

Alexander Köck, B.Sc.

Feasibilitystudie für ein wissensbasierendes
Entwicklungssystem für Gesamtfahrzeug-NVH

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

Eingereicht an der

Technische Universität Graz

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Arno Eichberger

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Dipl.-Ing. Alexander Rabofsky

Magna Steyr Engineering

Graz, März 2015

Restricted acces until 28.02.2017

Danksagung

Ich danke all jenen, die mir bei der Erstellung dieser Diplomarbeit zur Seite standen.

Zuerst möchte ich mich bei meinen Betreuern seitens der Universität, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer, Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Arno Eichberger und Herrn Dipl.-Ing. Severin Stadler bedanken, deren Ratschläge für mich sehr wichtig und richtungsweisend waren. Bei Herrn Eichberger bedanke ich mich zusätzlich für die gewissenhafte Einführung in wissenschaftliches Schreiben.

Weiters bedanke ich mich bei meinen Kollegen in der Abteilung für Fahrzeugakustik für die Bereitschaft, mir bei Fragen mit Rat und Tat zur Seite zu stehen. Auch für die Durchführung der Experteninterviews bedanke ich mich sehr herzlich.

Besonders hervorheben möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Alexander Rabofsky, dem Initiator dieser Arbeit und Betreuer seitens Magna Steyr Engineering. Nur durch seine Vorschläge und Ideen konnte diese Arbeit entstehen.

Selbstverständlich gilt mein Dank auch meiner Familie und meinen Freunden. Meine Eltern haben mich während der gesamten Studienzeit unterstützt. Klara Wurzer, BA ist mir immer zur Seite gestanden und konnte mir mit ihrem Wissen immer wieder weiter helfen. Herzlichen Dank.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from used sources. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

.....

Datum / Date

.....

Unterschrift / Signature

Abstract

Acoustics and vibration comfort enjoy high priority within vehicle development. This is due to the fact that discomfort is directly observed by customers. Vehicle manufacturer take a lot of effort to achieve the essential acoustic and vibration objectives. However, Noise, vibration and harshness briefly called NVH includes a broad range of issues thus, there are still some unexplored topics. Not all procedures are described in standards or other sources. An acoustics engineer faces the challenge of managing many different issues with a multitude of different and often new methods.

Inside the NVH department of the company Magna Steyr Engineering AG & Co KG the idea evolved to create a development system that supports acoustics engineers in early phases of vehicle development. The system should, for instance, be used as a tool which makes it possible to estimate the sound pressure level or the vertical acceleration of the body. Since this system will be used during initial stages of a project the required calculations need to be simplified. The application of this tool should make it possible to extrapolate acoustic aims for the complete vehicle, some subsystems or even components.

This diploma thesis delivers a feasibility analysis to the described development system. On the one hand, appropriate calculation methods and their accuracy have to be investigated and on the other hand, the required expense and effort need to be declared. In the course of this thesis two basic use cases should help to particularize the analysis of the feasibility. The first use case is the rolling noise. It is, together with the engine noise, the dominant contribution to the overall noise inside the vehicle at a driving speed range of about thirty to hundred km/h. The second use case is the vibration comfort caused by road unevenness. It is about mechanical vibrations of the vehicle in a frequency range between zero to fifty Hz. Based on the theory a simplified calculation method to every use case is derived and exemplarily applied. Finally a demonstrator of the tool which includes the two use cases is outlined.

Conclusively the focus lies on the discussion of advantages and disadvantages respectively on the borders of the usability. With the help of a decision matrix the ideal solution for the architecture of the development system shall be defined, graphically described and conclusively discussed.

Kurzfassung

Akustischer Komfort und Schwingungskomfort haben aufgrund der unmittelbaren Erlebbarkeit durch den Kunden einen wesentlichen Stellenwert in der Entwicklung von Fahrzeugen, weshalb von den Fahrzeugherstellern großer Aufwand betrieben wird, um die gewünschten vibroakustischen Eigenschaften zu erreichen. Der Begriff Fahrzeugakustik beschreibt ein sehr breites Themenfeld, in dem noch nicht alle Methoden/Verfahren zur Gänze erforscht und in Standardliteratur oder Normen niedergeschrieben sind. Der Akustikingenieur steht somit vor der Herausforderung, viele unterschiedliche Themenbereiche mit oft neuen Verfahren bewältigen zu müssen.

Ein Ziel der Anwenderfirma ist, ein Entwicklungssystem zu erstellen, welches alle relevanten akustischen und schwingungstechnischen Phänomene abdeckt. Das Entwicklungssystem soll dem Akustikingenieur, speziell in den ersten Projektphasen, als Werkzeug zur Verfügung stehen. Zielwerte für das Gesamtfahrzeug, von Subsystemen oder Komponenten sollen mit Hilfe des „Tools“ abgeleitet werden.

Die vorliegende Diplomarbeit liefert eine Feasibility-Studie für dieses Entwicklungssystem. Es soll einerseits festgestellt werden, ob es möglich ist, die vibroakustischen Eigenschaften mit stark vereinfachten Berechnungen ausreichend genau abzubilden, andererseits soll der dafür erforderliche Aufwand bestimmt werden. Im Zuge dieser Arbeit wurden zwei typische Anwendungsfälle herangezogen, die sich jedoch grundlegend voneinander unterscheiden. Der erste Anwendungsfall ist das Rollgeräusch, ein Phänomen, das bei Fahrgeschwindigkeiten von etwa 30 bis 100 km/h neben dem Motorgeräusch den dominierenden Anteil am Gesamtgeräusch im Fahrzeuginnenraum ausmacht. Der zweite Anwendungsfall ist der fahrbahnerregte Schwingungskomfort. Dabei handelt es sich um mechanische Schwingungen in einem Frequenzbereich zwischen 0 und 50 Hz, welche durch Unebenheiten der Fahrbahn angeregt werden. Anhand der Theorie wird zu jedem Anwendungsfall ein vereinfachtes Berechnungsverfahren erarbeitet und anschließend angewandt. Danach wird ein Demonstrator des Entwicklungssystems vorgestellt, der die beiden Anwendungsfälle beinhaltet.

Abschließend werden die Vor- und Nachteile der verwendeten Rechenverfahren beschrieben und die Grenzen der Nutzbarkeit festgelegt. Anhand einer Entscheidungsmatrix wird die ideale Variante für die Erstellung des Entwicklungssystems festgestellt. Abschließend wird ein möglicher Aufbau des Entwicklungssystems vorgestellt und diskutiert und ein Ausblick in die Zukunft gegeben.

Inhalt

Danksagung	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Abstract	iii
Kurzfassung	iv
Inhalt	v
Abkürzungen	vii
Symbole	viii
1 Einführung.....	1
1.1 Noise, Vibration and Harshness	1
1.2 Geräuschquellen und deren Übertragungspfade	3
1.3 Vibroakustische Wahrnehmungsbereiche	4
1.3.1 Schwingungskomfort im Fahrzeug	4
1.3.2 Körperschall und Luftschall	8
1.4 Hierarchische Strukturierung der vibroakustischen Ziele	10
2 Methodik	12
2.1 Experteninterviews	12
2.2 Die Ziele des Entwicklungssystems.....	12
2.2.1 Muss-Ziele	12
2.2.2 Soll-Ziele	13
2.2.3 Nicht-Ziele.....	13
2.3 Ableitung des weiteren Vorgehens	14
3 Resultate	15
3.1 Erster Anwendungsfall: Rollgeräusch.....	15
3.1.1 Entstehung des Rollgeräusches	15
3.1.2 Übertragung des Rollgeräusches in den Fahrzeuginnenraum	17
3.1.3 Die Transferpfadanalyse (TPA)	18
3.2 Zweiter Anwendungsfall: Fahrbahnerregter Schwingungskomfort	29
3.2.1 Definition des Schwingkomforts, Frequenzbereich, Schwingungsquellen.....	29
3.2.2 Der fahrbahnerregte Schwingkomfort.....	30
3.2.3 Zielkonflikte bei der Auslegung.....	32
3.2.4 Modellierung des Schwingungsverhaltens mittels Vierpoltheorie.....	33
3.3 Erstellen eines „Prototypen“	73

3.3.1	Gründe für die Verwendung von MATLAB GUI	73
3.3.2	Grafische Benutzeroberfläche – Graphical User Interface (GUI)	73
3.3.3	Navigationsbereich.....	74
3.3.4	Oberfläche: Fahrbahnerregter Schwingungskomfort	78
3.3.5	Oberfläche: Rollgeräusch TPA.....	81
4	Diskussion.....	85
4.1	Vor- und Nachteile der beschriebenen Verfahren, Grenzen der Nutzbarkeit.	85
4.1.1	Transferpfadanalyse.....	85
4.1.2	Vierpoltheorie.....	86
4.2	Auswahlkriterien für die ganzheitliche Umsetzung.....	86
4.3	Gegenüberstellung holistischer und reduktionistischer Ansatz	90
4.4	Möglicher Aufbau des Tools	92
4.5	Einbettung des Tools in eine PDM-/PLM-Software	94
4.5.1	Dokumentenmanagement	95
4.5.2	Workflow-Management	98
4.5.3	Engineering Collaboration	99
4.5.4	Bewertung der Umsetzbarkeit in einem PDM- /PLM-System.....	100
5	Zusammenfassung und Ausblick.....	101
	Abbildungsverzeichnis.....	I
	Tabellenverzeichnis.....	IV
	Literaturverzeichnis	V
A.	Anhang.....	VIII

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
BEM	Boundary Element Method
CAA	Computational Aeroacoustic
DOF	Degrees Of Freedom, Anzahl an Freiheitsgraden
DD1	Dämpferdom vorne links
DD2	Dämpferdom vorne rechts
DD3	Dämpferdom hinten links
DD4	Dämpferdom hinten rechts FEM Finite Elemente Methode
FESK	Fahrbahnerregter Schwingungskomfort
GUI	Graphical User Interface, grafische Benutzeroberfläche
HTML	Hypertext Markup Language
IMG	Imaginärteil einer Zahl
KS	Körperschall
LS	Luftschall
MKS	Mehrkörpersimulation
NTF	Noise Transfer Function, Geräuschübertragungsfunktion
NVH	Noise Vibration and Harshness, Vibroakustik
PDM	Product Data Management
PLM	Product Lifecycle Management
REL	Realteil einer Zahl
RESK	Raderregter Schwingungskomfort
RMS	Root Mean Square
SEA	Statistische Energieanalyse
SPL	Sound Pressure Level, Schalldruckpegel
STW12h	Lenkradposition 12 Uhr
SRo1	Äußere Sitzschiene vorne links
TPA	Transferpfadanalyse
ÜTF	Übertragungsfunktion
VBA	Visual Basic for Applications
VS	Visual Studio

Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
c_b	N/m	Spring rate
c_w	N/m	Tyre stiffness
d_A	Ns/m	Dämpfung des Aufbaus
d_b	Ns/m	Damping rate
d_K	Ns/m	Strukturdämpfung Karosserie
d_M	Ns/m	Dämpfung Motorlager
d_R	Ns/m	Dämpfung des Reifens
d_{SM}	Ns/m	Dämpfung Sitz
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
H	m/(Ns)	Übertragungsfunktion
I	A	Strom
L	m	Wellenlänge der Fahrbahnunebenheiten
L_p	dB	Schalldruckpegel
m_A	kg	Aufbaumasse
m_b	kg	Proportional body mass
m_K	kg	Masse der als elastisch angenommenen Karosserie
m_M	kg	Masse Motor
m_R	kg	Radmasse
m_{SM}	kg	Masse Sitz-Mensch
m_w	kg	Wheel mass with prop. axle mass
N	m/N	dynamische Nachgiebigkeit
NTF_{LS}	dB*s/m ³	Geräuschübertragungsfunktion für LS

Symbole

NTF_{KS}	dB/N	Geräuschübertragungsfunktion für KS
n_A	m/N	Nachgiebigkeit der Aufbaufeder
n_K	N/m	Nachgiebigkeit der Karosserie
n_M	N/m	Nachgiebigkeit Motorlager
n_R	m/N	Nachgiebigkeit des Reifens
n_s	m/N	Nachgiebigkeit des Dämpferstützlagers
n_{SM}	N/m	Nachgiebigkeit Sitz
p	Pa	Schalldruck
p_0	Pa	Bezugsdruck
q	m ³ /s	Volumenstrom
t	s	Zeit
U	V	Spannung
u	m	Weganregung aufgrund von Fahrbahnunebenheiten
v	m/s	Geschwindigkeit
V	-	Vergrößerungsfunktion
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
z	m	Verschiebungsamplitude

1 Einführung

1.1 Noise, Vibration and Harshness

Die Anforderungen an die Qualität von Fahrzeugen in Bezug auf die Akustik und den Schwingungskomfort sind in den letzten Dekaden aufgrund des steigenden Wettbewerbsdruckes und strengerer Gesetzesvorgaben stark gestiegen [1] Seite 3. Geräuschen und Schwingungen sind identische Vorgänge in unterschiedlichen Frequenzbereichen. Geräusche (noises) sind Schwingungen im hörbaren Frequenzbereich von 20 Hz bis 20 kHz. Im Frequenzbereich von 0.1 Hz bis 100 Hz sind Schwingungen fühlbar (vibrations). Unter Rauigkeit (harshness) versteht man Schwingungen im Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 100 Hz, die typischerweise sowohl hör- als auch fühlbar wahrgenommen werden können. Der Begriff Rauigkeit stammt aus der Psychoakustik [2]. In Abbildung 1 wurden die Begriffe typischen Frequenzbereichen zugeordnet.

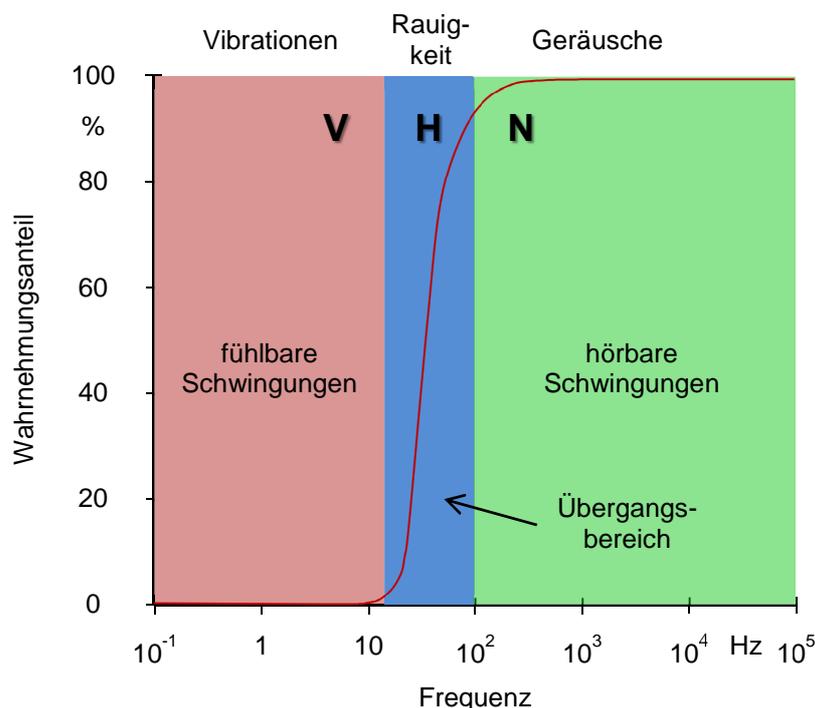
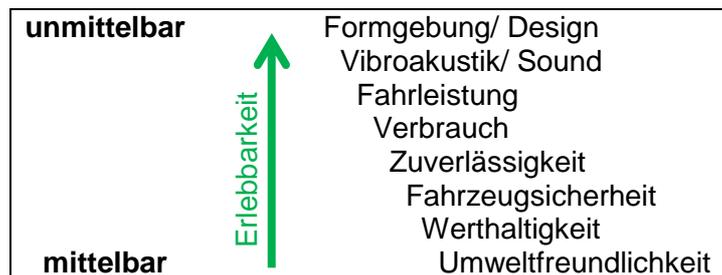


Abbildung 1: Zusammenhang zwischen der Frequenz von Schwingungen und der menschlichen Wahrnehmung. Einteilung: Geräusch, Vibration und Rauigkeit. [3] Seite 475, [4]

International hat sich der Begriff NVH-Engineering etabliert, der unangenehme akustische und mechanische Schwingungen sowie die subjektive Wahrnehmung des Menschen beinhaltet [5]. Im deutschsprachigen Raum verwendet man häufig den Begriff Vibroakustik anstelle der Abkürzung NVH.

Die Bedeutung des NVH-Engineering wird deutlich, wenn man die Erlebbarkeit von Fahrzeugeigenschaften betrachtet (Tabelle 1). Vibroakustik bzw. der Fahrzeugsound sind nach der Formgebung bzw. dem Design des Fahrzeuges für den Kunden am unmittelbarsten erlebbar. Die Erlebbarkeit von Fahrzeugeigenschaften steht in direktem Zusammenhang mit der Kaufentscheidung des Kunden. Eine Reduktion von Störgeräuschen, wie beispielsweise das Geräusch mechatronischer Aktuatoren, reicht jedoch nicht aus um von einem akustisch gut ausgelegten Fahrzeug zu sprechen. Der „Sound“ muss zum Charakter des Fahrzeuges passen und somit den Kundenerwartungen entsprechen. Vom Akustikingenieur werden gezielte Maßnahmen gesetzt um den sogenannten Zielsound zu erreichen.

Tabelle 1: Unmittelbarkeit des Erlebens bestimmter Fahrzeugeigenschaften, adaptiert nach [1] Seite 2.



Nach [6] ist NVH-Engineering, neben Fahrdynamik, Fahrzeugsicherheit und Betriebsfestigkeit, einer der vier Entwicklungsbereiche des Fahrzeuges. Alle vier Bereiche sind in Abbildung 2 angeführt. Bei der Auslegung des Fahrzeuges kommt es zu einer Vielzahl an Zielkonflikten zwischen den einzelnen Disziplinen. Die Zielkonflikte sind in der Mitte von Abbildung 2 dargestellt. Ein gut ausgelegtes Fahrzeug sticht nicht in einer Disziplin besonders hervor, sondern erfüllt die Anforderungen, die im Lastenheft definiert wurden, in allen Bereichen. Auslegen bedeutet in diesem Zusammenhang also das möglichst gute Auflösen von Zielkonflikten.

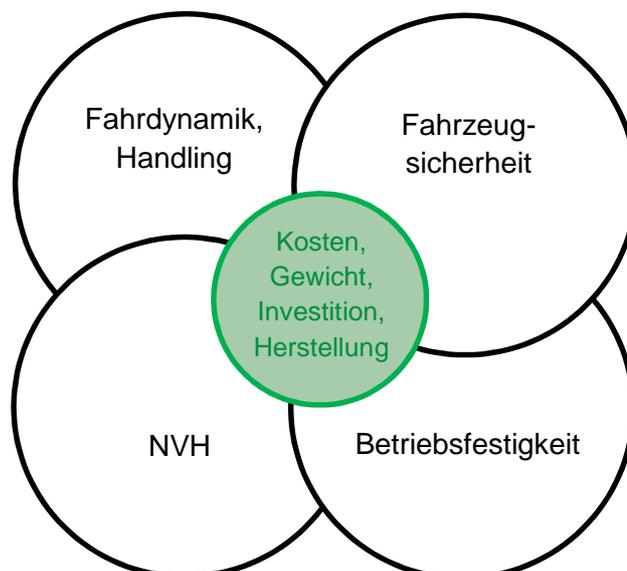


Abbildung 2: Vergleich der unterschiedlichen Entwicklungsbereiche [6]

1.2 Geräuschquellen und deren Übertragungspfade

Die dominierenden Geräusche im Fahrzeuginnenraum können, wie in Abbildung 3 gezeigt wird, auf vier Schallquellen zurückgeführt werden [1] Seite 5:

- Verbrennungsmotor und Nebenaggregate
- Interaktion zwischen dem Reifen und der Straße
- Aerodynamische Umströmung des bewegten Fahrzeuges
- Mechatronische Aktoren

Die „Senken“ dieser Geräusche sind die Ohren der Fahrzeuginsassen sowie externer Passanten. In dieser Arbeit werden nur die Geräusche behandelt, die im Fahrzeuginnenraum ankommen.

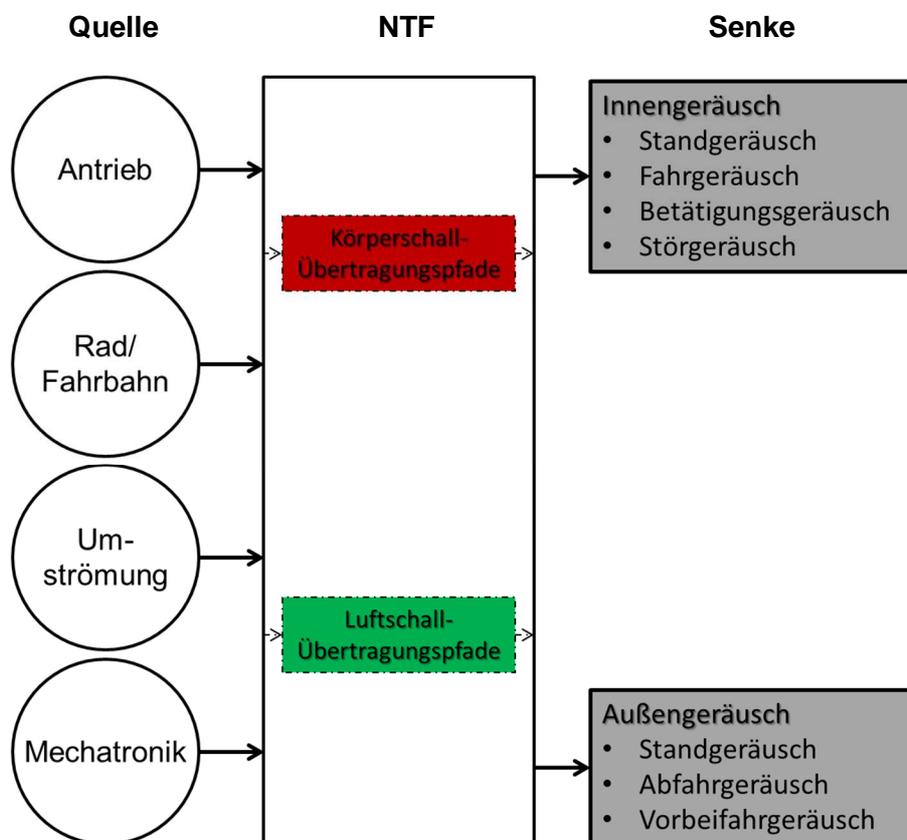


Abbildung 3: Schallquellen u. deren Übertragungspfade zu den Insassen, adaptiert nach [7] Seite 63

Schall wird entlang unterschiedlicher Pfade von der Schallquelle zur Schallsenke übertragen, Abbildung 3. Diese sogenannten Schall-Übertragungspfade (NTF) können in zwei Hauptgruppen unterteilt werden. Wird der Schall aufgrund mechanischer Schwingungen von Festkörpern übertragen, so spricht man von Körperschall. Wird er hingegen aufgrund von Schwingungen eines Fluides übertragen, so spricht man bei Gasen (meist Luft) von Luftschall und bei Flüssigkeiten von Flüssigkeitsschall. Flüssigkeitsschall spielt bei Fahrzeugen eine geringe Rolle.

Körperschall ist für den Insassen nur dann ein Problem, wenn er zu Fahrzeugbereichen geleitet wird, die aufgrund ihrer Schwingungen wiederum Luftschall abstrahlen, der zu den Ohren der Insassen gelangt. Typisch für schallabstrahlende Fahrzeugbereiche sind große Blechflächen.

1.3 Vibroakustische Wahrnehmungsbereiche

Die menschlichen Wahrnehmungsbereiche von Schwingungen wurden bereits beschrieben. In diesem Kapitel werden die Bereiche fühlbare Schwingungen und hörbare Schwingungen genauer betrachtet und typische Phänomene von Fahrzeugen, im jeweiligen Bereich, angeführt.

1.3.1 Schwingungskomfort im Fahrzeug

Bei der Bewertung des Fahrzeuges durch potentielle Kunden ist das Design besonders wichtig. Daneben gibt es Merkmale wie Leistung, Höchstgeschwindigkeit, Preis etc., die sich in Zahlen ausdrücken lassen und deshalb dem Kunden sehr werbewirksam zur Verfügung gestellt werden können. Schwingungskomfort kann nicht in Zahlen ausgedrückt werden, gehört aber trotzdem zu den wesentlichsten Charakteristika eines Fahrzeuges [8]. Schwingungskomfort wird von Kunden aber auch nicht als positives Empfinden wahrgenommen. Es werden nur die negativen Auswirkungen schlechten Schwingungskomforts wahrgenommen. Neben den deutlich spürbaren Vibrationen ist es auch erhöhte Müdigkeit nach längeren Autofahrten, die auf schlechten Schwingungskomfort schließen lässt.

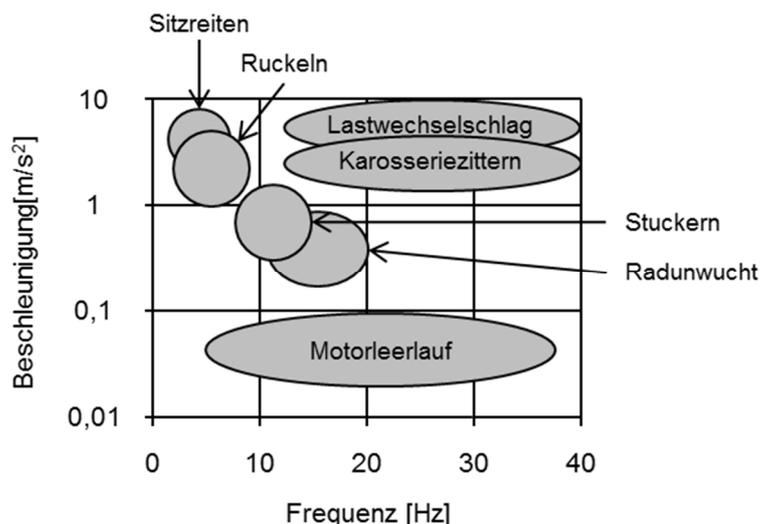


Abbildung 4: Relevante Schwingungskomfortprobleme für die Karosserie [1] Seite 68, [8]

Nach [9] gibt es eine konstante Wahrnehmbarkeitsschwelle für vertikale Ganzkörpervibrationen sitzender Versuchspersonen von 8 Hz bis 63 Hz, bei einem Beschleunigungspegel von 87 dB. Die dynamische Masse des schwingungsfähigen Systems Sitz-Mensch hat bei ca. 6 Hz ein Maximum, was bedeutet, dass dort eine Eigenfrequenz

vorliegt. Darüber und darunter fällt die dynamische Masse stark ab. Unter der dynamischen Masse versteht man das Verhältnis von Kraft zur Beschleunigung an einem Punkt als Funktion der Frequenz. Für den Schwingungskomfort in Fahrzeugen ergibt sich ein Frequenzbereich zwischen 0 und 50 Hz. Über 50 Hz werden die wesentlichen Körpermassen des sitzenden Menschen nicht mehr wirksam mitbeschleunigt. Die relevanten Schwingungskomfortprobleme sind in Abbildung 4 dargestellt. Die Beschleunigungen an den betroffenen Komfortpunkten sind darin als Funktion der Frequenz aufgetragen. Stuckern, Sitzreiten und Karosseriezittern werden in diesem Kapitel behandelt, alle anderen sind in [1] ab Seite 67 sehr ausführlich beschrieben.

Typische Werte für die Eigenfrequenzen wichtiger Systeme sind in Tabelle 2 aufgelistet. Die einzelnen Bereiche gelten als grober Richtwert für die Auslegung.

Tabelle 2: Eigenfrequenzen wichtiger Systeme

Aufbaueigenfrequenz	1 - 2	Hz
Sitzeigenfrequenz	2,5 - 4	Hz
Eigenfrequenz des menschlichen Körpers	7 - 8	Hz
Motoreigenfrequenz	6 - 10	Hz
Radeigenfrequenz	10 - 16	Hz
globale Karosserieeigenfrequenz	19 - 48	Hz

Nach [10] werden in erster Linie die Amplituden und Beschleunigungen der Aufbauschwingung von den Insassen, an den Komfortpunkten, registriert. Die Komfortpunkte sind in erster Linie die Kontaktfläche der Insassen mit dem Sitz sowie die Fußaufstandsfläche. Für den Fahrer kommt zusätzlich noch der Kontakt der Hand mit dem Lenkrad hinzu. Trägt man die Aufbaubeschleunigung in Richtung der positiven z-Koordinate über der Frequenz auf, so sieht man die eben beschriebenen Eigenfrequenzen und kann auf deren Komfortrelevanz schließen. In Abbildung 5 ist dieser Verlauf für ein schwach gedämpftes System dargestellt. Die Dämpfung wurde bewusst sehr klein gewählt, da man sonst die Sitz- und Motoreigenfrequenz nicht so ausgeprägt sieht.

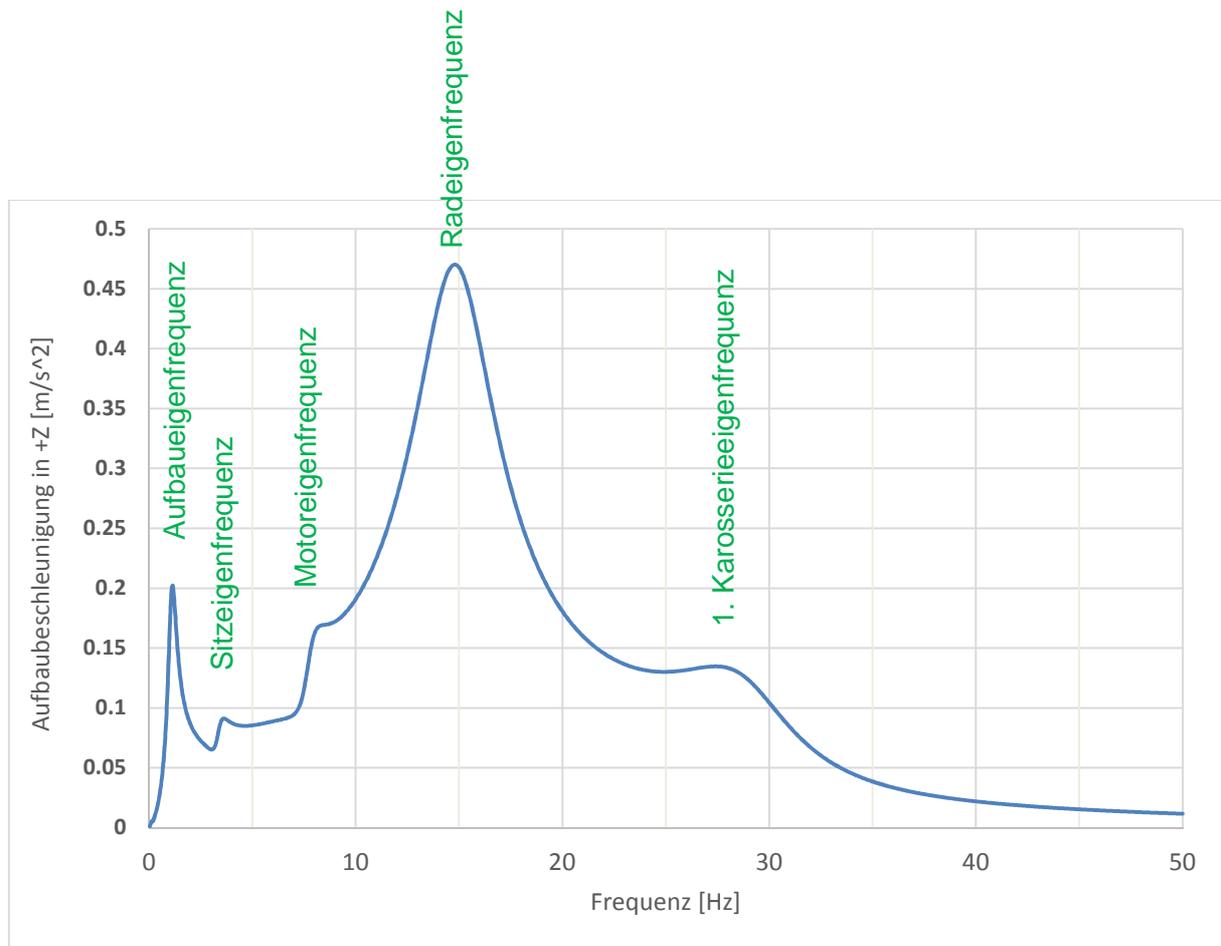


Abbildung 5: Verlauf der Aufbaueigenfrequenz in +Z

Bei den sehr tieffrequenten Aufbauschwingungen kann der Aufbau als Starrkörper aufgefasst werden, der an den Tragfedern gelagert ist und aufgrund von Fahrbahnunebenheiten zum Schwingen (Heben, Wanken, Nicken) angeregt wird. Der tieffrequente Schwingungskomfort hängt jedoch nicht nur von den Aufbauschwingungen selbst ab. Es muss die Kopplung der Aufbaueigenfrequenz mit der Sitz-Mensch-Eigenfrequenz bei ca. 2 – 4 Hz berücksichtigt werden [1] Seite 88.

Beim Motorstuckern, das bei 6 – 12 Hz auftritt, handelt es sich um eine Koppelschwingung zwischen dem elastisch gelagerten Motor-Getriebe-Verband und dem Aufbau, angeregt durch Unebenheiten der Fahrbahn.

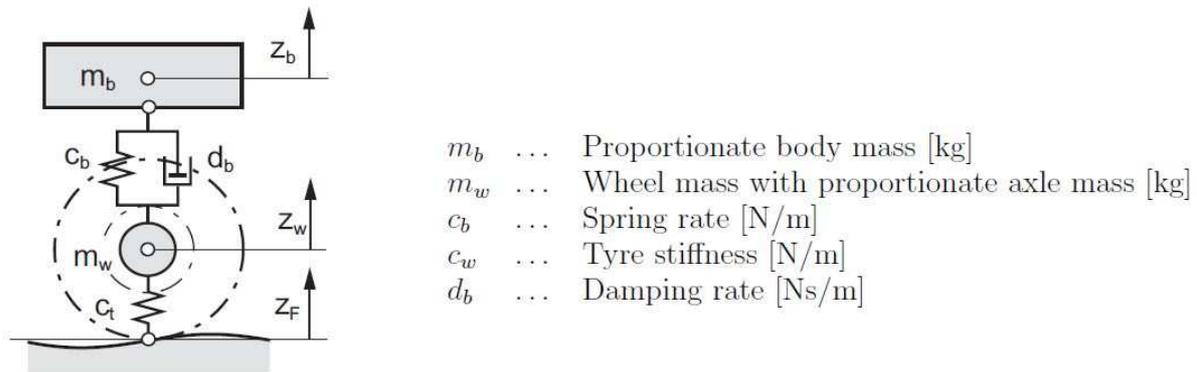


Abbildung 6: Viertelfahrzeugmodell [11].

Typischerweise ergeben sich die größten Beschleunigungen des Aufbaus im Bereich der Radeigenfrequenz, mit der Radmasse m_w . Abbildung 6 veranschaulicht die Radschwingung sehr gut. Das Rad wird als Punktmasse aufgefasst, die zur Fahrbahn hin aufgrund des Reifens und Richtung Aufbau aufgrund der Aufbaufeder mit der Federsteifigkeit c_b und des Aufbaudämpfers mit der Dämpfungskonstante d_b schwingungsfähig gelagert ist. Die Dämpfung des Rades kann für einfache Betrachtungen in guter Näherung vernachlässigt werden. Die Steifigkeit des Rades ist in der Regel etwa um den Faktor 10 größer als die Steifigkeit der Aufbaufeder. Radeigenfrequenz und Aufbaueigenfrequenz liegen also bei anderen Frequenzen, siehe Tabelle 2 und können daher entkoppelt betrachtet und optimiert werden [12].

Die sogenannte Karosserieeigenfrequenz kann jedoch auf keinen Fall entkoppelt von der Radeigenfrequenz betrachtet werden. Die Lage der Karosserieeigenfrequenz hat entscheidenden Einfluss auf die Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich der Radeigenfrequenz. Die Eigenform zur ersten Eigenfrequenz der Karosserie ist typischerweise eine Biegung oder Torsion des Gesamtfahrzeuges. Ein Ziel in der Entwicklung der Fahrzeugstruktur ist eine möglichst hohe Steifigkeit der Karosserie, ohne Anstieg der Kosten und des Gewichtes, zu erreichen.

Für die Auslegung des (fahrbahnerregten) Schwingungskomforts ist die Wechselwirkung der einzelnen Systeme von entscheidender Bedeutung. Liegen zwei Moden zu dicht nebeneinander oder fallen sie zusammen, so kommt es zu einer resonanten Schwingungsübertragung. Die Aufbaubeschleunigung nimmt in solchen Bereichen stark zu. Extrem vereinfacht beschrieben geht es beim Auslegen des Schwingungskomforts darum, die Moden richtig zu verteilen. Eine gleichmäßige Verteilung muss jedoch nicht sinnvoll sein. Wichtig wäre, die Auswirkungen unterschiedlicher Modenverteilungen bereits in frühen Entwicklungsphasen überschlägig berechnen zu können. Allgemein kann man jedoch sagen, dass die Radeigenfrequenz weit genug von der ersten globalen Karosserieeigenfrequenz entfernt sein muss, da diese besonders stark gekoppelt sind. Bei PKW ist meist die erste globale Torsionseigenfrequenz komfortrelevant. In Abbildung 46 auf Seite 50 ist dieses Verhalten dargestellt.

20 N/m² der größte hörbare Schalldruck. Um einen Zahlenwertebereich mit dem Faktor 10⁶ zwischen dem kleinsten und größten Wert zu vermeiden, wird der Schalldruck in einem logarithmischen relativen Leistungsmaß als Schalldruckpegel L_p in Dezibel angegeben [17] Kapitel Maschinendynamik Seite 27.

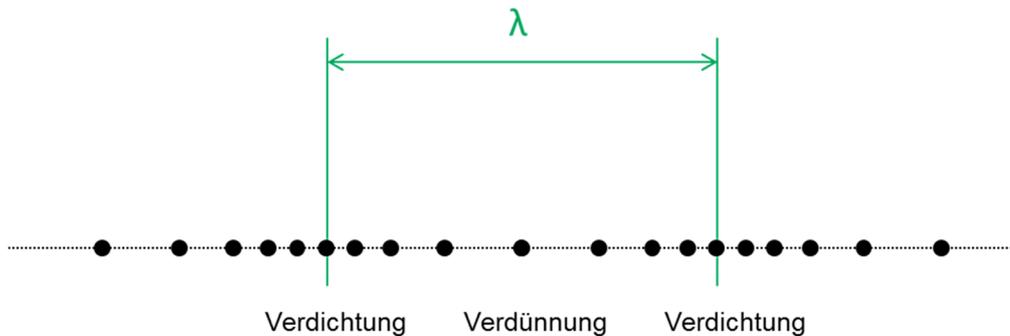


Abbildung 8: Schematische Darstellung einer Longitudinalwelle

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) \text{ dB} = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ dB} \quad (1-1)$$

Wie bereits angedeutet, werden viele Schallereignisse, die an unser Ohr gelangen, von schwingenden Festkörpern erzeugt oder fortgeleitet. Das Gebiet der Physik, das sich mit der Erzeugung, Übertragung und Abstrahlung von zeitlich wechselnden Bewegungen und Kräften in Festkörpern beschäftigt, wird Körperschall genannt [18] Seite 1. Hauptaugenmerk liegt bei den hörbaren Frequenzen, also etwa zwischen 20 Hz und 20 kHz. Für die Bewegung reicht der Amplitudenbereich von 10⁻¹¹ m für leise, hochfrequente Geräusche bis hin zu 10⁻³ m bei lauten tieffrequenten Tönen. Für die Körperschallschnelle kann man einen relevanten Bereich von 10⁻⁷ m/s bis 1 m/s nennen.

Während sich in Gasen nur longitudinale Wellen ausbreiten, treten in Festkörpern longitudinale Wellen, Transversalwellen und BiegeWellen auf. Welche Wellenart auftritt, ist von der Geometrie der Bauteile abhängig. In plattenartigen Bauteilen sind BiegeWellen die bedeutendste Wellenart, da sekundärer Luftschall speziell von diesen abgestrahlt wird. In Schlauchleitungen breiten sich hingegen vorzugsweise longitudinale Wellen aus.

In Abbildung 9 sind die wesentlichen Komponenten des Fahrgeräusches zu sehen [1] Seite 201. Neben der Benennung ist auch die Art der Übertragung des Schalles von den jeweiligen Quellen zu den Ohren der Passagiere genannt. Qualitativ kann man festhalten, dass bei geringen Fahrgeschwindigkeiten der Körperschall dominiert und bei hohen der Luftschall. Ausnahme bilden die Ladungswechselgeräusche bei hoher Motorlast. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten hört man vor allem die Geräusche, die vom Motor und Antriebsstrang kommen, bei hohen das Roll- und Windgeräusch. Ab etwa 130 km/h ist das Windgeräusch dominierend.

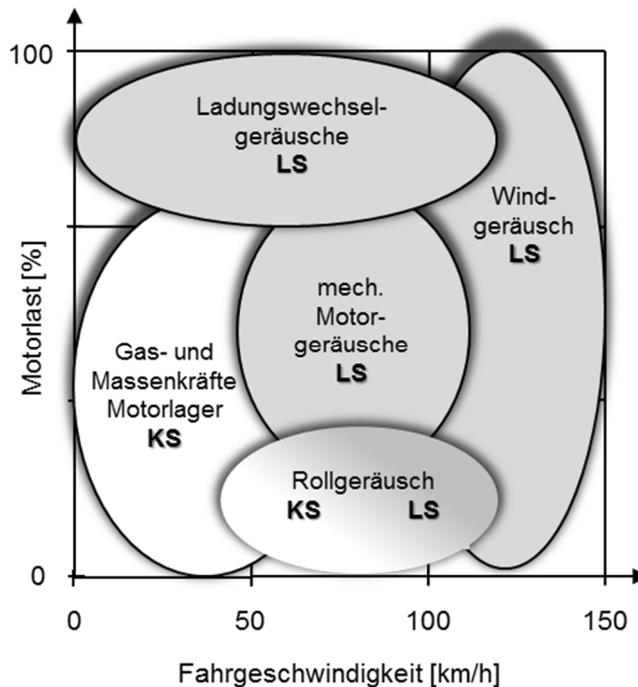


Abbildung 9: Wesentliche Komponenten des Fahrgeräusches [1] Seite 201

1.4 Hierarchische Strukturierung der vibroakustischen Ziele

Um zu verstehen, warum die hierarchische Strukturierung in der Fahrzeugakustik besonders bedeutend ist und deshalb auch in dieser Arbeit zu einer der Hauptanforderungen zählt, muss man den Prozess der Akustikentwicklung genauer betrachten.

Am Beginn der Entwicklung wird das Fahrzeug am Markt positioniert. Das heißt, es werden, je nach gewünschten Eigenschaften des Fahrzeuges, Vorgaben bezüglich der akustischen und schwingungstechnischen Phänomene gemacht. Um diese Vorgaben einhalten zu können, muss ein schlüssiges vibroakustisches Konzept für das Gesamtfahrzeug entwickelt werden. Dieses Konzept stellt die Basis für die Ableitung von Subzielen für die Subsysteme und Komponenten dar [1] ab Seite 5.

Betrachtet man einen bestimmten Anwendungsfall, z.B. das Rollgeräusch, so hilft die hierarchische Struktur, die Komplexität zu verringern. In Abbildung 10 ist die hierarchische Struktur beginnend beim Gesamtfahrzeug auf höchster Ebene dargestellt. Auf der zweiten Ebene sind die drei Subsysteme Karosserie, Antriebsstrang und Fahrwerk dargestellt. Weiter unten teilen sich die Subsysteme immer feiner auf, bis zur letzten Ebene, der sogenannten Komponentenebene. In den grünen Feldern sind alle Subsysteme und Komponenten, die an der Entstehung und Übertragung des Rollgeräusches beteiligt sind zu finden. In roter Schrift sind die Eigenschaften der einzelnen Subsysteme und Komponenten angehängt, die für den jeweiligen Anwendungsfall entscheidend sind. Für die Zuteilung gibt es mehrere Möglichkeiten. Die Struktur ist beispielsweise auch am Rollgeräusch beteiligt, ist aber nicht grün markiert, da sie in der Karosserie-NTF implizit enthalten ist. Gleiches gilt für Subframe, Lenker, Feder, etc. Wichtig ist, dass man klar definiert, wo gewisse Komponenten berücksichtigt werden.

Aus Abbildung 10 geht auf einen Blick hervor, dass der gesamte Antriebsstrang, mit allen darin enthaltenen Subsystemen und Komponenten, nicht für das Rollgeräusch relevant ist und somit für die weitere Betrachtung vernachlässigt werden kann. Dies erhöht die Transparenz und verringert, wie bereits erwähnt, die Komplexität.

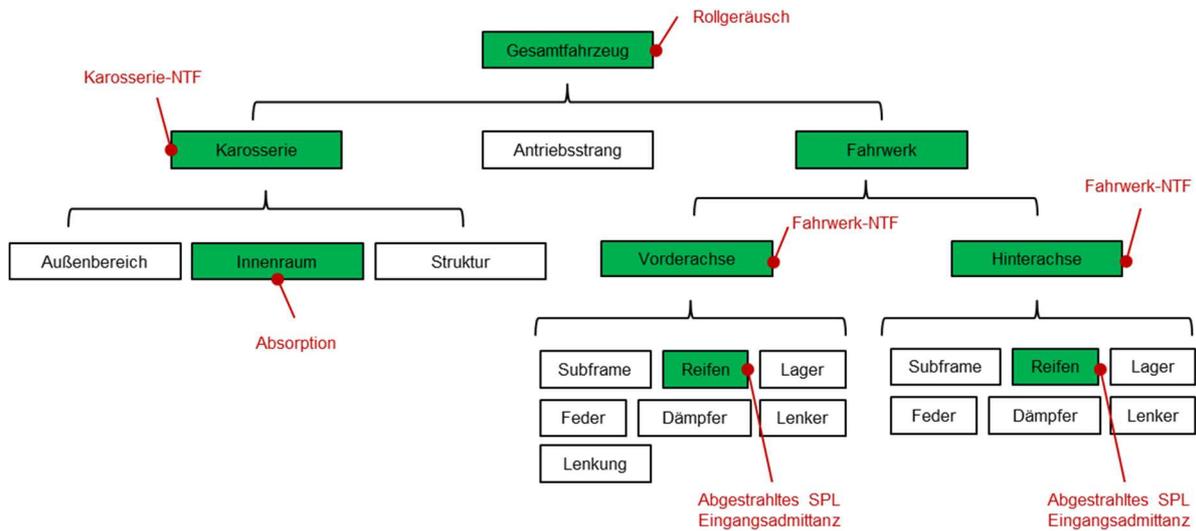


Abbildung 10: Hierarchische Strukturierung für den Anwendungsfall Rollgeräusch

Diese Art der Darstellung kann für das Entwicklungssystem sehr gut verwendet werden. Einerseits kann es für eine möglichst einfache und schnelle Navigation innerhalb des Tools verwendet werden, andererseits kann es dem Akustikingenieur auch als Schaubild zur Verfügung gestellt werden. Der Ingenieur erkennt somit auf den ersten Blick, welche Subsysteme und Komponenten an den verschiedenen Phänomenen beteiligt sind und welche er vernachlässigen kann. Anhand eines Demonstrators wurde diese hierarchische Struktur sehr vereinfacht in das Entwicklungssystem eingebettet. Für ein Entwicklungssystem, das alle Themenbereiche abdeckt, muss in die Erstellung der hierarchischen Struktur viel Entwicklungsaufwand gesteckt werden, da hier der Schlüssel zu einem guten Tool liegt.

Eine weitere Möglichkeit der Nutzung dieser hierarchischen Struktur ergibt sich, wenn man Benchmark-Daten mit den Eigenschaften verknüpft. Damit ist Wissen aus vergangenen Projekten sehr wirkungsvoll einsetzbar.

2 Methodik

2.1 Experteninterviews

In der ersten Phase der Diplomarbeit wurden Experteninterviews innerhalb der Abteilung für Fahrzeugakustik bei Magna Steyr Engineering durchgeführt, um Wünsche und Anregungen der unterschiedlichen Bereiche einzuholen. Die Ergebnisse der Interviews sollen, soweit möglich, in den Aufbau des Tools einfließen und eine Anregung für weitere Anwendungsfälle sein, die im Anschluss an diese Arbeit ins Tool integriert werden. Die Fragen haben ein breites Themengebiet abgedeckt wie beispielsweise das typische Vorgehen im vibroakustischen Entwicklungsprozess (bereichsspezifisch), ob ein vergleichbares Tool bereits in sehr kleinem Rahmen existiert, wie der Interviewte sich eine ideale Anwendung des Tools vorstellt, oder welche „Outputs“ das Tool liefern soll.

2.2 Die Ziele des Entwicklungssystems

Aus den Ergebnissen der Experteninterviews und einer anfänglichen Literaturrecherche wurden unterschiedlichste Ziele abgeleitet, um einen Überblick zu erhalten und später das Wesentliche nicht aus den Augen zu verlieren. Die Ziele sind nach Bedeutung in Muss-Ziele und Soll-Ziele unterteilt. Nicht-Ziele zeigen die Abgrenzung des Entwicklungssystems zur Außenwelt.

2.2.1 Muss-Ziele

- Mit dem Tool soll es möglich sein, Zielkonflikte aufzuzeigen und unterschiedliche Szenarien durchzuspielen. Dadurch soll die Auslegekompetenz gesteigert werden. Das Einbeziehen anderer Disziplinen (Fahrsicherheit ...) soll die Argumentation für NVH-Maßnahmen erleichtern.
- Alle Zusammenhänge und Wechselwirkungen der Komponenten müssen, soweit bekannt, im Tool erfasst und visuell dargestellt sein. Wenn eine Verbesserung in einem bestimmten Bereich zu einer Verschlechterung in einem anderen Bereich führt, muss das dem Ingenieur vom Tool gemeldet werden.
- Maßnahmen und deren Bewertung hinsichtlich technischer Realisierbarkeit, Einflussnahme auf andere Disziplinen, Performance-Einbuße und Einfluss auf Geräusche anderer Geräuschquellen sollen dargelegt werden.
- Grundlegende Berechnungsmodelle oder Simulationsergebnisse sind oft nur in einem kleinen Frequenzbereich gültig. Es muss erkennbar sein, für welchen Frequenzbereich eine bestimmte Information gültig ist.
- Das Tool muss beliebig erweiterbar sein. Neue Erkenntnisse müssen möglichst schnell und unkompliziert einfließen können.

- Das in der Anwenderfirma übliche Dateiformat von Simulationsergebnissen, muss vom Tool gelesen und verarbeitet werden können.

2.2.2 Soll-Ziele

- Einfache Berechnungsmodelle, soweit gültig, müssen ins Entwicklungssystem integriert werden können.
- Informationen aus Literatur, Projekterfahrung, ect. müssen dem Ingenieur kompakt und an passender Stelle zur Verfügung gestellt werden.
- Die Navigation soll intuitiv sein.
- Durch den Einsatz validierter Simulationsergebnisse und die Einbettung langjähriger Projekterfahrung im Bereich der NVH-Entwicklung soll der Bau teurer Prototypen möglichst weit reduziert werden.
- Mit Hilfe der typischen Phänomene im Bereich NVH soll das Entwicklungssystem auf Fehlerfreiheit überprüft werden können.
- Bei bestehender Internetverbindung soll es überall und jederzeit möglich sein, über einen mit Passwort geschützten Bereich, auf die Datenbank zuzugreifen.
- Ausgehend von einer Zieldefinition soll es möglich sein, Ursachenforschung zu betreiben, warum Ziele nicht erreicht worden sind.
- Integration von Simulations- und/oder Messergebnissen.

2.2.3 Nicht-Ziele

- Ersatz der bestehenden Simulationssysteme (Finite Elemente Methode FEM, Mehrkörpersimulation MKS, Boundary Element Methode BEM, Statistische Energieanalyse SEA, Computational Aeroakustik CAA, ...)
- Die Erstellung von Simulationsergebnissen ist nicht Teil der Arbeit. Nur einfache Modelle („Akustik-Basics“) zur Grobabschätzung werden behandelt. Achtung auf die frequenzabhängige Gültigkeit der Modelle.
- Die konkrete Realisierung einer bestimmten Maßnahme am Fahrzeug. Beispiel: Es soll beschrieben werden, welche Verbesserungen des Innenraum-Schalldruckpegels (quantitativ besser als qualitativ) sich durch Erhöhung der dynamischen Karosseriesteifigkeit im Bereich der Hinterachse ergeben. Eine Anleitung zur Versteifung der Karosserie wird nicht gegeben.
- Verbesserung der Simulationsmethoden, die zur Zeit bei Magna Steyr im Einsatz sind.
- Das Tool soll dem NVH-Ingenieur keine Entscheidungen abnehmen, sondern ihn nur bei der Entscheidungsfindung unterstützen.
- Die Gesetze der Psychoakustik und des Sound-Designs werden nicht in die Datenbank integriert. Im Vordergrund steht eine Reduktion von Geräusch- und Vibrationspegel.
- Schallübertragung an die Umgebung bei Vorbeifahrt wird nicht berücksichtigt.

2.3 Ableitung des weiteren Vorgehens

Bei den Interviews wurden neben konstruktiven Vorschlägen auch Bedenken bezüglich der Umsetzbarkeit geäußert. Beispielsweise liegen validierte Simulationsergebnisse bei Magna Steyr vor, welche die betrachteten Phänomene als objektive Größen abbilden. Das Komfortempfinden der Passagiere ist jedoch immer ein subjektiver Eindruck. Der Zusammenhang zwischen den objektiven Rechenergebnissen und den subjektiven Eindrücken ist schwierig herzustellen. Ein Ansatz dafür ist, durch Vergleichen von verschiedenen Ergebnissen und Benchmarkmessungen, Zusammenhänge zwischen den objektiven Werten und subjektiven Eindrücken zu erkennen und in einem Beurteilungsindex anzugeben. In diesem Zusammenhang ist die Kontinuität in der Erfassung der Daten wichtig. Die Integration des Beurteilungsindex ins Entwicklungssystem würde bei der Bewertung von Simulationsergebnissen helfen.

Die Kommunikation innerhalb des Unternehmens erwies sich ebenfalls als herausfordernd. Jeder Befragte hat aufgrund seines Expertenwissens eigene Vorstellungen, wie ein Tool aufgebaut sein soll. Die genaue Abgrenzung des Anwendungsbereiches und besonders die diesbezügliche Kommunikation sind nicht einfach. Wenn es nach dieser Machbarkeitsstudie um die ganzheitliche Umsetzung geht, ist es jedoch sehr wichtig, dass jeder die gleichen Vorstellungen vom Tool hat. Durch übereinstimmendes Verständnis können später möglichst viele Meinungen berücksichtigt werden.

Um ein Bewusstsein für die Notwendigkeit und das Verständnis für ein wissensbasierendes Tools zu schaffen, wurde ein Demonstrator entwickelt, der zwei typische Anwendungsfälle beinhaltet. Diese Anwendungsfälle sollten sich möglichst weit voneinander unterscheiden, um ein größeres Spektrum abzudecken. Ausgewählt wurden das Rollgeräusch als erster Anwendungsfall und der fahrbahnerregte Schwingungskomfort als zweiter Anwendungsfall. Der Demonstrator soll detailliert genug programmiert werden, um die beiden Anwendungsfälle abzudecken und dort einfache Berechnungen oder Abschätzungen durchführen zu können. Das Aneignen des theoretischen Wissens rund um die beiden Anwendungsfälle und das Programmieren des Prototyps bilden den Hauptteil dieser Arbeit (Kapitel 3).

3 Resultate

3.1 Erster Anwendungsfall: Rollgeräusch

3.1.1 Entstehung des Rollgeräusches

Das Rollgeräusch entsteht beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahnoberfläche. Verantwortlich dafür sind einerseits die Anregung mechanischer Schwingungen des Reifens, andererseits aerodynamische Ereignisse an der Kontaktfläche [19].

3.1.1.1 Mechanische Anregung

Beim Abrollen des Reifens kommt es aufgrund folgender Punkte zu zeitlich veränderlichen Kontaktkräften zwischen Reifen und Fahrbahn:

- Inhomogenitäten des Reifens.
- Reifenprofil mit seinem geometrischen Muster.
- Rauigkeit der Fahrbahnoberfläche. Eine raue Fahrbahnoberfläche regt den Reifen stärker zu schwingen an als glatte Oberflächen.
- Tangentiale Verformung des Reifens durch Reifenschlupf.

Die Profilklotze und die Lauffläche werden in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn verformt. Dies führt zur Anregung von Schwingungen. Kommt ein Profilklotz wieder frei, so schwingt er in radialer und tangentialer Richtung aus (Abbildung 11). Diese zeitlich veränderlichen Vorgänge führen zur Abstrahlung von Luft- und Körperschall.

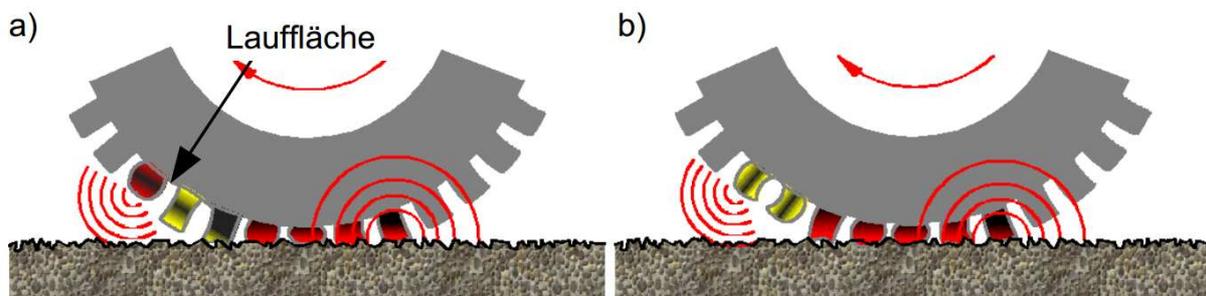


Abbildung 11: Mechanische Schwingungen des Reifens [20].
a) Radiale Schwingungen an Profilklotzen und Lauffläche
b) Tangentiale Schwingungen an Profilklotzen und Lauffläche

3.1.1.2 Aerodynamische Anregung

Luft wird in den Hohlräumen des Reifenprofils komprimiert. Wenn der Reifen weiterrollt, kommt die Luft wieder frei und entspannt. Dieser Vorgang wird als „Air Pumping“ bezeichnet und ist in Abbildung 12 a) dargestellt. Für die Schallentstehung sind zwei Mechanismen des Air Pumping entscheidend:

- Der Luftstrom in den Hohlräumen ist nicht konstant, da die Rauigkeit und Porosität der Fahrbahn unregelmäßig schwankt.
- Einsaug- und Ausblasstelle sind räumlich getrennt, da die Profilklötze des Reifens den Weg versterren.

Die Intensität der durch die Strömung verursachten Geräusche nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu. Die Gestalt und die Abmessungen der zwischen Reifen und Fahrbahn gebildeten Hohlräume spielen dabei ebenfalls eine wichtige Rolle [20].

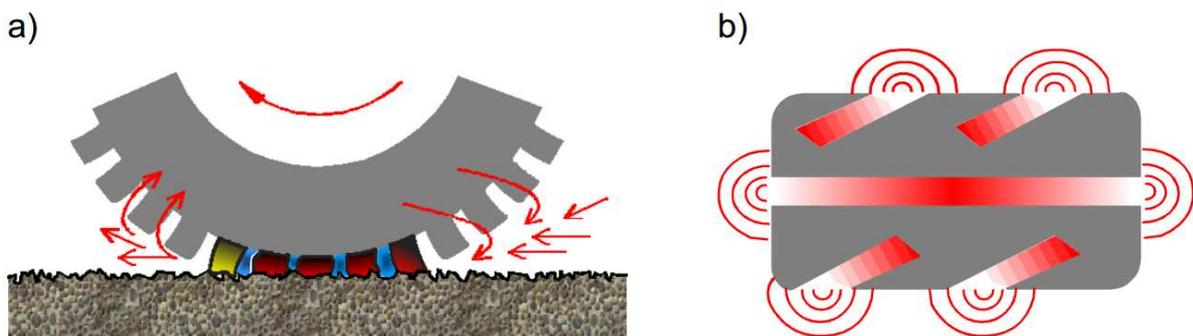


Abbildung 12: Aerodynamische Schwingungsanregung des Reifens [20].
a) „Air Pumping“
b) Schwingende Luftsäule im Reifen-Fahrbahn-Kontakt

Es bestehen zwei unterschiedliche Mechanismen, die zur aerodynamischen Anregung führen:

- Kompression und Entspannung in abgeschlossenen Hohlräumen
- Resonanzerscheinungen in offenen Hohlräumen

In Abbildung 12 sind beide Mechanismen dargestellt. Links die Kompression in abgeschlossenen Hohlräumen und rechts die Resonanzerscheinungen in offenen Hohlräumen.

3.1.2 Übertragung des Rollgeräusches in den Fahrzeuginnenraum

In Abbildung 13 ist die Übertragung des Rollgeräusches von der Schallquelle „Fahrbahn/Reifen“ zu den Ohren der Insassen skizziert. Die roten Pfeile beschreiben Körperschallpfade, die grünen Pfeile sind Luftschallpfade. Man erkennt, dass Körperschall für die Fahrzeuginsassen nur dann problematisch ist, wenn er in Bereiche des Fahrzeuges geleitet wird, von denen indirekter Luftschall abgestrahlt und dieser von den Insassen als Geräusch wahrgenommen wird. In den roten Boxen sind die Möglichkeiten aufgelistet, um auf die Übertragung des Schalls zu beeinflussen. Prinzipiell gilt, dass die Verhinderung der Einleitung von Körperschall viel wirkungsvoller ist als die Dämpfung des Körperschalls. Eine Möglichkeit zur Verringerung der Einleitung von Körperschall ist der Einsatz eines elastisch gelagerten Subframes. Damit wird verhindert, dass Körperschall vom Fahrwerk in die Karosserie geleitet wird.

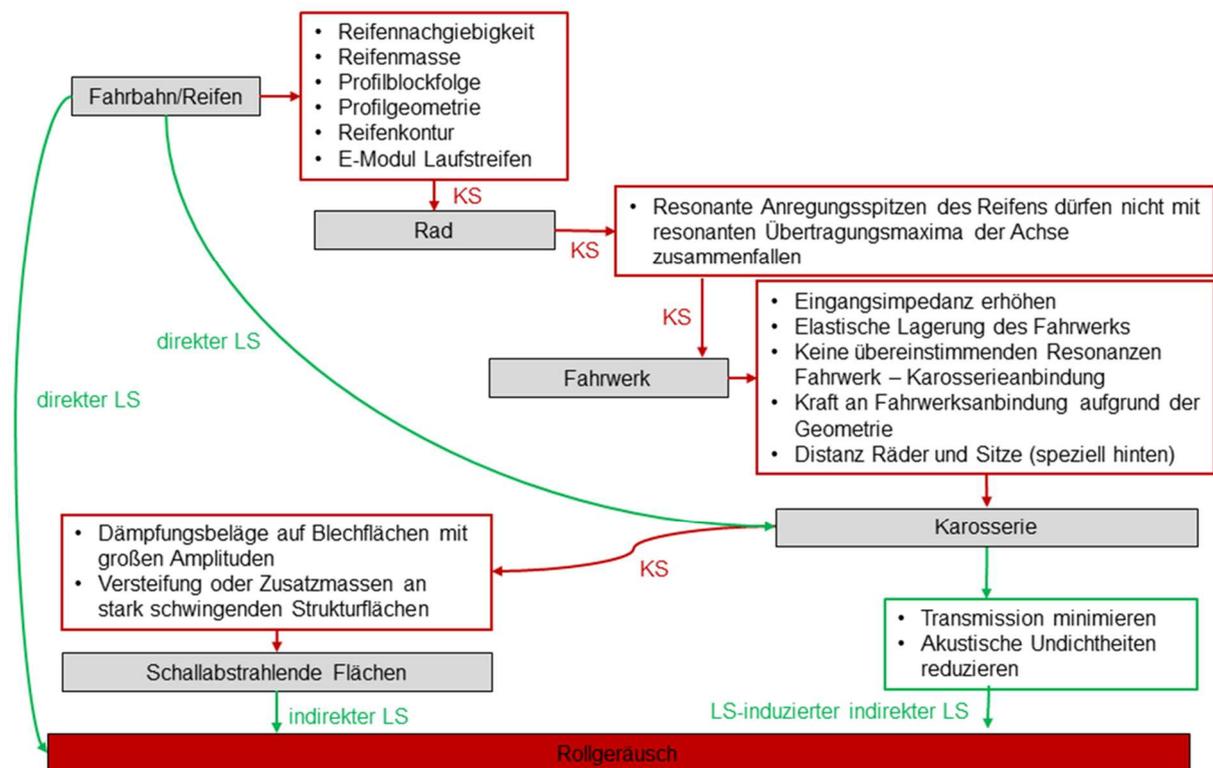


Abbildung 13: Grafische Transferpfadanalyse des Rollgeräusches

Betrachtet man die Übertragung von Fahrbahn/Reifen ins Rad, erkennt man, dass der Aufbau des Reifens fürs Rollgeräusch relevant ist. Von Seiten der Reifenhersteller wird viel Entwicklungsaufwand betrieben, um möglichst leise Reifen mit dennoch viel Grip herzustellen. Bei genauerer Betrachtung erkennt man, dass bereits diese beiden Anforderungen einen Zielkonflikt zwischen der Fahrsicherheit und dem Fahrkomfort auslösen. Für einen guten Fahrkomfort wären sehr nachgiebige Reifen ideal, für die Fahrsicherheit hingegen soll der Reifen möglichst hart sein. Als Parameter zur Bewertung der Schallabstrahlung können Nahfeldpegel für den Luftschall und Kräfte an der Radnabe für den Körperschall herangezogen werden.

Entscheidend für die weiteren Pfade ist, dass es zu keiner resonanten Übertragung kommt. Die wirkungsvollste Möglichkeit zur Reduktion des Rollgeräusches ist die Verhinderung der Einleitung des Körperschalls in die Karosserie. Ist der Körperschall einmal in der Karosserie angekommen, so kann er nur noch durch passive Maßnahmen (z.B. Anti-Dröhn-Beläge) reduziert werden. Dies ist jedoch nicht so wirkungsvoll wie die Verhinderung der Einleitung.

Gegen den direkten Luftschall müssen Transmissionen minimiert werden und akustische Undichtigkeiten verhindert werden. Akustische Undichtigkeiten ergeben sich beispielsweise in der Stirnwand im Bereich der Lenksäule, der Heckentlüftung oder der Entwässerung an der Dichtung der Tür. Direkter Luftschall ohne Karosserie als übertragendes System tritt zum Beispiel bei Cabriolets auf.

3.1.3 Die Transferpfadanalyse (TPA)

3.1.3.1 Theoretische Grundlagen zur TPA

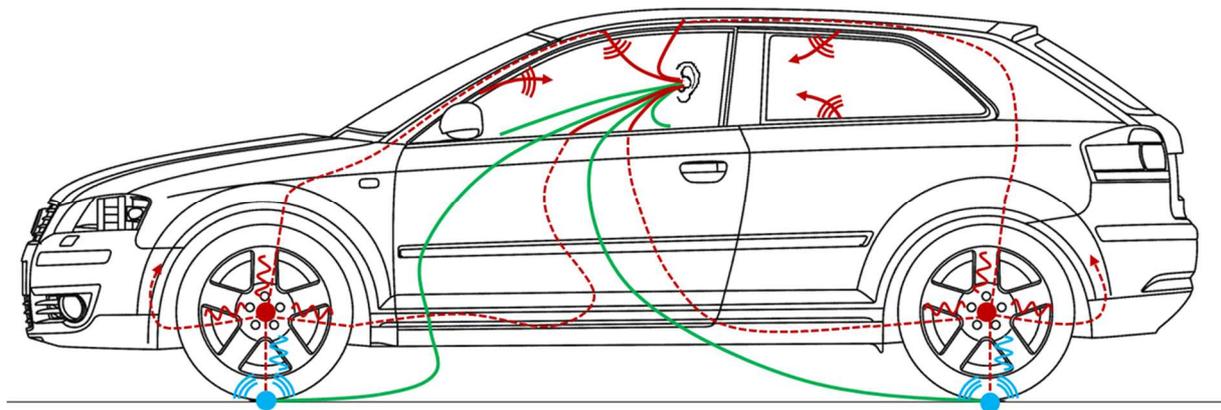


Abbildung 14: Schaubild Transferpfadanalyse

Als Transferpfade bezeichnet man die Wege, über die Schallwellen von der Schallquelle zur Schallsenke, nämlich den Ohren der Insassen, gelangen. In Abbildung 14 sind einige dieser Transferpfade für das Rollgeräusch dargestellt. Luftschallpfade sind als grüne, Körperschallpfade als rote Linien dargestellt. Die Schallquellen, also die Kontaktflächen zwischen Reifen und Fahrbahn, sind als blaue Punkte angedeutet. Von der Schallquelle wird einerseits Luftschall abgestrahlt, andererseits wird Körperschall über das Rad und Fahrwerk in die Karosserie übertragen und von dort sekundärer Luftschall abgestrahlt. Um die Übersichtlichkeit nicht zu verlieren, wurden nicht alle Pfade eingezeichnet. Bei Fahrzeugen mit McPherson-Federbein vorne und Verbundlenkerachse hinten ergeben sich beispielsweise 36 (3 Längslenker vorne und hinten sowie Federbein, 3 Raumrichtungen, 4 Räder) Körperschall- und 4 Luftschallpfade. Am Ohr der Insassen kommen alle Pfade zusammen. Durch Anwendung der TPA ist es möglich, die Anteile der verschiedenen Geräuschquellen am Empfänger und die Relevanz der zugehörigen Übertragungswege zu ermitteln [21]. Durch die Kenntnis der Relevanz unterschiedlicher Transferpfade kann das Störgeräusch sehr effektiv, durch Optimierung dominanter Pfade, beseitigt werden.

In Abbildung 15 sind einige Transferpfade exemplarisch dargestellt. Beispielsweise ist der oberste Pfad jener vom Motor zu den Ohren des Fahrers. Das erste Kästchen symbolisiert die Geräuschübertragungsfunktion des Motors inklusive dem Motorlager in x-Richtung. Das zweite die Geräuschübertragungsfunktion der Karosserie in x-Richtung. Das Geräusch, das an den Ohren der Insassen ankommt, ist die Summe aller Körperschall- (structure-borne) und Luftschallpfade (airborne). Im Allgemeinen können die Pfade reine Körperschallpfade, reine Luftschallpfade oder eine Mischung aus beiden sein.

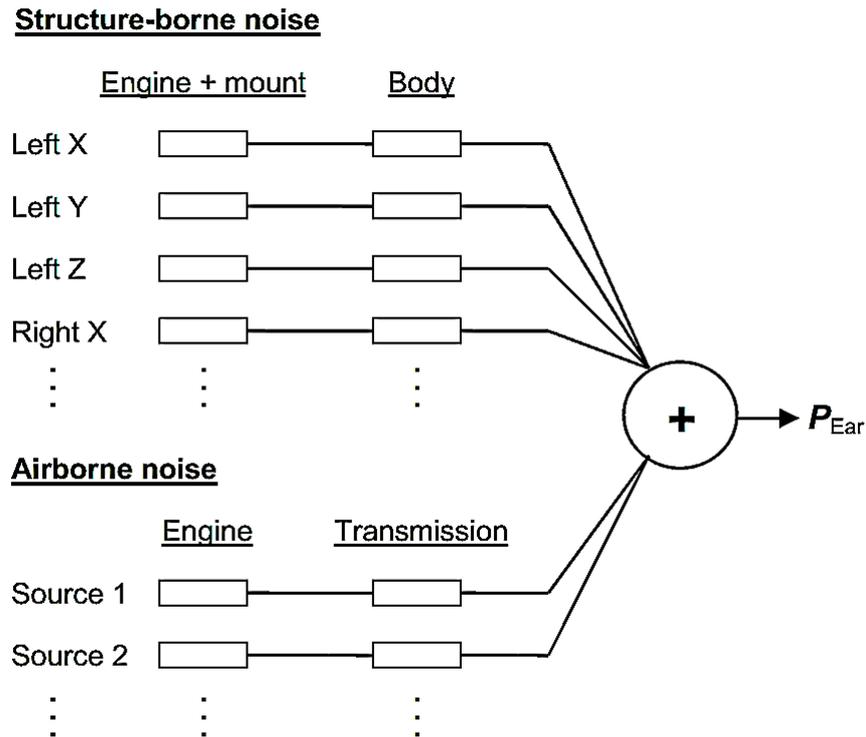


Abbildung 15: Konzept der Transferpfadanalyse [40]

Für inkohärente, also nicht zusammenhängende, Schallquellen erfolgt die Zusammenführung der Schalldrücke p_i aller Pfade zu einem Gesamtschalldruck p_{ges} durch energetische Addition.

$$p_{ges}(\omega) = \sqrt{\sum_i p_i^2(\omega)} \quad (3-1)$$

In Tabelle 3 sind die Berechnungsformeln für die Übertragungsfunktionen H zusammengefasst. Die Anregung erfolgt bei mechanischen Systemen durch die angreifende Kraft F , bei Übertragung als Luftschall stellt der Volumenstrom q die Anregung dar. Die Ausgangsgrößen sind bei Luftschall der Schalldruck p und bei Körperschall die Schallschnelle v .

Tabelle 3: Übertragungsfunktionen von Körperschall- und Luftschallpfaden

Anregung am Eingang	Auswirkung am Ausgang		
	Schwingschnelle v_k [m/s]	Schalldruck p_k [Pa]	
Kraft F_i [N]	$H^{v,F} = \frac{v_k}{F_i} \left[\frac{\text{m}}{\text{Ns}} \right]$	$H^{p,F} = \frac{p_k}{F_i} \left[\frac{1}{\text{m}^2} \right]$	
Volumenstrom q_i [m ³ /s]	$H^{v,q} = \frac{v_k}{q_i} \left[\frac{1}{\text{m}^2} \right]$	$H^{p,q} = \frac{p_k}{q_i} \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^5} \right]$	

Die Übertragungsfunktionen sind in der Regel frequenzabhängig. Der gesamte zu betrachtende Frequenzbereich muss daher in Bereiche bestimmter Bandbreite unterteilt werden. Die Übertragungsfunktionen und die Anregungen müssen in jedem dieser Frequenzbänder und für jeden Übertragungspfad, aus Messung oder Simulation, bestimmt werden. Dadurch ist es möglich, den Schalldruck jedes Frequenzbandes zu bestimmen. Die Zusammenfassung zu einem effektiven Schalldruck p_{RMS} der Schalldrücke $p_{f,j}$ einzelnen Frequenzbänder erfolgt mittels Effektivwertbildung (englisch: root mean square). Die Herleitung dieser Gleichung erfolgt auf Seite 23.

$$p_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_j p_{f,j}^2}{2}} \tag{3-2}$$

Die Transferpfadanalyse unterscheidet sich von der Vierpoltheorie, die ab Seite 28 ausführlich behandelt wird, nur sehr geringfügig. Die wesentlichen Gemeinsamkeiten und Unterschiede sind folgende:

Beide Verfahren sind nur für lineare Systeme, also Systeme mit linearem Kraft-Weg-Zusammenhang, gültig. Dadurch ist es möglich, die Ergebnisse unterschiedlicher Systeme zu superponieren. In beiden Fällen wird das Verhältnis der Eingangs- zur Ausgangsgröße des Systems von einer Übertragungsfunktion beschrieben. Im Frequenzbereich der TPA, ist es zulässig, die einzelnen Subsysteme entkoppelt voneinander zu betrachten. Durch diese Vereinfachung kann die Übertragungsfunktion bei der TPA über die Transfermobilität bestimmt werden. Unter der Transfermobilität versteht man das Verhältnis der Geschwindigkeit am Ausgang eines Systems zur anregenden Kraft am Eingang des Systems. Bei der Vierpoltheorie wird die Wechselwirkung der einzelnen Subsysteme ebenfalls berücksichtigt. Die Transfermobilität ist somit zu wenig um die Übertragung des Systems zu beschreiben. Es müssen zusätzlich noch die Eingangs- Ausgangs- und Transfermobilität rückwärts betrachtet werden, siehe Kapitel 4.1.2.

Die Vorgehensweise der TPA kann folgenderweise zusammengefasst werden:

Zuerst muss der zu betrachtende Frequenzbereich in ausreichend kleine Teilfrequenzen unterteilt werden. Für jede Teilfrequenz und jeden Pfad ist die Körperschall- und Luftschall-

Übertragungsfunktion zu bestimmen. Diese stammen aus Messungen oder Simulationen. Für jede Teilfrequenz und jeden Pfad muss bei Körperschallübertragung die Anregekraft und bei Luftschallübertragung der Volumenstrom, ebenfalls aus Simulation oder Messung, ermittelt werden. Multiplikation von Kraft bzw. Volumenstrom mit zugehöriger Übertragungsfunktion ergibt den Schalldruck für den betrachteten Pfad im betrachteten Frequenzbereich. Geht man von inkohärenten Schallquellen aus, so können alle Pfade innerhalb der Teilfrequenz quadratisch addiert werden. Am Ende werden die Schalldrücke der einzelnen Teilfrequenzen durch Effektivwertbildung für den gesamten Frequenzbereich zusammengefasst.

3.1.3.2 TPA für konstante NTF und Kraft/Volumenstrom

Im Zuge dieser Arbeit wurde für die TPA eine grafische Benutzeroberfläche (GUI, engl. Graphical User Interface) mit Hilfe von MATLAB® erstellt. Durch Verwendung dieses GUI ist es dem Anwender möglich, Parametervariationen sehr einfach durchführen zu können, ohne auf die formalen Zusammenhänge eingehen zu müssen. Das GUI wird in Kapitel 3.3.5 genau beschrieben, hier wird die dafür notwendige Theorie vorgestellt.

Für dieses Berechnungsbeispiel werden fixe Werte für die erforderlichen Parameter angenommen, um den prinzipiellen Ablauf der Berechnung zu zeigen. Folgende Werte wurden für die Berechnung herangezogen:

Tabelle 4: Parameter für die TPA mit konstanter NTF und Kraft/Volumenstrom

Formelzeichen	Wert	Erklärung
n_{LS} []	4	Anzahl der Luftschallpfade
n_{KS} []	60	Anzahl der Körperschallpfade
NTF_{LS} [dB*s/m ³]	37	Geräuschübertragungsfunktion für LS
NTF_{KS} [dB /N]	55	Geräuschübertragungsfunktion für KS
q [m ³ /s]	0,5	Volumenstrom der Schallquelle
F [N]	2	Auf Pfad wirkende Kraft (quellseitig)

Als Frequenzbereich wird 100 bis 500 Hz angenommen, weil dort Körperschall als besonders relevant ist. Dieser Bereich muss wie bereits erwähnt in Teilfrequenzen aufgeteilt werden. Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass bei jeder Teilfrequenz Schall übertragen wird. Die Effektivwerte aller Teilfrequenzen werden am Schluss aufsummiert. Jede Teilfrequenz kann daher sinnbildlich als eigene „Schallquelle“ aufgefasst werden. Betrachtet man nur eine Teilfrequenz, so entspricht dies einem Klang. Lässt man die Breite der Teilfrequenzen gegen Null gehen, so liefern alle Teilfrequenzen den realen Verlauf des Schalldruckpegels als Funktion der Frequenz. Für die TPA muss man jedoch eine Breite für die Teilfrequenz wählen, die größer als Null ist. Die Wahl der Schrittweite hat entscheidenden Einfluss auf den Gesamt-Schalldruckpegel. Eine Standard-Frequenzbreite gibt es allerdings nicht.

Die Schrittweite für dieses Beispiel beträgt 4 Hz. Es wird also bei 100, 104, 108, ... ,500 Hz Schall übertragen, bzw. die Werte als gemittelte Werte in 4 Hz Intervallen betrachtet.

Berechnung des Schalldruckes p_{RMS} bei 100 Hz:

Der Schalldruck pro Luftschallpfad errechnet sich folgendermaßen:

$$\begin{aligned}
 p_{LS} &= q \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \cdot NTF_{LS} \left[\frac{\text{dB} \cdot \text{s}}{\text{m}^3} \right] = \\
 &= \underline{\underline{70,79 \cdot 10^{-5} [\text{Pa}]} } = \underline{\underline{30,97 [\text{dB}]} } \quad (3-3)
 \end{aligned}$$

Der Schalldruck pro Körperschallpfad errechnet sich folgendermaßen:

$$\begin{aligned}
 p_{KS} &= F [\text{N}] \cdot NTF_{KS} \left[\frac{\text{dB}}{\text{N}} \right] = \\
 &= \underline{\underline{2249,37 \cdot 10^{-5} [\text{Pa}]} } = \underline{\underline{61,02 [\text{dB}]} } \quad (3-4)
 \end{aligned}$$

Für den Fall inkohärenter Schalldrücke können die 4 Luftschallpfade und 60 Körperschallpfade quadratisch summiert werden:

$$\begin{aligned}
 p_{100\text{Hz}} &= \sqrt{n_{LS} \cdot p_{LS}^2 + n_{KS} \cdot p_{KS}^2} = \\
 &= \sqrt{4 \cdot (70,79 \cdot 10^{-5})^2 + 60 \cdot (2249,37 \cdot 10^{-5})^2} = \underline{\underline{0,17 [\text{Pa}]} } = \underline{\underline{78,8 [\text{dB}]} } \quad (3-5)
 \end{aligned}$$

Der A-bewertete, also der dem menschlichen Gehör angepasste, Schalldruckpegel für diese Frequenz kann entweder berechnet oder von Abbildung 16 abgelesen werden. Die einzelnen Bewertungs-Kurven sind in [22] zusammengefasst.

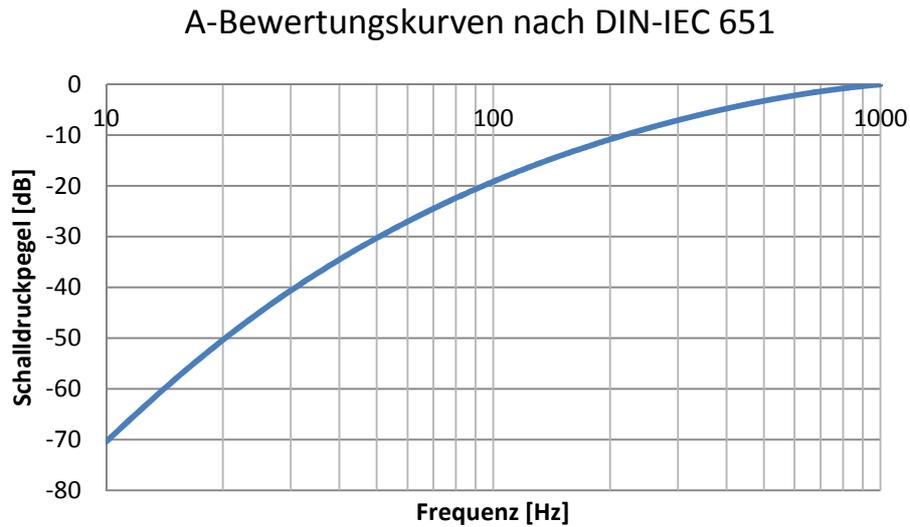


Abbildung 16: A-Bewertungskurven nach DIN-IEC 651

Für 100 Hz sind 19,14 Hz vom Schalldruckpegel abzuziehen um den A-bewerteten Schalldruckpegel zu erhalten:

$$p_{100\text{Hz}_A} = p_{100\text{Hz}} - A = 78,80 - 19,14 = \underline{\underline{59,66}}[\text{dB}] \quad (3-6)$$

Dieses Vorgehen muss für alle anderen Frequenzen (104,108,...,500) wiederholt werden.

Die Zusammenfassung aller Frequenzen erfolgt mit Hilfe der Pegeladdition. Diese wird kurz hergeleitet um ihre Gültigkeit zu belegen, die Herleitung stammt aus [23] ab Seite 459.

Ein Signal p bestehend aus zwei inkohärenten Bestandteilen p_1 und p_2 unterschiedlicher Frequenzen wird aus dem Summsignal zusammengesetzt:

$$p = p_1 \cos \omega_1 t + p_2 \cos \omega_2 t \quad (3-7)$$

ω ist die Winkelgeschwindigkeit und t die Zeit.

Der quadratische Effektivwert (RMS-Wert) lautet allgemein, wobei T für den betrachteten Zeitraum steht.

$$p_{RMS}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T (p_1^2 \cos^2 \omega_1 t + p_2^2 \cos^2 \omega_2 t + 2p_1 p_2 \cos \omega_1 t \cos \omega_2 t) dt \quad (3-8)$$

Der letzte Term $\cos(\omega_1 t) \cdot \cos(\omega_2 t)$ ist sehr viel kleiner als die beiden anderen Terme, weshalb dieser verschwindet. Führt man p_{RMS1} und p_{RMS2} für den Effektivwert der beiden Signale ein, so ergibt sich folgende Gleichung

$$p_{RMS}^2 = \frac{1}{2}(p_1^2 + p_2^2) = p_{RMS,1}^2 + p_{RMS,2}^2 \quad (3-9)$$

Die Summe der quadratischen Effektivwerte der Einzelsignale ergibt also den quadratischen Effektivwert des Gesamtsignals p_{RMS} :

$$p_{RMS}^2 = \sum_{i=1}^N p_{RMS,i}^2 \quad (3-10)$$

Da es sich bei den Einzelsignalen um sinusförmige Schwingungen handelt, kann der Effektivwert sehr einfach berechnet werden [17] Kapitel Maschinendynamik Seite 14:

$$p_{RMS,i} = \frac{p_i}{\sqrt{2}} \quad (3-11)$$

Für das oben beschriebene Beispiel ergibt sich ein quadratischer Effektivwert von:

$$p_{RMS} = \sqrt{\frac{p_{100Hz}}{2} + \frac{p_{104Hz}}{2} + \dots + \frac{p_{500Hz}}{2}} = \underline{\underline{0,56}}[\text{Pa}] = \underline{\underline{89,01}}[\text{dB}] \quad (3-12)$$

3.1.3.3 TPA mit realem Verlauf für die NTF, Kraft und den Volumenstrom

Die Geräuschübertragungsfunktion NTF , die Anregekraft F sowie der Volumenstrom q werden in Wirklichkeit natürlich keinen konstanten Wert über die Frequenz aufweisen. Die Verläufe können aber durch Messung und/oder Simulation bestimmt werden und beispielsweise in einem Excel-File für alle Pfade zusammengefasst werden. Die Verläufe der Geräuschübertragungsfunktionen und Kräfte werden im GUI aus einem Excel-File geladen und in MATLAB® verarbeitet. Die Berechnung der quadratischen Effektivwerte erfolgt wieder gleich wie in den beiden vorangehenden Beispielen.

Eine genauere Beschreibung dieses Beispiels erfolgt in Kapitel 3.3.5.

3.1.3.4 Anwendung der TPA zur Zielwertfindung

Eine weitere Nutzungsmöglichkeit der TPA ist die Bestimmung zulässiger Schalldruckpegel pro Pfad, ausgehend von einem bekannten Gesamtpegel. Dies entspricht der reziproken Vorgehensweise der obigen Beispiele. Der Gesamtpegel p_{RMS} ist beispielsweise aus einem Benchmark bekannt, für die Aufteilung der Frequenz und die Anzahl der Pfade müssen geeignete Werte gewählt werden:

$$p_{RMS} := 70 \text{ [dB]}$$

$$f_{min} := 250 \text{ [Hz]}$$

$$f_{max} := 500 \text{ [Hz]}$$

$$ds := 5 \text{ [Hz]}$$

$$n_{Pfade} := 64 \text{ [-]}$$

f_{min} und f_{max} sind die minimale und maximale Frequenz, ds ist die Schrittweite und n_{Pfade} ist die Anzahl der betrachteten Pfade.

Für die betrachteten Teilfrequenzen ergibt sich somit folgender Schalldruckpegel:

$$p_i \text{ [Pa]} = p_{RMS} \text{ [Pa]} \cdot \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{f_{max} - f_{min}}{ds}\right) + 1}} = 0,0125 \text{ [Pa]} = \underline{\underline{55,93}} \text{ [dB]} \quad (3-13)$$

Weitere Zerlegung in die einzelnen Teilpfade ergibt:

$$p_{Pfad,i} \text{ [Pa]} = \frac{p_i \text{ [Pa]}}{\sqrt{n_{Pfade}}} = 0,00157 \text{ [Pa]} = \underline{\underline{37,87}} \text{ [dB]} \quad (3-14)$$

Dieses Ergebnis bedeutet, dass jeder Pfad bei jeder betrachteten Frequenz maximal 37,9 dB übertragen darf, um den Zielschalldruck von 70 dB zu erreichen. Es bestehen zwei Wege um diesen Zielwert technisch realisieren zu können.

1. Veränderung der Geräuschübertragungsfunktion. Beispielsweise durch elastisch gelagerten Hilfsrahmen oder Maßnahmen an der Karosserie.
2. Veränderung der Kräfte in den Anbindungsstellen. Beispielsweise durch die Kinematik und die Steifigkeit der Radaufhängung.

Abhängig vom Wert für die NTF und die Anregekraft kann ein erfahrener Ingenieur abschätzen, durch welche Maßnahmen die jeweilige NTF und Kraft, und somit letztendlich der geforderte Schalldruckpegel erreicht werden kann.

Für die Optimierung der einzelnen Pfade sind folgende Überlegungen wichtig. Der Gesamtpegel aller Pfade p_i kann sehr wirkungsvoll reduziert werden, indem man den Schalldruckpegel dominierender Pfade reduziert. In Abbildung 17 sind 58 Pfade mit einem Schalldruckpegel von jeweils 40 dB und zwei Pfade mit je 55 dB dargestellt. Aus allen 60 Pfaden ergibt sich ein p_i von 60.8 dB.

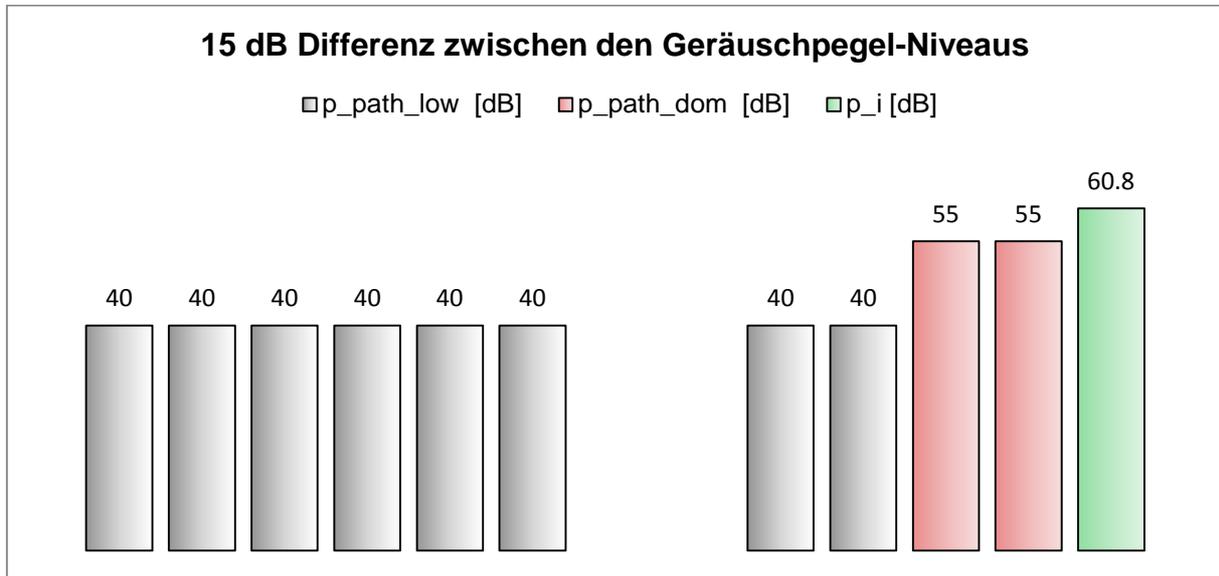


Abbildung 17: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 55 dB

Je größer die Differenz zwischen den Pegeln der dominierenden Pfade zu den Standard-Pfaden ist, desto mehr wird der Gesamtpegel durch die dominierenden Pfade bestimmt. Abbildung 18 zeigt die Auswirkung auf den Gesamtpegel durch die Reduktion der Pegel dominierender Pfade von 55 auf 50 dB. Durch diese Optimierungsmaßnahme hat sich der Gesamtpegel von 60,8 auf 58,9 dB, also um 1,9 dB reduziert.

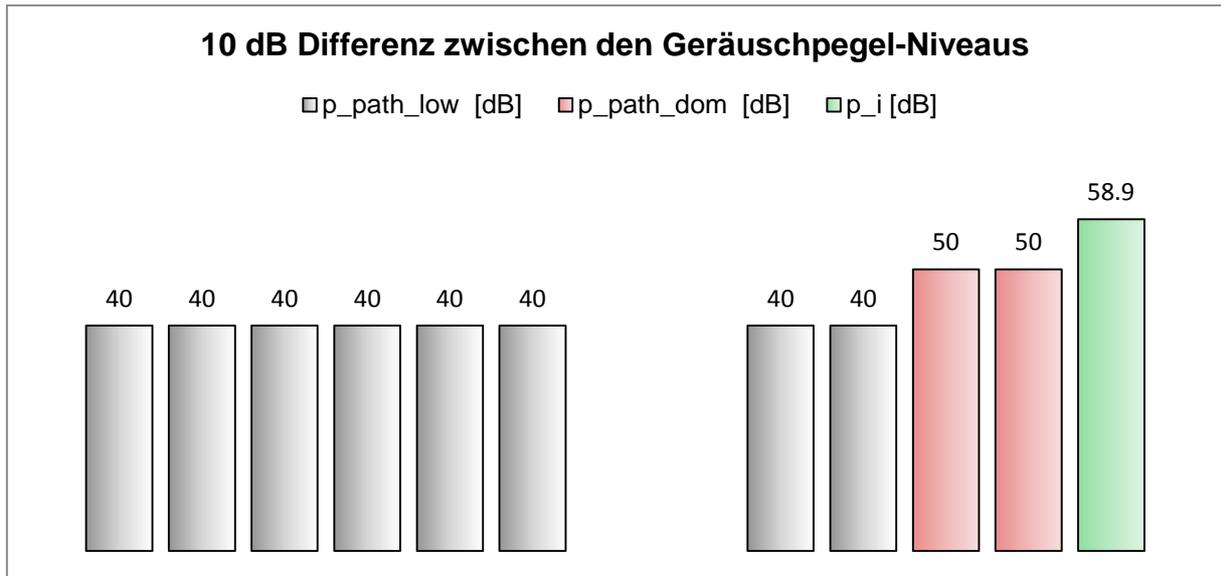


Abbildung 18: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 50 dB

Die Auswirkung einer weiteren Reduktion der dominierenden Pfade um 5 dB ist in Abbildung 19 dargestellt. Da die Differenz zwischen dem Standard-Pegelniveau und dominierenden Pegelniveau nicht mehr so groß ist wie im Optimierungsschritt zuvor, hat die Reduktion der dominierenden Pegel hier nur noch eine kleinere Verringerung des Gesamtpegels, von 58,9 auf 58,1 dB, also 0,8 dB gebracht. Man bezeichnet das als akustische Maskierung.

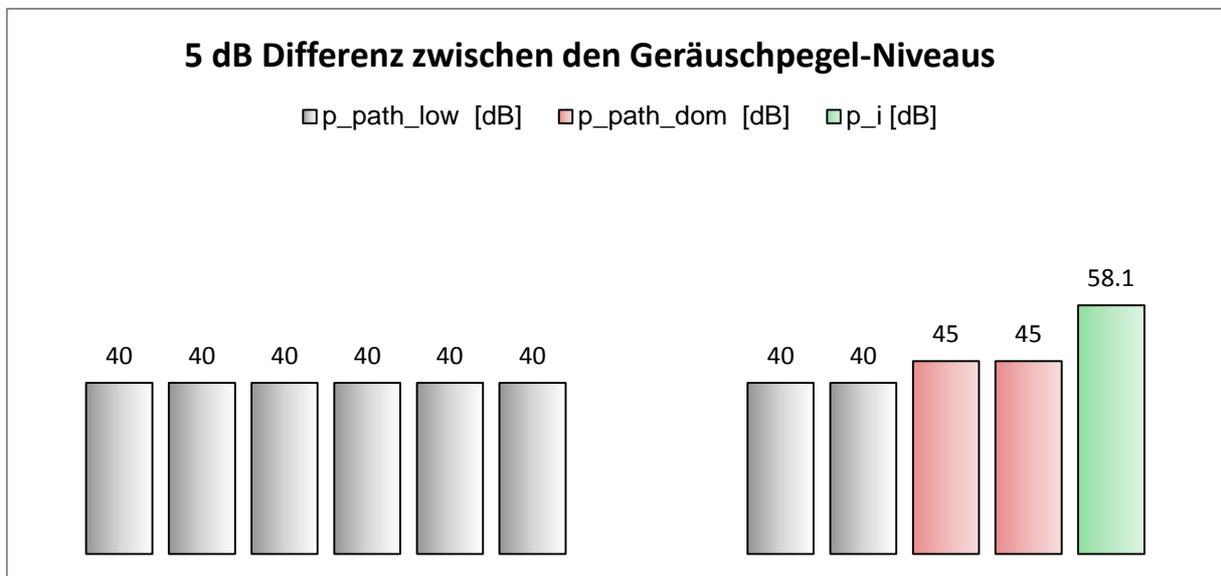


Abbildung 19: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 45 dB

Bei der Erstellung von Abbildung 20 wurde die Pegeldifferenz zwischen den Standard-Pfaden und den dominierenden Pfaden mit 10 dB festgelegt. Auf der Y-Achse ist die Erhöhung des Gesamtpegels aufgetragen, die sich ergibt wenn 1, 2, 3, 4 oder 5 dominierende Pfade zu den

Standard-Pfaden hinzukommen. Die Anzahl der Standard-Pfade ist auf der X-Achse aufgetragen.

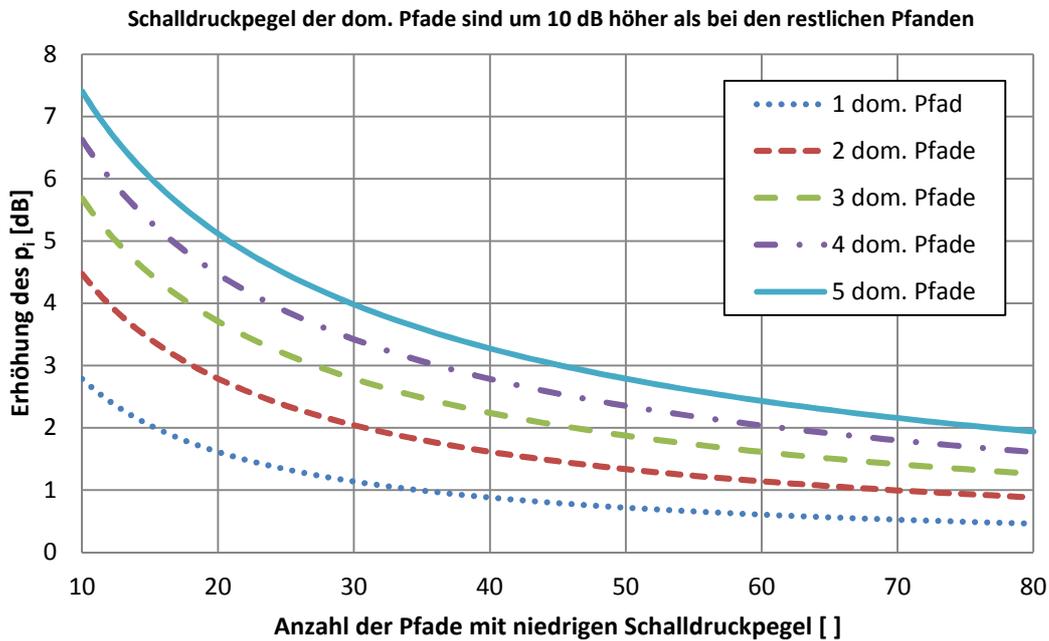


Abbildung 20: Auswirkung dominierender Pfade auf den Gesamt-Schalldruckpegel in Abhängigkeit der Anzahl an Pfaden mit geringerem Schalldruckpegel

Bei einer Anzahl an Pfaden, wie sie in typischen Radaufhängungen auftritt (z.B. 60 für Doppelquerlenkerachse), wirken sich einige Pfade mit etwas höherem Pegel nur gering auf den Gesamt-Schalldruckpegel aus (akustische Maskierung). In diesem Fall kann der Gesamtpegel nur noch durch eine Absenkung von sehr vielen Pfaden reduziert werden.

Eine Optimierung aller Pfade stellt einen sehr großen Aufwand dar. Es kann in solchen Fällen durchaus sinnvoll sein, den geringfügig höheren Schalldruckpegel zu akzeptieren und Entwicklungsaufwand an anderer Stelle zu betreiben.

3.2 Zweiter Anwendungsfall: Fahrbahnerregter Schwingungskomfort

3.2.1 Definition des Schwingkomforts, Frequenzbereich, Schwingungsquellen

Akustik und Schwingungskomfort sind eng miteinander verbunden, da es sich im Fall des Körperschalls ebenfalls um Strukturschwingungen handelt. Der einzige Unterschied ist der Frequenzbereich dieser Schwingungen.

Schwingungen im Frequenzbereich bis 100 Hz können vom Menschen taktil, also mit Hilfe des Tastsinns, wahrgenommen werden. Beschleunigungen und Relativwege des Aufbaus müssen ausreichend geringe Werte aufweisen, da sie sonst zu einem Diskomfort-Empfinden der Insassen führen. Besonders empfindlich ist der Mensch auf Anregungen zwischen 5 und 10 Hz, da wesentliche Bestandteile des menschlichen Körpers (Kopf, Gliedmaßen, Magen, ...), betrachtet als schwingungsfähiges System, hier resonantes Verhalten zeigen. In [1] Seite 87 wird beschrieben, dass die dynamische Masse des sitzenden Menschen nach dem Maximum bei ca. 6 Herz rasch abfällt. Das bedeutet, dass wesentliche „Körpermassen“ ab einer Frequenz von 10 Hz nicht mehr wirksam mitbeschleunigt werden können.

Es lässt sich somit ein Bereich von ca. 1 Hz (Aufbauschwingungen) bis 50 Hz definieren, in dem es sinnvoll ist Störungen durch Schwingungseinwirkung zu betrachten. Der erste Schritt bei der Entwicklung des Schwingkomforts ist die Festlegung von Zielwerten für die maximalen Beschleunigungen an den relevanten Stellen des Fahrzeuges. Die Festlegung dieser Ziele ist jedoch problematisch, da Ziele immer aufgrund subjektiver Empfindungen eines Fahrzeuginsassen bewertet werden. Der Zusammenhang zwischen subjektiven Empfindungen und objektiven Zielen (d.h. berechenbare und/oder messbare Werte) ist noch immer Gegenstand der Grundlagenforschung. Der objektive Vergleich von Benchmarkmessungen kann eine gute Orientierung geben.

Abbildung 21 gibt einen generellen Überblick zum Thema Fahrzeugschwingungen. Es ist zu erkennen, dass sich die Auslegung der Vertikaldynamik eines Kraftfahrzeuges nicht auf den Schwingkomfort beschränkt, sondern die Fahrdynamik/Fahrsicherheit miteinbezieht. Eine wesentliche Herausforderung bei der Schwingungsauslegung eines Fahrzeuges ist die Auflösung des Zielkonflikts dieser Disziplinen (Kapitel 3.2.3).

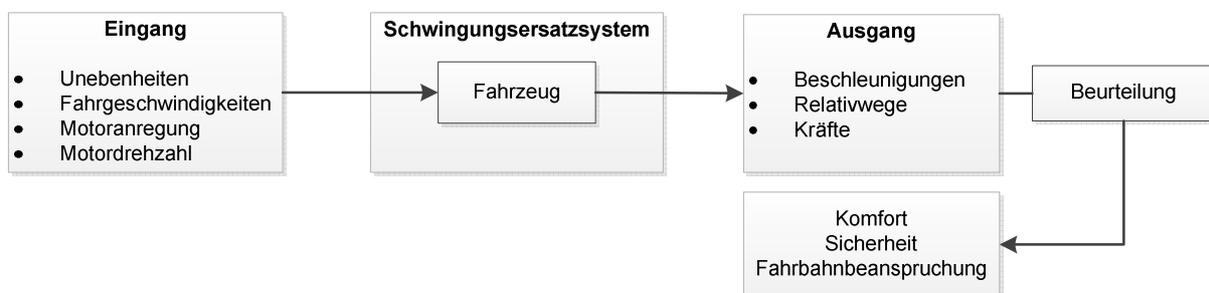


Abbildung 21: Blockschaubild Fahrzeugschwingungen [13] Seite 293.

3.2.2 Der fahrbahnerregte Schwingkomfort

Aufgrund von Fahrbahnebenenheiten kommt es beim Fahren zu einer geschwindigkeitsabhängigen Schwingungsanregung. Die Schwingungen gelangen vom Quellsystem Reifen/Fahrbahn über das Rad und Fahrwerk in die Karosserie. Diese Karosserieschwingungen regen wiederum andere schwingungsfähige Systeme, wie z.B. Sitz/Mensch oder Motor zum Schwingen an. Bei der Berechnung dieser Schwingungen muss beachtet werden, dass es aufgrund der elastischen Kopplung eine Rückwirkung zwischen den einzelnen Systemen gibt. Dies ist auch ein wesentlicher Unterschied zur in Kapitel 3.1.3 beschriebenen Methode der TPA. Im Idealfall können benachbarte Systeme so ausgelegt sein, dass es in einem bestimmten Frequenzbereich zu einer Tilgung der Schwingung kommt.

Entscheidend bei der Auslegung des Fahrzeuges hinsichtlich des Schwingkomforts ist die Vermeidung von Resonanzüberlagerungen. Ziel ist, die Eigenfrequenzen möglichst weit auseinander zu zerren. Als Beispiel hierfür wird nachfolgend der Wirkmechanismus fürs Karosseriezittern anhand des Mehrmassenmodells in Abbildung 22 erklärt. Das Viertelfahrzeug der Karosserie ist freigeschnitten dargestellt. Die Schwingungsübertragung ist das Produkt der dynamischen Nachgiebigkeit des Systems „elastische Karosserie“ und der Schnittkraft F , siehe Formel (3-15). Der Verlauf der dynamischen Nachgiebigkeit ist in Abbildung 23, jener der Schnittkraft in 24 dargestellt. Man erkennt, dass die dynamische Nachgiebigkeit im Bereich der Karosserieeigenfrequenz (34 Hz) ein ausgeprägtes Maximum aufweist. Die Schnittkraft hat ihr Maximum jedoch im Bereich der Radeigenfrequenz bei ca. 16 Hz.

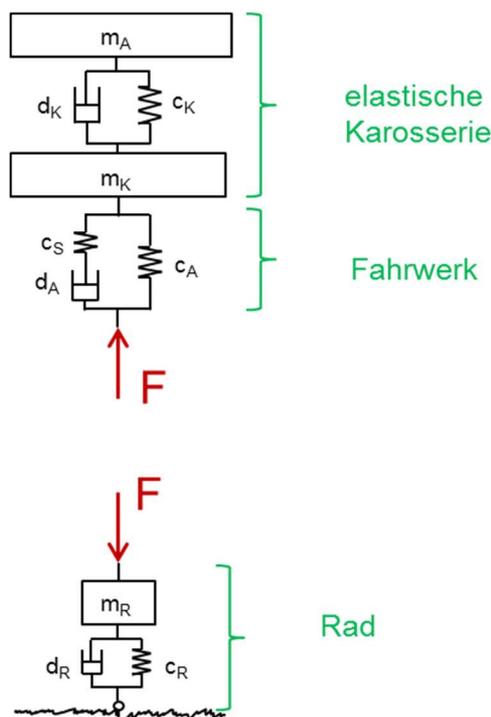


Abbildung 22: Mehrmassenmodell fürs Karosseriezittern

Die Amplitude z_K der +z-Verschiebung in Abbildung 25 ergibt sich aus folgender Formel, wobei F_A die Schnittkraft und N_{KA} die Nachgiebigkeit darstellen.

$$z_K(\omega) = F_A(\omega) \cdot N_{KA}(\omega) \quad (3-15)$$

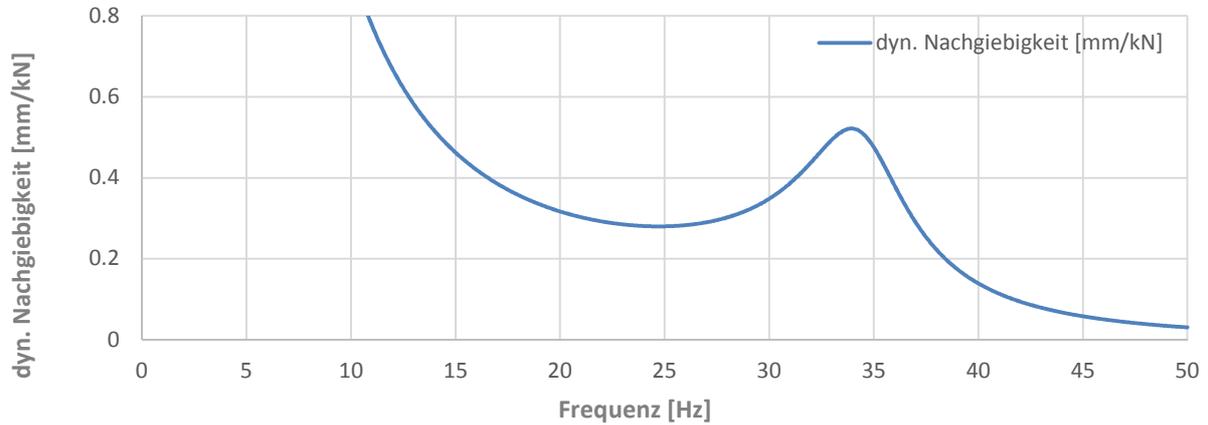


Abbildung 23: Dyn. Nachgiebigkeit des Systems "elastische Karosserie"

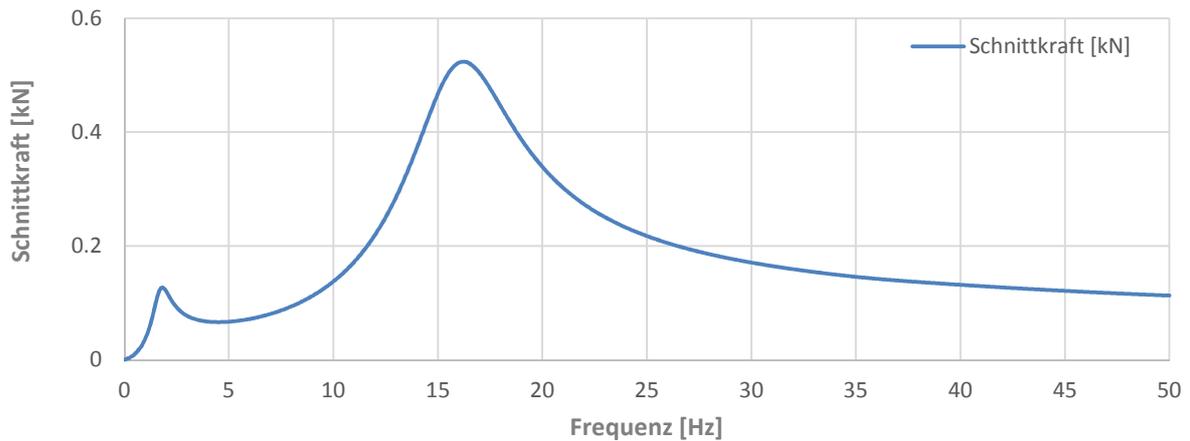


Abbildung 24: Schnittkraft zwischen den Systemen

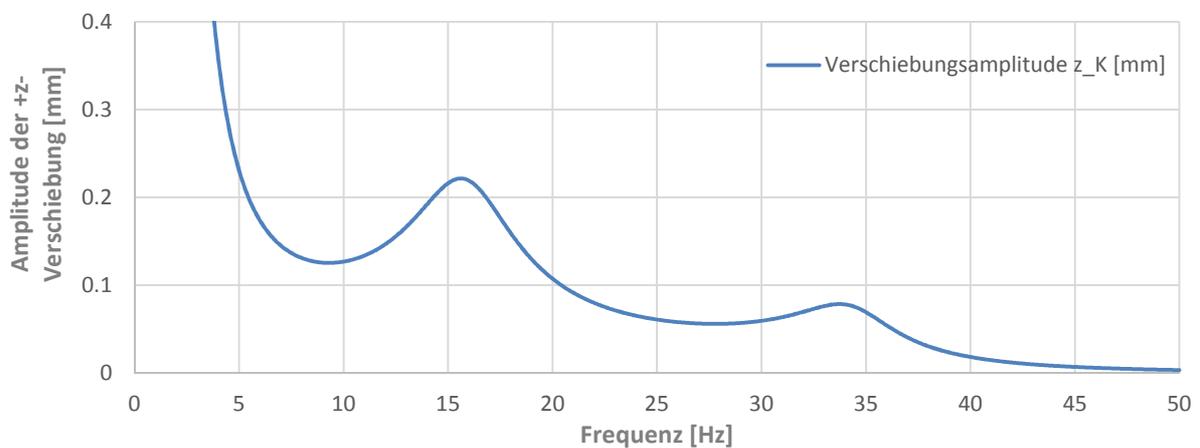


Abbildung 25: Amplitude der +z-Verschiebung der Aufbaumasse

Abbildung 25 zeigt die Amplitude der +z-Verschiebung der Aufbaumasse, also das Produkt der beiden oberen Diagramme. Man erkennt deutlich die Radeigenfrequenz und die Karosserieeigenfrequenz. Je näher die Eigenfrequenzen zusammenliegen, desto ungünstiger ist die Schwingungsübertragung. Fallen beide bei einer Frequenz zusammen, spricht man von resonanter Übertragung.

Es gibt also zwei Möglichkeiten um das Karosseriezittern gering zu halten:

- Geringe Schnittkraft $F_A(\omega)$ durch geeignete Fahrwerksabstimmung
- Geringe dynamische Karosserienachgiebigkeit $N_{KA}(\omega)$, vor allem im Bereich der Radresonanz, da dort die Schnittkraft $F_A(\omega)$ groß ist.

3.2.3 Zielkonflikte bei der Auslegung

Die wichtigsten Merkmale bei der Fahrwerksgestaltung sind in Tabelle 5 eingetragen.

Tabelle 5: Merkmale bei der Fahrwerksgestaltung [3] Seite 18

Sehr wichtig	Wichtig	Weniger wichtig
Passive u. aktive Sicherheit	Innen- und Außenabmessungen, Kofferraum	Ergonomie, Bedienkomfort
Fahrdynamik	Fahrdynamische Leistung	Aerodynamische Merkmale
Fahrsicherheit	Verbrauch	Emission
NVH	Gewicht	Antriebskonzept
Fahrkomfort	Design Kompatibilität	Antriebsleistung
	Zuverlässigkeit	Elektrik/Elektronik
	Kaufpreis, Betriebskosten	Fixkosten, Recycling
		Design, Styling

In jedem Merkmal der Beste zu sein ist nicht das Ziel bei der Fahrzeugauslegung. Abhängig von Fahrzeugklasse und geplanter Positionierung des Fahrzeuges am Markt werden in jeder Kategorie Zielwerte (z.B. durch Leistungsvergleich) definiert. Besonders schwierig ist dabei die Generierung von objektiven Zielwerten für die einzelnen Kategorien.

3.2.4 Modellierung des Schwingungsverhaltens mittels Vierpoltheorie

3.2.4.1 Modellbildung

Für die Überführung der komplexen Fahrzeugstruktur in ein einfaches und berechenbares Modell gibt es mehrere Möglichkeiten. Geht man von einer unkorrelierten Fahrbahnoberfläche aus, was die Realität sehr gut abbildet, so verwendet man in der Fahrzeugtechnik das Zweispurmodell als Ersatzsystem des realen Fahrzeuges. Die vereinfachte Betrachtung einer geradlinigen Fahrbahn und korrelierter Anregung auf beiden Seiten des Fahrzeuges führt zum sogenannten Einspurmodell. Vernachlässigt man zusätzlich noch mögliche Bewegungen um die Querachse, also Nickbewegungen, so erhält man das Viertelfahrzeugmodell als einfachstes Ersatzsystem. Da die Vierpoltheorie auf dieses Viertelfahrzeugmodell einfach angewendet werden kann, wird es näher betrachtet.

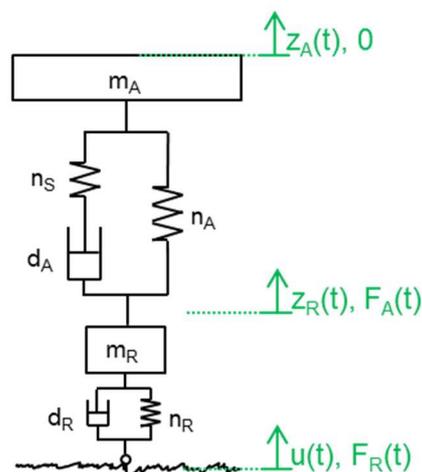


Abbildung 26: Viertelfahrzeugmodell 1: „starrer Aufbau“

In Abbildung 26 ist ein einfaches Viertelfahrzeugmodell zu sehen. Die Unebenheiten $u(f)$ der Straße regen das System zum Schwingen an. Dabei ist zu beachten, dass der Kontaktpunkt zwischen Straße und Modell nicht die realen Fahrbahnebenheiten abtastet. Wenn die Wellenlängen der Straßenebenheiten kleiner als die doppelte Latschlänge sind, absorbiert der Reifen diese Unebenheiten. Das Rad wird somit nicht zum Schwingen angeregt [24]. Beim hier betrachteten einfachen Modell wird dieser Effekt allerdings nicht berücksichtigt. Folgendes Beispiel begründet, warum diese vereinfachte Betrachtung zulässig ist.

Beispiel: Fahrt mit konstant 50 km/h (≈ 14 m/s) auf einer asphaltierten Bundesstraße:

Wie oben beschrieben ist für den Schwingungskomfort ein Frequenzbereich bis maximal 50 Hz relevant. Da die Absorption des Reifens nur bei hochfrequenten Anregungen auftritt, sind diese 50 Hz am ungünstigsten und werden somit für folgende Berechnung verwendet. Nimmt man an, dass die Fahrbahn einen sinusförmigen Verlauf hat, so lässt sich über die Geschwindigkeit v und Frequenz f auf die Wellenlänge zurückrechnen.

$$L = \frac{2\pi \cdot v}{\omega} = \frac{v}{f} = \frac{14}{50} = 0,28 \text{ [m]} \quad (3-16)$$

Für stochastische Unebenheiten ist es nach [13] Seite 345 möglich, den Teileffektivwert der Unebenheit in einem bestimmten Wellenlängenbereich ΔL in eine einzelne harmonische Funktion mit der Amplitude b_{abs} für die mittlere Wellenlänge \bar{L} umzurechnen. Ändert man den Bereich der Wellenlänge $\bar{L} \pm \Delta L$ proportional zur mittleren Wellenlänge \bar{L} , so erhält man eine konstante relative Bandbreite. Bei einem Verhältnis von $\Delta L/\bar{L} = 0,23$ spricht man in der Akustik von einer Terz. In Abbildung 27 sind die Werte der Amplituden als Funktion der Frequenz eingezeichnet. Für die Berechnung wurde eine gute Fahrbahnqualität angenommen (Welligkeit $w=2$, Bezugs-Wegkreisfrequenz $\Omega_r=1[\text{m}^{-1}]$). Bei 50 Hz beträgt die Amplitude nur etwa 0,4 mm. Aufgrund der viel größeren Wellenlänge der Fahrbahnunebenheiten als deren Amplitude ist es zulässig, für vereinfachte Betrachtungen die Latschfilterung zu vernachlässigen.

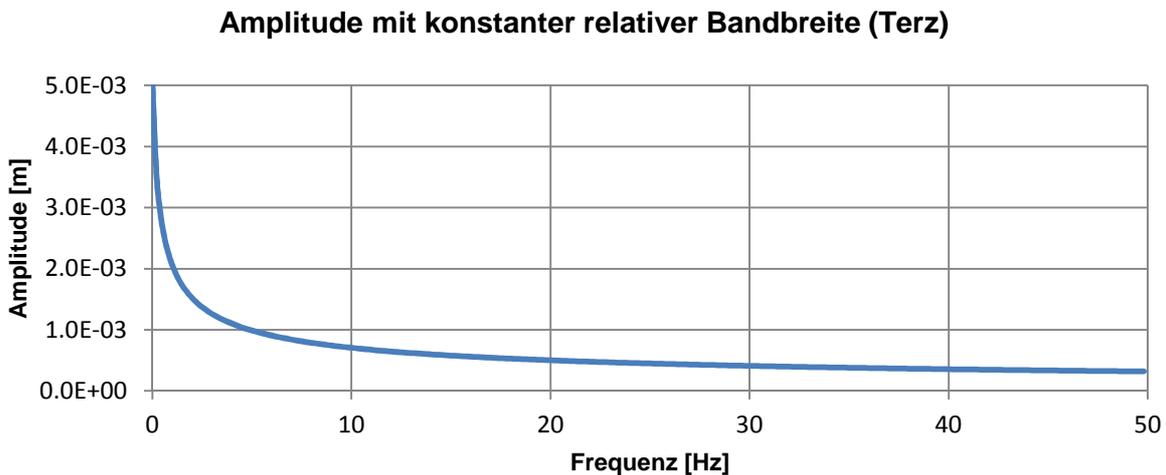


Abbildung 27: Amplitude der Straßenunebenheiten

Neben dem oben beschriebenen Modell, bestehend aus den Systemen Rad, Fahrwerk und Aufbau, können viele weitere Viertelfahrzeugmodelle gebildet werden, in welche weitere Systeme integriert werden können. Ein entscheidendes Kriterium für die Modellbildung ist die Feststellung der Gültigkeit der getroffenen Annahmen. Das Erstellen, Berechnen und Validieren sehr vieler unterschiedlicher Modelle wäre sehr zeitaufwendig und würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Aus diesem Grund werden hier nur fünf mögliche Modelle betrachtet. Die Validierung wurde mittels Messergebnissen, die bei Magna Steyr vorliegen, durchgeführt.

Alle Modelle haben einen Punktkontakt zur Fahrbahn (siehe oben). Dieser Punkt tastet die Fahrbahnunebenheiten ab. In der Literatur verwendet man daher häufig den Begriff der Einpunktanregung. Der Reifen wird über ein parallel geschaltetes Feder-Dämpfer-System nachgebildet. Darauf folgt die als starre Punktmasse angenommene Masse des Rades. Das Fahrwerk wird als masselos betrachtet und besteht aus der Aufbaufeder, dem Aufbaudämpfer

und der elastischen Lagerung des Aufbaudämpfers. Ab der Schnittstelle zwischen Fahrwerk und Aufbau unterscheiden sich die fünf Modelle folgendermaßen:

3.2.4.1.1 Modell 1: „starrer Aufbau“

Dieses Modell ist in Abbildung 26 zu sehen. Nach der Schnittstelle Fahrwerk/Aufbau folgt nur noch der als starre Punktmasse angenommene Aufbau. Es wird jedoch nicht die gesamte Aufbaumasse eingesetzt, sondern nur die auf das betrachtete System wirkende Masse. Vereinfacht betrachtet ist das ein Viertel der gesamten Aufbaumasse.

3.2.4.1.2 Modell 2: „elastische Karosserie“

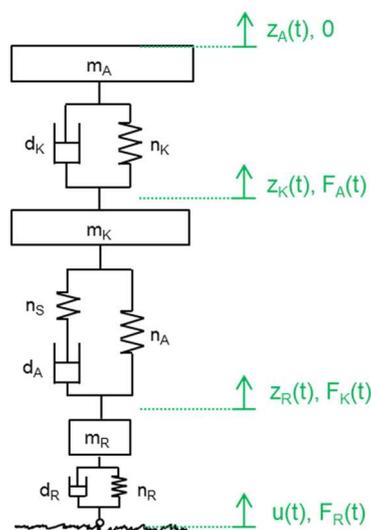


Abbildung 28: Viertelfahrzeugmodell 2: „elastische Karosserie“

Von der oben beschriebenen anteiligen Aufbaumasse wird ein Teil abgezogen und als eigene Punktmasse betrachtet, siehe Abbildung 28. Um die beiden Massen zu unterscheiden, wird die aus der Aufbaumasse gebildete Masse Karosseriemasse m_K genannt. Die um die Karosseriemasse reduzierte anteilige Aufbaumasse ist die neue Aufbaumasse m_A für dieses Modell. Die Nachgiebigkeit der Karosserie wird dadurch modelliert, dass zwischen Karosseriemasse und Aufbaumasse ein Feder-Dämpfer-System parallel geschaltet wird.

3.2.4.1.3 Modell 3: „starrer Aufbau, Sitz/Mensch“

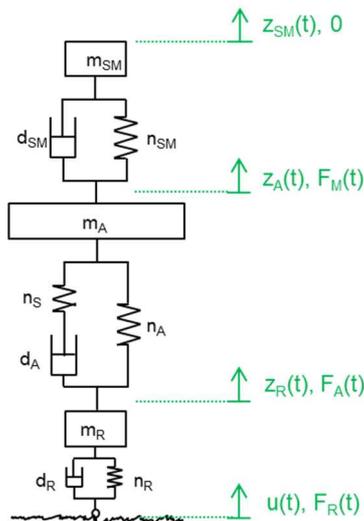


Abbildung 29: Viertelfahrzeugmodell 3: „starrer Aufbau, Sitz/Mensch“

Hier werden ein Sitz und ein darauf sitzender Mensch zusammen als ein schwingungsfähiges System betrachtet und über Feder und Dämpfer mit dem Aufbau verbunden, Abbildung 29. Besonders herausfordernd ist, die wirksame Masse des sitzenden Menschen richtig zu erfassen. In [1] Seite 88 wird die anteilige Masse des sitzenden Menschen mit 30 kg angegeben, der Sitz wird als masselos betrachtet. Durch den Mensch kommt eine zusätzliche Masse ins System, die Aufbaumasse wird nicht reduziert. Eine sehr detaillierte Betrachtung des Systems Sitz/Mensch wurde in [25] durchgeführt. Für genauere Betrachtungen sind die dort beschriebenen Modelle hilfreich.

3.2.4.1.4 Modell 4: „starrer Aufbau, Motor“

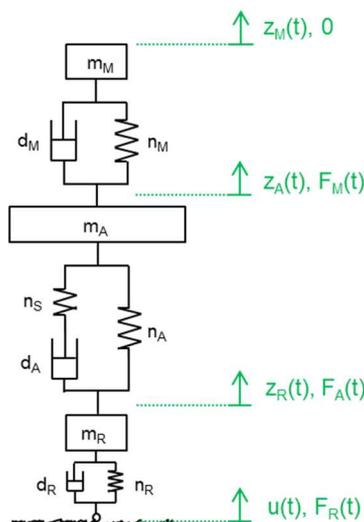


Abbildung 30: Viertelfahrzeugmodell 4: „starrer Aufbau, Motor“

Der Motor wird durch ein Feder-Dämpfer-System elastisch mit dem starren Aufbau verbunden, Abbildung 30. Es wird angenommen, dass das Gewicht des Motors hauptsächlich von den Vorderrädern aufgenommen wird. Für das Viertelmodell wird die halbe Motormasse als wirksame Masse für den Motor verwendet, wenn man eines der beiden Vorderräder modelliert. Wenn man ein Hinterrad modelliert, entfällt die Betrachtung des Motors. Um die für diesen Fall wirksame Aufbaumasse zu erhalten, wird von der in Modell 1 beschriebenen anteiligen Aufbaumasse die wirksame Motormasse abgezogen.

3.2.4.1.5 Modell 5: „elastische Karosserie, Motor“

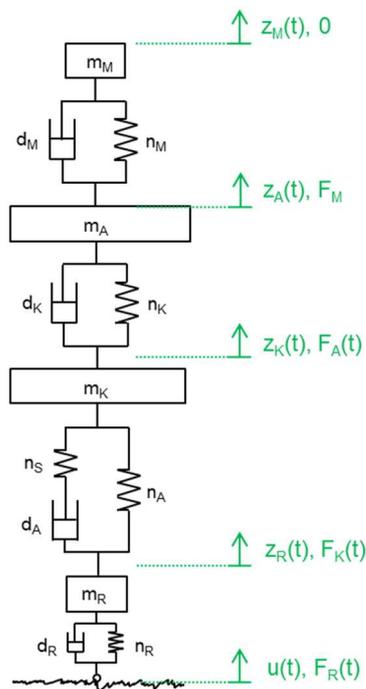


Abbildung 31: Viertelfahrzeugmodell 5: „elastische Karosserie, Motor“

Modell 5, Abbildung 31 ist eine Kombination aus Modell 2 und Modell 4. Der Motor ist elastisch mit dem Aufbau verbunden. Die Aufteilung in Karosseriemasse und Aufbaumasse erfolgt, um die Elastizität der Karosserie zu berücksichtigen. Wichtig ist, dass hier von der Aufbaumasse des Modells 1 zuerst die Motormasse und dann die Karosseriemasse abgezogen werden müssen.

3.2.4.2 Beschreibung der Vierpoltheorie

Mit Hilfe der mechanischen Vierpoltheorie können lineare Systeme mit konstanten Parametern im Frequenzbereich untersucht werden [26]. Untersuchung im Frequenzbereich bedeutet, dass nur eingeschwungene Systeme betrachtet werden können. Weitere Voraussetzungen für die Anwendbarkeit der Vierpoltheorie sind die entkoppelten Übertragungen in die drei Raumrichtungen, keine Momentenübertragung in den Lagern und ein vernachlässigbarer Einfluss von Temperaturschwankungen [27].

Mit Hilfe der Vierpoltheorie ist es möglich, das gesamte Schwingungssystem in mehrere Subsysteme zu unterteilen. Jedes Subsystem kann als „Blackbox“ mit zwei Eingangsgrößen und zwei Ausgangsgrößen betrachtet werden (Abbildung 32).

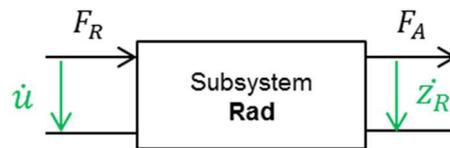


Abbildung 32: „Blackbox“ fürs Subsystem Rad

Durch Kettenschaltung dieser Subsysteme entsteht das Gesamtsystem. In Abbildung 33 ist das Gesamtsystem für das oben beschriebene Modell 1 zu sehen.

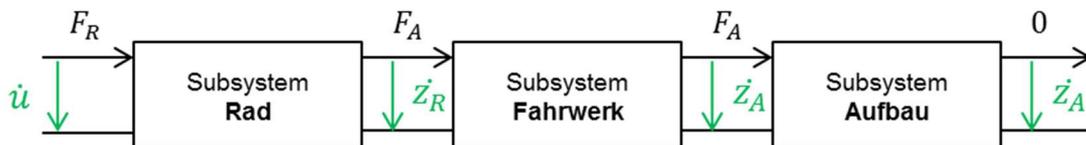


Abbildung 33: Schaltung der Subsysteme zu einem Gesamtsystem

Mathematisch betrachtet handelt es sich bei den „Blackboxes“ um 2x2 Matrizen. Es gibt mehrere Möglichkeiten, diese Matrizen darzustellen. Die drei wichtigsten sind:

- Impedanzmatrix $\underline{\underline{Z}}$
- Admittanzmatrix $\underline{\underline{Y}}$
- Transfermatrix $\underline{\underline{T}}$

Die große Stärke der Vierpoltheorie ist, dass diese Matrizen sowohl messtechnisch als auch rechnerisch bestimmt und problemlos gekoppelt werden können. Große Systeme können durch diese hybride Modellbildung effektiv untersucht werden, in dem Teile des Übertragungsweges messtechnisch oder mittels FEM erfasst werden und nur Bereiche von speziellem Interesse rechnerisch berücksichtigt werden [26]. In dieser Arbeit werden allerdings nur die Grundlagen angewandt.

Zwischen der Impedanzmatrix $\underline{\underline{Z}}$ und der Transfermatrix $\underline{\underline{T}}$ gilt folgender Zusammenhang [28]:

$$\underline{\underline{T}} = \frac{1}{z_{21}} \begin{bmatrix} Z_{22} & 1 \\ \det(\underline{\underline{Z}}) & Z_{11} \end{bmatrix} \quad (3-17)$$

Die Admittanzmatrix $\underline{\underline{Y}}$ wird verwendet, wenn die Terme der Transfermatrix $\underline{\underline{T}}$ aus der FEM berechnet werden. Die Admittanzmatrix $\underline{\underline{Y}}$ wird auf Seite 63 genauer erklärt.

Durch Messung am Eingang und Ausgang jedes Subsystems (bzw. mehrere Subsysteme als ein System betrachtet) oder mittels FEM können die Koeffizienten der Impedanzmatrix nach den in Tabelle 6 angegebenen Formeln bestimmt werden.

Tabelle 6: Koeffizienten der Impedanzmatrix

$Z_{11} = + \left. \frac{F_1}{\dot{z}_1} \right _{\dot{z}_2=0}$	Eingangsimpedanz	
$Z_{12} = + \left. \frac{F_1}{\dot{z}_2} \right _{\dot{z}_1=0}$	Transferimpedanz rückwärts	
$Z_{21} = - \left. \frac{F_2}{\dot{z}_1} \right _{\dot{z}_2=0}$	Transferimpedanz vorwärts	
$Z_{22} = - \left. \frac{F_2}{\dot{z}_2} \right _{\dot{z}_1=0}$	Ausgangsimpedanz	

Alternativ ist es, wie bereits einleitend erwähnt, möglich, die physikalischen Eigenschaften des Subsystems nachzubauen (White-Box). Unter Verwendung der elektromechanischen Analogie kann die mechanische Impedanz oder Mobilität des Ersatzmodelles bestimmt werden. Dieser Zusammenhang ermöglicht die Berechnung der Transfermatrix ohne Messungen oder FE-Analyse. Diese Vorgehensweise wird im folgenden Abschnitt anhand der wichtigsten Bauteile (Feder, Dämpfer und Punktmasse) dargestellt.

Zuerst erfolgt die Festlegung analoger Größen. Bezieht man zur elektromechanischen auch die elektroakustische Analogie ein, kommt man auf folgende Zusammenhänge (Tabelle 7):

Tabelle 7: Analoge Größen [29]

	Potentialgröße:	Flussgröße:
elektrisch:	Spannung U [V]	Strom I [A]
mechanisch:	Geschwindigkeit \dot{z} [m/s]	Kraft F [N]
akustisch:	Schalldruck p [Pa]	Schallfluss Q [m ³ /s]

Die Impedanz Z ist das Verhältnis aus Potentialgröße PO zu Flussgröße FL

$$Z = \frac{PO}{FL} \tag{3-18}$$

Punktmasse m :

Verwendung des Ansatzes für harmonische Schwingungen $\dot{z} = \dot{z}_0 \cdot e^{j\omega t}$ und Einführung des Parameters $s=j\omega$ ergibt für die elektrische Impedanz der Punktmasse:

$$Z_{el} = \frac{1}{Z_{mech}} = \frac{\dot{z}}{F} = \frac{\dot{z}}{m \cdot \frac{dz}{dt}} = \frac{\dot{z}_0 \cdot e^{j\omega t}}{m \cdot j\omega \cdot \dot{z}_0 \cdot e^{j\omega t}} = \frac{1}{m \cdot j\omega} = \frac{1}{m \cdot s} \quad (3-19)$$

Das elektrische Ersatzschaltbild für eine Punktmasse ist der Kondensator (Abbildung 34).

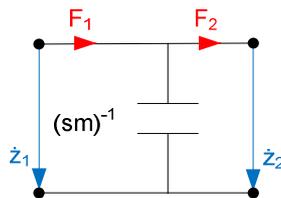


Abbildung 34: Elektrische Ersatzschaltung der Punktmasse

Lineare Feder:

In der Akustik wird oft die Nachgiebigkeit n der Feder für die Berechnung verwendet. Sie entspricht dem Kehrwert der Federsteifigkeit k .

$$Z_{el} = \frac{1}{Z_{mech}} = \frac{\dot{z}}{F} = \frac{\dot{z}}{\frac{1}{n} \cdot z} = \frac{\dot{z}}{\frac{1}{n} \int \dot{z} \cdot dt} = \frac{\dot{z}_0 \cdot e^{j\omega t}}{\frac{1}{n} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot \dot{z}_0 \cdot e^{j\omega t}} = n \cdot j\omega = n \cdot s \quad (3-20)$$

Das elektrische Ersatzschaltbild der linearen Feder ist die Spule (Abbildung 35)

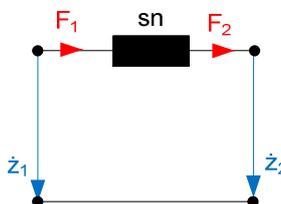


Abbildung 35: Elektrische Ersatzschaltung der linearen Feder

Linearer Dämpfer:

Der Dämpfer hat die zur Auslenkungsgeschwindigkeit proportionale Dämpfungskonstante d

$$Z_{el} = \frac{1}{Z_{mech}} = \frac{\dot{z}}{F} = \frac{\dot{z}}{d \cdot \dot{z}} = \frac{1}{d} \quad (3-21)$$

Das elektrische Ersatzschaltbild des linearen Dämpfers ist der Widerstand

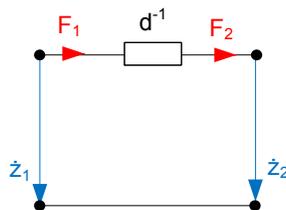


Abbildung 36: Elektrisches Ersatzschaltbild des linearen Dämpfers

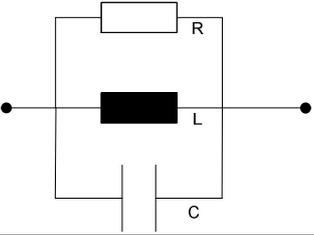
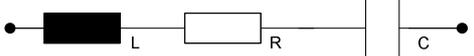
Mit der Impedanz Z beziehungsweise der Mobilität $Y (=Z^{-1})$ können die Transfermatrizen der einzelnen Subsysteme aufgebaut werden. Dazu benötigt man die Tabelle 8 in aufgelisteten Zusammenhänge.

Tabelle 8: Matrizen elementarer Vierpole [1] Seite 18

Vierpole	\underline{T}	$\underline{Y} = \underline{Z}^{-1}$
	$\begin{bmatrix} 1 & Y \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} Z & Z \\ Z & Z \end{bmatrix}$
	$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z & 1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} Y & Y \\ Y & Y \end{bmatrix}$

Die Parallel- und Serienschaltung von Impedanzen ist in [30] beschrieben. Bei der Verwendung dieser Arbeit ist darauf zu achten, dass die elektrische Impedanz der mechanischen Mobilität entspricht. Um keine Verwirrung zu schaffen wird in dieser Arbeit immer von der mechanischen Impedanz bzw. Mobilität gesprochen.

Tabelle 9: Parallel- und Serienschaltung von Impedanzen

	mechanisch	elektrisch
	$\frac{1}{Z_{ges}} = \frac{1}{Z_R} + \frac{1}{Z_C} + \frac{1}{Z_L}$	$Z_{ges} = \frac{1}{\frac{1}{Z_R} + \frac{1}{Z_C} + \frac{1}{Z_L}}$
	$\frac{1}{Z_{ges}} = Z_R + Z_C + Z_L$	$Z_{ges} = Z_R + Z_C + Z_L$

3.2.4.3 Auflösen des Gleichungssystems

Mit der Vierpoltheorie können also, wie oben beschrieben, Gleichungssysteme aufgestellt werden. Prinzipiell bestehen diese Gleichungssysteme aus 4 unbekanntem Größen und lediglich zwei Gleichungen. Um dieses unterbestimmte System trotzdem berechnen zu können, muss das gesamte System, also alle Subsysteme in Serie geschaltet eine bestimmte Form annehmen.

Die Kraft am Ausgang des letzten Subsystems muss Null sein!

Ist diese Forderung erfüllt, so liegt ein Gleichungssystem mit 3 Unbekannten und 2 Gleichungen vor. Nun ist es möglich die unbekanntem Größen als Verhältnis zueinander zu lösen.

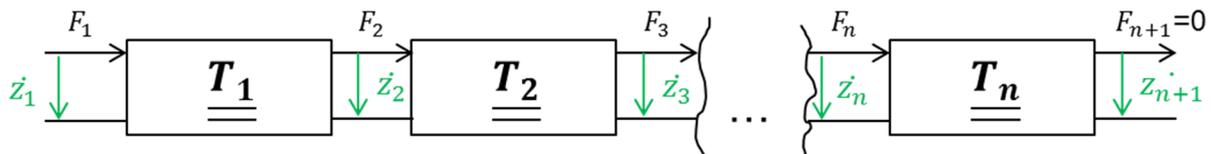


Abbildung 37: Kettenschaltung von Vierpolen

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \underline{\underline{T_{ges}}} \cdot \begin{bmatrix} z_{n+1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \underline{\underline{T_{ges}}} = \underline{\underline{T_1}} \cdot \underline{\underline{T_2}} \cdot \dots \cdot \underline{\underline{T_n}} \quad (3-22)$$

Betrachtet man nicht das Gesamtsystem, sondern jedes Subsystem getrennt, erhält man, bei Einhaltung der oben angeführten Forderung, einen Satz $(2 \cdot n + 1)$ Unbekannter und $2 \cdot n$ Gleichungen. Es ist also möglich, das Verhältnis aus Kraft und/oder Geschwindigkeit an allen Schnittstellen der Subsysteme zu berechnen.

Es empfiehlt sich jedoch, auf die Geschwindigkeit am Eintritt zu beziehen, da dies die Anregung fürs Gesamtsystem ist. Ein wichtiger Spezialfall ist das Verhältnis von

Geschwindigkeit am Austritt zu jener am Eintritt. Dieses Verhältnis wird als Amplitudengang oder Vergrößerungsfunktion V bezeichnet.

3.2.4.4 Anwendung der Vierpoltheorie zur Abschätzung des Schwingungsverhaltens

In diesem Kapitel wird die in den Kapiteln 3.2.4.2 und 0 erarbeitete Theorie auf die in Kapitel 3.2.4.1 beschriebenen Modelle angewandt.

Für die Berechnung wurden folgende Modellparameter verwendet:

Tabelle 10: Parameterwerte für Kapitel 3.2.4.4

Parameter	Wert	Einheit	Parameter	Wert	Einheit
n_R	1/385000	[m/N]	n_K	5,7e-7	[m/N]
d_R	200	[Ns/m]	d_K	1000	[Ns/m]
m_R	53	[kg]	n_{SM}	1/19800	[m/N]
n_A	1/37000	[m/N]	D_{SM}	0,25	[-]
D_A	0,3	[-]	m_{SM}	56	[kg]
n_{St}	3,4e-6	[m/N]	n_M	1/120000	[m/N]
m_A	350	[kg]	D_M	0,05	[-]
			m_M	60	[kg]

Zusätzlich können weitere Parameter, aus den oben explizit angegebenen, berechnet werden:

$$m_K = \frac{1}{8} m_A \cong 44 \text{ [kg]} \quad (3-23)$$

$$d_A = 2 \cdot D_A \cdot \sqrt{\frac{m_A}{n_A}} \cong 2160 \text{ [Ns/m]} \quad (3-24)$$

$$d_{SM} = 2 \cdot D_{SM} \cdot \sqrt{\frac{m_{SM}}{n_{SM}}} \cong 526 \text{ [Ns/m]} \quad (3-25)$$

$$d_M = 2 \cdot D_M \cdot \sqrt{\frac{m_M}{n_M}} \cong 268 \text{ [Ns/m]} \quad (3-26)$$

3.2.4.4.1 Modell 1: „starrer Aufbau“

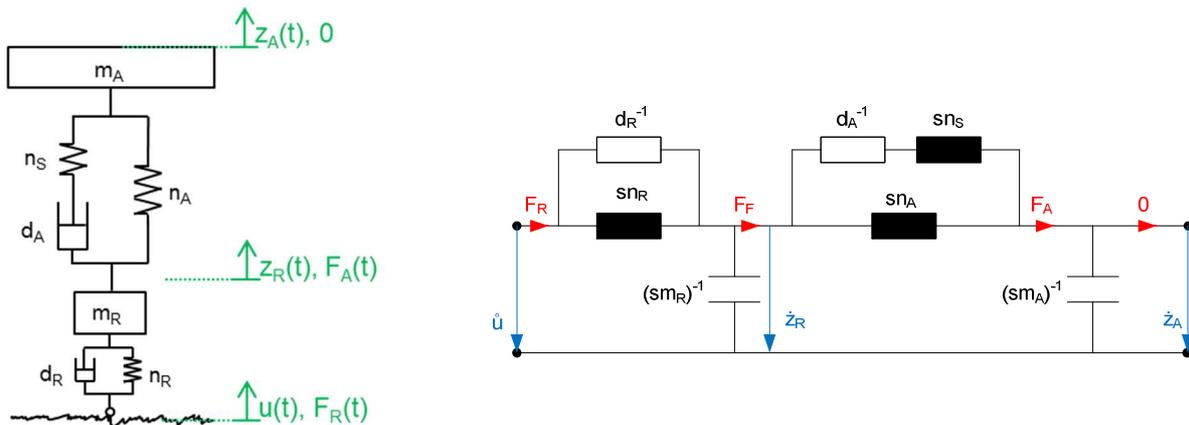


Abbildung 38: Schwingungersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 1

In Abbildung 39 sind die Vergrößerungsfunktionen für den Aufbau und das Rad aufgetragen. Eine Vergrößerungsfunktion beschreibt die Amplitude $z_A(\omega)$ in m, beziehungsweise $z_R(\omega)$ in m, bezogen auf die Amplitude der Straßenanregung $u(\omega)$ in m.

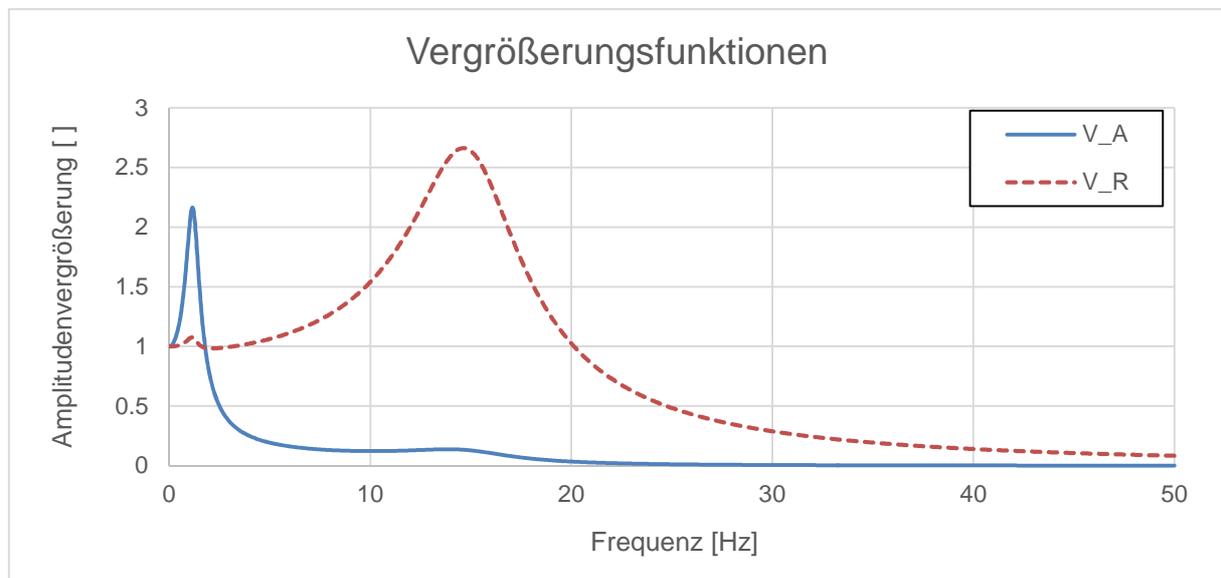


Abbildung 39: Vergrößerungsfunktionen von Modell 1

Im Diagramm sind die beiden Eigenfrequenzen des „2 DOF-Schwingers“ (degrees of freedom) als ausgeprägte Maxima zu erkennen. Die Eigenfrequenz des Aufbaus befindet sich bei etwa 1,6 Hz, jene des Rades bei etwas weniger als 15 Hz. Die Auswirkung der Radeigenfrequenz auf die Aufbaueigenfrequenz ist deutlich zu sehen. Die Annäherung an die Nulllinie erfolgt erst bei rund 20 Hz.

Ein wesentliches Komfortkriterium stellt die Aufbaubeschleunigung in positive z-Richtung dar. Diese ist Abbildung 40 zu entnehmen. Ein wesentlicher Unterschied zum Diagramm der Vergrößerungsfunktionen ist, dass hier nicht mehr auf die Amplitude der Straßenanregung

normiert wird. Diese wurde bis jetzt immer als unbekannte Größe verstanden. Wie in Kapitel 3.2.4.1 bereits beschrieben wurde, kann man sie aus der spektralen Dichtefunktion für konstante Fahrgeschwindigkeiten berechnen. Die spektralen Dichtefunktionen liegen für Fahrbahnen unterschiedlicher Qualität vor. Gewählt wurde Road Class B, was einer Straße mit einem Unebenheitsmaß ϕ_0 von $3,5 \text{ cm}^3$ entspricht.

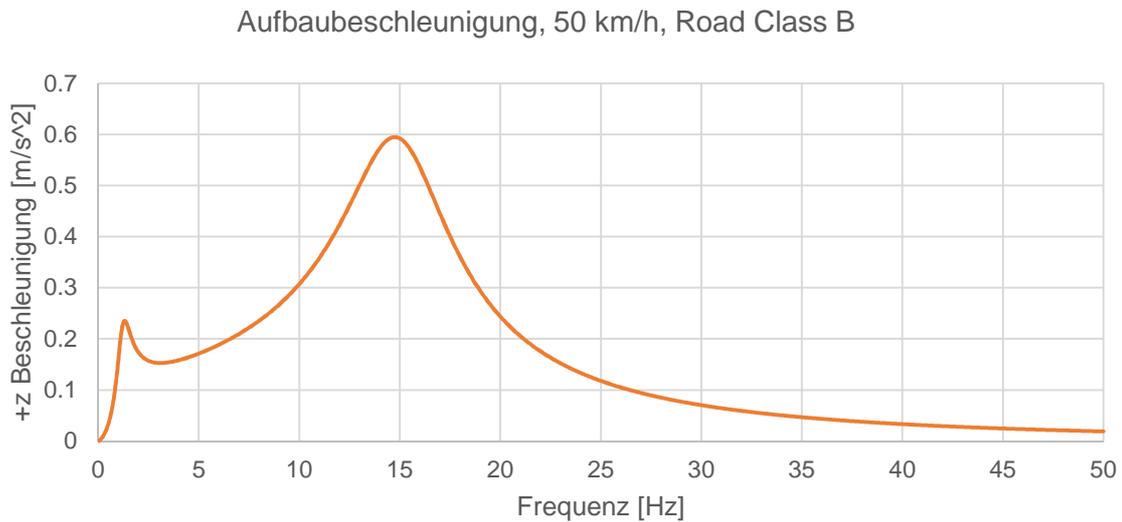


Abbildung 40: +z Beschleunigungen von Modell 1

Die beiden Maxima im Verlauf der Aufbaubeschleunigung stellen, wie bei den Vergrößerungsfunktionen, die Aufbau- und Radeigenfrequenz dar. Für die gewählten Parameter ist die Aufbaubeschleunigung nicht im Bereich ihrer Eigenfrequenz, sondern bei Radeigenfrequenz am größten. Daraus lässt sich der Einfluss der Rad- und Fahrwerksauslegung auf den Fahrkomfort ableiten.

Um auch die Fahrsicherheit abschätzen zu können, wird in Abbildung 41 als letztes Ergebnis die Amplitude der Radlastschwankung als Funktion der Frequenz aufgetragen. Die Radlastschwankung stellt ein Kriterium zur Bewertung der Fahrsicherheit dar, da sich mit zunehmender Radlastschwankung die Kontaktkraft zwischen Reifen und Fahrbahn reduziert und somit auch die übertragbare Querkraft geringer wird.



Abbildung 41: Radlastschwankung von Modell 1

Um die Radlastschwankung besser einschätzen zu können sei erwähnt, dass die statische Reifenaufstandskraft für die gewählten Parameter etwa 4000 N beträgt. Daraus kann die relative Radlastschwankung berechnet werden. Der Maximalwert der relativen Radlastschwankung beträgt für diesen Fall 0,14. In [1] Seite 77 und [13] Seite 380 sind typische Werte für die relativen Radlastschwankungen beschrieben. Der hier berechnete Wert stimmt gut mit diesen überein. Bei der Durchführung von Parametervariationen kann die relative Radlastschwankung als Kontrollwert eingesetzt werden.

3.2.4.4.2 Modell 2: „elastische Karosserie“

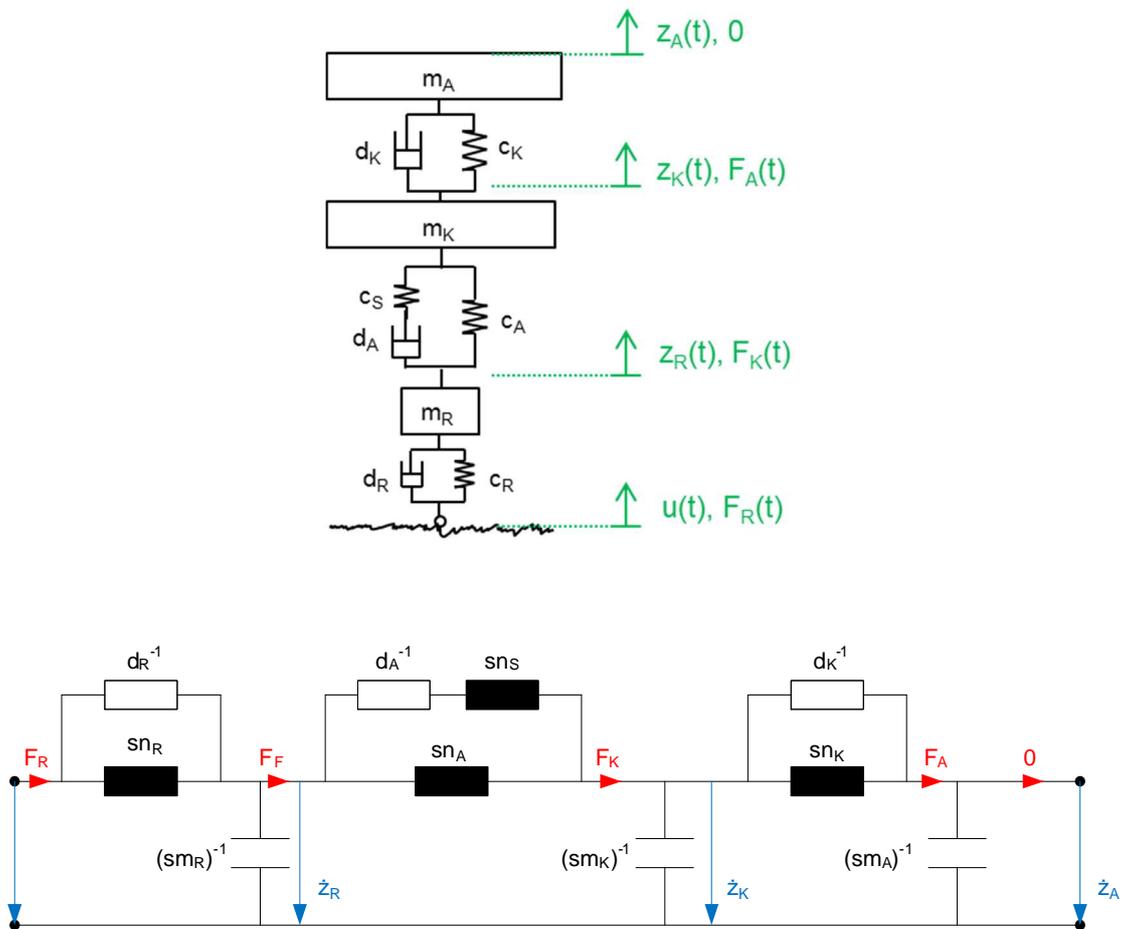


Abbildung 42: Schwingungersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 2

Wie bei Modell 1 sind auch in diesem Modell Aufbau- und Radeigenfrequenz, in Abbildung 43, zu erkennen. Zusätzlich zeigt sich in der Vergrößerungsfunktion der Karosserie ein schwach ausgeprägter „Peak“ bei etwa 35 Hz. Dieser „Peak“ stellt die erste globale Eigenfrequenz der (elastischen) Karosserie dar.

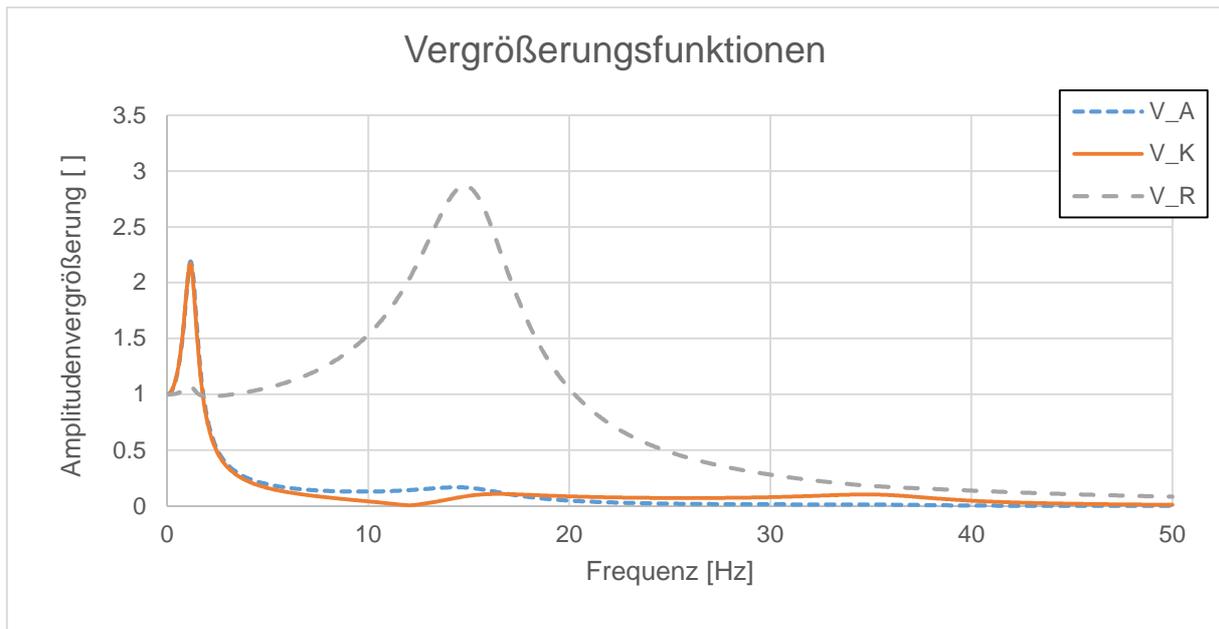


Abbildung 43: Vergrößerungsfunktionen von Modell 2

Im Beschleunungsverlauf in Abbildung 44 zeigt sich der Einfluss der ersten globalen Karosserieeigenfrequenz deutlicher. Zusätzlich zur Aufbaubeschleunigung ist hier die Beschleunigung der „Karosseriemasse“ aufgetragen. Bei 12 Hz steht die „Karosseriemasse“ still, während die beiden angeschlossenen Massen Rad und Aufbau schwingen. In [31] wird dieses Phänomen als Antiresonanz bezeichnet. Die Kräfte, die von Rad-Seite und Aufbau-Seite auf die Karosserie wirken, heben sich genau auf.

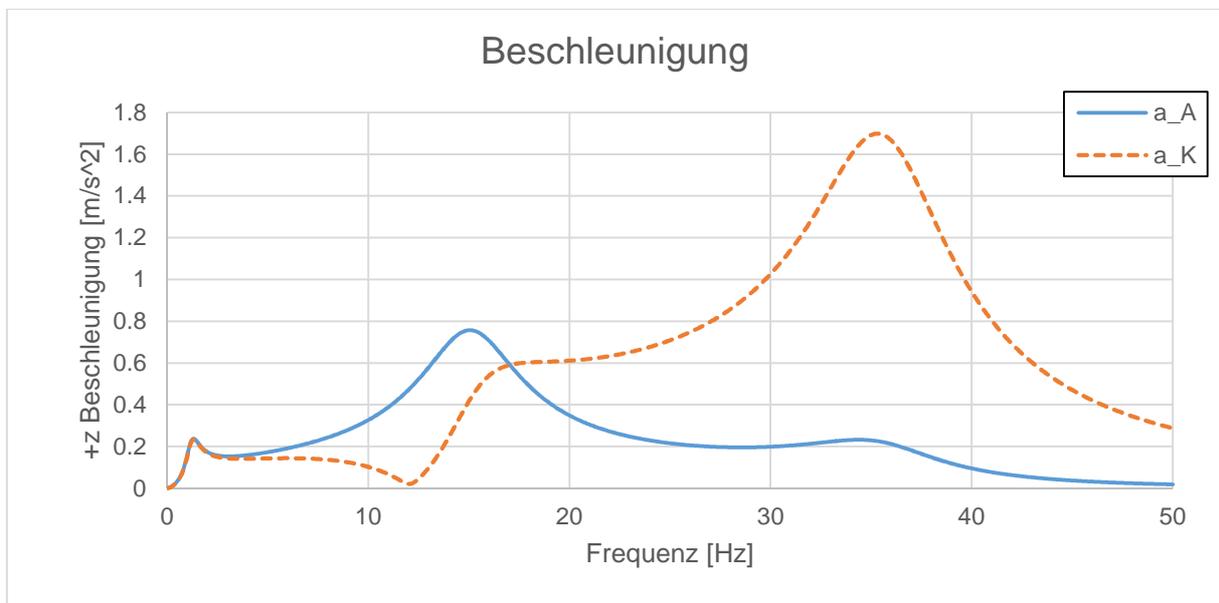


Abbildung 44: +z Beschleunigungen von Modell 2

Die Antiresonanz $f_{AR,K}$ kann folgendermaßen berechnet werden:

$$f_{AR,K} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m_A n_K}} \quad (3-27)$$

Legt man diese Antiresonanzen in Frequenzbereiche, in denen Karosseriezittern typischerweise auftritt, so kann dieses positiv beeinflusst werden.

Mit Hilfe dieses Modelles kann der Einfluss unterschiedlicher Karosseriesteifigkeiten auf die Aufbaubeschleunigung dargestellt werden. In Abbildung 45 wurde die erste globale Karosserieresonanz von 35 Hz auf 20 Hz in 5 Hz Schritten abgesenkt. Der Parameter, der hierfür verringert wurde war die Karosseriesteifigkeit.

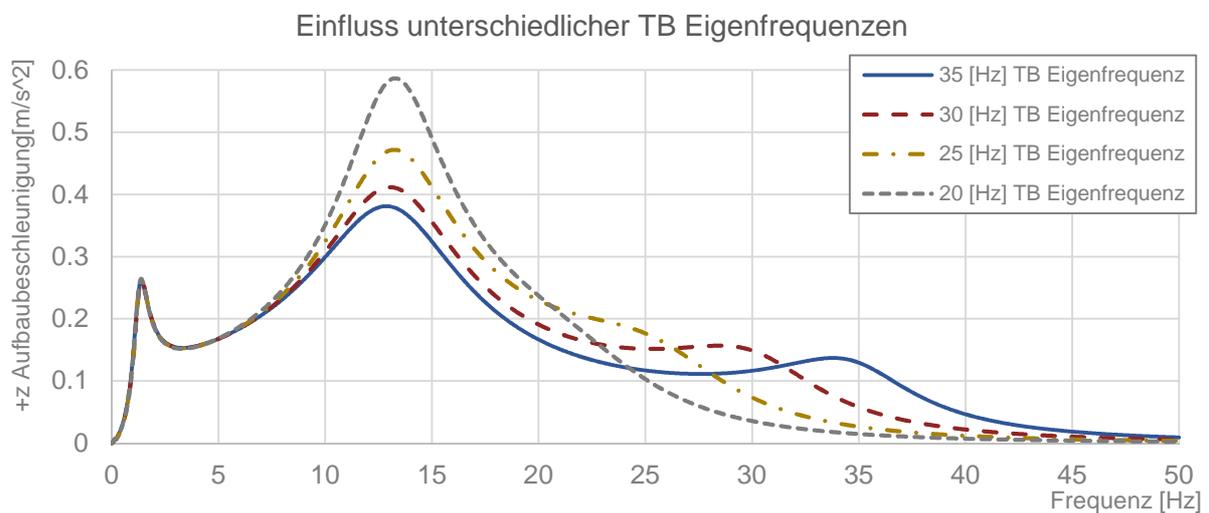


Abbildung 45: Einfluss untersch. TB-Eigenfreq. auf die Aufbaubeschleunigung

Entscheidend für eine geringe Aufbaubeschleunigung im Bereich der Radeigenfrequenz ist, dass die erste globale Karosserieresonanz weit genug von der Radeigenfrequenz entfernt liegt.

In Abbildung 46 ist auf der Abszisse das Verhältnis zwischen Karosserieeigenfrequenz zu Radeigenfrequenz, auf der Ordinate das Verhältnis der Vergrößerungsfunktionen von elastischer Karosserie zu theoretisch unendlich steifer Karosserie aufgetragen. Um dies auf einem 2-D-Diagramm darstellen zu können, muss die Anregfrequenz auf einem konstanten Wert gehalten werden. In Abbildung 45 sieht man, dass sich unterschiedliche Karosserieeigenfrequenzen, in Bezug auf die Aufbaubeschleunigung, am stärksten bei der Radeigenfrequenz bemerkbar machen, bzw. dort das Maximum liegt. Aus diesem Grund wurde für die Anregfrequenz zur Erstellung von Abbildung 46 die Radeigenfrequenz, also 14 Hz, gewählt.

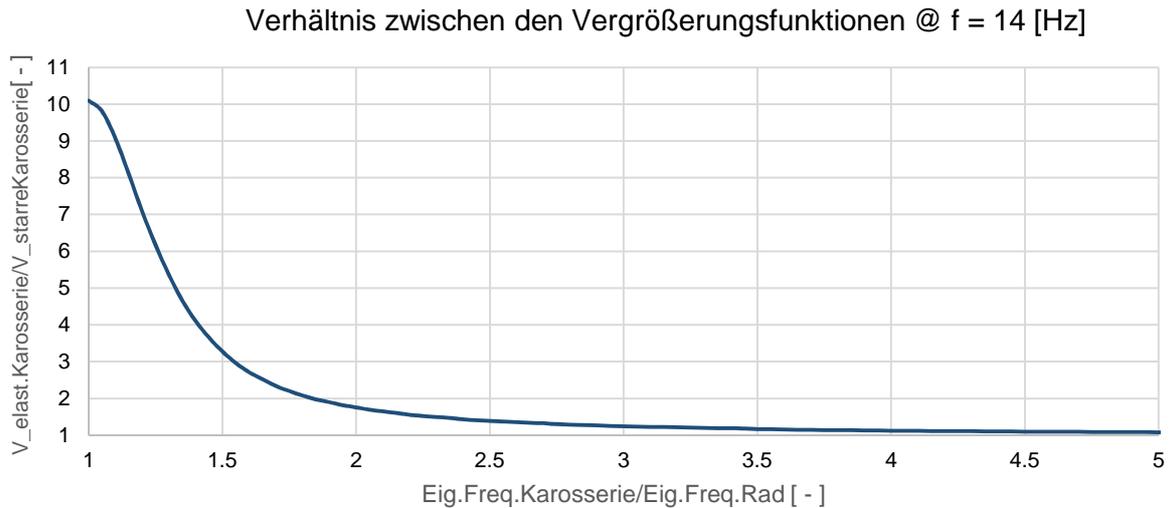


Abbildung 46: Verhältnis der Vergrößerungsfunktionen der elastischen zur starren Karosserie

Aus Abbildung 46 geht hervor, dass es nur bis zu einem gewissen Punkt sinnvoll ist, die Karosserie steifer zu machen. Wenn die Karosserieeigenfrequenz etwa doppelt so groß ist wie die Radeigenfrequenz, zeigt eine weitere Erhöhung der Karosserieeigenfrequenz (-steifigkeit) nur noch sehr geringe Verbesserungen.

Die Radlastschwankung im Frequenzbereich der Radeigenfrequenz wird, bei Berücksichtigung des elastischen Verhaltens der Karosserie, etwas größer (Abbildung 47).



Abbildung 47: Radlastschwankung von Modell 2

3.2.4.4.3 Modell 3: „Sitz-Mensch“

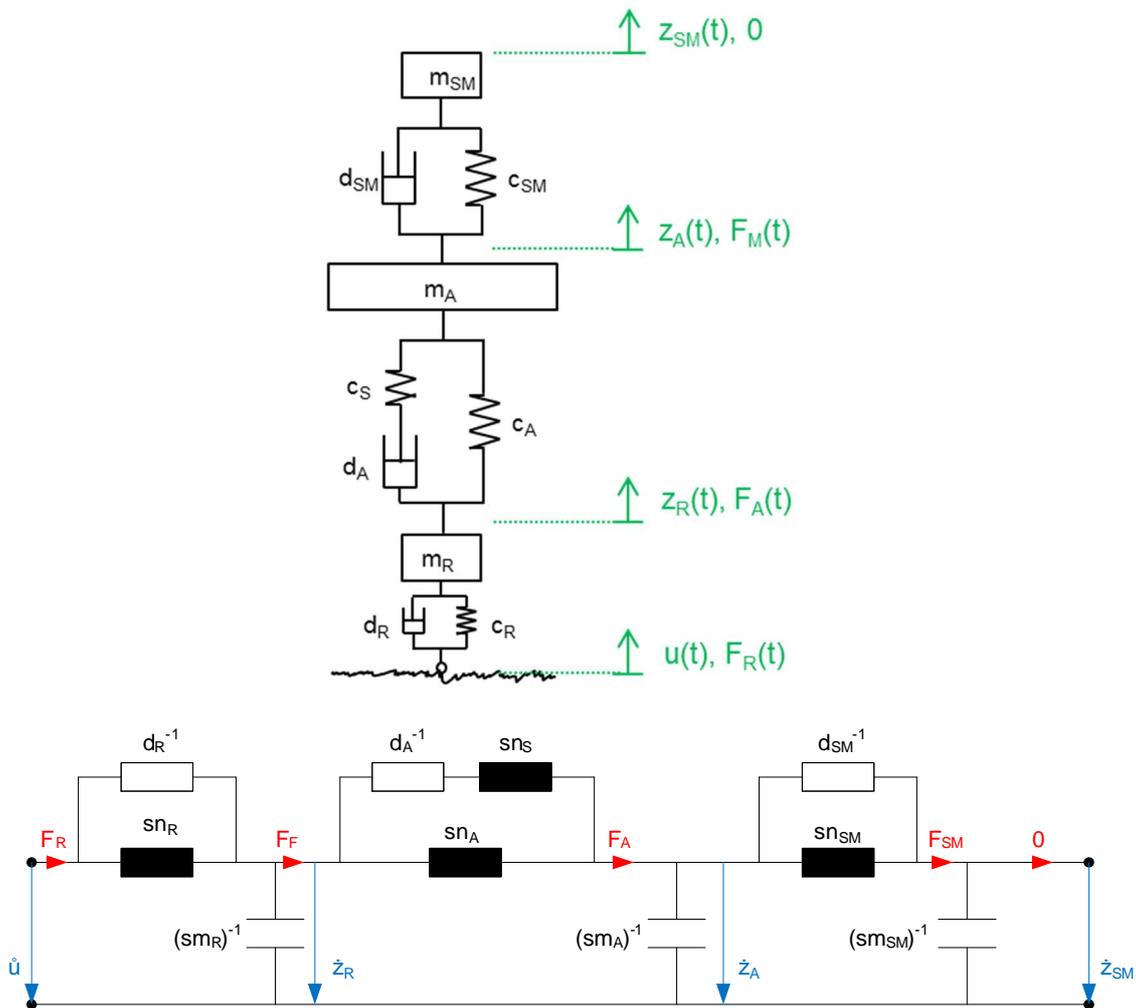


Abbildung 48: Schwingungersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 3

Bei diesem Modell wird das schwingungsfähige System Sitz-Mensch modelliert. Wichtig für den tieffrequenten Fahrkomfort ist die Optimierung des Übertragungsverhaltens sowohl des Aufbaues als auch des Sitz-Mensch-Systems. Die Eigenfrequenz des Systems Sitz-Mensch liegt etwa bei 2 bis 4 Hz und ist somit im ungünstigen Fall sehr nahe an der Aufbaueigenfrequenz. Um die Beschleunigungen des Sitz-Mensch-Systems gering zu halten, muss darauf geachtet werden, dass es zu keiner resonanten Übertragung kommt.

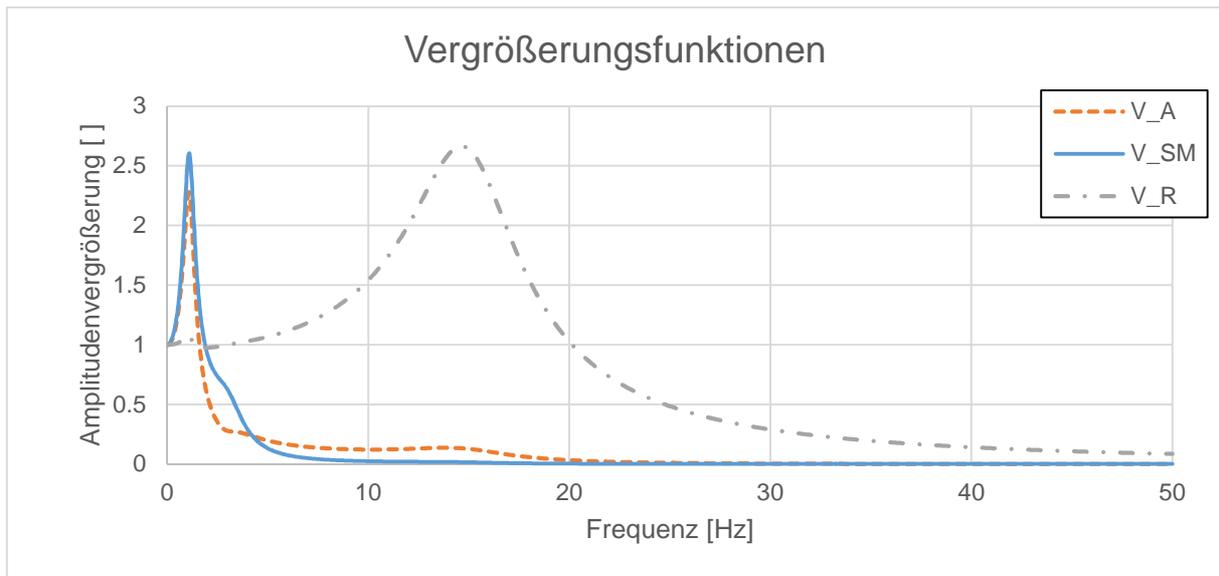


Abbildung 49: Vergrößerungsfunktionen von Modell 3

Bei der Vergrößerungsfunktion des Sitz-Mensch-Systems in Abbildung 49 ist zu erkennen, dass diese im Bereich der Aufbaueigenfrequenz ein deutliches Maximum aufweist. Dies ist dadurch begründet, dass die großen Amplituden des Aufbaus „mitgemacht“ werden und es zusätzlich noch eine kleine Überhöhung aufgrund des Einflusses der Sitz-Mensch-Eigenfrequenz gibt. Die Sitz-Mensch-Eigenfrequenz bei etwa 4 Hz ist hingegen schwach ausgeprägt.

Im Beschleunigungsverlauf in Abbildung 50 sieht man die Sitz-Mensch-Resonanz allerdings deutlich. Die Eigenfrequenz des Systems Sitz-Mensch hat auch eine erkennbare Rückwirkung auf die Beschleunigung des Aufbaus.

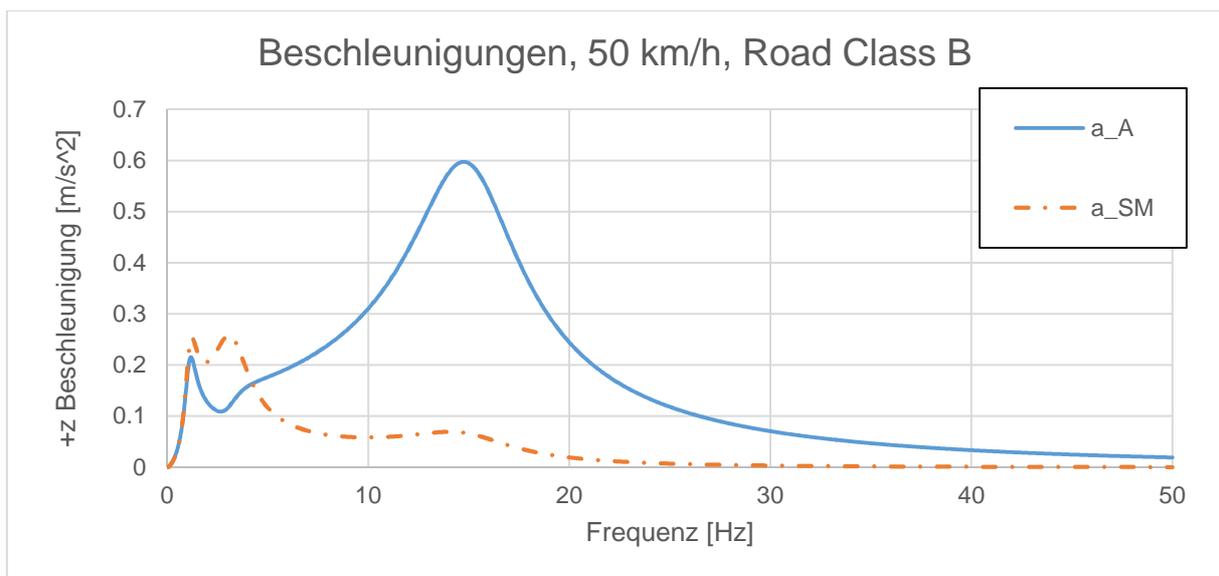


Abbildung 50: +z Beschleunigungen von Modell 3

Auf die Radlastschwankung hat das System Sitz-Mensch kaum Einfluss (Abbildung 51).

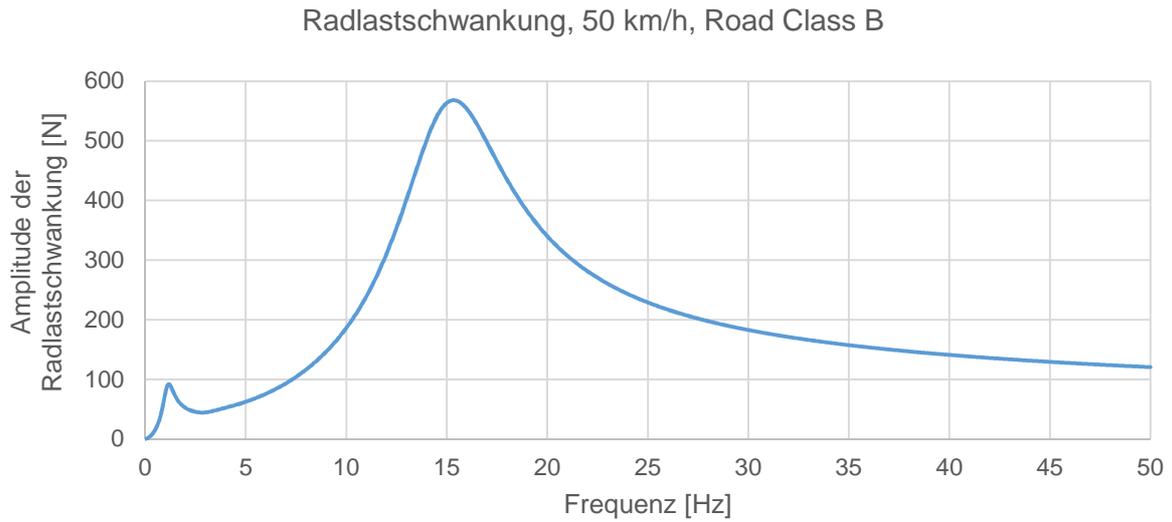


Abbildung 51: Radlastschwankung von Modell 3

3.2.4.4.4 Modell 4: „Motor, starrer Aufbau“

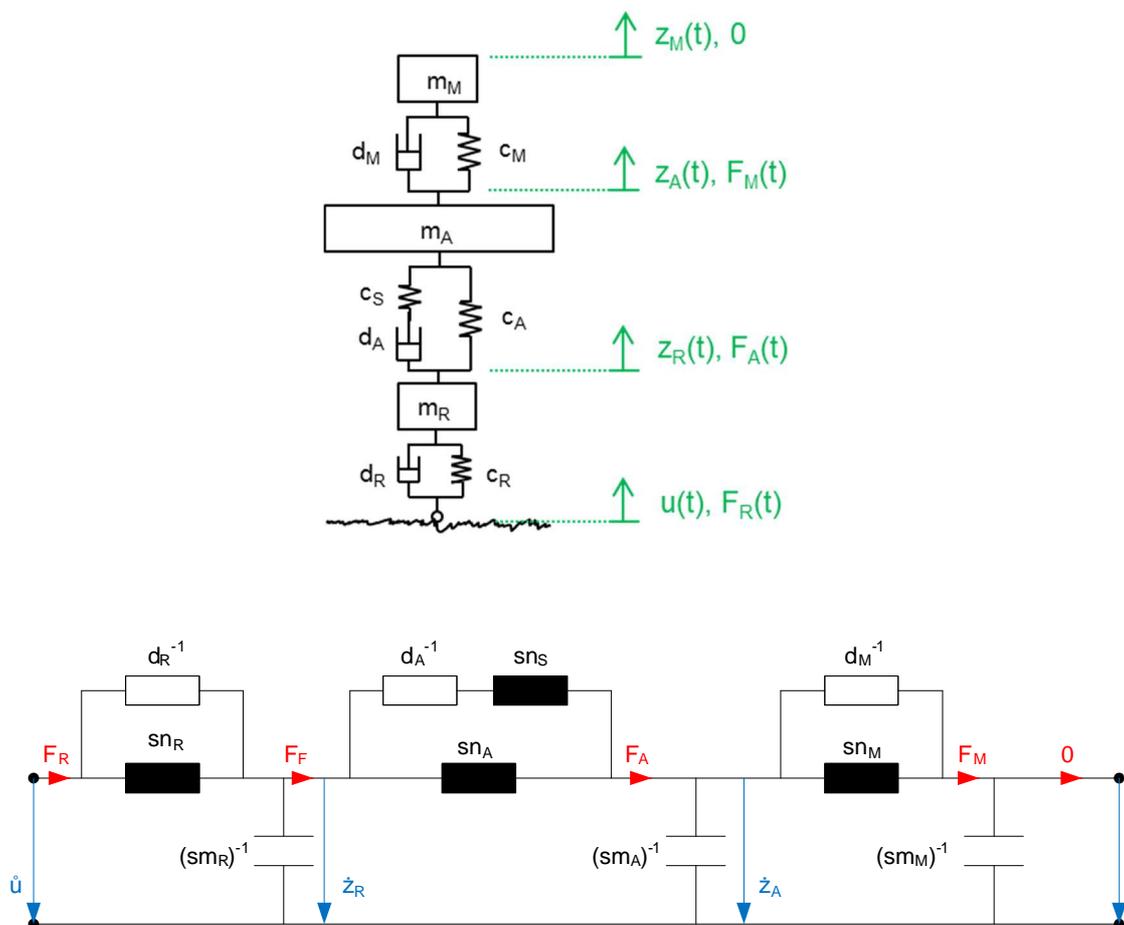


Abbildung 52: Schwingungersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 4

Um das sogenannte Motorstuckern betrachten zu können, wurde Modell 4 erstellt. Motorstuckern ist eine Koppelschwingung zwischen dem elastisch gelagerten Motor-Getriebe-Verband und dem Aufbau [1] Seite 97. In Abbildung 53 ist die Eigenfrequenz des Motor-Getriebe-Verbandes, bei etwa 8 Hz, deutlich zu erkennen.

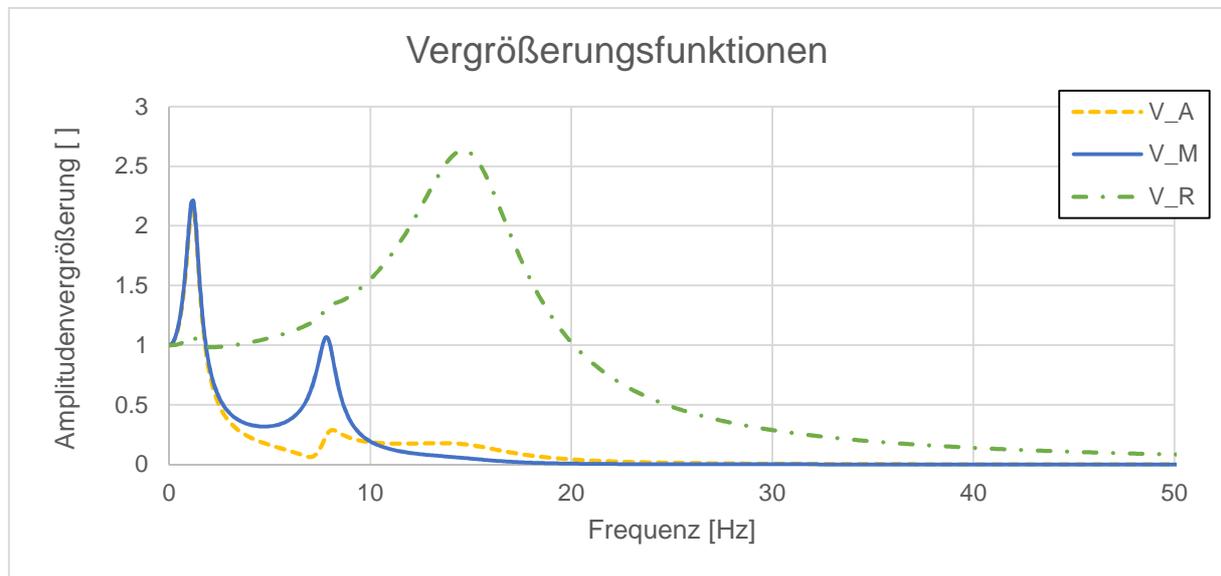


Abbildung 53: Vergrößerungsfunktionen von Modell 4

Betrachtet man die Aufbaubeschleunigung in +z-Richtung (Abbildung 54), sieht man, wie stark die Motorschwingung auf die Aufbauschwingung rückwirkt. Unterhalb der Motor-Eigenfrequenz schwingen Motor und Aufbau gegenphasig. Dadurch stellt sich eine Tilgung der Aufbaubeschleunigung ein. Bei Erhöhung der Anrefrequenz kippt die Phasenlage um. Motor und Aufbau schwingen dann gleichphasig, was eine Überhöhung in der Aufbaubeschleunigung zu Folge hat. Wichtig für die Auslegung ist, dass die Eigenfrequenz des Motor-Getriebe-Verbandes weit genug von der der Radeigenfrequenz entfernt ist.

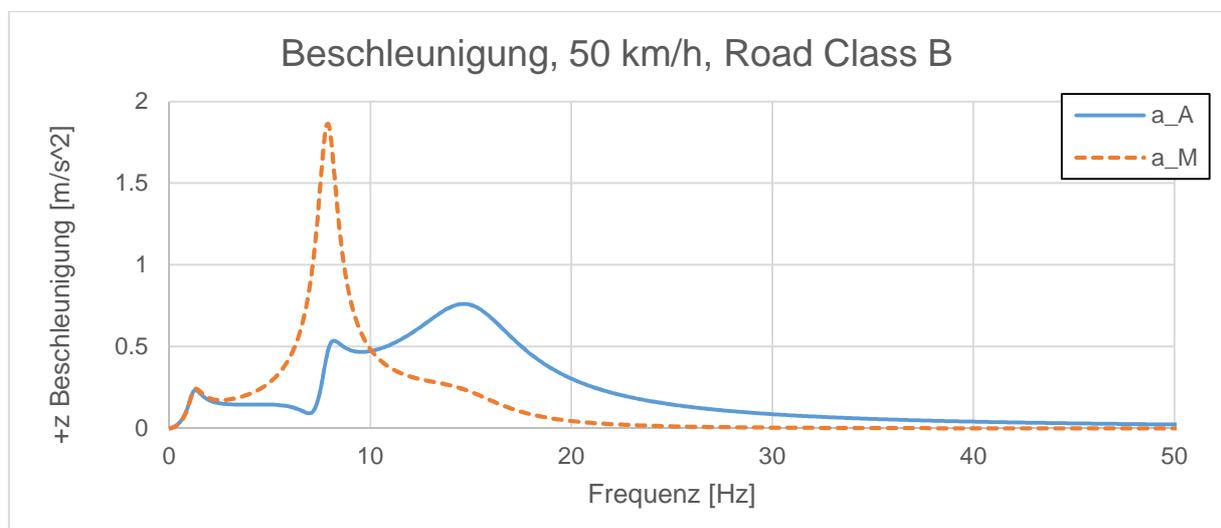


Abbildung 54: +z Beschleunigungen von Modell 4

In Abbildung 55 wird die Eigenfrequenz des Motor-Getriebe-Verbandes schrittweise erhöht. Der veränderliche Parameter dafür ist die Steifigkeit des Motorlagers c_M . Typischerweise steht für die Auslegung des Motor-Getriebe-Verbandes ein Frequenzband von 6 bis 12 Hz zur Verfügung. Nach unten wird dieser Bereich durch die Sitz-Mensch-Eigenfrequenz, nach oben durch die Radeigenfrequenz abgegrenzt.

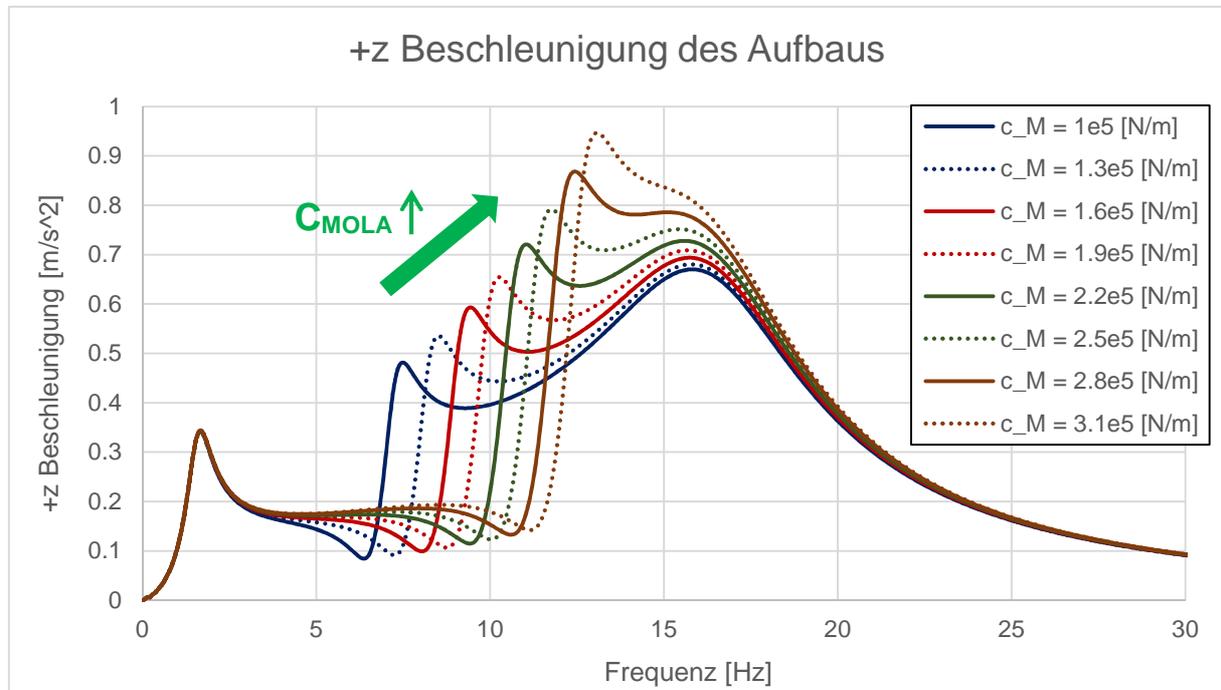


Abbildung 55: Aufbaubeschleunigung bei unterschiedlichen Motorlager-Steifigkeiten

Der erste Peak ist die Aufbaueigenfrequenz, der zweite die Motoreigenfrequenz und der dritte die Radeigenfrequenz. Je weiter die Eigenfrequenz des Motors und die des Rades zusammenfallen, desto stärker ist die Aufbaubeschleunigung, was vom Fahrer als Diskomfort wahrgenommen wird. Ein genügend großer Abstand der Eigenfrequenzen dieser beiden Systeme ist somit anzustreben.

Auf die Radlastschwankung hat die Motoreigenfrequenz zwar einen leichten Einfluss, dieser ist allerdings sehr gering. Für die Abschätzung der Radlastschwankung sind die Modelle 1 und 2 ausreichend.

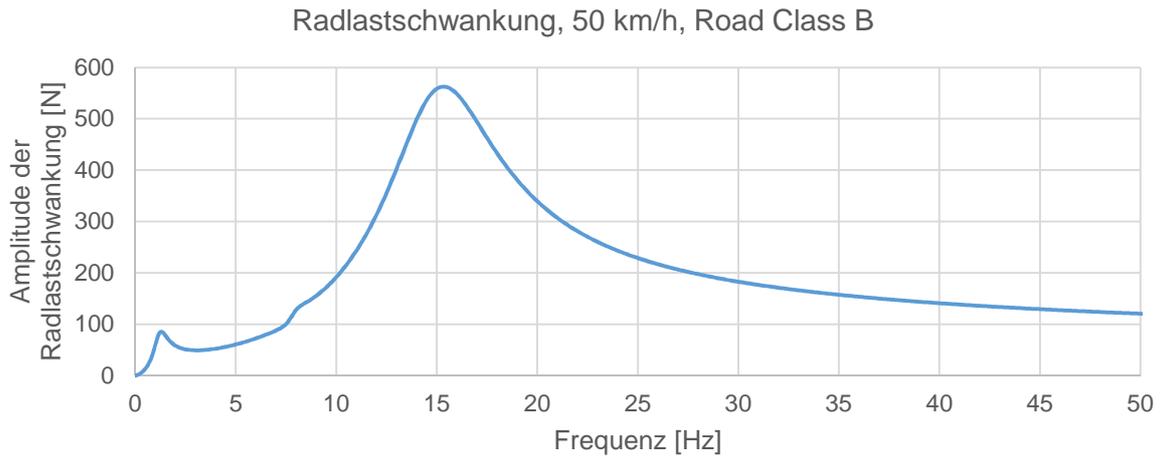


Abbildung 56: Radlastschwankung von Modell 4

3.2.4.4.5 Modell 5: „Motor, elastische Karosserie“

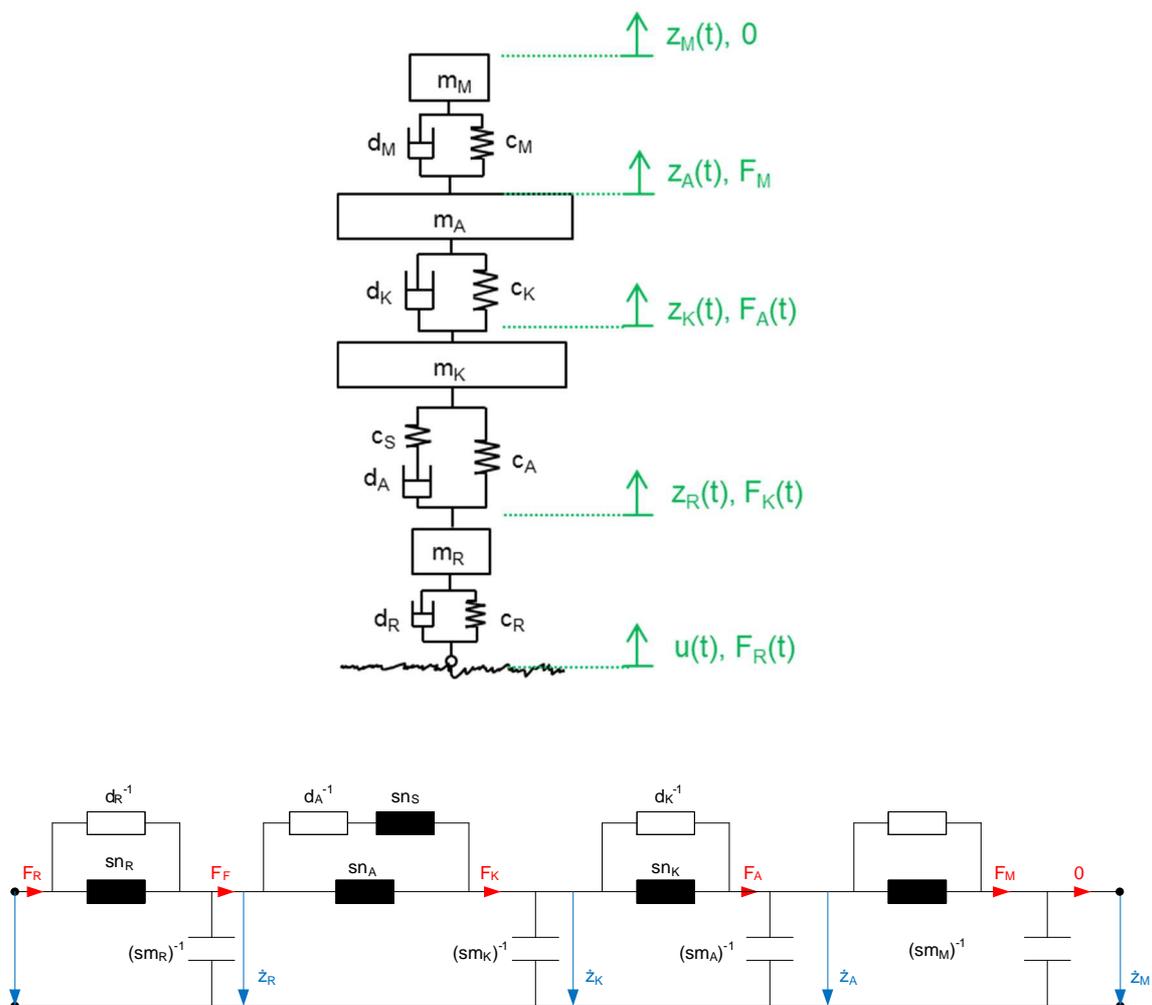


Abbildung 57: Schwingungersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 5

Bei diesem Modell wurde versucht, das elastische Verhalten der Karosserie mit dem Schwingungsverhalten des Motor-Getriebe-Verbandes zu verbinden. An den Vergrößerungsfunktionen in Abbildung 58 sieht man keinen Unterschied zu Modell 4.

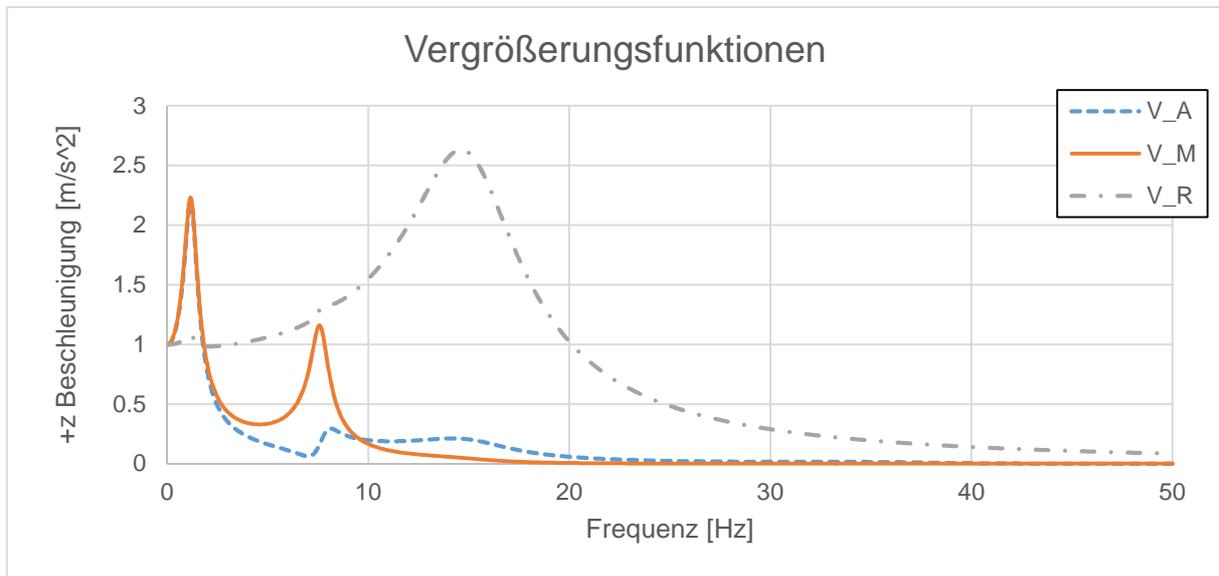


Abbildung 58: Vergrößerungsfunktionen von Modell 5

Erst bei den Beschleunigungsverläufen in Abbildung 59 wird der Unterschied sichtbar. Die Beschleunigung bei Radeigenfrequenz wird aufgrund der elastischen Karosserie erhöht. Dies wurde bereits in Modell 2 erkannt. Die Beschleunigung bei der Eigenfrequenz des Motor-Getriebe-Verbandes wird jedoch von der elastischen Karosserie nicht beeinflusst, da sie zu tief liegt (vgl. mit Abbildung 45). Für Modell 5 kann man also festhalten, dass es durchaus sinnvoll ist, ein solches System zu betrachten, auch wenn es physikalisch wenig sinnvoll erscheint, den Motor mit der starren Aufbaumasse zu koppeln.

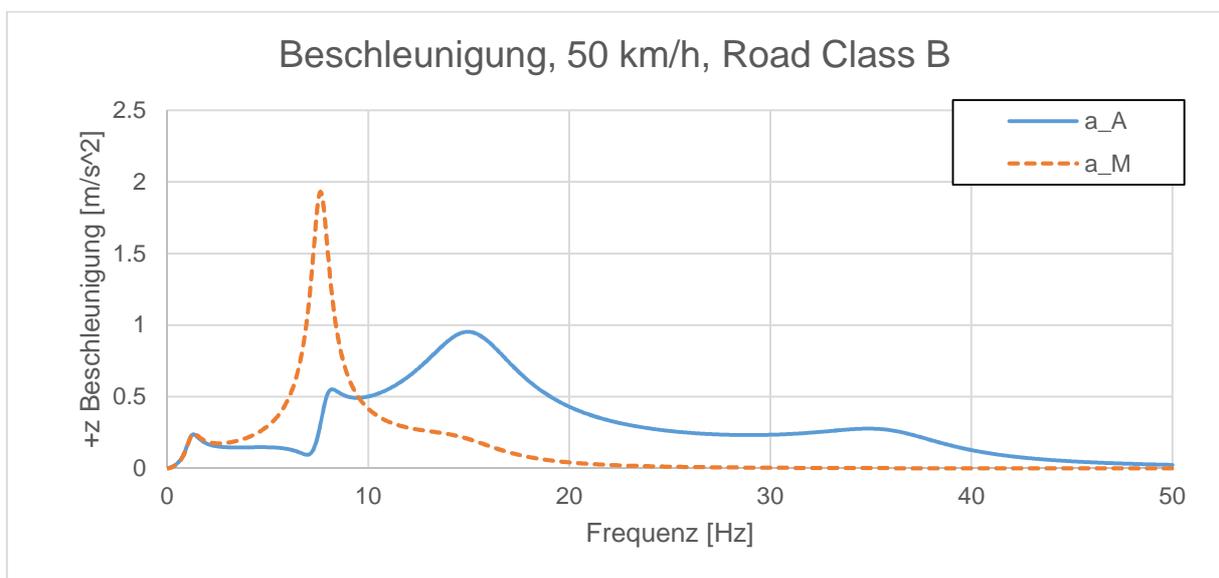


Abbildung 59: +z Beschleunigungen von Modell 5

Für die Radlastschwankung in Abbildung 60 gilt auch hier, dass der Motor nur vernachlässigbaren Einfluss zeigt.

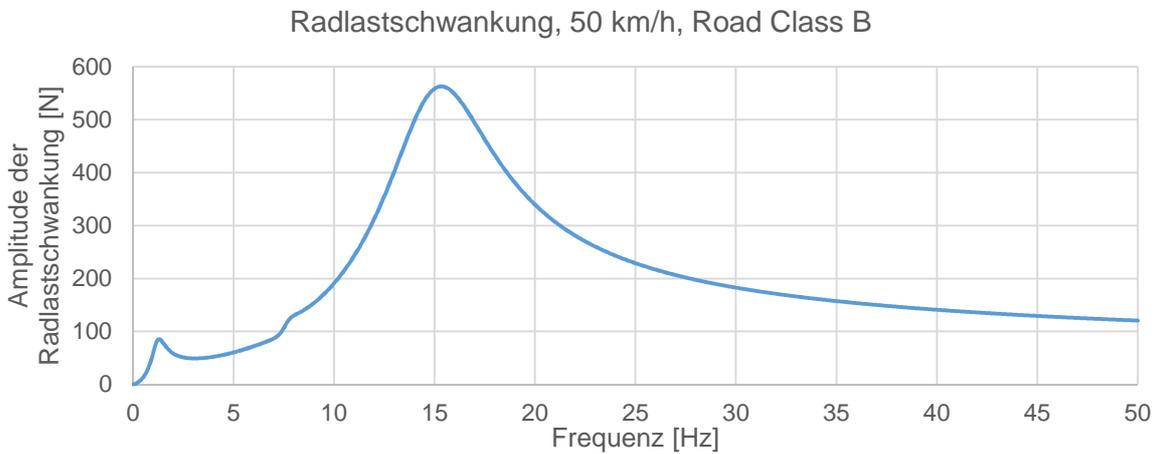


Abbildung 60: Radlastschwankung von Modell 5

3.2.4.5 Vergleich zwischen Rechnung und Messung

In Abbildung 61 wurde ein Modell so angepasst, dass es mit gemessenen Kurven möglichst gut übereinstimmt. Der Fehler bei geringen Frequenzen ist auf den Messeinfluss zurückzuführen (vgl. später mit Abbildung 75). Auf diese Weise können Einflussanalysen sehr einfach und schnell durchgeführt werden. Dabei müssen bestimmte Kontrollwert, wie beispielsweise die relative Radlastschwankung oder der Beschleunigungsverlauf des Rades berücksichtigt werden, um realistische Ergebnisse zu erhalten.

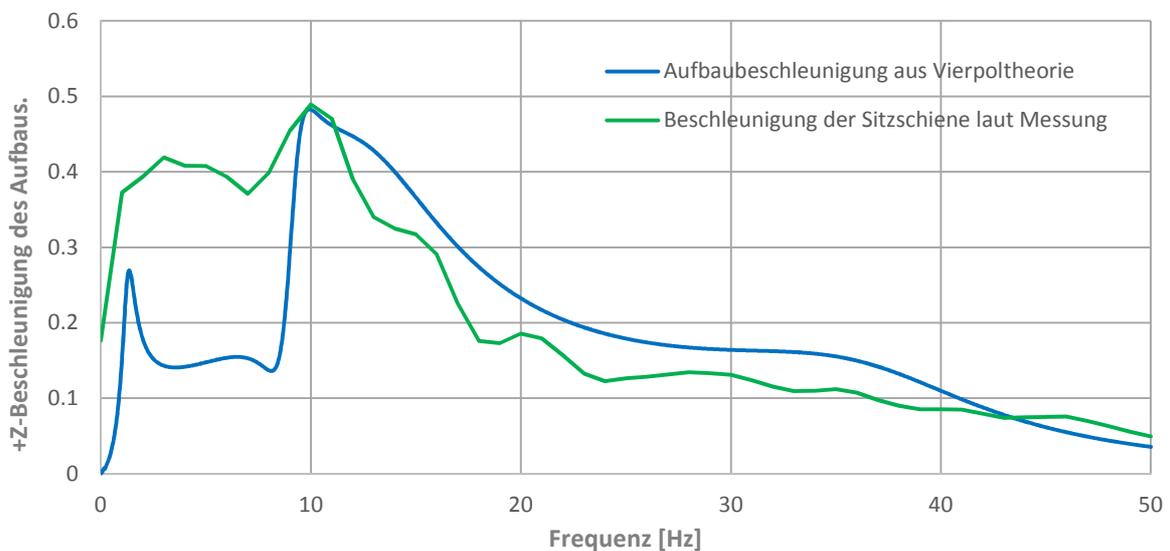


Abbildung 61: Vergleich zwischen Messung und Rechnung

3.2.4.6 Kontrolle von Modell 1 mittels FEM

Zur Kontrolle des ersten Modells wurde die zugehörige Transfermatrix mittels FEM bestimmt. Neben der Kontrollfunktion hat diese Vorgehensweise den Vorteil, dass sie auf sehr komplexe Systeme übertragen werden kann. Beispielsweise könnten so die Subsysteme Rad und Fahrwerk auf herkömmliche Weise modelliert und mit einem System Karosserie verbunden werden, bei dem die Transfermatrix aus der FEM kommt. Da für die Karosserie sehr detaillierte FEM-Modelle vorliegen, ergibt sich durch dieses Vorgehen großes Potenzial. Ein mögliches Szenario wäre, die Transfermatrix vom Dämpferdom bis zum Lenkrad mittels FEM zu ermitteln. Somit können Fahrwerksparameter-Variationen durchgespielt und deren Auswirkung auf die Lenkradbeschleunigung (=Komfortkriterium) betrachtet werden.

An dieser Stelle wird aber, wie oben erwähnt, nur das einfache Modell 1 „starrer Aufbau“ (Abbildung 26) nachgebildet. Die Berechnung wurde mit MSC.Nastran™ durchgeführt. Das FEM-Modell dazu ist in Abbildung 62 zu sehen. Zur Erstellung der Impedanzmatrix sind 4 unbekannte aus 2 Gleichungen zu lösen. Aus diesem Grund muss die Simulation immer zwei Mal durchgeführt werden. Nach [32] gibt es dazu mehrere Möglichkeiten. Zwei sehr einfache Möglichkeiten, die aus der Elektrotechnik stammen, sind das Kurzschluss- und Leerlaufverfahren. In [33] sind die einzelnen Verfahren sehr genau beschrieben.

Für das vorliegende Modell wurde das Kurzschlussverfahren gewählt. Dabei muss der Knoten am Ausgang des Systems festgehalten (eingespannt) werden. Um auf zwei Simulationen zu kommen, werden zwei Fälle unterschieden:

- Fall1: Sinusförmige Anregung am Knoten 1 mit 1N Kraftamplitude. Einspannung am Knoten 3. (Abbildung 62 links)
- Fall2: Sinusförmige Anregung am Knoten 3 mit 1N Kraftamplitude. Einspannung am Knoten 1. (Abbildung 62 rechts)

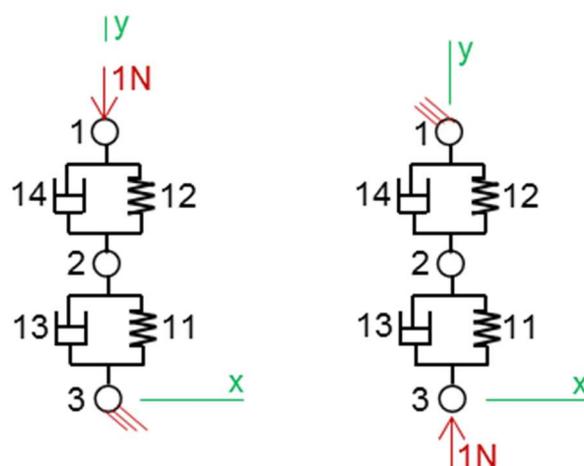


Abbildung 62: Modell des starren Aufbaus für die FEM

Die Berechnungsformeln für die Einträge der Impedanzmatrix sind bereits in Tabelle 6 beschrieben. Unter Berücksichtigung der in MSC.Nastran™ gängigen Bezeichnungen lauten sie für dieses Modell folgendermaßen:

Fall 1:

$$Z_{12} = + \frac{F_{N3}}{V_{N1}} \Big|_{V_{N3}=0} \quad (3-28)$$

$$Z_{22} = - \frac{1}{V_{N1}} \Big|_{V_{N3}=0} \quad (3-29)$$

Fall 2:

$$Z_{11} = + \frac{1}{V_{N3}} \Big|_{V_{N1}=0} \quad (3-30)$$

$$Z_{21} = - \frac{F_{N1}}{V_{N3}} \Big|_{V_{N1}=0} \quad (3-31)$$

In Abbildung 63 sind die Geschwindigkeiten v_{Ni} und Kräfte F_{Ni} , die für die Berechnung der Impedanzmatrix \underline{Z} erforderlich sind, als Funktion der Frequenz dargestellt. Der Index N steht für den Knoten mit anschließender ID-Nummer. Die Geschwindigkeiten und Kräfte haben, abhängig von der Phasenlage, einen Real- und Imaginärteil. Folglich bestehen auch die Impedanzmatrix und die Transfermatrix aus Real- und Imaginärteil. Dies ermöglicht erst die phasenrichtige Kopplung von Transfermatrizen unterschiedlicher Systeme.

Im Diagramm steht FORCE Point id 3 REL | FY für den Realteil der Kraft des Knotens 3 in y-Richtung. FORCE Point id 3 IMG | FY ist der Imaginärteil davon. Unter VELOCITY Point id 3 – REL | Y-Trans versteht man den Realteil der Knotengeschwindigkeit in y-Richtung, der Imaginärteil ist VELOCITY Point id 3 –IMG | Y-Trans.

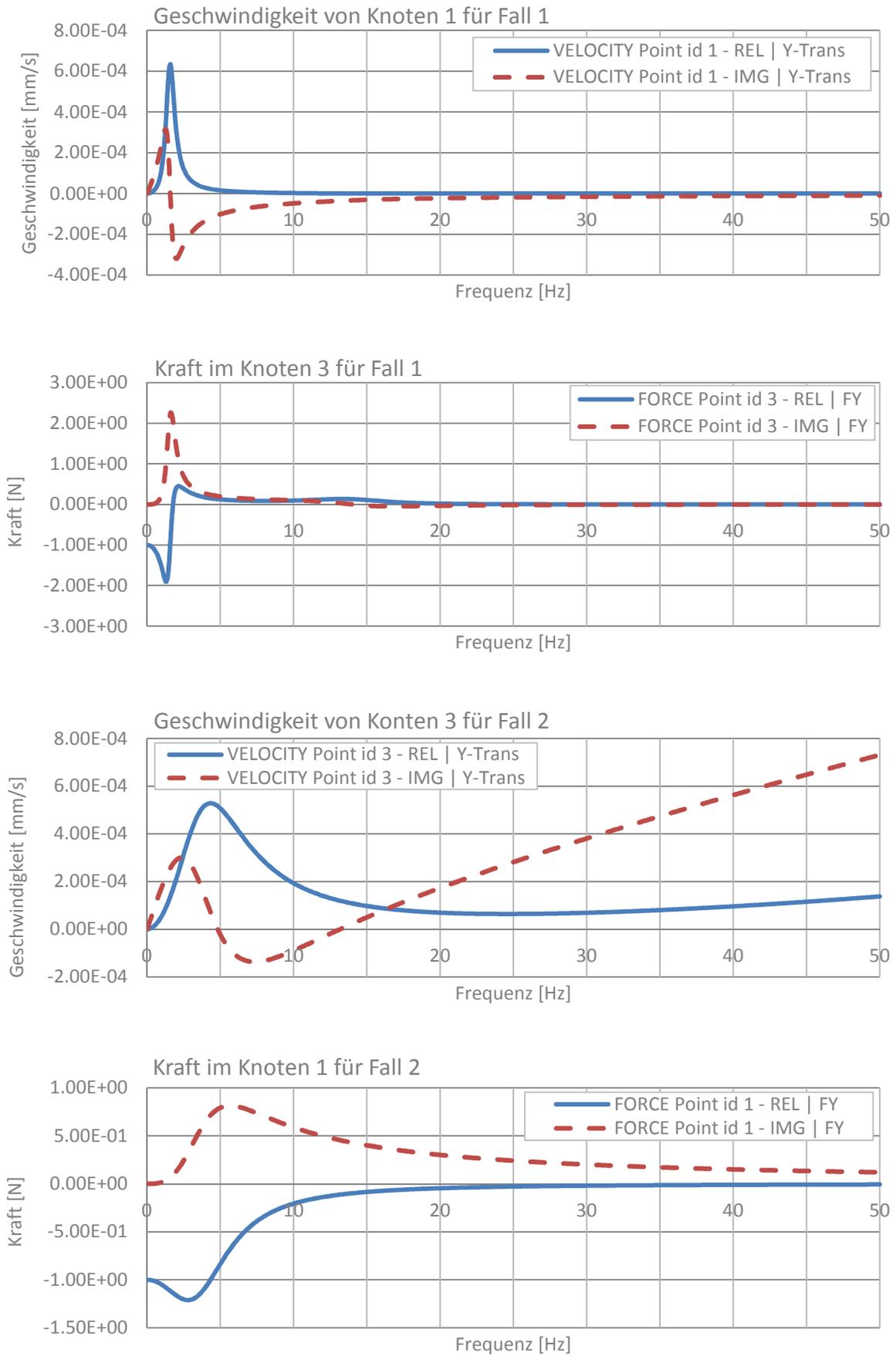


Abbildung 63: Ergebnisse der FEM-Simulation

Vergleicht man die Aufbaubeschleunigung in +z-Richtung aus elektromechanischer Analogie (Abbildung 64 oben) und FEM (Abbildung 64 unten), so erkennt man, dass beide Kurven exakt deckungsgleich sind. Damit ist einerseits die Richtigkeit des Rechenprogrammes bewiesen und andererseits zeigt es, dass die Integration von FE-Simulation in die Vierpoltheorie gut möglich ist.

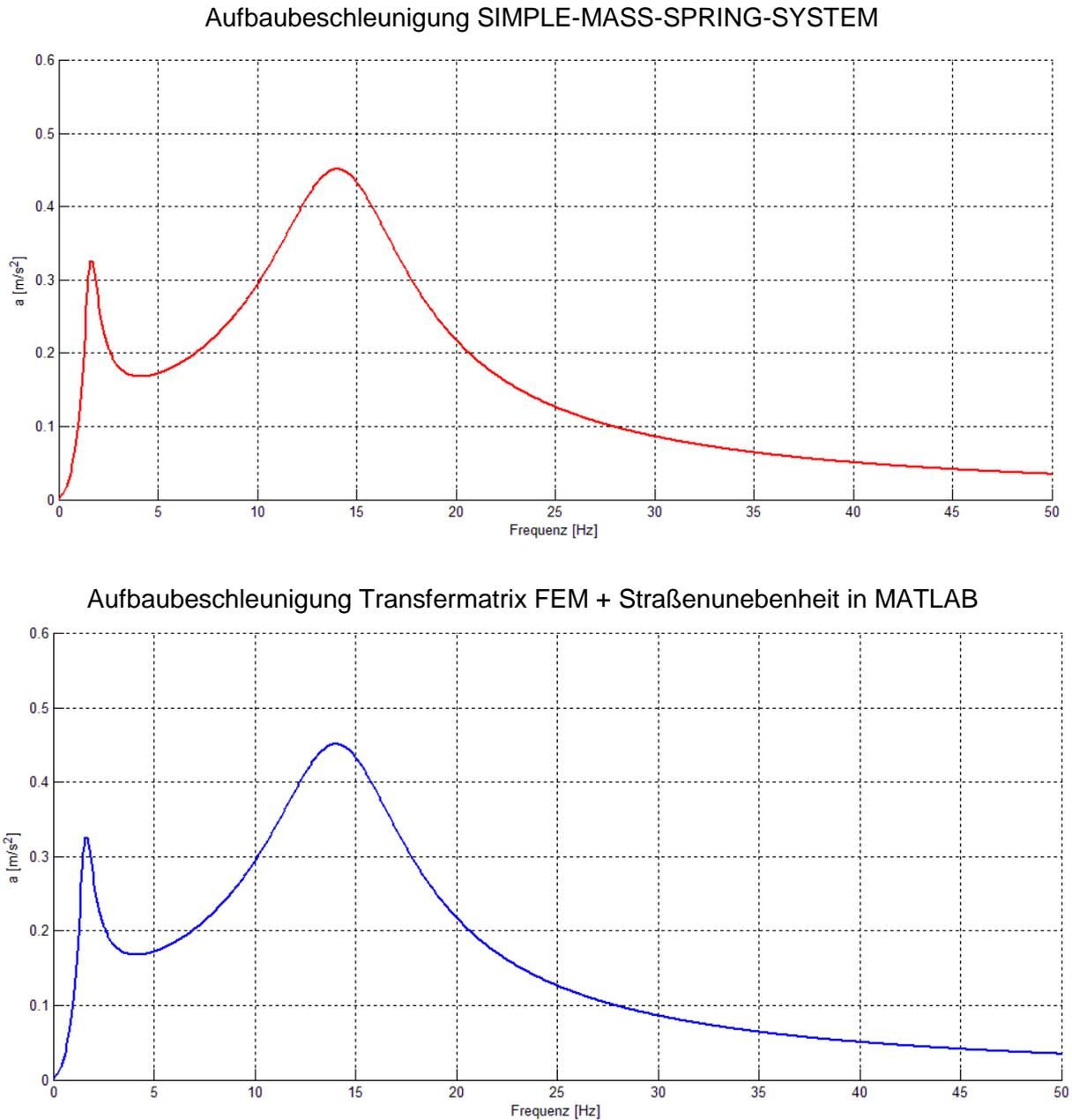


Abbildung 64: Vergleich zwischen elektromechanischer Analogie und FEM

Es gibt noch eine weitere Möglichkeit um die Vierpoltheorie zu überprüfen. Dabei wird der Verlauf direkt aus dem FE-Modell berechnet. Der Verlauf der Straßenunebenheit über der Frequenz muss dazu als Fußpunktanregung (SPCD) vorgegeben werden. Dies entspricht einer direkten Weganregung, die bei den Modellen zuvor indirekt im MATLAB-Code vorgegeben wurde. In Abbildung 65 ist das Ergebnis dieser Variante dargestellt.

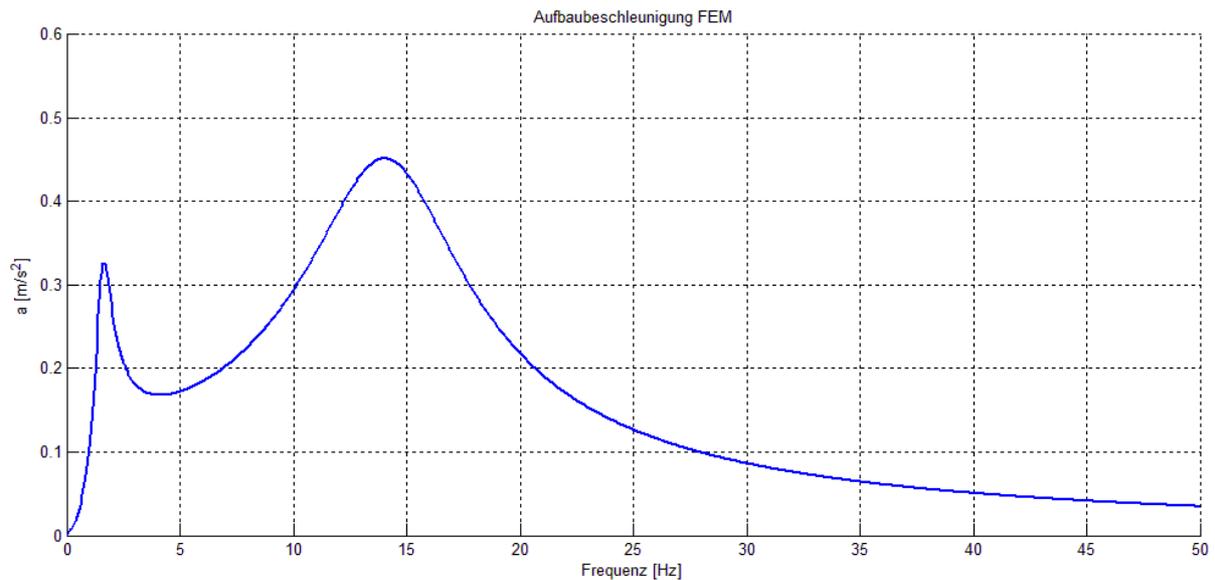


Abbildung 65: direkte FEM-Berechnung der Aufbaubeschleunigung

Alle drei Kurven stimmen vollkommen überein. Für einfache Systeme ist die Vierpoltheorie sowohl über die elektromechanische Analogie als auch über die FEM-basierte Transfermatrix einsetzbar.

3.2.4.7 Erstellung der Transfermatrix mittels FEM an realen Bauteilen

In diesem Kapitel soll an einem realen Fahrzeug die Gültigkeit der zuvor hergeleiteten Theorie gezeigt werden. Im Gegensatz zu den zuvor gezeigten 2 DOF-Schwingern wird hier aber nicht der gesamte Übertragungspfad mittels FEM-Modell berechnet. Das System Rad und Fahrwerk wird in diesem Beispiel als einfaches Feder-Dämpfer-Masse-System modelliert. Die Transfermatrix für diese beiden Systeme kommt folglich aus der elektromechanischen Analogie. Der restliche Übertragungspfad, vom Dämpferdom zum Lenkrad, wird über eine FE-Simulation bestimmt. In Abbildung 66 ist dieser Pfad als grün punktierte Linie angedeutet. Anschließend werden die drei Systeme (Rad, Fahrwerk, Dom zu Lenkrad) durch Multiplikation der jeweiligen Transfermatrix gekoppelt.

Im Gegensatz zum eindimensionalen Zweimassenschwinger wird bei realen Bauteilen nicht die Impedanzmatrix, durch wechselweises Festhalten der beiden Seiten, bestimmt, sondern die Mobilitätsmatrix (Admittanzmatrix). Für die Bestimmung der Terme der Mobilitätsmatrix sind zwei Subcases nötig. Es werden „Frequency Responses“ mit der Zwangsbedingung frei-frei berechnet. Dadurch erspart man sich ein zweimaliges Lösen der Steifigkeitsmatrix, da die Randbedingungen gleich bleiben.

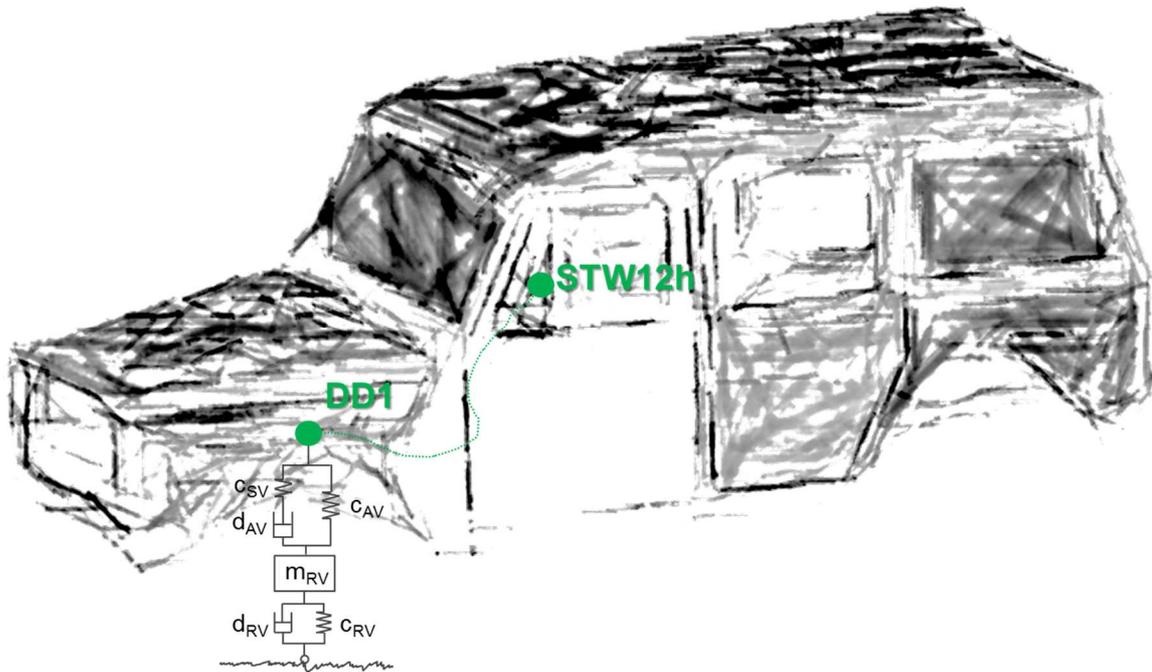


Abbildung 66: Schematische Darstellung des Übertragungspfad von der Fahrbahn zum Lenkrad.

Im ersten Subcase, Abbildung 67, wird eine Kraft von 1 N in +Z-Richtung am Dämpferdom angebracht. Prinzipiell ist es egal, welchen Betrag die Kraft hat. Nichtlinear-elastisches Verhalten des Fahrzeuges wird jedoch zu unterschiedlichen Ergebnissen in den Transferfunktionen bei unterschiedlichen Anregekräften führen. Diese Thematik muss bei Anwendung der hier vorgestellten Theorie genauer untersucht werden. Die auszuwertenden Größen sind die Knotengeschwindigkeiten im Dom und am Lenkrad. Mit der ersten Simulation können die Terme Y_{11} und Y_{21} der Admittanzmatrix, aus Tabelle 11, bestimmt werden.

Tabelle 11: Koeffizienten der Admittanzmatrix

$Y_{11} = \frac{\dot{z}_1}{F_1} \Big _{F_2=0} = \frac{\dot{z}_1}{1} \Big _{F_2=0}$	Eingangsadmittanz	
$Y_{12} = \frac{\dot{z}_1}{F_2} \Big _{F_1=0} = \frac{\dot{z}_1}{1} \Big _{F_1=0}$	Transferadmittanz rückwärts	
$Y_{21} = \frac{\dot{z}_2}{F_1} \Big _{F_2=0} = \frac{\dot{z}_2}{1} \Big _{F_2=0}$	Transferadmittanz vorwärts	
$Z_{22} = \frac{\dot{z}_2}{F_2} \Big _{F_1=0} = \frac{\dot{z}_2}{1} \Big _{F_1=0}$	Ausgangsadmittanz	

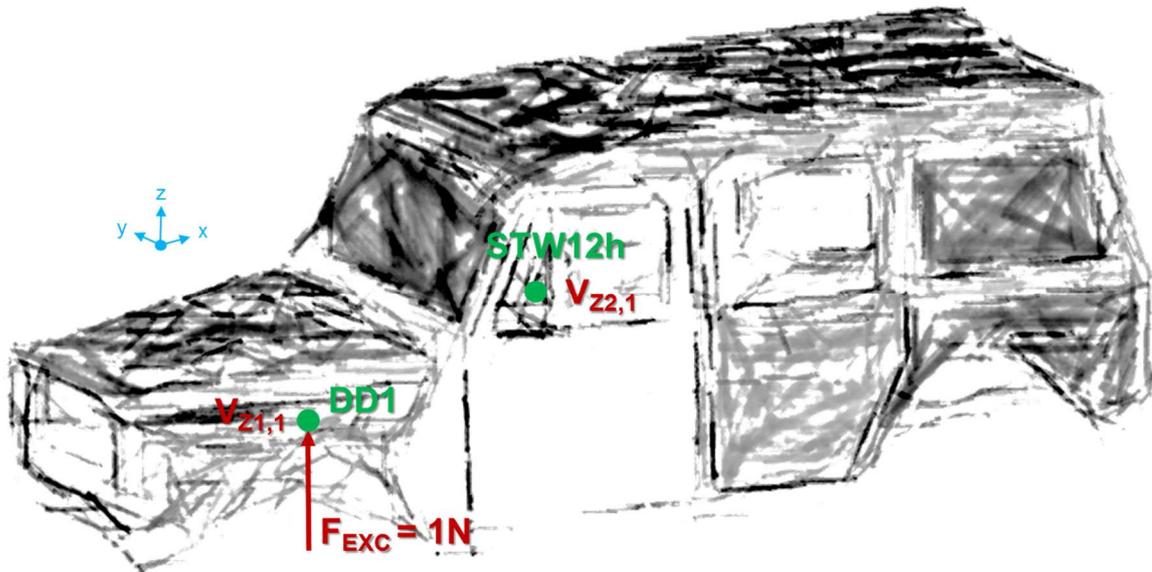


Abbildung 67: FE-Simulation zur Bestimmung der Terme der Admittanzmatrix, SUBCASE 1

Im zweiten Subcase, Abbildung 68, wird die Anregkraft von 1 N auf dem Lenkrad angebracht und die Knotengeschwindigkeiten in Dom und Lenkrad ermittelt. Durch Anwendung der Umkehrbedingung kann man allerdings die Berechnung der Knotengeschwindigkeit im Dom für diesen Subcase weglassen. Die Umkehrbedingung lautet folgendermaßen [18] Seite 20:

$$\begin{vmatrix} \dot{z}_2 \\ F_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \dot{z}_1 \\ F_2 \end{vmatrix} \quad (3-32)$$

Für die Admittanzmatrix folgt, dass $Y_{12} = Y_{21}$ ist. Berechnet man dennoch alle Geschwindigkeiten, kann diese Bedingung auch als Kontrolle dienen.

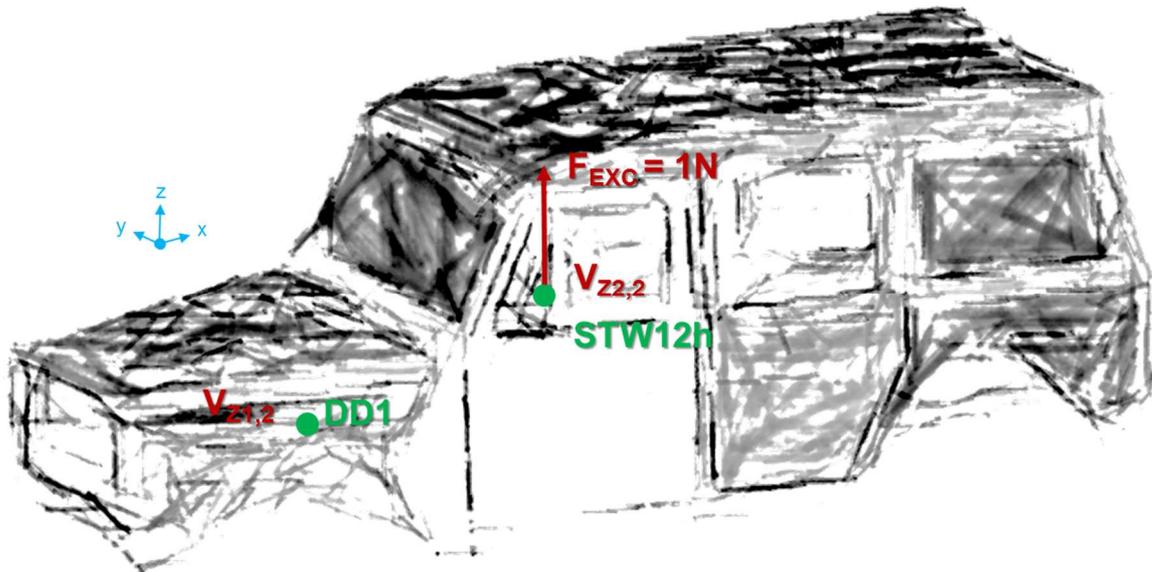


Abbildung 68: FE-Simulation zur Bestimmung der Terme der Admittanzmatrix, SUBCASE 2

Die Transfermatrix der Karosserie \underline{T}_K kann durch Umformen der Admittanzmatrix \underline{Y} berechnet werden:

$$\underline{T}_K = \frac{1}{Y_{21}} \begin{bmatrix} Y_{11} & -\det(\underline{Y}) \\ 1 & -Y_{22} \end{bmatrix} \quad (3-33)$$

Die Transfermatrix für das gesamte System \underline{T}_{Ges} ergibt sich durch Multiplikation der Transfermatrizen der Subsysteme Rad \underline{T}_R Fahrwerk \underline{T}_F und Karosserie \underline{T}_K :

$$\underline{T}_{Ges} = \underline{T}_R \underline{T}_F \underline{T}_K \quad (3-34)$$

Aus dem ersten Term der Transfermatrix kann die Vergrößerungsfunktion V bestimmt werden, wobei u die Amplitude der Weganregung der Fahrbahn in m darstellt und z_{LR} die vertikale Verschiebung des Lenkrades in m.

$$V = \frac{z_{LR}}{u} = \frac{1}{|T_{11}|} \quad (3-35)$$

Im Frequenzbereich lässt sich die Amplitude der Beschleunigung des Lenkrades a_{LR} in +z-Richtung, bezogen auf die Weganregung u der Fahrbahn, durch Multiplikation mit $(j\omega)^2$ berechnen.

$$\frac{a_{LR}}{u} = \frac{(j\omega)^2}{|T_{11}|} \quad (3-36)$$

Weiß man den Verlauf der Weganregung über der Frequenz, so kann aus dieser Gleichung die Amplitude der Beschleunigung in z-Richtung berechnet werden.

Da ein Fahrzeug in der Regel vier Räder hat, ergeben sich auch vier Kontaktstellen zur Fahrbahn, die vertikale Schwingungen aufgrund von Fahrbahnunebenheiten anregen. Für jeden Pfad muss, wie oben beschrieben, die Transfermatrix berechnet werden. (Abbildung 69).

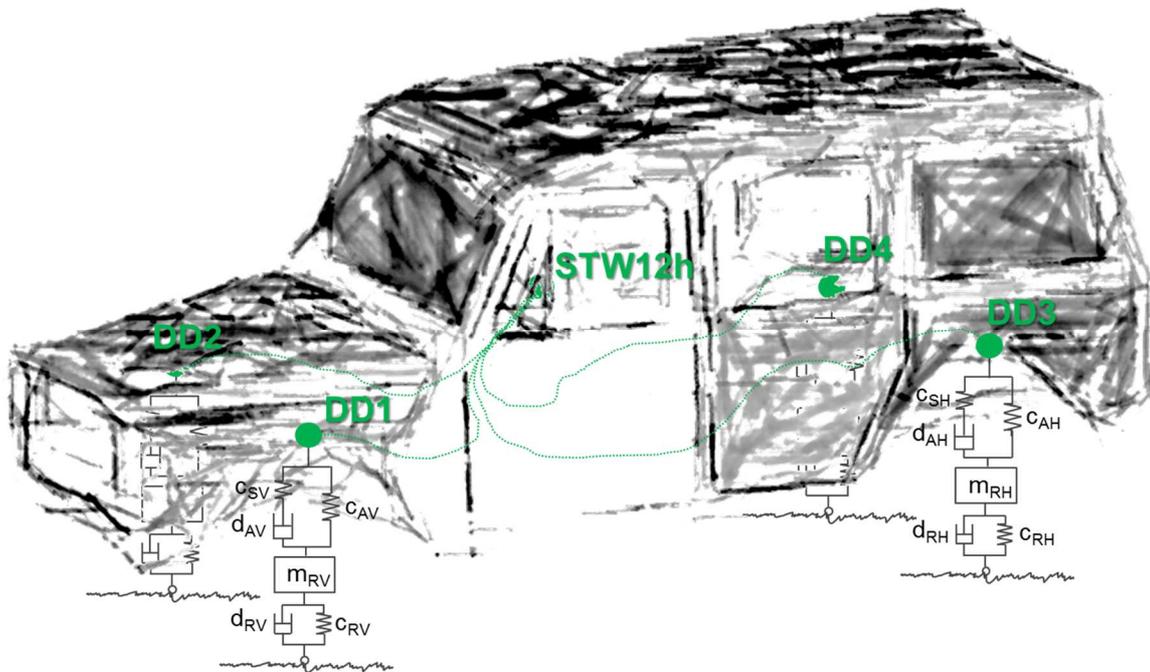


Abbildung 69: Schwingungs-Übertragungspfade des realen Fahrzeuges.

Durch Einsetzen der Weganregung aufgrund der Fahrbahnunebenheiten und Fahrgeschwindigkeit in Gleichung (3-36) ist es möglich, die Beschleunigung am Lenkrad für jeden der vier Pfade zu berechnen. Da es sich aufgrund der stochastisch verteilten Straßenunebenheiten um inkohärente Übertragungsfunktionen handelt, kann die am Lenkrad vorhandene Gesamt-Beschleunigung durch energetische Addition der vier Pfade berechnet werden.

$$a_{LR,ges} = \sqrt{(a_{LR,Pfad1}^2 + a_{LR,Pfad2}^2 + a_{LR,Pfad3}^2 + a_{LR,Pfad4}^2)} \quad (3-37)$$

Für die Berechnung der Lenkradbeschleunigung wurden die Parameterwerte aus Tabelle 12 für das System Rad und Fahrwerk verwendet.

Tabelle 12: Parameterwerte für Kapitel 3.2.4.7

Parameter	Wert	Einheit	Parameter	Wert	Einheit
$n_{R,v}$	1/224000	[m/N]	$n_{R,h}$	1/224000	[m/N]
$d_{R,v}$	100	[Ns/m]	$d_{R,h}$	100	[Ns/m]
$m_{R,v}$	47	[kg]	$m_{R,h}$	47	[kg]
$n_{A,v}$	1/24000	[m/N]	$n_{A,h}$	1/23100	[m/N]
$D_{A,v}$	0,3	[-]	$D_{A,h}$	0,3	[-]
$n_{St,v}$	1/2900000	[m/N]	$n_{St,h}$	1/2900000	[m/N]

Das Ergebnis der Berechnung ist in Abbildung 70 als Funktion der Frequenz aufgetragen. Alle zuvor beschriebenen Schwingungsphänomene sind in diesem Verlauf wiederzufinden. Bei einer Frequenz von etwa 1 Hz sieht man den Peak der Aufbaueigenfrequenz. Bei 13,3 Hz erkennt man die Radeigenfrequenz. Diese wirkt sich schon deutlich stärker auf die Lenkradbeschleunigung aus. Alle folgenden Peaks sind auf globale und lokale Moden im FEM-Modell zurückzuführen. Um diese zuordnen zu können, muss man die Ergebnisse der „Frequency Response Analysis“ genauer betrachten.

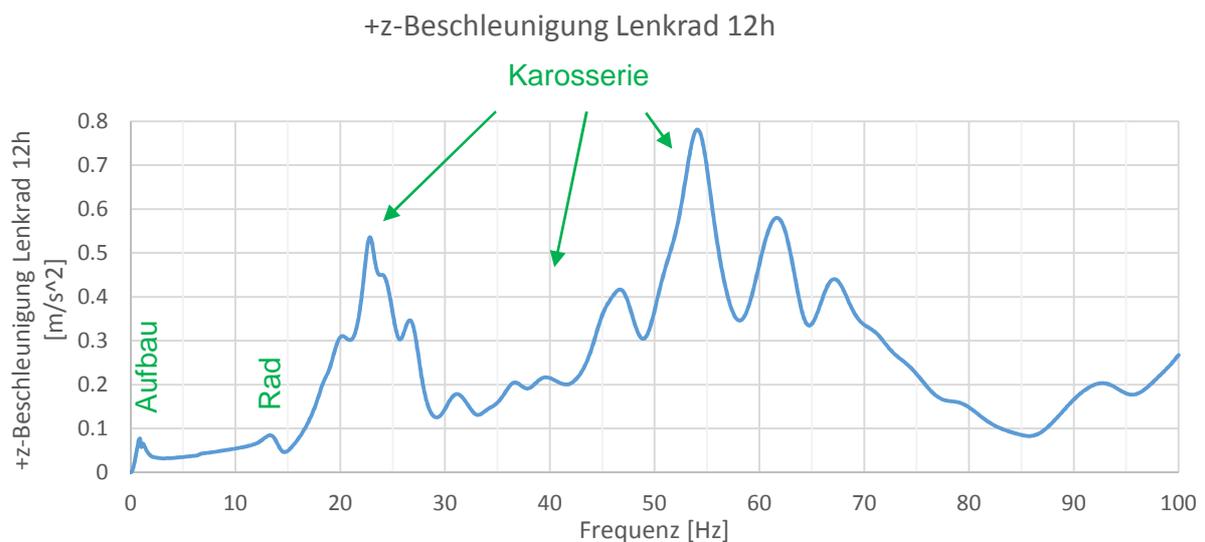


Abbildung 70: Verlauf der +z-Beschleunigung des Lenkrades

Abbildung 71 zeigt den Verlauf der Amplitude der Verschiebung des Lenkrades in +z-Richtung in mm. Die Ordinate hat eine logarithmische Skalierung.

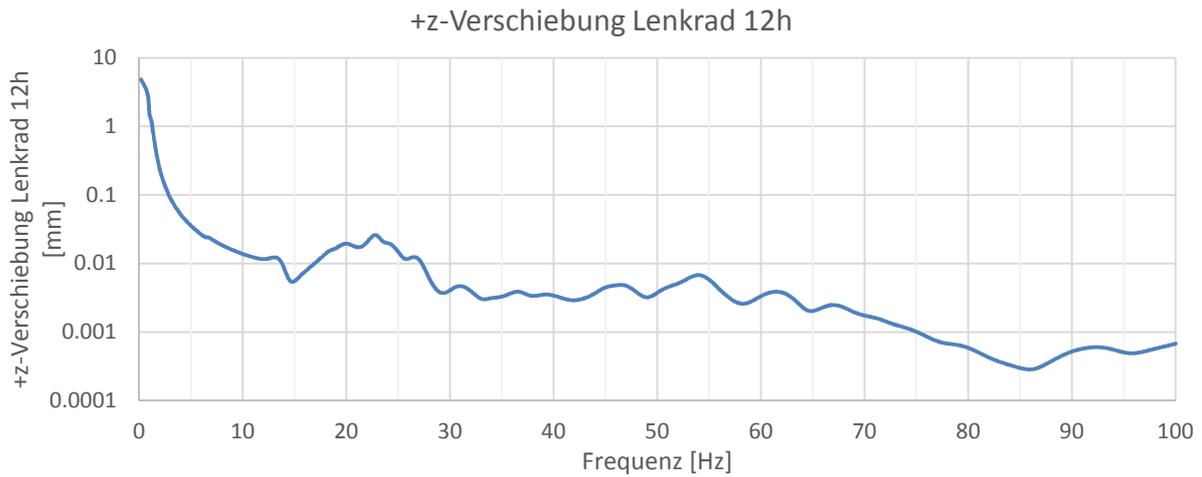


Abbildung 71: Verlauf der +z-Verschiebung des Lenkrades

In Abbildung 72 ist die Vergrößerungsfunktion $V_{R1,LR}$ des Pfades „Reifen vorne links“ zum Lenkrad aufgetragen. Die Vergrößerungsfunktion startet bei 0,4 Hz, da sich die Karosserie bei Anregung am Dom nicht nur in z-Richtung bewegt. Die Bewegung ist eine Kombination aus translatorischem und rotatorischem Anteil in mehreren Freiheitsgraden.

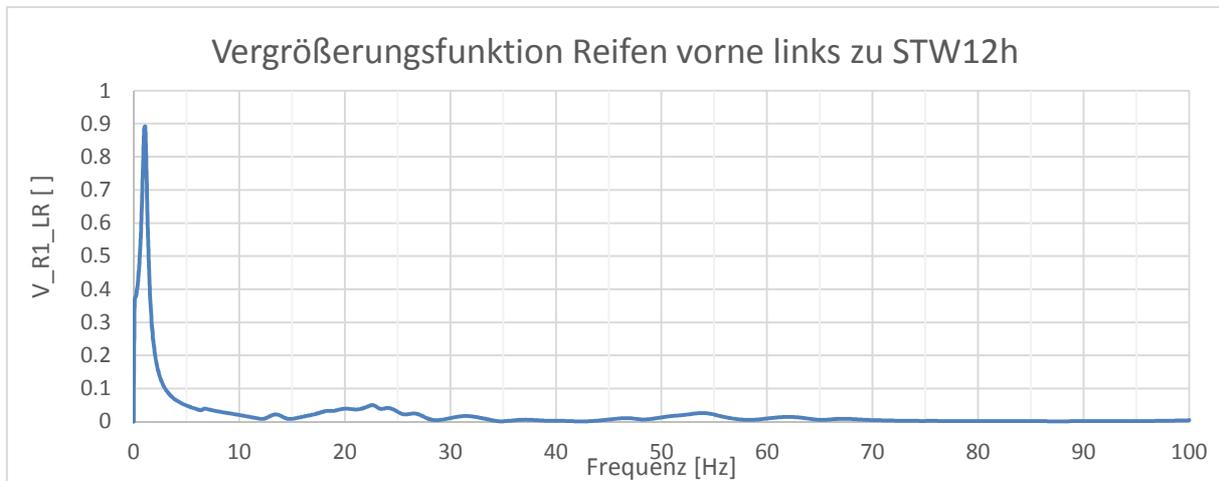


Abbildung 72: +z-Vergrößerungsfunktion Reifen vorne links zur Lenkung

In Abbildung 73 ist die Radlastschwankung aufgetragen. Man erkennt, dass es ab einer Frequenz von etwa 30 Hz keine merkliche Rückwirkung der Karosseriebewegung auf die Radlast gibt.

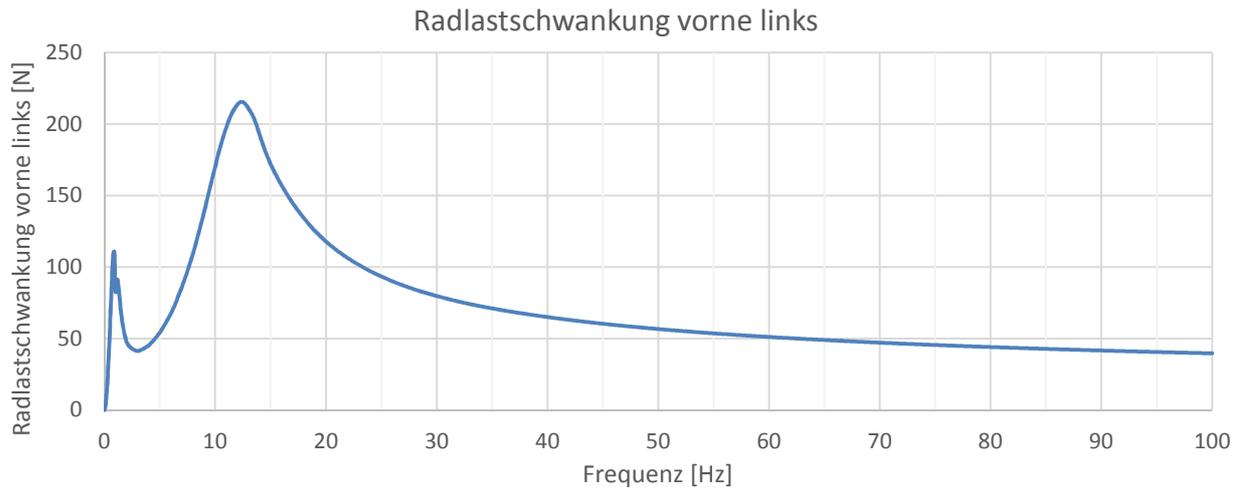


Abbildung 73: Radlastschwankung vorne links

Abschließend ist in Abbildung 74 noch die Beschleunigung des Rades in +z-Richtung angegeben. Diese Beschleunigung wird bei Komfortmessungen sehr häufig gemessen und mittels Fast-Fourie-Transformation in den Frequenzbereich gebracht. Ein Vergleich mit dem Verlauf dieser Messkurve aus einem Benchmark-Fahrzeug kann zur Überprüfung der Plausibilität des Modells verwendet werden.

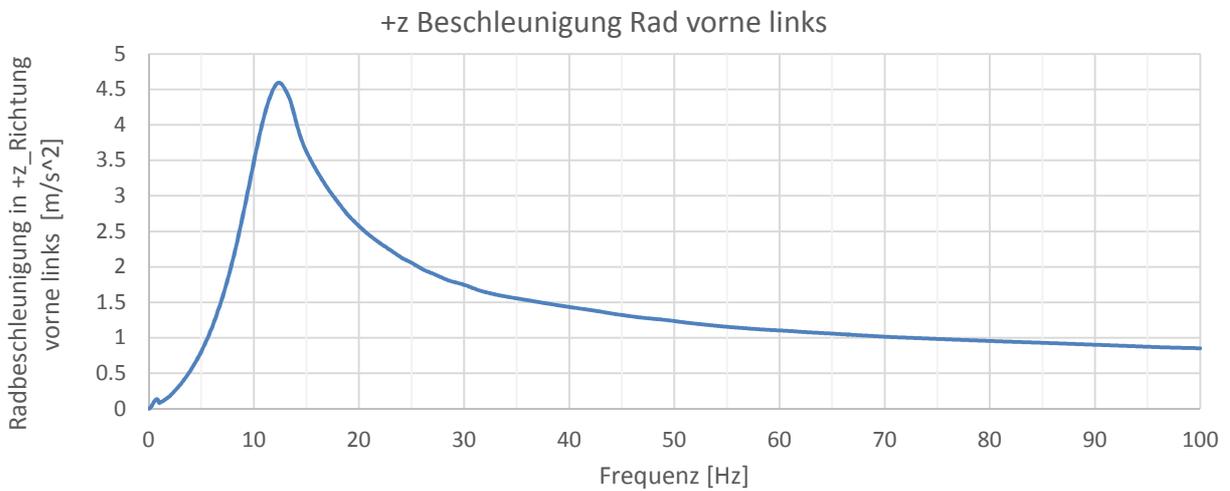


Abbildung 74: Beschleunigung des Rades vorne links in +z-Richtung

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass es möglich ist, die Vierpoltheorie auch auf reale Bauteile anzuwenden. Es muss jedoch angemerkt werden, dass es sich bei den hier verwendeten Modellen um nicht validierte Modelle handelt. Das Fahrwerk wurde als einfaches Feder-Masse-System modelliert, was eine sehr starke Vereinfachung darstellt. Der Vergleich mit einer Messung in Abbildung 75 zeigt jedoch, dass diese Methode zur Abschätzung von Größenordnungen verwendet werden kann.

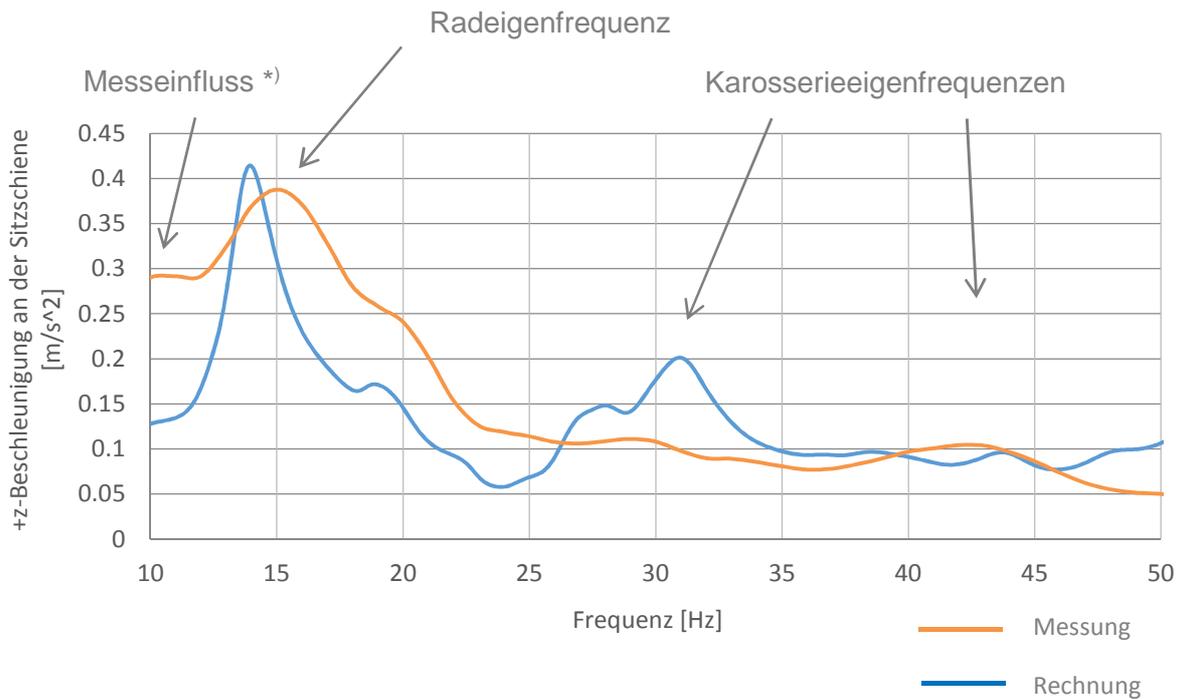


Abbildung 75: Vergleich gemessene und berechnete Beschleunigung an der Sitzschiene

*) Die starke Abweichung des zwischen Messung und Rechnung bei sehr tiefen Frequenzen ist auf die Kalibrierung der Messung zurückzuführen. Die Messung ist nicht für den tieffrequenten Bereich ausgelegt.

Für eine bessere Übereinstimmung müsste das FE-Modell verbessert werden, z.B. indem die Dämpfung erhöht wird.

3.3 Erstellen eines „Prototypen“

Um die Vorteile des wissensbasierenden Entwicklungssystems transparent zu machen, wurde im Zuge dieser Arbeit ein Prototyp/Demonstrator erstellt. Dazu wurde eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) in MATLAB® programmiert, die in diesem Kapitel beschrieben wird.

3.3.1 Gründe für die Verwendung von MATLAB GUI

Die beiden Anwendungsfälle liefern bereits eindeutige Anforderungen an das Programm, mit dem der Code geschrieben wird. Diese sind einerseits die effiziente Berechnung von Matrixoperationen im Zusammenhang mit der Vierpoltheorie und andererseits das Handling von großen Datenmengen. Aufgrund der Vielzahl an Daten, die vom Programm verarbeitet werden müssen stellt sich zusätzlich noch die Anforderung nach einer strukturierten Datenbasis.

Diese und mögliche weitere Anforderungen ans Programm wurden in Tabelle 13 zusammengefasst und hinsichtlich der Umsetzbarkeit in MATLAB bewertet. Die Anforderungen beschränken sich auf den Demonstrator, für ein ganzheitliches System ergeben sich zum Teil andere Forderungen. Auf diese wird in Kapitel 4 näher eingegangen.

Tabelle 13: Anforderungen an den Demonstrator und Einschätzung der Umsetzbarkeit in MATLAB

Anforderung:	Umsetzbar in MATLAB:
Rasche Umsetzung im Zuge der Diplomarbeit, keine großen Aufwände für die Einarbeitung.	++
Viele unterschiedliche Dateiformate einlesbar. (xls, asii, csv, ...)	+
Beliebige, unkomplizierte Erweiterbarkeit.	o
Intelligente Navigation.	o
Einbettung von Wissen/ Informationen	++
Öffnen von Files in anderen Programmen	+
Strukturierte Datenbasis	-

Die Forderung nach einer strukturierten Datenbasis, kann MATLAB nicht erfüllen. Beschränkt man sich allerdings auf den Demonstrator, ist diese Forderung nicht zwingend zu erfüllen. Für eine ganzheitliche Umsetzung wird die Forderung aufgrund der großen Datenmenge allerdings bindend. Die Realisierung des Prototyps erfolgt dennoch mittels MATLAB. Anforderungen an die Datenbasis können anschließend gut aus dem Demonstrator abgeleitet werden.

3.3.2 Grafische Benutzeroberfläche – Graphical User Interface (GUI)

Ein GUI ist ein grafisches Ein- Ausgabeelement, in dem ein oder mehrere Fenster zum Ausführen interaktiver Aufgaben herangezogen werden können [34]. Der Vorteil eines GUI besteht darin, dass der User kein eigenes Skript schreiben, oder Kommandos eintippen muss. Der User muss also nicht wissen, wie das Programm aufgebaut ist. Durch das Verändern von GUI Elementen wie „Push Buttons“, „Toolbars“, „List Boxes“, „Textfields“ und „Sliders“ kann der Benutzer die gewünschten Aktionen ausführen.

Eine wesentliche Rolle in der Arbeit spielt die Art des Zugangs zu den einzelnen Daten und Modellen. Das entwickelte System muss mehr sein, als eine gewöhnliche Datenbank, in der Rechenmodelle und Dateien unstrukturiert abgelegt sind. Um dieser Anforderung gerecht zu werden, wurde ein Navigationsbereich in einem eigenen Fenster grafisch programmiert. Im folgenden Kapitel wird dieses Navigationsfenster beschrieben.

3.3.3 Navigationsbereich

Wie bereits erwähnt, ist das Vorgehen beim Zugriff auf die Daten von entscheidender Bedeutung. Das Navigationsfenster ist so aufgebaut, dass man zu Beginn nur ein Panel sieht, in dem der gewünschte Themenbereich aus einer Liste ausgewählt werden kann.

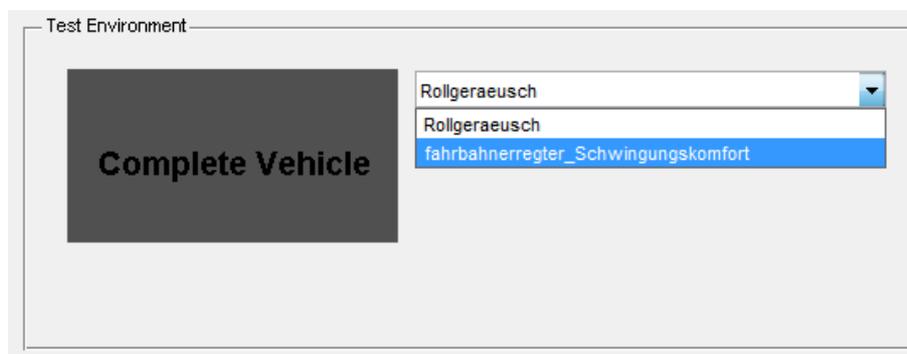


Abbildung 76: Navigationsfenster Gesamtfahrzeug-Ebene

Die auszuwählenden Themen sind die Geräuscharten und Schwingungsphänomene im Fahrzeug. Selbst wenn alle im Fahrzeug möglichen Geräusche und Schwingungsphänomene ins Tool integriert werden, bleibt die Anzahl der Themen in der Liste überschaubar. Diese Tatsache unterstreicht die Entscheidung, hier mit den Eingabemöglichkeiten zu starten.

Beim Demonstrator gibt es zwei Eingabemöglichkeiten, nämlich die beiden Anwendungsfälle Rollgeräusch und fahrbahnerregter Schwingungskomfort. Wählt man wie oben angedeutet den fahrbahnerregten Schwingungskomfort aus (Abbildung 77), so erweitern sich die Eingabemöglichkeiten im Navigationsfenster. Alle Themen, die nicht mit dem fahrbahnerregten Schwingungskomfort zu tun haben, werden für den weiteren Eingabevorgang ausgeschlossen. Sie sind für den Anwender nicht sichtbar.

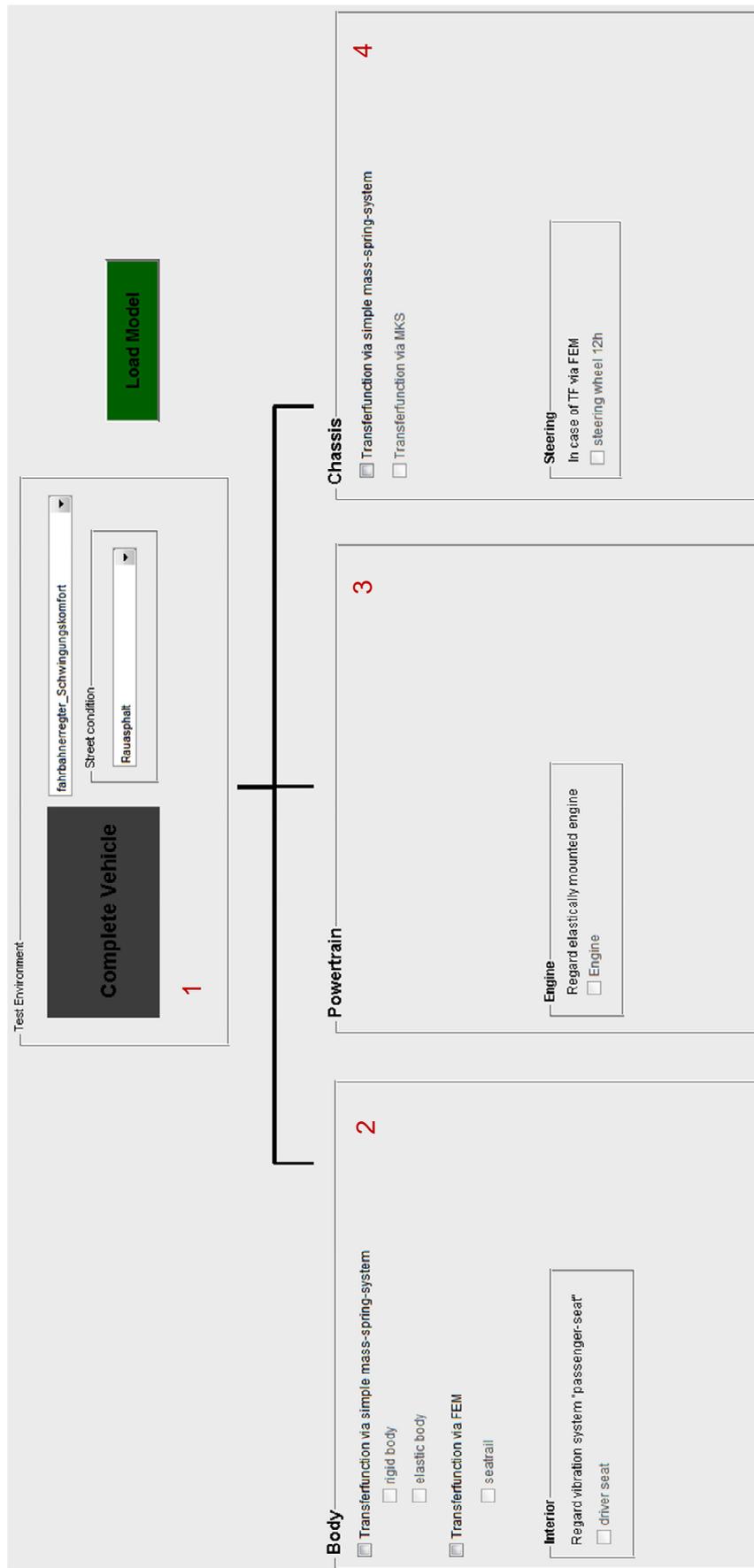


Abbildung 77: Navigationsfenster Subsystem-Ebene für den fahrbahnerregten Schwingungskomfort

Die Felder für die weitere Navigation sind in Abbildung 77 mit roten Ziffern markiert. Auf Gesamtfahrzeug-Ebene kann man in Feld 1 zwischen Fahrbahnen unterschiedlicher Beschaffenheit und verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten wählen. Dieses Eingabefeld definiert die Schwingungsanregung für das Rechenmodell, das dem fahrbahnerregten Schwingungskomfort zu Grunde liegt. Durch Anklicken wird ein zugehöriges Excel-File geladen, entsprechende Variablen als Mat-File gespeichert und dem Rechenmodell übergeben. Möchte man die Auswahlmöglichkeiten erweitern, muss man ein Excel-File mit der gewünschten Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrgeschwindigkeit erstellen und ins Programm einpflegen.

In den Feldern 2, 3 und 4 sind die Eingabemöglichkeiten für die Subsysteme Aufbau, Antriebsstrang und Fahrwerk zusammengefasst. Durch Setzen von Haken können die in Kapitel 3.2.4 beschriebenen Modelle aufgerufen werden. Die Haken definieren, welche Komponenten im Schwingungsersatzsystem enthalten sind und wie die Transfermatrizen erstellt wurden (einfaches Feder-Dämpfer-Masse-System oder mittels FEM). Unzulässige Hakenkombinationen werden vom Programm ausgeschlossen. Abschließend kann durch Anklicken des grünen Buttons „Load Model“ das passende Rechenmodell in einem neuen Fenster geladen werden.

Abbildung 78 zeigt den Navigationsbereich fürs Rollgeräusch. Der Aufbau ist, wie beim fahrbahnerregten Schwingungskomfort, hierarchisch strukturiert. Der Vorteil einer hierarchischen Struktur wird in diesem Anwendungsfall sichtbar. Das Subsystem Antriebsstrang erscheint in grauer Schrift, was bedeutet, dass dieses Subsystem (und alle darin enthaltenen Komponenten) nicht am Rollgeräusch beteiligt sind. Die Möglichkeit des Ausschließens von Subsystemen/Komponenten wird umso wirkungsvoller, je weiter unten man sich in der hierarchischen Struktur befindet, da die Anzahl der Subsysteme/Komponenten nach unten hin steigt. Für den Demonstrator sind die Haken per Default vorgegeben und müssen nicht verändert werden.

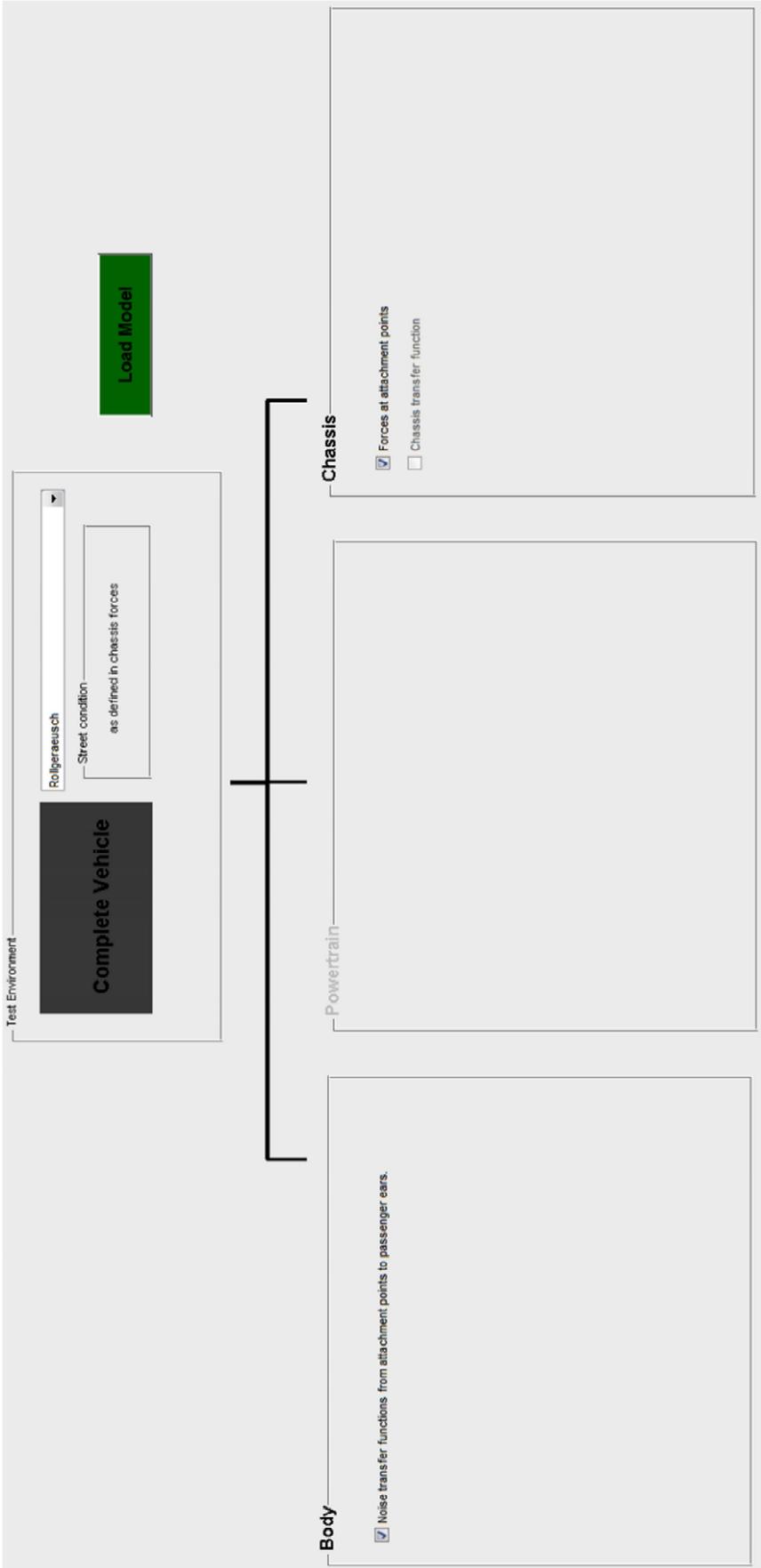


Abbildung 78: Navigationsfenster Subsystem-Ebene fürs Rollgeräusch

Wie beim fahrbahnerregten Schwingungskomfort kann auch hier das passende Rechenmodell durch Anklicken des Buttons „Load Model“ geladen werden. Beide Rechenmodelle werden in den anschließenden zwei Teilstücken beschrieben.

3.3.4 Oberfläche: Fahrbahnerregter Schwingungskomfort

Das Berechnungsverfahren und die Modelle, welche dieser Oberfläche zu Grunde liegen, wurden in Kapitel 3.2.4.4 bereits beschrieben. Mit Hilfe dieser Oberfläche soll es dem Benutzer ermöglicht werden, ohne Kenntnis des Berechnungsverfahrens, mit der Vierpoltheorie zu arbeiten. Abhängig von den gesetzten Haken im Navigationsbereich, erscheinen jeweils 3 Fenster für die Betrachtung des Schwingungskomforts, deren Aufbau für alle Hakenkombinationen gleich ist. Für eine Hakenkombination werden die drei Fenster anschließend beschrieben.

In Abbildung 79 sieht man das Viertelfahrzeugmodell der vorderen Fahrzeughälfte. Um eine Berechnung zu starten, muss auf den „RUN-Button“ geklickt werden. Jede Parameteränderung auf der Oberfläche wird erst durch Anklicken des „RUN-Buttons“ an die Berechnung übergeben und im Diagramm sichtbar. In der Liste „Choose a plot“ kann ausgewählt werden, was im Diagramm dargestellt wird. Man kann zwischen Aufbaubeschleunigung, Vergrößerungsfunktion des Aufbaus und Radlastschwankung wählen. Alle Federsteifigkeiten (rechte Schieberspalte) und Dämpfungen (linke Schieberspalte) des Systems können mittels Schieber verstellt werden, die restlichen Parameter des Systems müssen bei Bedarf im Panel „Parameter“ überschrieben werden. Durch Parametervariationen können verschiedene Szenarien durchgespielt werden und deren Auswirkungen auf die Aufbaubeschleunigung (Komfortkriterium) im Graphen betrachtet werden.

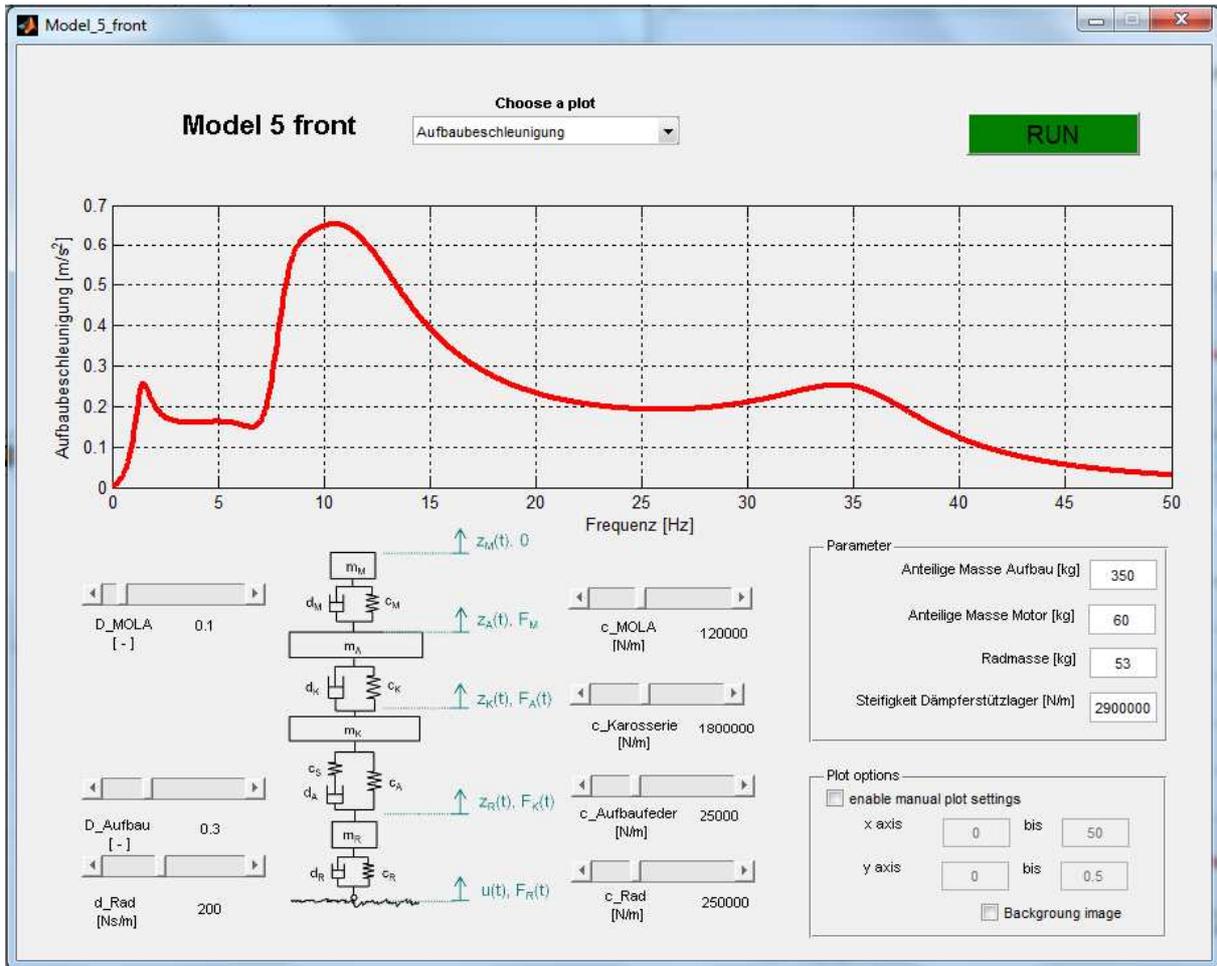


Abbildung 79: Oberfläche des vorderen Viertelfahrzeugmodells

Im Panel „Plot Options“ kann durch Setzen eines Hakens das manuelle Einstellen des dargestellten Diagrammbereiches ermöglicht werden. Setzt man einen Haken im Feld „Background Image“ werden Messergebnisse hinter den Grafen gelegt. Dies ermöglicht beispielsweise eine Validierung oder das „Nachbauen“ eines bestimmten Fahrzeuges.

Das Fenster für das hintere Viertelfahrzeugmodell ist in Abbildung 80 dargestellt. Es ist prinzipiell gleich aufgebaut wie jenes des Vorderwagens, jedoch ohne Motor.

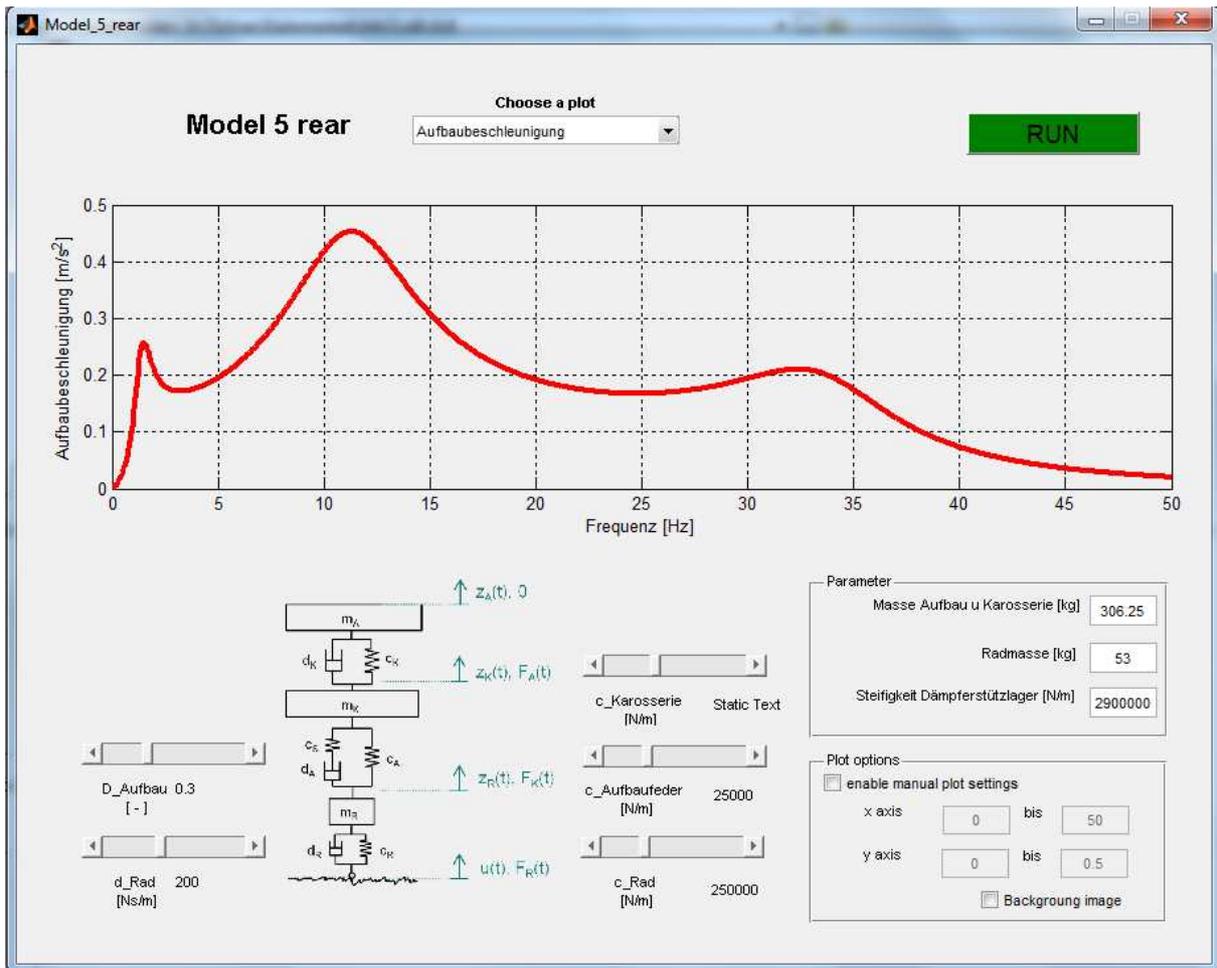


Abbildung 80: Oberfläche des hinteren Viertelfahrzeugmodells

Die beiden vorgestellten Oberflächen ermöglichen das Durchführen von Parametervariationen für ein vorderes und hinteres Viertelfahrzeug getrennt voneinander. Mit dem in Abbildung 81 dargestellten Fenster lässt sich das Verhalten der beiden Fahrzeugmodelle vorne und hinten zu einem Gesamtfahrzeug-Verhalten zusammenfügen. Die Ergebnisse werden nach jedem „RUN“ gespeichert und an das „Combined Model“ übergeben. Durch Drücken des Buttons „Refresh“ wird der Verlauf der Aufbaubeschleunigung und die Vergrößerungsfunktion des Aufbaus berechnet und im Diagramm wahlweise dargestellt.

Die Zusammenfassung der beiden Einzelmodelle erfolgt über die Bildung des Effektivwertes. Das bedeutet, dass die beiden Teilfahrzeuge nicht phasenrichtig aufsummiert werden. Kompensationseffekte der Schwingungsamplitude bei gegenphasig schwingenden Komponenten werden also nicht berücksichtigt.

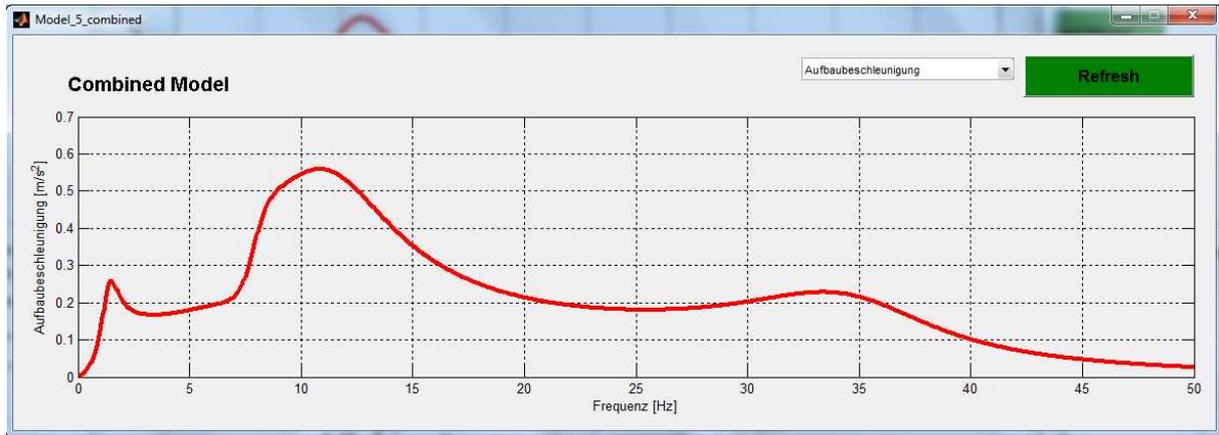


Abbildung 81: Oberfläche des kombinierten Modells

3.3.5 Oberfläche: Rollgeräusch TPA

In Abbildung 82 ist die Oberfläche der Transferpfadanalyse dargestellt. Das GUI für die TPA besteht nur aus diesem Fenster. Die Berechnung, die im Hintergrund abläuft, wurde bereits in Kapitel 3.1.3.2 genau beschrieben. Die Geräuschübertragungsfunktionen und Anregekräfte müssen für jeden Übertragungspfad und alle drei Raumrichtungen in zwei Excel-Files vorliegen. Die Geräuschübertragungsfunktionen und Anregekräfte können beispielsweise in Messungen oder Simulationen bestimmt werden. Beide Werte sind als Funktion der Frequenz anzugeben.

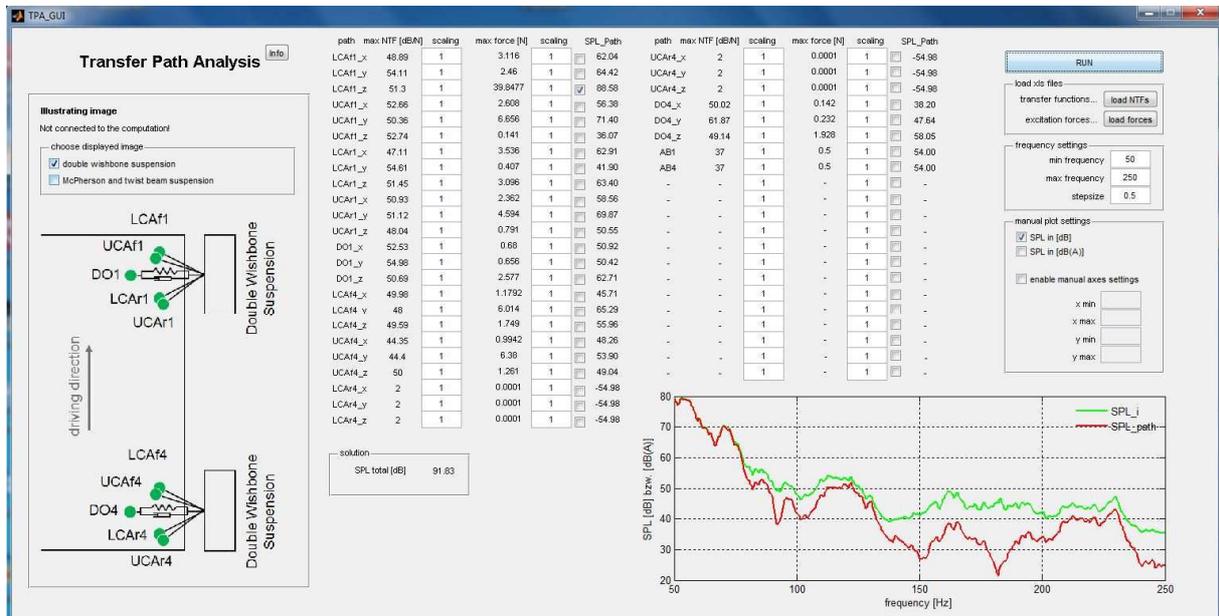


Abbildung 82: Oberfläche der Transferpfadanalyse

Der Aufbau dieser Oberfläche wird nachfolgend anhand der einzelnen Bereiche erklärt. In Abbildung 83 ist der linke Bereich des GUIs zu sehen. Neben der Überschrift

„Transferpfadanalyse“ ist ein Info-Button angebracht. Klickt man auf diesen, öffnet sich ein Web Browser mit Informationen zum Thema Transferpfadanalyse. Diese Funktion dient als Beispiel für die Möglichkeit, dem User Wissen/Informationen an passender Stelle zur Verfügung zu stellen.

Neben der Einbindung von Theorie könnten viele weitere Themen durch solche Buttons abrufbar sein, wie z.B.:

- Standardisierter Messaufbau
- Zugehörige Simulationsmethoden
- Dokumentierte Projekterfahrung
- Bedienungsanleitung fürs Tool

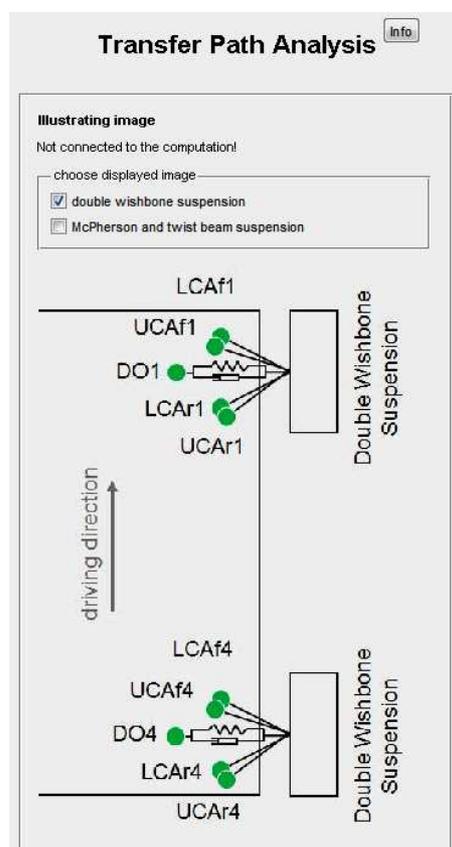


Abbildung 83: Voreingestellte Radaufhängungskonzepte

Mit den „Checkboxes“ darunter kann man zwischen zwei vorausgewählten, gängigen Radaufhängungen auswählen. Das Bild darunter zeigt die ausgewählte Radaufhängung exemplarisch. In der Abbildung ist eine Doppeldreieck-Querlenkerradaufhängung vorne und hinten dargestellt. Diese hat pro Rad 5 Anbindungsstellen an die Karosserie, die für die Geräuschübertragung relevant sind, was für das Gesamtfahrzeug 60 Körperschall-Übertragungspfade ergibt. Das Setzen des Hakens bedeutet die Übergabe der Geräuschübertragungsfunktionen und Anregekräfte aus den Excel-Files ans MATLAB-Programm.

Resultate

Die zweite auswählbare Radaufhängung ist ein McPherson-Federbein vorne und eine Verbundlenker-Achse hinten. Beide haben jeweils 3 für die Geräuschübertragung relevante Übertragungspfade. Dies ergibt 36 Körperschall-Übertragungspfade.

Zusätzlich kommt für alle Achskonfigurationen noch ein Luftschallpfad pro Reifen hinzu. Das bedeutet:

- Doppeldreieck-Querlenker → 64 Pfade
- McPherson und Verbundlenker → 40 Pfade

Abbildung 84 zeigt den rechten Bereich des GUIs. Hier sind alle Transferpfade aufgelistet. In der ersten Spalte steht der Name des jeweiligen Pfades, gefolgt vom maximalen Wert der Geräuschübertragungsfunktion (NTF) im betrachteten Frequenzbereich. Die NTF kann in der nächsten Spalte über einen Skalierungsfaktor verändert werden. Gleiches gilt in den nächsten beiden Spalten für die Anregekraft. Durch Setzen eines Hakens in der Checkbox wird festgelegt, ob dieser Pfad im Plot rechts unten eingezeichnet wird oder nicht. In der letzten Spalte wird der Effektivwert des Schalldruckpegels für diesen Pfad berechnet, sobald auf den Button „RUN“ geklickt wird. Links unten im Panel „Solution“ wird der Effektivwert des Gesamt-Schalldruckpegels aller Pfade berechnet.

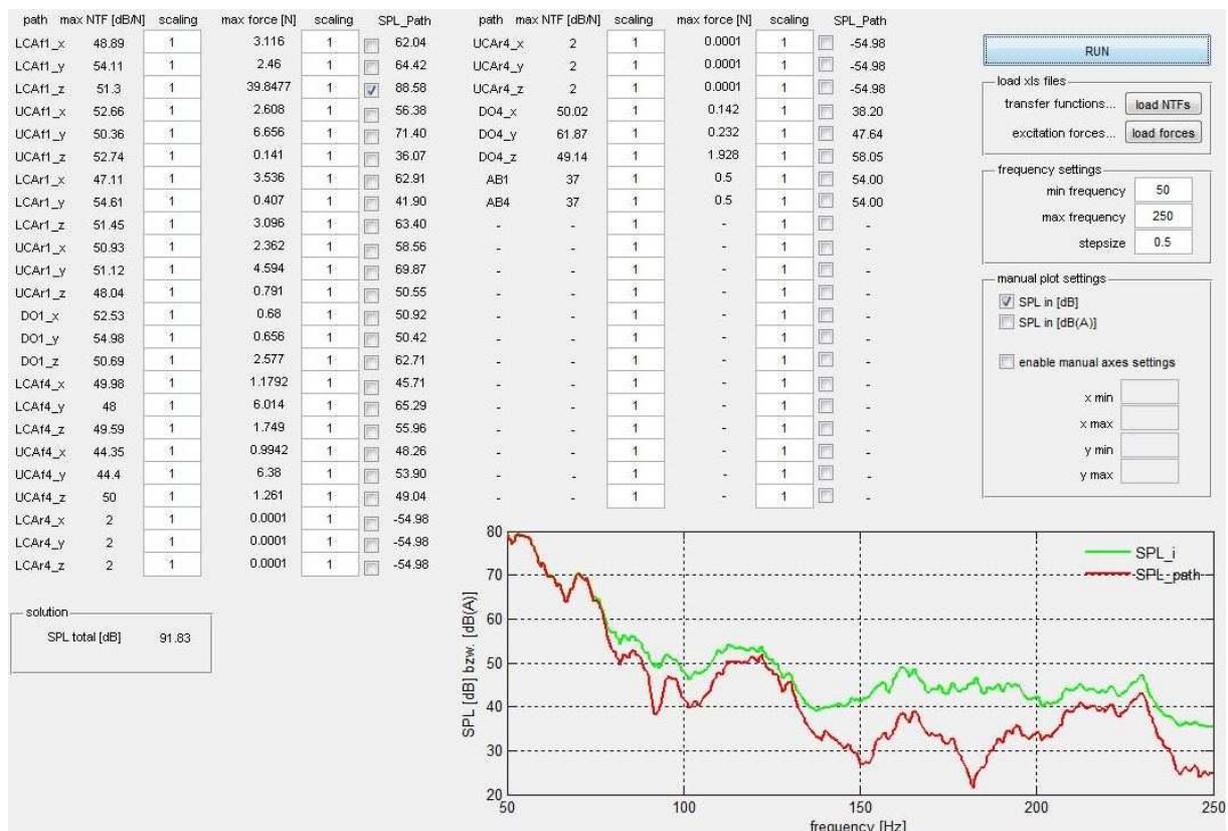


Abbildung 84: Schalldruckpegel der Kanäle und Gesamtschalldruckpegel

Im Diagramm ist in Grün der Gesamt-Schalldruckpegel-Verlauf aller Pfade dargestellt. Dieser wird durch die Wurzel der Quadratsumme aller Pfade zu jeder eingestellten Frequenz gebildet. Diese Vorgehensweise ist nur für inkohärente Signale zulässig. In Rot werden alle Schalldruckpegel-Verläufe dargestellt, für die oben ein Haken gesetzt wurde.

In den drei Panels unter dem „RUN-Button“ können grundlegende Optionen eingestellt werden. Im obersten Panel „load xls files“ können neue NTFs und Anregekräfte aus Excel-Files ins Tool geladen werden. Diese Funktion überschreibt die beiden voreingestellten Radaufhängungen.

Im mittleren Panel „frequency settings“ kann der Frequenzbereich eingestellt werden, der dem Rechenmodell zugeführt wird. Die NTFs und Anregekräfte liegen in den beiden Excel-Files für unterschiedliche Frequenzen vor. Die Werte werden vom Code eingelesen, anschließend wird eine Interpolation durchgeführt. Die Interpolation bezieht sich auf die im Panel eingestellten Werte und wiederholt sich bei jedem Klick auf den „RUN-Button“.

Im unteren Panel können Einstellungen bezüglich des Plots vorgenommen werden. Mit den ersten beiden Checkboxes wird festgelegt, ob der Verlauf des Schalldruckpegels im Plot nicht bewertet oder A-bewertet angezeigt wird. Durch Setzen eines Hakens in die letzte Checkbox und Eintragen von Werten in die darunterliegenden Felder kann man den Bereich verändern, der im Plot dargestellt wird.

Die Ergebnisse des Demonstrators wurden mit Ergebnissen aus Siemens LMS Virtual.Lab® verglichen. Die Übereinstimmung ist Abbildung 85 zu entnehmen. Das erstellte GUI ist also hinsichtlich Erstellung einfacher Transferpfadanalysen validiert.

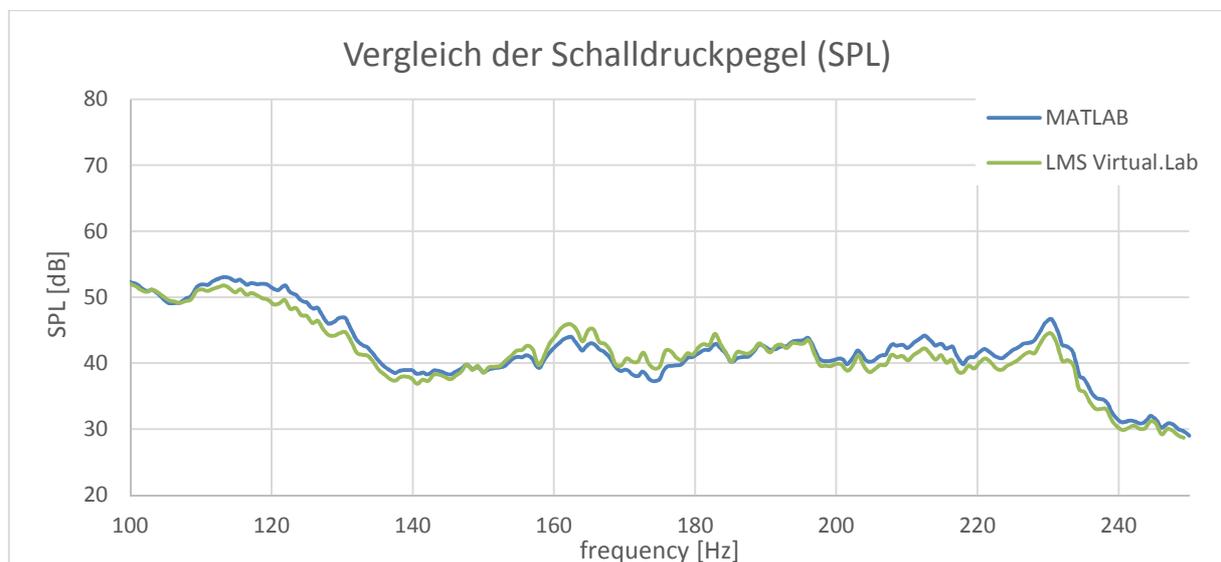


Abbildung 85: Vergleich der Schalldruckpegel, berechnet aus MATLAB und LMS Virtual.Lab

4 Diskussion

4.1 Vor- und Nachteile der beschriebenen Verfahren, Grenzen der Nutzbarkeit.

Sowohl die Vierpoltheorie als auch die Transferpfadanalyse sind nur für lineare Systeme gültig. Reale Systeme zeigen in der Regel allerdings ein nichtlineares Verhalten. Für kleine Bewegungen können die Systeme jedoch linearisiert werden. Folglich können mit beiden Verfahren nur Schwingungen mit geringen Anregungen berechnet werden. Eine weitere Gemeinsamkeit beider Verfahren ist, dass nur die Lösung im eingeschwungenen Zustand ermittelt werden kann. Die Anregung muss somit periodisch sein. Stoßanregungen sind ausgeschlossen.

Die Berechnungsverfahren sollen keine Detailsimulationen wie FEM oder MKS ersetzen. Es können keine realen Bauteilparameter bewertet werden. Die Verfahren stellen eine Unterstützung für den Akustikingenieur dar, mit dem Vorteil, dass Ergebnisse sehr schnell berechenbar sind. Es können daher einerseits Zielwertvorgaben abgeleitet werden und andererseits kann die Überprüfung der Zielerreichung durchgeführt werden.

4.1.1 Transferpfadanalyse

Die Transferpfadanalyse wurde sehr einfach gehalten. Körperschall- und Luftschallpfade wurden als gleichwertige und inkohärente Signale betrachtet. Dadurch ist es sehr einfach möglich, die einzelnen Pfade durch Effektivwertbildung zu einem Gesamtsignal zusammenzufassen.

Besonders gut geeignet ist diese einfache Betrachtung, wenn die TPA zur Zielwertdefinition verwendet wird, da zu diesem Zeitpunkt noch keine genauen Fahrzeugdaten zur Verfügung stehen, um eine genauere Berechnung durchführen zu können. Zielwert ist ein gewisser Schalldruckpegel im Fahrzeuginnenraum, der beispielsweise aus einem Benchmark ermittelt wurde.

Im Demonstrator wurde die TPA implementiert. Es werden Geräuschübertragungsfunktionen und Kräfte in die grafische Benutzeroberfläche geladen und daraus der Schalldruckpegel im Fahrzeuginnenraum berechnet. Der gesamte Schalldruckpegel aller Pfade, oder die Schalldruckpegel einzelner Pfade können als Funktionen der Frequenz dargestellt werden. Dadurch ist es möglich, einzelne dominierende Pfade herauszufinden und zu optimieren, bzw. Einflussstudien zur Zielwertdefinition durchzuführen.

4.1.2 Vierpoltheorie

In dieser Arbeit wurde angenommen, dass es sich bei den Schwingungsanregungen um sehr kleine Weganregungen handelt und die Schwingungen somit auch nur in einem sehr geringen Amplitudenbereich stattfinden. Das elastische Verhalten der Modelle kann für diese Fälle sehr gut linearisiert betrachtet werden. Die Dämpfungen wurden ebenfalls als linear, mit gleicher Zug- und Druckstufe, angenommen. Diese Annahmen stimmen mit dem realen Fahrzeug nur für sehr geringe Amplituden annähernd überein.

Mit Hilfe der Vierpoltheorie kann auch die Transferpfadanalyse durchgeführt werden. Dies vergrößert den Aufwand, da zusätzlich zur Transfermobilität auch die Eingangs- und Ausgangsmobilität berechnet werden muss. Dieses Vorgehen ist nur dann sinnvoll, wenn die Übertragungsfunktionen unterschiedlicher Subsysteme im Zuge der Transferpfadanalyse gekoppelt werden. Die Qualität der Ergebnisse wäre dadurch aber deutlich besser, da die Subsysteme dann phasenrichtig gekoppelt und Wechselwirkungen dadurch berücksichtigt wären. Im Demonstrator wurde die Vierpoltheorie nicht zur Erstellung von Transferpfadanalysen eingesetzt. Eine Erweiterung in diese Richtung wäre jedoch möglich.

Die Erstellung der Transfermatrizen mit Hilfe von FEM hat sich als sehr einfaches Verfahren herausgestellt. In dieser Arbeit konnte durch den Vergleich mit Messungen gezeigt werden, dass die Ergebnisse gut mit der Wirklichkeit übereinstimmen. Eine Optimierung und tiefergehende Validierung dieser Vorgehensweise hätte allerdings den Rahmen dieser Arbeit gesprengt und wurde deshalb nicht durchgeführt. Eine weitere Forschung in diese Richtung wäre jedoch absolut gerechtfertigt. Mit Fahrzeugen aus bereits abgearbeiteten Projekten ließe sich eine „Benchmark-Datenbank“ mit verschiedensten Transferfunktionen aufbauen, die mit unterschiedlichen Fahrwerken gekoppelt werden können. So könnte man verschiedenste Konfigurationen miteinander Verknüpfen und hätte in kürzester Zeit Rechenergebnisse. Die Stärke dieser Betrachtung darf man jedoch nicht in der Genauigkeit der Rechenergebnisse suchen. Sie liegt eindeutig in der benötigten Rechenzeit aber vor allem in der Auftrennung der Subsysteme Aufbau und Fahrwerk. Damit können Aufbau- und Fahrwerkseigenschaften getrennt voneinander optimiert werden (FEM, MKS) und die daraus erhaltenen Ergebnisse mittels der Vierpolmethode zusammengefügt werden.

4.2 Auswahlkriterien für die ganzheitliche Umsetzung

Ein wesentliches Kriterium bei einer weiteren Umsetzung des Themas wird die Auswahl einer geeigneten Software sein. Um aus der Vielzahl an möglichen Lösungen die passende zu finden, wurde eine Entscheidungsmatrix erstellt. Die Kriterien-Struktur wurde aus [36] abgeleitet und für den speziellen Anwendungsfall angepasst. Um auf die Gewichtung der zu kommen, wurden alle Kriterien miteinander verglichen, Tabelle 1. Das wichtigere Kriterium bei jedem Vergleich erhält einen Punkt. Sind alle Punkte vergeben, so wird für jedes Kriterium die Summe gebildet. Diese Summe entspricht der Gewichtung in der Entscheidungsmatrix.

Tabelle 14: Bewertung der Kriterien in der Entscheidungsmatrix

	Rechenoperationen verfügbar	Hierarchisch aufgebaute Navigation programmierbar.	Einfache Fehlersuche	Einfache Bedienbarkeit	Funktionsumfang individuell bestimmbar	Erweiterbarkeit auf andere Bereiche	Handeln großer Datenmengen	Einfacher Zugang zu Input-Files	FE- oder MKS-Modelle abrufbar.	Informationen gezielt abrufbar	Einfach zu programmieren	Qualität des GUI	Benötigte Software am Zielrechner	Getrennte Speicherung von Datenbasis und Code	Änderungen im GUI von jedem durchführbar	Optisch schön aufbereitete Ergebnisse (Herzeigbarkeit)	Geringe Anschaffungskosten
Rechenoperationen verfügbar	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Hierarchisch aufgebaute Navigation programmierbar.	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0	1
Einfache Fehlersuche	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1
Einfache Bedienbarkeit	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1
Funktionsumfang individuell bestimmbar	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Erweiterbarkeit auf andere Bereiche	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	1
Handeln großer Datenmengen	1	0	0	0	0	1	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	1
Einfacher Zugang zu Input-Files	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	0
FE- oder MKS-Modelle abrufbar.	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	1	0	1
Informationen gezielt abrufbar	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	1
Einfach zu programmieren	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1
Qualität des GUI	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	1
Benötigte Software am Zielrechner	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	0	1	0	1
Getrennte Speicherung von Datenbasis und Code	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	0	1	0
Änderungen im GUI von jedem durchführbar	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1
Optisch schön aufbereitete Ergebnisse	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Geringe Anschaffungskosten	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	16	6	1	10	1	11	10	5	12	11	4	6	9	5	13	1	15

Jedes Programm in der Entscheidungsmatrix, Tabelle 15, erhielt Punkte von 0 bis 5 für unterschiedliche Anforderungen, wobei 0 sehr schlecht und 5 sehr gut bedeutet. Diese Punkte wurden anschließend mit der zuvor bestimmten Gewichtung multipliziert. Für jedes zur Auswahl stehende Programm wurde die Summe dieser gewichteten Punkte gebildet. Das Programm mit den meisten Punkten erscheint für die Umsetzung des Entwicklungssystems am geeignetsten.

Tabelle 16: Entscheidungsmatrix mit voll funktionsfähigem PLM-System im Unternehmen.

Entscheidungsmatrix Note: 0... sehr schlecht, 5... sehr gut			Siemens LMS Virtual.Lab		MatLab GUI		VBA in Excel		VC# mit Matlab Schnittstelle und W.-Ordner-Struktur		VC# mit Matlab Schnittstelle und PDM-Ordner-Struktur	
			KO	Gew.:	Pkt.:	Gew.:	Pkt.:	Gew.:	Pkt.:	Gew.:	Pkt.:	Gew.:
Funktionale Anforderungen												
Rechenoperationen verfügbar	JA	16	4	64	5	80	2	32	5	80	5	80
Hierarchisch aufgebaute Navigation programmierbar.		6	5	30	2	12	1	6	5	30	5	30
Einfache Fehlersuche		1	1	1	3	3	3	3	4	4	3	3
Einfache Bedienbarkeit		10	3	30	4	40	4	40	4	40	4	40
Funktionsumfang individuell bestimmbar		1	0	0	3	3	3	3	3	3	3	3
Integrative Aspekte												
Erweiterbarkeit auf andere Bereiche		11	3	33	5	55	3	33	5	55	5	55
Handeln großer Datenmengen		10	5	50	4	40	2	20	5	50	5	50
Einfacher Zugang zu Input-Files		5	5	25	5	25	3	15	5	25	5	25
Applikationsspezifische Aspekte												
FE- oder MKS-Modelle abrufbar.		12	5	60	4	48	4	48	4	48	4	48
Informationen gezielt abrufbar		11	4	44	4	44	4	44	4	44	4	44
Strategische Aspekte												
Einfach zu programmieren		4	1	4	4	16	4	16	4	16	3	12
Qualität des GUI		6	5	30	3	18	1	6	5	30	5	30
Benötigte Software am Zielrechner		9	1	9	5	45	5	45	5	45	1	9
Getrennte Speicherung von Datenbasis und Code		5	5	25	5	25	5	25	5	25	5	25
Änderungen im GUI von jedem durchführbar		13	0	0	3	39	5	65	3	39	3	39
Optisch schön aufbereitete Ergebnisse (Herzeigbarkeit)		1	5	5	3	3	4	4	5	5	5	5
Finanzielle Aspekte												
Geringe Anschaffungskosten		15	1	15	4	60	5	75	4	60	4	60
					Erg. 1:	Erg. 2:	Erg. 3:	Erg. 4:	Erg. 5:			
					425	556	480	599	558			
					5 th	3 rd	4 th	1 st	2 rd			

4.3 Gegenüberstellung holistischer und reduktionistischer Ansatz

Unter Holismus versteht man die Vorstellung, dass natürliche Systeme und ihre Eigenschaften als Ganzes und nicht als Zusammensetzung ihrer Teile betrachtet werden müssen. Das Gegenteil davon ist der Reduktionismus, nämlich die Lehre, nach der ein System durch seine Einzelbestandteile vollständig bestimmt wird.

In Bezug auf diese Arbeit wären beide Ansätze für eine weitere Betrachtung zielführend. Ein holistischer Ansatz für dieses Projekt wäre ein Entwicklungssystem, das alle akustischen und schwingungstechnischen Eigenschaften abdeckt und wenn möglich, Brücken zwischen den einzelnen Eigenschaften enthält. Verändert man einen Parameter, so zeigt das System alle Auswirkungen auf, die durch diese Parametervariation entstanden sind. Die Erstellung eines solchen Systems ist sehr zeitaufwendig und verbraucht viele Ressourcen. Ein weiterer Nachteil ist, dass ein solches System bis zur Fertigstellung nicht genutzt werden kann. In Abbildung 86 ist ein abstraktes Modell eines holistischen Systems dargestellt. Es werden nur die wichtigsten Faktoren und beispielhafte Verknüpfungen dargestellt. Beispielsweise ist das Rollgeräusch mit den Karosserieschwingungen verbunden, da beim Rollgeräusch Körperschall, also mechanische Schwingungen, in die Karosserie geleitet wird. Von entscheidender Bedeutung ist die Vernetzung zwischen den einzelnen Themenbereichen, welche die Wechselwirkungen der Bereiche beschreiben. Das Erstellen einer geeigneten Vernetzung wird für die weitere Umsetzung dieses Ansatzes sehr herausfordernd sein.

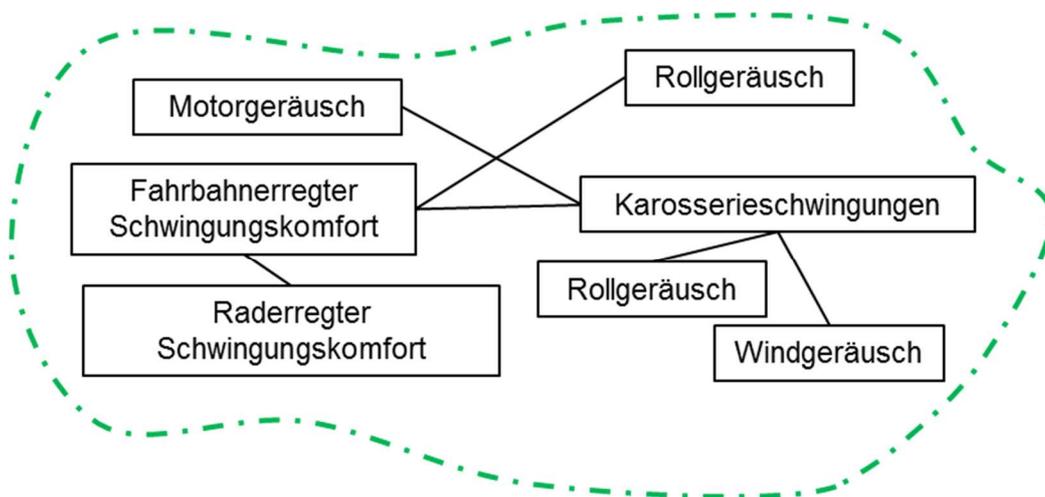


Abbildung 86: Schematische Darstellung eines holistischen Ansatzes

Ein reduktionistischer Ansatz würde bedeuten, dass zu Beginn der Entwicklung eine Grundstruktur (Skelettmodell) erstellt wird. Nach und nach werden akustische und schwingungstechnische Themengebiete in diese bestehende Struktur integriert. Diese Variante hat den Vorteil, dass die bestehende Grundstruktur mit den bereits inkludierten Themengebieten vom Anwender genutzt werden kann, während andere Themengebiete noch in der Bearbeitung sind. Bei der Erstellung der Grundstruktur ist darauf zu achten, dass es bezüglich der integrierbaren Themen keine Einschränkung geben kann. D.h. das Tool muss beliebig erweiterbar sein. Bei der Fehlersuche und Adaption hätte diese Variante ebenfalls

Vorteile. In der Anwendung sieht man beim Durchführen von Parametervariationen immer nur die Auswirkungen auf den gerade betrachteten Anwendungsfall. In Abbildung 87 ist ein abstraktes Modell eines reduktionistischen Systems dargestellt. Die einzelnen Bereiche werden hier wie Schubladen in einen bestehenden Kasten (die Grundstruktur) eingefügt.

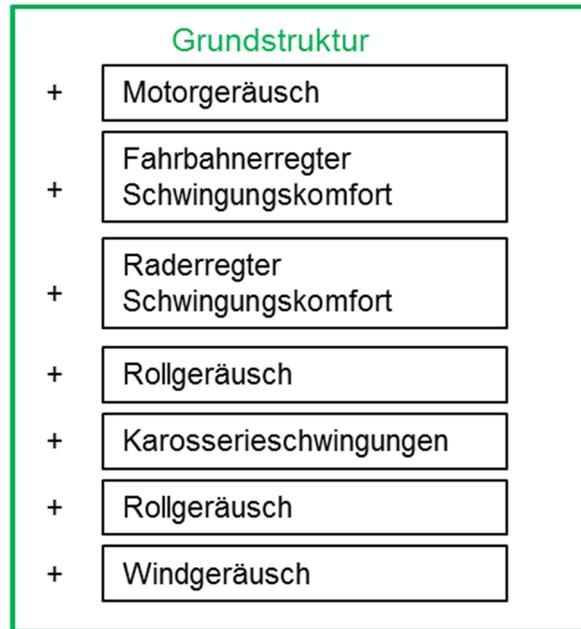


Abbildung 87: Schematische Darstellung eines reduktionistischen Ansatzes

Nicht nur aufgrund der Kosten ist der holistische Ansatz, trotz der offensichtlichen Vorteile, zu hinterfragen. Die Berechnungen, die im Hintergrund ablaufen, können dem Bereich der Heuristik zugewiesen werden. Das bedeutet, dass mit begrenztem Wissen über ein System, mit Hilfe von mutmaßenden Schlussfolgerungen, Aussagen über das System getroffen werden. Nur so können Lösungen in kurzer Zeit zur Verfügung gestellt werden. Die Frage die sich nun allerdings aufdrängt ist, ob man mit diesen vereinfachten Betrachtungen Wechselwirkungen zwischen den Systemen überhaupt noch darstellen kann?

Der Demonstrator wurde mit dem reduktionistischen Ansatz erstellt. Er beschreibt keine Wechselwirkungen zwischen den Anwendungsfällen Rollgeräusch und fahrbahnerregter Schwingungskomfort. Die Erfassung der Wechselwirkungen bleibt immer noch der Erfahrung des Ingenieurs überlassen. Die Integration eines holistischen Systems stellt eine große Herausforderung dar.

4.4 Möglicher Aufbau des Tools

Die Erstellung des Demonstrators hat gezeigt, dass MATLAB für grafische Benutzeroberflächen nicht besonders gut geeignet ist. Die Erstellung eines GUI in MATLAB erfolgt am einfachsten über GUIDE. Ein großer Nachteil von GUIDE gegenüber anderen Programmen ist, dass die Oberflächen sehr eingeschränkte maximale Größen haben. Das Arbeiten mit „Slidern“ zur Vergrößerung der Oberflächen ist nicht möglich. Der Inhalt, der auf einer Oberfläche angezeigt werden kann ist somit sehr beschränkt.

Für eine weitere Umsetzung des Themas muss man sich eine Alternative zum MATLAB GUI überlegen. In Abbildung 88 ist eine Möglichkeit dargestellt, wie das System aufgebaut sein kann. Der Grundgedanke ist, dass die grafische Benutzeroberfläche in Visual Studio, z.B. in einem .NET framework, erstellt wird. Als Programmiersprache kommen prinzipiell alle gängigen Sprachen in Frage. Als besonders geeignet erscheinen Visual Basic .NET oder C#.

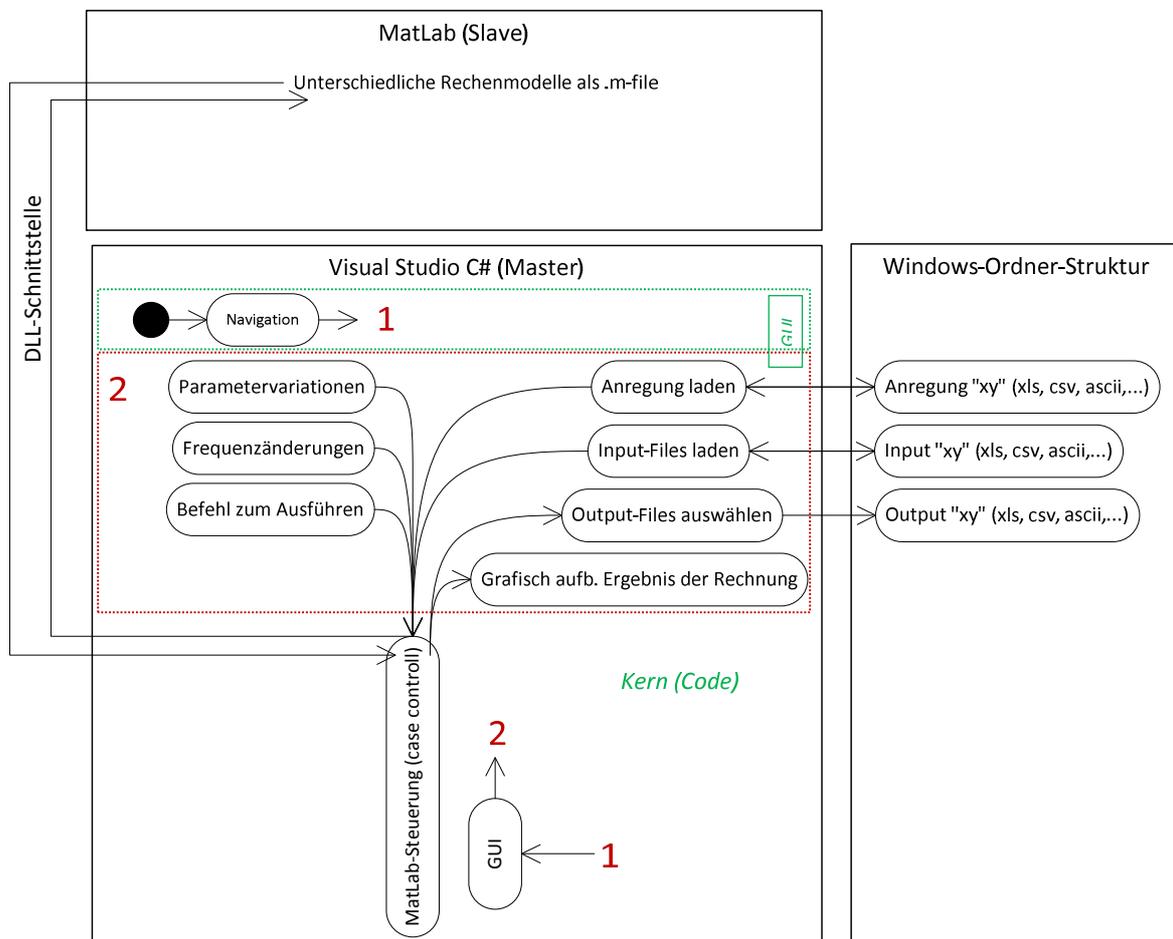


Abbildung 88: Möglicher Aufbau des Entwicklungssystems

MATLAB soll aufgrund seiner Stärken im Bereich der Matrizenrechnung als Berechnungsprogramm im Hintergrund laufen. Die Ausführung der Schnittstelle kann folgendermaßen aussehen:

- 1) Die MATLAB Befehle werden von der Benutzeroberfläche mit dem Befehl „myMAT.Execute“ an die Kommandozeile von MATLAB geschickt. MATLAB muss dazu am Zielrechner geöffnet sein. Das Öffnen von MATLAB kann auch vom GUI übernommen werden. Das Programm wird über das GUI ausgeführt. D.h. GUI ist Master, MATLAB ist Slave.
 - + Sehr einfach umzusetzen.
 - + Fehlersuche ist mit Visual Studio einfacher.
 - MATLAB muss am Zielrechner installiert und geöffnet sein.
 - Abhängig von der Version von MATLAB (falls sich Befehle geringfügig ändern).

- 2) Die MATLAB-Files werden mit einem Compiler in z.B. C# umgewandelt. Die Berechnung beim Ausführen des Programms wird dann vom GUI übernommen. Das Programm wird über das GUI ausgeführt. D.h. GUI ist Master, MATLAB ist Slave.
 - + MATLAB muss am Zielrechner nicht installiert sein.
 - + Fehlersuche ist mit Visual Studio einfacher.
 - MATLAB Compiler benötigt eine eigene Lizenz.

- 3) Das Programm wird über MATLAB ausgeführt. MATLAB ist Master, GUI ist Slave.
 - Das Ausführen von .NET framework über MATLAB ist schwieriger umsetzbar als umgekehrt.
 - Das Öffnen des GUI aus dem MATLAB-Programm stellt einen unnötigen zusätzlichen Pfad dar.
 - MATLAB muss am Zielrechner installiert und geöffnet sein.

In Abbildung 88 ist Variante 1 dargestellt, was aber nicht bedeuten soll, dass nur diese Variante in Frage kommt. Man führt ein „exe-File“ aus und kommt auf eine Oberfläche, in der man sich zum gewünschten Anwendungsfall navigieren kann. Klickt man auf den gewünschten Anwendungsfall, öffnet sich ein weiteres GUI mit der gewünschten Anwendung. In Abbildung 88 ist dieser Bereich rot umrahmt dargestellt.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Speicherung der Input- und Output-Files (z.B. Ergebnisse vereinfachter Berechnungen). Hierfür gibt es viele Möglichkeiten. Es ist sinnvoll, wenn man sich bei der Auswahl der Speicherstrategie Gedanken macht, in welche Richtung sich das Unternehmen in Bezug auf das Dokumentenmanagement entwickeln wird. Geht man davon aus, dass eine PLM-Lösung im Unternehmen eingeführt wird, in die nach und nach immer mehr Bereiche integriert werden, so können jetzt schon wichtige Erkenntnisse für die spätere Integration gesammelt werden. In Kapitel 4.5.1 wird der Aufbau von PLM-Lösungen in Bezug auf die Dokumentenspeicherung erklärt und in Kapitel 4.4 ein Vorschlag gemacht, wie eine Dokumentenspeicherung zum jetzigen Zeitpunkt aufgebaut sein sollte.

4.5 Einbettung des Tools in eine PDM-/PLM-Software

Im vorigen Kapitel wurde eine Möglichkeit vorgestellt, wie ein GUI für ein Entwicklungssystem aussehen könnte. In diesem Kapitel wird abschließend noch eine Prognose gegeben, in welche Richtung sich die virtuelle Produktentwicklung bewegen wird und wie das hier vorgestellte System mit den zukünftigen Methoden in der Produktentwicklung zusammenarbeiten kann.

Der Einsatz von Computern und computerunterstützten Methoden in allen Bereichen der Produktentwicklung hat in den letzten Jahren zu einem dramatischen Anstieg der Informationsmenge innerhalb der Unternehmen geführt. Daraus entwickelten sich auch erhöhte Anforderungen an die Datenverwaltung. Die Abkürzung PDM (Product Data Management) setzte sich als Bezeichnung für die Verwaltung produktdefinierender Daten, sowie die Abbildung und das Management von technischen und organisatorischen Geschäftsprozessen durch. Wird ein PDM um Prozesse außerhalb der Produktentwicklung erweitert, so bezeichnet man das System als PLM (Product Lifecycle Management). Ein PLM-System deckt den gesamten Lebenszyklus eines Produktes ab und wird somit zum „Backbone“ eines vollständigen Lifecycle Management [37] Seite 37.

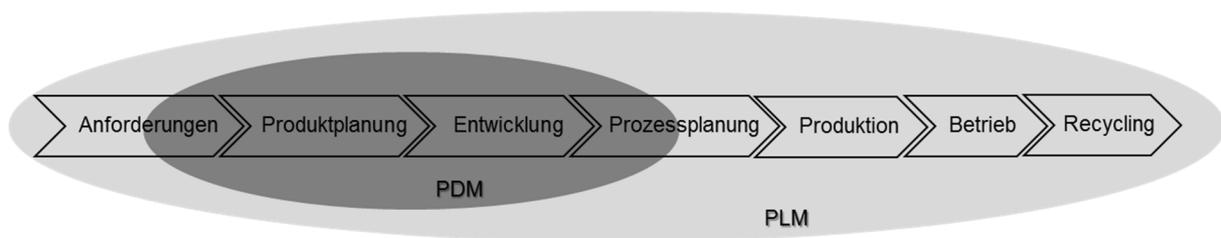


Abbildung 89: Schematische Darstellung der Prozessschritte von PLM und PDM [38].

Nach [39] werden die Datenmengen in Unternehmen weiterhin stark ansteigen. Beispielsweise haben die Datenmengen von 2012 bis 2013 in Unternehmen im Durchschnitt um 22 Prozent zugenommen. Unternehmen werden also in den nächsten Jahren eine Lösung für das Management ihrer Daten finden müssen. Es ist davon auszugehen, dass sich PLM-Systeme immer mehr durchsetzen werden. Das Managen von Projekten über Personal Information Manager (z.B. MS Outlook), wie es heute oft praktiziert wird, soll durch den Einsatz eines funktionsfähigen PLM-Systems der Vergangenheit angehören.

Für das in dieser Arbeit beschriebene Entwicklungssystem ergibt sich aus obigen Erkenntnissen, langfristig betrachtet, die Forderung, dass eine Einbettung des Entwicklungssystems in eine bestehende PLM-Lösung möglich sein soll. Ohne auf den typischen Aufbau gängiger PLM-Software näher einzugehen, werden in weiterer Folge Themenbereiche aufgegriffen und diskutiert, die für eine Einbettung des Entwicklungssystems in eine PLM-Umgebung relevant sind.

4.5.1 Dokumentenmanagement

Hinsichtlich des Datenmanagements gibt es in Bezug auf das Entwicklungssystem zwei Möglichkeiten:

Bei der ersten Möglichkeit wird das PLM-System genutzt, um die Input- und Output-Daten zu speichern. Bei diesen Daten handelt es sich z.B. um Excel-Files, HTML-Files, aber auch Simulationsergebnisse wie OP2-Files und PCH-Files. Mit einem OP2-File können Simulationsergebnisse der FEM grafisch ausgewertet werden. Ein PCH-File stammt ebenfalls aus der FEM-Rechnung. Damit können Diagramme beispielsweise von Verschiebungen oder Kräften erstellt werden. Die hierarchische Strukturierung des Entwicklungssystems wird bei dieser Variante nicht vom PLM-System übernommen, sondern wie beim Demonstrator gezeigt wurde vom GUI.

Die File-Verwaltung von PLM-Datenbanken ist in Abbildung 90 schematisch dargestellt. Zum einen muss die Verwaltung die sichere Ablage der Files erreichen, zum anderen werden Angaben verwaltet, die das Dokument identifizieren, klassifizieren und beschreiben. Man nennt solche Daten auch Metadaten. Das heißt, dass die Files über die Metadaten verwaltet und aufgerufen werden. In der Regel sind nur diese Metadaten in der PLM-Datenbank gespeichert (geringer Speicherbedarf). Die Files, mit hohem bis sehr hohem Speicherbedarf, liegen meist in einem geschützten Bereich außerhalb der Datenbank (Vault oder Contentdatenbank). Vaults sind Sicherheitsbereiche, die der Archivierung der Files dienen. Es gibt aber auch Lösungen, in denen die Files direkt in der PLM-Datenbank gespeichert werden. Die Zuordnung der Files geschieht über ein Objekt-File im Datenmodell der PLM-Lösung, das den Dokumenten den Ablagebereich der Files und den File-Namen zuordnet.

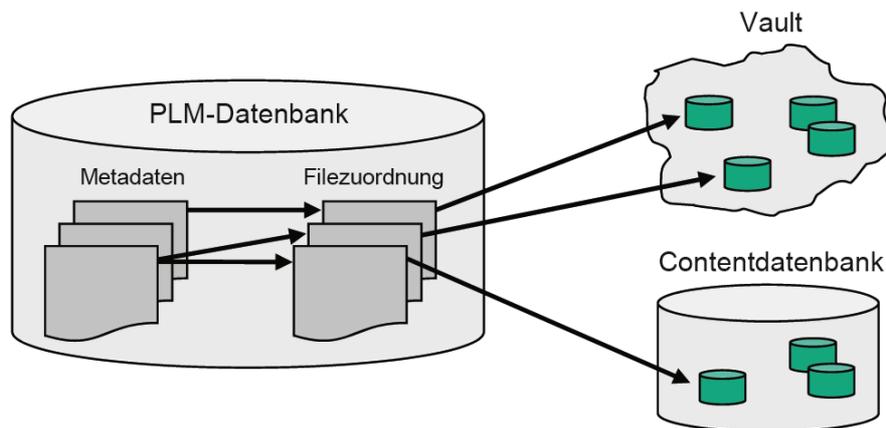


Abbildung 90: File-Verwaltung in einer PLM-Datenbank [37] Seite 139

In Abbildung 91 ist der Ablauf fürs Speichern eines Dokumentes in einem PLM-System dargestellt. Der File-Server hat kein direktes Nutzerinterface und steht ausschließlich mit dem PDM-System des PLM in Verbindung. Nur das PDM-System kann dem File-Server nach Prüfung der Zugriffsberechtigung, eines bei ihm angemeldeten Nutzers, den Auftrag geben,

ein File in den Sicherheitsbereich abzulegen (check-in) oder aus diesem bereitzustellen (check-out) [37] Seite 139.

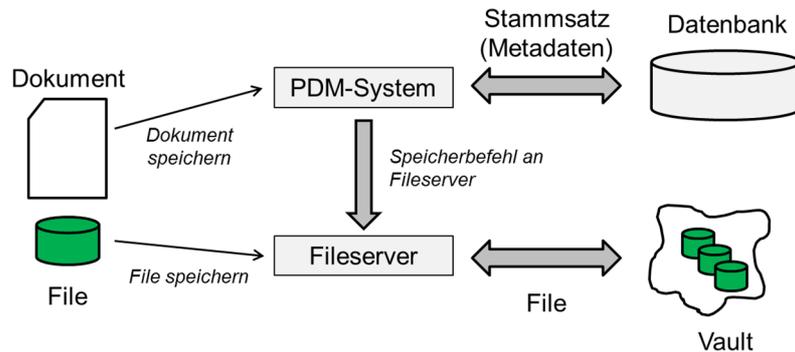


Abbildung 91: Zusammenarbeit des PDM-Systems und File-Servers in einer PLM-Lösung [37]

In Abbildung 92 ist die Einbindung des GUI an ein PDM-System dargestellt. Das GUI ist dabei der Master, das PDM-System tritt als Slave auf. Für das Speichern von Dokumenten bedeutet das, dass einen Speicherbefehl vom GUI an das PDM-System gegeben werden muss. Das PDM-System checkt daraufhin die Zugriffsberechtigung und erteilt einen Speicherbefehl an den Fileserver, welcher das File im Sicherheitsbereich ablegt.

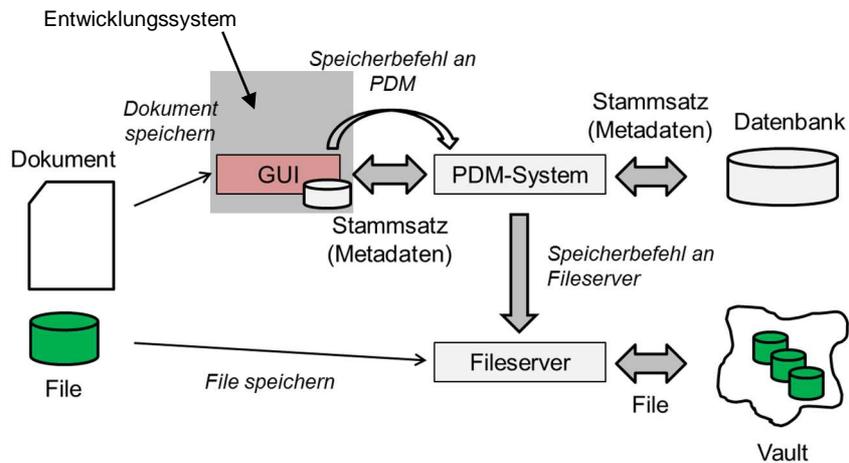


Abbildung 92: Mögliche Zusammenarbeit zwischen GUI, PDM und File-Server in einer PLM-Lösung

Die Metadaten müssen bei dieser Konfiguration sowohl im PDM-System, wo sie erzeugt werden, als auch im GUI zur Verfügung stehen. Würden sie dem GUI nicht bekannt sein, wäre eine Navigation übers GUI unmöglich. Doppeltes Speichern von Metadaten ist aus der Sicht des erforderlichen Speicherbedarfs möglich, da Metadaten sehr klein sind.

Tabelle 17: Vergleich von Metadaten und Dokument-Files

Kriterium	Metadaten	Files
Speicherbedarf	gering (Bytes - Kilobytes)	hoch bis sehr hoch (Kilobytes - Megabytes)
typische Codierung	alphanumerische und Sonderzeichen	Binär-Files
Benutzung für Selektion der Dokumente	ja	eingeschränkt möglich
Änderung im PLM	ja	nein

Vor- und Nachteile der Verwendung einer PLM-Lösung zur Datenspeicherung:

- + Daten können projektbezogen abgelegt werden.
- + Jeder, der für ein Projekt im PLM-System freigeschaltet ist, kann Files ablegen.
- + PLM-System kann es innerhalb des Projektes auch sehr gut zur Engineering-Collaboration und für Workflow-Management verwendet werden.
- Ein Grundgedanke des Tools, nämlich die hierarchisch strukturierte Navigation ist nicht in die PLM-Lösung integriert, sondern wird vom GUI übernommen. (GUI ist Master)
- Durch die Abhängigkeit von einem funktionierenden PLM-System ist man bei der Erstellung des Tools unflexibler.
- Die Kommunikation zwischen GUI und PLM ist in der Umsetzung kompliziert.

Die zweite Möglichkeit ist, dass auch die Navigation vom PLM-System übernommen wird, das PLM-System also als Master agiert und das GUI als Slave. Wie dieses Feature grundsätzlich aufgebaut sein müsste, kann direkt aus dem Navigationsbereich des Demonstrators entnommen werden (Kapitel 3.3.3). Man navigiert sich im Navigationsfenster (Abbildung 93) des PLM-Systems zur Aufgabe und öffnet durch Anklicken das passende GUI, welches mit der PLM-Software zusammenarbeitet. Der Vorteil der hierarchischen Struktur, nämlich, dass die zu untersuchenden Aufgaben (z.B. Komfortabschätzung) direkt einem Subsystem oder einer Komponente zugeordnet werden kann, wird dadurch vom GUI ins PLM-System übertragen. Dies würde speziell in der abteilungsübergreifenden Zusammenarbeit die Kommunikation erleichtern.

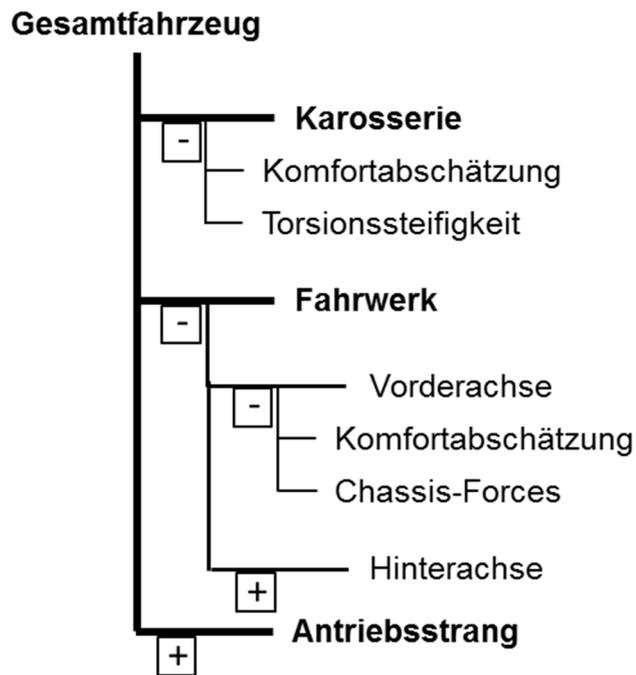


Abbildung 93: Navigationsbaum im PLM-System

PLM-Systeme sind allerdings in der Regel projektbezogen aufgebaut. Die Navigation des Entwicklungssystems ist jedoch nach Anforderungen strukturiert. In Abbildung 93 wäre die Torsionssteifigkeit der Karosserie eine projektbezogene Größe. Das Feld Komfortabschätzung öffnet hingegen das entsprechende GUI des Entwicklungssystems und ist somit nicht projektbezogen. Für diese Konfiguration muss also im Unternehmen abgeklärt werden, wie man diese widersprüchliche Strukturierung am zweckmäßigsten auflöst.

4.5.2 Workflow-Management

Ein Workflow beschreibt einen Ablauf in einem Betrieb. Er besteht aus:

- Prozess (Neuerstellung, Statusänderung, Freigabe, etc.)
- Objekt (z.B. betroffenen Baugruppe)
- Ressourcen (benötigte Mitarbeiter)

Ein Workflow muss alle darin möglichen Schritte und Zustände, die Bedingungen für die Übergänge zwischen den Zuständen und die betreffenden Personen beschreiben.

Eine wesentliche Funktion von PLM-Systemen ist, dass Workflows über eine grafische Benutzeroberfläche innerhalb der PLM-Umgebung erstellt werden können. Werden die Workflows zweckmäßig und eindeutig definiert, so erleichtert das die abteilungsübergreifende Zusammenarbeit signifikant. Jeder beteiligte Mitarbeiter weiß sofort, was er zu tun hat. Muss er anderen Mitarbeitern Dokumente zur Verfügung stellen, so speichert er sie aufgrund der PLM-Umgebung automatisch projektbezogen und, für alle Zugriffsberechtigten, sichtbar ab. In Abbildung 94 ist ein typischer Workflow skizziert, wie er in der TPA vorkommt.

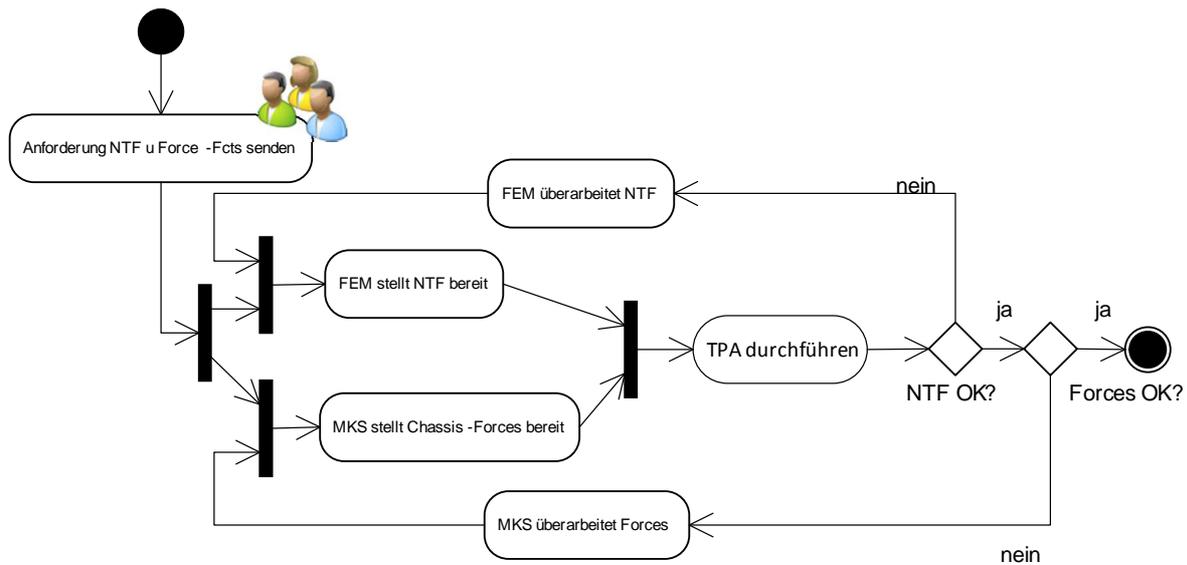


Abbildung 94: Workflow für eine TPA

Wenn das Entwicklungssystem mit einem PLM-System zusammenarbeitet, kann die Funktion des Workflow-Management für bereichsübergreifende Zusammenarbeit sehr gut genutzt werden, bzw. das Entwicklungssystem direkt ins Workflow-Management integriert werden.

4.5.3 Engineering Collaboration

Ein weiterer wesentlicher Vorteil, den eine PLM-Umgebung mit sich bringen würde, wäre das Konzept der Engineering Collaboration.

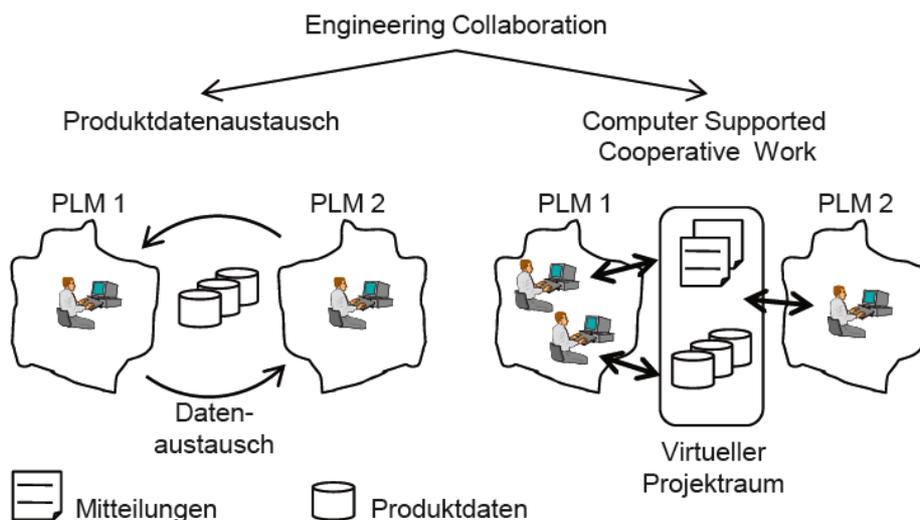


Abbildung 95: Technische Konzepte für das Engineering Collaboration [37] Seite 183

In einer sehr ausgereiften Version des Entwicklungssystems ermöglicht eine solche Funktion die direkte Zusammenarbeit von Teams in virtuellen Projekträumen. Engineering Collaboration erlaubt im Idealfall die Zusammenarbeit von global verteilten Teams am selben Projekt, da es

die Kommunikation und die Koordinierung von Abläufen erleichtert, ohne direkte Meetings notwendig zu machen. Eine solche Integration scheint zum gegenwärtigen Augenblick nicht umsetzbar.

4.5.4 Bewertung der Umsetzbarkeit in einem PDM- /PLM-System

In diesem Kapitel wurde gezeigt, welche große Vorteile ein PLM-System in der Theorie hat. Eine realistische Einschätzung der Situation zeigt jedoch, dass PLM-Systeme zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht gut genug etabliert sind. Die Integration des hier beschriebenen Entwicklungssystems in ein solches System würde viele Probleme mit sich bringen, die zurzeit nicht lösbar wären. Nichts desto trotz soll bei der Spezifikation der Umsetzung eine zukünftige Integration in ein PDM-/PLM-System in Betracht gezogen werden.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Aus dieser Arbeit geht eindeutig hervor, dass die Erstellung einer wissensbasierenden Datenbank durchführbar ist und Unternehmen auch die Bereitschaft besteht, das Tool zu nutzen. Während der Erstellung des Demonstrators haben sich bereits zwei Anwendungsmöglichkeiten für das Tool ergeben. Bei der Umsetzung sollten jedoch gewisse Randbedingungen beachtet werden, die in den vorhergehenden Kapiteln bereits sehr ausführlich erklärt wurden und hier im Zuge eines Vorschlages für die weitere Umsetzung nochmals zusammengefasst werden.

Beim Programmieren des Demonstrators zeigte sich, dass die grafische Benutzeroberfläche auf keinen Fall in MATLAB erstellt werden soll, da zu wenig Inhalt pro Fenster dargestellt werden kann. Die Vorteile von MATLAB im Bereich der Matrizenrechnung müssen allerdings weiterhin genutzt werden. Daher ist eine Schnittstelle zwischen einem Programm, in dem die GUI ausgeführt wird und MATLAB zu erstellen. Für das GUI bieten sich beispielsweise die Programmiersprachen VB.NET oder C# in Visual Studio an. Der Aufbau des Entwicklungssystems sollte dem in Kapitel 4.3 beschriebenen reduktionistischen Ansatz entsprechen. Dadurch kann das Entwicklungssystem schrittweise erweitert werden, während bereits integrierte Anwendungsfälle vom Akustikingenieur genutzt werden können. Da die Einbettung aller Anwendungsfälle ins System sehr aufwendig erscheint, stellt die Nutzungsmöglichkeit während der Erstellung ein wesentliches Kriterium dar.

Der Aufbau der Oberfläche und klare Programmierregeln müssen bereits zu Beginn genau definiert werden. Dadurch können die Anwendungsfälle später möglichst einfach in die vordefinierte Oberfläche eingebunden werden. Durch die verschiedenen Anwendungsfälle wird das System mit Parameter befüllt. Diese sollen möglichst einheitlich aufgebaut sein und dem System sichtbar gemacht werden. Dadurch wird eine Vernetzung der einzelnen Anwendungsfälle innerhalb des Entwicklungssystems möglich.

Für das Dokumentmanagement empfiehlt sich zum jetzigen Zeitpunkt eine Windows-Ordner-Struktur in einem geschützten Bereich. Der Zugriff auf diesen Bereich ist im Idealfall nur mittels GUI über den Stammsatz (Metadaten) möglich. In der Erstellung des Entwicklungssystems ist diese Art des Dokumentmanagements zwar aufwendiger, jedoch wäre eine Integration in ein PDM-/PLM-System zu einem späteren Zeitpunkt dadurch einfacher durchführbar. Die Verwendung einer PDM-/PLM-Umgebung für das Entwicklungssystem ist jetzt noch nicht umsetzbar. Eine Vielzahl an Problemstellungen müssen von den Herstellern, aber insbesondere auch in der Implementierung solcher Systeme noch gelöst werden, ehe eine PDM-/PLM-Umgebung für das Entwicklungssystem sinnvoll ist. Da PDM-/PLM-Systeme jedoch großes Zukunftspotenzial haben, müssen die Randbedingungen für eine Einbettung in eine solche Umgebung bereits jetzt geschaffen werden.

Eine Kernfunktion von PDM-/PLM-Systemen ist die Erstellung von Workflows. Wie in Kapitel 4.5.2 gezeigt wurde, lässt sich diese Funktion auch für die abteilungsübergreifende Zusammenarbeit sehr gut nutzen. Der Hauptgrund für die spätere Verknüpfung des wissensbasierenden Entwicklungssystems mit einer PDM-/PLM-Umgebung ist, dass damit alle Vorteile des Workflow-Managements für das Entwicklungssystem verfügbar sind.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Zusammenhang zwischen der Frequenz von Schwingungen und der menschlichen Wahrnehmung. Einteilung: Geräusch, Vibration und Rauigkeit. [3] Seite 475, [4]	1
Abbildung 2: Vergleich der unterschiedlichen Entwicklungsbereiche [6]	2
Abbildung 3: Schallquellen u. deren Übertragungspfade zu den Insassen, adaptiert nach [7] Seite 63	3
Abbildung 4: Relevante Schwingungskomfortprobleme für die Karosserie [1] Seite 68, [8]....	4
Abbildung 5: Verlauf der Aufbaueigenfrequenz in +Z.....	6
Abbildung 6: Viertelfahrzeugmodell [11].	7
Abbildung 7: Mechanismen der Schallentstehung, adaptiert nach [1] Seite 117.	8
Abbildung 8: Schematische Darstellung einer Longitudinalwelle	9
Abbildung 9: Wesentliche Komponenten des Fahrgeräusches [1] Seite 201	10
Abbildung 10: Hierarchische Strukturierung für den Anwendungsfall Rollgeräusch	11
Abbildung 11: Mechanische Schwingungen des Reifens [20]. a) Radiale Schwingungen an Profilklotzen und Lauffläche b) Tangentiale Schwingungen an Profilklotzen und Lauffläche.	15
Abbildung 12: Aerodynamische Schwingungsanregung des Reifens [20]. a) „Air Pumping“ b) Schwingende Luftsäule im Reifen-Fahrbahn-Kontakt	16
Abbildung 13: Grafische Transferpfadanalyse des Rollgeräusches	17
Abbildung 14: Schaubild Transferpfadanalyse.....	18
Abbildung 15: Konzept der Transferpfadanalyse [40]	19
Abbildung 16: A-Bewertungskurven nach DIN-IEC 651	23
Abbildung 17: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 55 dB.....	26
Abbildung 18: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 50 dB.....	27
Abbildung 19: Gesamtpegel aus 58 Pfaden mit 40 dB und 2 Pfaden mit 45 dB.....	27
Abbildung 20: Auswirkung dominierender Pfade auf den Gesamt-Schalldruckpegel in Abhängigkeit der Anzahl an Pfaden mit geringerem Schalldruckpegel	28
Abbildung 21: Blockschaubild Fahrzeugschwingungen [13] Seite 293.....	29
Abbildung 22: Mehrmassenmodell fürs Karosseriezittern	30
Abbildung 23: Dyn. Nachgiebigkeit des Systems "elastische Karosserie"	31
Abbildung 24: Schnittkraft zwischen den Systemen.....	31
Abbildung 25: Amplitude der +z-Verschiebung der Aufbaumasse	31
Abbildung 26: Viertelfahrzeugmodell 1: „starrer Aufbau“.....	33
Abbildung 27: Amplitude der Straßenunebenheiten.....	34
Abbildung 28: Viertelfahrzeugmodell 2: „elastische Karosserie"	35
Abbildung 29: Viertelfahrzeugmodell 3: „starrer Aufbau, Sitz/Mensch“	36
Abbildung 30: Viertelfahrzeugmodell 4: „starrer Aufbau, Motor".....	36
Abbildung 31: Viertelfahrzeugmodell 5: „elastische Karosserie, Motor"	37
Abbildung 32: „Blackbox“ fürs Subsystem Rad.....	38
Abbildung 33: Schaltung der Subsysteme zu einem Gesamtsystem	38
Abbildung 34: Elektrische Ersatzschaltung der Punktmasse.....	40
Abbildung 35: Elektrische Ersatzschaltung der linearen Feder	40
Abbildung 36: Elektrisches Ersatzschaltbild des linearen Dämpfers	41

Abbildung 37: Kettenschaltung von Vierpolen	42
Abbildung 38: Schwingungsersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 1 ...	44
Abbildung 39: Vergrößerungsfunktionen von Modell 1.....	44
Abbildung 40: +z Beschleunigungen von Modell 1.....	45
Abbildung 41: Radlastschwankung von Modell 1.....	46
Abbildung 42: Schwingungsersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 2 ...	47
Abbildung 43: Vergrößerungsfunktionen von Modell 2.....	48
Abbildung 44: +z Beschleunigungen von Modell 2.....	48
Abbildung 45: Einfluss untersch. TB-Eigenfreq. auf die Aufbaubeschleunigung	49
Abbildung 46: Verhältnis der Vergrößerungsfunktionen der elastischen zur starren Karosserie	50
Abbildung 47: Radlastschwankung von Modell 2.....	50
Abbildung 48: Schwingungsersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 3 ...	51
Abbildung 49: Vergrößerungsfunktionen von Modell 3.....	52
Abbildung 50: +z Beschleunigungen von Modell 3.....	52
Abbildung 51: Radlastschwankung von Modell 3.....	53
Abbildung 52: Schwingungsersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 4 ...	53
Abbildung 53: Vergrößerungsfunktionen von Modell 4.....	54
Abbildung 54: +z Beschleunigungen von Modell 4.....	54
Abbildung 55: Aufbaubeschleunigung bei unterschiedlichen Motorlager-Steifigkeiten	55
Abbildung 56: Radlastschwankung von Modell 4.....	56
Abbildung 57: Schwingungsersatzsystem und elektrisches Ersatzschaltbild von Modell 5 ...	56
Abbildung 58: Vergrößerungsfunktionen von Modell 5.....	57
Abbildung 59: +z Beschleunigungen von Modell 5.....	57
Abbildung 60: Radlastschwankung von Modell 5.....	58
Abbildung 61: Vergleich zwischen Messung und Rechnung.....	58
Abbildung 62: Modell des starren Aufbaus für die FEM	59
Abbildung 63: Ergebnisse der FEM-Simulation.....	61
Abbildung 64: Vergleich zwischen elektromechanischer Analogie und FEM.....	62
Abbildung 65: direkte FEM-Berechnung der Aufbaubeschleunigung	63
Abbildung 66: Schematische Darstellung des Übertragungspfad es von der Fahrbahn zum Lenkrad.....	64
Abbildung 67: FE-Simulation zur Bestimmung der Terme der Admittanzmatrix, SUBCASE 1	65
Abbildung 68: FE-Simulation zur Bestimmung der Terme der Admittanzmatrix, SUBCASE 2	66
Abbildung 69: Schwingungs-Übertragungspfade des realen Fahrzeuges.....	68
Abbildung 70: Verlauf der +z-Beschleunigung des Lenkrades.....	69
Abbildung 71: Verlauf der +z-Verschiebung des Lenkrades	70
Abbildung 72: +z-Vergrößerungsfunktion Reifen vorne links zur Lenkung	70
Abbildung 73: Radlastschwankung vorne links.....	71
Abbildung 74: Beschleunigung des Rades vorne links in +z-Richtung.....	71
Abbildung 75: Vergleich gemessene und berechnete Beschleunigung an der Sitzschiene...72	
Abbildung 76: Navigationsfenster Gesamtfahrzeug-Ebene.....	74
Abbildung 77: Navigationsfenster Subsystem-Ebene für den fahrbahnerregten Schwingungskomfort	75
Abbildung 78: Navigationsfenster Subsystem-Ebene fürs Rollgeräusch.....	77
Abbildung 79: Oberfläche des vorderen Viertelfahrzeugmodells.....	79

Abbildung 80: Oberfläche des hinteren Viertelfahrzeugmodells	80
Abbildung 81: Oberfläche des kombinierten Modells	81
Abbildung 82: Oberfläche der Transferpfadanalyse	81
Abbildung 83: Voreingestellte Radaufhängungskonzepte	82
Abbildung 84: Schalldruckpegel der Kanäle und Gesamtschalldruckpegel	83
Abbildung 85: Vergleich der Schalldruckpegel, berechnet aus MATLAB und LMS Virtual.Lab	84
Abbildung 86: Schematische Darstellung eines holistischen Ansatzes	90
Abbildung 87: Schematische Darstellung eines reduktionistischen Ansatzes	91
Abbildung 88: Möglicher Aufbau des Entwicklungssystems	92
Abbildung 89: Schematische Darstellung der Prozessschritte von PLM und PDM [38]	94
Abbildung 90: File-Verwaltung in einer PLM-Datenbank [37] Seite 139	95
Abbildung 91: Zusammenarbeit des PDM-Systems und File-Servers in einer PLM-Lösung [37]	96
Abbildung 92: Mögliche Zusammenarbeit zwischen GUI, PDM und File-Server in einer PLM-Lösung	96
Abbildung 93: Navigationsbaum im PLM-System	98
Abbildung 94: Workflow für eine TPA	99
Abbildung 95: Technische Konzepte für das Engineering Collaboration [37] Seite 183	99
Abbildung 96: Terme der Impedanzmatrix des Zweimassenschwingers aus dem Kurzschlussverfahren	XIV
Abbildung 97: Terme der Transfermatrix des Zweimassenschwingers aus dem Kurzschlussverfahren	XV
Abbildung 98: Terme der Admittanzmatrix des Zweimassenschwingers aus dem Leerlaufverfahren	XVIII
Abbildung 99: Terme der Transfermatrix des Zweimassenschwingers aus dem Leerlaufverfahren	XIX

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Unmittelbarkeit des Erlebens bestimmter Fahrzeugeigenschaften, adaptiert nach [1] Seite 2.....	2
Tabelle 2: Eigenfrequenzen wichtiger Systeme	5
Tabelle 3: Übertragungsfunktionen von Körperschall- und Luftschallpfaden.....	20
Tabelle 4: Parameter für die TPA mit konstanter NTF und Kraft/Volumenstrom	21
Tabelle 5: Merkmale bei der Fahrwerksgestaltung [3] Seite 18.....	32
Tabelle 6: Koeffizienten der Impedanzmatrix.....	39
Tabelle 7: Analoge Größen [29].....	39
Tabelle 8: Matrizen elementarer Vierpole [1] Seite 18	41
Tabelle 9: Parallel- und Serienschaltung von Impedanzen	42
Tabelle 10: Parameterwerte für Kapitel 3.2.4.4.....	43
Tabelle 11: Koeffizienten der Admittanzmatrix.....	64
Tabelle 12: Parameterwerte für Kapitel 3.2.4.7.....	69
Tabelle 13: Anforderungen an den Demonstrator und Einschätzung der Umsetzbarkeit in MATLAB.....	73
Tabelle 14: Bewertung der Kriterien in der Entscheidungsmatrix.....	87
Tabelle 15: Entscheidungsmatrix ohne ein voll funktionsfähiges PLM-System im Unternehmen.	88
Tabelle 16: Entscheidungsmatrix mit voll funktionsfähigem PLM-System im Unternehmen..	89
Tabelle 17: Vergleich von Metadaten und Dokument-Files.....	97

Literaturverzeichnis

- [1] P. Zeller, *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012.
- [2] E. Zwicker, *Psychoacoustics: facts and models*. 2. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 1999.
- [3] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 4. Aufl., S. Vieweg, Hrsg., Wiesbaden, 2013.
- [4] K. Hieronimus, *Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus sicht der Fahrzeugentwicklung*. VDI-Bericht Nr. 186, Düsseldorf, 1990.
- [5] S. Lerspalungsanti, *Ein Beitrag zur Modellierung des menschlichen Komfortempfindens und Beurteilung der NVH-Eigenschaften in der Antriebsstrangentwicklung auf Basis von Künstlichen Neuralen Netzen*. 43. Aufl., A. Albers, Hrsg., Karlsruhe: IPEK Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [6] Material Sciences Corporation, *Structure Borne NVH Basics*. SAE 2003 NVH Conference, 7 Mai 2003. [Online]. Available: <http://www.sae.org/events/nvc/ws-wed-structurea.pdf>. [Zugriff am 22 Januar 2015].
- [7] H.-H. Braess und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 6. Aufl., Vieweg+Teubner, 2011.
- [8] M. Spickenreuther, *Funktionsmodelle der Karosserie zur Auslegung des Schwingungskomforts im Gesamtfahrzeug*. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der TU München, München, 2006.
- [9] M. A. Bellmann und H. Remmers, *Grundlegende Experimente zur Wahrnehmung von vertikalen Ganzkörpervibrationen*. VDI Bericht 1821, Oldenburg.
- [10] G. Rill, *Fahrzeugdynamik*. Skriptum der Fachhochschule Regensburg, Regensburg, 2001.
- [11] W. Hirschberg und H. M. Waser, *Automotive Engineering*. Institute of Automotive Engineering TU Graz, Graz, 2014.
- [12] C. Koletzko, *Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2008.
- [13] M. Mitschke und W. Henning, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Aufl., Berlin: Springer Verlag, 2014.
- [14] K. Genuit, *Sound-Engineering im Automobilbereich, Methoden zur Messung und Auswertung von Schwingungen*. Berlin: Springer Verlag, 2010.
- [15] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard und K. Feitzelmayer, *Fahrzeugakustik*. Wien: Springer Verlag, 2010.

- [16] H. Henn, R. Sinambari und M. Fallen, *Ingenieurakustik, Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008.
- [17] K.-H. Grote und J. Feldhusen, *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Aufl., Berlin: Springer Verlag, 2007.
- [18] M. Möser und W. Kropp, *Körperschall, Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin: Springer Verlag, 2010.
- [19] C. Popp und M. Hintzsche, *Lärmarme Reifen und geräuschkindernde Fahrbeläge: Erkenntnisse, Maßnahmen, Konzepte*. Landesanstalt für Umweltschutz Baden-Württemberg, Karlsruhe, 2004.
- [20] T. Beckenbauer, *Physik der Reifen-Fahrbeläge-Geräusche. Geräuschkindernde Fahrbeläge in der Praxis*. Lärmkonstruktionsplanung 4. Informationstag. Müller BBM, München, 2008.
- [21] B. Philippen und R. Sottek, *OTPA vs. TPA - comparison of Transfer Path Analysis methods*. Aachen Acoustic Colloquium, Aachen, 2011.
- [22] E. Sengpiel, *Berechnung der Bewertungsfilter-Kurven*. 2002. [Online]. Available: <http://www.sengpielaudio.com/BerechnungDerBewertungsfilter.pdf>. [Zugriff am 08 01 2015].
- [23] M. Möser, *Technische Akustik*. Berlin: Springer Vieweg, 2012.
- [24] E. Schäfer, *Modular-hierarchische modellbasierte Entwicklung und Optimierung einer Regelung für ein aktives Federungssystem*. Dissertation, Universität Paderborn, Fakultät Maschinenbau, Paderborn, 2009.
- [25] F. Schube, *Beitrag zur numerischen Simulation des Wirbelsäulenverhaltens eines Kraftfahrers infolge durch Straßenunebenheiten induzierter Ganzkörperschwingungen*. Dissertation, Fakultät für Bauingenieurwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Aachen, 2002.
- [26] D. de Klerk, *Effektive hybride Analyse von gekoppelter mechanischer Subsysteme, Eine Untersuchung der Vierpoltheorie und der Frequency Based Substructuring Methode nach Jetmundsen*. Dissertation, Technische Universität Delft, Delft, 2004.
- [27] K.-P. Fülbier, *Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen*. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Aachen, 2001.
- [28] W. Weißgerber, *Elektrotechnik für Ingenieure* 3. 8. Aufl., Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2013.
- [29] K. Heutschi, *elektro-mechanische-akustische-analogien, ETH Zürich*. [Online]. Available: <http://www.isi.ee.ethz.ch/teaching/courses/ak2/elektro-mechanische-akustische-analogien.pdf>. [Zugriff am 28 10 2014].
- [30] M. Lemke, *Impedanz, Eine Widerstandserklärung*. [Online]. Available: <http://roehrenfibel.files.wordpress.com/2008/08/impedanz2.pdf>. [Zugriff am 12 11 2014].
- [31] K. Janschek, *Systementwurf mechatronischer Systeme, Methoden - Modelle – Konzepte*. Berlin: Springer Verlag, 2010.

- [32] S.-G. Backhaus, *Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern*. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2008.
- [33] E. Seidel, *Wirksamkeit von Konstruktionen zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geräten: Grundlagen, Meßverfahren, Zusammenstellung typischer Bauelemente*. Wirtschaftsverl. NM, Verlag für Neue Wiss., 1999.
- [34] The MathWorks GmbH, *what is a gui*. [Online]. Available: http://de.mathworks.com/help/matlab/creating_guis/what-is-a-gui.html. [Zugriff am 19 01 2015].
- [35] S. Husung, *Simulation akustischer Produkteigenschaften unter Nutzung der Virtual Reality während der Produktentwicklung*. Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau, 2012.
- [36] T. Frank und S. Atanasovski, *Möglichkeiten der Softwarebewertung für Content Management Systeme*. Fachhochschule Augsburg, Studiengang Wirtschaftsinformatik, Augsburg, 2005.
- [37] M. Eigner und S. Ralph, *Product Lifecycle Management. Ein Leitfaden für Product Development und Life Cycle Management*: Berlin: Springer-Verlag, 2009.
- [38] J. Riegler, *Einblick in das PDM-System Teamcenter Rapid Start*. Bachelorarbeit, TU Graz, Graz, 2015.
- [39] BITKOM, *Potenziale und Einsatz von Big Data, Regebnisse einer repräsentativen Befragung von Unternehmen in Deutschland*. 05 06 2014. [Online]. Available: http://www.bitkom.org/files/documents/Studienbericht_Big_Data_in_deutschen_Unternehmen.pdf. [Zugriff am 16 02 2015].
- [40] D. Riemann, R. Sottek, T. Naritomi, S. Kishita und A. Yamada, *Interactive auralization of powertrain sounds using measured and simulated excitation*. SAE 07NVH-162, Herzogenrath, Yokohama, 2007.

A. Anhang

A1 MATLAB-Code zu Modell 1: Starrer Aufbau

Das Main-Programm wird zum Ausführen verwendet, die Parameter werden initialisiert und das Modell als Funktion aufgerufen. Abschließend werden die Ergebnisse geplottet.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               Fahrbahnerregte Schwingungen
%                               Vierpoltheorie
%                               20141028
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Aufbau des Programms:
% Das Modell wird als Funktion aufgebaut. In dieser Funktion ist
% auch die Schleife für die Frequenz integriert.
% Im Main-Code werden nur noch die Parameter initialisiert, die
% Funktionen aufgerufen und die Ergebnisse geplottet.
% Die Straßenparameter werden aus dem xls-file
% "Strassenunebenheit_Amplitude.xlsx" aufgerufen.
% Parameter bei Bedarf im xls-file ändern.
%
clc;
clear all;
close all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Parameterdefinition in SI-Einheiten
%
n_Rad_v = 1/216000;
d_Rad_v = 200;
m_Rad_v = 38;
n_Stuetzlager_v = 1/2900000;
n_Aufbaufeder_v = 1/29550;
m_Aufbau_v = 405;
D_Aufbaudaempfer_v = 0.3;
m_Karosserie_v = m_Aufbau_v/6;
n_Karosserie_v = 1/(250000);
d_Aufbaudaempfer_v = ...
D_Aufbaudaempfer_v*2*sqrt(m_Aufbau_v/n_Aufbaufeder_v);
D_Karosserie_v = 0.09;
d_Karosserie_v = D_Karosserie_v*2*sqrt(m_Karosserie_v/n_Karosserie_v);
n_Sitz_Mensch_v = 1/22800;
m_Sitz_Mensch_v = 60;
D_Sitz_Mensch_v = 0.07;
d_Sitz_Mensch_v =
D_Sitz_Mensch_v*2*sqrt(m_Sitz_Mensch_v/n_Sitz_Mensch_v);
m_Motor_v = 59;
c_ML_v = 169000;
n_ML_v = 1/c_ML_v;
D_ML_v = 0.07;
d_ML_v = 2*D_ML_v*sqrt(m_Motor_v/n_ML_v);
%
%
%
```

```
% Nachgiebige Masse der Karosserie in Prozent der gesamten Aufbaumasse
% gesamte Aufbaumasse = Sum(Motor, Sitz/Mensch, elastischer Anteil)
m_Karosserie_v = m_Aufbau_v/8;
% Berechnung der statischen Radlast aufgrund der Gewichtskraft
F_stat_Modell_1 = (m_Aufbau_v+m_Rad_v)*9.81;
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Zuweisen der Parameterwerte zu den Funktionen - FUNKTIONSAUFRUF
%
% Modell 1: starrer Aufbau, vorne
[f_A_v,V_A_v,phi_A_v,a_A_v,F_R_v,KV_v,V_R_v,phi_R_v,a_R_v,b_terz_v,acc_
A_v,z_A_v,acc_R_v,z_R_v] = ...
Modell_1_starrer_Aufbau_vorne(n_Rad_v,d_Rad_v,m_Rad_v,...
n_Stuetzlager_v,n_Aufbaufeder_v,d_Aufbaudaempfer_v,m_Aufbau_v);
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Plotten der Ergebnisse von Modell 1 (starrer Aufbau)
%
figure('Name','Vergrößerungsfunktion_Modell_1_starrer_Aufbau','Position',
[50 50 1024 768])
title('Vergrößerungsfunktion Modell 1 (starrer Aufbau)');
subplot(2,1,1)
grid on;
hold on;
plot(f_SM(1,:),V_A_v(1,:))
plot(f_A_v(1,:),V_R_v(1:),'Color','red');
h = legend('Aufbau_starr','Rad',2,'Location','Best');
set(h,'Interpreter','none')
xlim([0 50]);
xlabel('Frequenz [Hz]');
ylabel('Vergrößerungsfunktion [-]');
subplot(2,1,2)
grid on;
hold on;
plot(f_A_v(1,:),a_A_v(1,:));
h = legend('Aufbau_starr',2,'Location','Best');
set(h,'Interpreter','none')
xlim([0 50]);
xlabel('Frequenz [Hz]');
ylabel('normierte Beschleunigung [1/s^2]');
%
figure('Name','Beschleunigungen','Position',[50 50 1024 768])
title('Aufbaubeschleunigung');
grid on;
hold on;
plot(f_A_v(1,:),acc_A_v(1,:));
h = legend('Aufbau_starr','Rad',2,'Location','Best');
set(h,'Interpreter','none')
xlim([0 50]);
xlabel('Frequenz [Hz]');
ylabel('a [m/s^2]');
%
figure('Name','Kraftvergrößerung, Aufbau zu Rad','Position',...
[50 50 1024 768])
title('Kraftvergrößerung, F_A/F_R');
grid on;
hold on;
plot(f_A_v(1,:),KV_v(1,:));
```

```

h = legend('Aufbau_starr','Aufbau_el','Aufbau_starr_SM',...
'Aufbau_starr_M','Aufbau_el_M',2,'Location','Best');
set(h,'Interpreter','none')
xlim([0 50]);
xlabel('Frequenz [Hz]');
ylabel('F_A/F_R [N/m]')
%
figure('Name','Amplitude_der_Radkraft','Position',[50 50 1024 768])
title(['Amplitude der Radkraft,...
F_S_t_a_t_i_s_c_h = ',num2str(F_stat_Modell_1),' [N]']);
grid on;
hold on;
plot(f_A_v(1,:),F_R_v(1,:));
xlim([0 50]);
xlabel('Frequenz [Hz]');
ylabel('F_R_a_d [N]')

```

Die Transfermatrizen sind in den Funktionen enthalten. Für jedes Modell gibt es eigene Funktionen. Für Modell 1 ist diese Funktion folgendermaßen aufgebaut.

```

function...
[f,V_A,phi_A,a_A,F_R,KV,V_R,phi_R,a_R,b_terz,acc_A,z_A,acc_R,z_R] =...
Modell_1_starrer_Aufbau_vorne(n_Rad_v,d_Rad_v,m_Rad_v,...
n_Stuetzlager_v,n_Aufbaufeder_v,d_Aufbaudaempfer_v,m_Aufbau_v)
%
% Frequenzbereich festlegen und Omega berechnen.
f = linspace(0,50,1000);
omega=2*pi*f;
%
% Anregung aufgrund der Straßenunebenheit laden und auf oben
% definierten Frequenzbereich interpolieren.
f_xls = xlsread('Strassenunebenheit_Amplitude.xlsx','A12:A262');
u_xls = xlsread('Strassenunebenheit_Amplitude.xlsx','H12:H262');
b_terz = interp1(f_xls,u_xls,f);
%
% Schleife für die Erstellung der Transfermatrizen.
for k=1:length(f)
    s=1i*omega(k);
    %
    % Transfermatrix des Rades aus zwei Teilsystemen aufgebaut
    %Federung und Dämpfung
    T1_Rad = [1 s*n_Rad_v/(1+s*n_Rad_v*d_Rad_v); 0 1];
    %Radmasse
    T2_Rad = [1 0; s*m_Rad_v 1];
    T_Rad = T1_Rad*T2_Rad;
    %
    % Transfermatrix des Fahrwerks
    % Anm. das Fahrwerk wird als masseloses Feder-Dämpfer-System
    % modelliert
    Y_Fahrwerk...
    =(s^2*n_Stuetzlager_v*n_Aufbaufeder_v*d_Aufbaudaempfer_v+...
s*n_Aufbaufeder_v)/(s*d_Aufbaudaempfer_v*...
(n_Aufbaufeder_v+n_Stuetzlager_v)+1);
    %
    T_Fahrwerk = [1 Y_Fahrwerk; 0 1];
    %
    % Transfermatrix des Aufbaus
    Z_Aufbau = s*m_Aufbau_v;

```

```
T_Aufbau = [1 0; Z_Aufbau 1];
%
% Zusammenfassen von Matritzen
% Gesamte Übertragungsfunktion
T = T_Rad*T_Fahrwerk*T_Aufbau;
% Teilübertragungsfunktion Fahrwerk und Aufbau
T_FA = T_Fahrwerk*T_Aufbau;
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Vergrößerungsfunktion
V_A(k)=abs(1/T(1,1));
% Phasenlage
phi_A(k) = 180/pi*atan(imag(1/T(1,1))/real(1/T(1,1)));
% Normierte Aufbaubeschleunigung
a_A(k)=abs(s^2/T(1,1));
% normierte Radlastschwankung
F_R_norm(k)=abs(s*(T_Rad(2,1)/(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*T_FA(2,1)/...
T_FA(1,1)+T_Rad(2,2)*T_FA(2,1)/T_FA(1,1)/...
(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*T_FA(2,1)/T_FA(1,1))));
% Kraftvergrößerung
KV(k)=abs(1/(T_Rad(2,2)+T_Rad(2,1)*T_FA(1,1)/T_FA(2,1)));
% Vergrößerungsfunktion Rad
V_R(k)=abs(1/(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*T_FA(2,1)/T_FA(1,1)));
% Phasenlage Rad
phi_R(k) = 180/pi*atan(imag(1/(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*...
T_FA(2,1)/T_FA(1,1)))/...
real(1/(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*T_FA(2,1)/T_FA(1,1))));
% Normierte Beschleunigung Rad
a_R(k)=abs(s^2/(T_Rad(1,1)+T_Rad(1,2)*T_FA(2,1)/T_FA(1,1)));

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Zuweisen der Straßenunebenheiten %%%%%%%%%%%%%%
% Theorie: Dynamik der Kraftfahrzeuge Seite 300 %%%%%%%%%%
% Beschleunigung Aufbau
acc_A(k) = b_terz(k)*a_A(k);
% Verschiebung Aufbau
z_A(k) = b_terz(k)*V_A(k);
% Beschleunigung Rad
acc_R(k) = b_terz(k)*a_R(k);
% Verschiebung Rad
z_R(k) = b_terz(k)*V_R(k);
% Radlastschwankung
F_R(k) = b_terz(k)*F_R_norm(k);
end
```

A2 Nastran-Code zur Berechnung der Impedanz- bzw. Mobilitätsmatrix des Zweimassenschwingers

Die Beg-Files für den Zweimassenschwinger und anschließend die Terme der entsprechenden Matrizen sind in diesem Kapitel dargestellt. Hier sind nur die Absolutbeträge der Matrizen dargestellt. Will man die Transfermatrix mit einer anderen koppeln, muss man Realteil und Imaginärteil berücksichtigen.

Beg-File für dem Zweimassenschwinger, Bestimmung der Impedanzmatrix mittels Kurzschlussverfahren.

```

$ FILE bd04two.dat
$ TWO-DOF SYSTEM
$ CHAPTER 4, FREQUENCY RESPONSE
$
SOL 111 $ MODAL FREQUENCY RESPONSE
CEND
TITLE = TWO-DOF SYSTEM
SUBTITLE = MODAL FREQUENCY RESPONSE
LABEL = 1 N FORCE APPLIED TO PRIMARY MASS
$
$ SPECIFY SPC
FREQ = 888
SDAMPING = 777
$
SET 11 = 3
SET 12 = 1
$
SUBCASE 1
SPC = 996
METHOD = 10
DLOAD = 999
VELOCITY(SORT2,REAL,PUNCH) = 11
SPCFORCES(SORT2,REAL,PUNCH) = 12
$
SUBCASE 2
SPC = 1096
METHOD = 10
DLOAD = 1099
VELOCITY(SORT2,REAL,PUNCH) = 12
SPCFORCES(SORT2,REAL,PUNCH) = 11
$
BEGIN BULK
$
$. . . . .2. . . . .3. . . . .4. . . . .5. . . . .6. . . . .7. . . . .8. . . . .9. . . . .10
$
$ ENTRIES FOR FREQUENCY RESPONSE
$
$ LOAD DEFINITION
$RLOAD1      SID   DAREA                TC
RLOAD1      999   997                    901
$DAREA      SID   P1      C1      A1
DAREA      997   3      2      1.0
$TABLED1 TID +TABL1
$+TABL1     X1      Y1      X2      Y2      ETC.
TABLED1     901
            0.0    1.0    50.0    1.0    ENDT

```

Anhang

```

$
$RLOAD1      SID      DAREA          TC
RLOAD1      1099      1097          1001
$DAREA      SID      P1      C1      A1
DAREA      1097      1      2      1.0
$TABLED1 TID +TABL1
$+TABL1      X1      Y1      X2      Y2      ETC.
TABLED1      1001
              0.0      1.0      50.0      1.0      ENDT

$
$ALTERNATE LOAD DEFINITION USING DLOAD
$DLOAD      SID      S      S1      RLOAD1
$DLOAD      999      1.0      1.0      998
$RLOAD1     SID      DAREA          TC
$RLOAD1     998      997          901

$
$FREQUENCY RANGE 2-10 HZ
$FREQ1      SID      F1      DF      NDF
FREQ1      888      0.      0.1      500

$
$MODAL DAMPING OF 5% CRITICAL
$TABDMP1 TID TYPE
$+TABD1     F1      G1      F2      G2      ETC.
TABDMP1     777      CRIT
              0.      0.0      50.      0.0      ENDT

$
$MODAL EXTRACTION
$EIGRL      SID      V1      V2      ND      MSGVLV
EIGRL      10      -0.1      50.      0
$
GRID        1      0.      2.      0.
GRID        2      0.      1.      0.
GRID        3      0.      0.      0.
GRDSET
CONM2       1      1      350.
CONM2       2      2      50.
CELAS2     11  37000.      1      2      2      2
CELAS2     12  385000.      2      2      3      2
$
CDAMP2     13  1896.      1      2      2      2
CDAMP2     14  200.      2      2      3      2
$
SPC        996      1      2
SPC       1096      3      2
$
ENDDATA

```

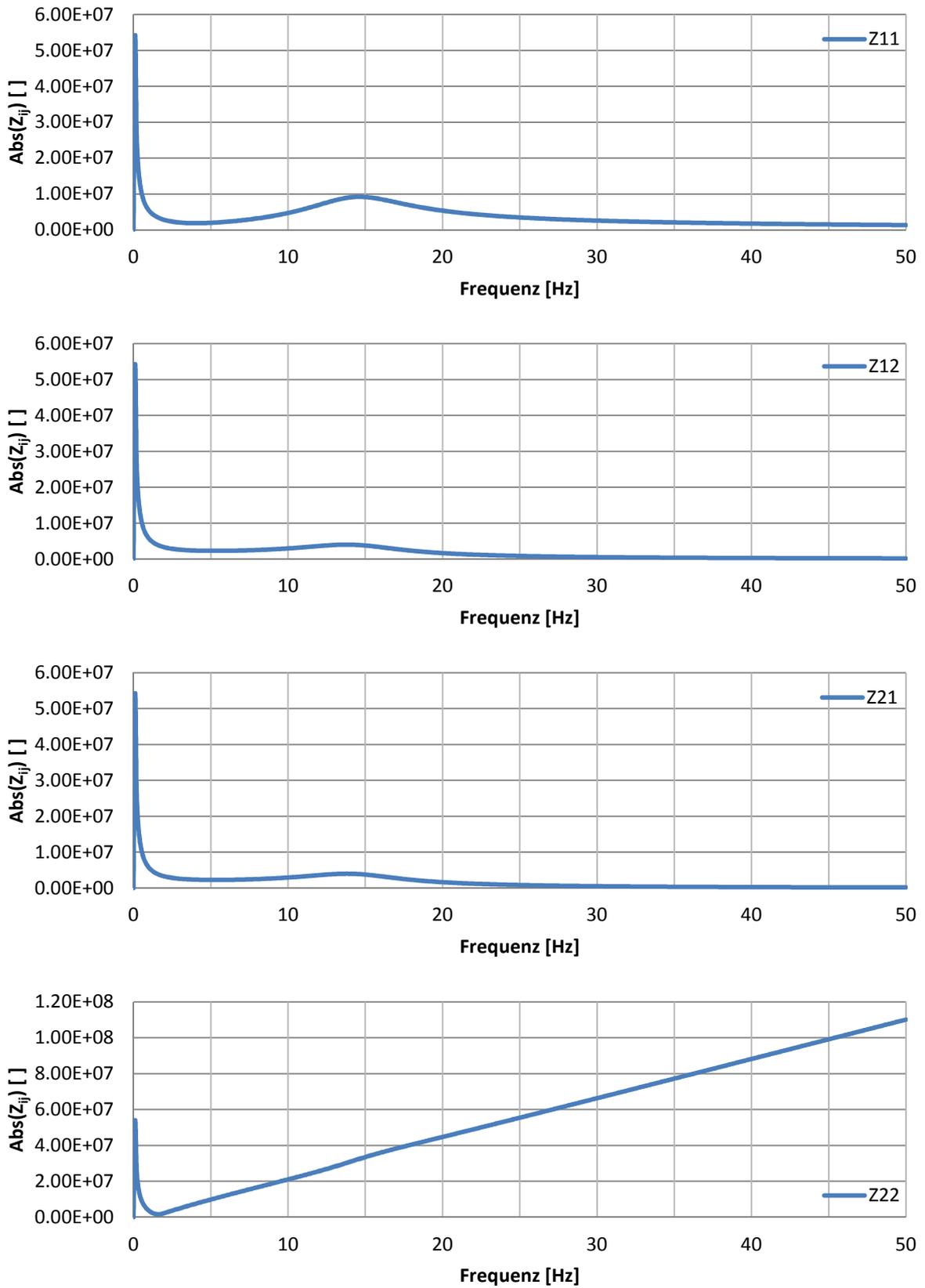


Abbildung 96: Terme der Impedanzmatrix des Zweimassenschwingers aus dem Kurzschlussverfahren

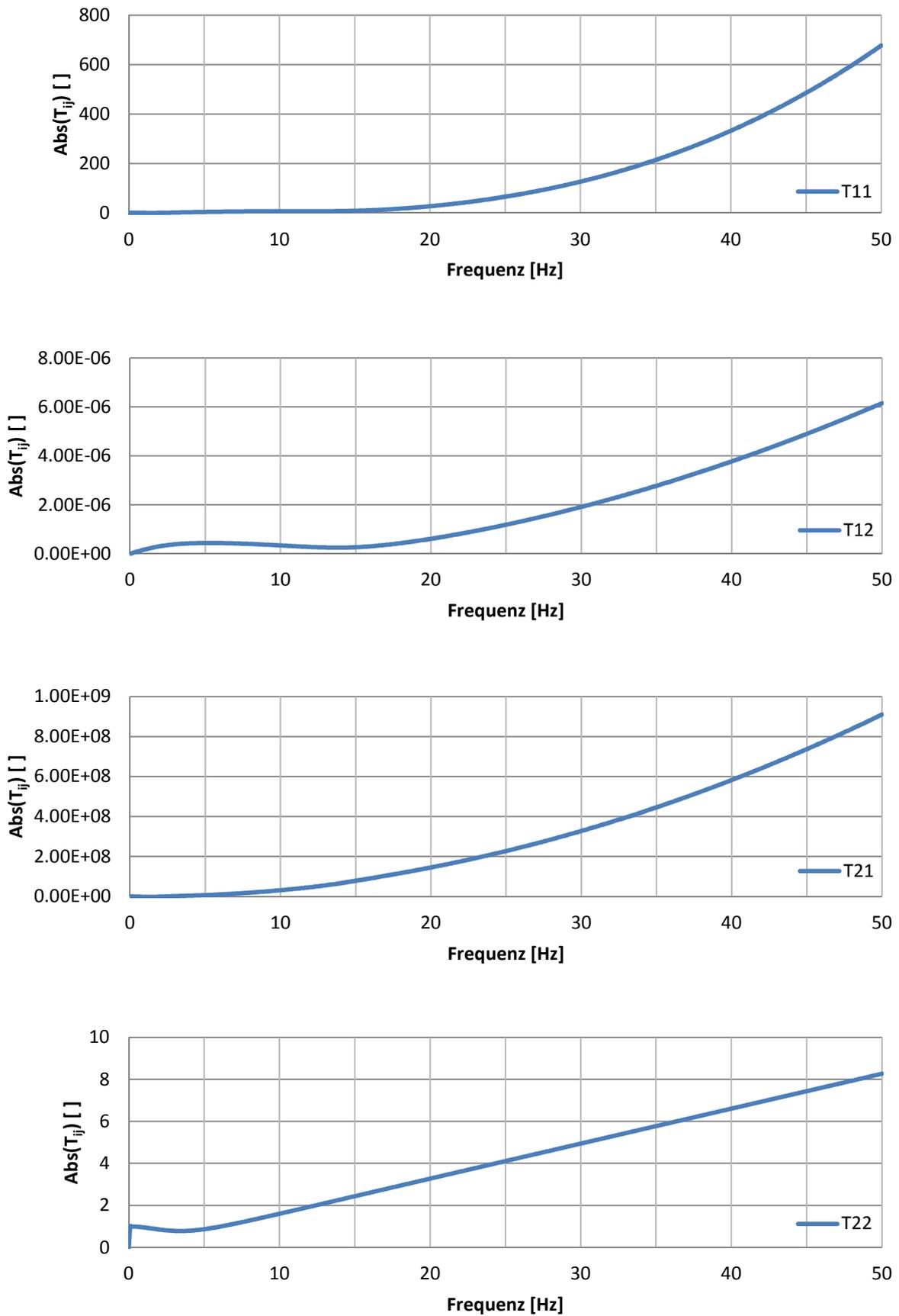


Abbildung 97: Terme der Transfermatrix des Zweimassenschwingers aus dem Kurzschlussverfahren

Anhang

```

$RLOAD1      SID  DAREA          TC
RLOAD1      999   997          901
$DAREA      SID    P1      C1      A1
DAREA      997    3        2      1.0
$TABLED1 TID +TABL1
$+TABL1     X1      Y1      X2      Y2      ETC.
TABLED1     901
           0.0    1.0    50.0    1.0    ENDT

$
$RLOAD1      SID  DAREA          TC
RLOAD1     1099  1097          1001
$DAREA      SID    P1      C1      A1
DAREA     1097    1        2      1.0
$TABLED1 TID +TABL1
$+TABL1     X1      Y1      X2      Y2      ETC.
TABLED1     1001
           0.0    1.0    50.0    1.0    ENDT

$
$ALTERNATE LOAD DEFINITION USING DLOAD
$DLOAD      SID    S      S1  RLOAD1
$DLOAD     999    1.0    1.0    998
$RLOAD1     SID  DAREA          TC
$RLOAD1     998  997          901

$
$FREQUENCY RANGE 2-10 HZ
$FREQ1     SID    F1      DF      NDF
FREQ1     888    0.      0.1    500

$
$MODAL DAMPING OF 5% CRITICAL
$TABDMP1 TID TYPE
$+TABD1     F1      G1      F2      G2      ETC.
TABDMP1     777    CRIT
           0.      0.0    50.    0.0    ENDT

$
$MODAL EXTRACTION
$EIGRL     SID    V1      V2      ND  MSGLVL
EIGRL     10    -0.1    50.      ND  0
$
GRID       1      0.      2.      0.
GRID       2      0.      1.      0.
GRID       3      0.      0.      0.
GRDSET
CONM2      1      1      350.
CONM2      2      2      50.
CELAS2     11  37000.  1      2      2      2
CELAS2     12 385000.  2      2      3      2
$
CDAMP2     13  1896.  1      2      2      2
CDAMP2     14  200.  2      2      3      2
$
ENDDATA

```

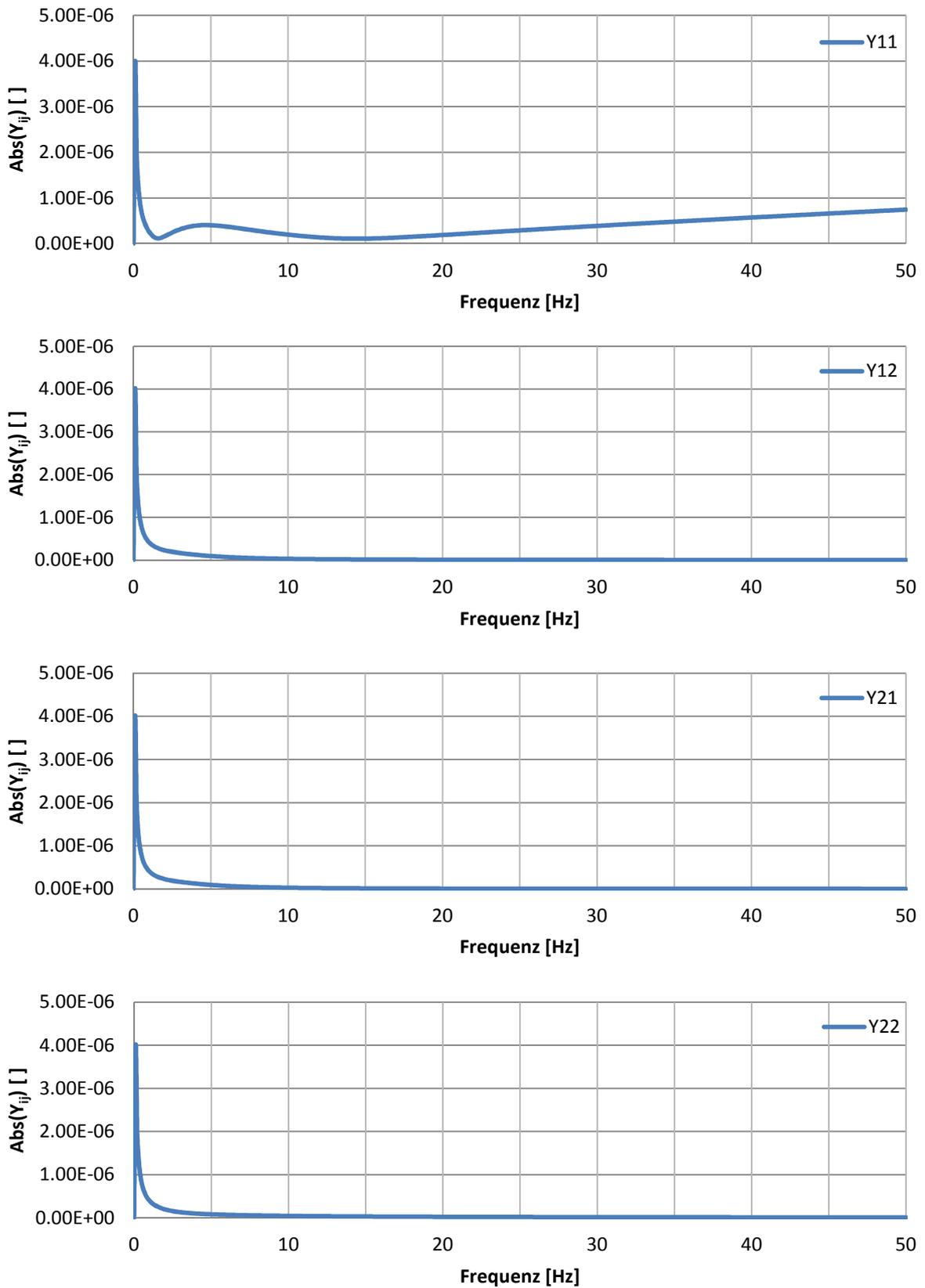


Abbildung 98: Terme der Admittanzmatrix des Zweimassenschwingers aus dem Leerlaufverfahren

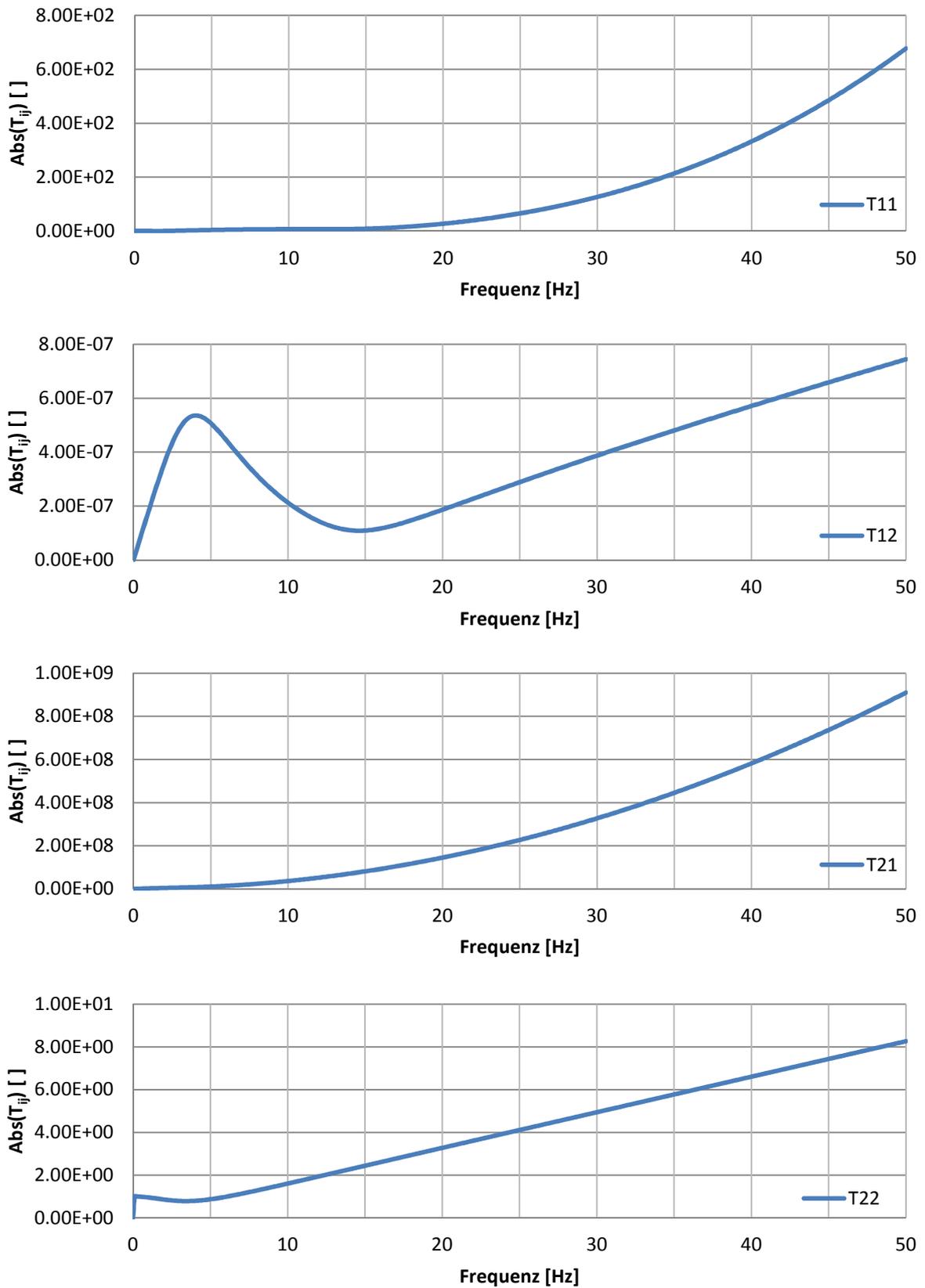


Abbildung 99: Terme der Transfermatrix des Zweimassenschwingers aus dem Leerlaufverfahren