequenzen von ca. 200 Hz erkennbar. Eine Betrachtung der Momente stellt bei der Untersuchung der Störgeräusch-Phänomene im Lenkgetriebe keinen weiteren Informationsgehalt dar und wird nachfolgend nicht weiter betrachtet. Bei der Analyse von anderen Phänomenen bzw. Komponenten können die Momente jedoch einen relevanten Informationsgehalt besitzen.

Die Übertragungsfunktionsbestimmung  $Y_{32}^{ABR}$  für jedes Lenkgetriebe ist bei einer hohen Anzahl aufwendig. Deshalb wird im nächsten Schritt eine Möglichkeit zur Reduktion des Arbeitsaufwandes untersucht. Es werden die Auswirkungen auf die äquivalenten Kräfte durch einen Tausch der Übertragungsfunktionen der beiden Lenkgetriebe untersucht.

Zur Untersuchung der Auswirkungen wird deshalb im ersten Schritt ein Kreuztausch der beiden Übertragungsfunktionen durchgeführt, deren Charakteristiken hauptsächlich von den Lenktriebestrukturen abhängen. Die äquivalenten Kräfte des auffälligen Lenktriebes werden anhand der Übertragungsfunktion des akustisch unauffälligen Lenktriebes gebildet und umgekehrt. Im zweiten Schritt werden die zusammengefassten Kräfte nur anhand der Übertragungsfunktion des akustisch unauffälligen Lenktriebes gebildet, vgl. Abbildung 5.24 unten.

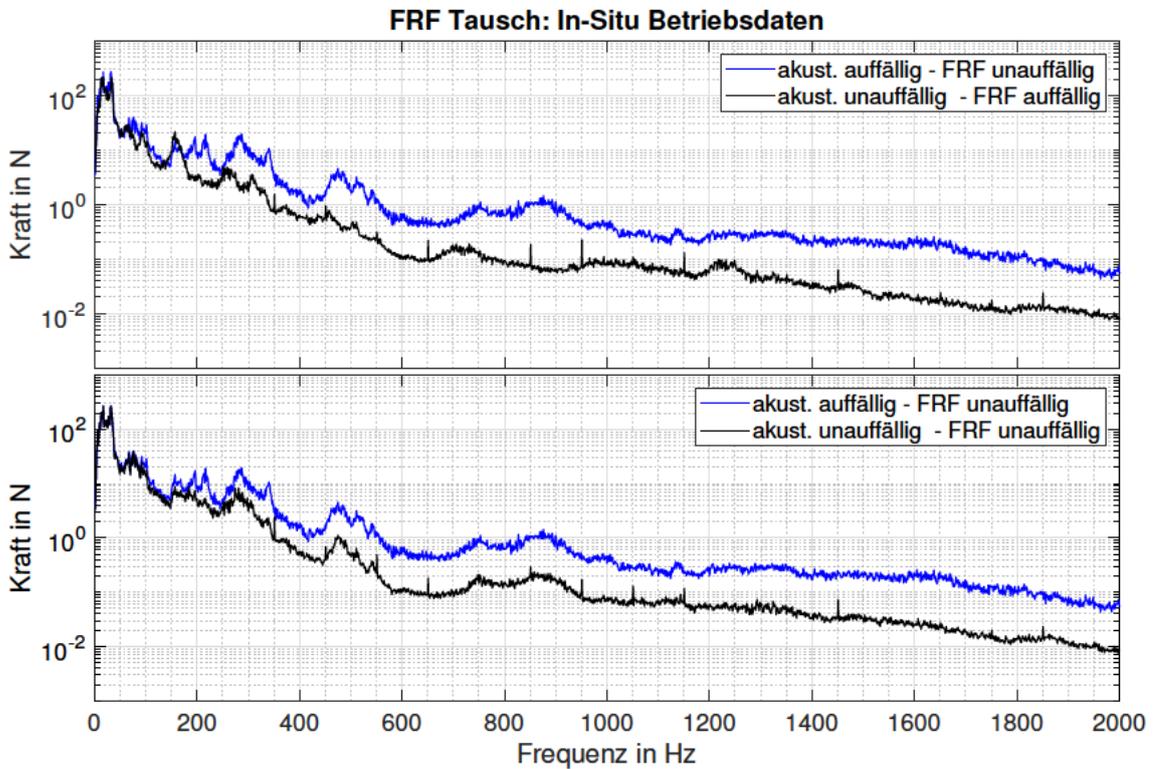


Abbildung 5.24: FRF Tausch: In-Situ Betriebsdaten

Trotz des Tausches der Übertragungsfunktionen sind Differenzen der äquivalenten Kräfte zwischen den Lenktrieben in beiden Diagrammen ab ca. 200 Hz erkennbar. Der qualitative Verlauf über den gesamten Frequenzbereich ist von der jeweiligen Übertragungsfunktion geprägt. Aus den Einzelimpulsen im akustisch auffälligen Lenktriebe resultieren erhöhte Amplituden in den äquivalenten Kräften.

Zur genaueren Quantifikation der einzelnen Übertragungsfunktionen wird die Akzeleranz beispielhaft anhand von vier Lenkgetrieben derselben Produktionscharge ermittelt. Die frei aufgehängten Lenkgetriebe werden durch einen Impulshammerschlag in Z-Richtung ange- regt, während die resultierende Beschleunigung in derselben Raumrichtung an einem der Anschraubpunkte gemessen wird. Abbildung 5.25 stellt die Akzeleranz der vier einzelnen Lenkgetriebe und den Mittelwert im Frequenzbereich dar.

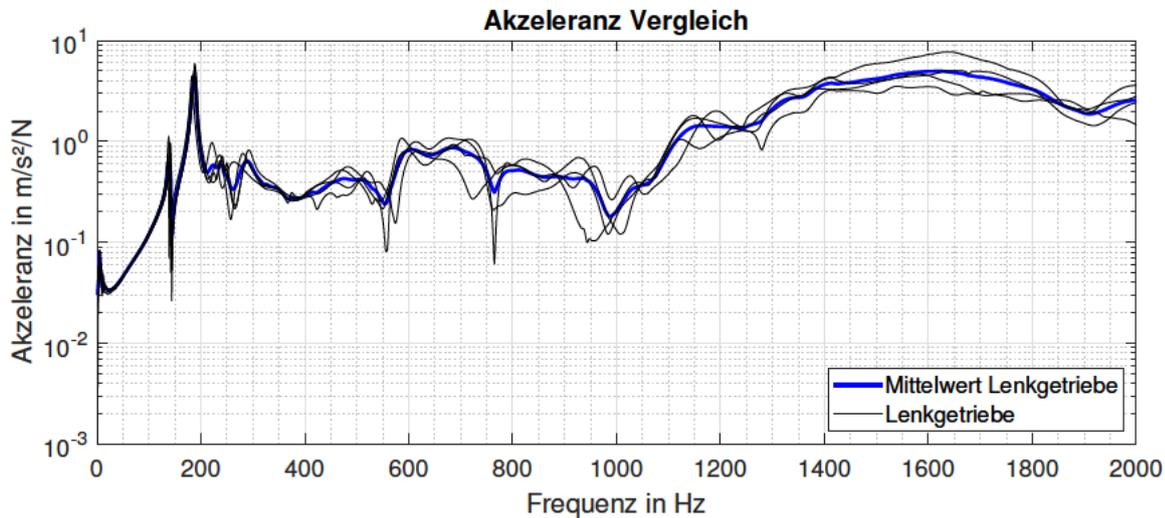


Abbildung 5.25: Vergleich Akzeleranz: Vier Lenkgetriebe

Die qualitativen Verläufe der einzelnen Lenkgetriebe sind über dem Frequenzbereich auf einem ähnlichen Niveau. Die Amplitudenabweichungen sind vermutlich auf Montageeinflüsse bzw. Messunsicherheiten durch die manuelle Klopfanregung sowie die Sensorapplikation zurückzuführen. Wiederholmessungen desselben Lenkgetriebes stellen Abweichungen mit ähnlichen Ausprägungen dar, vgl. Abbildung 7.7 im Anhang.

Zur genauen Quantifikation der Einzelbeiträge werden weitere Untersuchungen im verbauten Zustand *AR* bei einer hohen Reproduzierbarkeit durch einen automatisierten Impulshammer empfohlen. Die Differenzierbarkeit der beiden Lenkgetriebe aus Abbildung 5.24 ist trotz Anwendung derselben Übertragungsfunktion ausreichend hoch. Die Auswertungen der äquivalenten Kräfte werden nachfolgend in Kapitel 6.2.2 und Kapitel 6.3 durch die Übertragungsfunktion des akustisch unauffälligen Lenkgetriebes gebildet.

## 5.3 Zusammenfassung

Die Zielsetzung von Kapitel 5 ist die fahrzeugunabhängige akustische Prüfung der Störgeräusche in elektrischen Lenksystemen. Die methodische Basis bildet die komponentenorientierte Transferpfadanalyse mit der Bestimmung der äquivalenten Kräfte in einer neu entwickelten Prüfstandsumgebung. Aus der beidseitigen Anregung des Lenkgetriebes über die Spurstangen am Prüfstand resultieren ähnliche Einzelimpulse wie in den Fahrzeugmessungen, weshalb Differenzierungen eines akustisch auffälligen sowie unauffälligen Lenkgetriebes ab einem Frequenzbereich von ca. 200 Hz möglich sind. Die äquivalenten Momente stellen qualitativ einen ähnlichen Verlauf wie die Kräfte dar. Für den speziellen Anwendungsfall der Störgeräusche in Lenkgetrieben stellt die Betrachtung der Momente keine zusätzliche Information dar. Für den Methodenvergleich wird eine Zusammenfassung der Freiheitsgrade der Virtuellen Punkte sowie der Beschleunigungssensoren beschrieben und für den weiteren Verlauf der Arbeit empfohlen.

Anhand von drei Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte wird die Anwendbarkeit der komponentenorientierten TPA für impulshafte Störgeräusche zur objektiven und fahrzeugunabhängigen Beschreibung nachgewiesen. Für die Qualitätsüberprüfung wird neben der Onboard Validierung die Transfervalidierung genutzt, mit welcher ein Vergleich zwischen der Vorhersage und der gemessenen Impulshammeranregung auf der weiteren Struktur des Vorderachsträgers möglich ist.

Dabei stellt die direkte Methode zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte in den niedrigen Frequenzen unter 150 Hz eine gute Prognosegüte dar, weist jedoch in den höheren Frequenzbereichen eine unzureichende Qualität auf. Die niedrige Qualität der äquivalenten Kräfte resultiert aus der Verletzung der theoretisch unendlichen Steifigkeitsanforderung des Prüfstandes.

Die Abweichungen zwischen Prognose und Messung der In-Situ bestimmten Kräfte sind über dem untersuchten Frequenzband von unter 2000 Hz gering, mit Ausnahme der niedrigen Frequenzen, in denen kein ausreichend hoher Signal-Rausch-Abstand vorhanden ist. Die Vorteile beider Methoden können durch die *In-Situ hybride Methode* vereint werden, die neben den Beschleunigungen auch Kraftelemente als Indikatoren nutzt und zusätzlich von einer Überbestimmung der Übertragungsfunktionsmatrix profitiert.

Zuletzt sind die Unterschiede durch einen Kreuztausch der Übertragungsfunktionen beider Lenkgetriebe dargestellt. Die qualitativen Verläufe der Lenkgetriebe sind ähnlich und durch die strukturdynamischen Gehäuseeigenschaften geprägt. Für die Quantifikation der Abweichungen durch Montageeinflüsse werden weitere Untersuchungen durch z.B. einen automatisierten Impulshammer empfohlen.

## 6 Objektivierung von impulshaften Störgeräuschen

Als weiteres Ziel der Arbeit ist die fahrzeugunabhängige, akustische Überprüfung der Störgeräusch-Phänomene in elektrischen Lenksystemen anhand objektiver Parameter definiert. Die Datenbasis wird durch die subjektiven Bewertungen von verschiedenen Lenkgetrieben aus dem Fahrversuch, aus denen Störgeräusche in unterschiedlichen Intensitäten wahrzunehmen sind, sowie durch objektive Messungen gebildet. Im nachfolgenden Kapitel werden objektive Vorhersagen durch die lineare bzw. multiple Regression unter der Anwendung verschiedener psychoakustischer sowie statistischer Auswerteverfahren gebildet und den subjektiven Bewertungen gegenübergestellt. Auf Basis der daraus entwickelten Berechnungsvorschriften ist eine Klassifizierung von weiteren Lenkgetrieben ohne vorangegangenen subjektiven Bewertungen möglich. Als Prämisse der Objektivierung gilt eine allgemeingültige und derivatsunspezifische Auswahl der Analysen. Hierdurch ist die Anwendbarkeit auf weitere Fahrzeugderivate und -klassen möglich. Der methodische Ansatz wird nicht nur anhand der fahrzeugunabhängigen Prüfstandsmessungen auf Beschleunigungs- und Kraftebene angewendet, sondern dient ebenfalls der Prognose von Luft- sowie Körperschallsignalen des Fahrversuchs. Abbildung 6.1 stellt einen Überblick der Fahrzeug- und Prüfstandsmessdaten dar, die anhand verschiedener Analysen untersucht werden.



**Abbildung 6.1:** Kapitelaufbau: Objektivierung von impulshaften Störgeräuschen

Zu Beginn werden anhand der Luft- sowie Körperschalldaten Prognosen der Störgeräuschbeurteilung durch verschiedene Auswertemethoden mit der tatsächlichen subjektiven Bewertung verglichen.

In Kapitel 5 ist die Übertragbarkeit der Störgeräusche vom Fahrzeug auf einen Prüfstand sowie die Anwendbarkeit der äquivalenten Kräfte auf impulshafte Störgeräusche nachgewiesen. Darauf aufbauend werden in Kapitel 6.2 Analysemethoden zur objektiven Vorhersage anhand der Prüfstandsmessdaten angewendet. Abgeschlossen wird das Kapitel durch Analysen des auralisierten Luftschalls, der aus den äquivalenten Kräften und der Fahrzeugübertragungsfunktion vorhergesagt wird. Die nachfolgenden Ergebnisse sind gemeinsam mit Glas [97] erarbeitet.

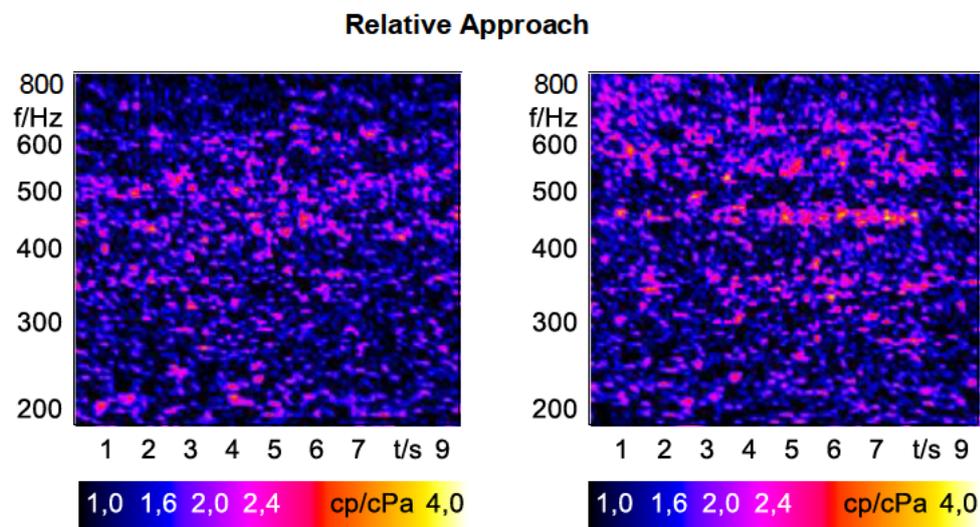
## 6.1 Messungen im Gesamtfahrzeug

Als Datenbasis für den Fahrversuch dienen Messungen von 12 Lenkgetrieben, in denen bei einer Überfahrt von *Kopfsteinpflaster 2* Störgeräusche in einer unterschiedlichen Intensität entstehen und subjektiv wahrgenommen werden, vgl. Kapitel 4.2.2. Zur Datenaufzeichnung ist ein triaxialer Beschleunigungssensor auf dem Kugelgewindetrieb sowie ein Mikrofon am Ort des Fahrerohrs appliziert.

### 6.1.1 Luftschall im Fahrzeuginnenraum

Wie im Stand der Technik beschrieben, ist eine Vorkonditionierung der Luftschalldaten notwendig, weshalb der Schalldruck durch einen rekursiven Bandpass der 6. Ordnung zwischen 200 und 800 Hz gefiltert wird. Eine Analyse der Reizgrößen des Luftschalls, wie z.B. dem Schalldruckpegel, ist in Anlehnung an Kapitel 4.5 nur bedingt zu empfehlen.

Für die Analyse der impulshaften Störgeräusche wird der Relative Approach mit einer Zeitbewertung von 50 ms verwendet, welcher Frequenz- und Zeitmuster gleich gewichtet. Die Analyse entspricht vereinfacht einem Gradientenverfahren, welches den Mittelwert aus dem zurückliegenden Signal mit den nachfolgenden Werten vergleicht. Die relative Differenz, die z.B. durch Impulse entsteht, wird durch die Einheit *Compressed Pascal* cPa dargestellt. Abbildung 6.2 visualisiert das dreidimensionale Analyseergebnis des subjektiv akustisch unauffälligen (links) sowie auffälligen Lenkgetriebes (rechts). Die nachfolgenden beispielhaften Vergleiche werden anhand der bereits bekannten Lenkgetriebe aus Kapitel 4 und Kapitel 5 visualisiert.



**Abbildung 6.2:** Fahrzeug Luftschall: Relative Approach-Analyse

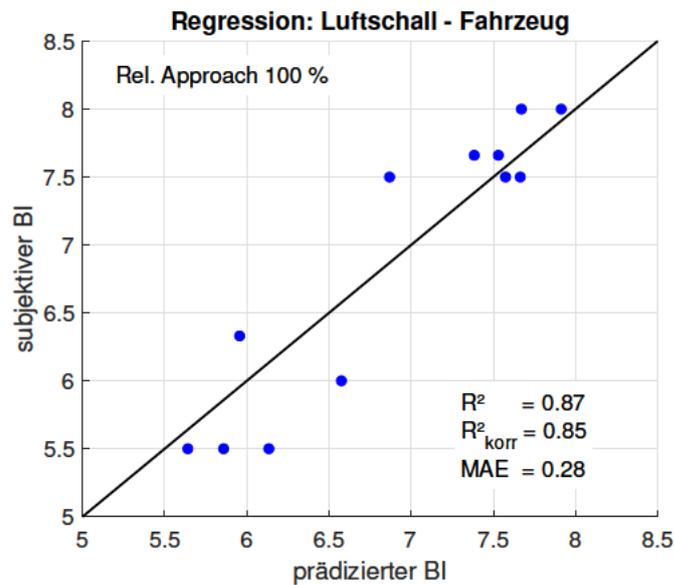
Trotz Filterung der Luftschalldaten sind nur geringe Differenzen im Relative Approach Spektrum des akustisch auffälligen Lenkgetriebes (rechts) im Vergleich zu dem akustisch unauffälligen Lenkgetriebe erkennbar. Der subjektive Eindruck der geringen Unterscheidbarkeit wird durch die objektiven Einzahlwerte der Analysen mit einem Wert von 11,8 cPa im akustisch unauffälligen Lenkgetriebe und 13,1 cPa im Schlechtmuster bestätigt.

Die Einzahlwerte der Analyse dienen der Modellbildung des linearen Regressionsmodells, dessen Vorhersagequalität durch das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  beschrieben ist [83]. Für den Vergleich unterschiedlicher Filterparameter des Luftschalls werden drei Möglichkeiten und deren Auswirkungen auf die Regression in Tabelle 6.1 untersucht:

Analyse	$R^2$
Relative Approach (ungefiltert)	0,18
Relative Approach (Bandpassfilter)	0,61
Relative Approach (Bandpassfilter und A-Bewertung)	0,87

**Tabelle 6.1:** Auswirkungen der Filterparameter auf das Bestimmtheitsmaß  $R^2$

Niedrige Werte des Bestimmtheitsmaßes beschreiben eine hohe Abweichung zwischen den vorhergesagten und den subjektiven Bewertungen sowie eine unzureichende Modellierung der Phänomene. Tabelle 6.1 bestätigt die Notwendigkeit einer Filterung des Luftschallsignals. Aufgrund der niedrigen Werte des Bestimmtheitsmaßes ohne Filterung (0,18) bzw. mit Bandpassfilterung (0,61), dient der A-bewertete, bandpassgefilterte Einzahlwert der Relative Approach Analyse als Eingangsparameter für das Regressionsmodell. Nach dem Bewertungsindex entspricht der Zahlenwert 8 einem akustisch unauffälligen Lenkgetriebe, während geringere Werte auffällige Störgeräusche definieren. Der Vergleich zwischen den vorhergesagten und den subjektiven Bewertungen ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Die Berechnung der linearen Regression sowie der einzelnen Analysen erfolgt mit den Softwarepaketen der Firma *Head Acoustics GmbH*.



**Abbildung 6.3:** Regressionsmodell Fahrzeug: Luftschall

Die Abweichungen zwischen der Vorhersage und der subjektiven Bewertung sind aufgrund des hohen Bestimmtheitsmaßes  $R^2$  gering. Die Differenz zwischen den Einzelwerten und der Geradengleichung werden durch die Residuen  $\hat{e}_k$  beschrieben. Der mittlere Fehler des Modells (MAE) beschreibt den Mittelwert der Residuenquadrate und entspricht im Modell einem Wert von 0,28 BI. Die subjektive Bewertung erfolgt mit einer Auflösung von 1/3 BI Einheiten, weshalb der Fehler einer Abweichung von ca. einem Skalenwert entspricht.

Dennoch sind die Ergebnisse aufgrund der hohen Abhängigkeit zu den Filterkoeffizienten kritisch zu hinterfragen. In Kombination mit der niedrigen relativen Differenz der Einzahlwerte der Relative Approach Analyse wird die volatile Vorhersage bei der Bewertung im Luftschall deutlich. Kleine Änderungen in der Datenbasis können zu großen Auswirkungen in der Analyse und daraus resultierend zu falschen Vorhersagen führen. Weitere Analysemethoden für die Bildung der Regression erweisen keine Steigerung der Qualität des Modells, weshalb nur der Relative Approach zur Modellbildung genutzt wird.

Die Ergebnisse der niedrigen relativen Differenzierbarkeit sind anhand der subjektiven Fahrzeugbewertungen wenig überraschend. Aufgrund der Überlagerung von Umgebungsgeräuschen mit dem Störgeräusch ist die gezielte subjektive Bewertung des Störgeräusches abhängig von der Intensität schwierig. Eine Übertragbarkeit auf weitere Fahrzeugderivate muss deshalb kritisch untersucht werden, wobei auf eine sehr hohe Messqualität des Luftschalls zu achten ist. Binaurale Mikrofonaufnahmen können zu einer Steigerung der Analyseergebnisse führen.

In der nachfolgenden Analyse des Körperschalls ist eine genauere Identifikation der Einzelimpulse und eine bessere Vorhersagequalität zu erwarten.

### 6.1.2 Körperschall am KGT

Angelehnt an den Stand der Technik sind Analysen von Empfindungsgrößen der Psychoakustik auch auf Körperschalldaten anwendbar. Es folgen Einzelanalysen zur Darstellung der relativen Unterschiede im Zeitverlauf sowie in den Einzahlwerten anhand der Betrachtung der Körperschallsignale der beiden Lenkgetriebe.

Abbildung 6.4 stellt die Unterschiede der beiden Lenkgetriebe durch die Analyse der Kurtosis über der Zeit mit einer Überlappung von 50% und einer Integrationszeit von 10 ms dar.

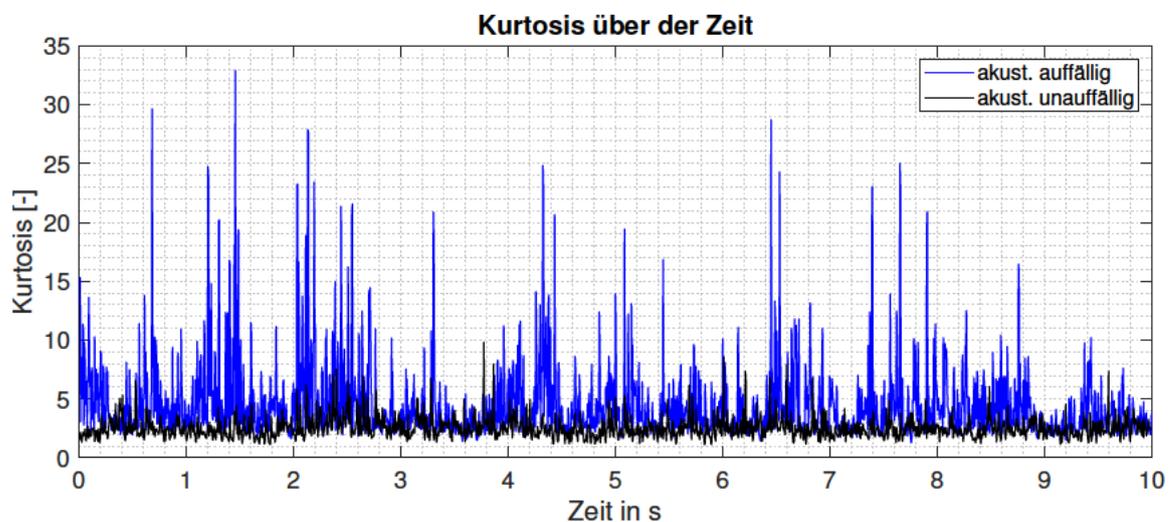
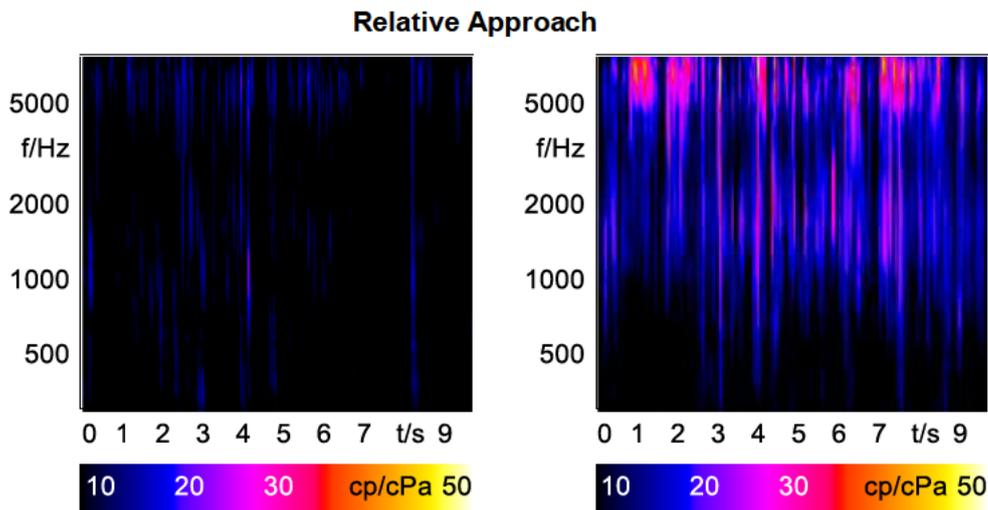


Abbildung 6.4: Fahrzeug Körperschall KGT: Kurtosis-Analyse

Der subjektive Eindruck einer hohen Differenzierbarkeit der beiden Lenkgetriebe wird durch die objektiven Werte des akustisch auffälligen (4,65) sowie unauffälligen Lenkgetriebes (2,52) bestätigt. Als Basis der Bewertung dient der Excess, der aufgrund impulshafter Geräusche spitzer zuläuft und als positiv bezeichnet wird, vgl. Kapitel 3.3.1.

Der Excess Wert des akustisch auffälligen Lenkgetriebes weist einen höheren Wert als die Normalverteilung (3) auf. Das akustisch unauffällige Lenkgetriebe stellt einen negativen, flach verlaufenden Excess dar, dessen Verhalten auch anhand des Einzahlwertes (2,52) zu quantifizieren ist.

Als weitere Körperschallanalyse zur objektiven Darstellung der Störgeräusche wird der Vergleich durch die Relative Approach Analyse in Abbildung 6.5 dargestellt.



**Abbildung 6.5:** Fahrzeug Körperschall KGT: Relative Approach-Analyse

Im Vergleich zur Luftschallanalyse, sind im Körperschallspektrum der Relative Approach Analyse deutliche Auffälligkeiten im akustisch auffälligen Lenkgetriebe zu erkennen. Die hohe Differenzierung wird ebenfalls anhand der Verdoppelung des Einzahlwertes des auffälligen Lenkgetriebes mit 53,8 cPa gegenüber dem Gutmuster mit 24,6 cPa deutlich. Die Impulsidentifikation durch die Analyse resultiert aufgrund der großen Abweichungen zwischen dem vorangegangenen, gemittelten Signal und den Einzelimpulsen unter der Prämisse von kurzen Zeitintervallen in den Analyseinstellungen.

Als weitere Körperschallanalyse zur Identifikation der Einzelimpulse dient die Schärfe nach Aures, deren Ergebnisse in Abbildung 6.6 dargestellt sind.

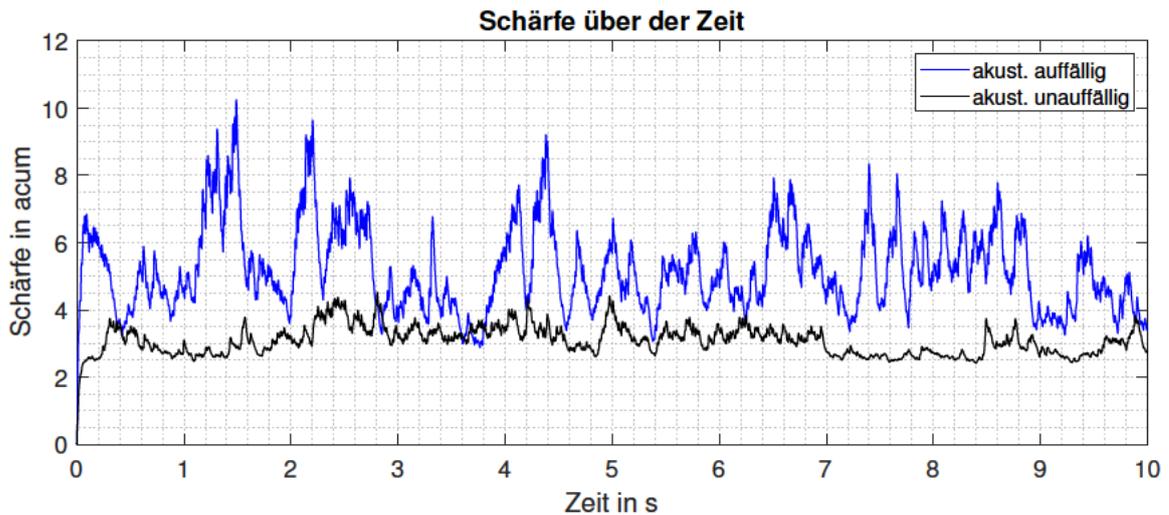


Abbildung 6.6: Fahrzeug Körperschall KGT: Schärfe-Analyse

Basierend auf der spezifischen Lautheitsverteilung nach Aures stellt die Schärfe den spektralen Schwerpunkt des Signals dar, wobei hohe Frequenzen als *unangenehm* empfunden werden. Aus den Analysen der Frequenzinhalte der Einzelimpulse in Abbildung 4.20 in Kapitel 4.3 ist die breitbandige spektrale Anregung im Körperschall durch die Einzelimpulse bekannt. Diese hochfrequenten Anteile des akustisch auffälligen Lenkgetriebes führen zu größeren Schärfewerten (5,19 acum) im Vergleich zu einer Komponente, in der keine Impulse entstehen (3,08 acum). Im Gegensatz zu den Analysen der Impulshaltigkeit ist das Ergebnis unabhängig von der Impulswiederholfrequenz.

Die Ergebnisse der Rauigkeitsanalyse sowie der Impulshaltigkeit sind von der Wiederhol-  
 frequenz der Einzelimpulse abhängig. Aus Abbildung 4.18 ist die von der Fahrbahn-  
 anregung abhängige Impulsfrequenz von ca. 62 Hz bekannt. Aufgrund der hohen Wiederhol-  
 frequenz ist die Rauigkeitsanalyse besser zur Differenzierung geeignet als die Impulshaltig-  
 keit, welche hauptsächlich bei Frequenzen unter 10 Hz angewendet wird, vgl. Kapitel 3.3.1.  
 Abbildung 6.7 stellt den Vergleich der beiden Lenkgetriebe anhand der Rauigkeitsanalyse  
 dar.

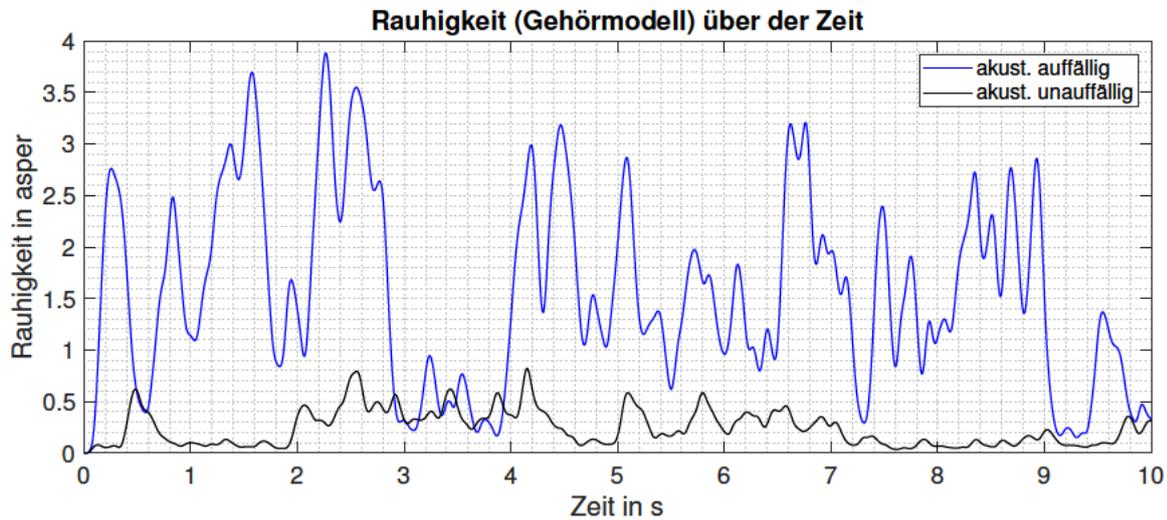


Abbildung 6.7: Fahrzeug Körperschall KGT: Rauigkeit (Gehörmodell)-Analyse

Die große Differenzierbarkeit zwischen den beiden Lenkgetrieben ist vergleichbar mit den  
 Ergebnissen der vorangegangenen Schärfeanalyse. Die Rauigkeit erreicht bei einer Modula-  
 tionsfrequenz von 70 Hz ihren Maximalwert, wodurch die hohen Absolutwerte des auffälligen  
 Lenkgetriebes durch die Impulsfrequenz zu erklären sind. Zur weiteren Analyse der Impuls-  
 frequenz wird die Modulation der beiden Lenkgetriebe in Abbildung 6.8 betrachtet.

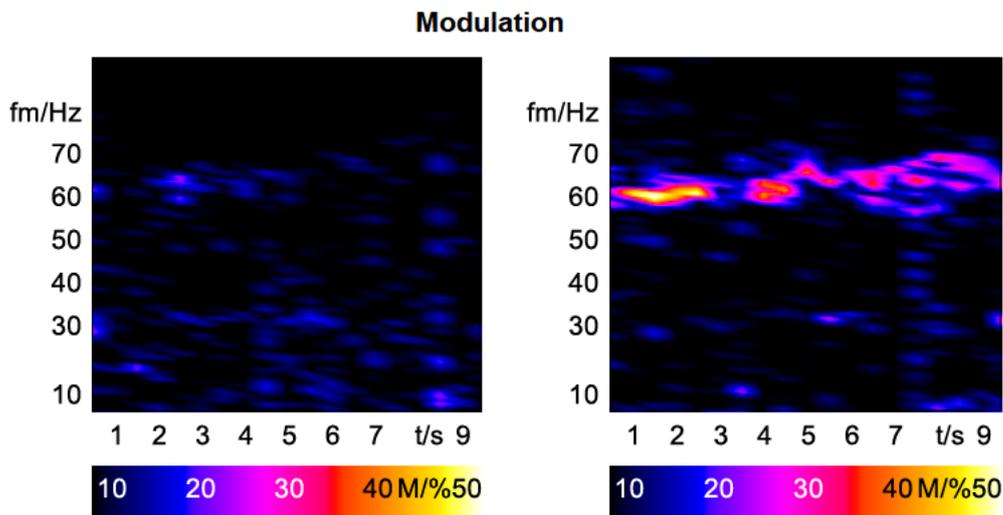


Abbildung 6.8: Fahrzeug Körperschall KGT: Modulationsanalyse

Die rechte Analyse des akustisch auffälligen Lenkgetriebes weist eine dominante Modula-

tionsfrequenz zwischen 60 bis 70 Hz bei einem Modulationsgrad von bis zu 50% auf und bestätigt die hohen Werte der Rauigkeit.

Die Analysen der Rauigkeit bzw. der Modulation erreichen im vorliegenden Anwendungsfall eine große Differenzierung und bilden damit eine Möglichkeit zur objektiven Darstellung der Störgeräusch-Phänomene. Jedoch besteht eine hohe Abhängigkeit der Analyseergebnisse zu der Fahrbahnanregung bzw. Achsschwingung. Aus Kapitel 4 ist bekannt, dass die Kombination aus hohen Gradienten der dynamischen Zahnstangenkraft und Spielen in der Komponente zu impulshaften Kontaktgeräuschen führen. Bei einer Änderung der dynamischen Zahnstangenkraftanregung durch beispielsweise eine Anpassung der Vorderachskonstruktion, ist auch mit einer veränderten Prognosegüte der beiden Analysen zu rechnen, obwohl die subjektive Störgeräuschwahrnehmung ähnlich sein kann. Die Objektivierung der Störgeräusche soll jedoch möglichst derivatsunabhängig anwendbar sein, weshalb diese Analysen für die Anwendung als unabhängige Variablen im linearen Regressionsmodell ausgeschlossen werden.

Die Anwendung der unterschiedlichen Signalanalysen erfolgt exemplarisch anhand einer Raumrichtung des Beschleunigungssensors. Aufgrund der unterschiedlichen Wirkzusammenhänge innerhalb der Komponente sind für den objektiven Vergleich alle Raumrichtungen relevant. Die Zusammenfassung der Kanäle eines Beschleunigungssensors ist in Abbildung 6.9 dargestellt.

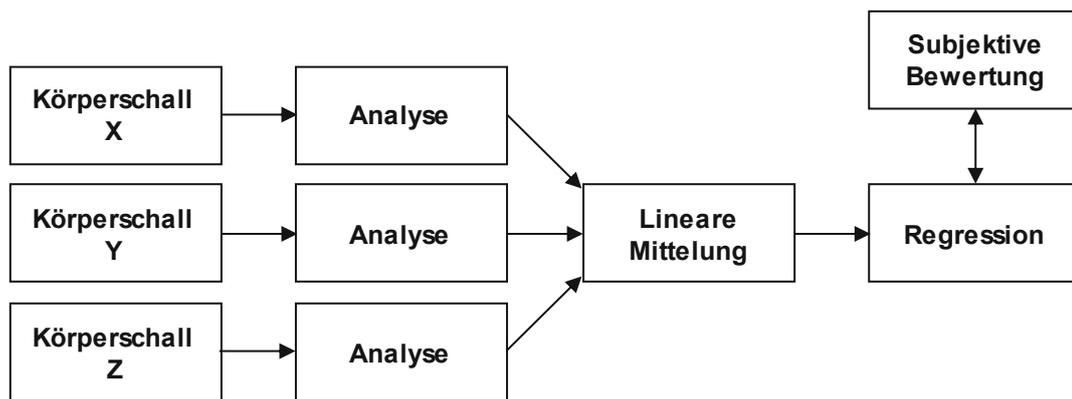


Abbildung 6.9: Mittelung der Analysedaten

Die Einzahlwerte werden für jede Raumrichtung durch die psychoakustischen Analysen gebildet und anschließend linear gemittelt. Eine quadratische Mittelung der Zeitsignale durch den Vektorbetrag vor der jeweiligen Analyse ist aufgrund des Verlustes der Phaseninformation unbedingt zu vermeiden.

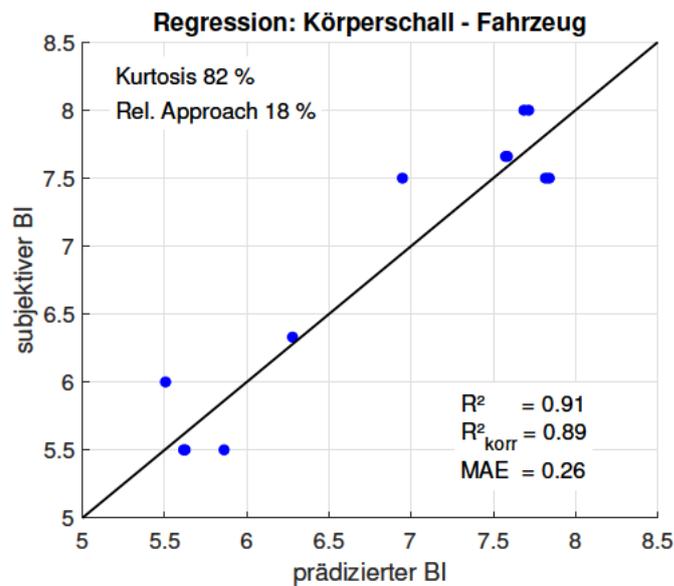
Anhand der zusammengefassten Einzahlwerte pro Analyse resultiert das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der einfachen Regression, welches in Tabelle 6.2 dargestellt ist.

Analyse	$R^2$
Kurtosis über der Zeit	0,91
Relative Approach	0,87
Schärfe nach Aures über der Zeit	0,83
Rauhigkeit über der Zeit	0,83

**Tabelle 6.2:** Fahrzeug Körperschall: Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der linearen Regression

Aus einer Kombination von Einzelanalysen ist unter der Berücksichtigung einer hohen aufgeklärten Varianz eine verbesserte Modellbildung der Regression möglich. Die aufgeklärte Varianz bzw. das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  entspricht der Vorhersagequalität durch die unabhängigen Variablen. Die Kombination mehrerer Analysen hat bei der Luftschallbetrachtung aus Abbildung 6.3 keine Qualitätsverbesserung ergeben, weshalb in diesem Fall nur eine einfache lineare Regression angewendet wurde.

Abbildung 6.10 beschreibt die Abweichungen zwischen den vorhergesagten sowie den subjektiven Bewertungen aus der Kombination der gewichteten Analysen der Kurtosis sowie des Relative Approaches.



**Abbildung 6.10:** Regressionsmodell Fahrzeug: Körperschall

Durch die Kombination der beiden Analysen ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß von 91%. Die Einbeziehung von weiteren Analysen, wie z.B. der Schärfe stellt keine Verbesserung des Modells dar. Das korrigierte Bestimmtheitsmaß  $R^2_{\text{korr}}$  berücksichtigt neben den Stichproben zusätzlich die Anzahl der unabhängigen Variablen und erreicht einen Wert von 89%. Resultiert eine große Differenz zwischen  $R^2$  sowie  $R^2_{\text{korr}}$ , erfolgt die Modellbildung anhand zu vieler Analysen bzw. unabhängigen Variablen. Dieser Zustand ist unerwünscht und vergleichbar mit einer Überanpassung eines Modells (*overfitted*) im Bereich der Neuronalen Netze.

Durch die Kombination beider Analysen, bei großen relativen Unterschieden der Einzelanalysen, sind sehr gute Vorhersagen für impulshafte Geräusche bei der Betrachtung von Körperschallsignalen möglich.

Zur fahrzeugunabhängigen Prüfung werden nachfolgend die Möglichkeiten der objektiven Bewertung in der Prüfstandsumgebung untersucht.

## 6.2 Messungen am Prüfstand

Aus Kapitel 5.1 ist bekannt, dass durch den neu entwickelten Prüfstand ähnliche Störgeräusch-Phänomene wie im Fahrzeug mit niedrigeren Amplituden bei geringeren Umgebungseinflüssen abgebildet werden. Die Entstehung der Störgeräuschimpulse in der Prüfstandsumgebung wird für die Vorhersage durch die Analyse der Körperschallsignale sowie der äquivalenten Kräfte genutzt. Für den Vergleich mit den vorangegangenen Ergebnissen aus den Fahrversuchsmessungen erfolgt eine beidseitige Anregung der Spurstangen durch das Kraftprofil der aufgezeichneten Fahrbahnanregung *Kopfsteinpflaster 2* des akustisch auffälligen Lenkgetriebes. Aufgrund der am Prüfstand rückwirkungsfreien Anregung durch die Kraftregelung, sind jedoch Änderungen im physikalischen Verhalten der einzelnen Lenkgetriebe gegenüber dem Fahrversuch zu erwarten. Die Datenbasis entspricht denselben Lenkgetrieben aus Kapitel 6.1.

### 6.2.1 Körperschall am KGT

Unter Anwendung derselben Analysemethoden wie bei der Auswertung des Körperschalls der Fahrzeugmessungen, ist das Bestimmtheitsmaß der Einzelanalysen in Tabelle 6.3 dargestellt.

Analyse	$R^2$
Kurtosis über der Zeit	0,87
Relative Approach	0,65
Schärfe nach Aures über der Zeit	0,60
Rauhigkeit über der Zeit	0,75

**Tabelle 6.3:** Prüfstand Körperschall: Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der linearen Regression

Das Bestimmtheitsmaß der Kurtosis Analyse erreicht ähnliche Werte wie bei den Fahrzeugmessdaten. Die Analyse des Relative Approaches stellt eine Differenz von 0,12 im Vergleich zur vorherigen Auswertung dar. Die niedrigere Bestimmtheit der Relative Approach und Schärfe Analyse ist wahrscheinlich durch die reduzierten Impulsamplituden in der Komponenten-Prüfstandsumgebung zu begründen, vgl. Kapitel 5.1.

Die Ergebnisqualität der Rauigkeitsanalyse am Prüfstand ist ähnlich zu den Ergebnissen aus dem Fahrversuch, findet jedoch erneut aufgrund der geforderten Unabhängigkeit zu anderen Fahrzeugderivaten keine Anwendung im Regressionsmodell. Es ergibt sich ein Regressionsmodell mit denselben Analysen der Fahrzeugmessdaten bei einer Änderung in der Gewichtung der Einzelanalysen in Abbildung 6.11.

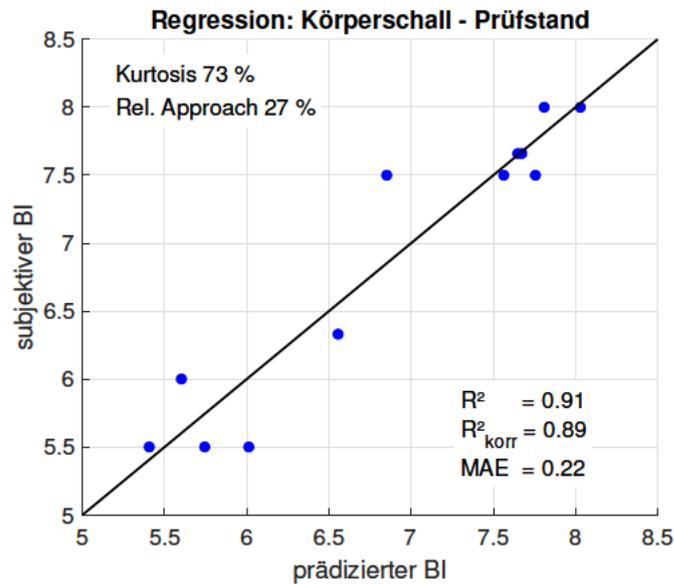


Abbildung 6.11: Regressionsmodell Prüfstand: Körperschall

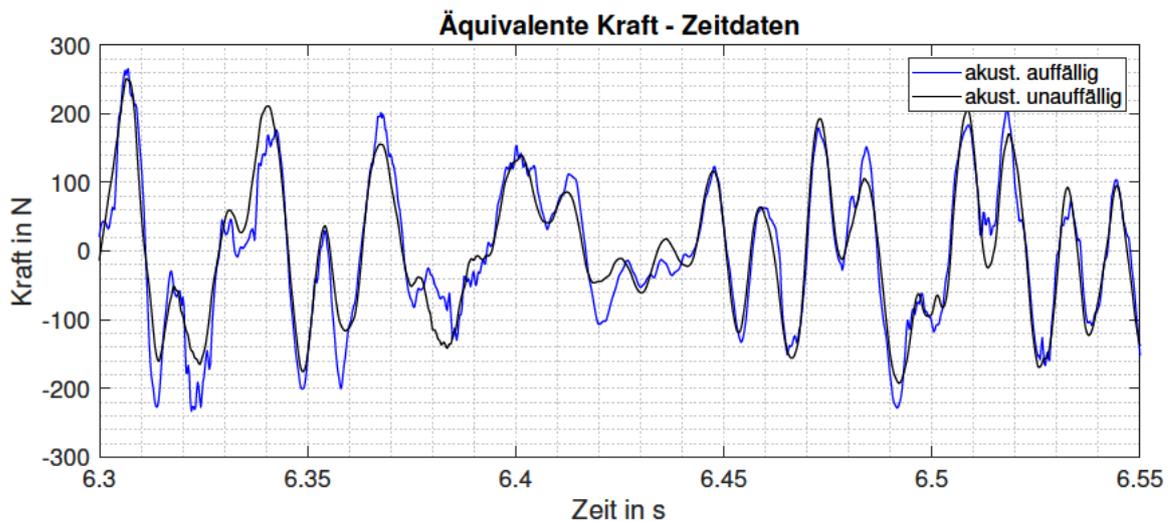
Die Ähnlichkeit des Prüfstand- und Fahrzeugmodells der Regression bestätigt die Anwendung der Analyseverfahren zur Identifikation der impulshaften Störgeräusche im Körperschall in einer Prüfstandsumgebung.

Trotz der Fahrzeugunabhängigkeit bleibt eine Abhängigkeit zu den Eigenschaften des Prüfstandes bestehen. Im nächsten Schritt soll dieser Einfluss durch die Analyse der In-Situ bestimmten äquivalenten Kräfte entfallen.

## 6.2.2 Äquivalente Kräfte

Die auf einen Virtuellen Punkt transformierten Frequenzinformationen aus 40 ms langen Zeitblöcken bei einer Überlappung von 50% bilden die Basis der durch die In-Situ Methode bestimmten äquivalenten Kräfte. Entgegen der frequenzbasierten Auswertungen aus Kapitel 5.2.3 erfolgt durch die inverse Fouriertransformation eine Betrachtung der Zeitsignale. Hierfür werden die Frequenzblöcke unter der Anwendung der Hanning Fensterung an den Blockgrenzen zu einem kontinuierlichem Zeitsignal zusammengesetzt, vgl. Kapitel 3.2.4. Resultierend ist ein Zeitsignal von je 10 Sekunden pro Freiheitsgrad eines Virtuellen Punktes.

Abbildung 6.12 stellt den Vergleich zweier Lenkgetriebe für einen translatorischen Freiheitsgrad dar.



**Abbildung 6.12:** Vergleich äquivalente Kraft zweier Lenkgetriebe

In den rücktransformierten Zeitdaten ist ein ähnliches Verhalten wie im gemessenen Kraftverlauf der direkten Methode aus Abbildung 5.6 zu erkennen.

Durch eine Hochpassfilterung der Signale bei 200 Hz resultieren klare Differenzen zwischen dem akustisch unauffälligen und dem auffälligen Lenkgetriebe in Abbildung 6.13.

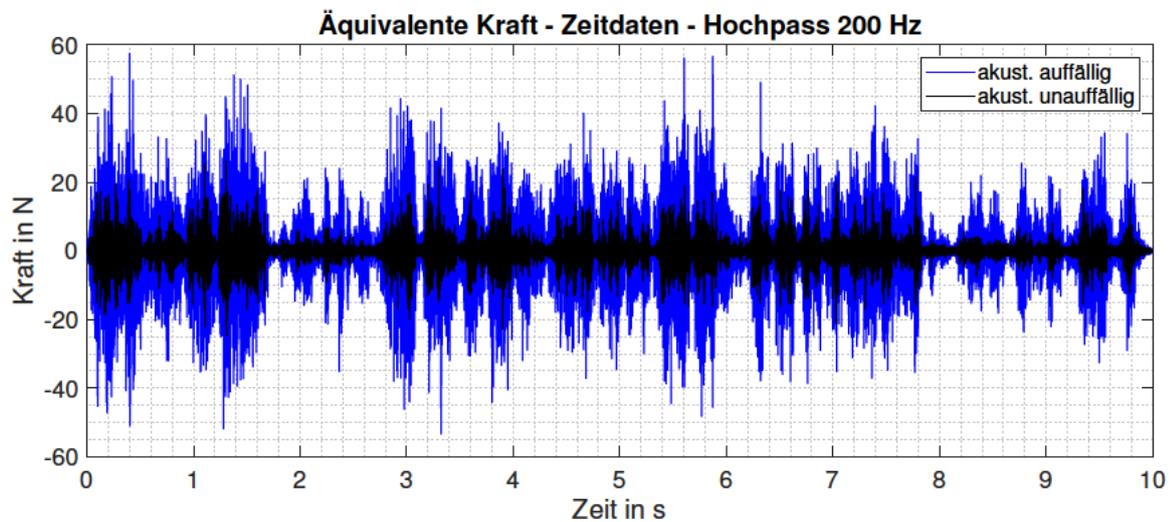


Abbildung 6.13: Äquivalente Kräfte im Zeitbereich nach Hochpassfilterung

Die resultierenden Kräfte stellen qualitativ den Verlauf der Summenspurstangenkraft des anregenden Kraftprofils von *Kopfsteinpflaster 2* dar. Mithilfe der Filterung werden die Amplitudendifferenzen, welche auf die Einzelimpulse des akustisch auffälligen Lenkgetriebes zurückzuführen sind, deutlich. Die gefilterten Messergebnisse stellen den zeitlichen Verlauf beispielhaft für einen Freiheitsgrad eines Virtuellen Punktes dar, dessen Betrachtung nicht für die vollständige akustische Charakterisierung eines Lenkgetriebes ausreicht. Erneut müssen die Kräfte bzw. Momente der Virtuellen Punkte zusammengefasst werden. Durch eine separate Betrachtung der Kräfte und Momente ergeben sich 12 Datensätze von je 10 Sekunden Messzeit pro Lenkgetriebe.

Aus jedem Zeitsignal wird anhand der gewählten Analyse ein Einzahlwert gebildet, der im Anschluss mit den weiteren Analyseergebnissen der anderen Freiheitsgrade durch die lineare Mittelung in einen resultierenden Wert pro Kraft bzw. pro Moment zusammengefasst wird. Dieser Mittelwert der Analyse entspricht der unabhängigen Variablen zur Bildung des Regressionsmodells.

Die nachfolgende Schärfeanalyse der äquivalenten Kraft stellt die Unterschiede beider Lenkgetriebe am Beispiel einer Raumrichtung in Abbildung 6.14 dar.

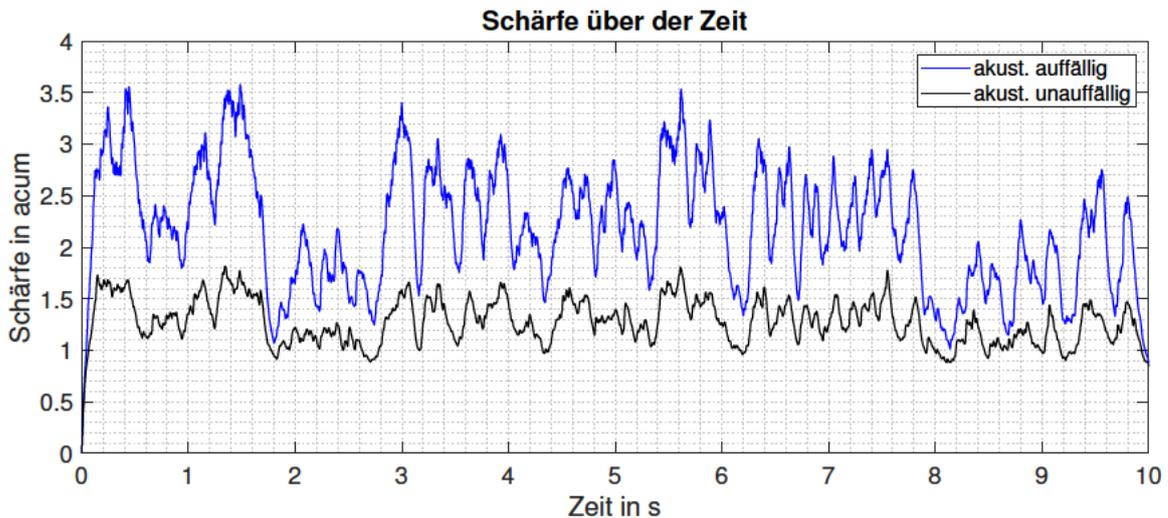


Abbildung 6.14: Prüfstand äquivalente Kräfte: Schärfe-Analyse

Die Einzahlwerte der Analyse des akustisch unauffälligen (1,28 acum) und des auffälligen Lenkgetriebes (2,19 acum) ergeben eine hohe Differenzierbarkeit durch die Anwendung der Analyse. Die Schärfe betrachtet den spektralen Schwerpunkt des Kraftsignals, welcher aufgrund der überlagerten Einzelimpulse im Kraftverlauf hochfrequenter ist. Neben der Schärfe werden weitere gemittelte Einzahlwerte der Analysen anhand des Bestimmtheitsmaßes in Tabelle 6.4 verglichen.

Analyse	$R^2$
Schärfe nach Aures über der Zeit	0,76
RMS	0,40
Kurtosis über der Zeit	0,74
Relative Approach	0,20
Rauhigkeit über der Zeit	0,80

Tabelle 6.4: Prüfstand äquivalente Kräfte: Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der linearen Regression

Trotz der hohen Bestimmtheit durch die Anwendung der Rauigkeitsanalyse, wird diese erneut aufgrund der Abhängigkeit zur Fahrbananregung ausgeschlossen.

Das Bestimmtheitsmaß von 0,40 der RMS Analyse ist verglichen mit den bisherigen Analysen gering. Unter der Bezugnahme der Schärfeanalyse beschreibt die unabhängige Variable des quadratischen Mittelwertes jedoch einen Teil der nicht aufgeklärten Varianz, weshalb aus der Kombination beider Analysen ein Bestimmtheitsmaß von 0,85 in Abbildung 6.15 resultiert.

Durch die Betrachtung des Kraftverlaufes sind im Vergleich zum Beschleunigungssignal weniger dominante Auffälligkeiten sowie Gradienten vorhanden, weshalb die Vorhersagequalität der weiteren Analysen abnimmt. Besonders hervorzuheben ist die Analyse des Relative Approaches, durch die aufgrund der Kontinuität im Kraftverlauf kaum abweichende Ereignisse im Signalverlauf identifiziert werden.

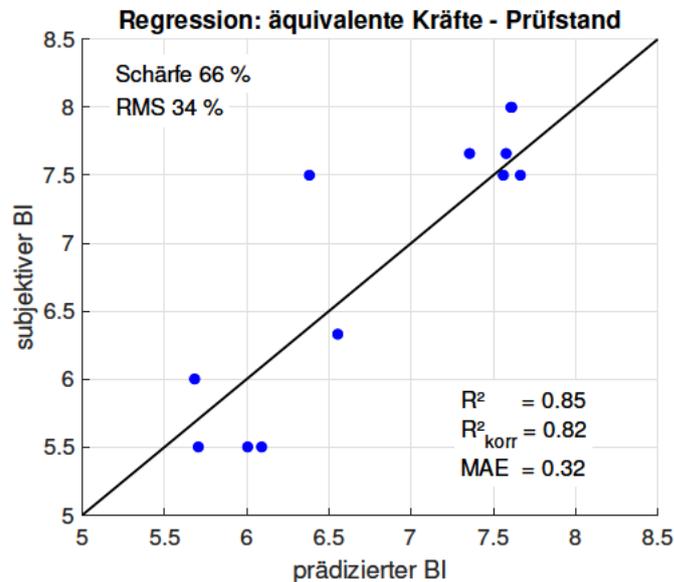


Abbildung 6.15: Regressionsmodell Prüfstand: Äquivalente Kräfte

Aus der Kombination beider Analysen resultiert ein mittlerer Fehler von 0,32, der besonders durch die hohe Abweichung eines subjektiv mit 7,5 bewerteten Lenkgetriebes geprägt ist. Für die Erhöhung von Prozesssicherheiten und eine Minimierung von Messunsicherheiten werden Wiederholversuche mit einer hohen Anzahl an Prüflingen empfohlen.

Anhand der vorliegenden Ergebnisse wird die generelle Anwendbarkeit von konventionellen sowie psychoakustischen Auswertemethoden zur objektiven Darstellung der impulshaften Störgeräusche durch äquivalente Kräfte bestätigt.

Die Modellbildung der Regressionsanalyse bildet nur die translatorischen Freiheitsgrade ab. Bei der Betrachtung der Momente sind geringere Absolutwerte im Zeitverlauf zu erkennen, weshalb eine relative Differenzierung und die Ergebnisqualität der Einzelanalysen niedriger ist. Eine Modellbildung anhand der Momente ist dennoch möglich und befindet sich in Abbildung 7.8 im Anhang.

Im letzten Schritt der Objektivierung erfolgt die Betrachtung einer Vorhersage am Fahrerohr im Luftschall, die sowohl die äquivalenten Kräfte als auch Momente berücksichtigt.

### 6.3 Auralisierter Luftschall

In der frühen Entwicklungsphase ist keine subjektive Bewertung der Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum aufgrund nicht vorhandener Prototypen möglich. Im simultanen Entwicklungsprozess sind trotzdem bereits Anforderungen an die Akustik der Komponenten zu definieren. Unter der Annahme eines vorhandenen Übertragungspfades  $Y_{32}^{AB}$  sind objektive Grenzwerte durch subjektive Bewertungen des auralisierten Fahrzeuginnenraumlufschalls möglich. Der Ursprung des Übertragungspfades ist unerheblich und kann aus numerischen Berechnungen oder von Vorgängerderivaten erhoben werden. Die Vorhersage im Luftschallinnenraum  $u_3$  resultiert aus der Multiplikation der am Prüfstand bestimmten äquivalenten Kräfte mit der Fahrzeugübertragungsfunktion:

$$u_3 = Y_{32}^{AB} f_2^{eq}$$

Die Vorhersage  $u_3$  wird im Frequenzbereich gebildet, welche anschließend durch die Anwendung der IFFT sowie Hanning Fensterung in den Zeitbereich transformiert wird. Tabelle 6.5 stellt eine Übersicht der Bestimmtheitsmaße der Zeitbereichsanalysen des vorhergesagten Luftschalls dar.

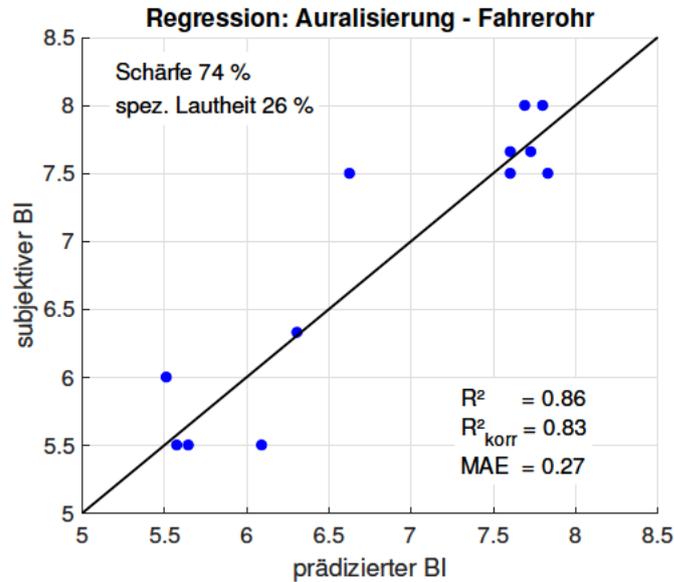
Analyse	$R^2$
Schärfe nach Aures über der Zeit	0,80
Lautheit über der Zeit	0,44
Relative Approach	0,75
Modulation	0,79

**Tabelle 6.5:** Auralisierter Luftschall: Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der linearen Regression

Bei der Betrachtung des gemessenen Fahrzeuginnenraumlufschalls dient lediglich die Relative Approach Analyse zur Bildung des Regressionsmodells. Die singuläre Anwendung dieser Analyse ist ebenfalls zur objektiven Beschreibung des auralisierten Luftschalls möglich. Jedoch ist durch die Kombination der Schärfeanalyse und der spezifischen Lautheit eine verbesserte Vorhersagequalität möglich.

Während der RMS Wert bei der Analyse der äquivalenten Kräfte die größeren Signalamplituden des akustisch auffälligen Lenkgetriebes betont, quantifiziert die spezifische Lautheitsanalyse des auralisierten Luftschalls ähnliche Signaleigenschaften. Die Lautheit berücksichtigt neben den Schalldruckamplituden auch die psychoakustische Wahrnehmung durch den Menschen.

Das hohe Bestimmtheitsmaß der Modulationsanalyse ist durch die Zusammensetzung der Zeitblöcke nach der Rücktransformation vom Frequenz- in den Zeitbereich zu begründen. Trotz Anwendung der Hanning Fensterung ist eine Schwebungsmodulation bei 25 Hz im Signalverlauf identifizierbar, welche von der Blöcklänge abhängig ist. Das aus den Analysen der Schärfe sowie Lautheit gebildete Regressionsmodell ist in Abbildung 6.16 dargestellt.



**Abbildung 6.16:** Regressionsmodell: Auralisierter Luftschall

Die Vorhersagequalität und die Einzelvorhersagen, besonders die zuvor angesprochene Abweichung des subjektiv mit BI 7,5 bewerteten Lenkgetriebes, sind vergleichbar zu der vorherigen Analyse der äquivalenten Kräfte. Dieses Ergebnis war zu erwarten, da der auralisierte Luftschall einer Multiplikation der äquivalenten Kräfte bzw. Momente mit dem Transferpfad entspricht, der mit einer Filterfunktion zu vergleichen ist.

Eine subjektive Beurteilung des auralisierten Geräusches ist jedoch aufgrund der nicht vorhandenen Umgebungsgeräusche schwierig. Für die zukünftige subjektive Bewertung zur Grenzwertdefinition wird deshalb die Überlagerung von Wind- sowie Abrollgeräuschen empfohlen, wodurch auch eine Verbesserung der objektiven Analysequalität zu erwarten ist. Zusätzlich wird eine fahrzeugnahe Umgebung in einem Simulator bei der subjektiven Bewertung anhand einer Kategorienskala empfohlen, vgl. Kapitel 2.3.1.

## 6.4 Zusammenfassung

Als Zielsetzung für Kapitel 6 ist die objektive akustische Bewertung der impulshaften Störgeräuschakustik im Gesamtfahrzeug sowie in einer fahrzeugunabhängigen Prüfstandsumgebung definiert. Als zielführend erweist sich eine Kombination von klassischen, statistischen sowie psychoakustischen Analysen. Die Einzahlwerte der Analysen entsprechen den unabhängigen Variablen und dienen als Eingangsgrößen von einfachen bzw. multiplen linearen Regressionsmodellen. Zur Überprüfung der objektiven Vorhersagequalität im Regressionsmodell werden die Prognosen mit den subjektiven Bewertungen verglichen.

Die Datenbasis für den Fahrversuch wird aus Messungen des Luft- sowie Körperschalls von 12 unterschiedlichen, subjektiv bewerteten Lenkgetrieben gebildet. Für die objektive Bewertung des Fahrzeuginnenraumluftschalls wird die Relative Approach Analyse genutzt, die jedoch aufgrund hoher Umgebungsgeräusche eine geringe relative Differenz zwischen den Lenkgetrieben aufweist, weshalb die Ergebnisse kritisch zu hinterfragen sind. Vor der Luftschallanalyse ist eine Vorkonditionierung des Signals durch geeignete Filterparameter (Bandpass zwischen 200 und 800 Hz) notwendig.

Die Unterschiede der Einzelanalysen sind bei der Betrachtung des Körperschalls in den Fahrzeug- bzw. Prüfstandsmessungen deutlich größer als bei der Betrachtung des Luftschalls, woraus eine sicherere Vorhersagequalität resultiert. Für die Analyse der Körperschallsignale bei impulshaften Störgeräuschen wird eine Kombination aus der statistischen Auswertung der Kurtosis und der Relative Approach Analyse empfohlen.

Jedoch bleibt bei der fahrzeugunabhängigen Messung an einem Prüfstand die Abhängigkeit zu den individuellen Prüfstandseigenschaften bestehen.

Eine Unabhängigkeit zur Fahrzeugumgebung und zu den Prüfstandsimpedanzen kann durch die Bestimmung der äquivalenten Kräfte erreicht werden. Erste qualitative Unterschiede der Kräfte sowie Momente sind bereits bei der Frequenzbetrachtung in Kapitel 5.2.3 zu erkennen. Eine Korrelation zum menschlichen Gehör ist über die Auswerteverfahren der Psychoakustik möglich, weshalb für die Anwendung der Analysen eine Rücktransformation in den Zeitbereich erfolgt. Bei der Rücktransformation auf die Kraft- bzw. Momentenebene als auch bei der Betrachtung des auralisierten Luftschalls, ist die Anwendung einer Hanning Fensterung oder eine ähnliche Regularisierung bei der Zusammensetzung der Zeitblöcke zu einem kontinuierlichen Zeitsignal von großer Bedeutung.

Durch die Betrachtung des zeitlichen Kraftverlaufes entfällt die Einzelimpulscharakteristik des Beschleunigungsverlaufes, weshalb die Anwendung von gradientenbasierten Analysen wie dem Relative Approach nicht zielführend sind. Durch die Hochpassfilterung der Kraftsignale bei 200 Hz sind Amplitudenunterschiede im Signalverlauf erkennbar, weshalb aus der Kombination der Analysen des RMS Wertes sowie der Schärfe eine hohe Vorhersagequalität im Regressionsmodell resultiert.

Eine fahrzeug- und prüfstandsunabhängige, objektive Vorhersage ist durch die lineare Mittelung der Analyseeinzelwerte der äquivalenten Kräfte möglich. Die Betrachtung der äquivalenten Momente liefert im Anwendungsfall der Lenktriebbestörgeräuschakustik keine neuen Erkenntnisse und kann als vernachlässigbar angesehen werden.

Für die Zusammensetzung der äquivalenten Kräfte existieren unendlich viele Möglichkeiten, deren eindeutige Bestimmung erst in Kombination mit einem Transferpfad erfolgt.

In der frühen Entwicklungsphase sind keine Fahrzeugprototypen vorhanden, weshalb kein

Abgleich der objektiven Analysewerte mit der subjektiven Beurteilung möglich ist. Ziel führend ist deshalb die Auralisierung der äquivalenten Kräfte sowie Momente durch die Multiplikation mit einer Fahrzeugübertragungsfunktion. Dabei ist der Ursprung der Fahrzeugübertragungsfunktion unerheblich und kann experimentell anhand eines Vorgängerderivates oder numerisch durch die Simulation bestimmt werden. Vergleichbar mit dem RMS Wert der Kraftauswertung, wird für die Analyse des vorhergesagten Luftschalls die spezifische Lautheit und die Schärfe empfohlen.

Für die subjektive Definition von Grenzwerten aus dem auralisierten Luftschall ist die Überlagerung mit typischen Umgebungsgeräuschen notwendig. Zudem wird eine Bewertung unter fahrzeughnahen Umgebungsbedingungen, wie z.B. in einem Simulator, empfohlen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschreibt Methoden zur objektiven und fahrzeugunabhängigen Überprüfung der impulshaften Störgeräusche, die in elektrischen Lenksystemen entstehen können. Neben der Einleitung in Kapitel 1, dem Stand der Technik in Kapitel 2 und den Analysemethoden in Kapitel 3 wird die Wirkkette der Impulsentstehung beginnend mit den aus der Fahrbahnanregung resultierenden Spurstangenkräften über eine Beschreibung der Mechanismen der Anschlageneffekte bis zur Transferübertragung sowie der Abstrahlung des Luftschalls im Fahrzeuginnenraum in Kapitel 4 beschrieben.

Aus der Überlagerung der Fahrbahnanregung mit den Eigenmoden des Schwingungssystems der Vorderachse und des Lenksystems ergibt sich eine Erhöhung der dynamischen Zahnstangenkraft. Es handelt sich um ein rückwirkungsbehaftetes Phänomen, denn die Eigenmoden der Vorderachse sind von der Anbindungssteifigkeit des Unterstützungsmotors des Lenkgetriebes abhängig. Die kritische Frequenz der gleichphasigen Drehung beider Räder um die Fahrzeughochachse liegt im Bereich von 30 Hz. In zwei Bereichen können Anschlageneffekte aufgrund von Relativbewegungen der Subkomponenten entstehen: Der Kugelgewindetrieb mit der Lagerung im Gehäuse und das Ritzel in Kombination mit dem Druckstück und der Zahnstange. Die entstehenden Körperschallimpulse werden vor allem über die Anschraubpunkte zwischen dem Lenkgetriebe und dem Vorderachsträger sowie der Karosserie in den Fahrzeuginnenraum übertragen und dort als Luftschall abgestrahlt. Die Effekte sind bis ca. 2000 Hz wahrnehmbar, wobei der kritische spektrale Bereich bei unter 1000 Hz liegt.

Zur fahrzeugunabhängigen Überprüfung der Störgeräusche wird ein Komponentenprüfstand entwickelt, durch den eine fahrzeugähnliche Anregung des Lenkgetriebes mithilfe von konstant einstellbaren Spurstangenpfeilungswinkel und gemessenen Zahnstangenkraftprofilen aus dem Gesamtfahrzeug möglich ist. Als methodischer Ansatz für Kapitel 5 dient die Komponentenorientierte Transferpfadanalyse, auf deren Basis drei Methoden zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte verglichen werden: Die direkte Kraftmessung, die In-Situ Methode, sowie die Kombination aus den beiden Ansätzen. Die direkte Kraftmessung weist aufgrund der Verletzung der Starrheitsbedingung in der Praxis die größten Abweichungen zwischen den gemessenen und den vorhergesagten Beschleunigungen am Vorderachsträger bei der Transfervalidierung auf. Die Vorhersagegüte der anderen Methoden ist mit Ausnahme des niedrigen Frequenzbereiches unter 200 Hz bei der In-Situ Methode hoch. Die hohen Abweichungen dieser Methode sind auf den niedrigen Signal-Rausch-Abstand aufgrund der geringen Dynamik des Systems bei tiefen Frequenzen zurückzuführen. Optimierungen, besonders in diesem Frequenzbereich, sind durch die *In-Situ hybride Methode* zu beobachten, die von der zusätzlichen Verwendung von Kraftsensoren und einer höheren Überbestimmung der Übertragungsfunktion aufgrund einer größeren Anzahl an Indikatorsensoren profitiert. Es wird empfohlen, die Auswirkungen der Beiträge der Überbestimmung sowie der Verwendung von Kraftsensoren durch eine gezielte Reduktion von Messkanälen zu quantifizieren. Somit besteht durch die Anwendung dieser Methode das Potential mit z.B. nur einem kostspieligen Kraftsensor eine bessere Ergebnisqualität besonders im niedrigen Frequenzbereich zu erreichen.

Zuletzt werden Vereinfachungen bei der experimentellen Bestimmung der äquivalenten Kräfte und Momente durch die Verwendung von einer Übertragungsfunktion für mehrere Lenkgetriebe untersucht. Die spezifischen Übertragungsfunktionen sind qualitativ ähnlich. Zur Quantifizierung der Einflüsse werden weitere Untersuchungen durch Wiederholmessungen der Übertragungsfunktionen bei weiteren Komponenten durch automatisierte Anregungen empfohlen.

Abschließend werden in Kapitel 6 Methoden der objektiven Bewertung von impulshaften Störgeräuschen anhand von Messungen im Fahrzeug sowie am Prüfstand untersucht. Als methodischer Ansatz gelten klassische, statistische sowie psychoakustische Auswerteverfahren zur Quantifizierung der Störgeräusche. Die Anwendung der Analysen erfolgt im Zeitbereich und bildet jeweils einen Einzahlwert, die den linearen Regressionsmodellen als unabhängige Variablen dienen. Zur objektiven Darstellung des Luftschalls wird die Analyse des Relative Approaches angewendet, durch die Besonderheiten und Abweichungen im Signalverlauf feststellbar sind. Trotz notwendiger Vorfilterung und A-Bewertung des Luftschallsignals, sind die relativen Unterschiede aufgrund der Umgebungsgeräusche gering, weshalb die Ergebnisse kritisch zu hinterfragen sind.

Die impulshaften Abweichungen durch die Einzelereignisse im Körperschall anhand der Messungen im Fahrzeug und am Prüfstand weisen durch die Kombination aus den Analysen der Kurtosis sowie des Relative Approaches eine hohe Vorhersagequalität auf. Als Qualitätsindikator gilt die Abweichung zwischen der subjektiven Bewertung aus dem Fahrversuch und der Metrikvorhersage durch das Regressionsmodell, welche durch das Bestimmtheitsmaß quantifiziert werden kann.

Zur fahrzeugunabhängigen Überprüfung werden ebenfalls die äquivalenten Kräfte mithilfe der Analysen des quadratischen Mittelwertes (RMS) sowie der Schärfe nach der Anwendung eines Hochpassfilters ab 200 Hz als zielführend erachtet. Wichtig ist die Mittelung der Analyseergebnisse aller Kräfte der Virtuellen Punkte, wohingegen die Auswertung der Momente keine Vorteile in der Ergebnisqualität darstellt.

Aufgrund nicht vorhandener Prototypen im Entwicklungsprozess, ist die Definition von Grenzwerten durch die subjektive Bewertung des auralisierten Luftschalls im Fahrzeuginnenraum zu empfehlen. Die Vorhersage wird durch die experimentell bestimmten äquivalenten Kräfte und der Bezugnahme der Fahrzeugübertragungsfunktion gebildet. Durch die Kombination der Analysen der spezifischen Lautheit und der Schärfe ist eine hohe Qualitätsgüte im Regressionsmodell möglich. Für diese subjektive Bewertung wird die Überlagerung der auralisierten Störgeräusche mit Fahrzeugumgebungsgeräuschen sowie eine Durchführung von Hörversuchen in einem Simulator empfohlen.

Mithilfe der Komponentenbasierten Transferpfadanalyse ist eine Objektivierung von impulshaften Störgeräuschen unter fahrzeugunabhängigen Bedingungen möglich. Die psychoakustischen Analysemethoden eignen sich in Kombination mit konventionellen sowie statistischen Auswertungen zur objektiven Quantifizierung der Störgeräusche.

Für die Vorhersage und Bewertung des Fahrzeuginnenraumlufschalles wird als Kräfteingangsgröße am Prüfstand ein aufgenommenes Fahrprofil und als Weiterleitung ein aus dem Gesamtfahrzeug experimentell bestimmter Übertragungspfad genutzt, während sich das Lenkgetriebe in der Mitte der Wirkkette befindet. Somit sind Vorhersagen nur mithilfe von bereits bestehenden Prototypenfahrzeugen oder mit Kenntnissen über das Gesamtfahrzeugverhalten durch z.B. Vorgängerfahrzeuge möglich.

Für eine Vorhersage ohne dem Bedarf von Gesamtfahrzeugen sind die virtuellen Abbildungen der Zahnstangenkraft und der Transferpfade durch numerische Simulation erforderlich.

Als Methodenvereinfachung ist die Anregung des Lenkgetriebes durch Einzelstöße am Komponentenprüfstand zu untersuchen. Für die Entstehung der Anschlageffekte innerhalb der Komponente ist der Gradient und die Amplitude der dynamischen Zahnstangenkraft von Bedeutung, weshalb die Anregung anstelle eines aufgenommenen Fahrprofils durch definierte Einzelimpulse erfolgen kann. Denkbar ist eine Messreihe mit schrittweise ansteigenden Kraftstößen und der anschließenden Definition von Grenzwerten. In diesem Zusammenhang ist eine einseitige Anregung mit der Reduktion eines Shakers zu untersuchen.

Als weitere Methodenvereinfachung ist die Bestimmung der entstehenden Impulse durch die Eigenanregung des Lenkgetriebe-Servomotors bei einer blockierten Zahnstange möglich. Erste Untersuchungen mit Nienaber [98] zeigen eine gute Differenzierbarkeit der Lenkgetriebe ohne die Notwendigkeit einer externen Anregung. Die Grenzwertbestimmung kann dabei durch die äquivalenten Kräfte der in Kapitel 5 beschriebenen Methoden erfolgen. Alternativ ist auch eine Bestimmung im frei aufgehängten Zustand zu untersuchen, wodurch keine Abhängigkeiten zu einer Prüfstands Umgebung vorhanden sind.

# Literatur

- [1] Zeller, Peter. “Einleitung”. In: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Hrsg. von Zeller, Peter. Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN: 3834814431.
- [2] Harrer, Manfred und Brunner, Sina und Höll, Manuel. “Grundauslegung eines Lenkgetriebes”. In: *Lenkungsbandbuch*. Hrsg. von Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- [3] Pfeffer, Peter. “Aufgabe und Bedeutung der Lenkung”. In: *Lenkungsbandbuch*. Hrsg. von Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- [4] Gädke, Alexander. “Lenksysteme”. In: *Fahrwerkbandbuch*. Hrsg. von Gies, Stefan. Aus dem Programm Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 3834808210.
- [5] Schimpf, Rico. *Charakterisierung von Lenksystemen mit Hilfe eines Lenksystemprüfstands: Dissertation, Technische Universität Wien, Wien*. 2016.
- [6] Gaedke, Alexander und Grüner, Stefan und Heger, Markus und Vähning, Alexander und Sprinzl, Michael. “Bauarten von EPS-Systemen”. In: *Lenkungsbandbuch*. Hrsg. von Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- [7] Van der Seijs, Maarten. *Experimental Dynamic Substructuring: Analysis and Design Strategies for Vehicle Development: Dissertation, Delft University of Technology, Delft*. 2016. DOI: 10.4233/uuid:28b31294-8d53-49eb-b108-284b63edf670.
- [8] Deutsches Institut für Normung e.V. *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. 11.2013.
- [9] Sinambari, Gholam Reza und Sentpali, Stefan. *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen, Anwendungsbeispiele und Übungen*. 6., überarbeitete Auflage. Lehrbuch. Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg, 2020. ISBN: 978-3-658-27288-3. URL: <http://www.springer.com/>.
- [10] Sturm, Michael. *Identification and quantification of transient structure-borne sound sources in electrical steering systems: Dissertation, University of Salford, Salford*. 2013.
- [11] Senzig, Pascal. “Entwicklung und Anwendung von Auswertungsmethoden zur Beurteilung akustischer Auffälligkeiten im EPS Lenksystem”. Masterarbeit. Hochschule München, 2020.
- [12] Angrick, Christian. *Subsystemmethodik für die Auslegung des niederfrequenten Schwingungskomforts von PKW: Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden*. 2017. 1. Auflage. Bd. Band 5. Schriftenreihe des Lehrstuhls Kraftfahrzeugtechnik. ISBN: 3736996691.

- [13] Willumeit, Hans-Peter. "Vertikaldynamik". In: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. Hrsg. von Willumeit, Hans-Peter. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1998, S. 67–128. ISBN: 978-3-663-12248-7.
- [14] Dixon, John. *The Shock Absorber Handbook*. 2007. ISBN: 0-7680-0050-5.
- [15] Albers, Ingo. "Vertikaldynamik". In: *Fahrwerkhandbuch*. Hrsg. von Gies, Stefan. Aus dem Programm Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 3834808210.
- [16] Münster, Martin. *Systematic Derivation of Objective Requirements on Vehicle Steering System: Dissertation, Technische Universität München, München. 2022*.
- [17] Moosmayr, Tobias. "Stör- und Betätigungsgeräusche: Kontaktgeräusche". In: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Hrsg. von Zeller, Peter. Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN: 3834814431.
- [18] Ayoubi, Mihir. "Modellbasierte Rekonstruktion von Fahrbahnunebenheiten und deren Einsatz zur Fahrwerks-Schwingungsanalyse". In: *Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*. Hrsg. von VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verl., 2000, S. 147–166. ISBN: 3180915595.
- [19] Brandstätter, Michael. *Tieffrequente Geräusche in einem Kraftfahrzeug bei Unebenheitsanregung: Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin. 2013*.
- [20] Ulrich, Gerz. "Meßverfahren bei Straßenunebenheiten". In: *Unebenheiten von Schiene und Strasse als Schwingungsursache*. Hrsg. von VDI, Gesellschaft Konstruktion und Entwicklung. VDI Berichte. Düsseldorf: VDI-Verl., 1991, S. 21–46. ISBN: 978-3-18-090877-9.
- [21] Gräfe, Gunnar. *Technische Beschreibung zur Fahrbahndatenerfassung: 3D Mapping Solutions*. 2021.
- [22] Mitschke, Manfred und Wallentowitz, Henning. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. ISBN: 978-3-658-05067-2. DOI: 10.1007/978-3-658-05068-9.
- [23] Horst Braun. *Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse: Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig. 1969*.
- [24] Löhe, Klaus und Roppenecker, Günter und Zehelein, Thomas. "Modellierung und Parametrierung stochastischer Fahrbahnunebenheiten mit Hub-, Wank-, Nick-, und Verspannanteil: 15. internationale VDI-Tagung ; 4. VDI-Fachkonferenz Innovative Bremstechnik, Hannover, 14. und 15. Oktober 2015". In: *Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2015*. Hrsg. von T. Helfrich und M. Lienkamp. Bd. 2241. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verl., 2015. ISBN: 9783180922416.
- [25] Verkoyen, Torsten. *Aktive Sekundärmaßnahmen zur Vermeidung von fahrzustandsabhängigen Geräuschen in hydraulischen Lenksystemen: Dissertation, RWTH Aachen Universität, Aachen. Bd. 53. Reihe Fluidtechnik D. Aachen: Shaker, 2009. ISBN: 9783832284084*.
- [26] Sentpali, Stefan. "Stör- und Funktionsgeräusche". In: *Lenkungshandbuch*. Hrsg. von Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- [27] Steinberg, Klaus. "Charakterisierung von Störgeräuschen". In: *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Hrsg. von Klaus Genuit. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 978-3-642-01414-7.

- [28] Genuit, Klaus und Schulte-Fortkamp, Brigitte und Fiebig, André und Haverkamp, Michael. "Bewertung von Fahrzeuggeräuschen". In: *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Hrsg. von Genuit, Klaus. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 978-3-642-01414-7.
- [29] Bernd Pletschen. "Akustikgestaltung in der Fahrzeugentwicklung". In: *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Hrsg. von Klaus Genuit. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 978-3-642-01414-7.
- [30] Steinberg, Klaus. *Mit allen Sinnen: Das grosse Buch der Störgeräuschakustik*. 1. Aufl. Edition anderswo. Kleve: Copy-us-Verl., 2004. ISBN: 3-935861-09-5.
- [31] Marques, Filipe und Flores, Paulo und Claro, Pimenta und Lankarani, Hamid. "Modeling and analysis of friction including rolling effects in multibody dynamics: a review". In: *Multibody System Dynamics* 45.2 (2019), S. 223–244. ISSN: 1384-5640. DOI: 10.1007/s11044-018-09640-6.
- [32] Kim, Jeong-Tae und Lee, Sun Mok und Lee, Taehwi und Kim, Woong-Gi. "Study on Mechanism of Impact Noise on Steering Gear While Turning Steering Wheel in Opposite Directions". In: *45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Internoise 2016) : Hamburg, Germany, 21-24 August 2016*. Hrsg. von Wolfgang Kropp, Otto von Estorff und Brigitte Schulte-Fortkamp. Red Hook, NY: Curran Associates Inc, 2016. ISBN: 9781510829886.
- [33] Van der Seijs, Maarten und de Klerk, Dennis und Rixen, Daniel. "General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques". In: *Mechanical Systems and Signal Processing* (2016), S. 217–244. ISSN: 08883270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.08.004.
- [34] Hippenstiel, Kevin. "Transferpfadanalyse von Störgeräuschen des EPS-Lenksystems mittels äquivalenter Kräfte und der Anwendung von dynamischer Substrukturierung". Masterarbeit. 2020: Hochschule München.
- [35] Arsić, Dejan und Pohl, Matthias und de Klerk, Dennis und van der Seijs, Maarten. "Framework zur Transferpfadanalyse in der Fahrzeugentwicklung". In: *ATZextra* 22.S2 (2017), S. 50–55. ISSN: 2195-1454. DOI: 10.1007/s35778-017-0026-z.
- [36] Alber, Thomas und Sturm, Michael und Moorhouse, Andy. "Independent characterization of structure-borne sound sources using the in-situ blocked force method". In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise16* (2016).
- [37] Zabel, Dennis und Alber, Thomas und Sturm, Michael und Moorhouse, Andy. "Internal transfer path analysis based on In-Situ Blocked Forces and Transmissibility functions: Conference Paper". In: *24th International Congress on Sound and Vibration 2017 (ICSV 24)*. Hrsg. von Arenas, J. P. et al. Bd. 2017. Red Hook, NY: Curran Associates Inc, 2017. ISBN: 9781510845855.
- [38] Wegerhoff, Matthias und Sottek, Roland und Brücher, Haiko. "A Bridging Technology to Combine Test and Simulation with In-Situ TPA". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2020. DOI: 10.4271/2020-01-1574.

- [39] Meggitt, Joshua und Moorhouse, Andy und Elliott, Andrew. “On the Problem of Describing the Coupling Interface Between Sub-structures: An Experimental Test for ‘Completeness’”. In: *Dynamics of Coupled Structures, Volume 4*. Hrsg. von Andreas Linderholt, Matthew S. Allen, Randall L. Mayes u. a. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. Cham: Springer International Publishing, 2018, S. 171–182. ISBN: 978-3-319-74653-1. DOI: 10.1007/978-3-319-74654-8{\textunderscore}14.
- [40] Häußler, Michael. *Modular sound & vibration engineering by substructuring: Listening to machines during virtual design: Dissertation, Technische Universität München, München*. 2021.
- [41] Fred Nentwich. *Transfer-Pfad-Analyse im Zeitbereich zur Auralisierung von PKW-Innengeräuschen: Dissertation, Technische Universität München, München*. 1. Auflage. Akustik. 2004. ISBN: 9783832229757. URL: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:101:1-2018110407332264766052>.
- [42] Glas, Andreas. “Entwicklung von Auswertemethoden für den objektiven Vergleich akustischer Störgeräuschmessungen von Lenksystemen im Fahrversuch”. Bachelorarbeit. Hochschule München, 2019.
- [43] Michael Kleucker. “Grundlagen der Psychoakustik für die Anwendung auf transiente Störgeräusche in Bezug auf menschliche Erfahrungen in der Fahrzeugumgebung”. Semesterarbeit. Hochschule München.
- [44] Zeitler, Alfred. *Akustische Wertigkeit von Fahrzeugsystemen und Grundlagen der Psychoakustik: BMW Group, Hochschule München: Seminarfolien*. 23.09.2019.
- [45] Otto, Norm und Amman, Scott und Eaton, Chris und Lake, Scott. “Guidelines for Jury Evaluations of Automotive Sounds”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999. DOI: 10.4271/1999-01-1822.
- [46] Liebing, Robert. *Akustische Bewertungsverfahren für transiente Funktionsgeräusche: Modellierung der subjektiven Wahrnehmung von PKW-Türgeräuschen: Dissertration*. neue Ausg. Saarbrücken: Suedwestdeutscher Verlag fuer Hochschulschriften, 2010. ISBN: 9783838111438. URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:101:1-201102238771>.
- [47] Osgood, Charles und Suci, George und Tannenbaum, Percy. *The Measurement of Meaning*. University of Illinois Press, 1967.
- [48] Letens, Uwe. “Exemplarische Darstellung einer subjektiven Beurteilung von PKW Geräuschen”. In: *Fahrzeugakustik (DAGA 2000)* (2000). URL: [https://pub.dega-akustik.de/DAGA\\_1999-2008/data/articles/000032.pdf](https://pub.dega-akustik.de/DAGA_1999-2008/data/articles/000032.pdf).
- [49] Menzel, Daniel und Fastl, Hugo und Graf, Ralf und Hellbrück, Jürgen. “Influence of vehicle color on loudness judgments”. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 123.5 (2008), S. 2477–2479. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.2890747.
- [50] Hoeger, R. und Greifenstein, P. “Zum Einfluss der Groesse von Lastkraftwagen auf deren wahrgenommene Lautheit”. In: *Zeitschrift fuer Laermbekaempfung* (1988).
- [51] Götz, S. und Heldmann, K. “Die Fähigkeiten des Menschen nutzen: Unterstützte subjektive akustische Prüfung: 5. Forum Akustische Qualitätssicherung”. In: *DGaQs* (1998). URL: <https://home.dgaqs.de/wp-content/uploads/2016/01/fa9806.pdf>.

- [52] Zeller, Peter. “Stör- und Betätigungsgeräusche: Mechatronische Geräusche”. In: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Hrsg. von Zeller, Peter. Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN: 3834814431.
- [53] Atzler, Martin. *Objektivierung subjektiver Beurteilungen: FVV Vorhaben Nr. 951 , Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener impulshaltiger Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen / Bearb. und Verf.: M. Atzler*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Bd. 2. FVV, 2011. URL: <https://books.google.de/books?id=5w3UZQEACAAJ>.
- [54] Genuit, Klaus. “Objective evaluation of acoustic quality based on a relative approach”. In: *Proceedings Inter-noise 96 : the 1996 International Congress on Noise Control Engineering*. Hrsg. von Institute of Acoustics - Great Britain. 1996.
- [55] Grenier, Glen. “The Rattle Trap”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1525.
- [56] Genuit, Klaus und Fiebig, Andre. “Prediction of psychoacoustic parameters”. In: *Proceedings of NOISE-CON 2005*. Bd. 118. Ames, IA : Institute of Noise Control Engineering, 2005, S. 1874. DOI: 10.1121/1.4779284.
- [57] Genuit, Klaus und Fiebig, André. “Die Psychoakustik im Bereich der Lärmwirkungsforschung”. In: *Praktische Arbeitsmedizin*. Hrsg. von Bundesband selbständiger Arbeitsmediziner und freiberufliche Betriebsärzte. 2009, S. 14–18. ISBN: ISSN 1861-6704. URL: [https://bsafb.de/media/pa9\\_9\\_2007\\_die\\_psychoakustik\\_im\\_bereich\\_der\\_laermwirkungsforschung.pdf](https://bsafb.de/media/pa9_9_2007_die_psychoakustik_im_bereich_der_laermwirkungsforschung.pdf).
- [58] Philippen, Bernd und Sottek, Roland. “Automatische Erkennung von transienten Störgeräuschen”. In: *Fortschritte der Akustik*. Hrsg. von Holger Hanselka. Berlin: Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2012. ISBN: 9783939296041.
- [59] Moritz, Karsten und Ochs, Steffen und Schlittenlacher, Josef und Bös, Joachim und Melz, Tobias. “Wahrnehmung von Getriebegeräuschen: Übertragung psychoakustischer Analysen auf Körperschallsignale”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2015*. Hrsg. von Stefan Becker. Bd. D 000057. Berlin: Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2015, S. 113–116. ISBN: 9783939296089.
- [60] Moritz, Karsten. *Luftschall- und körperschallbasierte psychoakustische Analyse von Getriebegeräuschen: Dissertation; Technische Universität Darmstadt, Darmstadt*. 2017.
- [61] Brecher, Christian und Brumm, Markus und Carl, Christian. “Psychoakustische Bewertung der Geräuschanregung von Verzahnungen”. In: *Fortschritte der Akustik*. Hrsg. von Hanselka, Holger. Berlin: Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2012. ISBN: 9783939296041.
- [62] Internationale Organisation für Normung. *Acoustics — Description, measurement and assessment of environmental noise: Part 1: Basic quantities and assessment procedures*.
- [63] Maschke, Christian und Jakob, André. “Psychoakustische Messtechnik”. In: DOI: 10.1007/978-3-662-56631-2.
- [64] Schilp, Andreas and Schindler, Markus. “Verfahren zur auditiven Prüfung transienter Geräusche: Offenlegungsschrift”. Pat. DE 10 2007 037 074 A1.

- [65] Sottek, Roland und Gomes Lobato, Thiago. “AI-SQ Metrics: Artificial Intelligence in Sound Quality Metrics”. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Hrsg. von Institute of Noise Control Engineering. 2020, S. 2990–3981.
- [66] Hoffmann, Rüdiger und Wolff, Matthias. *Signalanalyse*. 2. Aufl. Bd. 1. Intelligente Signalverarbeitung / Rüdiger Hoffmann Matthias Wolff. Berlin: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-662-45323-0.
- [67] Zeller, Peter. “Messverfahren”. In: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Hrsg. von Zeller, Peter. Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN: 3834814431.
- [68] Ruefer, Herbert. “Systembeschreibung”. In: *Treffsichere Analysen, Diagnosen und Prognosen*. Hrsg. von Ruefer, Herbert. Berlin: Springer Vieweg, 2018, S. 7–55. ISBN: 978-3-662-56652-7. DOI: 10.1007/978-3-662-56653-4{\textunderscore}2.
- [69] Hammer, Maximilian. “Methodischer Vergleich der beschleunigungsbasierten, direkten sowie hybriden Blocked Force Messung am Beispiel der Störgeräuschakustik von EPS-Lenkssystemen”. Bachelorarbeit. Hochschule Landshut, 2021.
- [70] De Klerk, Dennis und Rixen, Daniel und Voormeeren, Sven. “General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review and Classification of Techniques”. In: *AIAA Journal* 46.5 (2008), S. 1169–1181. ISSN: 0001-1452. DOI: 10.2514/1.33274.
- [71] Elliott, Andrew und Moorhouse, Andy. “Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ”. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 123.5 (2008), S. 3176. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.2933261.
- [72] Van der Seijs, Maarten und van den Bosch, Daniël und Rixen, Daniel und de Klerk, Dennis. “An improved methodology for the Virtual Point transformation of measured frequency response functions in Dynamic Substructuring”. In: *Proceedings of the 4th International Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering (COMPdyn 2013)*. Hrsg. von Manolis Papadrakakis. Athens: Institute of Structural Analysis and Antiseismic Research School of Civil Engineering National Technical University of Athens (NTUA) Greece, 12.06.2013 - 14.06.2013, S. 4334–4347. ISBN: 978-960-99994-2-7. DOI: 10.7712/120113.4816.C1539.
- [73] Häußler, Michael und Klaassen, Steven und Rixen, Daniel. “Experimental twelve degree of freedom rubber isolator models for use in substructuring assemblies”. In: *Journal of Sound and Vibration* 474 (2020), S. 115253. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115253.
- [74] Gemeinfrei nach UrhG §64.
- [75] Fastl, Hugo und Zwicker, Eberhard. *Psychoacoustics: Facts and models*. Bd. 22. Springer series in information sciences. Berlin: Springer, 2007. ISBN: 9783540688884. DOI: 10.1007/978-3-540-68888-4.
- [76] Möser, Michael. *Psychoakustische Messtechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. ISBN: 978-3-662-56630-5. DOI: 10.1007/978-3-662-56631-2.
- [77] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 45692:2009-08, Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe*. Berlin. DOI: 10.31030/1521326.
- [78] Sottek, Roland und Vranken, P. und Busch, G. “Ein Modell zur Berechnung der Impulshaltigkeit”. In: *Fortschritte der Akustik*. Hrsg. von W. Arnold. Oldenburg: DEGA, 1995. ISBN: 3980456803.

- [79] Sottek, Roland. *Impulshaltigkeits-Analyse: Anwendung Artemis Suite*. 2021.
- [80] Sottek, Roland. *Modelle zur Signalverarbeitung im menschlichen Gehör: Dissertation, RWTH Aachen Universität, Aachen*. 1993.
- [81] Moosmayr, Tobias. *Objektivierung von transienten Störgeräuschen im Fahrzeuginnenraum: Dissertation, Technische Universität München, München*. Als Ms. gedr. Bd. 705. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 2009. ISBN: 978-3-18-370512-2.
- [82] Cerrato-Jay, G. und Gabiniewicz, J. und Gatt, J. und Pickering, Dj. "Automatic Detection of Buzz, Squeak and Rattle Events". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-1479.
- [83] Urban, Dieter und Mayerl, Jochen. *Regressionsanalyse: Theorie, Technik und Anwendung: Lehrbuch ; Neu: jetzt auch mit logistischer Regression*. 4., überarb. und erw. Aufl. Studienskripten zur Soziologie. Wiesbaden: VS Verl. für Sozialwiss, 2011. ISBN: 978-3-531-17345-0.
- [84] Siebertz, Karl und van Bebber, David und Hochkirchen, Thomas. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. 2. Auflage. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-662-55742-6. URL: <http://www.springer.com/>.
- [85] Hullmann, Johannes und Seewald, Alois und Span, Eduard und Wiertz, Alexander. "Aufbau und Hauptkomponenten eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes". In: *Lenkungsbandbuch*. Hrsg. von Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- [86] Härtel, Alexander und Kleucker, Michael und Jaeger, Thomas. "Druckstück Messsystem für axiale und radiale Bewegungen: Veröffentlichungsschrift". Pat. DE 10 2019 120 586 A1.
- [87] Wimmer, Josef. "Nachweis einer Messmethode für die Bewegungsmessung des Druckstückes in elektromechanischen Lenksystemen anhand Korrelationsversuche am Prüfstand und im Fahrversuch". Bachelorarbeit. Hochschule Deggendorf, 2020.
- [88] Thyssenkrupp Presta AG. *Aufbau Kugelgewindetrieb*. 2019.
- [89] Daser, Melanie. "Wirksamkeitsnachweis eines Klapperprüfstandes zur Objektivierung der Bewertung von Lenkgetrieben hinsichtlich akustischer Ausprägungen". Masterarbeit.
- [90] Wimberger, Josef und Viertlboeck, Markus und Poetter, Kurt. *Qualitätsvorschrift EPS Lenkgetriebe*.
- [91] Bullinger, Markus. *MKS Simulationsmodell: Auswirkungen der EPS Steifigkeit auf Zahnstangenkräfte: mündlich*. 11.06.2021.
- [92] Jay, Ram. *Spektrale Leistungsdichte von Straßenprofilen: mündlich*. 21.01.2021.
- [93] Steinberg, Klaus. *Shaker-Systeme: Schwingungserreger für den Praxis-Einsatz*. 1. Aufl. Eching, Niederbay: wjr-verlag, 2008. ISBN: 978-3935659659.
- [94] Schimmel, Christian. "Fahrverhalten". In: *Fahrwerkbandbuch*. Hrsg. von Stefan Gies. Aus dem Programm Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 3834808210.
- [95] Zehner, Michael. *LSAP - Lenkungsstörakustikprüfstand: Original-Betriebsanleitung*. 2021.

- [96] Hammer, Maximilian und Härtel, Alexander und Reichart, Ron. “Comparison of Methods Between an Acceleration-Based In-Situ and a New Hybrid In-Situ Blocked Force Determination”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2022. DOI: 10.4271/2022-01-0979.
- [97] Glas, Andreas. “Objektivierung impulsartiger Störgeräusche von elektromechanischen Lenksystemen basierend auf subjektiven Beurteilungen”. Masterarbeit. Hochschule München, 2021.
- [98] Nienaber, Frederik. “Objektivierung von Störgeräuschen in Lenksystemen mithilfe der Eigenanregung der Electronic Power Steering”. Masterarbeit. Hochschule Esslingen, 2020.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Achsparalleles elektrisches Lenksystem i.A.a. [7]	4
2.2	Aufteilung von Geräuschen im elektrischen Lenksystem i.A.a. [10] [25]	7
2.3	Entstehung von Anschlageffekten: Zustand 1 (links), Zustand 2 (rechts) i.A.a. [17] [10]	9
2.4	Prinzip TPA: Zusammengesetzte Strukturen i.A.a. [7] [34]	11
3.1	Transferpfad zweier Komponenten zusammengesetzt und getrennt i.A.a. [7]	22
3.2	Komponentenorientierte TPA mit äquivalenten Kräften i.A.a. [7]	25
3.3	Bestimmung der äquivalenten Kräfte - Vier Methoden i.A.a. [7]	26
3.4	Virtuelle Punkttransformation i.A.a. [7] [34]	29
3.5	Periodische Fortsetzung mit/ohne Fensterung i.A.a. [11]	31
3.6	Überlappung der Hanning Fenster i.A.a. [40]	32
3.7	Hörfläche des Menschen [74]	33
3.8	Bewertungskurven des Schalldruckpegels [74]	34
3.9	Mithörschwelle und Verdeckung [9]	35
3.10	Kurven der gleichen Lautstärke [74]	36
3.11	Zusammenhang Lautstärkepegel und Lautheit i.A.a. [74]	37
3.12	Lautheit als Funktion der Zeit i.A.a. [75]	38
3.13	Modulationsfrequenz i.A.a. [53]	39
3.14	Beschreibung Kurtosis i.A.a. [53]	42
4.1	Wirkkette Störgeräuschentstehung und Weiterleitung	45
4.2	Aufbau Druckstück, Ritzel, Zahnstange i.A.a. [85] [11]	47
4.3	Kontaktgeräusch im Bereich Druckstück, Ritzel, Zahnstange [85]	48
4.4	Kraftverteilung an der Zahnstange	48
4.5	Kraftwirkung auf die Zahnflanken - Lastfälle: Lastfrei (links), geringe Last (mitte), hohe Last (rechts)	49
4.6	Aufbau Kugelgewindetrieb i.A.a. [88]	51
4.7	Verdrehkennlinie von zwei Lenkgetrieben	53
4.8	Eigenmode Vorderachse i.A.a. [16]	55
4.9	Simulationsmodell: Bestimmung der Zahnstangenkräfte	55
4.10	Zahnstangenkraft (RMS) in Abhängigkeit der Frequenz (Simulation)	56
4.11	Vergleich digitalisierte Fahrbahnoberflächen	58
4.12	Spektrale Unebenheitshöhe Fahrbahnprofile	59
4.13	Gesamtfahrzeugrollenprüfstand i.A.a. [11] [81]	60
4.14	Digitalisiertes Rollenprofil Prüfstand	61
4.15	Zahnstangenkraft (RMS) in Abhängigkeit der Frequenz (Messung)	62
4.16	Zahnstangenkraft Zeitverlauf und quadratischer Mittelwert	63
4.17	Oben: Zahnstangenkraft, Unten: Beschleunigungen am KGT	64
4.18	Zahnstangenkraft und Beschleunigungen am KGT	65
4.19	Beschleunigungsimpulse Zeitrohdaten	66

4.20	Oben: Kraftstoß und Beschleunigung, Unten: Spektrogramm der Beschleunigungen . . . . .	67
4.21	Mögliche Transferpfade zwischen Lenkgetriebe und Luftschallabstrahlung i.A.a. [7] . . . . .	69
4.22	Beschleunigungen KGT und Lenksäule . . . . .	70
4.23	Luftschallanalyse nach Anregung durch Kopfsteinpflaster 2 . . . . .	71
5.1	Aufbau Komponentenprüfstand . . . . .	75
5.2	Vergleich Soll-/Ist Signal Shaker 1 . . . . .	76
5.3	Zahnstangenkraft und Beschleunigungen Prüfstand . . . . .	77
5.4	Haltervarianten zur Bestimmung der äquivalenten Kräfte (blau: Kraftsensor, rot: Beschleunigungssensor) . . . . .	78
5.5	Akzeleranz Sperrmasse . . . . .	79
5.6	Vergleich Kraft-Zeitrohdaten zweier Lenkgetriebe . . . . .	80
5.7	FFT Zeitrohdaten Kraftsensor zweier Lenkgetriebe . . . . .	80
5.8	Viermassen-Schwingungssystem: Direkte Kraftmessung, In-Situ und hybride Methode . . . . .	82
5.9	Einmassen-Schwingungssystem . . . . .	83
5.10	Resultierende Systemantwort bei idealer Steifigkeit . . . . .	84
5.11	Schematische Darstellung der Transfervalidierung . . . . .	85
5.12	Transfervalidierung: Direkte Methode - Simulation . . . . .	86
5.13	Transfervalidierung: In-Situ und hybride Methode - Simulation . . . . .	87
5.14	Komponentenorientierte TPA: In-Situ Hybrid . . . . .	88
5.15	Herleitung Übertragbarkeitsmatrix . . . . .	89
5.16	Onboard Validierung: In-Situ mit Impulshammeranregung - drei Raumrichtungen; Oben: x, Mitte: y, Unten: z . . . . .	90
5.17	Onboard Validierung: In-Situ mit Impulshammeranregung - Betrag . . . . .	91
5.18	Onboard Validierung: Hybrid mit Impulshammeranregung - Betrag . . . . .	92
5.19	Kohärenzvergleich hybrid: Kraft- und Beschleunigungssensor . . . . .	93
5.20	Lenksystem montiert auf Vorderachsträger . . . . .	94
5.21	Transfervalidierung: Drei Methoden mit Impulshammeranregung - Oben: Direkt, Mitte: In-Situ, Unten: Hybrid . . . . .	95
5.22	Onboard Validierung Betriebsdaten: Oben: In-Situ, Unten: Hybrid . . . . .	97
5.23	In-Situ Methode äquivalente Kräfte und Momente . . . . .	100
5.24	FRF Tausch: In-Situ Betriebsdaten . . . . .	101
5.25	Vergleich Akzeleranz: Vier Lenkgetriebe . . . . .	102
6.1	Kapitelaufbau: Objektivierung von impulshaften Störgeräuschen . . . . .	104
6.2	Fahrzeug Luftschall: Relative Approach-Analyse . . . . .	105
6.3	Regressionsmodell Fahrzeug: Luftschall . . . . .	106
6.4	Fahrzeug Körperschall KGT: Kurtosis-Analyse . . . . .	107
6.5	Fahrzeug Körperschall KGT: Relative Approach-Analyse . . . . .	108
6.6	Fahrzeug Körperschall KGT: Schärfe-Analyse . . . . .	109
6.7	Fahrzeug Körperschall KGT: Rauigkeit (Gehörmodell)-Analyse . . . . .	110
6.8	Fahrzeug Körperschall KGT: Modulationsanalyse . . . . .	110
6.9	Mittelung der Analysedaten . . . . .	111
6.10	Regressionsmodell Fahrzeug: Körperschall . . . . .	112
6.11	Regressionsmodell Prüfstand: Körperschall . . . . .	114
6.12	Vergleich äquivalente Kraft zweier Lenkgetriebe . . . . .	115

6.13	Äquivalente Kräfte im Zeitbereich nach Hochpassfilterung . . . . .	116
6.14	Prüfstand äquivalente Kräfte: Schärfe-Analyse . . . . .	117
6.15	Regressionsmodell Prüfstand: Äquivalente Kräfte . . . . .	118
6.16	Regressionsmodell: Auralisierter Luftschall . . . . .	120
7.1	Überlagerung Spurstangenkräfte . . . . .	XXIII
7.2	Digitalisiertes Rollenprofil Prüfstand . . . . .	XXIV
7.3	Zahnstangenkraft über der der Frequenz (Simulation) - Variation Räder . .	XXIV
7.4	Beschleunigungen Anschraubpunkt und Lenksäule . . . . .	XXV
7.5	Zusätzlicher Starrkörper zur Optimierung der Übertragungsfunktion . . . .	XXV
7.6	Position Validierungssensor . . . . .	XXVI
7.7	Vergleich Akzeleranz: Wiederholmessung . . . . .	XXVII
7.8	Regressionsmodell Prüfstand: Äquivalente Momente . . . . .	XXVII

# Tabellenverzeichnis

2.1	Eigenmoden der Vorderachse nach Münster [16]	6
3.1	Admittanz- und Impedanzarten resultierend aus einer Kraftanregung i.A.a [7]	22
3.2	Auszug Empfindungsgrößen	36
5.1	Korrelationsfaktoren Onboard Validierung: In-Situ - Betrag	91
5.2	Korrelationsfaktoren Onboard Validierung: Hybrid - Betrag	92
5.3	Korrelationsfaktoren Transfervalidierung: Direkt, In-Situ und Hybrid - Betrag	95
5.4	Korrelationsfaktoren Onboard Validierung Betriebsdaten: In-Situ und Hybrid - Betrag	98
6.1	Auswirkungen der Filterparameter auf das Bestimmtheitsmaß $R^2$	106
6.2	Fahrzeug Körperschall: Bestimmtheitsmaß $R^2$ der linearen Regression	112
6.3	Prüfstand Körperschall: Bestimmtheitsmaß $R^2$ der linearen Regression	113
6.4	Prüfstand äquivalente Kräfte: Bestimmtheitsmaß $R^2$ der linearen Regression	117
6.5	Auralisierter Luftschall: Bestimmtheitsmaß $R^2$ der linearen Regression	119

# Anhang

## Anhang: Kapitel 4

### Ersatzmodell M, C, K- Matrizen

$$M = \begin{bmatrix} m_{Radli+re} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{ZS} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{Servo} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{LS} \end{bmatrix} \quad (7.1)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{Rad} & -c_{Rad} & 0 & 0 \\ -c_{Rad} & c_{Rad} + c_{VKL} + c_{LS} & -c_{VKL} & -c_{LS} \\ 0 & -c_{VKL} & c_{VKL} & 0 \\ 0 & -c_{LS} & 0 & c_{LS} \end{bmatrix} \quad (7.2)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{Rad} & -k_{Rad} & 0 & 0 \\ -k_{Rad} & k_{Rad} + k_{VKL} + k_{LS} & -k_{VKL} & -k_{LS} \\ 0 & -k_{VKL} & k_{VKL} & 0 \\ 0 & -k_{LS} & 0 & k_{LS} \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

Mit der allgemeinen Bewegungsgleichung und der in Abbildung 4.9 definierten periodischen Kraftanregung:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = A \cdot \sin(\omega t)$$

### Spurstangenkräfte

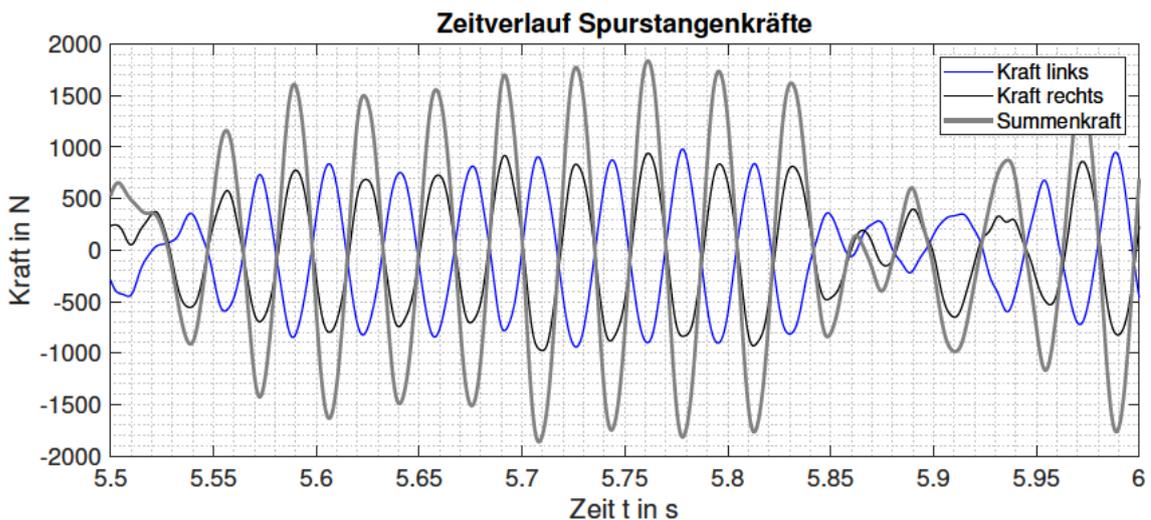


Abbildung 7.1: Überlagerung Spurstangenkräfte

## Profil Rollenprüfstand

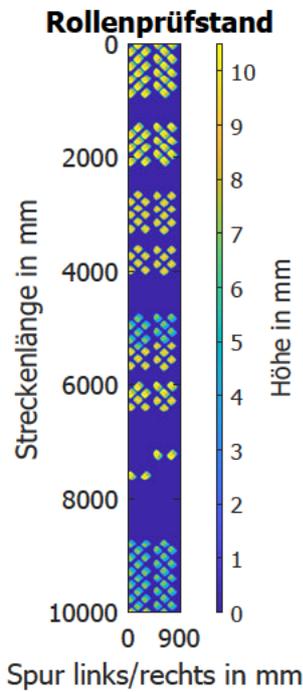


Abbildung 7.2: Digitalisiertes Rollenprofil Prüfstand

## Zahnstangenkraftverlauf

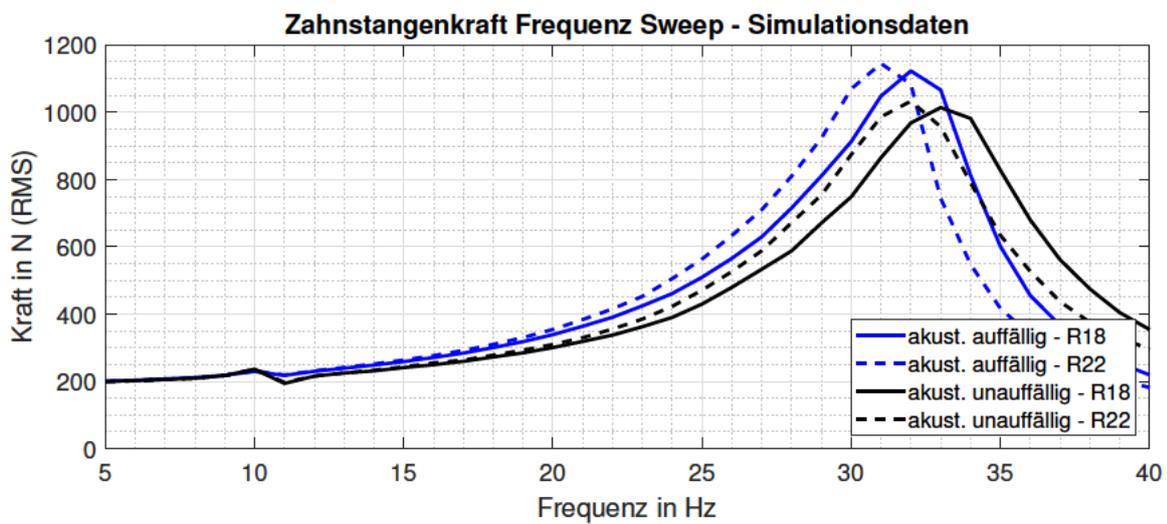


Abbildung 7.3: Zahnstangenkraft über der der Frequenz (Simulation) - Variation Räder

## Transferpfad: Übertragung Lenksäule

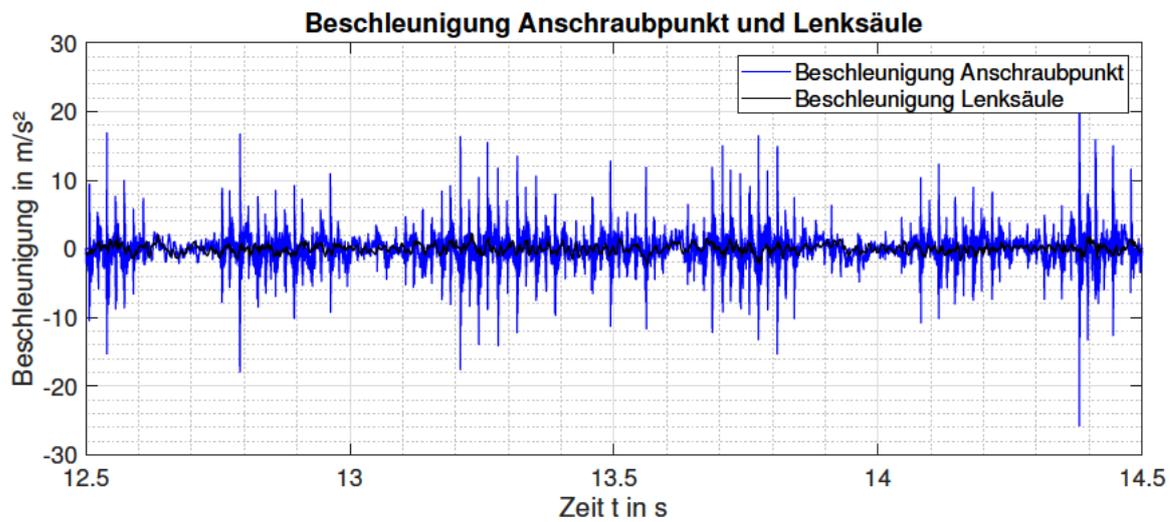


Abbildung 7.4: Beschleunigungen Anschraubpunkt und Lenksäule

## Messung Übertragungsfunktion

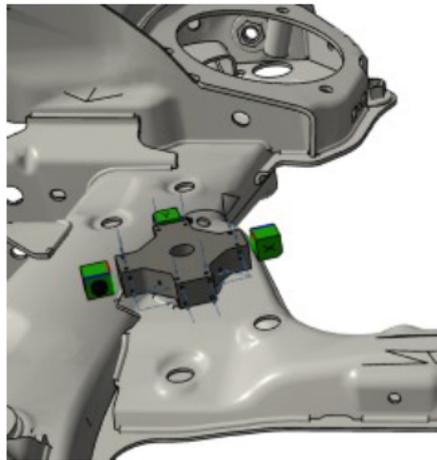


Abbildung 7.5: Zusätzlicher Starrkörper zur Optimierung der Übertragungsfunktion

## Anhang: Kapitel 5

### Differentialgleichung Simulation

$$m_{LG}\ddot{x}_{LG} + c_{LG}(\dot{x}_{LG} - \dot{x}_{H1}) + k_{LG}(x_{LG} - x_{H1}) = f_{Impuls} \quad (7.4)$$

$$m_{H1}\ddot{x}_{H1} - c_{LG}\dot{x}_{LG} - c_{H1}\dot{x}_{H2} + (c_{LG} + c_{H1})\dot{x}_{H1} - k_{LG}x_{LG} - k_{H1}x_{H2} + (k_{LG} + k_{H1})x_{H1} = 0 \quad (7.5)$$

$$m_{H2}\ddot{x}_{H2} - c_{H1}\dot{x}_{H1} - c_{H2}\dot{x}_S + (c_{H1} + c_{H2})\dot{x}_{H2} - k_{H1}x_{H1} - k_{H2}x_S + (k_{H1} + k_{H2})x_{H2} = 0 \quad (7.6)$$

$$m_S\ddot{x}_S - c_{H2}\dot{x}_{H2} + (c_{H2} + c_S)\dot{x}_S - k_{H2}x_{H2} + (k_{H2} + k_S)x_S = 0 \quad (7.7)$$

### Onboard Validierung: Sensorposition



Abbildung 7.6: Position Validierungssensor

## Übertragungsfunktion: Vergleich der Akzeleranz - Wiederholmessungen

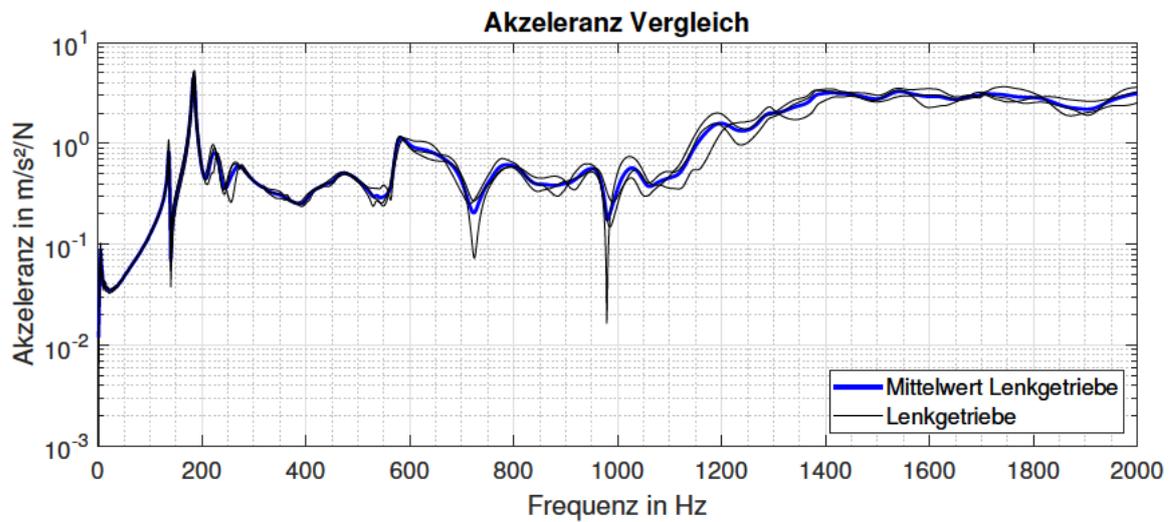


Abbildung 7.7: Vergleich Akzeleranz: Wiederholmessung

## Anhang: Kapitel 6

## Regression: Drehmomente

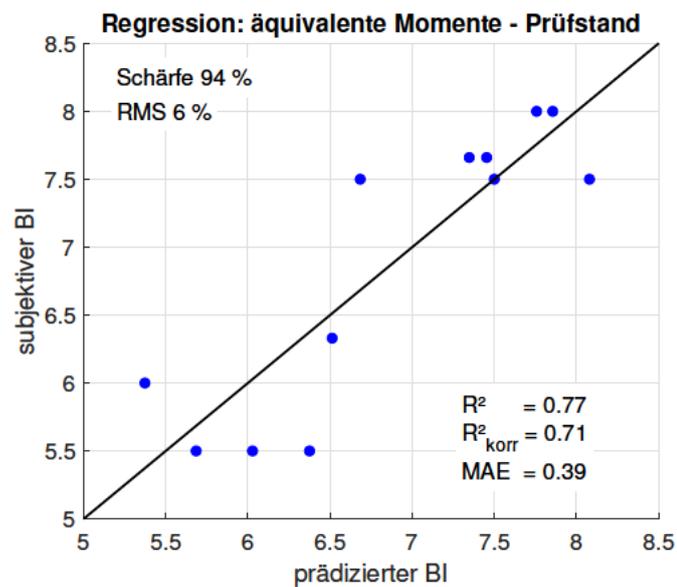


Abbildung 7.8: Regressionsmodell Prüfstand: Äquivalente Momente

# Lebenslauf

## Persönliche Daten:

---

Geburtsdatum:

Adresse:

██████████  
München

## Berufserfahrung:

---

seit 11/2021	Spezialist Funktionsentwicklung Mechanik/Mechatronik, Funktion Lenksysteme, BMW AG, München
09/2018 - 10/2021	Doktorand, Funktion Lenksysteme, BMW AG, München
10/2017 - 03/2018	Masterand, Vorentwicklung Lenkgetriebe/Lenkstrang, BMW AG, München
12/2016 - 09/2017	Werkstudent, Technisches Service Center, TÜV SÜD Auto Service GmbH
05/2016 - 10/2016	Bachelorand, Innovation und Industrie 4.0 in der Logistik, BMW AG, München
09/2015 - 03/2016	Praktikant, Qualität Produktentwicklung Fahrwerk, BMW Manufacturing Co., LLC, Greer (USA, SC)
02/2015 - 07/2015	Werkstudent, Patentabteilung (IT-Support), Siemens AG, München
08/2014 - 12/2014	Praktikum, Wartung/Instandsetzung und Service, BMW AG, München
07/2012 - 05/2014	Werkstudent, Patentabteilung (IT-Support), Siemens AG, München

## Studium:

---

Seit 07/2019	Doktoratsstudium der technischen Wissenschaften, Technische Universität Wien
10/2016 - 03/2018	Masterstudium Fahrzeugmechatronik, Hochschule für angewandte Wissenschaften München
10/2012 - 10/2016	Bachelorstudium Fahrzeugtechnik, Hochschule für angewandte Wissenschaften München
10/2011 - 09/2012	Bachelorstudium Fahrzeug- und Motorentechnik, Technische Universität München