

123

Karlsruher Schriftenreihe
 Fahrzeugsystemtechnik

Maurizio Mauro Festa

Objektive Fahrkomfortbewertung des Gesamtfahrzeugs unter Berücksichtigung menschlicher Wahrnehmungsaspekte



Scientific
Publishing

Maurizio Mauro Festa

**Objektive Fahrkomfortbewertung des
Gesamtfahrzeugs unter Berücksichtigung
menschlicher Wahrnehmungsaspekte**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 123**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Objektive Fahrkomfortbewertung des Gesamtfahrzeugs unter Berücksichtigung menschlicher Wahrnehmungsaspekte

von
Maurizio Mauro Festa

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Objektive Fahrkomfortbewertung des Gesamtfahrzeugs
unter Berücksichtigung menschlicher Wahrnehmungsaspekte

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) von der KIT-Fakultät für
Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. Maurizio Mauro Festa

Tag der mündlichen Prüfung: 20. Juni 2024
Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Christian Oertel

Impressum



Scientific
Publishing

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.bibliothek.kit.edu/ksp.php | E-Mail: info@ksp.kit.edu | Shop: www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2025 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1392-6
DOI 10.5445/KSP/1000175524

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes, mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Der Schwingungskomfort eines Pkws ist ein wichtiges Qualitätsmerkmal, das auch für die Fahrsicherheit von Bedeutung ist. Fahrzeughersteller messen daher dem Thema im Entwicklungsprozess große Bedeutung bei. Um die Kosten im Rahmen zu halten, sind Aussagen zur subjektiven Erlebnisqualität des Fahrzeugs bereits in der virtuellen Fahrzeugentwicklung wünschenswert, also zu einem Zeitpunkt, in dem noch keine Fahrzeuge existieren und damit Fahrversuche noch nicht möglich sind. Zwar gibt es in der Literatur Untersuchungen zu Wahrnehmungs- und Unterschiedsschwellen bei der Schwingungswahrnehmung und darauf beruhende Prognosemodelle, jedoch sind diese

nur teilweise auf die Situation im Pkw im fahrkomfortrelevanten Frequenzbereich bis 30 Hz anwendbar.

In der vorliegenden Arbeit wird für diesen Frequenzbereich das Wissen über die Auswirkung von Merkmalen des Signalverlaufs auf die Schwingungswahrnehmung erweitert. Dazu werden Probandenversuche an einem vertikal aktuierten Schwingungssimulator zu Unterschieds- und Mitfühlschwellen, zur wahrgenommenen Intensität und zum Schwingungscharakter sinusförmiger und transienter Schwingungen, zur gegenseitigen Maskierung von Schwingungen und zur Wechselwirkung von fühl- und hörbaren Schwingungen durchgeführt. Zur quantitativen Abschätzung der Ausprägung dieser Wahrnehmungseffekte werden einfache Modelle vorgeschlagen, die als Eingangsgrößen Signalparameter der Schwingungsreize verwenden. Die Anwendbarkeit der Modelle zur Vorhersage subjektiver Bewertungen wird auf Basis verschiedener Fahrversuche diskutiert.

Karlsruhe, im Juni 2024

Frank Gauterin

Kurzfassung

Im Zuge des Mobilitätswandels werden in der Fahrzeugentwicklung Themen wie Elektrifizierung und autonomes Fahren intensiv fokussiert. Der Aspekt Fahrkomfort erlangt hierbei eine ganz besondere Bedeutung.

Anspruchsvolle Fahrzeuginsassen möchten das Fahrverhalten eines Fahrzeuges grundsätzlich proaktiv in Bezug auf Sportlichkeit und Komfort variieren können. Das Erleben von Unterschieden muss hierbei gewährleistet sein. Zukünftig ist der Fahrer auch Passagier und achtet vor allem auf Komfortaspekte wie schwingungsarmes Reisen bei gewünschter Geräuschkulisse. Störende fühl- oder hörbare Schwingungen, die auch durch die Erwartungshaltungen der Fahrzeuginsassen geprägt sind, sind für einen Fahrzeughersteller zu vermeiden. Dies stellt, vor allem bei der objektiven Auslegung von Fahrzeugen in einer frühen Fahrzeugentwicklungsphase, eine besondere Herausforderung dar.

Diese Arbeit untersucht systematisch fühlbare Reizunterschiede von harmonischen und transienten Schwingungen, die Merkmale von transienten Schwingungen und die multisensorische Wahrnehmung im fühlbaren Frequenzbereich sowie deren Wechselwirkung zu einer akustischen Umgebung. Die Untersuchungen werden vorwiegend auf einem Fahrkomfort-Simulator mit Hilfe von zahlreichen Probandenstudien durchgeführt. Fahrversuche in Testfahrzeugen dienen zusätzlich zur Validierung der Ergebnisse. Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann eine Empfehlung für objektive Bewertungsverfahren von Schwingungsphänomenen für unterschiedliche Fahrsituationen abgeleitet werden.

Abstract

In the course of the change in mobility, topics such as electrification and autonomous driving are intensively focused in the vehicle development sector. In this context, is maintaining the ride comfort relevant and increasingly important.

A driver should always be able to control his vehicle behavior proactively in terms of sportiness and comfort. This guarantees noticeable differences in the overall ride experience of the driver. When the driver becomes a passenger in the future, need for special attention to comfort aspects such as vibration free driving or background noises becomes more prominent. Disturbing motion or audible vibrations, which could be characterized according to the passenger expectations, would have to be considered by the automotive manufactures. Thereby presenting objective evaluation of the vehicle design as a major challenge in the early vehicle development phase.

This study inquires into just noticeable differences in the stimulus between harmonic and transient vibrations, the properties and effects of transient vibrations, multi-sensory perception in the tactile frequency domain, as well as their interactions in an acoustic environment. The investigations are carried out predominantly on a ride comfort simulator with the help of numerous trials on human participants. Driving tests done using real test vehicles also serve to validate the results. With the acquired knowledge, recommendations for objective evaluation of vibration phenomena for different driving scenarios can be derived.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen der Kooperation mit dem Karlsruhe Institut für Technologie (KIT) am Lehrstuhl Fahrzeugsystemtechnik in enger Zusammenarbeit mit der Abteilung Entwicklung Gesamtfahrzeug Akustik und Schwingungen – Fahrkomfort der Porsche AG.

Besonderer Dank gebührt meinem Doktorvater Professor Dr. rer. nat. F. Gauterin für sein Vertrauen und die wohl dosierten Anregungen zur richtigen Zeit. Für die Übernahme des Korreferats bedanke ich mich bei Professor Dr.-Ing. C. Oertel, für den Prüfungsvorsitz bei Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers.

Vielen Dank allen Kollegen der Porsche AG, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Insbesondere danke ich Dr.-Ing. B. Pfäfflin, Dipl.-Ing. P. Ehinger, Dipl.-Ing. T. Brobeil und Dipl.-Ing. G. Preschany für ihre Unterstützung. Ebenso danke ich Dipl.-Ing. T. Durm und Dipl.-Ing. M. Lünebach für die intensiven und sehr konstruktiven Fachgespräche sowie allen Kollegen der Abteilung Akustik und Schwingungen, die wertvolle Beiträge erbracht haben.

Für die Unterstützung bei der konstruktiven Auslegung und Inbetriebnahme des Fahrkomfort-Simulators danke ich Dipl.-Ing. T. Eppler sowie Dipl.-Ing. P. Kuhn.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Absolventen, Werkstudenten und Praktikanten, die bei der Umsetzung durch ihre Unterstützung einen wichtigen Beitrag geliefert haben. Insbesondere möchte ich mich bei den Herren T. Meier, M. Lindermeier, L. Kraft, C. Geißler, D. Staron, S. Großmann und A. Tavornmas bedanken.

Herzlichen Dank allen Kollegen vom Lehrstuhl und vom KIT-FAST für die zusätzliche Unterstützung. Für den wertvollen Rat während der Arbeit möchte ich insbesondere Dr.-Ing. M. Frey meinen Dank aussprechen. Zudem gebührt ein weiterer Dank Dipl.-Ing. A. Winandi für die Anregungen und Unterstützung in Bezug auf die Versuchsauswertung und R. Kokenge sowie O. Halama für die organisatorische Unterstützung.

Weiterhin danke ich meinen Freunden und Bekannten, die mich während der Zeit stets unterstützt haben. Zu guter Letzt möchte ich mich ganz besonders bei meiner Familie für die jahrelange Unterstützung in allen Phasen der Arbeit bedanken.

Karlsruhe, 20. Juni 2024

Maurizio Mauro Festa

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	i
Kurzfassung	iii
Abstract.....	v
Danksagung.....	vii
1 Einleitung.....	1
1.1 Ausgangssituation und Forschungsschwerpunkte.....	2
1.2 Aufbau und Inhalte	11
2 Stand der Wissenschaft und Technik.....	15
2.1 Terminologie und Definition	15
2.1.1 (Fahr-)Komfort.....	15
2.1.2 Stoß vs. Impuls.....	19
2.2 Schwingungssysteme.....	21
2.2.1 Mechanische Schwingungen	21
2.2.2 Fahrbahnanregung	23
2.2.3 Vereinfachte Schwingungsersatzsysteme	27
2.3 Wahrnehmung von Schwingungen.....	31
2.3.1 Taktile Wahrnehmung.....	32
2.3.2 Vestibuläre Wahrnehmung	35
2.3.3 Methoden zur Ermittlung von Empfindungsschwellen	37
2.3.4 Ansätze zur Beschreibung gerade wahrnehmbarer Unterschiede	40
2.4 Ansätze der Objektivierung	42
2.4.1 Normen und Richtlinien	42
2.4.2 Erweiterte objektive Bewertungsansätze.....	48
2.5 Methoden der Statistik.....	52
2.5.1 Deskriptive Statistik – Kennzahlen	52

2.5.2	Induktive Statistik – Hypothesentests	56
3	Methodik.....	59
3.1	Objektivierungsprozess	59
3.2	Fahrkomfort-Simulator	62
3.3	Anregungsprofile	66
4	Wahrnehmbare Reizunterschiede	69
4.1	Methodik	69
4.2	Harmonische Schwingungen	74
4.2.1	Ergebnisse	74
4.2.2	Diskussion.....	77
4.3	Transiente Schwingungen.....	82
4.3.1	Ergebnisse	83
4.3.2	Diskussion.....	87
4.4	Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen	90
4.4.1	Schlechtweganregung	92
4.4.2	Kantenüberfahrt	95
5	Wirkung von Impulsen.....	99
5.1	Impulsstärke	99
5.1.1	Methodik	100
5.1.2	Ergebnisse und Fazit	102
5.2	Impulshärte.....	105
5.2.1	Methodik	105
5.2.2	Ergebnisse und Fazit	107
5.3	Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen	110
6	Multisensorische Wahrnehmung.....	115
6.1	Harmonische Schwingungen	115
6.1.1	Methodik	115
6.1.2	Einfluss tieffrequenter Schwingungen des Fahrzeugaufbaus 118	
6.1.3	Einfluss sensibler Ganzkörper-Schwingungen	120
6.1.4	Diskussion.....	122

6.2	Transiente Schwingungen.....	124
6.2.1	Methodik	124
6.2.2	Einfluss hörbarer Schwingungen auf die Intensitätswahrnehmung fühlbarer Schwingungen	129
6.2.3	Einfluss fühlbarer Schwingungen auf die Lautheitswahrnehmung	131
6.2.4	Diskussion.....	133
6.3	Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen.....	136
7	Zusammenfassung und Ausblick	141
7.1	Zusammenfassung und wissenschaftlicher Beitrag	141
7.2	Ausblick.....	144
	Literaturverzeichnis.....	147
	Anhang.....	157
	Abkürzungsverzeichnis	169
	Formelzeichen und Symbole.....	171
	Abbildungsverzeichnis.....	175
	Tabellenverzeichnis	181

1 Einleitung

Der Anspruch bei der Entwicklung von Fahrzeugen ist es, technische Maßstäbe zu setzen. Neben der Erfüllung fahrdynamischer Eigenschaften auf einer Rennstrecke oder auf kurvenreichen Landstraßen, ist die Alltagstauglichkeit eines Fahrzeuges, welche sich durch ein komfortables Fahren äußert, ein ganz wesentlicher Aspekt in der Fahrzeugentwicklung. Trotz eines vorhandenen Zielkonfliktes zwischen der Fahrdynamik und dem Fahrkomfort ist die technische Herausforderung in der Entwicklung von Fahrzeugen die Erfüllung fahrdynamischer sowie fahrkomfortrelevanter Eigenschaften. Letztere sind vor allem durch Fahrbahn-, Rad-Reifen- oder triebstranginduzierte Schwingungen geprägt und werden im Fahrzeuginnenraum in Form von Vibrationen und Schall multimodal durch die Fahrzeuginsassen wahrgenommen [1].

Im Zuge des hochautomatisierten Fahrens nimmt der Fahrer immer mehr die Position eines Passagiers ein und achtet vor allem auf komfortrelevante Aspekte wie schwingungsarmes Reisen bei individueller Geräuschkulisse. Darüber hinaus werden durch die Elektrifizierung der Fahrzeuge einerseits tonale Geräuschanteile dominant und andererseits sind maskierende Geräuscheigenschaften wie bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen nicht immer gegeben. Daraus resultierende störende Vibrationen, welche Fahrzeuginsassen aufgrund ihrer individuellen Erwartungshaltung unterschiedlich bewerten, sind durch eine gezielte Entwicklung schwingungstechnischer sowie akustischer Fahrzeugeigenschaften zu vermeiden.

Erste Fahrzeugabstimmungen sind mithilfe digitaler Prototypen bereits in einer frühen Phase der Entwicklung aufgrund bekannter Zusammenhänge zwischen objektiven Kenngrößen und der subjektiven Empfindung möglich. Reale Prototypen erhalten dadurch einen notwendigen Reifegrad für die Abbildung eines hohen serieannahen Aufbaustandes. Zudem können dadurch kostenintensive konzeptionelle Änderungen deutlich reduziert werden.

1.1 Ausgangssituation und Forschungsschwerpunkte

Das vorrangige Ziel dieser Arbeit ist es, objektive Beschreibungsgrößen komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen¹ herauszuarbeiten und diese in vorhandene Analysemethoden zu integrieren. Dabei sollen

- wahrnehmbare Reizunterschiede,
- durch Schwingungsimpulse erzeugte Empfindungen sowie
- Aspekte der multisensorischen Wahrnehmung

systematisch untersucht und Analyseansätze hinsichtlich einer robusten Anwendung abgeleitet werden.

Vorhandene Bewertungsansätze, wie sie beispielsweise Cucuz [2] oder Klinger [3] beschreiben, berücksichtigen einen Ansatz², der einzelne Raumrichtungen sowie die jeweiligen Fahrer-Schnittstellen zueinander gewichtet. Als Ergebnis wird eine Kenngröße erzeugt, die die global empfundene Schwingstärke für einen Insassen beschreibt. Für Anwendungen im Bereich der Ergonomie oder des Arbeitsschutzes können diese Herangehensweisen zielführend sein. Bei schwingungstechnischen und akustischen Auslegungen von Fahrzeugen können Unterschiede im Schwingverhalten eines Fahrzeuges jedoch gering ausfallen und sich sogar nur in einzelnen Raumrichtungen oder Fahrer-Schnittstellen auswirken. Um gerade diese wahrnehmbaren Empfindungsunterschiede objektiv bewerten zu können, muss auf alternative Bewertungsansätze zurückgegriffen werden.

¹ Mit einem Fokus auf Ganzkörper-Schwingungen.

² Siehe 2.4.2.

Wahrnehmbare Reizunterschiede

Diese Passage diskutiert Untersuchungen zu gerade wahrnehmbaren Unterschieden für harmonische Ganzkörper-Schwingungen. Erkenntnisse zu Unterschiedsschwellen für stochastische Schwingungen wurden beispielsweise von [4] gewonnen und weisen aufgrund großer Streuung vergleichsweise ähnliche Ergebnisse zu Studien für harmonische Schwingungen auf. Studien zu gerade wahrnehmbaren Unterschieden im Kontext transienter Schwingungen sind derzeit nicht bekannt, obwohl diese einen relevanten Lastfall in der Fahrzeugentwicklung bei der Auslegung von Fahrwerken darstellen.

Ein bekannter Ansatz für die Ermittlung von gerade wahrnehmbaren Unterschieden ist der Ansatz nach Weber (siehe 2.3.4). Dieser ermittelt ein dimensionsloses konstantes Verhältnis zwischen einer Reizänderung und einem Grundreiz.

Untersuchungen von Morioka und Griffin [5] ermitteln solche Unterschiedsschwellen für harmonische Schwingungen bei 5 Hz und 20 Hz. Als Ergebnis wird unabhängig von Frequenz und Amplitude ein einheitliches Verhältnis von circa 10 % (8,1 % bis 12,3 %) ermittelt. Der Ansatz nach Weber wird im Rahmen der Studie verifiziert. Weiterhin zeigen Untersuchungen von Bellmann et al. [6, 7, 8] sowie Baumann et al. [9] für Frequenzen von 5 Hz bis 80 Hz einen analogen Trend in Bezug auf die Anwendung des Ansatzes nach Weber. Das ermittelte Verhältnis von circa 19 % bis 20 % liegt jedoch weit über dem ermittelten Verhältnis von Morioka und Griffin [5].

Innerhalb der Studie von Matsumoto et al. [10] ist der Ansatz nach Weber nicht durchgängig übertragbar. Die Auswertungen für Frequenzen im Bereich von 4 Hz bis 80 Hz ergeben Verhältnisse zwischen 5,2 % bis 6,5 %. Dies deutet darauf hin, dass amplitudenbezogene Änderungen der Unterschiedsschwellen eher bei 4 Hz als bei höheren Frequenzen wahrgenommen werden [11].

In Anlehnung an Morioka und Griffin [5] untersuchen Forta et al. [12] ein Frequenzband von 2,5 Hz bis 315 Hz. Die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen erstrecken sich über einen Bereich von 9,5 % bis 20,3 %. Für Frequenzen bis 30 Hz sind diese generell vergleichbar und unabhängig von Amplitude sowie Frequenz. Eine Ausnahme ist jedoch bei den Frequenzen 2,5 Hz und 315 Hz zu beobachten. Bei Erhöhung des Grundreizes (*high magnitude*) reduziert sich die relative Unterschiedsschwelle signifikant gegenüber der bei einem geringen Grundreiz (*low magnitude* und *medium magnitude*). Analog zu den Erkenntnissen von Matsumoto et al. [10] verdeutlichen ebenso Forta et al. [12], dass bei geringen Frequenzen, bei denen die Schwingungen des Fahrzeugaufbaus eine dominante Rolle spielen, auf einen alternativen Bewertungsansatz zurückgegriffen werden muss.

Die soeben beschriebenen früheren Studien³ decken ein breites Spektrum von Frequenzen und Amplituden ab, gleichwohl sind bisher keine Erkenntnisse zu Unterschiedsschwellen im Bereich der Fahrzeugaufbauswingungen (in etwa bis 2 Hz) bekannt. In dem für den Fahrer sensitiven Bereich von etwa 6 Hz [13] liefern bisher nur Untersuchungen von Bellmann et al. [7, 8] Aussagen zu Unterschiedsschwellen, jedoch für ein Amplitudenniveau nahe der Wahrnehmungsschwelle. [11]

Weiterhin weisen frühere Studien teils unterschiedliche Ergebnisse zu relativen Unterschiedsschwellen auf. Beispielsweise ermitteln Matsumoto et al. [10] relative Unterschiedsschwellen im Bereich zwischen 5,2 % und 6,5 %, während die Ergebnisse von Bellmann et al. [8] relative Unterschiedsschwellen im Bereich von 20 % zeigen. In diversen Studien [8, 10, 12] werden diese Unterschiede kontrovers diskutiert. Mögliche methodische Gründe, wie die Ermittlung der Unterschiedsschwellen bei diversen Amplitudenniveaus oder die Anwendung andersartiger Verfahren für die Schwellwertermittlung, werden hierbei genannt. Für einen adäquaten Vergleich von Ergebnissen unterschiedlicher Studien müssen Versuche jedoch gleiche Referenzpunkte einer

³ Tabellarische Übersicht siehe Anhang Tabelle B1.

psychometrischen Funktion aufweisen. Frühere Untersuchungen berücksichtigen diesen Aspekt nur bedingt.

Darüber hinaus führen frühere Studien vorwiegend Untersuchungen auf Telleroberflächen von elektrodynamischen Shakern (Matsumoto et al. [10]), starren Stühlen (Bellmann et al. [7, 6, 8]) oder ergonomisch geformten Holzoberflächen (Forta et al. [12]) durch. Die Probanden nehmen dadurch eine andere Körperhaltung als in einem Fahrzeug ein. Da nach der VDI 2057-1 [13] die Übertragung von Schwingungen auf den menschlichen Körper und deren Wirkung abhängig von der Körperhaltung ist, sollte zur Untersuchung relevanter Eigenschaften des Fahrkomforts ein Prüfaufbau genutzt werden, auf dem ein Proband eine Sitzposition vergleichbar mit der in einem realen Fahrzeug einnehmen kann. [11]

Durch Schwingungsimpulse erzeugte Empfindungen

Es besteht nur eine geringe Anzahl bekannter Veröffentlichungen, die sich dem Thema Impulse oder Einzel-Stöße widmen. Als Ergebnis gibt es in keiner Norm verankerte Erkenntnisse, die beschreiben, welche physikalische Größen (Beschleunigung, Geschwindigkeit, etc.) oder Signalparameter (Peak-to-Peak, Dauer, Gradient, etc.) das Empfinden von Impulsen beschreiben. [14]

Die Studie von Reiher und Meister [15] aus dem Jahre 1932 zeigt bereits erste Untersuchungen zur Empfindlichkeit gegen Stöße⁴. Innerhalb der Studie wird eine Schwingplatte eingesetzt, die sowohl Vertikalstöße als auch Horizontalstöße abbildet. Als repräsentativer Signalparameter erschien nach [15] die Steilheit der Stoßfront eines Schwingweges, die zugleich die *Härte eines Stoßes* kennzeichnen dürfte. Weiterhin wurden Empfindungsgruppen hinsichtlich der empfundenen Stärke in Abhängigkeit der Amplitude (Schwingweg) und Dauer der Stoßfront identifiziert. Starke Streuungen der Messwerte (vor allem im Bereich der Empfindungsgrenze) sind jedoch innerhalb des Versuches

⁴ Für Probanden mit einer stehenden und liegenden Haltung.

mit messtechnischen Unsicherheiten von $\pm 15\%$ beziffert. Die Ergebnisse lassen daher aufgrund damaliger messtechnischer Standards nur einen Trend erkennen, erlauben jedoch keine fundierte Ableitung möglicher Signalparameter.

Nach Schenk [14] sind gerade die messtechnischen Standards, die durch Einführung der Digitaltechnik in den letzten 20 Jahren deutlich an Güte gewonnen haben, ein essentieller Aspekt der heutigen Erkenntnisdefizite. Ein Versuchsdesign, welches Impulse isoliert in einer Fahrzeugumgebung wiedergeben kann, ist in modifizierten Fahrzeugen nur bedingt beziehungsweise nur in komplexen Versuchsaufbauten in einer Prüfstandsumgebung darstellbar.

Untersuchungen im Gesamtfahrzeugkontext wurden von Tokuda et. al [16] bei Überfahrt diverser Schlagleistentypen durchgeführt. Als Ergebnis werden Signale mit einem Frequenzinhalt bis 120 Hz und als Signalparameter der Peak-to-Peak-Wert als relevant eingestuft. Aufgrund der geringen Probandenanzahl, eines sehr einfachen messtechnischen Setups sowie einer beschränkten Anzahl an Fahrmanövern sind die präsentierten statistischen Aussagen für einen robusten Bewertungsansatz jedoch kritisch zu prüfen. [17]

In Erweiterung dazu beurteilt Fülbier [17] die subjektive Wirkung bei Überfahrt transienter Fahrbahnanregungen in einer Gesamtfahrzeugumgebung. Anhand von Korrelationsanalysen unterschiedlicher Signalparameter wird auf die Anwendung von Effektivwerten der Beschleunigung hingewiesen, die die fühlbare Impulswahrnehmung am ehesten beschreiben. Für die Bewertung berücksichtigt Fülbier den Gesamt-Vektorbetrag in einem in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit definierten Zeitfenster. Da in diesem Zeitfenster ebenso das Systemverhalten (Abklingverhalten) nach dem eigentlichen Impuls berücksichtigt wird, bewertet der Ansatz eher ein Gesamtereignis von Impuls und Abklingverhalten. Unterschiede der Impulse werden durch diesen Ansatz erfahrungsgemäß objektiv nur rudimentär berücksichtigt, da Schwingungen des Systemverhaltens dominieren können. Hinzu kommt, dass die ermittelten

Korrelationen der Integralwerte sich nur geringfügig von den ermittelten Korrelationen der Effektivwerte der Beschleunigung unterscheiden. Eine Betrachtung einzelner Raumrichtungen, die innerhalb einer Gesamtfahrzeug-Umgebung in einem Prüffeld abgebildet werden können, wäre durchaus zielführend.

Bewertungskurven wie sie aus diversen nationalen oder internationalen Standards für die Anwendung für harmonische Schwingungen bekannt sind, benötigen die erforderlichen Zusammenhänge zwischen objektiv berechen- und messbaren Kenngrößen sowie der subjektiven Empfindung. Bereits 1931 zeigten Untersuchungen zu harmonischen Ganzkörper-Schwingungen von Reiter und Meister [18, 11], dass im Bereich einer Reizschwelle die Schwinggeschwindigkeit eine geeignete Größe darstellt. Diesen Zusammenhang berücksichtigt ebenso die im Jahr 1987 veröffentlichte Norm VDI2057 [19] für Frequenzen oberhalb von 8 Hz. Inwiefern diese Zusammenhänge sich auf transiente Schwingungen übertragen lassen, ist bis heute nicht hinreichend untersucht.

Multisensorische Wahrnehmung

Der Einfluss von Schall und Vibrationen sowie deren Interaktion auf die subjektive Wahrnehmung ist bis heute nicht hinreichend untersucht [1]. Frühere Studien (Übersicht in [20]) untersuchen zwar die Interaktion von Geräuschen und Vibrationen sowie deren Summation als Gesamtereignis, allerdings fokussieren sie dabei vor allem den Aspekt der *Lästigkeit* von komfortrelevanten Fahrzeugschwingungen. Experimentelle Untersuchungen über die Wahrnehmung von Geräuschen oder Vibrationen bei gleichzeitiger Überlagerung der jeweilig anderen Modalität (Fühlen oder Hören) fokussieren jedoch nur eine überschaubare Anzahl von Studien wie [17, 21, 22, 23]. [24]

Einen generellen Forschungsüberblick zur multisensorischen Wahrnehmung sowie zur Interaktion von fühl- und hörbaren Schwingungen geben Amman et al. in [20]. Wissenschaftliche Studien des Institutes Sound and Vibra-

tion Research⁵ (ISVR) in Southampton (UK), des NASA's Langley Research Center⁶, der Chalmers University⁷ (Schweden) und des Ford Scientific Research Lab⁸ werden darin diskutiert. In den Studien wird im Allgemeinen der Einfluss von Geräuschen auf die Wahrnehmung fühlbarer Schwingungen sowie der Einfluss von Vibrationen auf die Wahrnehmung hörbarer Schwingungen für unterschiedliche Untersuchungsumgebungen untersucht. Der Vergleich der genannten Studien zeigt, dass sowohl Schwingungen als auch Geräusche generell den Fahrkomfort in Fahrzeugen prägen können (influence on annoyance). In Bezug auf deren Interaktion ist kein durchgängiger Trend ersichtlich. Innerhalb der Studien kann keine signifikante Interaktion der beiden Wahrnehmungsmodalitäten bewiesen werden. [24]

Auch Genuit untersucht in [1] den Einfluss der subjektiven Geräuschbewertung unter Ein- bzw. Ausblendung fühlbarer Schwingungen. Die Versuchsumgebung ist dabei ein modifiziertes Fahrzeug in realer Umgebung sowie in einem Prüffeld mit simulierter visueller Umgebung. Nach Genuit ist für die Bewertung des Geräuschkomforts die alleinige Betrachtung akustischer Schwingungen nicht ausreichend. Es wird vor allem darauf hingewiesen, dass der Passagier fühlbare Schwingungen an den komfortrelevanten Schnittstellen wie Sitz, Fußraum, Pedalerie und Lenkrad ebenso zeitsynchron wahrnimmt.

Fülbier geht in [17] auf die Beurteilung des Abrollkomforts, welcher sowohl auditive als auch nicht-auditive Schwingungen beinhaltet, bei Überfahrt von realen Einzelhindernissen in einer Gesamtfahrzeugumgebung ein. Der Beobachtungsschwerpunkt liegt bei Frequenzen zwischen 10 Hz und 150 Hz. Analog zu den Erkenntnissen von Amman et al. in [20], wird ein akustischer

⁵ Mit einem Fokus von Geräuschen und Schwingungen in Schienenfahrzeugen.

⁶ Beurteilung von Geräuschen und Schwingungen im Allgemeinen.

⁷ Mit einem Fokus von Geräuschen und Schwingungen in Luftfahrzeugen.

⁸ Mit einem Bezug auf Fahrzeugschwingungen/-geräusche.

Einfluss⁹ auf die Intensitätswahrnehmung fühlbarer Schwingungen nicht bestätigt. Die akustische Reduktion erfolgt unter Verwendung einer Gehörkapselung sowie eines Gehörschutzes. Durch die Ausblendung der akustischen Umgebung könnten jedoch aus methodischer Sicht Erwartungseffekte¹⁰ in Probandenuntersuchungen nicht ausgeschlossen werden. Untersuchungen mit einer Anpassung durch eine definierte Wiedergabe von realen Geräuschmustern könnten hingegen diese Effekte minimieren. [24]

Den Einfluss von Vibrationen auf die Lautheitswahrnehmung zeigen Untersuchungen von Merchel et al. [22] in einem Frequenzband zwischen 10 Hz und 200 Hz. Weiterhin wird in einem zweiten Experiment der Einfluss akustischer Stimuli auf die Intensitätswahrnehmung von Ganzkörper-Schwingungen untersucht. Der Abgleich zeigt, dass bei tiefen Frequenzen (10 Hz und 20 Hz) Vibrationen mit auditiver Stimulation weniger intensiv wahrgenommen werden als Vibrationen ohne auditive Stimulation. Eine Interaktion auditiver und taktiler Ereignisse wird daher angenommen. In den Untersuchungen weisen sowohl die akustischen als auch die vibratorischen Stimuli die gleiche Frequenz auf. Die daraus resultierende Anregung bei einer Kantenüberfahrt weist allerdings für den fühlbaren Impuls einen anderen Frequenzbereich als für den hörbaren Impuls auf (siehe 6.2). Inwiefern für diese Randbedingung eine Interaktion der Wahrnehmungsmodalitäten vorliegt, bleibt im Rahmen der Studie offen. (nach [24])

Einen weiteren Beitrag liefern die Studien von Stamm et al. [21] oder Schwendicke und Altinsoy [25], die den Einfluss akustischer Rauschsignale auf die Fühlschwellen von Sinus-Ganzkörper-Schwingungen auf einem Vibrationsstuhl untersuchen. In einem Frequenzband zwischen 15,75 Hz und 300 Hz zeigen die Ergebnisse von [21] einen Maskierungseffekt¹¹ von Fühlschwellen

⁹ Variation der akustischen Umgebung ohne und mit Gehörkapselung.

¹⁰ Fehlerquelle bei der Durchführung von Untersuchungen. Probanden passen ihr Verhalten an die eigene Erwartung unbewusst an und verändern damit das Ergebnis.

¹¹ Bewirkt beim Menschen, dass bestimmte Frequenzanteile nicht oder vermindert wahrgenommen werden. Eine alternative Formulierung ist *der Verdeckungseffekt*.

bei Variation eines akustischen Rauschsignals. Je geringer die gewählte Mittenfrequenz (31,5 Hz, 63 Hz, 160 Hz) des akustischen Rauschsignals, desto breitbandiger ist der beobachtete Maskierungseffekt. Liegt ein akustisches Schmalbandrauschen mit einer hochfrequenten Mittenfrequenz (160 Hz) vor, so ist keine Verschiebung der Föhlschwelle bei tiefen Frequenzen zu beobachten. In welchem Maße dieser Effekt auf transiente Schwingungen übertragbar ist, wird im Rahmen dieser Studie nicht untersucht. (nach [24])

Darüber hinaus untersucht Bulthaupt [26] maskierende und verstärkende Einflüsse einzelner Schwingungsereignisse auf die Wahrnehmung von Schwingungen im Kontext schwerer Nutzfahrzeuge. Die Ergebnisse zeigen, dass Maskierungsereignisse einen mit zeitlich zunehmendem Fortschritt abklingenden Charakter auf die Empfindungsstärke von Referenzereignissen haben. Dabei ist der Maskierungseffekt abhängig von Amplitude, Bewegungsrichtung und Frequenz. Weiterhin wurde der Einfluss von Fahrezuginnengeräuschen und Videosequenzen von Fahrbahnen auf die wahrgenommene Stärke der präsentierten Phänomene auf einem Simulator untersucht. Die Ergebnisse deuten auf einen geringen akustischen Effekt hin. Ein visueller Effekt konnte nicht nachgewiesen werden.

Forschungsfokus

Ableitend aus den bestehenden wissenschaftlichen Erkenntnissen, werden folgende Hypothesen aufgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit hinsichtlich ihrer Gültigkeit und im Kontext fahrkomfortrelevanter Ganzkörper-Schwingungen untersucht werden.

Wahrnehmbare Reizunterschiede (Kapitel 4):

1. Gerade wahrnehmbare Unterschiede harmonischer Ganzkörper-Schwingungen sind im mittleren Amplitudenbereich unabhängig von Frequenz und Amplitude und durch ein konstantes Verhältnis abbildbar. Eine Ausnahme zeigt jedoch der tieffrequente Frequenzbereich.

2. Dies kann ebenso auf gerade wahrnehmbare Unterschiede transienter Ganzkörper-Schwingungen übertragen werden.

Wirkung von Impulsen (Kapitel 5):

3. Die Stärkeempfindung von Impulsen ist proportional zu der Schwinggeschwindigkeit.
4. Eine Änderung der Impulsdauer führt zu einer Änderung des empfundenen Merkmals der Impulshärte.

Multisensorische Wahrnehmung (Kapitel 6):

5. Tieffrequente fühlbare Frequenzbereiche wirken maskierend auf naheliegende Frequenzbereiche.
6. Sowohl fühlbare als auch hörbare Schwingungen haben unter transienter Einwirkung gegenseitig keinen signifikanten Einfluss auf die subjektive Empfindung.

1.2 Aufbau und Inhalte

In Kapitel 1 werden relevante wissenschaftliche Erkenntnisse dargestellt und auf die eigentlichen Forschungsthemen sowie auf das Zielbild dieser Arbeit eingegangen (Abbildung 1). Kapitel 2 stellt den aktuellen Forschungsstand dar und gibt einen relevanten Überblick wissenschaftlicher sowie technischer Hintergründe. Wesentliche Definitionen und Beschreibungen der Grundbegriffe, etablierte Normen und Richtlinien, Grundlagen in Bezug auf die Methoden der Statistik sowie physiologische Wirkzusammenhänge sind darin enthalten.



Abbildung 1: Gliederung der Arbeit inklusive Forschungsschwerpunkt

Kapitel 3 skizziert systematisch den angewandten Prozess der Objektivierung und zeigt eine Übersicht der relevanten Methoden. Zusätzlich werden die *Werkzeuge der Objektivierung* sowie die notwendigen Infrastrukturen, die für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit eine Basis bilden, beschrieben.

Die darauffolgenden Kapitel 4, 5 und 6 bilden den Hauptteil dieser Arbeit und geben eine detaillierte Beschreibung des jeweiligen Versuchsdesigns sowie

die daraus resultierenden Untersuchungsergebnisse, welche im Kontext aktueller Forschungsergebnisse diskutiert werden. Bewertungsansätze für die in Kapitel 1.1 aufgeführten Hypothesen werden folglich vorgestellt und deren Aussagegüte im Rahmen von praktischen Anwendungen beurteilt.

Zusammenfassend werden in Kapitel 7 die wesentlichen Untersuchungsergebnisse dargestellt, sowie der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit skizziert. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse werden weitere Forschungsfragen dargestellt.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dieses Kapitel geht auf wesentliche Begrifflichkeiten sowie Definitionen fahrkomfortrelevanter Fahrzeugeigenschaften ein (2.1, 2.2). Ferner werden in 2.4 die wichtigsten Normen sowie Verfahren für eine objektive Bewertung dargestellt. Um Wirkzusammenhänge einzelner Phänomene einordnen zu können, werden in Kapitel 2.3 grundlegende physiologische Aspekte des Menschen beschrieben. Für die Herstellung einer systematischen Verbindung zwischen der Wahrnehmung und physikalischen Attributen sind statistische Methoden zur Analyse empirisch gewonnener Daten essentiell. Die wichtigsten Ansätze für die Analyse der im Rahmen der Arbeit gewonnenen Daten werden in Kapitel 2.5 vorgestellt.

2.1 Terminologie und Definition

Die Terminologie *Komfort* lässt eine vielfältige Fülle an Assoziationen zu. Eine Erläuterung zu den Begrifflichkeiten Komfort, Diskomfort und Fahrkomfort sowie mögliche Abgrenzung zu wortähnlichen Begrifflichkeiten sind für ein einheitliches Sprachverständnis bedeutend und werden daher in diesem Kapitel beschrieben sowie diskutiert.

2.1.1 (Fahr-)Komfort

Im heutigen Sprachgebrauch ist Komfort eher ein diffuser Begriff [27], der dem Aspekt der Bequemlichkeit oder Behaglichkeit gleichgesetzt wird und vor allem auf das Wohlbefinden eines Menschen abhebt (Duden [28]).

Nach Herzberg [27] lässt sich *Komfort* als eine „Abwesenheit von *Diskomfort*“¹² beschreiben. Herzberg geht dabei von einem linearen Zusammenhang aus. Nach der Auffassung von Zahng, Helander und Dury [29] bilden die beiden Begriffe jedoch zwei unabhängige Dimensionen (Abbildung 2). Ihre Clusteranalyse [29] verdeutlicht, dass Diskomfort durch biomechanische und physiologische Faktoren geprägt wird, beispielsweise durch eine äußere Reizeinwirkung wie eine Kraft, während Komfort auf Aspekte der Ästhetik, wie das Design oder den Klang bzw. Sound von Fahrzeugen, zurückzuführen ist. Ein Beispiel, welches diesen zweidimensionalen Zusammenhang verdeutlicht, ist die Fahrt in einem Sportwagen. Der Fahrer erfährt aufgrund des sportlich ausgelegten Fahrzeugkonzepts einen höheren Schwingungseintrag und dadurch einen höheren Diskomfort als bei einer komfortorientierten Limousine. Gleichzeitig kann der Aspekt des Gefallens beziehungsweise die Wahrnehmung von Komfort aufgrund einer emotionalen Soundkulisse so dominieren, dass der vorhandene Diskomfort akzeptiert wird. [30]

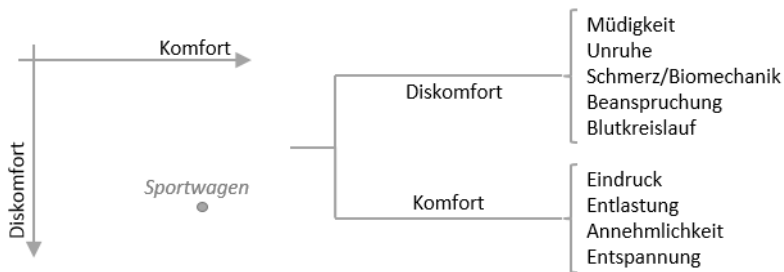


Abbildung 2: Hypothetisches Modell Komfort & Diskomfort nach [30]

Nach Auffassung von Bubb [27] ist mit naturwissenschaftlichen Methoden der Psychophysik nur der Diskomfort objektiv bewertbar. Er kategorisiert in Anlehnung an die Maslowsche Bedürfnishierarchie [31] und aufbauend auf den

¹² „eine Auffassung, die allerdings heute noch [...] in Vorträgen implizit vertreten wird.“ [27]

Erkenntnissen von Krist [32] Diskomfort in unterschiedliche Hierarchieebenen (Abbildung 3), um wissenschaftlich technische Aspekte mit mathematisch-physikalischen Parametern zu beschreiben. Darin werden beispielsweise anthropometrische und klimatische Gegebenheiten, Eigenschaften mechanischer Schwingungen oder Lärm berücksichtigt.



Abbildung 3: Komfortpyramide nach [27]

Nach diesem hierarchischen Modell müssen Grundbedürfnisse in einer ausreichenden Güte befriedigt werden, damit Bedürfnisse in einer höheren Hierarchieebene relevant werden.

Bei der schwingungstechnischen und akustischen Auslegung von Fahrzeugen erfolgt die Beschreibung fahrkomfortrelevanter Eigenschaften anhand physikalischer Parameter. Dabei wird nach dem Ansatz von Bubb ausschließlich der Diskomfort berücksichtigt. Neben Amplitude und Einwirkdauer lassen sich fahrkomfortrelevante Eigenschaften zusätzlich in Frequenzbereiche einteilen.

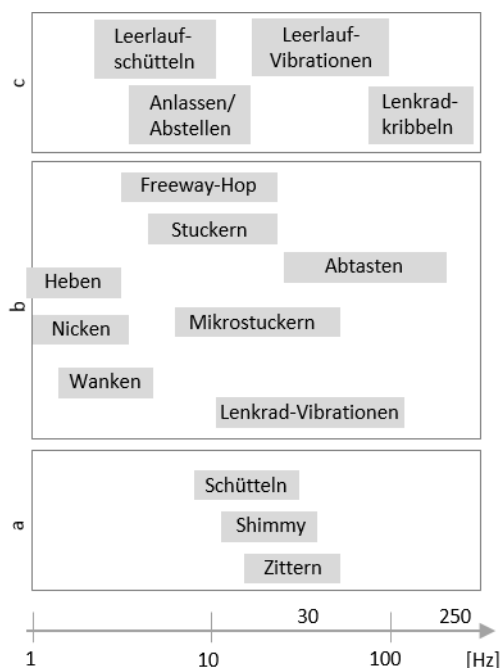


Abbildung 4: Übersicht (Auszug) komfortrelevanter Phänomene in Abhängigkeit der Anregung (a: Ungleichförmigkeit, Räder-Reifen / b: Straße / c: Motor und Antriebstrang) [33]

Eine einheitliche Terminologie fahrkomfortrelevanter Eigenschaften, wie sie in einer Norm zu finden ist, gibt es nicht. In der Literatur sind daher unterschiedliche Zuordnungen von Schwingungen zu finden. Abbildung 4 zeigt beispielhaft eine mögliche Einteilung fahrkomfortrelevanter Eigenschaften in Abhängigkeit von Frequenz sowie Anregungsquelle. Eine eindeutige physikalische Beschreibung ist jedoch oft ausstehend.

2.1.2 Stoß vs. Impuls

Ein Betrachtungspunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung der Merkmale transientser Schwingungen als Einzelereignis und deren Wirkung auf die Wahrnehmung des Fahrers. Im Folgenden wird daher die Verwendung der Begrifflichkeiten *Stoß* und *Impuls* veranschaulicht.

Hartung et al. beschreiben in [34] die begriffliche Verwendung bei der Beschreibung von Impulsen wie folgt:

„Aus terminologischer Sicht ist festzustellen, dass es sich eingeführt hat, aus Schwingungsverläufen stark herausragende Einzelereignisse mit großen Amplituden als Stoß (englisch: shock, impulse) zu bezeichnen. In den gängigen Regelwerken gibt es jedoch bisher keine eindeutige Definition oder Abgrenzung dieser Begriffe gegenüber „einfachen“ Schwingungen.“ [34]

Weiterhin wird darin auf das ärztliche Merkblatt zur Berufskrankheit Nr. 2110 [35] eingegangen, das mangels terminologischer Normung wie folgt auf die Fragestellung eingeht:

„Unter stoßhaltige Schwingungen versteht man Schwingungsabläufe, die regelmäßig oder unregelmäßig wiederholt vorkommende, hohe Beschleunigungsspitzen beinhalten, die aus der Grundschiwingung in erheblichen Maße herausragen (Analogie: impulshaltiger Lärm).“ [34]

Schenk [14] deutet weiterführend auf eine sehr uneinheitliche Terminologie hin, die er mit einer Vielzahl an verwendeten Begrifflichkeiten wie Stöße, Einzel-Stöße, wiederholte Stöße, Stoßfolgen, stoßhaltige Schwingungen, impuls-haltige Schwingungen darstellt.

Aus physikalischer Sicht beschreibt der Impuls den Bewegungszustand eines physikalischen Objekts und ist eine vektorielle Zustandsgröße.

$$\vec{p} = m \cdot \vec{v} \quad 2-1$$

Das Formelzeichen p leitet sich vom lateinischen *pellere* ab, das mit *stoßen*, *treiben* übersetzt werden kann.

Der Kraftstoß ist eine Prozessgröße und beschreibt die Änderung des Impulses über die Zeit. Dabei gilt:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{p}}{dt} \quad 2-2$$

In der englischsprachigen Nomenklatur wird weiterhin der Stoßvorgang als *impulse* bezeichnet und der Impuls als *momentum*. Grundsätzlich beschreibt der Stoß ein Ereignis, bei dem mehrere Körper kurzzeitig Kraft aufeinander ausüben. Dabei wird ein Impuls von einem auf den anderen Körper übertragen. Die Stoßvorgänge lassen sich dabei in einen elastischen, plastischen und realen Stoß unterscheiden. Bei einem elastischen Stoß bleibt die kinetische Energie erhalten und die Körper stoßen sich voneinander ab. Bei einem plastischen Stoß geht hingegen kinetische in innere Energie über und die Körper stoßen sich nicht voneinander ab. Der reale Stoß ist eine Kombination aus den beiden zuvor beschriebenen Ereignissen.

Im Rahmen der Arbeit wird nun das Ereignis bei einer transienten Überfahrt mit einem Fahrzeug als Stoß verstanden. Dabei wirken über eine definierte Zeit zeitlich veränderliche Kräfte auf die Räder des Fahrzeuges ein, die wiederum Bewegungen der Struktur von Reifen, Fahrwerk oder Fahrzeugaufbau bewirken und in der Folge elastischer Kräfte und Schwingungen durch Dissipation wieder schnell abklingen. Abweichend zur physikalischen Begriffsdefinition wird jedoch die Wirkung – die subjektiv wahrgenommenen Merkmale eines Stoßes – bei einer transienten Überfahrt mit einem Fahrzeug im weiteren Verlauf des Textes als Impuls bezeichnet.

2.2 Schwingungssysteme

2.2.1 Mechanische Schwingungen

Eine mechanische Schwingung ist als eine Bewegung eines Körpers um seine Nulllage bzw. Gleichgewichtslage definiert, welche mithilfe der sich zeitlich ändernden Größen Ort, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, Kraft und Energie beschrieben werden kann. Kann der Zeitverlauf durch eine Sinus- oder eine Kosinus-Funktion beschrieben werden, deren Argument eine lineare Funktion der Zeit ist, so handelt es sich um eine harmonische Schwingung (deterministisch, periodisch). [13]

Allgemein wird dieser Zusammenhang mit folgender Funktion in Abhängigkeit der Zeit t beschrieben:

$$x(t) = \hat{x} \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) \quad 2-3$$

Die Auslenkung der Schwingung $x(t)$ ist abhängig von der Amplitude \hat{x} , der Kreisfrequenz ω sowie dem Nullphasenwinkel φ_0 , der den Versatz der Auslenkung zum Zeitpunkt $t = 0$ beschreibt.

Es gilt dabei folgende Beziehung:

$$\omega \cdot T = 2 \cdot \pi \quad 2-4$$

$$f = \frac{1}{T}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

T	Periodendauer	[s]
f	Frequenz	[Hz]
ω	Kreisfrequenz	[rad/s]

Nichtperiodische deterministische Schwingungen, deren Zeitverlauf sich nicht wiederholen, können stochastische oder transiente Schwingungen sein. Der Zeitverlauf einer transienten Schwingung lässt sich durch eine Überlagerung von harmonischen Schwingungen mit unendlich dicht benachbarten Kreisfrequenzen beschreiben [36]. Folgende Abbildung 5 zeigt Beispiele transienter Schwingformen.

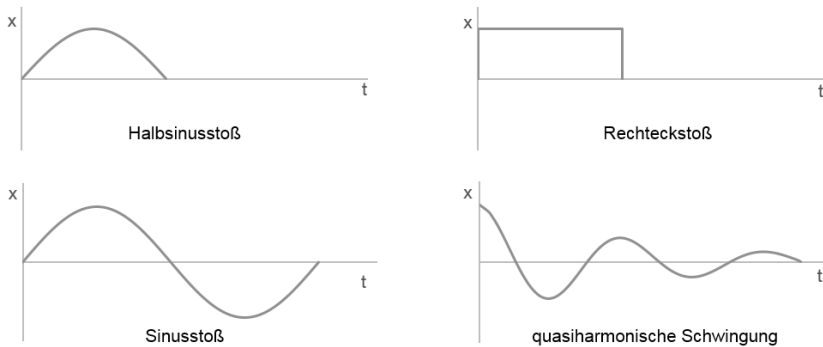


Abbildung 5: Beispiele für transiente Schwingungen [36]

Der Halbsinusstoß besitzt innerhalb des Zeitintervalls $0 \leq t \leq T/2$ einen von Null abweichenden Zeitverlauf. Der Sinusstoß hat ein um $T/2$ längeres Zeitintervall und durchläuft eine ganze Periode T .

$$x(t) = \begin{cases} \hat{x} \cdot \sin(\omega \cdot t), & \text{für } 0 \leq t \leq T/2 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad 2-5$$

Der Rechteckstoß ist ein Ereignis, welches sich durch eine Sprungfunktion beschreiben lässt.

$$x(t) = \begin{cases} \hat{x}, & \text{für } 0 \leq t \leq T/2 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad 2-6$$

Die Ausschwingvorgänge gehören zu den quasiharmonischen Schwingungen und werden ebenso als transiente Schwingungen bezeichnet. Sie können mit folgender Funktion beschrieben werden:

$$x(t) = \hat{x} \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad 2-7$$

Dabei ist $\hat{x} \cdot e^{-\delta \cdot t}$ die Amplitude mit δ als Abklingkoeffizient der Schwingung, ω die Quasikreisfrequenz und φ_0 der Nullphasenwinkel.

Weiterhin wird der Sinusschwingungsstoß ebenso zu den transienten Schwingungen zugeordnet, der nur für ein bestimmtes Zeitintervall einen von 0 unterschiedlichen zeitlichen Verlauf hat.

$$x(t) = \begin{cases} \hat{x} \cdot \sin(\omega_M \cdot t) * \sin(\omega_T \cdot t), & \text{für } 0 \leq t \leq T_M/2 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad 2-8$$

mit $T_M = 2\pi/\omega_M$.

Diese Schwingung $x(t)$ ist amplitudenmoduliert und die darin beschriebene Trägerkreisfrequenz ω_T ist ein ganzes Vielfaches der Modulationskreisfrequenz ω_M . [36]

2.2.2 Fahrbahnanregung

Im Frequenzbereich bis 30 Hz liefern Fahrbahnen dominante Schwingungsanregungen [37]. Im Allgemeinen treten diese Anregungen in unregelmäßigen Abständen und in unterschiedlichen Amplituden sowie Wellenlängen auf (stochastischer Signalcharakter). Um die Wirkung der Anregung auf das Schwingungssystem Fahrzeug und Mensch untersuchen zu können, sind eindeutige mathematische Beschreibungen unabdingbar [38]. Grundsätzlich können Fahrbahnanregungen in harmonische, periodische, stochastische und transiente Anregungen unterteilt werden.

Für die Betrachtung eines harmonischen Unebenheitsverlaufs $h(x)$ kann dieser wegabhängig wie folgt beschrieben werden:

$$h(x) = \hat{h} * \sin(\Omega x) \quad 2-9$$

$\Omega = 2\pi/L$ stellt dabei die Wegkreisfrequenz in Abhängigkeit der Wellenlänge L der Schwingung dar. Mit $x = vt$ kann der Zusammenhang zwischen dem Weg x und der Zeit t beschrieben werden. Die Zeitkreisfrequenz $\omega = v\Omega = 2\pi v/L$ beschreibt dabei die Erregerkreisfrequenz und ist abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und der Wellenlänge L . Der wegabhängige Unebenheitsverlauf kann durch diese Gegebenheit in einen zeitabhängigen Verlauf transformiert werden:

$$h(x) = \hat{h} * \sin(\omega t) \quad 2-10$$

Bei einem periodischen Unebenheitsverlauf kann die Anregungsfunktion als Summe einzelner Sinusschwingungen beschrieben werden. Die weg- $h(x)$ und zeitabhängigen $h(t)$ Unebenheitsfunktionen lauten dabei:

$$h(x) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\Omega_k x + \varepsilon_k) \quad 2-11$$

$$h(t) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\omega_k t + \varepsilon_k) \quad 2-12$$

mit:

\hat{h}_k : Amplitude, Ω_k : Wegkreisfrequenz, ω_k : Zeitkreisfrequenz, L : Wellenlänge und ε_k : Phasenverschiebung

Im Allgemeinen weisen Fahrbahnanregungen keinen periodischen Verlauf auf [37] und sind in den seltensten Fällen deterministisch sowie durch harmonische (sinusförmige) Anregungsprofile zu beschreiben [39]. Die Transformation von der periodischen zu der stochastischen Unebenheitsfunktion wird unter der Annahme einer sehr großen Wellenlänge L möglich und im Grenzfall, bei einer unendlich langen Wellenlänge, folgt der Übergang vom diskreten zum kontinuierlichen Spektrum. [40]

Dabei gilt:

$$h(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{\hat{h}}(\Omega) \cdot e^{j\Omega x} d\Omega \quad 2-13$$

Aufgelöst nach $\underline{\hat{h}}(\Omega)$, ergibt sich das kontinuierliche Amplitudenspektrum.

$$\underline{\hat{h}}(\Omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} h(x) \cdot e^{-j\Omega x} dx \quad 2-14$$

Die zeitabhängige Unebenheitsfunktion $h(t)$ lautet:

$$\begin{aligned} h(t) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{\hat{h}}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} d\Omega \quad 2-15 \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{\hat{h}}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} \cdot \frac{1}{v} d\omega \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{\hat{h}}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \end{aligned}$$

Die Herleitung zeigt, dass das wegfrequenzabhängige Spektrum und das zeit-/frequenzabhängige Spektrum sich stets unterscheiden.

Um weiterführend den Zusammenhang zwischen einer weg- $\Phi_h(\Omega)$ und zeitabhängigen $\Phi_h(\omega)$ spektralen Leistungsdichte einer Fahrbahnebenheit zu beschreiben, gilt folgender Ansatz¹³:

¹³ Herleitung der Formel 2-16 siehe [37].

$$\Phi_h(\Omega) = \lim_{v \cdot T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{v \cdot T} (h(\Omega))^2 \quad 2-16$$

$$\Phi_h(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (h(\omega))^2 \quad 2-17$$

Daraus ergibt sich der Zusammenhang:

$$\Phi_h(\Omega) = v \cdot \Phi_h(\omega) \quad 2-18$$

Reale Fahrbahnunebenheiten können nach folgendem Ansatz näherungsweise beschrieben werden.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad 2-19$$

In diesem Zusammenhang beschreibt $\Phi_h(\Omega_0)$ die spektrale Leistungsdichte in Abhängigkeit einer Bezugskreisfrequenz Ω_0 mit 1 m^{-1} [37]. Als Kenngröße zur Beschreibung der Welligkeit einer Fahrbahn dient der Parameter w , welcher in Abhängigkeit der Fahrbahnoberfläche zwischen 1,7 und 3,3 schwankt [37]. Abbildung 6 zeigt eine vereinfachte Darstellung der spektralen Leistungsdichte $\Phi_h(\Omega)$ in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz Ω .

Steigt die spektrale Leistungsdichte $\Phi_h(\Omega)$ an der Bezugskreisfrequenz Ω_0 , so entspricht dies einer Zunahme der Fahrbahnunebenheit. Nimmt hingegen w (Steigung der Geraden) zu, so deutet dies auf einen höheren Anteil langer Wellen hin. [37]

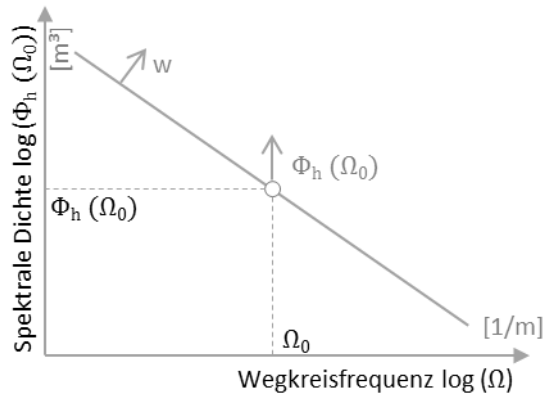


Abbildung 6: Vereinfachte Darstellung der spektralen Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz [37]

2.2.3 Vereinfachte Schwingungsersatzsysteme

Um das Schwingungsverhalten von Fahrzeugen mit vertretbarem Aufwand untersuchen zu können, erweisen sich anforderungsgerechte Vereinfachungen der komplexen Kopplungen durch Schwingungsersatzmodelle als hilfreich. Diese Modelle können beispielsweise mithilfe eines vereinfachten Viertelfahrzeug- oder eines einfachen räumlichen Schwingungsersatzmodells abgebildet werden.

Zunächst werden die Bewegungsdifferentialgleichungen beispielhaft für einfache Einmassensysteme betrachtet, welche als Ersatzsystem für die Schnittstelle Sitz-Mensch oder Aggregatlagerung und für Anregungen durch die Fahrbahn, durch die Einheit Rad-Reifen oder durch den Antrieb berücksichtigt werden können. Das entsprechende Schwingungssystem ist mit einer Masse m , einer Feder mit einer Steifigkeit k sowie einem Dämpfer mit einem Koeffizienten d in Abbildung 7 dargestellt. [40]

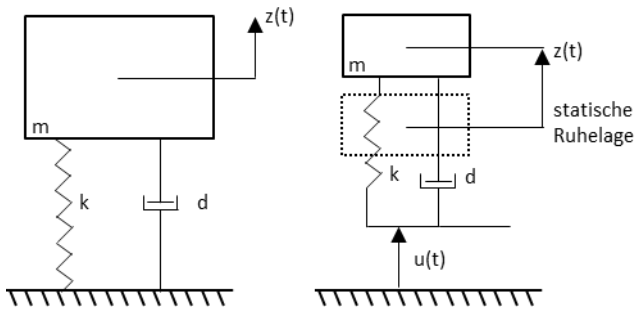


Abbildung 7: Einmassenschwinger – freie gedämpfte Schwingungen (links) und erzwungene Schwingungen mit Fußpunktanregung (rechts) [41]

Für den Fall einer freien Schwingung erfährt das System eine einmalige Anregung. Die Bewegungsdifferentialgleichung [39] kann gemäß 2-20 beschrieben werden.

$$m\ddot{z} + d\dot{z} + kz = 0 \quad 2-20$$

bzw.

$$\ddot{z} + 2\delta\dot{z} + \omega_0^2 z = 0$$

Dabei sind

$$\delta = \frac{d}{2 \cdot m}$$

die Abklingkonstante und

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

die Kreisfrequenz der ungedämpften Schwingung.

Für den Fall einer erzwungenen Schwingung kann eine straßenunebenheitsbedingte Anregung durch eine am Fußpunkt des Systems aufgebrachte Weganregung $u(t)$ modelliert werden. Über die Feder mit der Federsteifigkeit k und den Dämpfer mit der Konstanten d führt diese zu einer Kraftanregung $p(t)$ (2-21). [41]

$$p(t) = k \cdot u(t) + d \cdot \dot{u}(t) \quad 2-21$$

Daraus resultiert die Bewegung um die statische Ruhelage $z(t)$, die mit der Bewegungsdifferentialgleichung 2-20 beschrieben werden kann.

$$m\ddot{z} + d\dot{z} + kz = p(t) \quad 2-22$$

Darauf aufbauend kann beispielsweise ein Viertelfahrzeug, auch Dreimassensystem, für die Betrachtung von Fahrzeugkomponenten modelliert werden. Das System setzt unter anderem voraus, dass der Radstand eines Fahrzeuges unendlich groß ist und es keine Nickschwingungen gibt. [40] (Weitere Modellannahmen sind in [40] hinterlegt)

Dabei berücksichtigt m_1 die Radmasse inklusive der Einheit Bremse und Lenker, c_1 die Federkonstante eines Reifens, m_2 die auf das Rad einwirkende Aufbauteilmasse wie Karosserie inklusive der Aggregate, c_2 die Aufbaufeder und k_2 die Aufbaudämpfungskonstante. Die Masse eines Menschen ist durch m_3 und die halbe¹⁴ Sitzfeder- sowie Sitzdämpfungskonstanten sind durch c_3 und k_3 abgebildet. Das System bewegt sich in vertikaler Richtung und wird in diesem Beispiel (Abbildung 8) durch die Unebenheitsfunktion h angeregt.

Es ergeben sich folgende drei Bewegungsdifferentialgleichungen. [40]

$$m_3\ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_3(z_3 - z_2) = 0, \quad 2-23$$

¹⁴ Im Zusammenhang mit einer halben Masse eines Menschen [40].

$$m_2 \ddot{z}_2 - k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) - c_3(z_3 - z_2) + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) = 0, \quad 2-24$$

$$m_{1H} \ddot{z}_1 - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_2(z_2 - z_1) + c_1 z_1 = c_1 h. \quad 2-25$$

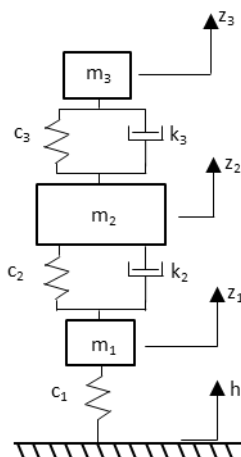


Abbildung 8: Beispielhafte Abbildung eines Dreimassensystems [40]

2.3 Wahrnehmung von Schwingungen

Abbildung 9 zeigt auf Basis von Fechners Überlegungen die prinzipielle Wirkkette vom Reiz (Stimulus) bis zur eigentlichen Wahrnehmung.

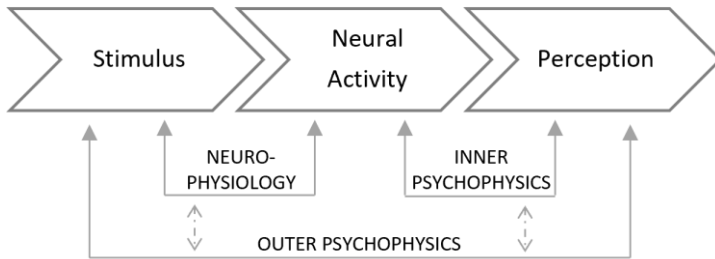


Abbildung 9: Wirkkette vom Reiz zur Empfindung [42]

Das Forschungsfeld der Neurophysiologie erkundet unter anderem das Gebiet der Sinnesphysiologie, in dem die Mechanismen äußerer Reize (Stimulus) wie Schallwellen und die darauffolgende Signalumwandlung in elektrische Signale untersucht werden. Das Gebiet der *Inner Psychophysics* untersucht die neuronale Aktivität in Abhängigkeit mentaler Prozesse und berücksichtigt dabei subjektive Eigenschaften wie Erfahrung, Ideologie oder Gefallen. Im Gegensatz dazu geht die *Outer Psychophysics* auf den Einfluss äußerer Reize und deren Wirkung auf die menschliche Wahrnehmung ein. Dabei werden Ansätze und Methoden zur Ermittlung von Wahrnehmungsschwellen erarbeitet. Für eine eindeutige Zuordnung der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse wird daher im Folgenden auf relevante Funktionen und Wirkungen der taktilen Sinneskanäle (2.3.1), Methoden zur Ermittlung von Empfindungsschwellen (2.3.2) sowie physikalisch-mathematische Ansätze zur Beschreibung von Unterschiedsschwellen (2.3.3) eingegangen.

2.3.1 Taktile Wahrnehmung

Die Sinneskanäle der unbehaarten Haut lassen sich prinzipiell in vier Rezeptortypen (Mechanorezeptoren) unterscheiden. Die Pacini-Körperchen (engl. *Pacinian corpuscle*) sind als P-Kanal gekennzeichnet und weisen eine schnell adaptierende Nervenfasern (FAII bzw. PC) auf (engl. *fast adapting*, Typ 2, bzw. *pacinian corpuscle*). Das Meissner Körperchen (engl. *Meissner corpuscles*) wird durch den NPI-Kanal repräsentiert. Die Nomenklatur NP beruht auf der Tatsache, dass es nicht auf das Pacini-Körperchen zurückzuführen ist (engl. *non-pacinian*). Die zugehörige Nervenfasern wird als FAI bzw. RA (engl. *fast adapting*, Typ 1, bzw. *rapidly adapting*) bezeichnet. Das Ruffini-Körperchen (engl. *Ruffini endings*) ist durch den NP-II-Kanal charakterisiert. Die zugehörige Nervenfasern ist langsam adaptierend und wird mit SAII (engl. *slowly adapting*, Typ 2) bezeichnet. Merkel-Zellen (engl. *Merkel-cell neurite complex*) sind dem NP-III-Kanal zuzuordnen. Deren Fasertyp SAI gilt ebenso als langsam adaptierend (engl. *slowly adapting*, Typ 1). [43]

Tabelle 1: Eigenschaften von Mechanorezeptoren [44]

Rezeptor	Adaption (Faser)	Stimulus	Frequenzbereich		
Merkel	langsam (SA1)	Druck	0,3 Hz	bis	3 Hz
Meissner	schnell (RA1)	Zittern	3 Hz	bis	40 Hz
Ruffini	langsam (SA2)	Dehnung	15 Hz	bis	400 Hz
Pacini	schnell (RA2)	Vibration	10 Hz	bis	500 Hz

Jede Nervenfasern besitzt eine individuelle Kodierungseigenschaft, den sogenannten neuronalen Code (engl. *neural code*). (Abbildung 10)

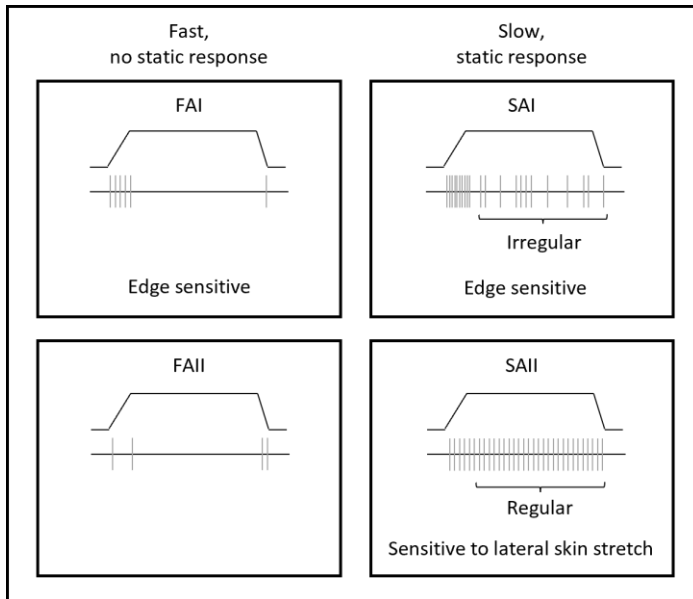


Abbildung 10: Kodierungseigenschaften (Adaptation) von Mechanorezeptoren nach [43]

Der P-Kanal benötigt vier Spannungsspitzen bzw. Aktionspotentiale der Neuronen, damit ein Reiz als wahrnehmbar definiert ist. Der NPI-Kanal benötigt lediglich ein einzelnes Aktionspotential der RA-Faser, um einen Reiz als wahrnehmbar zu bezeichnen. Der NPII-Kanal erfordert hingegen mindestens fünf Aktionspotentiale pro Sekunde, um die unwillkürliche Aktivität in den zugehörigen SAII-Fasern zu übersteigen und als Reiz wahrgenommen zu werden.

Die einzelnen Mechanorezeptoren sind in Abhängigkeit der Frequenz unterschiedlich sensitiv (Abbildung 11). Die Wahrnehmung von Schwellen erfolgt daher durch den für den Frequenzbereich sensitivsten Rezeptor. Erfolgt ein Reiz oberhalb der Wahrnehmungsschwelle, können weitere Rezeptoren einen Beitrag zur Gesamtwahrnehmung liefern. [43]

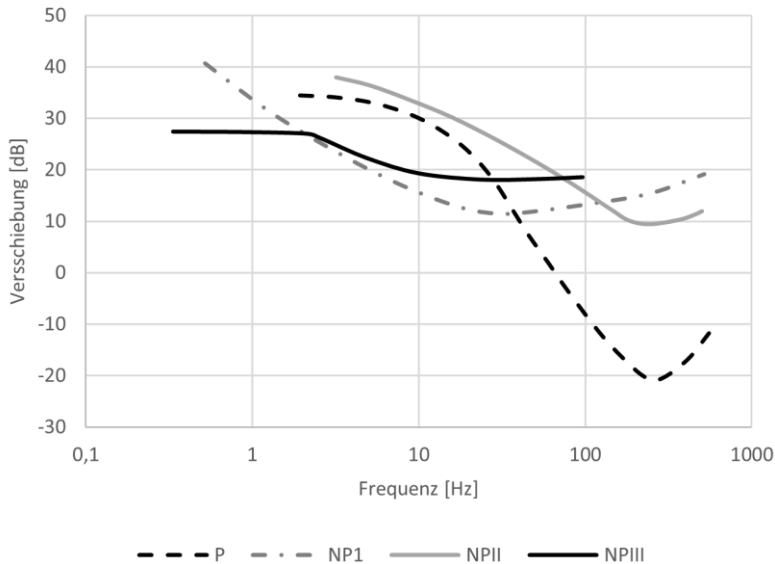


Abbildung 11:Wahrnehmungsschwellen der Mechanorezeptoren [45]

Bei dem Effekt *spatial summation* haben Rezeptoren die Fähigkeit, stärkere oder bereits geringere Reize wahrzunehmen, sobald eine größere Reizfläche vorhanden ist. Der Effekt beruht dabei auf den Vorgängen *neural integration* und *probability summation*.

Bei *neural integration* können im zentralen Nervensystem die Reaktionen verschiedener Rezeptoren verknüpft werden. Ein Reiz kann dabei wahrnehmbar werden, obwohl Rezeptoren vereinzelt ein zu geringes Reizniveau vorweisen. [43]

Bei *probability summation* wird angenommen, dass Rezeptoren unterschiedlich sensitiv sind. Bei zunehmender Reizfläche steigt daher die Wahrscheinlichkeit, einen sensitiven Rezeptor zu stimulieren und einen Reiz zu erfahren.

Bei dem Effekt *temporal summation* kann ein Rezeptor bei längerer Reizdauer oder bei mehreren zeitlich kurz aufeinander folgenden Reizen zusätzlich empfindlicher sein. In diesem Fall können ebenso Effekte wie *neural integration* oder *probability summation* auftreten, jedoch in Bezug auf zeitliche Aspekte. [46]

Für die Ermittlung der absoluten Wahrnehmungsschwellen können Testreize in Form von Sinus-Schwingungen an Kontaktflächen wie der Hand eingeleitet und Rezeptoren durch den Effekt der Maskierung unempfindlich werden. Dieser Vorgang ermöglicht eine frequenzabhängige Ermittlung von absoluten Wahrnehmungsschwellen einzelner Rezeptoren. (Für weitestführende Informationen siehe [47])

2.3.2 Vestibuläre Wahrnehmung

Das Gleichgewichtsorgan (auch Vestibularapparat) befindet sich im menschlichen Innenohr und ist Teil des Bewegungs- und Raumorientierungssinnes. Drei Bogengänge sowie ein Vorhof dienen zur Bewegungswahrnehmung sowie zur Orientierung im Raum. [48]

Die im Vorhof horizontal sowie vertikal angeordneten Maculaorgane detektieren lineare Bewegungen. In den Erweiterungen zu den Bogengängen befinden sich Haarsinneszellen, deren feine Fortsätze (sogenannte Cilien) in eine gallertartige Masse der Cupula hineinragen und sich relativ zum Vorhof bewegen können. Daraus resultierende Scherkräfte werden als Reiz verarbeitet. [49, 50]

Drehbewegungen detektieren die Sinneszellen der Bogengänge. Aufgrund der Trägheit der Endolymphe wirken Zugkräfte auf die Haarsinneszellen und es kommt zu einem Abknicken sowie zu einem Reiz. Da sich nach einiger Zeit Cupula und Endolymphe mitdrehen, führt eine Reizung des Bogengangsystems nur zu einer wahrgenommenen Änderung von Drehbewegungen. [48]

In Erweiterung dazu untersucht die Studie von Valko et al. [51] die frequenzabhängige Empfindlichkeit des Gleichgewichtsorgans bei stehenden Personen. Die Ergebnisse zeigen, dass eine dominante Wahrnehmungsbeteiligung für Schwingungen im Bereich des Fahrzeugaufbaus (Frequenzen zwischen 1 Hz und 3 Hz) besteht.

Die Studie ermittelt Wahrnehmungsschwellen von Personen ohne Gleichgewichtsorgan und von einem gesunden Personenkollektiv, welche in Relation zueinander gestellt sind. Die Erhöhung der Wahrnehmungsschwellen als Faktor sind für unterschiedliche Anregungen der Raumrichtung in Abbildung 12 dargestellt.

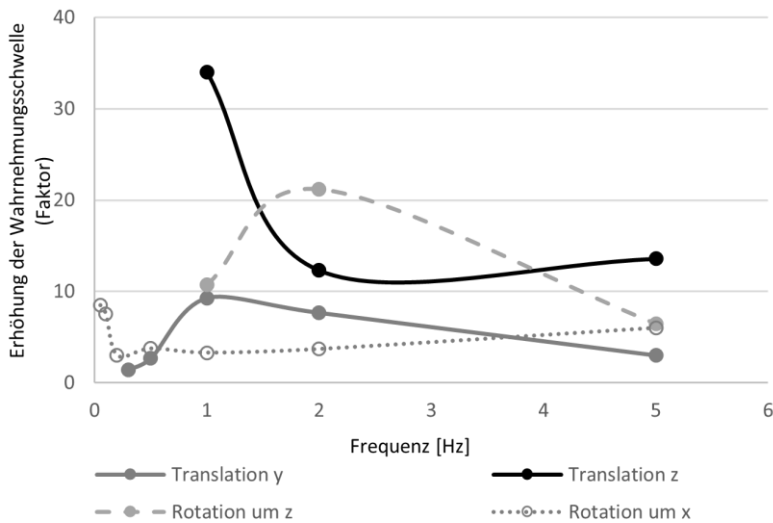


Abbildung 12: Erhöhung der Wahrnehmungsschwelle bei Personen mit Verlust des Gleichgewichtsorgans in Bezug zu gesunden Personen, abgeleitet nach [51]

2.3.3 Methoden zur Ermittlung von Empfindungsschwellen

Der Zusammenhang zwischen einem physikalischen Reiz und der menschlichen Wahrnehmung lässt sich durch eine psychometrische Funktion (siehe Abbildung 13) beschreiben. In Abhängigkeit des gewählten Verfahrens zur Schwellenbestimmung kann die Funktion selbst oder die Reizstärke bei gewünschter Wahrnehmungswahrscheinlichkeit (Konvergenzniveau) ermittelt werden. [11]

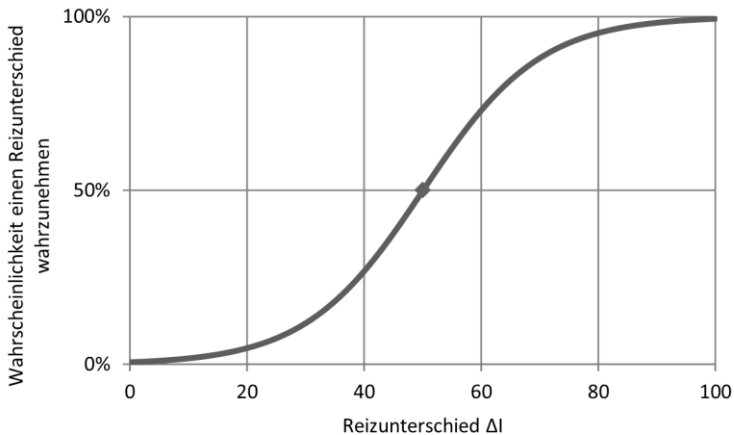


Abbildung 13: Typischer Verlauf einer psychometrischen Funktion [11]

Dafür können klassische Verfahren oder moderne adaptive Verfahren herangezogen werden. Zu den klassischen Verfahren zur Schwellenbestimmung gehören die Konstanzmethode, das Herstellungsverfahren und die Grenzmethode. Durch die Konstanzmethode kann die psychometrische Funktion

selbst hergeleitet werden. In den Versuchen werden dabei unterschwellige und überschwellige Reize in zufälliger Reihenfolge und in mehreren Stufen präsentiert. Probanden signalisieren dabei, ob sie einen Reiz erkennen.

Bei dem Herstellungsverfahren stellt der Proband selbst durch mehrmaliges Wiederholen den Reiz so ein, bis die vermutete Schwelle erreicht wird. Die Berechnung der Schwelle erfolgt durch Mittelung der eingestellten Grenzwerte (50 %-Konvergenzniveau). Bei der Grenzmethode werden auf- und absteigende Reize mehrfach dargeboten. Bei den aufsteigenden Reizen erfolgt die Intensitätssteigerung von nicht spürbaren bis hin zu spürbaren Reizen. Bei den absteigenden Reizen erfolgt eine Intensitätsverringerung von stark spürbaren hin zu nicht spürbaren Reizen. Spürbare Reize bewertet der Proband mit einem *ja*, nicht spürbare Reize mit einem *nein*. Die Berechnung des Schwellenwertes (50%-Konvergenzniveau) erfolgt durch Mittelung der Übergänge.

Die Anwendung klassischer Verfahren ist einerseits sehr zeitaufwändig, andererseits sind die Verfahren für den Probanden einfach nachzuvollziehen. Neben dem zeitlichen Aspekt können Habituationsfehler¹⁵ und Erwartungseffekte das Ergebnis zusätzlich beeinflussen. Daher gelten die klassischen Verfahren im Allgemeinen als ineffizient. (nach [11])

Durch den Einsatz von modernen adaptiven Verfahren kann die Schrittweite der Reize (in Abhängigkeit der Reaktion des Probanden) angepasst werden, sodass die Reize in der unmittelbaren Umgebung der gesuchten Schwelle präsentiert werden können. Verfahren wie die Bekesy's Tracking-Methode, die PEST-Methode oder das (transformierte) Up-Down-Verfahren erlauben daher eine präzise und effiziente Schwellenbestimmung. Durch die Möglichkeit einer Kombination der Verfahren können zusätzlich Adaptions- sowie Habituationseffekte minimiert werden. (nach [11])

¹⁵Die Neigung von Probanden Wahrnehmungen oder Wahrnehmungsänderungen eines Reizes stets zu nennen, obwohl der Reiz oder die Reizänderung subjektiv nicht mehr präsent ist.

Bei der Bekesy's Tracking-Methode verändert sich der Reiz kontinuierlich. Solange der Proband eine Schaltfläche betätigt, erhöht sich die Intensität des Reizes. Wird die Schaltfläche nicht betätigt, reduziert sich die Intensität des Reizes. Die Berechnung des Schwellenwertes (50 %-Konvergenzniveau) erfolgt durch Mittelung der Reizintensitäten an den Umkehrpunkten. Bei der PEST-Methode (Parameter Estimation by Sequential Testing) werden dem Probanden die Reize so dargeboten, dass ein nachfolgender kleinerer oder größerer Reiz halbiert oder verdoppelt wird. Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass die zu ermittelnde Wahrnehmungsschwelle (50 %-Konvergenzniveau) selbst ohne Vorwissen über deren Lage effizient ermittelt werden kann. Durch Anwendung des Up-Down-Verfahrens (oder Simple-Stair-Case-Verfahrens) wird die Reizintensität eines nachfolgenden Reizes (oder Reizunterschiedes) um einen festen Wert bei Nichterkennen erhöht bzw. bei Erkennen reduziert. Das Verfahren wird nach einer fest definierten Anzahl von Umkehrpunkten gestoppt. Durch Mittelung der Umkehrpunkte resultiert der Schwellenwert (50 %-Konvergenzniveau).

In Erweiterung dazu empfiehlt Levitt [52] eine Modifikation des Verfahrens (Transformed-Up/Down-Verfahren), um weitere Konvergenzniveaus einer psychometrischen Funktion berücksichtigen zu können. Dabei wird die Reizintensität mit einer n-Down/1-Up-Regel reduziert, sofern der Proband n-Mal in Folge den Reiz (bzw. Reizunterschied) erkannt hat. Bei Nichterkennen wird der Reiz um eine Stufe erhöht. Mit der soeben beschriebenen Regel konvergiert die Methodik idealisiert wie folgt:

$$\Psi_{konv}(n) = \sqrt[n]{\frac{1}{2}} \quad 2-26$$

mit $n=1,2,3,\dots$

Am Beispiel einer 3-Down/1-Up-Regel konvergiert das Verfahren zu $\Psi_{konv}(3) = 0,794$. In Verbindung mit einem Forced-Choice-Frage-Paradigma mit m-Antwortmöglichkeiten (m-AFC) resultiert eine korrigierte Wahrscheinlichkeit Ψ'_{konv} .

$$\Psi'_{konv}(n, m) = \frac{\Psi_{konv}(n) - m^{-1}}{1 - m^{-1}}, \text{ mit } m \geq 2 \quad 2-27$$

Eine typische Zielwahrscheinlichkeit von 50 % lässt sich mit einer 3-Down/1-Up-Regel in Verbindung mit einem Forced-Choice-Frage-Paradigma¹⁶ mit zwei alternativen Antwortmöglichkeiten (2-AFC) mit $\Psi'_{konv} = 0,5874$ (58,74 %) näherungsweise erzielen. [53]

$$\Psi'_{konv}(3, 2) = \frac{0,7940 - 2^{-1}}{1 - 2^{-1}} = 0,5874$$

2.3.4 Ansätze zur Beschreibung gerade wahrnehmbarer Unterschiede

Bei Untersuchungen überschwelliger Reize kann eine weitere Intensitätsschwelle, die sogenannte Unterschiedsschwelle¹⁷, ermittelt werden.

Als einer der ersten Forscher untersuchte *Heinrich Weber* 1934 den notwendigen Betrag eines gerade merklichen Kraftzuwachses für unterschiedliche Ausgangsgewichte [54]. In dem Experiment stellte sich heraus, dass das Verhältnis eines Reizunterschiedes ΔI zu einem Grundreiz I in einem konstanten Verhältnis k zueinander steht.

$$\frac{\Delta I}{I} = k \quad 2-28$$

¹⁶ Fragetechnik bei Probandenstudien. Probanden können aus vorgegebenen Antwortmöglichkeiten (Reizen) diejenige Antwort wählen, die am ehesten einer Referenzantwort entspricht.

¹⁷ Alternative Bezeichnung: Just Noticeable Difference (JND), Differenzlimen (DL), Gerade wahrnehmbarer Unterschied.

Die Forschung zeigt, dass dieser Ansatz für die meisten Sinne anwendbar ist, sofern der Grundreiz eine mittlere Reizintensität vorweist und nicht im Bereich einer Wahrnehmungsschwelle oder bei sehr starken Reizen liegt [55, 56, 57].

Um einen Zusammenhang zwischen einer subjektiven Empfindung E und einem objektiven Reiz R zu beschreiben, ermittelte *Fechner* 1860 einen abgeleiteten Ansatz aus den Untersuchungen von Weber, den sogenannten Ansatz nach Weber-Fechner:

$$E = c \cdot \log \frac{R}{R_0} \quad 2-29$$

R_0 beschreibt hierbei eine gerade wahrnehmbare Unterschiedsschwelle (Schwellenreiz). Der Parameter c ist eine in Abhängigkeit der Sinnesmodalität zu wählende Konstante.

Akustische Untersuchungen von *Stevens* zeigen darüber hinaus, dass eine Verdoppelung der empfundenen Lautstärke nach dem Ansatz nach Weber-Fechner nicht eine Verdopplung der Empfindung beschreibt und der logarithmische Zuwachs für diese Sinnesmodalität und dieses Reizniveau nicht repräsentativ ist. Nach *Stevens* beschreibt vielmehr ein Potentialansatz die Steigerung der empfundenen Lautstärke und auf Basis seiner Untersuchungen leitet er folgenden Zusammenhang her:

$$E = c \cdot \left(\frac{R}{R_b} \right)^n \quad 2-30$$

Der Reiz R wird dabei ins Verhältnis zu einem Bezugsreiz R_b gesetzt. Der exponentielle Faktor n beschreibt eine Konstante in Abhängigkeit des Reizes und der Sinnesmodalität. [58]

2.4 Ansätze der Objektivierung

Für die objektive Bewertung von komfortrelevanten Schwingungen gibt es in der Literatur zahlreiche Ansätze. Die für die im Rahmen dieser Arbeit relevanten Normen und Richtlinien (Kapitel 2.4.1) sowie daraus erweiterte Ansätze (Kapitel 2.4.2) der Objektivierung werden im Folgenden in Hinblick auf die Einwirkung mechanischer Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen vorgestellt.

2.4.1 Normen und Richtlinien

Ergebnisse früherer Studien wie [18, 59, 60, 61] bilden die Grundlage für die Inhalte der 1963 veröffentlichten Norm VDI2057-1. Im Jahr 1974 folgte das europäische Pendant (ISO2631-1), das 1997 eine letzte Aktualisierung¹⁸ erhielt und zusätzlich von den Untersuchungen von Dupius und Zerlett [62] im Kontext von Ganzkörper-Schwingungen profitiert hat. Im Jahr 2002 wurde die VDI-Richtlinie 2057 [13] an diese internationale Norm angepasst, die weiterhin eine Referenz diverser erweiterter Bewertungsansätze darstellt.

Ziel dieser Norm ist die Standardisierung von Methoden zur Quantifizierung, Evaluierung und Analyse der Einwirkung mechanischer Ganzkörper-Schwingungen (Blatt 1) in Bezug auf die Beanspruchungskriterien Wohlbefinden, Komfort, Leistungsfähigkeit und Gesundheit [13]. In Abhängigkeit davon werden für die Einleitungsstelle und Richtung der Schwingung unterschiedliche Frequenzbewertungen zugeordnet, die für translatorische sowie rotatorische Schwingungen bis 80 Hz anzuwenden sind (siehe Tabelle 2, Verläufe siehe Anhang A).

¹⁸ Aktualisierungen vor 1997: 1978 und 1985.

Tabelle 2: Anwendung der Frequenzbewertungskurven [13]

Beanspruchungskriterium: Gesundheit			
Körperhaltung	Messort	Schwingungs- richtung	Frequenz- bewertung
Sitzen	auf dem Sitz	z x, y	W_k W_d
Beanspruchungskriterium: Wohlfinden			
Sitzen	auf dem Sitz	z x, y	W_k W_d
	Fußplattform	x, y, z	W_k
	Rückenlehne	x	W_c
	Rotation auf dem Sitz	rx, ry, rz	W_e
Stehen	Fußplattform	z x, y	W_k W_d
Liegen	unter dem Rücken	x (vertikal) y, z (horizontal)	W_k W_d
	unter dem Kopf (ohne Kissen)	x (vertikal)	W_j
unbestimmte Körper- haltung	in Gebäuden auf dem Fußboden	x, y, z	$W_m =$ W.B. combined
Beanspruchungskriterium: Kinetose			
Sitzen/Stehen		z	W_f

Als Kenngrößen liegt der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung (2-31) sowie der gleitende Effektivwert einer zeitlich veränderlichen Beschleunigung (2-32) zugrunde.

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad 2-31$$

$$a_{w\tau}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{\xi=0}^t a_w^2(\xi) \exp\left[\frac{\xi-t}{\tau}\right] d\xi} \quad 2-32$$

In Formel 2-32 sind die Integrationsvariable (Zeit) ξ und die Integrationszeitkonstante τ für die gleitende Mittelung enthalten.

Um einen Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigungen für die x-, y- und z-Richtung ermitteln zu können, gilt:

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \quad 2-33$$

Für den Aspekt Wohlbefinden (Komfort) gilt für die Einleitungsstelle Sitz¹⁹ $k_x = k_y = k_z = 1$ [13]. Daraus ergibt sich:

$$a_{wv,Sitz} = \sqrt{a_{wx}^2 + a_{wy}^2 + a_{wz}^2} \quad 2-34$$

Um einen Zusammenhang zwischen dem frequenzbewerteten Schwingungsgesamtwert und der subjektiven Empfindung zu beschreiben, werden in der Norm physikalische Anhaltswerte für sinusförmige Schwingungen orientierend angegeben. (siehe Tabelle 3, Tabelle 4)

Tabelle 3: Zusammenhang zwischen dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung und der subjektiven Wahrnehmung (Intensität) bei sinusförmiger Schwingung [13]

Effektivwert a_{wT} der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$	Beschreibung der Wahrnehmung (Intensität)
< 0,010 ms ⁻²	nicht spürbar
0,015 ms ⁻²	Wahrnehmungsschwelle
0,015 ms ⁻² ... 0,020 ms ⁻²	gerade spürbar
0,020 ms ⁻² ... 0,080 ms ⁻²	gut spürbar
0,080 ms ⁻² ... 0,315 ms ⁻²	stark spürbar
> 0,315 ms ⁻²	sehr stark spürbar

¹⁹ Korrekturfaktoren für weitere Einleitungsstellen siehe [13].

Tabelle 4: Zusammenhang zwischen Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung und subjektiver Wahrnehmung (Diskomfortempfinden) [63]

Effektivwert a_{wT} der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$	Beschreibung der Wahrnehmung (Diskomfort)
$< 0,315 \text{ ms}^{-2}$	nicht unkomfortabel
$0,315 \text{ ms}^{-2} \dots 0,630 \text{ ms}^{-2}$	wenig unkomfortabel
$0,500 \text{ ms}^{-2} \dots 1,000 \text{ ms}^{-2}$	ziemlich unkomfortabel
$0,800 \text{ ms}^{-2} \dots 1,600 \text{ ms}^{-2}$	unkomfortabel
$1,250 \text{ ms}^{-2} \dots 2,500 \text{ ms}^{-2}$	sehr unkomfortabel
$> 2,500 \text{ ms}^{-2}$	extrem unkomfortabel

Für die Ermittlung eines Schwingungsgesamtwertes aller Einleitungsstellen wird weiterhin folgende Rechenvorschrift aus [13] vorgeschlagen:

$$a_{wv,Ges} = \sqrt{a_{wv,Sitz}^2 + a_{wv,Lehne}^2 + a_{wv,Rotation}^2 + a_{wv,Füße}^2} \quad 2-35$$

Eine Vorstufe der in Tabelle 2 aufgelisteten Gewichtungsfunktionen ist die in der VDI2057 [19] von 1987 enthaltene Bewertungsfunktion K (K-Wert) für die bewertete Schwingstärke mit enthaltenem Bewertungsfaktor b.

$$K = a_z \cdot b \quad 2-36$$

$$b = \begin{cases} 10 \cdot \sqrt{f} & f < 4\text{Hz} \\ 20 & 4\text{Hz} < f < 8\text{Hz} \\ 160/f & f > 8\text{Hz} \end{cases} \quad 2-37$$

Für Frequenzen bis 4 Hz berücksichtigt der Ansatz Frequenzen in Abhängigkeit ihrer Quadratwurzel. Im Bereich zwischen 4 Hz und 8 Hz beinhaltet der Bewertungsfaktor eine Konstante. Die Schwingungsempfindung ist daher gleichzusetzen mit einer konstanten Schwingungsbeschleunigung. Bei Frequenzen oberhalb von 8 Hz wird die Schwingungsempfindung näherungsweise mit einer konstanten Schwinggeschwindigkeit beschrieben. In Abbildung 14 sind

die Frequenzbewertungen der VDI2057 mit den Veröffentlichungsjahren 1987 und 2002 gegenübergestellt.

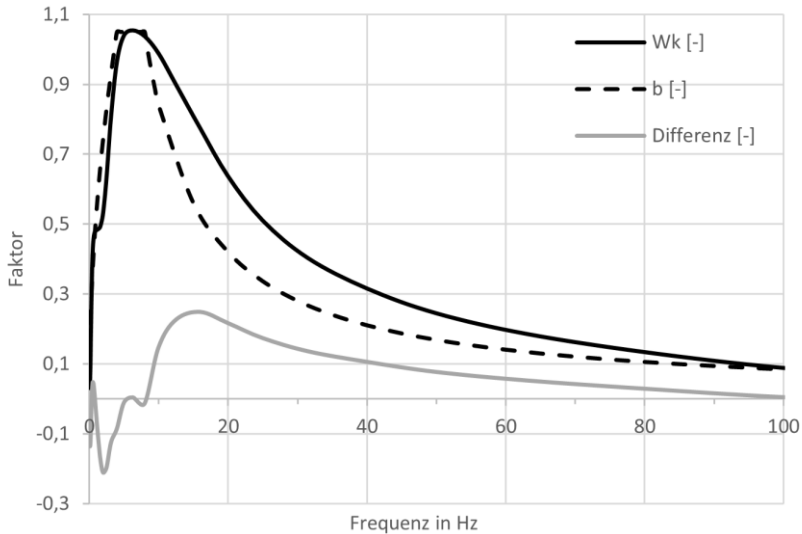


Abbildung 14: Frequenzbewertungskurven nach VDI2057 1987 [19] und 2001 [13] im Vergleich

Für die Bewertung stoßhaltiger Schwingungen ist in der DIN1311-1 [36] der Scheitelfaktor (Crest-Faktor) C_f vorgesehen.

$$C_f = \frac{|a_{max}|}{a_{wT}} \quad 2-38$$

Der Scheitelfaktor beschreibt das Verhältnis aus Betragsmaximum $|a_{max}|$ und dem Effektivwert a_{wT} einer frequenzbewerten Beschleunigung, die zur Charakterisierung von regellosen und periodischen Schwingungen mit vereinzelt auftretenden Maximalwerten dient.

Der Effektivwert (engl. Root-Mean-Square) a_{wT} einer frequenzbewerteten Beschleunigung berücksichtigt dabei die Beschleunigung $a_w(t)$ in Abhängigkeit von der Zeit (frequenzbewertet) und die Dauer T eines Signals [13]:

$$a_{wT} = \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \quad 2-39$$

Für Scheitelfaktoren > 9 (bei stochastischen, regellosen Signalen) weist die ISO2631-1 auf alternative Bewertungsverfahren wie den gleitenden Effektivwert (engl. Running RMS) oder die Ermittlung des VDV (fourth power vibration dose value) hin.

Durch die Running RMS-Methode können Einzelereignisse (transiente Schwingungen) innerhalb eines kurzen Zeitfensters quantifiziert werden. Die Kenngröße MTVV (maximum transient vibration value) mit einer empfohlenen Integrationszeitkonstanten von $\tau=1$ s (slow) (ISO2631 [63]) bzw. $\tau=0,125$ s (VDI2057 [13]) wird wie folgt beschrieben.

$$MTVV = \max [a_w(t_0)] \quad 2-40$$

mit

$$a_w(t_0) = \left\{ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \quad 2-41$$

Der VDV-Ansatz (fourth power vibration dose) erzeugt einen Mittelwert, welcher durch die vierte Potenz sensitiver auf Einzelereignisse reagiert. Der RMS-Ansatz (quadratische Mittelwert) berücksichtigt hingegen frequenzbewertete Beschleunigungen in der zweiten Potenz.

$$VDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right\}^{\frac{1}{4}} \quad 2-42$$

Überschreiten die Kenngrößen 2-40 und 2-41 die in 2-43 und 2-44 beschriebenen Richtwerte, wird nach ISO2631-1 [63] die Anwendung der soeben beschriebenen Ansätze empfohlen.

$$\frac{MTVV}{a_w} = 1,5 \quad 2-43$$

$$\frac{VDV}{a_w T^{\frac{1}{4}}} = 1,75 \quad 2-44$$

2.4.2 Erweiterte objektive Bewertungsansätze

Cucuz [2] untersucht die Einwirkung verschiedener stochastischer (regelloser) vertikaler Fahrzeugschwingungen auf den Insassen. Hierbei untersucht er die Fahrer-Komfort-Schnittstellen wie Lenkrad, Sitz und Fußraum sowie deren Interaktion bis 20 Hz. In Anlehnung an die ISO2631 [63] ermittelt der Bewertungsansatz nach Cucuz einen Gesamtwahrnehmungsindex, welcher sich durch Aufsummieren einzelner quadratischer Schwingungskomponenten ergibt. Die Faktoren für die jeweiligen Einleitungspunkte sind hierbei auf die Versuchsergebnisse optimiert und lauten wie folgt:

Tabelle 5: Übersicht Wahrnehmungsindex

Parameter K-Wert	VDI 2047 [13]	Cucuz [2]
a	1	1,1
b	1	0,75
c	1	1,3

Der Vergleich der entwickelten Bewertungsfunktion mit stochastischen Schwingungen und den Untersuchungen von Mitschke [64] für vertikale Sinusschwingungen zeigt, dass stochastische (regellose) Schwingungen um den Proportionalitätsfaktor 1,7 intensiver wahrgenommen werden als harmonische Schwingungen. [2]

Weiterhin untersucht Cucuz den Einfluss impulshaltiger regelloser Schwingungen auf das (Dis-)Komfortempfinden und zeigt einen linearen Zusammenhang zwischen der Empfindung und der Schwingungsgeschwindigkeit von Impulsen mit einer Dauer von bis zu 8 Hz.

In Anlehnung an Cucuz [2] und Paddan & Griffin [65] beruht der Bewertungsansatz nach Klinger [3] grundlegend auf dem Bewertungsansatz der VDI2057 (1987) [19]. Innerhalb der Untersuchungen erarbeitet Klinger Gewichtungsfaktoren für die jeweiligen Einleitungsorte sowie -richtungen sowohl für periodische als auch stochastische Schwingungen (Tabelle 6).

Tabelle 6: Gewichtungsfaktoren (Auszug) nach Klinger [3]

Einleitungsstelle/ -richtung		Gewichtungsfaktor	
		mehraxial	stochastisch
		$G_{Ma,i}$	$G_{St,i}$
Sitz	x	1,47	1,23
	y	1,47	1,23
	z	1,1	1,26
Lehne	x	1,09	1,25
	y	1,085	1,23
	z	-	-
Rotation	x	0,98	1,23
	y	1,16	1,23
	z	-	-

$G_{Ma,i}$: Gewichtungsfaktor einer i-ten Einleitungsstelle zur Berücksichtigung mehraxialer Schwingungszustände. $G_{St,i}$: Gewichtungsfaktor einer i-ten Einleitungsstelle zur Erfassung der Mehrbewertung stochastischer Schwingungen

Für die Ermittlung der Gesamt-Schwingstärke werden die einzelnen Komfort-Schnittstellen mit dem dazugehörigen Gewichtungsfaktor (Tabelle 6) und mit

Gewichtungsfaktoren für periodische oder regellose Schwingungen multipliziert. [3]

Hennecke [66] untersucht den Einfluss instationärer Signale auf das Komfortempfinden und berücksichtigt den Instationaritätsfaktor in seinem Bewertungsansatz. Nach Hennecke kann die Instationarität eines Beschleunigungssignals anhand der Kurtosis ermittelt werden, die bei höherer Instationarität einen höheren Wert aufweist. Der abgeleitete Faktor IF_w berücksichtigt dabei die Kurtosis eines zu bewertenden Signals zu der Kurtosis einer Sinus-Schwingung ($Ku_{\sin}=1,5$) und ist wie folgt definiert:

$$IF_w = \sqrt[4]{\frac{Ku}{1,5}} \quad 2-45$$

Der Index w verweist dabei auf Kurtosiswerte, die aus einem bandbegrenzten und frequenzgewichteten Beschleunigungssignal ermittelt werden.

Durch Multiplikation des Instationaritätsfaktors mit der nach VDI bewerteten Schwingstärke [19] wird eine erweiterte Bewertungsgröße K_{erw} der frequenzbewerteten Beschleunigung nach Hennecke ermittelt.

$$K_{erw} = K_{VDI} \cdot IF_w \quad 2-46$$

Dieser berücksichtigt gleichmäßig regellose Beschleunigungssignale um den Faktor 1,19 mehr als reine sinusförmige Beschleunigungssignale und kann als Komfortmaß berücksichtigt werden.

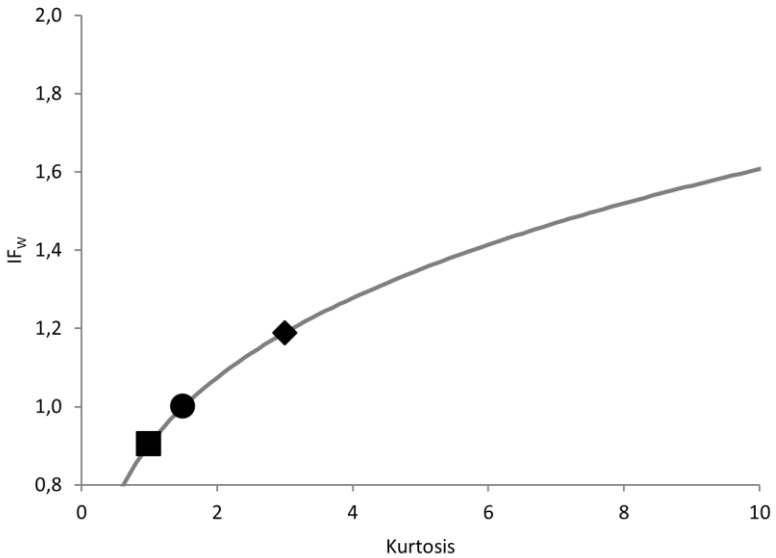


Abbildung 15: Relevanter Wertebereich von Instationaritätsfaktoren in Abhängigkeit der Kurtosis sowie resultierende Stützstellen für repräsentative Signalformen (Ergänzung siehe Tabelle 7) [66]

Tabelle 7: Einfluss der Kurtosis auf den Betrag des Instationaritätsfaktors [66]

Signalform	Ku	IF _w
◆ Gauß	3,0	1,19
● Sinus	1,5	1,00
■ Rechteck	1,0	0,90

Scheibe [67] hingegen definiert das Stoßmaß, das die Häufigkeit von Stößen anhand eines Beschleunigungssignals quantifiziert. Dabei wird der Wahrscheinlichkeit $p(s)$, die Beschleunigungswerte größer der dreifachen Standardabweichung berücksichtigt, ins Verhältnis zu der Wahrscheinlichkeit $p(g)$

gesetzt, die Werte über der dreifachen Standardabweichung einer Gaußverteilten Zufallsvariable berücksichtigt.

$$\text{Stoßmaß} = \frac{p(s)}{p(g)} \quad 2-47$$

Je höher das Stoßmaß²⁰, desto mehr Signale liegen oberhalb des Bereiches der Standardabweichung. Sofern eine symmetrische Verteilung vorhanden ist, entspricht die Standardabweichung der Verteilung dem Effektivwert. Hierdurch ist ein direkter Bezug zum Crest-Faktor gegeben. Nach Scheibe weist bereits ein Faktor > 3 auf die Wahrnehmung von Stößen hin.

2.5 Methoden der Statistik

Für die Herstellung einer systematischen Verbindung zwischen der Wahrnehmung und physikalischen Attributen sind Methoden sowie Instrumente der Statistik zur Analyse empirisch gewonnener Daten essentiell. Im Folgenden werden grundlegende Ansätze der deskriptiven sowie induktiven Statistik vorgestellt.

2.5.1 Deskriptive Statistik – Kennzahlen

Instrumente der deskriptiven Statistik beschreiben empirisch gewonnene Daten anhand von Kennzahlen, Tabellen oder Grafiken und erlauben direkte Vergleiche der Datensätze. [68]

Um Inhalte von Daten auf einen repräsentativen Parameter zu aggregieren, können Kennzahlen wie der arithmetische Mittelwert oder der Median herangezogen werden. Der Arithmetische Mittelwert \bar{x} ist ein Lageparameter

²⁰ Nach Scheibe [67] weist bereits ein Faktor von größer als 3 auf die Empfindung von Stößen hin.

und wird aus der Summe der zu betrachtenden Datenpunkte x_i und durch die Gesamtanzahl n ermittelt.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad 2-48$$

Ein weiterer Lagemaßparameter ist der Median \bar{x}_m , der im Allgemeinen einen Datensatz mit der Gesamtanzahl n in zwei gleich große Hälften teilt und bei einer symmetrischen Verteilung mit dem arithmetischen Mittelwert gleichzusetzen ist.

$$\bar{x}_m = \begin{cases} \frac{x_{n+1}}{2}, & n \text{ ungerade} \\ \frac{1}{2}(x_{\frac{n}{2}} + x_{\frac{n}{2}+1}), & n \text{ gerade} \end{cases} \quad 2-49$$

Für die Betrachtung von Streumaßen können die Standardabweichung σ oder einzelne Quartile berücksichtigt werden. Die Standardabweichung wird in Abhängigkeit der einzelnen Daten x_i , der Gesamtanzahl der Daten n und des arithmetischen Mittelwerts \bar{x} ermittelt und entspricht der Quadratwurzel der Varianz.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad 2-50$$

Quartile unterteilen eine Verteilung in vier Abschnitte mit identischer Werteanzahl. Unterhalb des ersten Quartils sind 25 % der Daten angesiedelt, unterhalb des zweiten Quartils 50 % der Daten und unterhalb des dritten Quartils 75 % der Daten. Der Abstand zwischen dem ersten Quartil und dritten Quartil wird dabei auch als Interquartilsabstand (IQR) bezeichnet, der eine weitere Kennzahl für ein Streumaß repräsentiert.

Um die Maße der zentralen Tendenzen sowie der Streuung einer Verteilung grafisch darzustellen, kann das Box-Plot-Diagramm mit einer typischen Fünf-Punkt-Zusammenfassung verwendet werden. Der Strich in der Box definiert

den Median der Verteilung. Die eigentliche Box berücksichtigt als Grenze das obere und untere Quartil und beschreibt den Interquartilabstand mit den mittleren 50 % der Daten. Ausgehend von diesen Grenzen erstrecken sich die Whisker für die jeweilige Richtung und stellen den maximalen sowie den minimalen Wert innerhalb eines Bereiches von 1,5-Boxlängen. Außerhalb der Whisker werden die Ausreißer der Daten gekennzeichnet. [68]

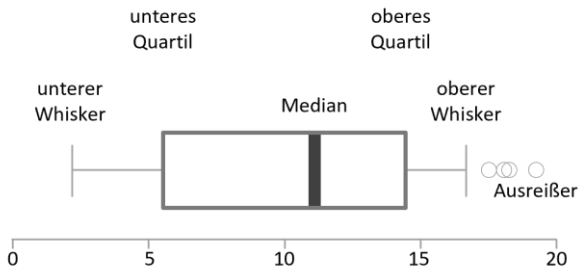


Abbildung 16:Aufbau Box-Plot

Um einen linearen Zusammenhang zwischen zwei voneinander unabhängigen Variablen zu prüfen, kann für kontinuierliche Zufallsvariablen mit normaler Verteilung der Korrelationskoeffizient r nach Pearson ermittelt werden. Dieser kann Werte zwischen -1 und +1 annehmen und wird wie folgt ermittelt.

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad 2-51$$

x_i und y_i sind die Werte der jeweiligen Variablen. \bar{x} und \bar{y} sind die Mittelwerte der Datensätze und n die Stichprobengröße.

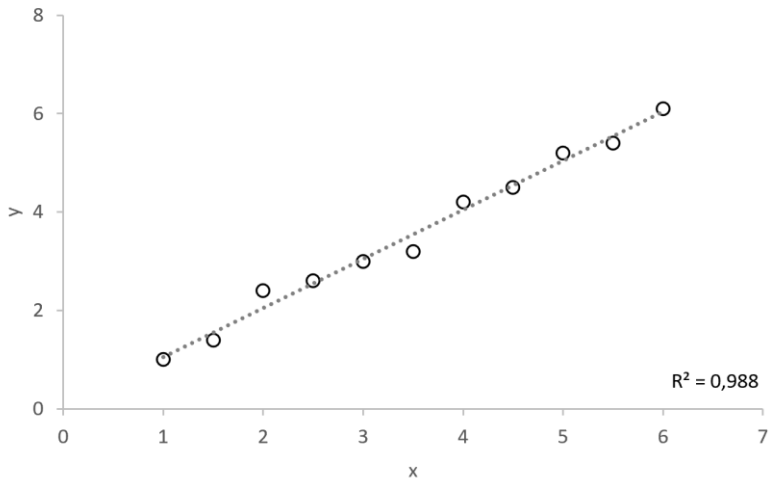


Abbildung 17: Beispielhafte Ermittlung des Korrelationskoeffizienten

Liegen die Werte auf einer steigenden Geraden, so liegt ein positiver Zusammenhang mit einem positiven Korrelationskoeffizient r vor. Sofern die Werte auf einer fallenden Gerade liegen, besteht ein negativer Zusammenhang mit einem negativen Korrelationskoeffizient r . Koeffizienten nahe null deuten auf eine nicht vorhandene lineare Korrelation zwischen den Variablen hin.

Ein Gütemaß einer linearen Regression beschreibt das Bestimmtheitsmaß R^2 . Es lässt sich durch Quadrieren des Korrelationskoeffizienten r bestimmen und kann mit der Einstufung nach Zöffel [69] interpretiert werden (Tabelle 8).

Tabelle 8: Einstufung des Bestimmtheitsmaßes nach [69]

Korrelationsgüte	Bestimmtheitsmaß R^2
gering	$R^2 < 0,25$
mittel	$0,25 < R^2 < 0,49$
hoch	$0,49 < R^2 < 0,81$
sehr hoch	$0,81 < R^2 < 1,00$

2.5.2 Induktive Statistik – Hypothesentests

In Probandenstudien werden Datensätze erzeugt, die mittels statistischer Tests (wie Hypothesentests) auf signifikante Unterschiede überprüft werden können. Eine formulierte Fragestellung wird dabei in zwei komplementäre Hypothesen, die Nullhypothese H_0 und die Alternativhypothese H_1 , übertragen. Eine spätere Festlegung einer Hypothese ist stets mit dem Risiko einer Fehlentscheidung verbunden. Es werden grundsätzlich Fehler erster Art (α -Fehler), die eine fälschliche Entscheidung zugunsten H_1 herbeiführen, und Fehler zweiter Art (β -Fehler), die eine fälschliche Entscheidung zugunsten H_0 herbeiführen, unterschieden. Die folgende Tabelle 9 stellt diesen Sachverhalt schematisch dar.

Tabelle 9: Entscheidungsübersicht der Hypothesen nach [68]

	Es gilt:	
	H_0	H_1
Entscheidung zugunsten H_0 :	korrekte Entscheidung ($1-\alpha$)	falsche Entscheidung (β -Fehler)
Entscheidung zugunsten H_1 :	falsche Entscheidung (α -Fehler)	korrekte Entscheidung ($1-\beta$)

Das Signifikanzniveau α gibt dabei die Wahrscheinlichkeit an, dass eine formulierte Alternativhypothese H_1 fälschlicherweise angenommen wird. Die Teststärke ($1-\beta$) gibt die Wahrscheinlichkeit an, dass ein Hypothesentest zugunsten einer richtigen Alternativhypothese H_1 entscheidet. In der Anwendung haben sich festgesetzte Grenzen von 0,05 für α und 0,80 für $1-\beta$ etabliert. Eine Aussage über eine praktische Bedeutsamkeit leistet die Betrachtung der α/β -Konstellation jedoch nicht [70], daher ist zur Verdeutlichung der praktischen Bedeutsamkeit von statistisch signifikanten Ergebnissen eine zusätzliche Berechnung der Effektstärke für vorhandene Datensätze sinnvoll. Die Effektstärke geht dabei auf die Berechnung des Differenzmaßes, also die Größe und Richtung eines Unterschiedes zweier Verteilungen, ein

und kann anhand von Tabelle 10 interpretiert werden. Weiterführende Informationen dazu sind in [68] enthalten.

Tabelle 10: Effektstärke nach Cohen [71]

Effektstärke d	Interpretation
$> 0,2$	kleiner Effekt
$> 0,5$	mittlerer Effekt
$> 0,8$	großer Effekt

Abhängig vom jeweiligen Versuchsdesign und den Eigenschaften der Datensätze lässt sich für die jeweilige Anwendung ein Hypothesentest ableiten. Bei Datensätzen mit abhängigen Stichproben kann beispielsweise der t-Test für einen Vorher-Nachher-Vergleich herangezogen werden. Sind die Stichproben unabhängig, muss zunächst die Varianzhomogenität geprüft werden. Bei vorhandener Varianzhomogenität wird typischerweise der t-Test für unabhängige und normalverteilte Stichproben verwendet. Wird diese verletzt (Heteroskedastizität), so kann beispielsweise der Welch-Test angewendet werden (Abbildung 18).

Ist die Gesamtheit der zu vergleichenden unabhängigen Stichproben nicht normalverteilt und besitzen diese keine Varianzhomogenität, so kann der Wilcoxon-Rangsummentest verwendet werden. [72]

Bei zwei verbundenen Stichproben findet der Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test seine Anwendung. Dieser prüft bei Paarvergleichen, ob die zentralen Tendenzen der abhängigen Datensätze verschieden sind. In Bezug zu dem Vorzeichentest, welcher nur die Richtung der Differenzen (Vorzeichen) bewertet, berücksichtigt der Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test zusätzlich die Höhe der Differenz zwischen den verbindenden Stichproben.

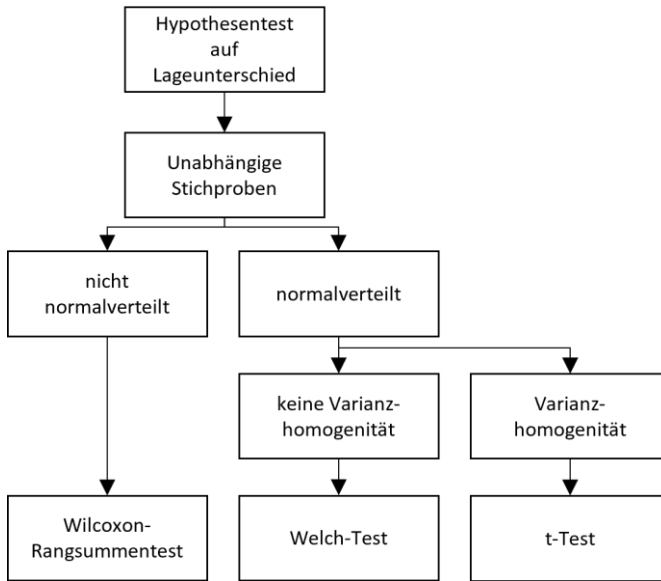


Abbildung 18: Schematische Darstellung einer Auswahl geeigneter Hypothesentests auf Lageunterschied nach [72]

Mit der zunehmenden Anzahl an Paarvergleichen (multiple Hypothesentests) steigt auch die Wahrscheinlichkeit eine falsche Entscheidung (α -Fehler-Kumulierung) zu treffen. Zur Kompensation der α -Fehler-Inflation wird der Signifikanzwert eines Paarvergleiches mittels eines Korrekturverfahrens adjustiert, so dass dieser mit dem etablierten Signifikanzniveau von 0,05 konfrontiert werden kann. Ein Ansatz ist die Bonferroni-Korrektur, welche sehr streng den p-Wert korrigiert. In sequentieller Erweiterung der Bonferroni-Korrektur liefert ein Verfahren durch Rangbildung der jeweiligen Signifikanzniveaus der Paarvergleiche, bekannt als Bonferroni-Holm-Korrektur, eine liberalere Anpassung. Dabei werden die jeweiligen Signifikanzen nach ihrer Größe sortiert und mit dem Ansatz $N-1$, für N die Summe aller Paarvergleiche, korrigiert. [68]

3 Methodik

Für die Entwicklung objektiver Bewertungsansätze bedarf es einer sorgfältigen Planung der Methodik sowie Auswahl der notwendigen Hilfsmittel. Dieses Kapitel skizziert systematisch den angewandten Prozess der Objektivierung (Kapitel 3.1) und stellt die Werkzeuge der Objektivierung (Kapitel 3.2) sowie die relevanten realen Anregungsprofile (Kapitel 3.3), die für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit essentiell sind, vor.

3.1 Objektivierungsprozess

Ziel der Objektivierung ist die Beschreibung des Schwingungs- und Geräuschkomforts von Fahrzeuginsassen mittels statistischer Zusammenhänge mit physikalischen Reizgrößen. Diese Reizgrößen sind objektive Merkmale der Fahrzeugschwingungen und -geräusche, die im Rahmen von Gesamtfahrzeuguntersuchungen erfasst werden können und die einen Einfluss auf die Komfortwahrnehmung haben. Vorhandene objektive Analysemethoden weisen bereits hohe Korrelationsgüten zur subjektiven Empfindung auf. Um noch präzisere Aussagen anhand objektiver Schwingungsverläufe abzuleiten, können weiterführende objektive Parameter oder Parameter-Paarungen im Rahmen eines Objektivierungsprozesses ermittelt werden. Dabei wird anhand von Erfahrungswerten oder abgeleiteten Erkenntnissen früherer Studien eine zu prüfende These formuliert, die einen potentiellen Zusammenhang physikalischer Parameter und der Empfindung des Schwingungs- und Geräuschkomforts beschreibt (Abbildung 19, 1). Im Anschluss daran wird evaluiert, ob Untersuchungen mit definierten Randbedingungen in einer Fahrsimulatorumgebung (2.1) oder im Fahrversuch (2.2) für die Ergebnisqualität zielführend sind. Strukturell sind die Arbeitsabläufe in der jeweiligen Umgebung analog, jedoch müssen Anregungssignale oder Fragetechniken auf die jeweiligen Versuchsrandbedingungen angepasst werden.

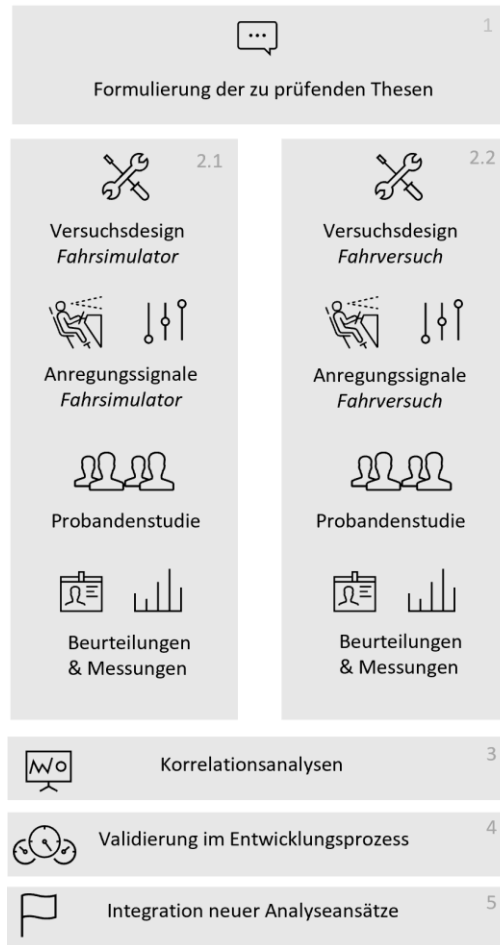


Abbildung 19: Schematische Darstellung des Objektivierungsprozesses

Bevor eine Probandenstudie durchgeführt werden kann, ist es grundlegend, Voruntersuchungen durchzuführen und das Versuchsdesign in Abhängigkeit der Fragestellung, der Versuchsumgebung sowie der Probanden-Gruppe anzupassen.

Studien in einer Fahrsimulator-Umgebung fokussieren im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen in Bezug auf die Wahrnehmung fühlbarer Ganzkörper-Schwingungen. Die dafür genutzten Stimuli können gefilterte Signalextrakte aus realen Fahrzeugmessungen oder synthetisch erzeugte Stimuli wie ein Sinus-Impuls oder eine Sinus-Schwingung sein. Die gehörrichtige Wiedergabe binauraler Innengeräuschaufnahmen von Fahrzeugen ermöglicht hierbei eine akustisch realistische Empfindung eines fahrzeugspezifischen Geräuschkomforts.

Gesamtfahrzeug-Studien im Fahrversuch dienen für die Untersuchung fühlbarer und hörbarer Schwingungen sowie deren Interaktion hinsichtlich der Wirkung auf die menschliche Empfindung. Hierbei werden fühlbare Schwingungen in Abhängigkeit der Fahrbahnanregung und der Fahrwerkparametrierung eines Fahrzeugs variiert. Für eine akustische Umgebung wird die vorhandene oder eine definierte²¹ Geräuschkulisse im Fahrzeug während der Fahrt berücksichtigt.

Die Definition der Fragetechnik erfordert unter anderem Kenntnisse über das Probandenkollektiv. Um intraindividuelle Einflüsse von Probanden zu minimieren, ist es bei Absolutskalen notwendig, stets einen Referenzstimulus mit dazugehöriger Bewertung zu präsentieren. Bei Anwendung semantischer Differentiale oder Ermittlung von Unterschiedsschwellen ist eine eindeutige Fragestellung essentiell.

Sind objektive Parameter und dazugehörige subjektive Bewertungen ermittelt, gilt es, anhand von ausgewählten Methoden der Statistik die jeweiligen Korrelationen zu ermitteln und hinsichtlich ihrer Signifikanz und der praktischen Relevanz zu bewerten (Abbildung 19, 3).

²¹ Wiedergabe aus einer Geräuschkulisse.

Aus den Untersuchungen abgeleitete Erkenntnisse werden in einem letzten Schritt im Rahmen des Fahrzeugentwicklungsprozesses validiert (4) und in einem vorhandenen Objektivierungsprozess fest integriert (5).

3.2 Fahrkomfort-Simulator

Für die Untersuchung komfortrelevanter Fahrzeugeigenschaften sowie für die Identifikation deren physikalischer Parameter kommt ein Prüfaufbau (Abbildung 20) zum Einsatz, auf dem sowohl gewonnene Weg-Zeit-Signale aus real gemessenen Beschleunigungssignalen (Überfahrt einer Schlechtwegstrecke) als auch rein synthetische Weg-Zeit-Signale abgespielt werden können.

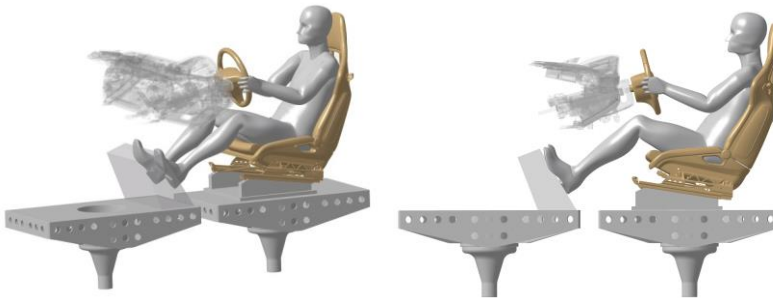


Abbildung 20: Prinzipieller Aufbau Fahrkomfort-Simulator (Illustration links vorveröffentlicht in [11])

Zwei Schwingplattformen, die mit separat regelbaren vertikalen, servohydraulischen Zylindern verbunden sind, bilden die Schnittstellen zu den Komfortpunkten Sitz und Fußraum ab. Die konstruktiv steife Auslegung der Plattformen gewährleistet einerseits eine homogene Amplitudenverteilung, andererseits eine erste modale Schwingform weit oberhalb des im Rahmen der Arbeit untersuchten Frequenzbereiches bis 30 Hz (Abbildung 21).

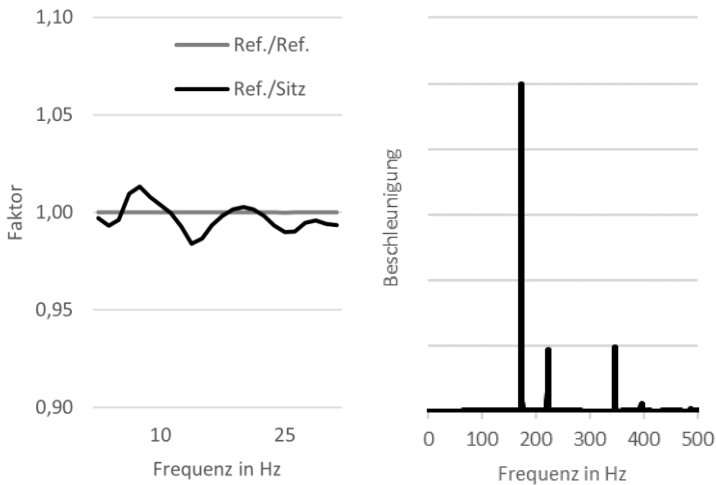


Abbildung 21: Übertragungsverhalten²² Anregung-Sitz (links, [73]) und wesentliche Empfindlichkeiten der Anregungsplattform in vertikaler Richtung (rechts)

Weiterhin ist eine Instrumententafel inklusive eines Lenkrades verbaut, welche starr an die Umgebung angebunden ist. Durch eine Sitzadaption können unterschiedliche Arten von Sitzen für die Untersuchungen berücksichtigt werden. Als Referenz dient ein Schalensitz bestehend aus einem glas- und kohlefaserverstärkten Kunststoff mit abnehmbarem Sitzpolster²³. Schwingungen werden dadurch direkt von der Plattform über die Adaption an die Sitzkontur beziehungsweise an die Schnittstelle Insasse-Sitz übertragen. (nach [11])

²² Mit Person und einem Gesamtgewicht von 110 kg. (Ergänzungen sind im Anhang A enthalten)

²³ Ohne Sitzpolster während der Durchführung von Probandenstudien.

Die Steuerung sowie Regelung der hydraulischen Zylinder erfolgt mit dem RPC-Verfahren (Remote Parameter Control) des Herstellers MTS [74]. Die Daten werden mit DataRec4-Modulen der Firma Heim Zodiac [75] erfasst. Beschleunigungen des Prüfaufbaus werden entlang der schwingungstechnischen Wirkkette mit Sensoren vom Typ 4507B (Brüel & Kjær) [76] erfasst. Der dazugehörige Schwingweg wird mit einem prüfstandsinternen induktiven Wegaufnehmer aufgezeichnet. [11]

Bedingt durch die technischen Gegebenheiten der Prüfeinrichtung ist im statischen Betrieb eine Grundanregung vorhanden (Abbildung 22).

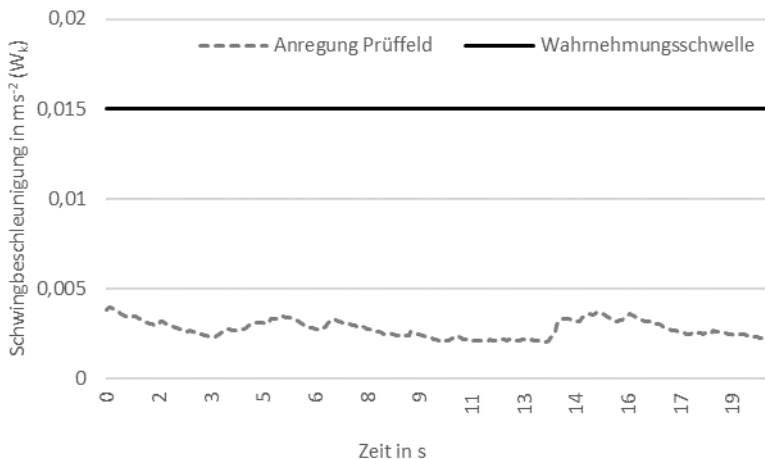


Abbildung 22: Ermittelte Anregung durch das Prüffeld im statischen Betrieb im Vergleich zu der Wahrnehmungsschwelle in [13]

Die daraus resultierenden Beschleunigungen (Frequenzgewichtung W_k) sind geringer als der in der VDI 2057-1 angegebene frequenzbewertete Schwellenwert für Ganzkörper-Schwingungen von $0,015 \text{ ms}^{-2}$ [13]. Schwingungen des Prüfstands im statischen Betrieb sind somit für Probanden nicht wahrnehmbar.

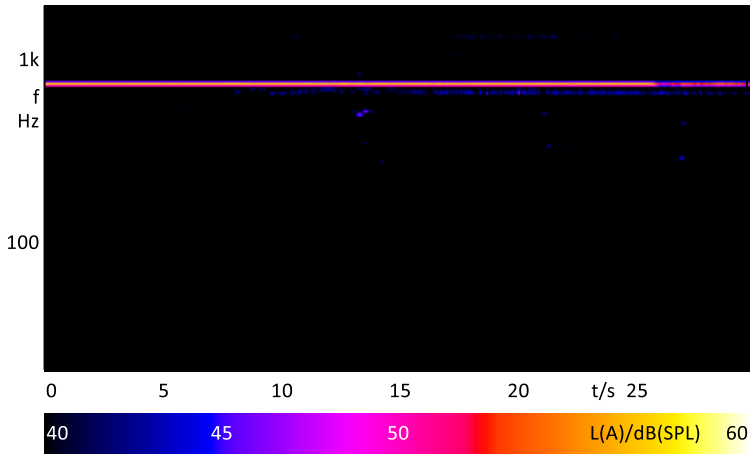


Abbildung 23: Prüfstandsgeräusch, tonale Komponente bei circa 750 Hz (Visualisierung durch ArtemiS SUITE, HEAD acoustics GmbH [77])

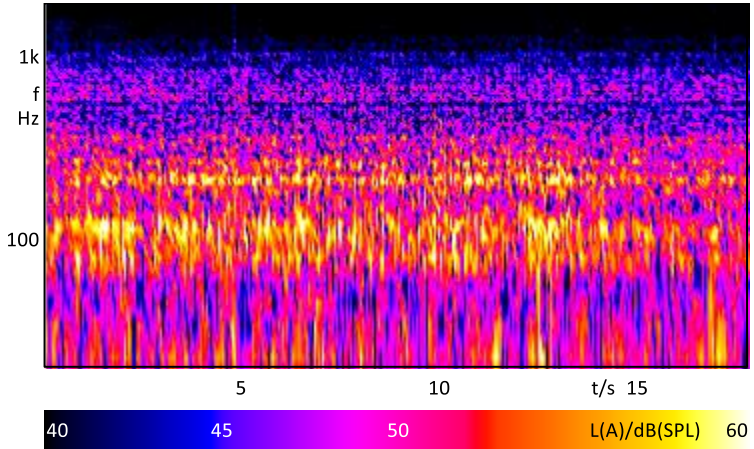


Abbildung 24: Eingespieltes binaurales Fahrzeuginnengeräusch (Visualisierung durch ArtemiS SUITE, HEAD acoustics GmbH [77]) [11]

Allerdings werden hörbare Schwingungen als tonale Komponente bei circa 750 Hz über die Hydraulikstempel in die Schwingtische übertragen, welche als Luftschallschwingungen abgestrahlt werden und bei Untersuchungen mit Probanden nicht zu vernachlässigen sind (Abbildung 23). Als Maßnahme kommen in Probandenstudien geschlossene Kopfhörer (Sennheiser HD25) zum Einsatz, welche eine Isolation von bis zu -18 dB in diesem Frequenzbereich erreichen. Zusätzlich wird darüber ein auf realer Fahrbahn aufgezeichnetes binaurales Fahrzeuginnenraumgeräusch gehörriecht abgespielt, um eine akustisch realistische Fahrzeugumgebung darzustellen (Abbildung 24).

Aus Gründen der Sicherheit ist der Hydraulikdruck des Systems auf ein notwendiges Minimum reduziert, damit eine fehlerfreie Wiedergabe der geforderten Signale noch erfolgen kann. Weiterhin ist der Hub des Hydraulikstempels auf ein für die Versuche notwendiges Maximum begrenzt. Bei einer Fehlfunktion des Prüfstandes erfolgt dadurch eine automatisierte Abschaltung des gesamten Systems. Ein simuliertes Worst-Case-Szenario mit einem Hybrid-III-Dummy²⁴ ergibt Beschleunigungsamplituden weit unterhalb von Beschleunigungsamplituden, die ein potentiell Gefährdungsrisiko darstellen [73].

3.3 Anregungsprofile

Mögliche Schwingungsquellen bei der Bewertung des subjektiven Empfindens von Fahrkomfort sind beispielsweise Anregungen durch die Fahrbahn oder durch Unwucht der Räder, Schwingungen aus dem Verbrennungsmotor durch Unwucht (Antrieb), Druckschwankungen durch aerodynamische Umströmung oder Anregung durch mechatronische Systeme. Abbildung 25 zeigt schematisch die akustischen und schwingungstechnischen Anregungsquellen, deren Übertragungspfade sowie die Wirkung auf den Fahrer.

²⁴ Repräsentiert einen 50%-Mann.

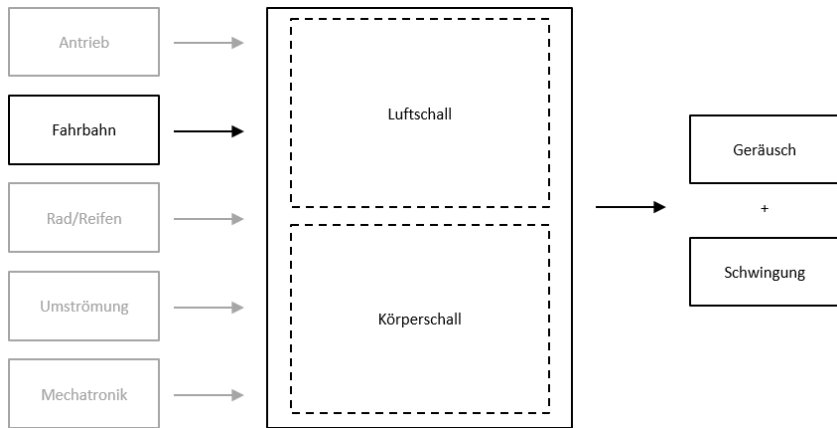


Abbildung 25: Schematischer Übertragungspfad

Die Übertragung der Schwingung erfolgt entlang der schwingungstechnischen Wirkkette ausgehend von der Einheit Rad-Reifen bis hin zu den Fahrer-Komfort-Schnittstellen Sitz, Lenkrad sowie Fußraum. Im Rahmen der Arbeit werden die am Fahrersitz resultierenden Beschleunigung-Zeit-Verläufe sowie korrespondierende Weg-Zeit-Signale anhand unterschiedlicher Anregungsprofile der Fahrbahn analysiert und bei definierter Geräuschkulisse interpretiert.

Synthetisch erzeugte Stimuli (Sinus-Schwingungen in Kapitel 4.2 und Sinus-Impulse in Kapitel 4.3, 5 und 6), wie sie am Fahrkomfort-Simulator (Kapitel 3.2) eingesetzt werden, sind von realen Fahrzeugmessungen am Fahrersitz abgeleitet. Am Beispiel einer simulierten Kantenüberfahrt werden Sinus-Impulse ohne darauffolgendes Abklingen als Stimuli genutzt. Durch diesen idealisierten Ansatz kann eine Anpassung des Reizes schrittweise hinsichtlich Amplitude und Dauer erfolgen.

Untersuchungen für die Validierung der abgeleiteten Bewertungsansätze zu gerade wahrnehmbaren Reizunterschieden (Kapitel 4) sowie zur multisenso-

rischen Reizwahrnehmung (Kapitel 6.3) nutzen Anregungsprofile einer Kan-
tenüberfahrt (Kapitel 4.4.2, ergänzende und praktische Realisierungen dieser
Verläufe sind in [78] enthalten) oder einer realen Landstraße (Kapitel 4.4.1),
die nach dem Ansatz nach Mitschke und Wallentowitz [40] eine Welligkeit w
von 2,0 und eine Unebenheit $\Phi_h(\Omega_0)$ von 33,0 aufweist (siehe Abbildung 26).

Ein Vorschlag zur Klassifizierung von Fahrbahnebenen gibt die
ISO 8608, die die in Abbildung 26 charakterisierte Landstraße als *schlecht* be-
züglich der subjektiven Beurteilung der Ebenheit klassifiziert (Tabelle 11).

Tabelle 11: Klassifizierung der Fahrbahnebenheit mit Unebenheitsmaß
 $\Phi_h(\Omega_0)$ in cm^3 nach ISO 8608:1995(E) mit $\Omega_0 = 1\text{m}^{-1}$ und $w = 2$ [40]

Klasse	Untere Grenze	Mittelwert	Obere Grenze	Ebenheit
A	0	1	2	sehr gut
B	2	4	8	gut
C	8	16	32	mittel
D	32	64	128	schlecht
E	128	256	512	sehr schlecht

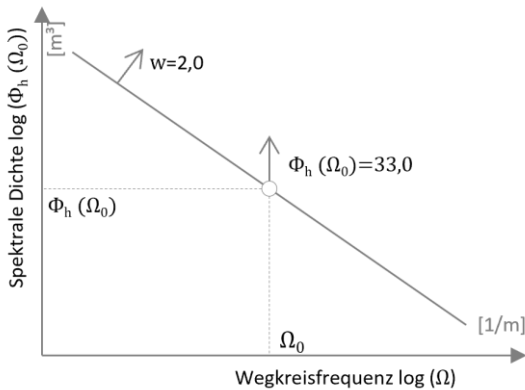


Abbildung 26: Charakterisierung der im Rahmen der Arbeit eingesetzten
Landstraße nach [40]

4 Wahrnehmbare Reizunterschiede

Bei der schwingungstechnischen Auslegung von Fahrzeugen werden während eines Fahrzeugentwicklungsprozesses fahrkomfortrelevante Stellgrößen wie Feder- oder Dämpfersysteme, Aggregatlagerung oder Rad-Reifen-Kombinationen in Gesamtfahrzeuguntersuchungen variiert und hinsichtlich der festgelegten fahrkomfortrelevanten Ziele entwickelt. Unterschiede im Schwingungsverhalten eines Fahrzeuges können hier gering ausfallen. Für die Entwicklung ist es daher erforderlich, Zusammenhänge zwischen objektiv berechnen- und messbaren Parametern sowie der subjektiven Empfindung zu kennen.

Dieses Kapitel²⁵ geht dabei auf die Frage ein, bei welcher quantitativen Größe Reizunterschiede harmonischer (Kapitel 4.2) sowie transienter (Kapitel 4.3) Schwingungen subjektiv wahrnehmbar sind.

4.1 Methodik

Um Empfindungsunterschiede objektiv zu beschreiben, kann der Ansatz des Physiologen Ernst Heinrich Weber herangezogen werden.

$$k = \frac{\Delta I}{I} \quad 4-1$$

Im Rahmen der Probandenstudien werden Unterschiedsschwellen mit einem 2-Alternative-Force-Choice-Frageparadigma und einer 1-up/ 3-down-Fragetechnik bei einer adaptiven Schrittweite von bis zu 1 % ermittelt. Das daraus

²⁵ Teilergebnisse des vorliegenden Kapitels wurden vorveröffentlicht in [11]. Bereits vorveröffentlichte Inhalte werden auf den für das Verständnis des Zusammenhangs erforderlichen Umfang beschränkt.

resultierende Konvergenzniveau der psychometrischen Funktion beläuft sich auf 79,4 % [52] beziehungsweise 58,8 %, ratekorrigiert nach Treutwein [79], und ist vergleichbar mit dem Verfahren in [5] und in [12]. Abbildung 27 zeigt beispielhaft die Ermittlung des relativen Unterschieds mit dem soeben beschriebenen Verfahren. (nach [11])

Nach einer Eingewöhnungsphase (siehe Darbietung 1 bis 7, Abbildung 27) wird für jeden Probanden aus den letzten acht Umkehrpunkten die relative Unterschiedsschwelle ermittelt.

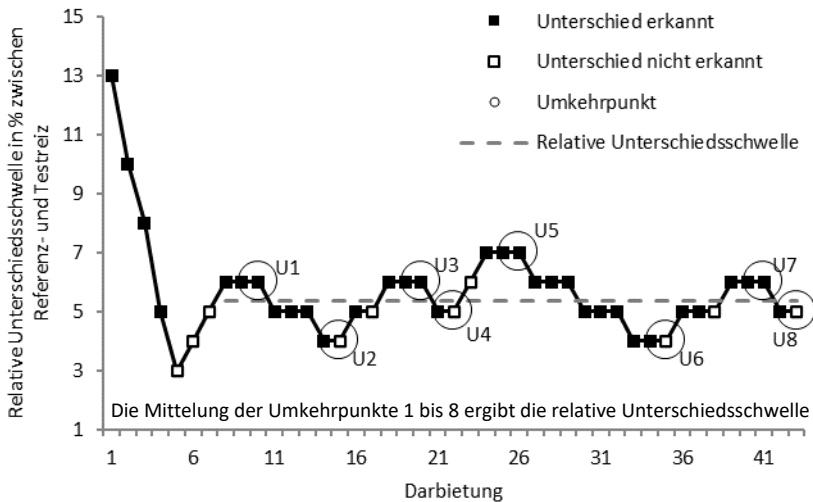


Abbildung 27: Beispielhafte Ermittlung einer relativen Unterschiedsschwelle zwischen Test- und Referenzreiz mit der 1-up/ 3-down-Fragetechnik [11]

Relative Unterschiedsschwelle (JND = Just noticeable difference):

$$JND = \frac{\sum_{i=1}^{N=8} U_i}{N}$$

4-2

N beschreibt hierbei die Anzahl der Umkehrpunkte. Der Umkehrpunkt U definiert das Hoch- bzw. Tiefniveau des erkennbaren relativen Unterschieds zu einem Referenzniveau.

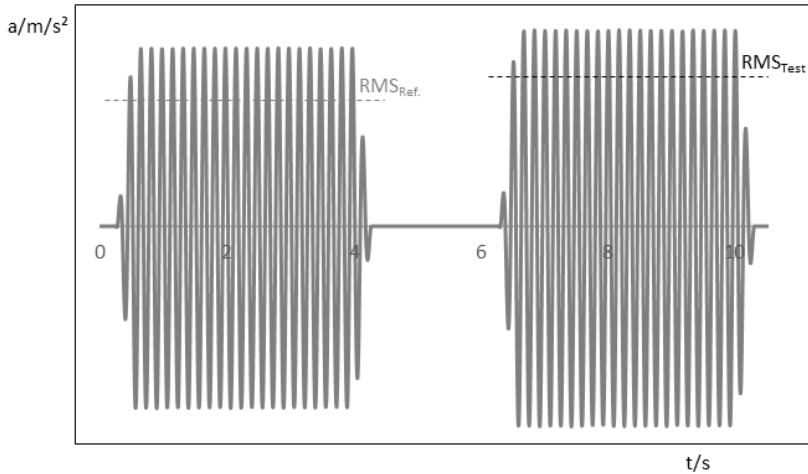


Abbildung 28: Referenzreiz $RMS_{Ref.}$ (links) und Testreiz RMS_{Test} (rechts) beispielhaft für eine harmonische Schwingung bei 6 Hz (gefiltertes Messsignal, Beschleunigung-Zeit-Verlauf)

Bei Paarvergleichen identifizieren 14 Probanden²⁶ den Reiz mit dem höheren Amplitudenniveau. Abbildung 28 und Abbildung 29 zeigen beispielhaft die Schwingungsdarbietungen des Referenz- und Testreizes für harmonische Schwingungen sowie für transiente Schwingungen.

²⁶ Experten, die sehr erfahren mit subjektiven Beurteilungen im Bereich Fahrkomfort sind. Unterschiede bezüglich des Alters oder Geschlechts sind im Rahmen dieser Studie nicht berücksichtigt.

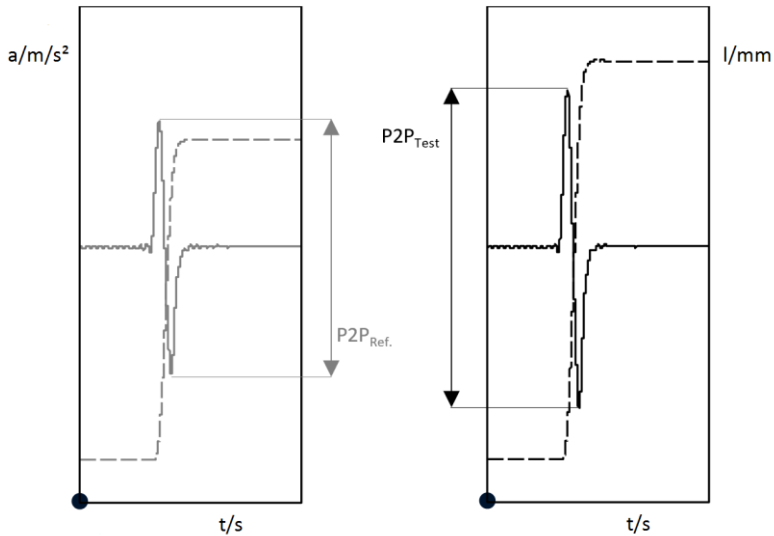


Abbildung 29: Referenzreiz $P2P_{Ref.}$ (links) und Testreiz $P2P_{Test}$ (rechts) beispielhaft für einen Sinus-Impuls bei 12,5 Hz (gefiltertes Messsignal, Beschleunigung-Zeit- sowie Weg-Zeit-Verlauf)

Bei Untersuchungen mit harmonischen Schwingungen (Kapitel 4.2) orientiert sich die Dauer des Referenz- bzw. Testreizes an der in Morioka und Griffin [5] verwendeten Dauer von 4 Sekunden mit einer Ein- und Ausschwingzeit von etwa einer Periode. Die Pausenzeit zwischen Referenz- und Testreiz beträgt im Rahmen dieser Studie 2 Sekunden. [11]

Die Reizdarbietung erfolgt stets zumindest über den Sitz²⁷. Bei Untersuchungen mit transienten Schwingungen beschränkt sich die Dauer auf eine Periode. Referenz- und Testreiz weisen dabei einen Zeitversatz von 5 Sekunden auf.

Ein auf realer Fahrbahn aufgezeichnetes Innengeräusch²⁸ wird während der Schwingungsdarbietung zusätzlich über Kopfhörer (Sennheiser HD25) abgespielt. Die Geräuschkarbidietung ist während des Versuchs fortlaufend und unabhängig von der Schwingungsdarbietung. Jede experimentelle Sitzung dauert einschließlich einer Trainingssitzung circa 25 Minuten. Es werden maximal zwei Versuche hintereinander inklusive einer kurzen Pause (5 Minuten) durchgeführt. Weiterhin wird auf die mentale und körperliche Fitness der Probanden geachtet. Die Präsentationsreihenfolge der Stimuli erfolgt randomisiert. [11]

Für die statistische Auswertung der Daten wird der Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test herangezogen, welcher bei Paarvergleichen prüft, ob die zentralen Tendenzen der abhängigen Datensätze verschieden sind. Mit der zunehmenden Anzahl an Paarvergleichen steigt auch die Wahrscheinlichkeit, eine falsche Entscheidung (α -Fehler-Kumulierung) zu treffen. Zur Kompensation der α -Fehler-Inflation wird der resultierende Signifikanzwert eines Paarvergleiches mittels der Bonferroni-Prozedur adjustiert, sodass dieser mit dem etablierten Signifikanzniveau von 0,05 konfrontiert werden kann. Für die Interpretation der Effektstärke wird der Ansatz nach Cohen [71] berücksichtigt. Weiterführende Informationen können aus [80] entnommen werden. [11]

²⁷ Differenzbewegungen von Ganzkörper-Schwingungen und Schwingungen an den Füßen sowie Beinen werden störender wahrgenommen als die selbigen Fahrer-Komfort-Schittstellen ohne Differenzbewegung zueinander [73, 91]. Bei 1,3 Hz erfolgt daher zusätzlich eine phasengleiche Reizdarbietung über die Schwingplattform der Füße.

²⁸ Aufgezeichnetes Fahrzeug-Innengeräusch (stationär) bei Überfahrt einer Schlechtwegstrecke.

4.2 Harmonische Schwingungen

Ziel ist die Ermittlung gerade wahrnehmbarer Unterschiede über einen fahrkomfortrelevanten Frequenz- und Amplitudenbereich. Repräsentativ dafür sind die für die Fahrzeugentwicklung relevanten Frequenzen 1,3 Hz und 6,0 Hz mit dazugehörigen Amplitudenniveaus zwischen $0,2 \text{ ms}^{-2}$ und $1,2 \text{ ms}^{-2}$ (Tabelle 12).

Tabelle 12: Übersicht der Stimuli – Harmonische Schwingungen

	Reiz 1	Reiz 2	Reiz 3	Reiz 4	Reiz 5
Frequenz	1,3 Hz	1,3 Hz	6,0 Hz	6,0 Hz	6,0 Hz
Effektivwert	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	$1,2 \text{ ms}^{-2}$

4.2.1 Ergebnisse

Abbildung 30 zeigt die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen (Über-sicht siehe Anhang B) aufgetragen über der Amplitude für die Frequenzen 1,3 Hz und 6,0 Hz. Die Median-Werte variieren zwischen 6,7 % und 11,0 % bei 1,3 Hz und zwischen 7,3 % und 8,4 % bei 6,0 Hz. Tabelle 13 zeigt die davon abgeleiteten statistischen Kennzahlen. Darin enthalten sind die Paarvergleiche, die einen signifikanten Unterschied aufweisen (Paarvergleich 1 und 4 in Tabelle 13). [11]

Tabelle 13: Statistische Kennzahlen - Einfluss der Amplitude (harmonische Schwingungen), nach [11]

f	Vergleich	Teststärke	Signifikanz	Effektstärke	Interpretation der Effektstärke
Hz	ms^{-2}		p	d	[71]
1,3	$0,2 \leftrightarrow 0,5$	$> 0,8$	$< 0,01$	$> 1,0$	groß
6,0	$0,2 \leftrightarrow 0,5$	$< 0,8$	$> 0,05$	-	-
6,0	$0,5 \leftrightarrow 1,2$	$< 0,8$	$> 0,05$	-	-
6,0	$0,2 \leftrightarrow 1,2$	$< 0,8$	$< 0,05$	$> 0,8$	groß

Bei 1,3 Hz (Paarvergleich 1, Tabelle 13) reduziert sich die relative Unterschiedsschwelle unter Erhöhung des Amplitudenniveaus²⁹ signifikant ($p < 0,01$) von 11,0 % ($0,2 \text{ ms}^{-2}$) auf 6,7 % ($0,5 \text{ ms}^{-2}$). Die daraus resultierende Effektstärke nach Cohen [71] liegt bei $> 1,0$ und entspricht einem großen Effekt. [11]

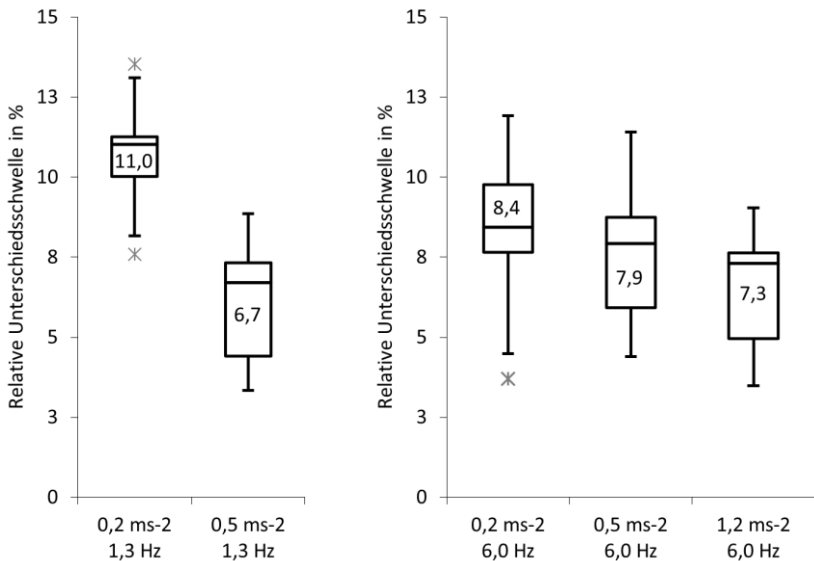


Abbildung 30: Relative Unterschiedsschwellen bei 1,3 Hz (links) und bei 6,0 Hz (rechts) - Einfluss der Amplitude [11]

Bei 6,0 Hz zeigen sukzessive Erhöhungen der Amplitude ($0,2 \text{ ms}^{-2} \rightarrow 0,5 \text{ ms}^{-2}$ sowie $0,5 \text{ ms}^{-2} \rightarrow 1,2 \text{ ms}^{-2}$, Abbildung 30) eine tendenzielle Verringerung der

²⁹ Schwingungen mit großen Weg-Zeit-Signalen sind unter Berücksichtigung gegebener Prüfstandsbedingungen und im Rahmen einer Probandenstudie sicherheitskritisch. Infolgedessen ist ein Paarvergleich zwischen den Amplituden $0,5 \text{ ms}^{-2}$ und $1,2 \text{ ms}^{-2}$ bei der Frequenz 1,3 Hz nicht berücksichtigt.

relativen Unterschiedsschwellen, jedoch sind die Ergebnisse statistisch nicht signifikant unterschiedlich ($p > 0,05$ für die Paarvergleiche 2 und 3, Tabelle 13). Erfolgt hingegen eine deutliche Erhöhung der Amplitude ($0,2 \text{ ms}^{-2} \rightarrow 1,2 \text{ ms}^{-2}$), so reduzieren sich die relativen Unterschiedsschwellen von 8,4 % ($0,2 \text{ ms}^{-2}$) auf 7,3% ($1,2 \text{ ms}^{-2}$) signifikant ($p < 0,05$, Tabelle 13). Die daraus resultierende Effektstärke nach Cohen [71] liegt bei $> 0,8$ und entspricht einem großen Effekt. Abbildung 32 zeigt hingegen die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen aufgetragen über der Frequenz für die Amplitudenniveaus $0,2 \text{ ms}^{-2}$ und $0,5 \text{ ms}^{-2}$. [11]

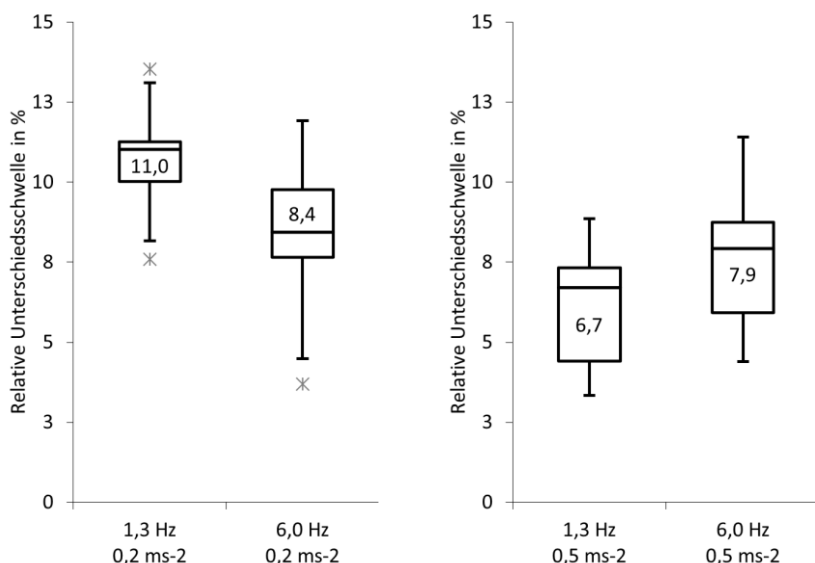


Abbildung 31: Relative Unterschiedsschwellen bei $0,2 \text{ ms}^{-2}$ (links) und bei $0,5 \text{ ms}^{-2}$ (rechts) - Einfluss der Frequenz [11]

Die Median-Werte variieren zwischen 11,0 % und 8,4 % bei $0,2 \text{ ms}^{-2}$ und zwischen 6,7 % und 7,9 % bei $0,5 \text{ ms}^{-2}$. Tabelle 14 zeigt die davon abgeleiteten

statistischen Kennzahlen. Darin hervorgehoben ist der Paarvergleich, der einen signifikanten Unterschied aufweist.

Tabelle 14: Statistische Kennzahlen - Einfluss der Frequenz, nach [11]

a	Vergleich	Teststärke	Signifikanz	Effektgröße	Interpretation der Effektgröße
ms ⁻²	Hz		p	d	[71]
0,2	1,3 ↔ 6,0	< 0,8	< 0,05	> 1,0	groß
0,5	1,3 ↔ 6,0	< 0,8	> 0,05	-	-

Bei einer Grundschiwingung von 0,2 ms⁻² reduziert sich die relative Unterschiedsschwelle unter Erhöhung der Frequenz signifikant von 11,0 % (1,3 Hz) auf 8,4 % (6,0 Hz). Die daraus resultierende Effektstärke nach *Cohen* [71] liegt bei > 1,0 und entspricht einem großen Effekt (Tabelle 14). Dagegen erhöht sich bei 0,5 ms⁻² die relative Unterschiedsschwelle unter Erhöhung der Frequenz von 6,7 % (1,3 Hz) auf 7,9 % (6,0 Hz), jedoch ist das Ergebnis statistisch nicht signifikant unterschiedlich ($p > 0,05$, Tabelle 14). [11]

Darüber hinaus sind die in Abbildung 30 und Abbildung 31 dargestellten relativen Unterschiedsschwellen in Anhang B für jeden Probanden hinterlegt und können für weiterführende statistische Untersuchungen berücksichtigt werden.

4.2.2 Diskussion

Bellmann et al. [7, 6, 8] ermitteln relative Unterschiedsschwellen im Bereich der Wahrnehmungsschwelle bei 0,063 ms⁻² für Frequenzen von 5 Hz bis 80 Hz. Baumann et al. [9] erweitern jene Studien mit zusätzlichen Untersuchungen bei einem Amplitudenniveau von 0,1 ms⁻². Die relativen Unterschiedsschwellen liegen im Bereich zwischen 19 % und 20 % und weisen eine Standardabweichung von circa 6 % auf (siehe Anhang Tabelle B1). [11]

Bellmann et al. [7, 6, 8] begründen diese Abweichungen zu den Ergebnissen in Morioka und Griffin [5] durch das unterschiedliche angewandte Verfahren zur Schwellenbestimmung. In ihrem Fall konvergiert das Verfahren zu einem 70.7 % - Niveau einer psychometrischen Funktion und nicht wie bei Morioka und Griffin [5], Forta et al. [12] sowie im Rahmen dieser Studie zu einem 79.4 % - Niveau (siehe Anhang Tabelle B1). Eine weiterführende Betrachtung³⁰ zeigt korrigierte³¹ Wahrscheinlichkeiten (Konvergenzniveau) von 58.8 % bei einem 2 AFC³²-Test und 56.05 % bei einem 3 AFC-Test. Die Unterschiede von Morioka und Griffin [5] und Forta et al. [12] zu Bellmann et al. [7, 6, 8] sowie Baumann et al. [9] können daher nicht aufgrund unterschiedlicher methodischer Ansätze erklärt werden, da die beiden korrigierten Konvergenzniveaus trotz unterschiedlicher Antwortmöglichkeiten (2 AFC bzw. 3 AFC) vergleichbar sind. [11]

Forta et al. [12] hingegen begründen die Abweichung zu Bellmann et al. [7, 6, 8] mit deren Prüfaufbau. Die Probanden beurteilen in [7, 6, 8] Schwingungen auf einem starren Stuhl aus Holz. Die Füße und Bereiche des Rückens werden dabei zusätzlich angeregt. Unter diesen Randbedingungen ist eigentlich eine sensitivere Wahrnehmung (beziehungsweise Wahrnehmungsänderung) durch eine größere Kontaktfläche der Haut zu erwarten, jedoch zeigen die Ergebnisse von Bellmann et al. [7, 6, 8] und Baumann et al. [9] ein gegenläufiges Verhalten. Ein durch den Prüfaufbau erzeugter Einfluss bleibt daher fraglich. [11]

Eine weitere Einflussgröße bei der Ermittlung von Schwellenwerten ist die Wahl geeigneter Schrittweiten (Auflösungsvermögen) der dargebotenen Reize. Bellmann et al. und Baumann et al. verwenden in [7, 6, 8, 9] eine Schrittweite von 0,5 dB (5.9 %) und im Gegensatz zu Morioka und Griffin [5]

³⁰ Nach dem Ansatz nach Treutwein [79] muss zwischen korrigierter und nicht-korrigierter Wahrscheinlichkeit unterschieden werden. Dabei wird die Anzahl der Antwortmöglichkeiten (wie 2 oder 3) berücksichtigt.

³¹ Ohne Berücksichtigung der Lapsus-Rate.

³² Alternative forced choice test.

und Forta et al. [12] (0,25 dB bzw. 2,9 %) eine um Faktor zwei größere Endschrittweite. Durch größere Schrittweiten erfolgt die Prozedur zwar in einem zeitlich überschaubaren Rahmen, jedoch leidet die Ergebnisgüte darunter. Dieser Aspekt könnte daher die höheren Streuungen der Datensätze und folglich die höheren relativen Unterschiedsschwellen im Allgemeinen erklären (siehe Anhang Tabelle B1). [11]

Die geringsten relativen Unterschiedsschwellen von 5,2 % bis 6,5 % ($0,7 \text{ ms}^{-2}$) ermitteln Matsumoto et al. [10]. Die allgemeinen Abweichungen zu früheren Studien (siehe Anhang Tabelle B1) und zu Ergebnissen in Kapitel 4.2.1 könnten hier durch ein alternativ angewandtes Verfahren zur Schwellenbestimmung begründet werden. In jener Studie kommt das Verfahren *method of limits* zum Einsatz, welches auf ein 50 % - Niveau einer psychometrischen Funktion referenziert. [11]

In [5] ermitteln Morioka und Griffin für die Frequenzen 5,0 Hz und 20,0 Hz sowie die Amplitudenniveaus $0,1 \text{ ms}^{-2}$ und $0,5 \text{ ms}^{-2}$ Unterschiedsschwellen im Bereich zwischen 8,1 % und 12,3 % (Abbildung 32). Die Ergebnisse sind im direkten Vergleich nicht signifikant unterschiedlich, daher wird eine gemittelte relative Unterschiedsschwelle von 10,0 % über alle untersuchten Stützstellen hinweg innerhalb der Studie [5] abgeleitet. [11]

In [12] ermitteln Forta et al. relative Unterschiedsschwellen für die Amplitudenniveaus $0,05 \text{ ms}^{-2}$, $0,2 \text{ ms}^{-2}$, $0,8 \text{ ms}^{-2}$ und für Frequenzen zwischen 2,5 Hz und 315 Hz. Die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen sind innerhalb der Studie generell³³ als gleichwertig³⁴ einzustufen. Für Frequenzen $\geq 5,0 \text{ Hz}$ sind daher die Ergebnisse vergleichbar mit den Ergebnissen von Morioka und Griffin [5] und bestätigen demnach den Ansatz nach Weber innerhalb eines untersuchten Frequenz- und Amplitudenbereiches. (nach [11])

³³ Eine Ausnahme im fahrkomfortrelevanten Frequenzbereich bis 30 Hz ist der Einfluss der Amplitude bei 2,5 Hz und $0,8 \text{ ms}^{-2}$.

³⁴ Die Unterschiedsschwellen unterscheiden sich nicht signifikant.

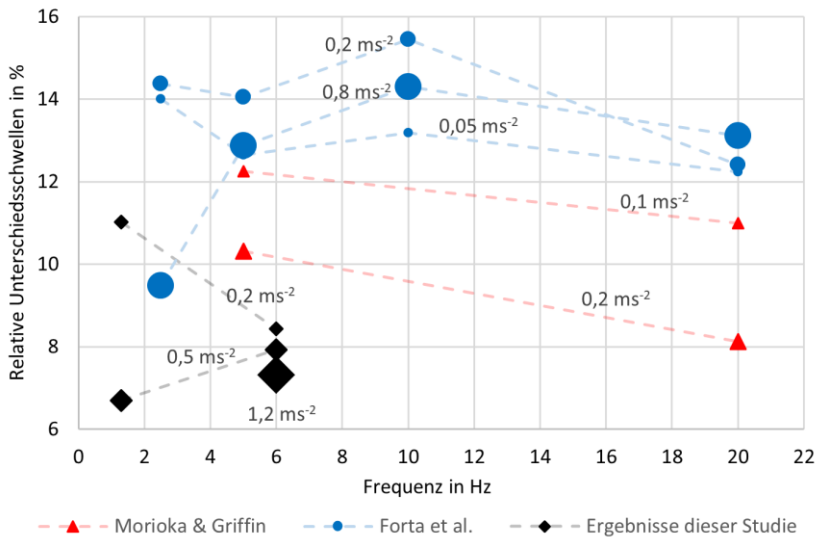


Abbildung 32: Ergebnisse ermittelter Unterschiedsschwellen dieser Studie und Morioka & Griffin [5] sowie Forta et al. [12] im Vergleich. Die angegebenen Beschleunigungen referenzieren auf den Grundreiz. [11]

Die im Rahmen dieser Studie bei 6,0 Hz ermittelten relativen Unterschiedsschwellen weisen etwas geringere Werte auf als die von Morioka und Griffin [5] und Forta et al. [12] bei 5,0 Hz ermittelten relativen Unterschiedsschwellen (Abbildung 32). Diese Tatsache könnte auf die verwendeten Schrittweiten in den Verfahren zur Schwellenbestimmung zurückzuführen sein. Große Schrittweiten ($\hat{=}$ kleines Auflösungsvermögen) führen dazu, dass Schwellen nicht mehr genau bestimmt werden können. Dadurch können die, im Vergleich zu dieser Studie (Schrittweite bis zu 1 %), geringfügig höheren relativen Unterschiedsschwellen in [5] und [12] (Schrittweite $\hat{=}$ 2,9 %) begründet werden. Ein weiterer Aspekt ist – neben der Tatsache des unterschiedlichen Pro-

bandenkollektivs – die im Rahmen dieser Untersuchung genutzte Untersuchungsrandbedingung hinsichtlich der Sitzposition. Durch eine größere Kontaktfläche der Haut könnte eine noch sensitivere Empfindung aufgrund *spatial summation* (2.3.1) folgen. (nach [11])

Die in dieser Arbeit durchgeführten Studie bei 6,0 Hz ergibt relative Unterschiedsschwellen zwischen 7,3 % und 8,4 %. Unter Erhöhung des Amplitudenniveaus ergibt sich ein statistisch signifikanter Unterschied (Tabelle 13), welcher jedoch aus praktischer Sicht aufgrund eines geringen Unterschiedes von 1,1 % (Differenz aus 8,4 % und 7,3 %) vernachlässigt werden kann. [11]

Die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen bei 1,3 Hz zeigen einen Einfluss der Amplitude. Bei einer Erhöhung des Amplitudenniveaus von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ auf $0,5 \text{ ms}^{-2}$ reduziert sich die resultierende relative Unterschiedsschwelle signifikant von 11,0 % auf 6,7 % (siehe Tabelle 13). Der Ansatz nach Weber ist für diesen Vergleich daher nicht anwendbar. Auch Untersuchungen von Forta et al. [12] zeigen diese Eigenschaft bei einer Frequenz von 2,5 Hz. In jener Betrachtung reduziert sich die relative Unterschiedsschwelle unter Erhöhung des Amplitudenniveaus von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ auf $0,8 \text{ ms}^{-2}$ signifikant auf 9,5 %. Die beobachtete signifikante und bedeutende Abhängigkeit von der Amplitude bei 1,3 Hz (Tabelle 13) kann daher mit den Erkenntnissen von Valko et al. [51] durch eine zusätzliche Sensitivität des Gleichgewichtsorgans erklärt werden. Es ist zu vermuten, dass eine Wahrnehmungsaktivität des Gleichgewichtsorgans erst durch einen ausreichend großen Reiz (Amplitude) gewährleistet werden kann und Informationen³⁵ der Anregung erst dann weitergeleitet werden. Vor allem Schwingungen des Fahrzeugaufbaus können durch große Bewegungsamplituden die soeben beschriebenen Randbedingungen erfüllen. [11]

³⁵ Im Allgemeinen ist bekannt, dass Rezeptoren (Sinneszellen) erst ab einer bestimmten Reizintensität ($>$ Reizschwelle) den physikalischen (oder chemischen) Reiz in ein Rezeptorpotenzial umwandeln (Signaltransduktion). Weiterführende Informationen über die Eigenschaften und Funktionen von Rezeptoren sind in Schmidt et al. [54] enthalten. [11]

Weiterhin führt eine Änderung der Frequenz von 1,3 Hz auf 6,0 Hz bei einem geringen Amplitudenniveau von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ ebenso zu einer signifikanten Reduktion der relativen Unterschiedsschwelle (Tabelle 14). Dies könnte prinzipiell dadurch erklärt werden, dass für den untersuchten Frequenzbereich unterschiedliche (Mechano-)Rezeptoren einen unterschiedlichen Beitrag zur Gesamtwahrnehmung leisten. Experimentelle Untersuchungen von Gescheider et al. [45, 81] gehen auf diesen Aspekt ein und bekräftigen die soeben beschriebene These. [11]

Auf Basis der Ergebnisse dieser Arbeit und den Ergebnissen aus der Literatur kann folglich abgeleitet werden, dass der Ansatz nach Weber für den komfortrelevanten Frequenzbereich (bis 30 Hz) ab einer Frequenz von $\geq 5,0 \text{ Hz}$ für ein mittleres Amplitudenniveau vertretbar ist [11]. Für Frequenzen $\leq 2,5 \text{ Hz}$ ist dieser Ansatz jedoch nicht zielführend.

4.3 Transiente Schwingungen

Gerade wahrnehmbare Unterschiede für transiente Schwingungen, wie Sinus-Impulse, sind derzeit nicht bekannt. In der Fahrzeugentwicklung ist dies bei der Auslegung von Fahrwerken jedoch ein bedeutender Lastfall.

Die folgende Untersuchungsreihe fokussiert die Ermittlung gerade wahrnehmbarer Unterschiede für Sinus-Impulse mit den Amplituden 5 ms^{-2} und 16 ms^{-2} (Peak-to-Peak) sowie der Frequenz 12,5 Hz, 20 Hz und 27,5 Hz. (Tabelle 15)

Tabelle 15: Übersicht der Stimuli – Transiente Schwingungen

	Reiz 1	Reiz 2	Reiz 3	Reiz 4	Reiz 5
Frequenz	12,5 Hz	12,5 Hz	20,0 Hz	20,0 Hz	27,5 Hz
Peak-to-Peak	5 ms^{-2}	16 ms^{-2}	5 ms^{-2}	16 ms^{-2}	16 ms^{-2}

Die Versuche sind dem Versuchsdesign zu harmonischen Schwingungen aus Kapitel 4.2 angepasst, um einen Vergleich zu jenen Ergebnissen sowie eine Anwendbarkeit auf das Gesamtfahrzeug zu ermöglichen.

Der Peak-to-Peak-Wert stellt dabei die Auslenkung der Beschleunigung vom niedrigsten Wert bis zum höchsten Wert innerhalb einer Periode dar. Die Perioden- bzw. Schwingungsdauer ist die Zeitdauer einer vollständigen Schwingung und wird im Rahmen der Untersuchungsreihe als Frequenz angegeben. (Abbildung 33)

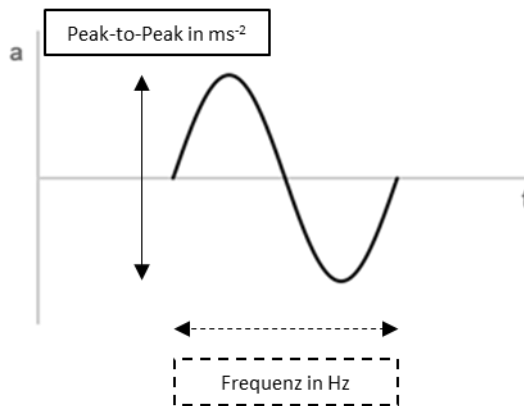


Abbildung 33: Ermittlung der Kenngrößen Peak-to-Peak und Frequenz am Beispiel eines Sinus-Impulses

4.3.1 Ergebnisse

Abbildung 34 zeigt die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen (Mediane) über den Amplitudenniveaus 16 ms^{-2} (Peak-to-Peak) und 5 ms^{-2} (Peak-

to-Peak) für die Impulsfrequenz³⁶ 12,5 Hz und 20 Hz von 14 Probanden. Die statistischen Kenngrößen sind in Tabelle 16 enthalten.

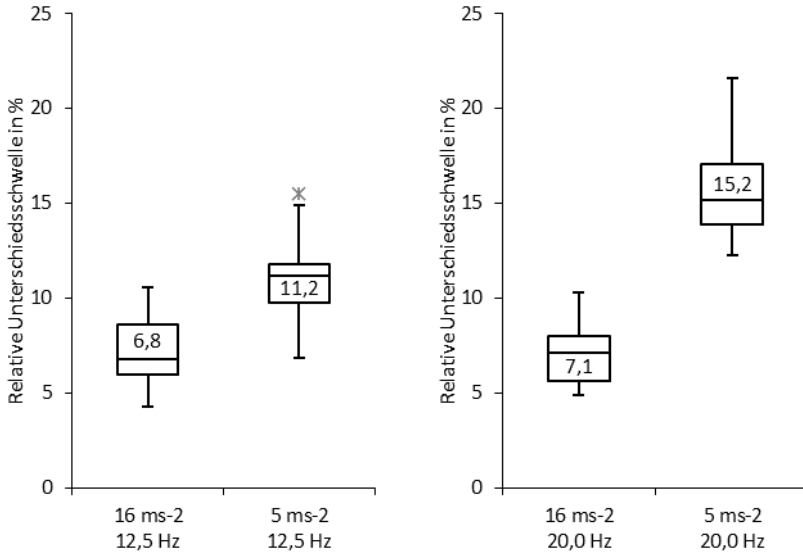


Abbildung 34: Relative Unterschiedsschwellen bei 12,5 Hz (links) und bei 20,0 Hz (rechts) - Einfluss der Amplitude

Bei einer Impulsfrequenz von 12,5 Hz (Tabelle 16) erhöht sich die relative Unterschiedsschwelle bei Verringerung des Amplitudenniveaus von 6,8 % (16 ms⁻²) auf 11,2 % (5 ms⁻²) signifikant ($p < 0,01$; Wilcoxon). Die aus dem Paarvergleich resultierende Effektstärke nach Cohen [71] ist $> 1,0$ und entspricht einem großen Effekt. Bei einer Impulsdauer von 20,0 Hz zeigt sich ein vergleichbares Ergebnis. Unter Verringerung der Amplitude erhöht sich die relative Unterschiedsschwelle signifikant von 7,1 % (16 ms⁻²) auf 15,2 % (5 ms⁻²).

³⁶ Aufgrund technischer Randbedingungen der Prüfumgebung können Sinus-Impulse mit einer Frequenz von 27,5 Hz nicht bei einem Amplitudenniveau von 5 ms⁻² abgebildet werden.

Die daraus resultierende Effektstärke ist mit $> 1,0$ nach Cohen [71] als *groß* einzustufen. Infolgedessen lässt sich ableiten, dass gerade wahrnehmbare Reizunterschiede für transiente Schwingungen eine Abhängigkeit der Amplitude aufweisen. Der Ansatz nach Weber ist für diese Spreizung in der Amplitude somit nicht geeignet.

Tabelle 16: Statistische Kennzahlen - Einfluss der Amplitude

Vergleich	Teststärke	Signifikanz	Effektgröße	Effekt
$16 \text{ ms}^{-2} \leftrightarrow 5 \text{ ms}^{-2}$		p	d	[71]
12,5 Hz	1,00	$< 0,01$	> 1	groß
20,0 Hz	1,00	$< 0,01$	> 1	groß

Inwieweit die Frequenz eines Impulses einen Einfluss auf gerade wahrnehmbare Reizunterschiede aufweist, zeigt Abbildung 35. Darin sind die relativen Unterschiedsschwellen über den Frequenzen 12,5 Hz, 20 Hz sowie 27,5 Hz für die Amplituden 5 ms^{-2} und 16 ms^{-2} dargestellt.

Bei einer Amplitude von 5 ms^{-2} zeigt die Variation der Impulsfrequenz von 12,5 Hz auf 20,0 Hz eine signifikante Erhöhung (siehe Tabelle 17) der relativen Unterschiedsschwelle von 11,2 % auf 15,2 %.

Erhöht sich der Grundreiz der Amplitude auf 16 ms^{-2} , so ergibt eine Änderung der Impulsfrequenz von 12,5 Hz über 20,0 Hz auf 27,5 Hz keinen signifikanten Einfluss auf den gerade wahrnehmbaren Unterschied (siehe Tabelle 17), der im Mittel mit 7,2 % über den untersuchten Stützstellen einzustufen ist.

Zusammengefasst zeigen die Vergleiche, dass bei einer Amplitude von 4 ms^{-2} ein Einfluss der Impulsfrequenz auf die gerade wahrnehmbaren Unterschiede zu beobachten ist. Bei einer Amplitude von 16 ms^{-2} (Peak-to-Peak) zeigen hingegen die Vergleiche, dass gerade wahrnehmbare Unterschiede nicht von der Impulsfrequenz abhängen. Daher ist der Ansatz nach Weber für dieses Amplitudenniveau geeignet.

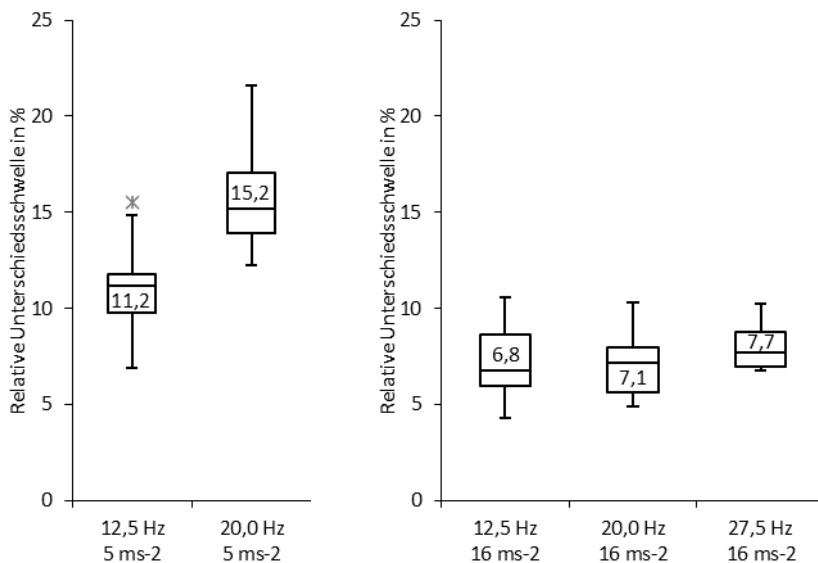


Abbildung 35: Relative Unterschiedsschwellen bei 5 ms⁻² (links) und bei 16 ms⁻² (rechts) - Einfluss der Frequenz

Tabelle 17: Statistische Kennzahlen - Einfluss der Frequenz

Vergleich	Teststärke	Signifikanz p	Effektgröße d	Effekt [71]
16 ms ⁻²				
12,5 Hz <-> 20,0 Hz	-	> 0,05	-	-
20,0 Hz <-> 27,5 Hz	-	> 0,05	-	-
12,5 Hz <-> 27,5 Hz	-	> 0,05	-	-
5 ms ⁻²				
12,5 Hz <-> 20,0 Hz	1,00	< 0,01	> 1	groß

4.3.2 Diskussion

Die Vergleiche in Tabelle 16 zeigen unabhängig von der Impulsfrequenz einen Einfluss der Amplitude auf den gerade wahrgenommenen Unterschied durch Absenkung eines Impulses mit einer Amplitude von 16 ms^{-2} auf 5 ms^{-2} . Dass für diese Randbedingungen der Ansatz nach Weber nicht geeignet ist, könnte daran liegen, dass die in den Vergleichen betrachteten Amplituden eine sehr große Spannweite vorweisen und sich dadurch außerhalb eines mittleren (Amplituden-)Anregungsniveaus befinden. Ein vergleichbares Ergebnis zeigen Untersuchungen für harmonische Schwingungen (Kapitel 4.2). Ferner stellt die Grundanregung von 5 ms^{-2} ein subjektiv³⁷ wahrgenommenes Niveau³⁸ von *gerade* bis *gut* spürbar dar, welches im Bereich der Wahrnehmungsschwelle liegt. Nach [55, 56, 57] ist hier ein anderer Bewertungsansatz anzuwenden als der Ansatz nach Weber.

Außerdem zeigen die Vergleiche bei Verringerung der Impulsdauer und bei einem konstanten subjektiv geringen Grundreiz eine signifikante Erhöhung der Unterschiedsschwelle.

Objektiv weisen die Vergleiche vergleichbare Peak-to-Peak-Werte des Beschleunigungssignals auf, subjektiv wird der Impuls mit der geringeren Impulsfrequenz (in diesem Beispiel 20 Hz) in Bezug auf seine empfundene³⁹ Stärke jedoch deutlich geringer wahrgenommen. Ein Effekt, der bei harmonischen Schwingungen bereits untersucht und in der VDI2057-1 [13] in Form von Gewichtungsfunktionen hinterlegt ist. Es ist daher zu vermuten, dass eine Erhöhung der Unterschiedsschwelle nicht aus einer Verringerung der Frequenz eines Impulses, sondern aus einer Verringerung der empfundenen Stärke eines Impulses resultiert.

³⁷ Rückmeldungen aus der Probandenstudie (Fragebogen und individuelle Gespräche).

³⁸ Ein Indiz dafür ist für diesen Grundreiz der beobachtete, im Vergleich zu dem höheren Grundreiz, größere Interquartilbereich.

³⁹ Rückmeldungen aus der Probandenstudie (Fragebogen und individuelle Gespräche).

Wird hingegen der Grundreiz auf einen subjektiv⁴⁰ spürbaren Impuls von *stark* bis *sehr stark* auf eine Grundanregung von 16 ms^{-2} erhöht, so ist keine Änderung der relativen Unterschiedsschwelle bei Verringerung der Impulsfrequenz zu beobachten (Tabelle 16). In diesen Vergleichen ist eine fallende empfundene Stärke der Impulse mit geringerer Dauer zu beobachten, jedoch bleibt die wahrgenommene Stärke der Impulse stets auf einem hohen Niveau. Der vorhandene hohe Grundreiz dominiert möglicherweise gegenüber der empfundenen Stärke der Impulse. Dies führt dazu, dass der Ansatz nach Weber für diese Randbedingungen zutreffend ist.

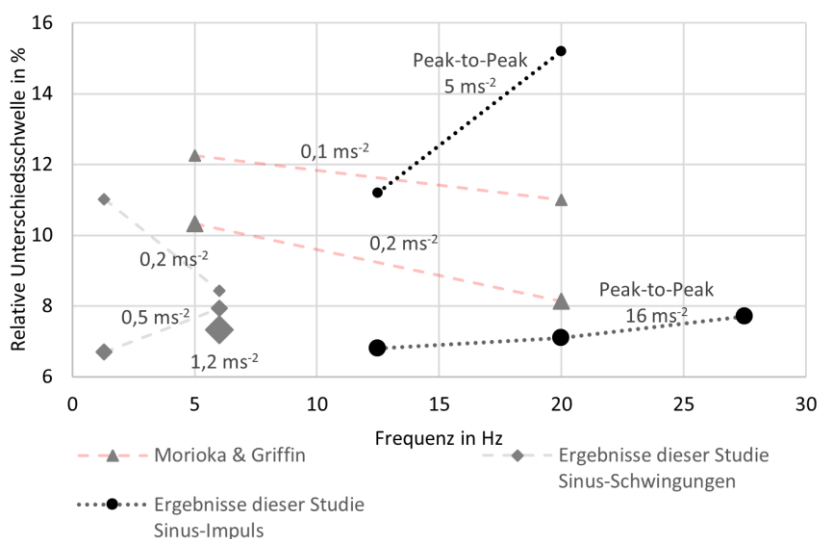


Abbildung 36: Ergebnisse ermittelter Unterschiedsschwellen dieser Studie (4.2.1 [11] und 4.3.1) und Morioka und Griffin [5] im Vergleich

⁴⁰ Rückmeldungen aus der Probandenstudie (Fragebogen und individuelle Gespräche).

Um ferner die Ergebnisse aus 4.3.1 in Bezug zu früheren Untersuchungen einordnen zu können, ist eine Gegenüberstellung der Ergebnisse zu vergleichbaren Untersuchungen derzeit nur zu Studien möglich, die ihre Ergebnisse auf Basis harmonischer oder stochastischer Schwingungen ermittelt haben. Abbildung 36 zeigt beispielhaft einen Vergleich der Ergebnisse in 4.2.1 sowie der Ergebnisse⁴¹ von Morioka und Griffin [5], die einen vergleichbaren untersuchten Frequenzbereich vorweisen.

Innerhalb der Studien von Morioka und Griffin [5] weisen die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen (auf Basis harmonischer Schwingungen) keine signifikante Abhängigkeit von Amplitude und Frequenz auf. Aus den Erkenntnissen lässt sich daher ableiten, dass der Ansatz nach Weber für diesen Frequenzbereich gültig ist.

Für stochastische Schwingungen (W_b -Gewichtung⁴²) ermitteln u. a. Mansfield und Griffin [4] Unterschiedsschwellen in Abhängigkeit unterschiedlicher Anregungsniveaus. Die Ergebnisse zeigen, dass die ermittelten relativen Unterschiedsschwellen (im Mittel 13 %) von Amplitude und Schwingungsverlauf unabhängig sind. Auf Basis dieser Erkenntnisse kann der Ansatz nach Weber ebenso für stochastische Schwingungen berücksichtigt werden.

Für transiente Schwingungen mit einem Peak-to-Peak-Wert von 16 ms^{-2} deuten die Ergebnisse in Kapitel 4.3.1 gleichfalls auf eine Gültigkeit des Ansatzes nach Weber hin. Wird die Stärke der Impulse auf einen Peak-to-Peak-Wert von 5 ms^{-2} reduziert, so weichen die relativen Unterschiedsschwellen über der Impulsfrequenz voneinander ab und der Ansatz nach Weber ist nicht geeignet beziehungsweise nur in Abhängigkeit der Amplitude zu berücksichtigen.

⁴¹ Ergebnisse von Forta et al. [12] sind aus Gründen der Übersicht nicht in Abbildung 36 dargestellt.

⁴² Die W_m -Gewichtung ist in der VDI2057 [13] als Nachfolge der W_b -Gewichtung gelistet und ist für eine unbestimmte Körperhaltung sowie für die Schwingungsrichtungen x, y und z bestimmt.

4.4 Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen

Für die Beschreibung gerade wahrnehmbarer Unterschiede ist der Ansatz nach Weber für harmonische Schwingungen mit der Frequenz 6 Hz für einen praxisrelevanten Einsatz im Fahrversuch näherungsweise vertretbar. Für harmonische Schwingungen mit der Frequenz 1,3 Hz ist der Ansatz nach Weber nicht geeignet beziehungsweise muss in Abhängigkeit der Amplitude ermittelt werden. Abbildung 37 zeigt die ermittelten absoluten Unterschiedsschwellen aufgetragen über deren Grundreiz für die Frequenzen 1,3 Hz und 6,0 Hz sowie daraus resultierende lineare Funktionen⁴³ $y_{n,m}$, die die Geradensteigungen aufweisen, die – unter der Annahme des Weberschen Ansatzes – für eine objektive Bewertung gerade wahrnehmbarer Unterschiede erforderlich wären. (4.4.1, 4.4.2)

Auf Basis der in Kapitel 4.2.1 ermittelten Unterschiedsschwellen kann bei einer 6 Hz-Schwingung das Verhältnis zwischen einem Reizunterschied und einem Grundreiz mit der Funktion $y_{1,1}$ (siehe Abbildung 37) beschrieben werden. Es resultiert eine relative Unterschiedsschwelle von 7,2 % für Schwingungen bei 6 Hz.

Bei 1,3 Hz ist eine Funktionsermittlung nach dem Ansatz nach Weber nicht bzw. nur in Abhängigkeit der Amplitude möglich. Es ergeben sich die Funktionen $y_{2,1}$ sowie $y_{2,2}$ (Abbildung 37) und die resultierenden relativen Unterschiedsschwellen korrespondieren mit den Ergebnissen in Kapitel 4.2.1.

⁴³ Durch den Ursprung verlaufende Funktion. Erforderliche Randbedingungen für den Ansatz nach Weber.

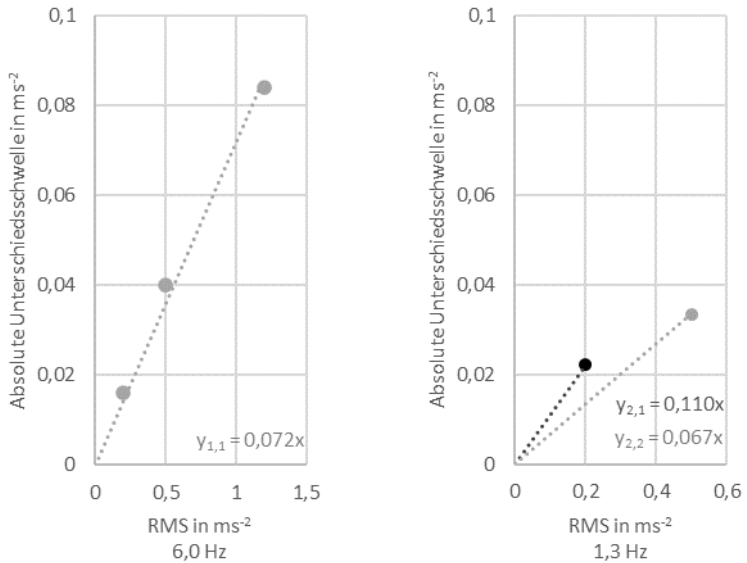


Abbildung 37: Absolute Unterschiedsschwellen in Abhängigkeit des Grundreizes (RMS, Sinus-Schwingung) bei 6,0 Hz (links) und bei 1,3 Hz (rechts)

Funktionsermittlungen nach dem Ansatz nach Weber für transiente Schwingungen müssen ebenso in Abhängigkeit des Amplitudenniveaus vorgenommen werden. Es ergeben sich die Funktionen $y_{3,1}$, $y_{3,2}$, $y_{4,1}$, $y_{4,2}$ und y_5 . Liegt jedoch ein Grundreiz von 16 ms^{-2} (Peak-to-Peak) vor, so kann eine Funktionsermittlung nach dem Ansatz nach Weber unabhängig von der Impulsfrequenz erfolgen. (Abbildung 38)

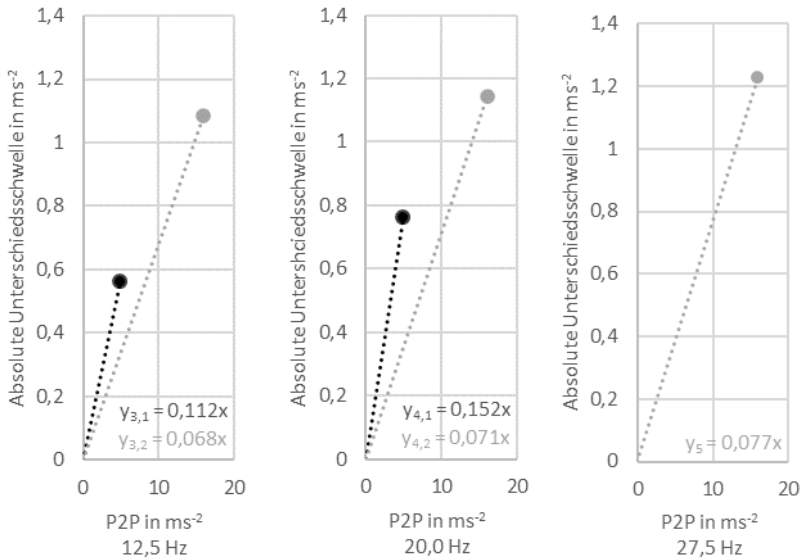


Abbildung 38: Absolute Unterschiedsschwellen für Impulse in Abhängigkeit des Grundreizes bei einer Frequenz von 12,5 Hz (links), 20,0 Hz (mitte) und 27,5 Hz (rechts)

4.4.1 Schlechtweganregung

Der folgende Anwendungsfall zeigt subjektive Experten-Bewertungen des vertikalen Aufbauschwingverhaltens (harmonische Schwingungen) von drei Fahrzeugen bei Überfahrt einer Schlechtweganregung.

Tabelle 18: Subjektive Bewertung des vertikalen Aufbauschwingverhaltens

Fahrzeug	Bewertungsindex
Referenzfahrzeug	Referenz
Vergleichsfahrzeug 1	- 0
Vergleichsfahrzeug 2	- 2

Vergleichsfahrzeug 1 weist subjektiv im Vergleich zu dem Referenzfahrzeug ein gleichwertiges Schwingungsverhalten auf. Vergleichsfahrzeug 2 wird hingegen mit zwei Bewertungsindexstufen⁴⁴ (-2) niedriger eingestuft als das Referenzfahrzeug (siehe Tabelle 18).

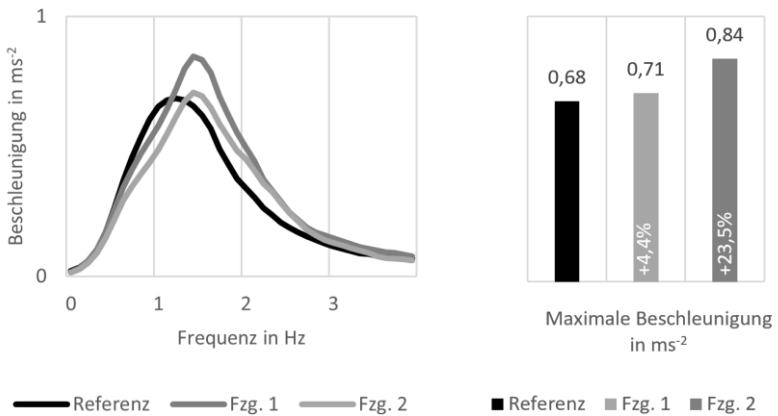


Abbildung 39: Vertikales Aufbauschwingverhalten verschiedener Fahrzeuge im Vergleich

Die objektive Auswertung der Daten (Abbildung 39) ergibt, dass das Referenzfahrzeug das geringste Beschleunigungsmaximum aufweist. Vergleichsfahrzeug 1 weist ein um 4,4 % höheres Maximum vor. Die für das vertikale Aufbauschwingverhalten gleichwertige subjektive Bewertung ist daher nachvollziehbar, da nach den Erkenntnissen aus Kapitel 4.2 der gemessene Unterschied unterhalb eines wahrnehmbaren Reizunterschiedes liegt. Vergleichsfahrzeug 2 weist ein um 23,5 % höheres Maximum als das Referenzfahrzeug vor. Unter Berücksichtigung des Ansatzes nach Weber sowie den Erkenntnissen aus Kapitel 44.2.1 sind über 3 gerade wahrnehmbare

⁴⁴ Subjektive Bewertungen mittels einer Skala zwischen 1 und 10 (bestmögliche Bewertung).

Reizunterschiede nötig, um von einem Amplitudenniveau des Referenzfahrzeuges auf ein Amplitudenniveau des Vergleichsfahrzeugs 2 zu kommen (siehe Formel 4-3). Da gerade wahrnehmbare Unterschiede üblicherweise Veränderungen der Bewertungsindizes von 0,5 herbeiführen, erscheint die für das Vergleichsfahrzeug 2 um zwei Bewertungsindexstufen geringere Bewertung plausibel.

$$a_{Referenz,Max} = \left(1 + \frac{JND}{100}\right)^n * a_{Vergleich,Max} \quad 4-3$$

$$\frac{a_{Referenz,Max}}{a_{Vergleich,Max}} = \left(1 + \frac{JND}{100}\right)^n$$

$$n = \ln\left(\frac{a_{Referenz,Max}}{a_{Vergleich,Max}}\right) / \ln\left(1 + \frac{JND}{100}\right)$$

Mit⁴⁵

$$JND = \frac{dy_{2,2}}{dx} * 100 = 6,7, \quad a_{Referenz,Max} = 0,68 \frac{m}{s^2},$$

$$a_{Vergleich,Max} = a_{Fzg.2,Max} = 0,84 \frac{m}{s^2}$$

folgt:

$$|n| = 3,3$$

⁴⁵ $y_{2,2}$ siehe Abbildung 37.

4.4.2 Kantenüberfahrt

Ein weiterer, unter anderem in der Fahrzeugentwicklung zu prüfender Lastfall stellt eine Kantenüberfahrt (transiente Anregung) dar. Experten bewerten dabei die komfortrelevanten Fahrzeug-Eigenschaften *Impuls* und *Abklingverhalten* (das Verhalten des Fahrzeuges nach der Anregung) für die Überfahrt der vorderen sowie der hinteren Räder separat. Der folgende Anwendungsfall zeigt resultierende Beschleunigung-Zeit-Verläufe bei Überfahrt einer fallenden Kante von 30 mm mit der hinteren Achse (Abbildung 40).

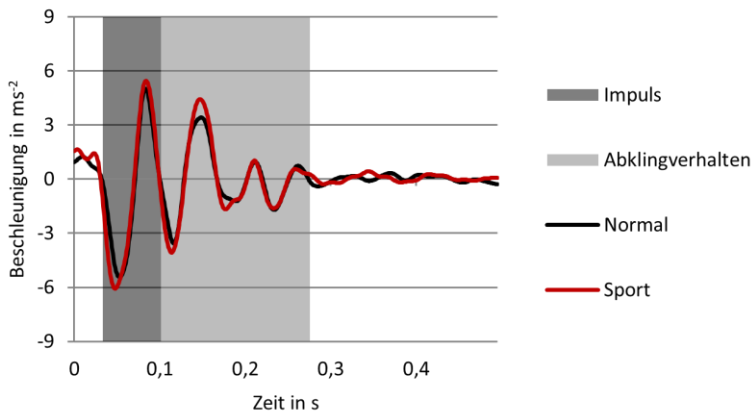


Abbildung 40: Resultierender Beschleunigung-Zeit-Verlauf (Fahrersitz, vertikal) bei einer 30 mm Kantenüberfahrt (fallend) mit der hinteren Achse für die Fahrwerkparametrierung *Normal* und *Sport*, nach [23]

In der Auslegung eines Fahrwerkes werden unterschiedliche Fahrwerkmodi fest parametriert. Somit können Kunden benutzerfreundlich den gewünschten Fahrwerkmodus nach Bedarf einstellen. Dabei muss jedoch gewährleistet sein, dass Änderungen am Fahrwerk auch subjektiv wahrgenommen werden.

Der Vergleich in Abbildung 40 zeigt das Resultat solch einer Parametrierung bei einem Sportwagen für den Fahrwerkmodus *Normal* (geringe Dämpfung) sowie für den Fahrwerkmodus *Sport* (hohe Dämpfung).

Objektive Analysen ermitteln anhand der Beschleunigung-Zeit-Verläufe die daraus resultierenden Peak-to-Peak-Werte als repräsentative physikalische Größen für die Wahrnehmung von Impulsen sowie das quadratische Mittel (RMS: Root Mean Square) innerhalb eines definierten nachfolgenden Zeitfensters, um den Reiz physikalisch zu beschreiben, der die Wahrnehmung des Abklingverhaltens auslöst (Tabelle 19).

Tabelle 19: Objektive Parameter für die Bewertung des *Impulses* sowie des *Abklingverhaltens* (relativer Vergleich) nach [23]

Fahrwerkmodus	<i>Normal</i>	<i>Sport</i>
Impuls: Peak-to-Peak	Referenz	+12,3 %
Abklingverhalten: RMS	Referenz	+ 5,9 %

Die objektive Auswertung der Messdaten zeigt einen um 12,3 % höheren Impuls für den Fahrwerkmodus Sport. Darüber hinaus steigt der objektive Parameter für die Fahrzeug-Eigenschaft Abklingverhalten um 5,9 % (Tabelle 19).

Die Erkenntnisse in Kapitel 4.3 zeigen für Sinus-Impulse mit einem Peak-to-Peak-Wert von 16 ms^{-2} , dass Unterschiede von größer als 7,2 % subjektiv bereits unterscheidbar sind. Der in Tabelle 19 dargestellte Vergleich mit einem Unterschied von + 12,3 % ist signifikant [23] und kann daher als subjektiv unterschiedlich eingestuft werden.

Innerhalb einer Probandenstudie zeigen subjektive Bewertungen, dass Probanden auf einer Intensitätsskala den Impuls in der Fahrwerkparametrierung *Normal* mit einer Intensität 2,5 (Median) und in der Fahrwerkparametrierung *Sport* mit einer Intensität 3,8 (Median) bewerten. Der direkte Vergleich ergibt eine signifikante Erhöhung der empfundenen Intensität (Abbildung 41).

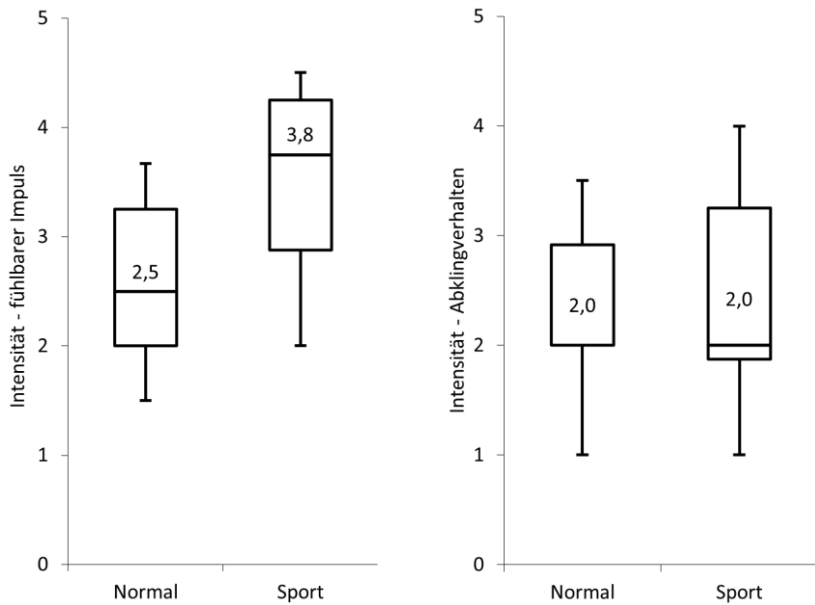


Abbildung 41: Subjektive Bewertungen⁴⁶ *Impuls* (links) und *Abklingverhalten* (rechts) im Fahrwerkmodus *Normal* und *Sport*, nach [23]

In Bezug auf das Abklingverhalten zeigt der direkte objektive Vergleich, dass eine Änderung der Amplitude von +5,9 % vorliegt (Tabelle 19). Die dazugehörigen subjektiven Bewertungen sind in Abbildung 41 dargestellt und die Ergebnisse zeigen, dass Probanden den direkten Vergleich als gleichwertig empfinden (keine Signifikanz [23]).

⁴⁶ Experten bewerten innerhalb einer Probandenstudie [23] den Impuls und das Abklingverhalten innerhalb einer Intensitätsskala von 0 *nicht spürbar* bis +5 *sehr stark spürbar* für die beiden Fahrwerkparametrierungen *Normal* und *Sport*.

5 Wirkung von Impulsen

Dieses Kapitel widmet sich der Wirkung und den subjektiv wahrgenommenen Merkmalen von Schwingungsimpulsen. In Kapitel 5.1 wird der Zusammenhang von der Empfindung zu einer physikalischen Beschreibung als zu prüfende These hergeleitet und nachfolgend im Rahmen einer Probandenstudie untersucht. Ableitend aus diesen Erkenntnissen wird in Kapitel 5.2 das wahrgenommene Merkmal *weich* und *hart* auf den Einfluss der Impulsfrequenz untersucht. Abschließend wird ein methodischer Bewertungsansatz abgeleitet, der anhand praxisrelevanter Untersuchungen in Hinblick auf die Aussagegüte zu prüfen ist. (Kapitel 5.3)

5.1 Impulsstärke

Aus den Untersuchungen in 4.3 geht hervor, dass bei einer Erhöhung der Impulsfrequenz die Wahrnehmung der empfundenen Stärke eines Impulses bei gleichbleibender Beschleunigungsamplitude (Peak-to-Peak-Wert) abnimmt. Diese Beobachtung zeigt, dass der Peak-to-Peak-Wert eines Beschleunigungssignals keine hinreichende Größe für die objektive Beschreibung von Impulsen hinsichtlich der empfundenen Stärke darstellt.

In Kapitel 1.1 wird bereits darauf hingewiesen, dass die Schwinggeschwindigkeit eine zielführende Größe für die empfundene Stärke eines Impulses darstellen kann. Der physikalische Zusammenhang zwischen einer Beschleunigung und Geschwindigkeit lässt sich für harmonische Schwingungen folgendermaßen beschreiben.

Ausgehend vom Ortsgesetz einer mechanischen Schwingung gilt:

$$s(t) = \hat{s} \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad 5-1$$

$$v(t) = \dot{s}(t) = \hat{s} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad 5-2$$

$$a(t) = \ddot{s}(t) = -\hat{s} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 5-3$$

und mit

$$|v_{max}| = \hat{s} \cdot \omega \quad \text{für } \hat{s} \geq 0, \quad 5-4$$

$$|a_{max}| = |-\hat{s} \cdot \omega^2| = \hat{s} \cdot \omega^2 \quad 5-5$$

gilt:

$$|v_{max}| = \frac{|a_{max}|}{\omega} = \frac{|a_{max}|}{2\pi f} = k \cdot \frac{1}{f} \cdot |a_{max}| \quad 5-6$$

mit $k = (2\pi)^{-1}$.

5.1.1 Methodik

Für die Untersuchung der Abhängigkeit von Beschleunigungsamplitude (Peak-to-Peak) und Impulsfrequenz werden Impulse mithilfe des in Kapitel 3.2 beschriebenen Fahrkomfort-Simulators präsentiert. Die Impulsfrequenz variiert in 4 Hz-Schritten von 10 Hz bis 26 Hz. Der Impuls mit einer Frequenz von 18 Hz und einer Beschleunigungsamplitude von 18 ms^{-2} (Peak-to-Peak-Wert) stellt den Referenzimpuls (Reiz 3, Tabelle 20) dieser Versuchreihe dar.

Tabelle 20: Übersicht der Stimuli – Impulstärke

	Reiz 1	Reiz 2	Reiz 3	Reiz 4	Reiz 5
Frequenz	10 Hz	14 Hz	18 Hz	22 Hz	26 Hz
Peak-to-Peak	↕	↕	18 ms^{-2}	↕	↕

Bei einem Paarvergleich variiert (↕) die Amplitude (Peak-to-Peak-Wert) des zu bewertenden Impulses (Reiz 1, Reiz 2, Reiz 4, Reiz 5) so lange, bis der Proband die Stärke beider Impulse als gleichwertig empfindet (Analogie Laut-„stärke“ bei einem Geräusch).

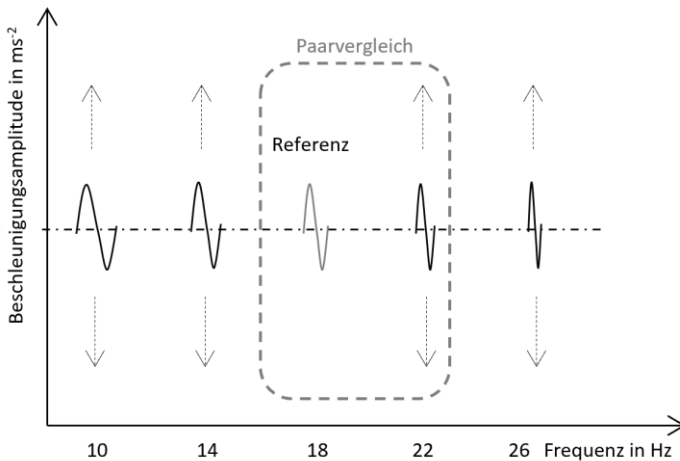


Abbildung 42: Versuchsdesign idealisiert – Stärkeempfinden von Impulsen in Abhängigkeit der Frequenz mit hervorgehobenen Paarvergleich zwischen Referenzimpuls bei 18 Hz und einem Testimpuls bei 22 Hz

Die Prozedur wird mit dem Grenzverfahren und einem Ja-/Nein-Frageparadigma durchgeführt (Tabelle 21). „J“ impliziert die Gleichwertigkeit beider Impulse und „N“ eine stärkere oder schwächere Empfindung des zu bewertenden Impulses (Abbildung 42). Das daraus resultierende Konvergenzniveau einer psychometrischen Funktion beläuft sich auf 50,0 % [52].

Für jeden Paarvergleich werden insgesamt acht Durchgänge (vier Hoch- und vier Runterläufe) durchgeführt. Nach den Durchläufen wird eine obere und untere Grenze sowie ein resultierender Schwellenwert (Mittelung aus oberer und unterer Grenze) ermittelt.

Während der Schwingungsdarbietung wird ein auf realer Fahrbahn aufgezeichnetes Akustiksignal über einen geschlossenen Kopfhörer (Sennheiser HD25) abgespielt (siehe Kapitel 3.2). Die Geräuscharbietung ist während des Versuchs unabhängig von der Schwingungsdarbietung.

Eine experimentelle Sitzung beinhaltet zwei Paarvergleiche mit einer Gesamtdauer von 45 min und einer dazwischenliegenden Pause von 5 min. Weiterhin wird darauf geachtet, dass die in Summe 10 Probanden⁴⁷ mental und körperlich fit sind und der Versuchsreihe aufmerksam folgen.

Tabelle 21: Beispielhafte und idealisierte Bestimmung eines Schwellenwertes mithilfe des Grenzverfahrens

Darbietung	1	2	3	4	5	6	7	8
Amplitude in ms ⁻²								
17,0		N		N		N		N
16,5		N	N	N		N		N
16,0	N	N	N	N	N	N	N	N
15,5	N	N	N	N	N	N	N	N
15,0	N	N	J	N	N	N	N	N
14,5	J	N	J	N	J	N	J	J
14,0	J	J	N	N	J	J	J	J
13,5	N	J	N	J	N	N	J	J
13,0	N	J	N	N	N	N	N	N
12,5	N	N	N	N	N	N	N	N
12,0	N	N	N	N	N		N	N
11,5	N	N	N		N		N	
11,0	N		N		N		N	
oberer Grenzwert	14,75	14,25	15,25	13,75	14,75	14,25	14,75	14,75
unterer Grenzwert	13,75	12,75	14,25	13,25	13,75	13,75	13,25	13,25

5.1.2 Ergebnisse und Fazit

Abbildung 43 zeigt die Ergebnisse, bei denen der zu bewertende Impuls bei Paarvergleichen mit Variation der Impulsdauer gleichwertig wie ein Referen-

⁴⁷ Experten, die mit subjektiven Beurteilungen im Bereich Fahrkomfort sehr erfahren sind.

Impuls empfunden wird (Impuls-Peak $\triangleq \frac{1}{2}P2P$). Die Ergebnisse der Hochläufe (\circ) sowie die Ergebnisse der Runterläufe (\bullet) sind für jeden Probanden einzeln ausgewertet. Die daraus resultierenden Trendlinien ergeben die obere bzw. untere Schwelle einer zu dem Referenzimpuls gleichwertigen Empfindung.

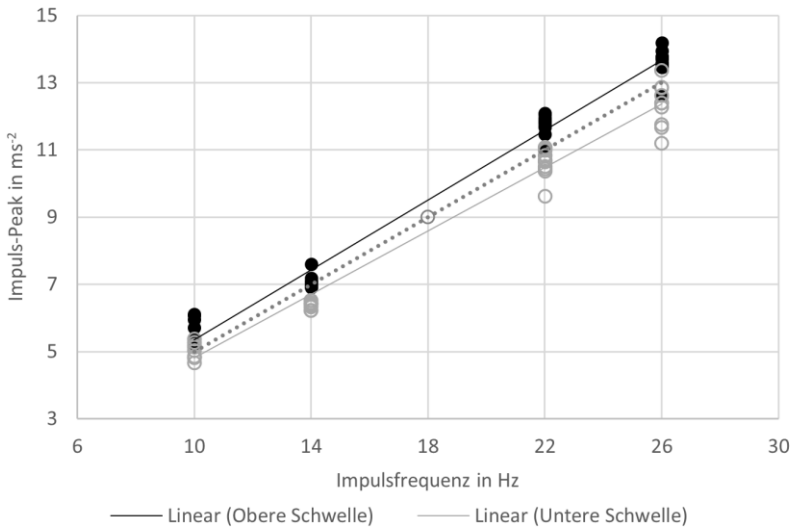


Abbildung 43: Impulse gleicher Empfindungsstärke aus Probandenstudie

Die resultierende Fläche innerhalb der Trendlinien zeigt den Bereich der Daten, in dem Impulse als *gleichwertig stark* empfunden werden. Die Annahme, dass die Impulsstärke-Empfindung proportional zu der Schwinggeschwindigkeit ist, ist zusätzlich in Abbildung 43 (---) dargestellt und befindet sich innerhalb dieser Trendlinien.

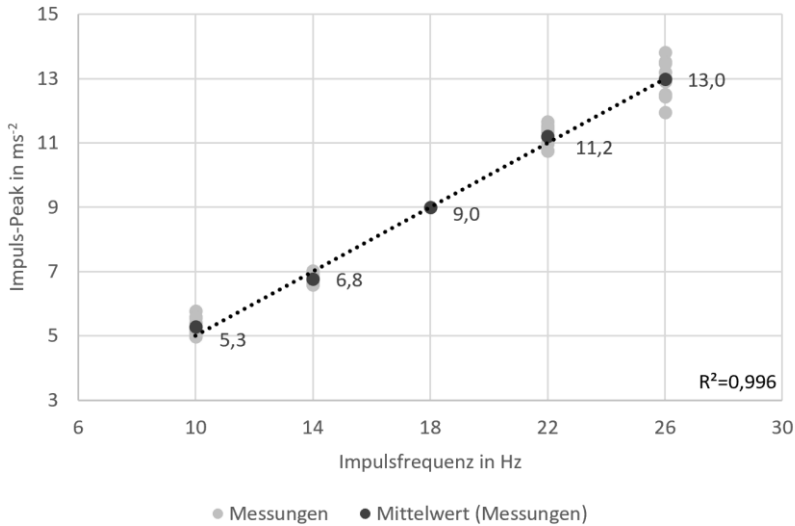


Abbildung 44: Verlauf gleicher Impulsstärke in Abhängigkeit von Amplitude (Impuls-Peak $\triangleq \frac{1}{2}P2P$) und Frequenz

Weiterführend sind die resultierenden⁴⁸ Schwellen einzelner Probanden (●) sowie gemittelte Schwellenwerte aller Probanden (●) für jede untersuchte Impulsdauer zusammengefasst⁴⁹ (Abbildung 44). Diese beschreiben in Abhängigkeit der Frequenz, eine zu dem Referenzimpuls als gleichwertig empfundene Impulsstärke. Eine mit Bezug zu der These durchgeführte Regressionsanalyse ergibt ein Bestimmtheitsmaß R^2 von 0,996, das nach Zöffel [69] mit der Korrelationsgüte „sehr hoch“ einzustufen ist. Die These, dass eine empfundene Impuls-Stärke proportional zu einer Schwinggeschwindigkeit ist, kann anhand der untersuchten Amplituden und Frequenzen gezeigt werden.

⁴⁸ Mittelung von oberer Schwelle und unterer Schwelle.

⁴⁹ Daten einzelner Probanden sind im Anhang B tabellarisch hinterlegt.

5.2 Impulshärte

Neben der Stärke von Impulsen (5.1) existieren zusätzlich unterschiedliche Merkmale wie die *Härte* oder die *Weichheit* eines Impulses.

Reiher und Meister [15] setzen die Impulshärte mit der physikalischen Größe der Impulsdauer gleich, wobei explizit von der Steilheit der Stoßfront gesprochen wird. Knauer [82] verwendet hingegen die Begrifflichkeit *Schlaghärte* in Zusammenhang mit der Amplitudenhöhe. Wie Schenk in [14] beschreibt, ist dazu eine einheitliche Terminologie und eine dazugehörige physikalische Beschreibung noch ausstehend.

Untersuchungen in 4.3 sowie 5.1 zeigen, dass vor allem die Frequenz eines Impulses einen wesentlichen Einfluss auf das Merkmal der Impulshärte nimmt. Dieser Zusammenhang zwischen der empfundenen Impulshärte und der Frequenz eines Impulses wird im Folgenden systematisch untersucht.

5.2.1 Methodik

Für die Untersuchung des Empfindungseindrucks Impulshärte werden in Summe neun unterschiedliche Impulse mit einer Frequenz zwischen 10 Hz und 26 Hz in Abständen von 2 Hz mithilfe des in Kapitel 3.2 beschriebenen Fahrkomfort-Simulators abgebildet (Tabelle 22). Der Eindruck der Impulsstärke (siehe Kapitel 5.2) wird dabei konstant gehalten, was zur Folge hat, dass mit geringerer Impulsdauer die Amplitude unter Beibehaltung der Fläche erhöht wird (siehe Anhang Abbildung A6).

Tabelle 22: Übersicht der Stimuli – Impulshärte

Sinus-Impuls	Reiz 1	Reiz 2	Reiz 3	Reiz 4	Reiz 5	Reiz 6	Reiz 7	Reiz 8	Reiz 9
Frequenz in Hz	10	12	14	16	18	20	22	24	26
Dauer in s	0,100	0,083	0,071	0,063	0,056	0,050	0,045	0,042	0,038
Impuls-Peak in ms^{-2}	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Für die Bewertung der Impulse kommt eine 7-stufige-Skala (-3 bis +3) zum Einsatz. Mit dem semantischen Differential *weich – hart* werden sehr weiche Impulse mit -3 und sehr hart empfundene Impulse mit +3 eingestuft. Die Bewertung 0 ist ebenfalls zulässig.

Jeder Impuls wird in 3 Versuchsblöcken insgesamt zwölf Mal präsentiert. Die abgegebenen Bewertungen werden für jede Impulsfrequenz und jeden Probanden durch Mittelung zusammengefasst und als repräsentativer Wert eingestuft.

Repräsentativer Einzahlwert =

$$\frac{\sum_{i=1}^{N=12} \text{Impuls}_{x,i}}{N} \quad 5-7$$

x: Impulsfrequenz

Vor jedem Versuchblock wird dem Probanden die maximale Wahrnehmungsspreizung (-3 = Impulsfrequenz 10 Hz, +3 = Impulsfrequenz 26 Hz) präsentiert. Als Resultat ist ein Verlauf einer Funktion, die den Einfluss von Impulsfrequenz (x-Koordinate) und den Empfindungseindruck der Impulshärte (y-Koordinate) näherungsweise beschreibt, zu erwarten.

Während der Schwingungsdarbietung wird ein auf realer Fahrbahn aufgezeichnetes Akustiksignal mithilfe eines geschlossenen Kopfhörers (Sennheiser HD25) abgespielt. Die Geräuscharbietung ist während des Versuchs unabhängig von der Schwingungsdarbietung.

Eine experimentelle Sitzung beinhaltet drei Versuchsblöcke mit einer Gesamtdauer von circa 30 min und einer jeweiligen dazwischenliegenden Pause

von 5 min. Weiterhin wird darauf geachtet, dass die in Summe 16 Probanden⁵⁰ mental und körperlich fit sind und aufmerksam der Versuchsreihe folgen. Die Präsentationsreihenfolge der Stimuli erfolgt randomisiert.

Für die statistische Auswertung der Daten wird der Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test herangezogen. Zur Kompensation der α -Fehler-Inflation wird der resultierende Signifikanzwert eines Paarvergleiches mittels der Bonferroni-Prozedur adjustiert, sodass dieser mit dem etablierten Signifikanzniveau von 0,05 konfrontiert werden kann. Für die Interpretation der Effektstärke wird der Ansatz nach Cohen [71] berücksichtigt.

5.2.2 Ergebnisse und Fazit

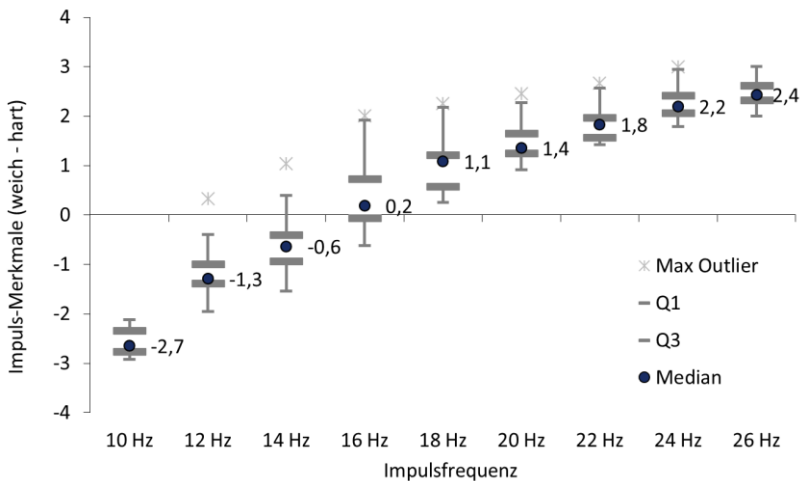


Abbildung 45: Subjektive Bewertungen der Impulshärte (-3 = weich, +3=hart), Personenbezogene Bewertung siehe Anhang B

⁵⁰ Experten, die mit subjektiven Beurteilungen im Bereich Fahrkomfort sehr erfahren sind.

Abbildung 45 zeigt die Ergebnisse der Empfindungseigenschaften *hart* beziehungsweise *weich* (Ordinate) in Abhängigkeit der untersuchten Stützstellen (Impulsfrequenz, Abszisse). Davon abgeleitet sind die statistischen Kennzahlen der jeweiligen Paarvergleiche in Tabelle 23 enthalten.

Tabelle 23: Statistische Kennzahlen - subjektive Bewertungen der Impulse

Nr.	Vergleich	Teststärke	Signifikanz	Effektgröße	Effekt [71]
			p	d	
1	10 Hz \rightleftharpoons 12 Hz	1,00	< 0,01	> 1,0	groß
2	12 Hz \rightleftharpoons 14 Hz	1,00	< 0,01	> 0,8	groß
3	14 Hz \rightleftharpoons 16 Hz	1,00	< 0,01	> 1,0	groß
4	16 Hz \rightleftharpoons 18 Hz	1,00	< 0,01	> 0,8	groß
5	18 Hz \rightleftharpoons 20 Hz	1,00	< 0,01	> 0,8	groß
6	20 Hz \rightleftharpoons 22 Hz	1,00	< 0,01	> 0,8	groß
7	22 Hz \rightleftharpoons 24 Hz	1,00	< 0,01	> 1,0	groß
8	24 Hz \rightleftharpoons 26 Hz	> 0,8	< 0,05	> 0,5	mittel

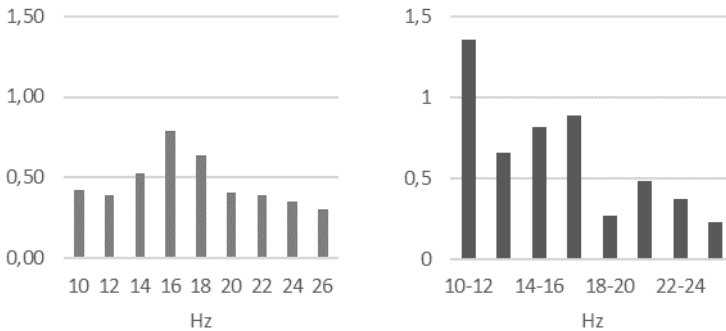


Abbildung 46: IQR der subjektiven Beurteilungen in Abhängigkeit der Impulsfrequenz (links) sowie resultierende Empfindungssprünge hinsichtlich der Merkmale weich bzw. hart (rechts)

Impulse im Bereich zwischen 10 Hz und 14 Hz werden tendenziell als *weich* empfunden, wohingegen Impulse ≥ 16 Hz subjektiv als *hart* empfunden werden. Ein Übergangsbereich ist dabei bei den Frequenzen zwischen 14 Hz (Median der Wahrnehmung entspricht -0,63) und 16 Hz (Median der Wahrnehmung entspricht +0,19) festzustellen, in denen der Interquartilabstand (IQR) zusätzlich sein Maximum aufweist (siehe Abbildung 46).

Um den Übergang der Empfindung *hart* beziehungsweise *weich* zu bestimmen, werden die in Abbildung 45 ermittelten Mediane der Impuls-Merkmale *hart* (+3) und *weich* (-3) über der Impulsdauer (mit $1/\text{Impulsfrequenz}$ in s) dargestellt (Abbildung 47).

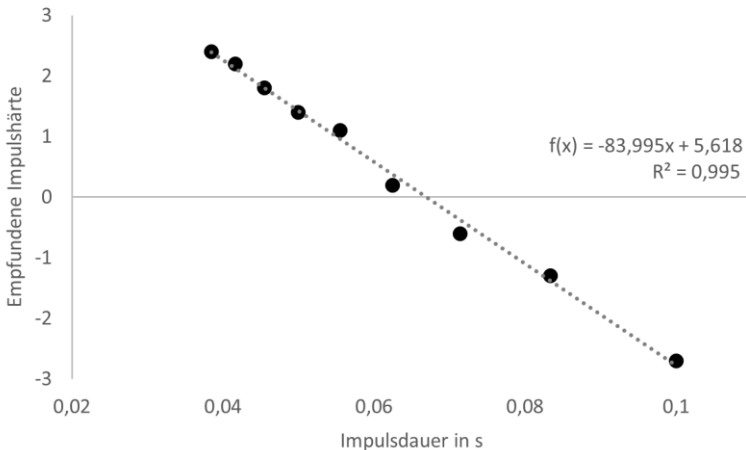


Abbildung 47: Übersicht empfundene Impulshärte (Mediane) über der Impulsdauer (-3=weich, +3=hart)

Anhand der dargestellten Ergebnisse in Abbildung 47 ergibt sich in guter Näherung eine lineare Funktion 5-8 mit einem Bestimmtheitsmaß R^2 von 0,995, das nach Zöffel [69] ebenso mit der Korrelationsgüte *sehr hoch* einzustufen ist.

$$f(x) = -83,995 * x + 5,618$$

5-8

Für $f(x) = 0$ folgt $x = 0,067$, welches die Impulsdauer in Sekunden am Übergang der Impuls-Merkmale *weich-hart* in dieser Betrachtung darstellt. Mit dem Kehrwert ergibt sich eine Impulsfrequenz ($f = 1/x$ Hz) von circa 15 Hz.

Die statistische Analyse der Daten zeigt weiterhin, dass sich die Empfindung *weich* zu *hart* mit steigender Frequenz (abnehmender Dauer) sich signifikant ändert ($p < 0,01$ bzw. $p < 0,05$, Tabelle 23). Hervorzuheben sind die subjektiven Empfindungssprünge mit $> 0,5$ bei Frequenz < 18 Hz (Abbildung 46). Dass die Empfindungsänderungen mit zunehmender Frequenz tendenziell geringer werden, kann auf die Unterschiede in der Impulsdauer zurückgeführt werden, die ebenso stets geringer werden (Abbildung 47). Da es offenbar einen linearen Zusammenhang zwischen der subjektiv wahrgenommenen Impulshärte und der Impulsdauer gibt, sind die wahrgenommenen Unterschiede zwischen benachbarten höheren Frequenzen geringer. Die statistische Analyse der Daten in Tabelle 23 (Vergleich Nr. 8) weist ebenso auf diesen Effekt hin.

5.3 Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen

Die Ergebnisse aus Kapitel 5.1 zeigen, dass die Schwinggeschwindigkeit für die Empfindungsstärke von Impulsen eine entscheidende Größe darstellt.

In Rahmen von Fahrversuchen wird vorwiegend auf Beschleunigungssensoren zurückgegriffen. Eine objektive Bewertung von Impulsen kann daher durch Integration dieser Beschleunigungssignale oder durch eine Gewichtung der Signale erfolgen.

Da primär Auswertungen von Beschleunigungssignalen etabliert sind und um weiterhin auf bereits vorhandene Ergebnisse zurückgreifen zu können, wird

im Rahmen dieser Arbeit der Ansatz einer numerischen Gewichtung von Beschleunigungssignalen und dadurch eine objektive Beschreibung der Impulsstärke berücksichtigt.

Voruntersuchungen [83] weisen darauf hin, dass Sinus-Impulse erst ab einer Frequenz von circa 10 Hz subjektiv als Impuls beschrieben werden. Folgender Ansatz berücksichtigt diesen Aspekt wie folgt:

$$\text{Faktor } w_{\text{Impuls}} = \frac{t_{\text{Impuls,Ist}}[\text{s}]}{t_{\text{Impuls,Ref}}[\text{s}]} \quad 5-9$$

Der Faktor w_{Impuls} wird aus dem Quotienten Dauer des zu bewertenden Impulses $t_{\text{Impuls,Ist}}[\text{s}]$ und der Dauer eines Referenz-Impulses von 10 Hz ($t_{\text{Impuls,Ref}} = 0,1 \text{ s}$) gebildet. Dabei ergeben sich folgende Faktoren für die in 5.1 untersuchten Impulsdauern.

Tabelle 24: Faktoren w_{Impuls} nach 5-9 in Abhängigkeit der Impulsfrequenz f und -dauer t

f in Hz	10	14	18	22	26
t in s	0,100	0,071	0,056	0,045	0,038
w_{Impuls}	1,000	0,714	0,556	0,455	0,385

Der entsprechende Ansatz für die objektive Bewertung der Impulsstärke basiert auf der Auswertung des Peak-to-Peak-Wertes (P2P) eines Sinus-Impulses (Beschleunigungssignal) und gewichtet diesen nun numerisch gemäß folgender Formel:

$$P2P_{w_{\text{Impuls}}} = P2P \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * w_{\text{Impuls}} \quad 5-10$$

$P2P_{w_i}$: gewichteter Peak-to-Peak-Wert

Die Untersuchungen in 5.2 zeigen einen linearen Zusammenhang⁵¹ zwischen der empfundenen Impulshärte und der Dauer der jeweiligen Impulse. Der daraus abgeleitete Übergang der Merkmale *weich* und *hart* liegt bei circa 15 Hz und die Merkmale können daher wie folgt kategorisiert werden:

Tabelle 25: Impuls-Merkmale in Abhängigkeit von der Impulsfrequenz für Stimuli aus Tabelle 22

Merkmal	Impulsfrequenz
<i>weich</i>	$f_{\text{Impuls}} < 15 \text{ Hz}$
<i>hart</i>	$f_{\text{Impuls}} > 15 \text{ Hz}$

Der folgende Anwendungsfall bewertet eine Überfahrt eines Fahrzeuges bei einer fallenden und darauffolgend steigenden 30 mm-Kante. Die Analyse erfolgt am Fahrersitz für die Vertikal- und Längsrichtung. Abbildung 48 zeigt resultierende Beschleunigung-Zeit-Verläufe im direkten Vergleich einer Überfahrt⁵² einer fallenden und steigenden 30 mm-Kante mit einem Gesamtfahrzeug.

Die subjektiven Bewertungen⁵³ (Fokus Vorderachse) zeigen bei Überfahrt der steigenden Kante eine intensivere Wahrnehmung der Impulsstärke, die sich in einer um 0,5 Indexstufen geringeren Bewertung widerspiegelt (Tabelle 26), als bei Überfahrt der fallenden Kante. Die Auswertung der objektiven Parameter zeigt eine Verringerung des Impulses um den Faktor 0,8 in vertikaler Richtung (Steigend Vorderachse). Die dominante Schwingung stellt jedoch der Impuls in Längsrichtung dar, der die Wahrnehmung der Impulsstärke erhöht und zugleich die subjektive Bewertung beeinflusst (-0,5 Bewertungsindestufen).

⁵¹ Basiert auf Untersuchungen mit Sinus-Impulsen mit einer Frequenz zwischen 10 Hz und 26 Hz.

⁵² Bei Überfahrt mit der vorderen und hinteren Achse.

⁵³ Bewertungsindex innerhalb einer Skala zwischen 1 und 10 (10 \triangleq bestmögliche Bewertung bzw. keine wahrnehmbare Ausprägung des Merkmals).

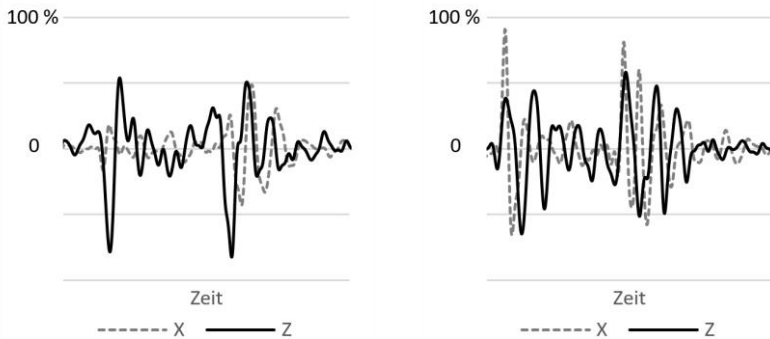


Abbildung 48: Resultierende Beschleunigung-Zeit-Verläufe (Fahrsitz-schiene, gefiltert) bei Überfahrt einer 30 mm fallenden Kante (links) und steigenden Kante (rechts) mit der vorderen (VA) sowie hinteren (HA) Achse

Weiterhin wird der Impuls bei einer Überfahrt der steigenden Kante *härter* empfunden als bei der fallenden Kante (Tabelle 26). Dieser Anstieg der Impulshärte kann voraussichtlich durch den Anstieg des Impulses (Steigend Vorderachse, Faktor 4,5) in Längsrichtung begründet werden, da jener Impuls eine Frequenz von 18 Hz vorweist und nach Erkenntnissen aus Kapitel 5.2 im Empfindungsbereich *hart* für Vertikalimpulse angesiedelt ist (Tabelle 26).

Tabelle 26: Objektive (nach 5-10) und subjektive Bewertungen der in Abbildung 48 dargestellten Beschleunigung-Zeit-Verläufe, Faktor = P2P-Verhältnis bei Überfahrt der steigenden und fallenden Kante

Kante	Fallend Vorderachse	Steigend Vorderachse
P2P _z (gewichtet nach 5-10)	Referenz	Faktor 0,8
Frequenz _z in Hz	circa 14	circa 13
P2P _x (gewichtet nach 5-10)	Referenz	Faktor 4,5
Frequenz _x in Hz	circa 18	circa 18
Bewertungsindex Impulshärte	Referenz	- 1,0
Bewertungsindex Impulsstärke	Referenz	- 0,5

Aus Gründen der Vergleichbarkeit sind Peak-to-Peak-Werte in Längsrichtung (P2P_x) im Rahmen dieser Betrachtung ebenso nach dem Ansatz nach 5-10 gewichtet. Die Gültigkeit dieser Annahme sollte jedoch in einer ergänzenden Studie untersucht werden.

Letztlich weist das Analysebeispiels darauf hin, dass im realen Fahrbetrieb bei transienten Lastfällen sowohl Impulse in vertikaler Richtung als auch in Längsrichtung einen Beitrag für das subjektive Empfinden liefern. Ergänzende Untersuchungen könnten daher ausgerichtet sein, die Wirkung von Längsimpulsen sowie die Überlagerung von Längs- und Vertikalimpulsen zu untersuchen.

6 Multisensorische Wahrnehmung

Dieses Kapitel zeigt Untersuchungen zum Einfluss tieffrequenter Ganzkörper-Schwingungen bei 1,3 Hz (6.1.2) und bei 6,0 Hz (6.1.3) auf die zeitgleiche Wahrnehmung harmonischer Schwingungen in einem Frequenzbereich bis 20 Hz. Im darauffolgenden Kapitel 6.2 wird der Einfluss fühlbarer sowie hörbarer Schwingungen und deren Interaktion im Kontext transienter Fahrbahnanregungen systematisch untersucht. Zuletzt wird durch die gewonnenen Erkenntnisse in Kapitel 6.3 ein methodischer Bewertungsansatz abgeleitet und anschließend in einer beispielhaften Anwendung berücksichtigt.

6.1 Harmonische Schwingungen

Objektive Analysen zum subjektiven Empfinden von Fahrkomfort deuten darauf hin (siehe 6.3) sowie Untersuchungen zu Maskierungseigenschaften von Ganzkörper-Schwingungen [21], [25] haben gezeigt, dass Schwingungen einen deutlichen maskierenden Einfluss auf Schwingungen in anliegenden Frequenzbereichen haben können. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird der Einfluss von Schwingungen des Fahrzeugaufbaus (typisch 1,3 Hz) sowie der Einfluss empfindlicher⁵⁴ Frequenzbereiche für Ganzkörper-Schwingungen (typisch 6 Hz) auf darüberliegende Frequenzen bis 20 Hz untersucht.

6.1.1 Methodik

Auf dem Fahrkomfort-Simulator (Kapitel 3.2) sind als Maskierer harmonische Schwingungen über den Sitz mit einer Schwingung von 1,3 Hz (typisch für

⁵⁴ ISO2631-1 [63].

Schwingungen des Fahrzeugaufbaus) sowie bei 6 Hz (typisch für die Fahrzeugeigenschaft *Kopieren*⁵⁵) mit Effektivwertniveaus von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ und $0,5 \text{ ms}^{-2}$ eingeblendet. Mit Hilfe des Grenzverfahrens werden sukzessive die Frequenzen 6 Hz, 13 Hz und 20 Hz zusätzlich ein- bzw. ausgeblendet.

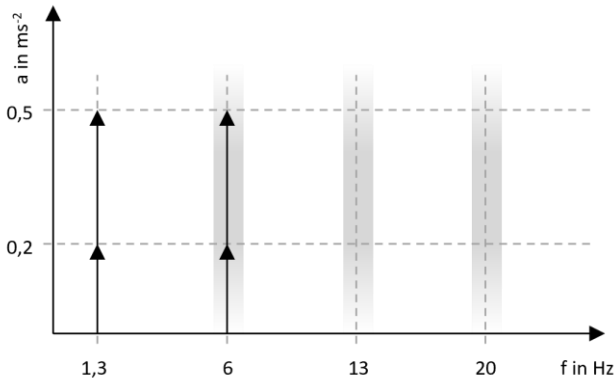


Abbildung 49: Versuchsdesign mit Maskierer (↑) und Testfrequenz (I)

Zur Ermittlung potentieller neuer Wahrnehmungsschwellen der Frequenzen 6 Hz, 13 Hz und 20 Hz werden bei vorhandener Schwingung (1,3 Hz oder 6 Hz) jeweils vier abwechselnd auf- und absteigende Reizserien dargeboten. In einer ersten Darbietung ist zu Beginn die Schwingung mit der Referenzfrequenz (Maskierer) und die zu identifizierende Schwingung (Testfrequenz) wahrnehmbar präsent. Die jeweilige Schwingung mit der Testfrequenz wird sukzessive reduziert, bis der Proband ausschließlich die angelegte Schwingung mit der Referenzfrequenz wahrnimmt (Umkehrpunkt U_i). In einer zweiten Darbietung ist dem Probanden zu Beginn nur die Schwingung der Referenzfrequenz präsent. Die jeweils zu identifizierende Schwingung mit der Test-

⁵⁵ Maß des Isolationsverhaltens oberhalb der Schwingungen des Fahrzeugaufbaus und mit einem Übergangsbereich unterhalb der Subsystemschwingungen (Achse oder Karosserie). Vorwiegend vertikale Schwingungen in einem Frequenzbereich zwischen 3 Hz und 10 Hz.

Frequenz wird nachfolgend sukzessive erhöht bis zu dem Zeitpunkt (Umkehrpunkt U_i), an dem der Proband eine zusätzliche Frequenz wahrnimmt. Die Prozedur gilt nach vier aufsteigenden und nach vier absteigenden Darbietungen als beendet (Tabelle 27). Die daraus resultierenden Übergänge werden wie folgt zu einem Mittelwert verrechnet:

$$\text{Resultierende Wahrnehmungsschwelle} = \frac{\sum_{i=1}^{N=8} U_i}{N} \quad 6-1$$

Das daraus resultierende Konvergenzniveau einer psychometrischen Funktion beläuft sich auf 50,0 % [52].

Tabelle 27: Beispielhafte und idealisierte Bestimmung einer Wahrnehmungsschwelle mithilfe des Grenzverfahrens

Darbietung	1	2	3	4	5	6	7	8
RMS in ms^{-2}								
...	+		+		+		+	
0,40	+		+		+		+	
0,35	+		+		+		+	
0,30	+		+	+	+	+	+	
0,25	-	+	+	-	-	-	+	+
0,20		-	-	-		-	-	-
0,15		-		-		-		-
...		-		-		-		-
Schwelle U_i	0,28	0,23	0,23	0,28	0,28	0,28	0,23	0,23

Während der Schwingungsdarbietung wird ein auf realer Fahrbahn aufgezeichnetes Akustiksignal mithilfe eines geschlossenen Kopfhörers (Sennheiser HD25) abgespielt. Die Geräuschdarbietung ist während des Versuchs unabhängig von der Schwingungsdarbietung.

Eine experimentelle Sitzung hat ein Zeitfenster von circa 45 min und beinhaltet eine dazwischenliegende Pause von 5 min. Es muss gewährleistet sein, dass die in Summe 14 Probanden mental sowie körperlich fit sind und aufmerksam der Versuchsreihe folgen.

Die statistische Auswertung der Daten erfolgt mittels dem Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test mit Kompensation der α -Fehler-Inflation. Die Interpretation der Effektstärke ist nach dem Ansatz nach Cohen [71] durchgeführt.

6.1.2 Einfluss tieffrequenter Schwingungen des Fahrzeugaufbaus

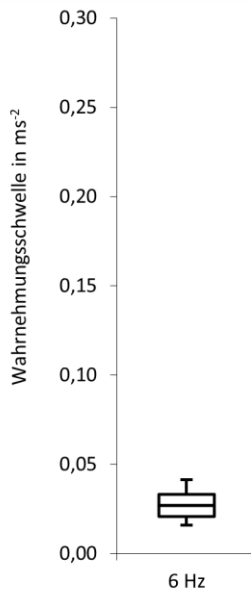


Abbildung 50: Detektierte 6 Hz - Schwingung bei vorhandenem Maskierer 1,3 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$, Schwellen einzelner Probanden siehe Anhang B

Abbildung 50 zeigt die resultierenden Wahrnehmungsschwellen von 14 Probanden bei einem vorhandenen Maskierer bei 1,3 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$ (RMS). Daraus abgeleitet resultiert eine Wahrnehmungsschwelle von $0,027 \text{ ms}^{-2}$ (Medianwert) mit einem IQR von $0,012 \text{ ms}^{-2}$ (Tabelle 28).

Tabelle 28: Resultierende Wahrnehmungsschwelle in ms^{-2} bei 6 Hz bei vorhandener Maskierer 1,3 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$

	Min.	Q_1	Median	Q_3	Max.	IQR
6 Hz	0,016	0,021	0,027	0,033	0,041	0,012

Die VDI-Richtlinie 2057-1 liefert Anhaltswerte für die subjektive Empfindung durchschnittlicher Probanden. Unter der Anmerkung, dass eine große inter-individuelle Variationsbreite besteht, wird als mittlere Wahrnehmungsschwelle für Ganzkörper-Schwingungen der Wert $0,015 \text{ ms}^{-2}$ orientierend hinterlegt. [13]

Dieser Orientierungswert von $0,015 \text{ ms}^{-2}$ liegt unter der im Rahmen der Untersuchung ermittelten Wahrnehmungsschwelle von $0,027 \text{ ms}^{-2}$, gleichwohl zeigen einzelne Probanden in Bezug zu VDI 2057-1 vergleichbare Wahrnehmungsschwellen von bis zu $0,016 \text{ ms}^{-2}$ (siehe *Min.*, Tabelle 28).

Studien von beispielsweise [84, 85, 86] (zusammengefasst in [6, 8]) ermitteln zusätzlich Wahrnehmungsschwellen in Abhängigkeit der Frequenz, welche ebenso oberhalb des in der VDI 2057-1 hinterlegten Orientierungswerts liegen. Der Literatur-Vergleich untereinander zeigt, dass die Werte nennenswerte Abweichungen aufweisen, die auch nach [84] vor allem auf unterschiedliche methodische Ansätze zurückgeführt werden können. Innerhalb dieser Varianz siedelt sich die im Rahmen dieser Untersuchungsreihe ermittelte Wahrnehmungsschwelle von $0,027 \text{ ms}^{-2}$ an. Vor diesem Hintergrund kann nicht eindeutig abgeleitet werden, dass eine Schwingung von $0,5 \text{ ms}^{-2}$ bei 1,3 Hz maskierend auf die Frequenz 6 Hz wirkt.

Weitere Untersuchungen mit Schwingungen reduzierter Amplitude von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ bei 1,3 Hz sowie Untersuchungen mit Testfrequenzen von 13 Hz und 20 Hz werden weiterführend nicht betrachtet, da sich nicht nur die ermittelten Schwellen in Abbildung 50 im Bereich der Wahrnehmungsschwelle (nach [13]) ansiedeln, sondern sich auch die Wahrnehmungsschwellen der

Testfrequenzen erwartungsgemäß zu höheren Frequenzen verringern. (siehe 6.1.3 bzw. [21, 25, 87])

6.1.3 Einfluss sensativer Ganzkörper-Schwingungen

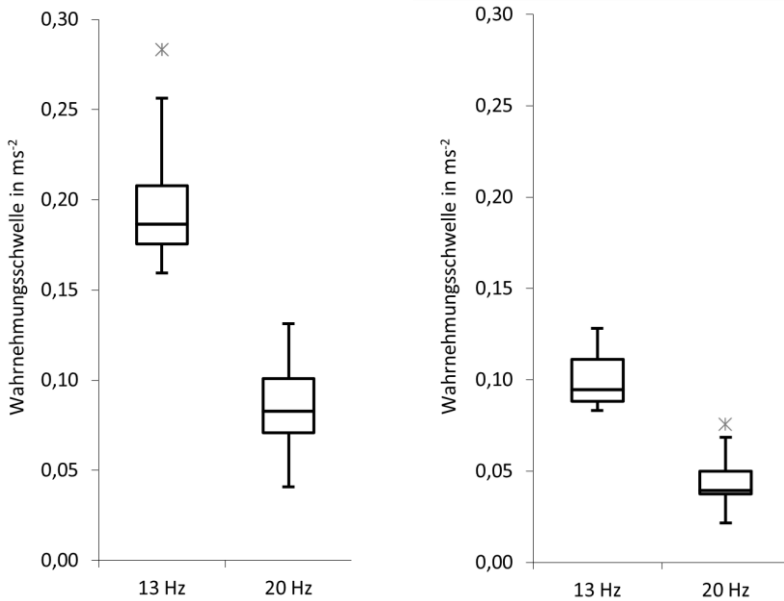


Abbildung 51: Resultierende Schwellen für 13 Hz und 20 Hz mit Maskierer 0,5 ms⁻² bei 6 Hz (links) und mit Maskierer 0,2 ms⁻² bei 6 Hz (rechts), Schwellen einzelner Probanden siehe Anhang B

Ermittelte Wahrnehmungsschwellen für die Frequenzen 13 Hz und 20 Hz bei vorhandenem Maskierer mit der Frequenz 6 Hz und einer Amplitude von 0,5 ms⁻² und 0,2 ms⁻² (Effektivwert) sind von 14 Probanden in Abbildung 51 dargestellt.

Tabelle 29: Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$

	Min.	Q_1	Median	Q_3	Max.	IQR
13 Hz	0,16	0,18	0,19	0,21	0,28	0,03
20 Hz	0,04	0,07	0,08	0,10	0,13	0,03

Tabelle 30: Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz - $0,2 \text{ ms}^{-2}$

	Min.	Q_1	Median	Q_3	Max.	IQR
13 Hz	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,02
20 Hz	0,02	0,04	0,04	0,05	0,08	0,01

Tabelle 31: Statistische Kennzahlen mit Maskierer bei 6 Hz

Vergleich	Effektivwert	Frequenz	Teststärke	Sgnifikanz p	Effektgröße d
1	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	13 Hz	> 0.8	< 0.01	> 1.0
	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	13 Hz			
2	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	20 Hz	> 0.8	< 0.01	> 1.0
	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	20 Hz			
3	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	13 Hz	> 0.8	< 0.01	> 1.0
	$0,2 \text{ ms}^{-2}$	20 Hz			
4	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	13 Hz	> 0.8	< 0.01	> 1.0
	$0,5 \text{ ms}^{-2}$	20 Hz			

Die ermittelte Wahrnehmungsschwelle für die Frequenz 13 Hz ergibt einen Wert von $0,19 \text{ ms}^{-2}$. Der sich aus der Streuung ergebende Inerquartilabstand beläuft sich auf $0,03 \text{ ms}^{-2}$ (siehe Tabelle 29). Für die Frequenz 20 Hz reduziert sich die resultierende Wahrnehmungsschwelle signifikant auf $0,08 \text{ ms}^{-2}$ (siehe Tabelle 29, Tabelle 31).

Wird der Maskierer bei 6 Hz auf einen Effektivwert von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ reduziert, so reduziert sich die resultierende Wahrnehmungsschwelle ebenso nennenswert auf $0,1 \text{ ms}^{-2}$ (IQR = $0,02 \text{ ms}^{-2}$) bei 13 Hz und auf $0,04 \text{ ms}^{-2}$ (IQR = $0,01 \text{ ms}^{-2}$) bei 20 Hz (Abbildung 51, Tabelle 30, Tabelle 31).

Angesichts dieser Ergebnisse kann abgeleitet werden, dass die resultierenden Wahrnehmungsschwellen bei den Frequenzen 13 Hz und 20 Hz mit vorhandenem Maskierer mit der Frequenz 6 Hz ansteigen. Nach den in der Norm 2057-1 [13] angegebenen subjektiven Wahrnehmungen sind für diese ermittelten Effektivwertniveaus Empfindungen wie *gut spürbar* ($> 0,02 \text{ ms}^{-2}$) oder sogar *stark spürbar* ($> 0,08 \text{ ms}^{-2}$) hinterlegt. Die Ergebnisse untermauern die These, dass Schwingungen im Frequenzbereich sensitiver Ganzkörper-Schwingungen einen maskierenden Einfluss auf die Wahrnehmung von Schwingungen aus höher liegenden Frequenzbereichen haben.

6.1.4 Diskussion

Die in Kapitel 6.1.2 und Kapitel 6.1.3 ermittelten Ergebnisse zeigen, dass vertikale Schwingungen im Frequenzbereich der Aufbaueigenschwingungen keine oder nur einen geringfügigen maskierenden Einfluss auf die Wahrnehmbarkeit von vertikalen Schwingungen aus höher liegenden Frequenzbereichen aufweisen. Vertikale Ganzkörper-Schwingungen zeigen hingegen bei 6 Hz einen deutlichen maskierenden Einfluss auf die Wahrnehmung von vertikalen Schwingungen bei 13 Hz und 20 Hz.

Grundsätzlich ist für eine Schwingungswahrnehmung an den Handflächen bekannt, dass die Reizung eines Sinneskanals (Mechanorezeptor) durch eine Frequenz einen maskierenden Einfluss auf eine weitere Frequenz haben kann [88]. Auch Untersuchungen von Morioka und Griffin [47] bestätigen diesen Effekt zusätzlich unter Berücksichtigung unterschiedlicher Mechanorezeptoren für die Schwingungswahrnehmung an Handflächen und Finger. Nach Gescheider et al. [46] gründen sich diese Effekte auf physiologischen Abläufen wie *probability summation*, *neural integration* oder *biodynamic responses*.

Erste Untersuchungen zu Maskierungseigenschaften in Bezug auf Ganzkörper-Schwingungen in Längsrichtung zeigen Morioka und Griffin in [87]. Ihre Annahmen zu den beobachteten Effekten gehen vor allem auf den Einfluss unterschiedlicher Wahrnehmungskanäle, wie die Mechanorezeptoren oder das vestibuläre System (Gleichgewichtsorgan), ein. Außerdem können unterschiedliche Anregungspunkte am Körper eines Probanden die Schwingungswahrnehmung bei unterschiedlichen Frequenzen beeinflussen. [87]

Der Aspekt der unterschiedlichen Anregungspunkte kann – zusätzlich zu den unterschiedlichen Wahrnehmungsschwellen sowie Kodierungseigenschaften der Mechanorezeptoren – den Einfluss einer vertikalen 6 Hz Ganzkörper-Schwingung auf die Wahrnehmung von vertikalen Schwingungen bei den Frequenzen 13 Hz und 20 Hz im Rahmen dieser Versuchreihe (6.1.3) erklären. Probanden nehmen die 6 Hz-Schwingung als globale Schwingung wahr, die am ganzen Körper zu spüren ist. Frequenzen von 13 Hz und 20 Hz werden hingegen als lokale Schwingung wahrgenommen⁵⁶, die eine Dominanz an der Einleitungsstelle zeigt. Durch den Effekt der *räumlichen Summierung* wird die 6 Hz-Schwingung an mehreren Körperstellen (Sensoren) wahrgenommen, so dass Schwingungen von 13 Hz oder 20 Hz nur durch eine deutliche Erhöhung der Anregungsamplitude wahrgenommen werden können.

Dass Frequenzen im Bereich der Aufbauschwingungen keine oder nur eine geringfügige Maskierung von Schwingungen bei 6 Hz zeigen (6.1.2), könnte auf den Aspekt unterschiedlicher Wahrnehmungskanäle zurückzuführen sein. Wie Valko et al. [51] zeigten, ist das vestibuläre System vor allem für Schwingungen bis 2 Hz (Translation in z) besonders sensitiv. Die Reizverarbeitung tieffrequenter Schwingungen des Fahrzeugaufbaus könnte daher dominant über das Gleichgewichtsorgan und höher liegende Frequenzbereiche über die Mechanorezeptoren wahrgenommen werden.

⁵⁶ Rückmeldungen aus der Probandenstudie.

6.2 Transiente Schwingungen

Dieses Kapitel⁵⁷ untersucht den Einfluss fühlbarer und hörbarer Schwingungen sowie deren Interaktion im Kontext transienter Fahrbahnanregungen. Die These aus 1.1, dass sowohl fühlbare als auch hörbare Schwingungen unter transienter Einwirkung gegenseitig keinen signifikanten Einfluss auf die subjektive Empfindung haben, soll im Folgenden überprüft werden.

6.2.1 Methodik

In der Fahrzeugentwicklung ist neben dem fühlbaren Schwingungseindruck die Geräuschkulisse ein entscheidender Aspekt für eine gesamtheitliche subjektive Fahrkomfortbewertung. Eine Anpassung beziehungsweise Verbesserung des akustischen Komforts erfolgt üblicherweise durch passive Ansätze wie die individuelle Auslegung der Fahrwerkparameter eines Fahrzeuges oder durch schallisolierende Maßnahmen, zum Beispiel durch den Einsatz von Dämmmaterialien. Aktive Ansätze zur Lärmkompensation (active noise cancellation) analysieren online die aktuelle Geräuschkulisse mithilfe von Mikrofonen oder unter Berücksichtigung von Hilfsgrößen wie der Fahrbahnbeschaffenheit, der Geschwindigkeit, der Motordrehzahl oder der Gaspedalstellung und kompensieren durch Antischall störende Geräuschanteile. [24]

Im Rahmen der Untersuchung wird ein Wiedergabesystem benutzt, welches mittels eines Laser-Sensors die Fahrbahnbeschaffenheit vorab analysiert und bei Bedarf aktiv die Geräuschkulisse im Fahrzeuginnenraum während einer Fahrt anpasst. Im konkreten Fall detektiert das System eine Kante (Fahrbahn-Höhenunterschied) und ermöglicht ein gewünschtes Fahrzeuginnenraumge-

⁵⁷ Teilergebnisse des vorliegenden Kapitels wurden vorveröffentlicht in [24]. Bereits vorveröffentlichte Inhalte werden auf den für das Verständnis des Zusammenhangs erforderlichen Umfang beschränkt.

räusch bei transientem Schwingungseintrag (Wiedergabe aus einer Geräuschdatenbank). Dadurch wird gewährleistet, dass eine definierte akustische Versuchsumgebung durch eine kontrollierte Wiedergabe von hörbaren Schwingungen vorhanden ist. Bei zusätzlich definierter Verstellbarkeit des Fahrwerkes können somit die beiden Wahrnehmungsmodalitäten *Fühlen* und *Hören* sowie deren Interaktion in realer Umgebung gemeinsam und differenziert untersucht werden. [24]



Abbildung 52: Schematischer Aufbau der Wiedergabeeinheit [24]

Ein Bestandteil der Wiedergabeeinheit (Abbildung 52) ist ein Sensor, der Informationen über die Fahrbahnbeschaffenheit direkt an eine zentrale Steuereinheit (control unit) liefert. Die Audio-Wiedergabe steuert eine Einheit, die Geräuschsignale in einer Datenbank enthält. Mithilfe eines Vorverstärkers erfolgt die Wiedergabe über In-ear-Ohrhörer (SE315 Shure Inc.), die eine hohe passive Isolation (bis zu 37 dB) aufweisen. In Kombination mit einem Gehörschutz (3M Optime II H520A, 3M Deutschland GmbH, Dämmwert 31 dB) werden sie bei der Versuchsdurchführung berücksichtigt. [24]

Eine potentielle Interaktion der fühlbaren und hörbaren Impulswahrnehmung kann bei Überfahrt eines transienten Ereignisses in einer realen Fahrzeugumgebung (Referenzfahrzeug Porsche 911 vom Typ 991) untersucht werden. Mithilfe der soeben beschriebenen Wiedergabeeinheit können hörbare Impulse mit einer Referenzlautstärke 1 und einer zur Referenz doppelt empfundenen Lautstärke 2 (zwischen 70 dB(A) und 80 dB(A)) bei Überfahrt (20 km/h \pm 1 km/h) einer fallenden Kante von 30 mm wiedergegeben werden. [24]

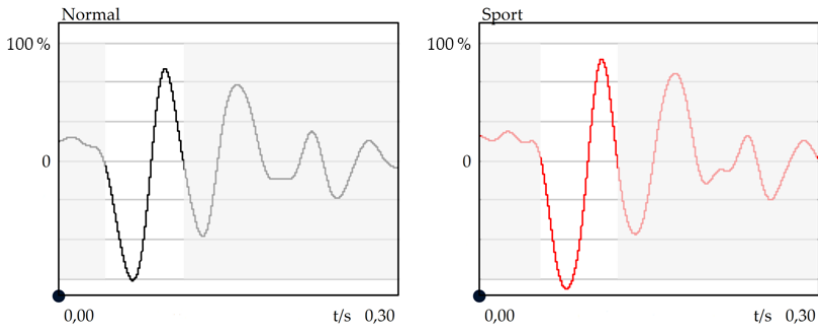


Abbildung 53: Resultierender vertikaler Beschleunigung-Zeit-Verlauf (Fahrsitz, gefiltert), Fahrwerkmodus *Normal* (links) und *Sport* (rechts) (nach [24])

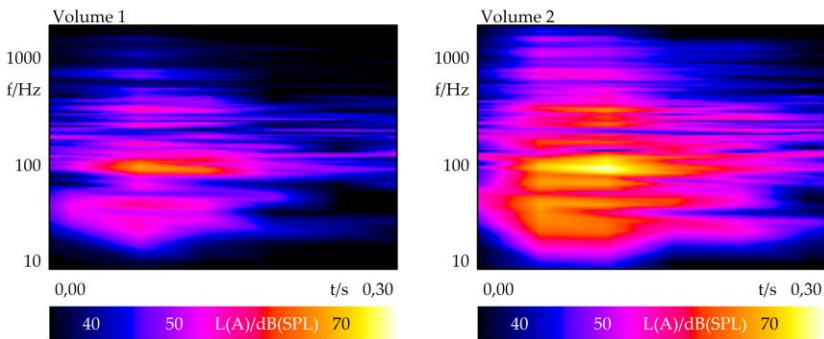


Abbildung 54: Resultierender Schalldruckpegel am Fahrerohr, Lautstärke 1 (links, Volume 1) und Lautstärke 2 (rechts, Volume 2) [24]

Fühlbare Impulse können durch die Fahrwerkeinstellungen *Normal* (geringe Dämpfung) und *Sport* (hohe Dämpfung) durch eine definierte Dämpferparametrierung (Porsche Active Suspension Management) variiert werden. Abbildung 53 zeigt die resultierenden Beschleunigungen (gefiltert) am Fahrsitz

in vertikaler Richtung für die jeweiligen Fahrwerkparametrierungen bei Überfahrt mit den hinteren Rädern [24]. Schwingungen in Längsrichtung werden dabei vernachlässigt, da sie bei der Überfahrt einer fallenden Kante kaum vorhanden sind.

Die objektive Auswertung zeigt einen um 12,5 % (SD < 4 %) erhöhten Impulseintrag (Peak-to-Peak-Wert) im Fahrwerkmodus *Sport*, der subjektiv bereits unterschieden⁵⁸ werden kann (siehe Tabelle 32).

Für die Variation der hörbaren Impulse können beispielsweise zwei Geräuschsignale (Abbildung 54) zur Verfügung gestellt werden. Ein Referenzsignal (Lautstärke 1) gibt eine für das Fahrzeug typische Geräuschkulisse bei Überfahrt einer fallenden Kante wieder. Ein weiteres Signal (Lautstärke 2) ist in Bezug auf den maximalen Lautstärkepegel so modifiziert, dass es subjektiv doppelt⁵⁹ so laut als das Referenzsignal empfunden wird (siehe Tabelle 33). [24]

Tabelle 32: Objektive Parameter fühlbarer Impuls [24]

Fühlbarer Impuls	Abbildung 53	Abbildung 53
Fahrwerkmodus	<i>Normal</i>	<i>Sport</i>
Peak-to-Peak	Referenz	+12,5 % (SD < 4 %)
Dauer	0,069 s (SD < 0,003 s)	0,069 s (SD < 0,003 s)

Tabelle 33: Objektive Parameter hörbarer Impuls [24]

Hörbarer Impuls	Abbildung 54	Abbildung 54
Lautstärke	1	2
Δ Lautstärkepegel ⁶⁰	Referenz	+9 dB
Dominante Frequenz	~100 Hz	~100 Hz

⁵⁸ Siehe Kapitel 4.3.

⁵⁹ Etwa 10 dB. Doppelte Lautheitsempfindung \triangleq dem doppelten Lautheitswert. Oberhalb eines Schalldruckpegels von 40 dB verdoppelt sich die Lautheit mit jeweils 10 dB Pegelanstieg.

⁶⁰ Level vs. Time, A-Weighting, Fast.

Die Untersuchungen umfassen zwei Versuchsblöcke und berücksichtigen 15 Probanden (Experten). Im ersten Block bewerten Probanden den fühlbaren Impulseintrag und in einem zweiten Block den hörbaren Impulseintrag unter Variation der fühl- und hörbaren Schwingungen. Die Bewertung erfolgt anhand einer absoluten Skala, die von 0 *nicht wahrnehmbar* bis 5 *sehr stark wahrnehmbar* reicht. Jeder Versuchsblock enthält vier Zustände und jeder Zustand wird zweimal präsentiert. Somit ergeben sich für die beiden Versuchsblöcke in Summe 16 zu bewertende Zustände für jeden Probanden. Die Untersuchung dauert einschließlich einer Trainingsfahrt circa 60 Minuten. Es werden stets zwei Versuchsblöcke hintereinander inklusive einer kurzen Pause von fünf Minuten durchgeführt. Weiterhin wird auch hier auf die mentale und körperliche Fitness der Probanden geachtet. Die Präsentationsreihenfolge der hör- und fühlbaren Stimuli erfolgt randomisiert. [24]

Die statistische Auswertung der Daten erfolgt mittels des Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Tests mit Kompensation der α -Fehler-Inflation. Die Interpretation der Effektstärke ist nach dem Ansatz nach Cohen [71] durchgeführt.

6.2.2 Einfluss hörbarer Schwingungen auf die Intensitätswahrnehmung fühlbarer Schwingungen

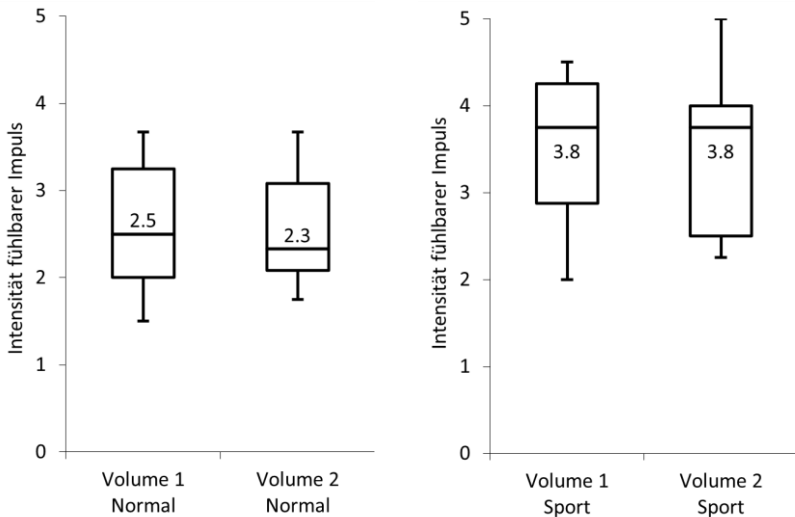


Abbildung 55: Subjektive Bewertung – Intensität fühlbarer Impulse im Fahrwerkmodus *Normal* (links) und *Sport* (rechts) [24]

In der Studie wird der Einfluss hörbarer Impulse auf die Intensitätswahrnehmung fühlbarer Impulse untersucht. Abbildung 55 zeigt die subjektiven Bewertungen im Fahrwerkmodus *Normal* sowie die subjektiven Bewertungen im Fahrwerkmodus *Sport* aufgetragen über die Varianten der Lautstärke 1 (Volume 1) und 2 (Volume 2). [24]

Die daraus abgeleiteten statistischen Kennzahlen sind in Tabelle 34 enthalten. Darin sind die Paarvergleiche hervorgehoben, die einen statistisch signifikanten Unterschied aufweisen. [24]

Tabelle 34: Statistische Kennzahlen - Einfluss hörbarer Schwingungen [24]

Nr.	Fahrwerk	Lautstärke	Teststärke	Sgnifikanz p	Effektgröße d	Effekt [71]
1	Normal Normal	1 2	< 0,8	> 0,05	-	-
2	Sport Sport	1 2	< 0,8	> 0,05	-	-
3	Normal Sport	1 1	> 0,8	< 0,01	> 1,0	groß
4	Normal Sport	1 2	> 0,8	< 0,01	> 1,0	groß
5	Normal Sport	2 1	> 0,8	< 0,01	> 1,0	groß
6	Normal Sport	2 2	> 0,8	< 0,05	> 1,0	groß

Bei Variation der Lautstärke (1 → 2) in der Fahrwerkparametrierung *Normal* unterscheiden sich die subjektiven Bewertungen in Bezug auf den fühlbaren Impuls nicht signifikant ($p > 0,05$, Vergleich 1 in Tabelle 34). In der Fahrwerkparametrierung *Sport* ist das Resultat gleichwertig. Bei Variation der Fahrwerkparametrierung von *Normal* auf *Sport* und unter Beibehaltung der Lautstärke (1 oder 2) unterscheiden sich hingegen die subjektiven Bewertungen in Bezug auf den fühlbaren Impuls signifikant ($p < 0,01$ bzw. $p < 0,05$, Vergleich 3 und 6 in Tabelle 34). Die daraus resultierenden Effektstärken nach Cohen [71] liegen bei $> 1,0$ und entsprechen einem großen Effekt. Werden sowohl die Fahrwerkparametrierungen als auch die Lautstärken variiert, so zeigen die subjektiven Bewertungen ebenso einen statistisch signifikanten Unterschied mit $p < 0,01$ (Vergleich 4 und 5 in Tabelle 34). Die daraus resultierenden Effektstärken liegen bei $> 1,0$ und entsprechen ebenso einem großen Effekt. [24]

Weiterhin sind die in Abbildung 55 dargestellten subjektiven Intensitätswahrnehmungen der fühlbaren Impulse in Anhang B für jeden Probanden hinterlegt und können für weiterführende statistische Untersuchungen berücksichtigt werden.

6.2.3 Einfluss fühlbarer Schwingungen auf die Lautheitswahrnehmung

Gegenstand der Untersuchung ist der Einfluss fühlbarer Impulse auf die Lautheitswahrnehmung von Impulsen.

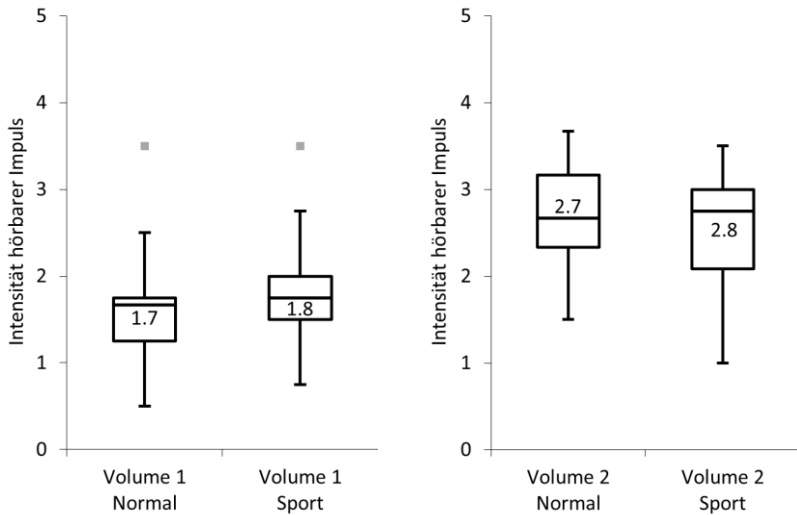


Abbildung 56: Intensität hörbarer Impulse für die Lautstärke 1 (links, Volume 1) und Lautstärke 2 (rechts, Volume 2) im Fahrwerkmodus *Normal* und *Sport* [24]

Abbildung 56 zeigt die subjektiven Bewertungen sowohl in der Fahrwerkparametrierung *Normal* als auch *Sport* aufgetragen über die Varianten der Lautstärke 1 und 2. Die daraus abgeleiteten statistischen Kennzahlen sind in Tabelle 35 enthalten. Darin hervorgehoben sind die Paarvergleiche, die einen statistisch signifikanten Unterschied aufweisen. [24]

Tabelle 35: Statistische Kennzahlen - Einfluss fühlbarer Schwingungen [24]

Nr.	Fahrwerk	Lautstärke	Teststärke	Sgnifikanz p	Effektgröße d	Effekt [71]
1	Normal Sport	1 1	< 0.8	> 0.05	-	-
2	Normal Sport	2 2	< 0.8	> 0.05	-	-
3	Normal Normal	1 2	> 0.8	< 0.05	> 1.0	groß
4	Normal Sport	1 2	> 0.8	< 0.01	> 1.0	groß
5	Normal Sport	2 1	> 0.8	< 0.05	> 1.0	groß
6	Sport Sport	1 2	> 0.8	< 0.05	> 0.8	groß

Bei Variation der Fahrwerkparametrierung (*Normal* ↔ *Sport*) und unter Beibehaltung der Lautstärke (1 oder 2) unterscheiden sich die subjektiven Bewertungen in Bezug auf den hörbaren Impuls mit $p > 0,05$ nicht signifikant (Vergleich 1 und 2 in Tabelle 35). Variiert hingegen nur die Lautstärke (1 ↔ 2) und wird die jeweilige Fahrwerkparametrierung in *Normal* oder *Sport* konstant gehalten, so sind die subjektiven Bewertungen signifikant unterschiedlich (Vergleich 3 und 6 in Tabelle 35). Die daraus resultierenden Effektstärken nach Cohen [71] liegen bei $> 1,0$ bzw. $> 0,8$ und entsprechen einem großen Effekt. Werden beide Wahrnehmungsmodalitäten variiert, so sind die subjektiven Bewertungen mit $p < 0,01$ (Vergleich 4 in Tabelle 35) und $p < 0,05$ (Vergleich 5 in Tabelle 35) ebenso statistisch signifikant unterschiedlich. Die daraus resultierenden Effektstärken nach Cohen [71] liegen bei $> 1,0$ und entsprechen einem großen Effekt. [24]

Ferner sind die subjektiven Intensitätswahrnehmungen aus Abbildung 56 in Anhang B für jeden Probanden hinterlegt und können für weiterführende statistische Untersuchungen berücksichtigt werden.

6.2.4 Diskussion

Der Einfluss der Lautstärke auf die fühlbare Wahrnehmung eines Impulses wird in Kapitel 6.2.2 für zwei Amplitudenniveaus untersucht (Fahrwerkeinstellung *Normal* und *Sport*). Die Ergebnisse zeigen, dass die subjektiven Bewertungen von Experten keinen signifikanten Unterschied in Bezug auf die Variation der Lautstärke aufweisen (Tabelle 34, Vergleich 1 und 2). Die Bewertungen des fühlbaren Impulses sind somit unabhängig von der Lautstärke eines Impulses. Diese Ergebnisse stehen daher im Einklang mit den Untersuchungen in [17]. [24]

Weiterhin zeigen die Untersuchungen, dass eine Änderung der Amplitude (Peak-to-Peak, Tabelle 32) von 12,5 % oberhalb der ermittelten Unterschiedsschwellen in 4.3 ($JND_{\text{Impuls}} = 7,2 \%$) liegt und subjektiv bereits unterschieden werden kann.

Der Einfluss fühlbarer Schwingungen auf die Bewertung hörbarer Impulse wird für zwei Lautstärkeniveaus in 6.2.3 untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die subjektiven Bewertungen keinen signifikanten Unterschied in Bezug auf die Variation des Amplitudenniveaus (Fahrwerkeinstellung *Normal* und *Sport*) aufweisen (Tabelle 35, Vergleich 1 und 2). Die Bewertung eines hörbaren Impulses ist daher ebenso unabhängig von der Intensität eines fühlbaren Impulses. Darüber hinaus bestätigen die Ergebnisse, dass eine Verdopplung der Lautstärke von den Probanden ebenso unterschieden werden kann (Tabelle 35, Vergleiche 3 - 6). (nach [24])

Die Untersuchungen dieser Studie zeigen für die beschriebene Untersuchungsrandbedingungen, dass sowohl fühlbare als auch hörbare Schwingungen unter transientser Einwirkung gegenseitig keinen signifikanten Einfluss auf die subjektive Bewertung von Experten haben. Experten sind daher in der Lage, eine in Bezug auf die Wahrnehmungsmodalität differenzierte beziehungsweise unbeeinflusste Bewertung im Kontext transientser Fahrbahnanregungen abzugeben. (nach [24])

Merchel et al. [22] untersuchen den Einfluss sinusförmiger Ganzkörper-Schwingungen auf die Lautheitswahrnehmung sowie den Einfluss akustischer Stimuli auf die Intensitätswahrnehmung von sinusförmigen Ganzkörper-Schwingungen. Die Ergebnisse zeigen den Trend⁶¹, dass ein akustischer Stimulus lauter wahrgenommen wird, sofern gleichzeitig ein vibratorischer Stimulus gleicher Frequenz vorliegt. Im Mittel wird in den Untersuchungen ein Testton um 1 dB niedriger eingestellt als ein Referenzton, wobei dies im Bereich eines gerade wahrnehmbaren Unterschiedes liegt. Darüber hinaus zeigt eine weitere Untersuchung den Trend, dass ein fühlbarer Stimulus mit akustischem Ton in Bezug auf die Beschleunigungsamplitude geringer eingestellt wird als ein fühlbarer Stimulus ohne akustischen Ton. Vor allem bei den Frequenzen 10 Hz und 20 Hz ist eine Reduktion der fühlbaren Amplitude um 1 dB (12 %) bzw. 1,5 dB (19 %), was oberhalb des gerade wahrnehmbaren Unterschiedes von Sinus-Schwingungen liegt [5], zu beobachten. Nach [22] deuten die beschriebenen Effekte auf eine Interaktion auditiver und taktiler Stimuli hin. Sie stützen weiterhin die Vermutung, dass unterschiedliche Wahrnehmungskanäle für die Frequenzselektivität von Bedeutung sind. Eine vorhandene Interaktion auditiver und taktiler Stimuli kann daher auf Reize mit gleicher Frequenz zurückzuführen sein. Bei transienten Anregungen (wie bei der Überfahrt einer Kante) weisen auditive Stimuli im Vergleich zu taktilen Stimuli signifikant unterschiedliche Frequenzbereiche auf (siehe Tabelle 32). Für diesen Lastfall könnte daher eine nicht beobachtete Interaktion von fühlbaren und hörbaren Schwingungen begründet werden. [24]

Weitere Indizien für die soeben beschriebene These liefern die Untersuchungen von Stamm et al. [21], in denen der Einfluss schmalbandiger, akustischer Rauschsignale auf eine potentielle Verschiebung der Fühlschwelle von Sinus-Schwingungen in einem Frequenzband zwischen 15,75 Hz und 300 Hz untersucht wird. Die Ergebnisse zeigen die größte Verschiebung der Fühlschwelle

⁶¹ Innerhalb der Studie [22].

an den Maskierer-Mittenfrequenzen⁶² (31,5 Hz, 63 Hz, 160 Hz) des entsprechenden akustischen Schmalbandrauschens. Je tiefer die Mittenfrequenz ist, desto breitbandiger ist der beobachtete Maskierungseffekt. Liegt hingegen ein akustisches Schmalbandrauschen mit einer Mittenfrequenz von 160 Hz vor, so ist keine Verschiebung der Föhlschwelle bei 15,75 Hz zu beobachten. [24]

Die im Rahmen dieser Untersuchung dargebotenen akustischen Reize (Abbildung 54) sind den jeweiligen Probanden durch eine kontrollierte Wiedergabe über In-ear-Ohrhörer präsentiert worden. Die Tatsache, dass die Ergebnisse dieser Studie keinen signifikanten Einfluss hinsichtlich der Interaktion von Geräuschen und Vibrationen auf die subjektive Empfindung zeigen, könnte auch durch eine eingeschränkte Wiedergabequalität der Luftschallanregung unterhalb von 100 Hz erklärt werden.

Untersuchungen mit höherwertigen Kopfhörern zeigen, dass die gehörrichtigen Wiedergabequalität beispielhaft für ein Fahrzeuginnengeräusch in einem Frequenzbereich unterhalb von 100 Hz deutlich eingeschränkt ist. Abweichungen der Frequenzgänge von bis zu -15 dB wurden dabei beobachtet. [89]

Für die Wiedergabe der Innengeräusche mit Kopfhörern kann daher unterstützend die Wiedergabe der tieffrequenten Luftschallanteile mittels eines Subwoofers erfolgen. Dabei sollten kalibrierte Kopfhörer mit hochpassgefilterten Signalen ab 150 Hz eingesetzt werden. [33]

Alternativ könnte die Wiedergabe direkt über die im Fahrzeug vorhandene oder über eine modifizierte Sound-Anlage erfolgen. Dies hätte den Vorteil, dass der Fahrzeuginsasse sich in eine alltägliche Umgebungsrandbedingung befindet, allerdings bleibt die Wiedergabequalität über kalibrierte Kopfhörer genauer [33].

⁶² Schmalbandige Rauschsignale mit einer Bandbreite von 25 Hz.

6.3 Methodischer Bewertungsansatz und Anwendungen

Die Untersuchungen in Kapitel 6.2 zeigen für die beschriebenen Untersuchungsrandbedingungen, dass sowohl fühlbare als auch hörbare Schwingungen gegenseitig bei transienter Anregung keinen signifikanten Einfluss auf die subjektive Bewertung von Experten haben. Die Experten sind daher in der Lage, eine in Bezug auf die Wahrnehmungsmodalität unbeeinflusste Bewertung im Kontext transienter Fahrbananregungen abzugeben. [24]

Nach breiter Absicherung könnten objektive Analyseverfahren zukünftig daran ausgerichtet werden, dass fühlbare Schwingungen (Körperschall) und hörbare Schwingungen (Luftschall) im transienten Lastfall unabhängig voneinander analysiert und bewertet werden. Für die Bewertung der jeweiligen Wahrnehmungsmodalen kann auf bekannte Größen technisch anerkannter Regelwerke sowie in Erweiterung auf die Erkenntnisse in Kapitel 4.4 und Kapitel 5.3 verwiesen werden.

Dieser Effekt beruht vermutlich vor allem darauf, dass die untersuchten herausgehobenen Schwingungen sich aufgrund eines ausreichend großen Frequenzabstands nicht gegenseitigen beeinflussen. Sind Frequenzen für fühlbare sowie hörbare Schwingungen gleich oder in naher Umgebung, so beeinflussen sie sich gegenseitig. [22, 21, 90]

Weiterführend zeigen die Untersuchungen in 6.1, dass fühlbare Schwingungen bei 6 Hz die Empfindung fühlbarer Schwingungen bei 13 Hz sowie 20 Hz beeinflussen. Folgende Funktion beschreibt die Änderung der Wahrnehmungsschwelle im Bereich zwischen 13 Hz und 20 Hz in Abhängigkeit der Maskierungsamplitude einer 6 Hz-Schwingung unter Berücksichtigung eines linearen Ansatzes.

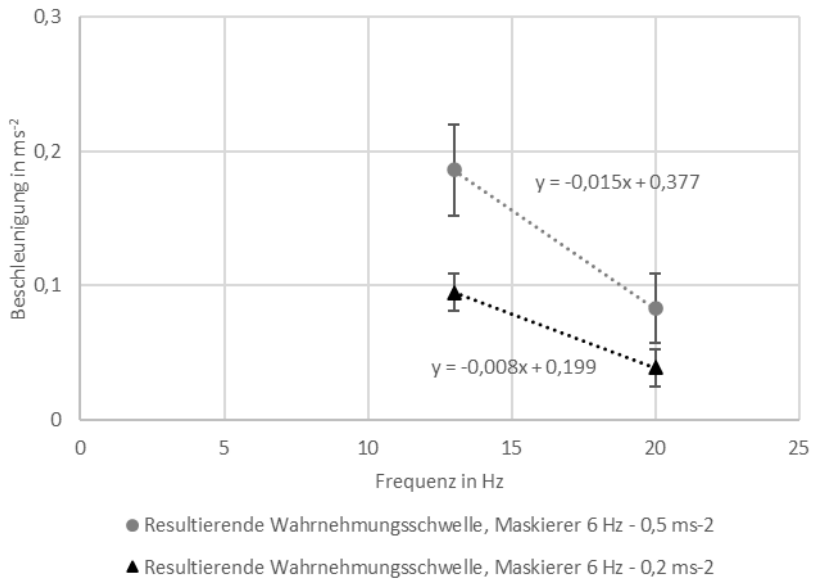


Abbildung 57: Ermittelte Wahrnehmungsschwellen (Median-Werte aus Tabelle 29 und Tabelle 30 mit dazugehörigen Standardabweichungen) für vertikale Ganzkörper-Schwingungen bei einem Maskierer von 6 Hz und einer Grundanregung von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ sowie $0,5 \text{ ms}^{-2}$

Die Geradengleichungen (Abbildung 57) unterscheiden sich sowohl in der Steigung als auch in der jeweiligen Konstante. Resultierend ergeben sich die Empfindungsbeschreibung $y_{0,5}$ und $y_{0,2}$ in Abhängigkeit der zu bewertenden Frequenz x sowie in Abhängigkeit der Amplitude des Maskierers von 6 Hz ($0,2 \text{ ms}^{-2}$ und $0,5 \text{ ms}^{-2}$, siehe 6-2 und 6-3).

$$y_{0,5} = -0,015 * x + 0,377$$

6-2

$$y_{0,2} = -0,008 * x + 0,199$$

6-3

Für die Bewertung fühlbarer Schwingungen kann es zielführend sein, Empfindungseigenschaften in Frequenzbereiche zu unterteilen. Abbildung 58 zeigt beispielhaft einen Bereich I, der Schwingungen des Fahrzeugaufbaus darstellt, den Bereich II, der eine dominante Empfindung der Eigenschaft Kopieren für Schwingungen in einem Bereich bis 10 Hz hervorruft, und den Bereich III, in dem vor allem die Empfindungseigenschaft Solidität (Bereich der Subsystemschwingungen) dominiert.

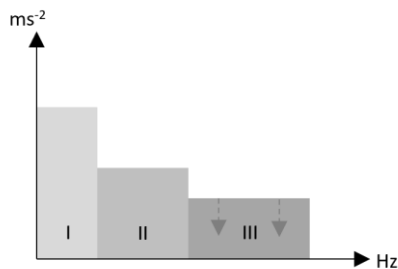


Abbildung 58: Schematischer Korrekturansatz unter Berücksichtigung der Frequenzbereiche für die Eigenschaften Aufbau (I) 1 Hz bis 3 Hz, Kopieren (II) 3 Hz bis 10 Hz und Solidität (III) 10 Hz bis 20 Hz

In 6.1 zeigen vertikale Ganzkörper-Schwingungen bei 6 Hz einen deutlichen maskierenden Einfluss auf die Wahrnehmung von vertikalen Schwingungen bei Frequenzen bis 20 Hz. Ein potentieller Korrekturansatz⁶³ könnte daher in Abhängigkeit der Amplitude des Maskierers die daraus resultierende Wahrnehmungsschwelle für Frequenzen bis 20 Hz (siehe 6.1.3) hinsichtlich der objektiv gemessenen Kenngrößen korrigieren.

⁶³ Der dargestellte Ansatz ist für die untersuchten Randbedingungen abgeleitet. Weichen diese Randbedingungen ab, müssten potentielle Erweiterungen geprüft werden.

Der folgende Vergleich zeigt eine Auswertung einer Überfahrt einer Schlechtwegstrecke mit einem Komfortfahrzeug in einer Fahrwerkvariante 1 (Setup 1 mit hoher Dämpfung) sowie in einer Fahrwerkvariante 2 (Setup 2 mit geringer Dämpfung) (Abbildung 59).

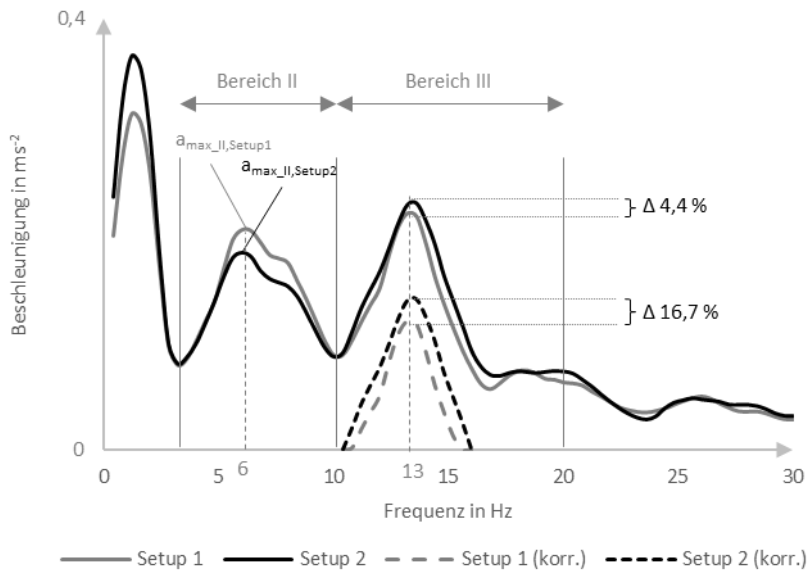


Abbildung 59: Resultierendes Frequenzspektrum (Sitz, vertikal) einer Schlechtwegüberfahrt unter Variation der Fahrwerkparameter (Setup 1 und Setup 2) sowie eine Korrektur (korr.) für den Bereich III

Setup 1 wird von den Experten subjektiv vorwiegend als solide (Solidität) und straff angebunden (Kopieren) beschrieben. Setup 2 wird hingegen als unsolide (Solidität, $\Delta 1,5$ Bewertungsindexstufen) und weniger straff angebunden beschrieben (Kopieren, $\Delta 0,5$ Bewertungsindexstufen). Außerdem sind vertikale Schwingungen des Fahrzeugaufbaus (Aufbau) bei Setup 2 zusätzlich prä-senter.

In beispielhafter Anwendung werden zunächst die maximalen Beschleunigungen der Fahrwerkvarianten 1 und 2 innerhalb des Bereichs II ($a_{\max_II, \text{Setup1}}$ und $a_{\max_II, \text{Setup2}}$) sowie – aufgrund vorhandener Maskierung – die resultierenden Wahrnehmungsschwellen bei 13 Hz ermittelt (Ergänzung Anhang C) und von den maximalen Beschleunigungen der Fahrwerkvarianten 1 und 2 im Bereich III korrigiert. Die folgende Tabelle 36 zeigt die resultierenden objektiven Parameter ohne und mit Korrektur.

Tabelle 36: Relativer Vergleich objektiver Parameter von Setup 1 und 2

	Bereich II		Bereich III	
	Setup 1	Setup 2	Setup 1	Setup 2
a_{\max}	Referenz	- 11,3 %	Referenz	+ 4,4 %
$a_{\max_korr.}$	-	-	Referenz _{NEU}	+ 16,7 %

Aus dem relativen Vergleich geht hervor, dass Bereich II (Kopieren) für Setup 2 eine Reduzierung der Kenngröße (a_{\max} = maximale Beschleunigungsamplitude) um 11,3 % zeigt, wohingegen im Bereich III (Solidität) nur ein geringfügig größere objektive Kenngröße resultiert (+ 4,4 %). Erfolgt hingegen eine Korrektur bei 13 Hz unter Berücksichtigung der Maskierungseffekte mit einem Maskierer bei 6 Hz, ergibt sich ein objektiver Unterschied im Bereich III (Solidität) von + 16,7 % ($a_{\max_korr.}$, Tabelle 36), welcher den Trend der subjektiven Bewertung stützt.

Der dargestellte Korrekturansatz zeigt somit in dem beschriebenen Vergleich eine zum subjektiven Empfinden bessere Korrelation, jedoch gilt diese Beobachtung für die beschriebenen Untersuchungsrandbedingungen. Schwingungen in Längs- und Querrichtung sind – im Vergleich zur Vertikalrichtung – in diesem Beispiel gering und daher nicht berücksichtigt. Um eine breitere Anwendung und Gültigkeit zu prüfen, sollten ergänzende Untersuchungen weitere Freiheitsgrade sowie zusätzliche Komfortschnittstellen wie Lenkrad oder Fussraum in einem erweiterten Ansatz berücksichtigen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im folgenden Kapitel werden die relevanten Ergebnisse dieser Forschungsarbeit zusammengefasst und der daraus resultierende wissenschaftliche Beitrag im Kontext eines praxisrelevanten Einsatzes vorgestellt.

7.1 Zusammenfassung und wissenschaftlicher Beitrag

Diese Forschungsarbeit untersucht gerade wahrnehmbare Unterschiede sinusförmiger und transienter Schwingungen, Merkmale von Impulsen in Abhängigkeit der Amplitude und Frequenz sowie den Aspekt der multisensorischen Wahrnehmung.

Untersuchungen zu gerade wahrnehmbaren Unterschieden prüfen die Anwendbarkeit des Ansatzes nach Weber (siehe Kapitel 4), der das Verhältnis eines Reizunterschiedes ΔI zu einem Grundreiz I mit einer Konstante k beschreibt. Für vertikale, sinusförmige Ganzkörper-Schwingungen im Frequenzbereich von 6 Hz ergeben sich relative Unterschiedsschwellen von 7,2 % ($0,2 \text{ ms}^{-2}$, $0,5 \text{ ms}^{-2}$, $1,2 \text{ ms}^{-2}$). Für die Frequenz im Bereich des vertikalen Aufbauschwingverhaltens bei 1,3 Hz verringert sich die relative Unterschiedsschwelle unter Erhöhung des Amplitudenniveaus signifikant von 11,0 % ($0,2 \text{ ms}^{-2}$) auf 6,7 % ($0,5 \text{ ms}^{-2}$) und ist aufgrund der Aktivität unterschiedlicher Wahrnehmungskanäle zusätzlich abhängig von deren Grundanregung.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse dieser Arbeit und Erkenntnissen früherer Studien, kann als Hypothese abgeleitet werden, dass der Ansatz nach Weber für sinusförmige Schwingungen innerhalb eines komfortrelevanten

ten Frequenzbereichs zwischen 5 Hz und 30 Hz für ein mittleres Amplitudenniveau zu vertreten ist. Für Frequenzen $\leq 2,5$ Hz muss indessen auf einen alternativen Ansatz zurückgegriffen werden. [11]

Für transiente Schwingungen mit einem Peak-to-Peak-Wert von 16 ms^{-2} ergeben die Untersuchungen relative Unterschiedsschwellen von 7,2 % im Mittel und bestätigen unabhängig von der Dauer eines Impulses eine Anwendbarkeit des Ansatzes nach Weber. Wird die Stärkeempfindung eines Impulses reduziert (Peak-to-Peak 5 ms^{-2}), so weichen die relativen Unterschiedsschwellen in Abhängigkeit der Amplitude und Dauer voneinander ab. Der Ansatz nach Weber ist hier nicht mehr geeignet.

Die im Rahmen dieser Forschungsarbeit ermittelten relativen Unterschiedsschwellen können innerhalb eines Fahrzeugentwicklungsprozesses herangezogen werden. Dadurch können bereits in einer frühen Entwicklungsphase die zu untersuchenden Fahrzeugzustände auf Basis von digitalen Prototypen und hinsichtlich der wahrnehmbaren Verbesserungspotentiale bewertet werden.

Weiterführend ergänzen Untersuchungen die objektive Bewertung transienter Schwingungen in Bezug zu den Merkmalen der Impulsstärke und der Impulshärte. Daraus geht hervor, dass die empfundene Stärke proportional zur Schwinggeschwindigkeit von Sinus-Impulsen ist. Der im Rahmen der Arbeit abgeleitete Bewertungsansatz berücksichtigt eine Gewichtung ermittelter Peak-to-Peak-Werte von Beschleunigungen. Darin geht die Dauer als maßgebende Größe in die Bewertung von Impulsen ein.

Durch Variation der Dauer eines Impulses verändert sich zusätzlich die empfundene Impulshärte zu *weich* beziehungsweise zu *hart*. Durch die Anwendung des Bewertungsansatzes nach 5-10 wird die empfundene Impulsstärke bei Variation der Dauer konstant gehalten und das entsprechende Merkmal der Impulshärte (*hart* beziehungsweise *weich*) in Abhängigkeit der Dauer untersucht. Resultierend wird näherungsweise eine lineare Funktion erstellt, die

in Abhängigkeit der Impulsdauer dieses Merkmal beschreibt. Ein dazugehöriger Umkehrpunkt der empfundenen Impulshärte wird bei einer Frequenz von 15 Hz für Stimuli aus Tabelle 22 ermittelt. Impulse mit einer Frequenz unterhalb von 15 Hz können folglich als *weich* eingestuft, hingegen können Impulse oberhalb dieses Umkehrpunktes als *hart* eingestuft werden. In der Praxis liegen im Gesamtfahrzeugversuch⁶⁴ Längsimpulse meist bei Frequenzen oberhalb von 15 Hz und werden, bei entsprechender Amplitude, als harter Impuls wahrgenommen.

Für eine ganzheitliche Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen ist eine Berücksichtigung multisensorischer Wahrnehmungsaspekte notwendig. Untersuchungen zu Maskierungseffekten (Kapitel 6.1) fühlbarer sinusförmiger Schwingungen zeigen, dass Ganzkörper-Schwingungen im Frequenzbereich 6 Hz eine deutliche Erhöhung der Wahrnehmungsschwelle im Frequenzbereich bis 20 Hz herbeiführen. Ein daraus resultierender Korrekturansatz gewichtet dabei resultierende Frequenzspektren in Abhängigkeit der Amplitude des Maskieres. Eine Anwendung im Rahmen einer Gesamtfahrzeuganalyse zeigt, dass objektive Parameter den Trend der subjektiven Bewertungen bestätigen.

In Erweiterung dazu zeigen Untersuchungen zu fühlbaren und hörbaren transienten Schwingungen keinen signifikanten gegenseitigen Einfluss auf die subjektive Bewertung. Experten konnten somit eine in Bezug auf die Wahrnehmungsmodalität unbeeinflusste Bewertung im Kontext transienter Fahrbahnanregungen abgeben. Weiterführende objektive Analyseverfahren können zukünftig daran ausgerichtet werden, dass fühlbare Schwingungen (Körperschall) und hörbare Schwingungen (Luftschall) im transienten Lastfall zumindest in dem hier untersuchten Frequenz- und Amplitudenbereich unabhängig voneinander analysiert werden. [24]

⁶⁴ Bei Fahrten über Schwellen bis 30 mm und Geschwindigkeiten bis 30 km/h.

7.2 Ausblick

Die Untersuchungen zu gerade wahrnehmbaren Unterschieden harmonischer Ganzkörper-Schwingungen zeigen, dass für Frequenzen kleiner und gleich 2,5 Hz der Ansatz nach Weber nicht zielführend ist. Weiterführende mathematische Ansätze können auf Basis der ermittelten Unterschiedsschwellen im Bereich der Fahrzeugaufbauschwingungen ermittelt werden, um diesen für die Fahrzeugentwicklung wichtigen Auslegungsbereich effizienter gestalten zu können. Ferner ist der Ansatz nach Weber für transiente Anregungen nur für deutlich wahrnehmbare Amplituden frequenzunabhängig im untersuchten Frequenzbereich gültig.

Der in Kapitel 5 abgeleitete Ansatz für die Bewertung von Impulsen (auf Basis von Beschleunigungen) wurde anhand vertikaler Impulsanregungen erarbeitet. Die Anwendung auf die Analyse von Impulsen in Längsrichtung gibt in 5.3 einen Hinweis, dass das subjektive Empfinden zusätzlich durch Impulse in Längsrichtung beeinflusst werden kann. Um diesen Aspekt weiterführend bewerten zu können, ist eine separate Untersuchungsreihe zielführend, die die subjektive Wahrnehmung bei Anregungen in Längsrichtung in einer Sitzposition vergleichbar wie in einem Fahrzeug untersucht.

Ein weiterhin komplexes Verständnis der wahrnehmungsbezogenen Zusammenhänge erfordert die multisensorische Wahrnehmung. Einzelne Untersuchungen zeigen Einflüsse von Ganzkörper-Schwingungen auf die Wahrnehmung fühlbarer Schwingungen. Um die Aussagegüte objektiver Ergebnisse weiter zu erhöhen, kann der Bewertungsansatz aus Kapitel 6 unter Berücksichtigung von Aspekten, wie Raumrichtung oder Frequenz und Amplitude des Maskierers, weiterentwickelt werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Erkenntnisse und abgeleiteten Bewertungsansätze gelten für die untersuchten Amplituden- und Frequenzbereiche sowie für die beschriebenen Untersuchungsrandbedingungen. Um zu klären,

ob die Ergebnisse eine breitere Anwendung und Gültigkeit besitzen, sind ergänzende Probandenstudien mit in einer erweiterten Versuchsdurchführung erforderlich.

Literaturverzeichnis

- [1] Genuit, K., „Vehicle Interior Noise - Combination of Sound, Vibration and Interactivity,“ *Sound & Vibration*, Bd. 43, Nr. 12, pp. 8-12, 12 2009.
- [2] Cucuz, S., Schwingempfindung von Pkw-Insassen, Technische Hochschule Braunschweig, Dissertation, 1992.
- [3] Klinger, B., Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug, TU Braunschweig, Dissertation, 1996.
- [4] Mansfield, Neil J. & Griffin, M.J., „Difference thresholds for automobile seat vibration,“ *Applied Ergonomics*, Bd. 31, pp. 255-61, 2000.
- [5] Morioka, M. & Griffin, M.J., „Difference thresholds for intensity perception of whole-body vertical vibration: Effect of frequency and magnitude,“ *Journal of Acoustical Society of America*, Bd. 107, Nr. 1, pp. 620 - 624, 2000.
- [6] Bellmann, M.A., Mellert, V., Reckhardt, C., und Remmers, H., „Basic Experiments on the Perception of vertical Whole-Body Vibrations,“ *In: Fortschritte der Akustik, DAGA 2001, Hamburg-Harburg, Deutschland*, pp. 494 - 495, 2001.
- [7] Bellmann, M.A., Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles, Universität Oldenburg, Dissertation, 2002.

- [8] Bellmann, M.A., Remmers H., „Grundlegende Experimente der Wahrnehmung von vertikalen Ganzkörperschwingungen,“ *Humanschwingungen, Darmstadt, 2004, Tagungsband: VDI-Berichte Nr. 1821*, pp. 251 - 270, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [9] Baumann, I., Bellmann, M.A., Mellert, V. & Weber, H., „Wahrnehmungs- und Unterschiedsschwellen von Vibrationen auf einem Kraftfahrzeugsitz,“ *in: Fortschritte der Akustik, DAGA 2001, Hamburg-Harburg, Deutschland, 2001*.
- [10] Matsumoto, Y., Maeda, S., Oji, Y., „Influence of Frequency on Difference Thresholds for Magnitude of Vertical Sinusoidal Whole-Body Vibration,“ *Industrial Health*, Bd. 40, pp. 313 - 319, 2002.
- [11] Festa, M.; Durm, T.; Lünebach, M.; Gauterin, F., „Difference Thresholds for the Perception of Sinusoidal Vertical Stimuli of Whole-Body Vibrations in Ranges of Amplitude and Frequency Relevant to Ride Comfort,“ *Vibration*, Nr. 3, pp. 116-131, 2020.
- [12] Forta, N.G., Morioka, M., Griffin, M.J., „Differences thresholds for the perception of whole-body vertical vibration: dependence on the frequency and magnitude of vibration,“ *Ergonomics*, 52 (10), pp. 1305 - 1310, 2009.
- [13] VDI Richtlinie 2057-1, „Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen,“ Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2002.
- [14] Schenk, T., *Probleme bei der Beurteilung von Einzelstößen*, 6. VDI-Tagung Humanschwingungen: VDI Verlag Düsseldorf, 2016.
- [15] Reiher, H. & Meister, F.J., „Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Stöße,“ *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, Nr. 3, pp. 177-180, 1932.
- [16] Tokuda, T., Hiruma H., Fukiage K., „On Harshness Affecting Vehicle Comfort,“ *Bulletin of JSAE*, Nr. 4, pp. 91-100, 1972.

- [17] Fülbier, K.-P., Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei Überfahrt von Einzelhindernissen, Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2001.
- [18] Reiher, H. & Meister, F.J., „Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Erschütterungen,“ *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, Bd. 2, Nr. 11, pp. 381-386, 1931.
- [19] VDI Richtlinie 2057-1, „Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen,“ VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987.
- [20] Amman, S., Meier, R., Mouch, T., Gu, P., „A Survey of Sound and Vibration Interaction,“ *SEA Technical Paper Series*, Nr. 2005-01-2472, pp. 1-10, 2005.
- [21] Stamm, M., Altonsoy, E., Merchel, S., „Frequenzwahrnehmung von Ganzkörperschwingungen im Vergleich zur auditiven Wahrnehmung I,“ *DAGA, Berlin*, pp. 876-868, 2010.
- [22] Merchel, S., Leppin, A., Altinsoy, E., „Multisensorische Interaktion im Fahrzeug: Audio-Taktile Intensitätswahrnehmung,“ *DAGA, Berlin*, pp. 871-872, 2010.
- [23] Tavornmas, A., Weiterentwicklung von Analyseverfahren für die objektive Erfassung transienter Fahrbahnanregungen, Technische Universität Berlin, Master-Thesis (nicht veröffentlicht), 2017.
- [24] Festa, M.; Stalter, F.; Tavornmas, A.; Gauterin, F., „Human Response to Vehicle Vibrations and Acoustics during Transient Road Excitations,“ *Vibration*, Bd. 4, pp. 357-368, 2021.
- [25] Schwendicke, A.; Altinsoy, M.E., „Frequency Masking Effects for Vertical Whole-Body Vibration for Seated Subjects,“ *Vibration*, Bd. 3, pp. 357-370, 2020.

- [26] Bulthaupt, N., Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation: Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Band 89, 2019.
- [27] Bubb, H., „Ergonomie aktuell,“ *Lehrstuhl für Ergonomie*, Nr. 04, ISSN 1616-7627, München, 2003.
- [28] Dudenredaktion (Hrsg.), Deutsches Universalwörterbuch, 6. überarbeitete und erweiterte Auflage, Bibliographisches Institut, Mannheim, 2006.
- [29] Zhang, L., Helander, M.G., Dury, C.G., „Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting,“ *Human Factors*, Nr. 38 (3), pp. 377-389, 1996.
- [30] VDA Verband, Darstellung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeuginsassen - Symbiose aus Experiment und Simulation, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT), Frankfurt, 2005.
- [31] Maslow, A.H., Motivation und Persönlichkeit, Walter-Verlag, Olten und Freiburg im Breisgau, 1977.
- [32] Krist, R., Modellierung des Sitzkomforts - eine experimentelle Studie, Katholische Universität Eichstätt, Philosophisch-Pädagogische Fakultät, Disstertation, 1993.
- [33] Genuit, K. (Hrsg.), Sound Engineering im Automobilbereich, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 2010.
- [34] Bundesanstalt für Arbeitsmedizin & Hartung, E., „Belastung und Beanspruchung durch stoßhaltige Ganzkörper-Schwingungen. Verbundprojekt Ganzkörperschwingungen III (Schlussbericht),“ *Schriftreihe BAfAM Forschung*, Bd. Fb.01.HK.030, pp. 1-121, 1995.
- [35] Merkblatt 2110, Merkblatt zur Berufskrankheit 2110, Dortmund, Deutschland: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2005.

- [36] DIN 1311-1, „Schwingungen und schwingungsfähige Systeme Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung,“ Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [37] Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S. (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch, Springer Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [38] Wallentowitz, H., Vertikal-/ Querdynamik von Kraftfahrzeugen. 4. Auflage, Aachen: Schriftreihe Automobiltechnik, 2000.
- [39] Zeller, P. (Hrsg.), Handbuch Fahrzeugakustik. 2. überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [40] Mitschke, M. & Wallentowitz, H., Dynamik der Kraftfahrzeuge, 5. überarbeitete und ergänzte Auflage, Wiesbaden, Deutschland: Springer Vieweg, 2014.
- [41] DIN 1311-2, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad, Berlin: Beuth Verlag, 2002.
- [42] Ehrenstein W.H. & Ehrenstein A., Psychophysical Methods. In: Windhorst U. & Johansson H. (eds.) Modern Techniques in Neuroscience Research, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1999.
- [43] Greenspan, J.D., Bolanowski, S.J., „The psychophysics of tactile perception and its peripheral physiological,“ in *Pain and Touch*, San Diego, Academic Press, pp. 25-104, 1996.
- [44] Goldstein, E.B., Wahrnehmungspsychologie: Eine Einführung, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 1997 (2. Nachdruck 2001).
- [45] Gescheider, G.A., Bolanowski, S.J., and Hardick, K.R., „The frequency selectivity of information-processing channels in the tactile sensory system,“ *Somatosensory & Motor Research*, Bd. 19, pp. 191 - 201, 2001.

- [46] Gescheider, A.G.; Berryhill, M.E.; Verillo, R.T.; Bolanowski S.J., „Vibrotactile temporal summation: probability summation or neural integration?“, *Somatosensory & Motor Research*, Nr. 16(3), pp. 229-242, 1999.
- [47] Morioka, M. & Griffin, M.J., „Independent responses of Pacinian and no-Pacinian systems with hand-transmitted vibration detected from masked thresholds“, *Somatosensory & Motor Research*, Nr. 22, pp. 69-84, 2005.
- [48] Menche, N. (Hrsg.), *Biologie Anatomie Physiologie*, 6. Auflage, Urban & Fischer Verlag, München, 2003.
- [49] Clauss, W. & Clauss, C., *Humanbiologie kompakt*, 2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer, 2017.
- [50] Moyes, C.D. & Schulte, P.M., *Tierphysiologie*, San Francisco: Pearson Studium, 2007.
- [51] Valko, Y., Lewis, R.F., Priesol, A.J. and Merfeld, D.M., „Vestibular Labyrinth Contribution to Human Whole-Body Motion Discrimination“, *The Journal of Neuroscience*, Bd. 32, Nr. 39, pp. 13537 - 13542, 2012.
- [52] Levitt, H., „Transformed up-down methods in psychoacoustics“, *Journal of Acoustical Society of America*, Bd. 49, pp. 467 - 477, 1971.
- [53] Kühner, M., Bubb, H., Bengler, K., Wild, J., „Adaptive Verfahren in der Psychophysik“, in *Ergonomie aktuell*, Technische Universität München ISSN 1616-7627, pp. 26-30, 2012.
- [54] Schmidt, R.F., Lang, F., Heckmann, M., *Physiologie des Menschen* (31. Aufl.), Heidelberg: Springer Medizin Verlag, 2010.
- [55] Goldstein, E.B., *Wahrnehmungspsychologie* (9. Aufl.), K. Gegenfurth, Hrsg., Heidelberg, Deutschland: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015.

- [56] Engen, T., Psychophysics, in Kling, J.W., and Riggs, L.A. (Hrsg.), Experimental psychology (3. Aufl., pp. 1 - 46), New York: Holt Rinehart and Winston, 1972.
- [57] Gescheider, G.A., Psychophysics: method and theory, Erlbaum, Hillsdale, NJ, 1976.
- [58] Bubb, H., Bengler, K., Grünen, R.E., Vollrath, M., Automobilergonomie, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [59] Diekmann, D., „Einfluss vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen,“ *Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie* 16, pp. 519-564, 1958.
- [60] Diekmann, D., „Mechanische Modelle für den vertikal schwingenden Körper,“ *Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie* 17, pp. 67-82, 1958.
- [61] Diekmann, D., „Einfluss horizontaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen,“ *Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie* 17, pp. 83-109, 1958.
- [62] Dupius, H. & Zerlett, G., „Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen,“ Schriftreihe des Hauptverbandes der gewerblichen Berufsgenossenschaften e.V., 1984.
- [63] ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements, Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 1997.
- [64] Mitschke, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band B: Schwingungen, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 1984.
- [65] Paddan, G.S. & Griffin M.J., Individual variability in transmission of vertical vibration from seat to head, Instiute of Sound & Vibration Research, Technical Report No. 236, 1994.

- [66] Hennecke, D., „Zur Bewertung des Schwingungskomfort von Pkw bei instationären Anregungen,“ Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 237, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [67] Scheibe, W., Beurteilung von Belastung, Aktivität und Beanspruchung des Menschen bei kontinuierlicher und unterbrochener Exposition mit vertikalen Fahrzeugschwingungen in Simulations- und Feldexperimenten, VDI-Fortschr.-Ber. Reihe 11 (31). VDI-Verlag, Düsseldorf, Dissertation, 1979.
- [68] Bortz, J., Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler (6. Aufl.), Heidelberg: Springer Medizin Verlag Heidelberg, 2005.
- [69] Zöffel, P., Statistik für Psychologen im Klartext, Pearson Studium, 2003.
- [70] Nuzzo, R., „Statistical Errors,“ *Nature*, Bd. 506, pp. 150 - 152, 2014.
- [71] Cohen, J., Statistical power analysis for the behavioral sciences (2nd ed.), Hillsdale, NJ: Lawrence Erlbaum, 1988.
- [72] Steland, A., Basiswissen Statistik (2. Auflage), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [73] Geißler, C.H., Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur objektiven Erfassung harmonischer Schwingungen im komfortrelevanten Frequenzbereich unter Berücksichtigung menschlicher Empfindungseigenschaften, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Master-Thesis, 2014.
- [74] MTS, „RPS Pro Software,“ 2014. [Online]. Available: <https://www.mts.com>. [Zugriff am 12 01 2017].
- [75] Zodiac Data Systems GmbH, „Heim DataRec4 Description, MH GmbH,“ 1 03 2009. [Online]. Available: https://mh-gmbh.de/Downloadfile.php?get=DATaRec4/DATaRec%20%20System%20Description_6.pdf. [Zugriff am 25 01 2024].

- [76] HBK, „<https://www.bksv.com>,“ [Online]. Available: <https://www.bksv.com/en/transducers/vibration/accelerometers/ccld-iepe/4507-b>. [Zugriff am 25.01.2024].
- [77] HEAD acoustics GmbH, *ArtemiS SUITE - Software für Analyse von Schall und Schwingungen*, Herzogenrath, Deutschland, 2024.
- [78] Pacejka, H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, UK: Butterworth-Heinemann, 2006.
- [79] Treutwein, B., „Adaptive Psychophysical Procedures,“ *Vision Research*, Bd. 35, Nr. 17, pp. 2530 - 2522, 1995.
- [80] Bühner, M. & Ziegler, M., *Statistik für Psychologen und Sozialwissenschaftler*, München, Deutschland: Pearson, 2009.
- [81] Gescheider, G.A., Bolanowski, S.J., Pope, J.V., and Verrillo, R.T., „A four-channel analysis of the tactile sensitivity of the fingertip: frequency selectivity, spatial summation, and temporal summation,“ *Somatosensory & Motor Research*, Bd. 19, pp. 114 - 124, 2002.
- [82] Knauer, P., *Objektivierung des Schwingungskomfort bei instationärer Anregung*, Technische Universität München, Dissertation, 2010.
- [83] Dr. Ing. h.c. Porsche AG, *Interne Unterlagen*, Stuttgart, 2013.
- [84] Parson, K.C. & Griffin, M.J., „Whole-body vibration perception thresholds,“ *Journal of Sound and Vibration*, Nr. 121(2), pp. 237-258, 1988.
- [85] McKay, J.R., *Human response to vibration: some studies of perception and startle*, Sothampton, PhD Thesis: University of Southampton, 1972.
- [86] Miwa, T., Yonekawa, Y., Kanada, K., „Thresholds of perception of vibration in recumbent men,“ *The Journal of the Acoustical Society of America*, Nr. 75 (3), pp. 849-854, 1984.
- [87] Morioka, M. & Griffin, M.J., „Masking of thresholds for the perception of fore-and-aft vibration of,“ *Applied Ergonomics*, Nr. 50, pp. 200-206, 2015.

- [88] Gescheider, G.A.; Bradley F.S.; Van Doren, C.L.; Verrillo, R.T., „Vibrotactile forward masking: Psychophysical evidence for a triplex theory of cutaneous mechanoreception,“ *Journal of the Acoustical Society of America*, Nr. 78 (2), pp. 534-543, 1985.
- [89] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, *Interne Untersuchungen*, Stuttgart, 2024.
- [90] Merchel, S.; Altinsoy, M.E., „Psychophysical comparison of the auditory and tactile perception: A survey,“ *J. Multimodal User*, Nr. 14, p. 271–283, 2020.
- [91] Griffin, M.J. und Jang, H.-K., *Effect of Phase, Frequency, Magnitude and Posture on Discomfort associated with differential vertical Vibration at the Seat and Feet*, University of Southampton, U.K.: Academic Press, 1999.

Anhang

Anhang A: Abbildungen

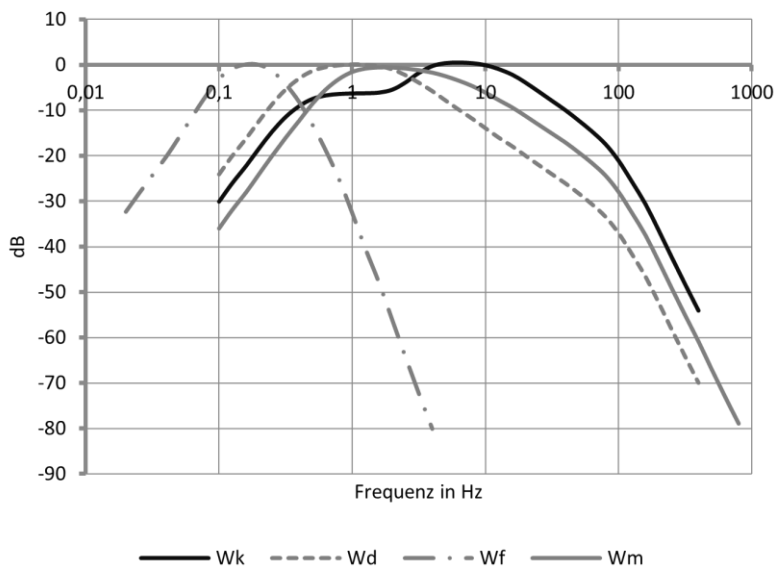


Abbildung A1: Auszug relevanter Gewichtungsfunktionen VDI 2057-1 [13]

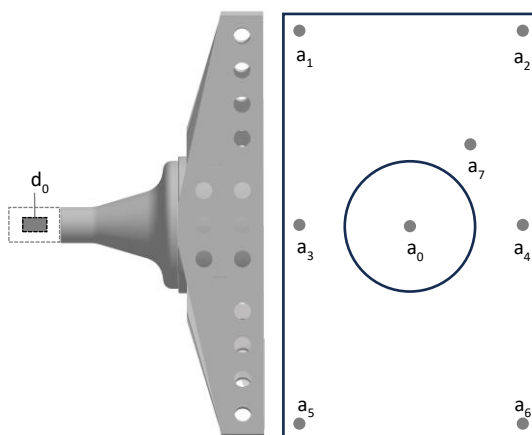


Abbildung A2: Schematische Darstellung der Bewegungsplattform sowie der Sensorpositionen (Weg d_0 , Beschleunigung a_0 bis a_7), in Anlehnung an [11]

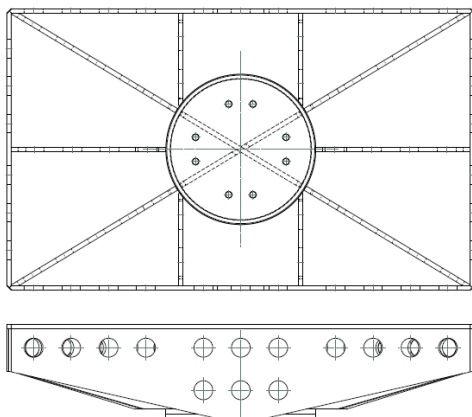


Abbildung A3: Schematische Darstellung der Bewegungsplattform (Untersicht und Vordersicht)

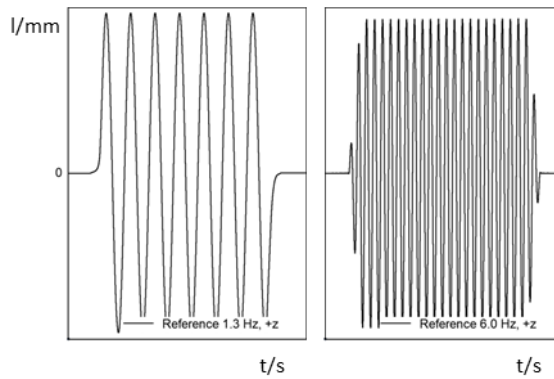


Abbildung A4: Referenzreiz Sinus-Schwingung – Beispielhaft für 1,3 Hz (links) und 6 Hz (rechts) gemessen an der Sensorposition d_0 (gefiltertes Weg-Zeit-Signal, Abbildung A2), Untersuchungsreihe 4.2

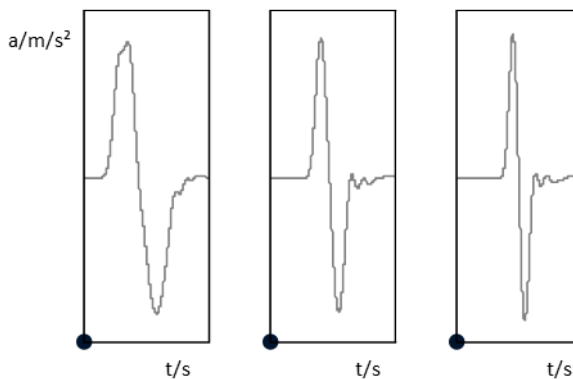


Abbildung A5: Sinus-Impuls – Beispielhaft für Impulsfrequenzen zwischen 10 Hz und 30 Hz gemessen an der Sensorposition a_0 (gefiltertes Beschleunigungs-Zeit-Signal, Abbildung A2), Untersuchungsreihe 4.3, 5.1 und 5.2

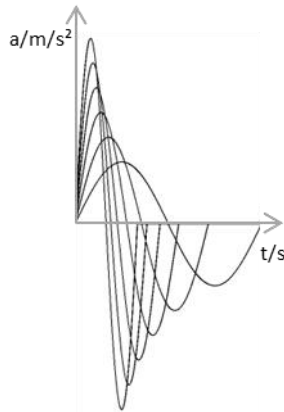


Abbildung A6: Sinus-Impulse zwischen 10 Hz und 30 Hz mit gleicher Empfindungsstärke gemäß 5.1 und 5.2 – Idealisierte Darstellung

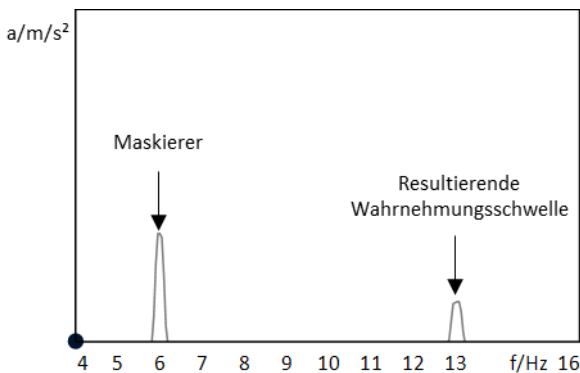


Abbildung A7: Ermittelte 13 Hz-Wahrnehmungsschwelle für vertikale Ganzkörper-Schwingungen bei vorhandenem 6 Hz-Maskierer mit einer Grundanregung von $0,5 \text{ ms}^{-2}$ – Auszug aus Probandenstudie (6.1)

Anhang B: Tabellen

Tabelle B1: Übersicht zu früheren Studien im Kontext gerade wahrnehmbarer Unterschiede harmonischer Ganzkörper-Schwingungen [11]

Literatur	[5]	[7, 6, 8]	[9]	[10]	[12]
Jahr	2000	ab 2001	2001	2003	2010
f in Hz	5, 20	4 - 80	12,5 - 80	4 - 80	2,5 - 315
RMS in ms^{-2}	0,1, 0,5	0,063*	0,1*	0,7	0,05 - 0,8
Methode	2 AFC 1up - 3down	3 AFC 1up - 2down	3 AFC 1up - 2down	Grenz- verfahren	2 IFC 1up - 3down
Konvergenz	79,4 %	70,7 %	70,7 %	50,0 %	79,4 %
Inkrement	2,9 % 0,25 dB	5,9 % 0,5 dB	5,9 % 0,5 dB	2,9 % 0,25 dB	2,9 % 0,25 dB
Probanden	12	8 - 16	10	16	12
JND in %	8,1 - 12,3	~19	~20	5,2 - 6,5	9,5 - 20,3

*0,063 ~ 96dB; 0,1 ~ 100 dB

Tabelle B2: Übersicht der ermittelten relativen Unterschiedsschwellen für harmonische Schwingungen in Abhängigkeit von Amplitude und Frequenz (siehe 4.2.1)

Proband	0,2 ms^{-2}	0,5 ms^{-2}	0,2 ms^{-2}	0,5 ms^{-2}	1,2 ms^{-2}
	1,3 Hz	1,3 Hz	6,0 Hz	6,0 Hz	6,0 Hz
1	13,5	7,6	8,2	7,9	7,5
2	12,1	7,3	9,7	7,7	7,3
3	9,1	6,5	6,5	5,2	3,5
4	11,0	7,3	10,9	8,5	6,7
5	11,8	8,8	10,3	9,5	9,0
6	11,0	8,5	5,6	6,1	5,7
7	8,9	3,5	8,7	8,0	7,4
8	10,0	3,8	9,4	9,1	8,7
9	11,2	6,1	11,9	8,8	7,7
10	11,3	6,5	9,8	8,0	4,7
11	10,8	3,4	3,7	4,4	3,7
12	10,0	7,3	7,8	5,5	3,7
13	11,0	3,3	7,6	11,4	7,5
14	7,6	6,9	7,7	5,8	8,5

Tabelle B3: Übersicht der ermittelten relativen Unterschiedsschwellen für transiente Schwingungen in Abhängigkeit von Amplitude und Frequenz (siehe 4.3.1)

Proband	P2P 5 ms ⁻² 12,5 Hz	P2P 5 ms ⁻² 20 Hz	P2P 16 ms ⁻² 12,5 Hz	P2P 16 ms ⁻² 20 Hz	P2P 16 ms ⁻² 27,5 Hz
1	11,9	12,6	8,8	7,0	6,8
2	11,9	14,1	7,0	7,6	7,0
3	12,6	12,3	9,1	5,1	8,9
4	11,5	21,6	6,0	4,9	6,8
5	9,9	15,7	8,0	8,0	9,3
6	15,5	19,9	10,6	7,3	7,8
7	6,9	14,7	4,3	5,4	8,3
8	11,5	17,2	6,9	9,1	9,4
9	9,5	13,8	5,9	6,3	7,6
10	10,8	15,8	5,0	10,3	6,9
11	9,7	14,2	5,8	5,4	7,3
12	11,7	16,6	10,1	9,3	8,3
13	9,5	19,0	6,0	7,9	10,3
14	10,9	13,7	6,7	6,9	6,8

Tabelle B4: Übersicht der ermittelten absoluten Amplituden (Peak-Werte in ms⁻²) für transiente Schwingungen für die Frequenzen 10 Hz und 14 Hz (siehe 5.1.2)

Proband	10 Hz		14 Hz	
	obere Schwelle	untere Schwelle	obere Schwelle	untere Schwelle
1	5,4	5,0	7,1	6,5
2	5,4	4,9	6,9	6,5
3	5,7	5,1	7,1	6,3
4	5,3	4,7	7,2	6,4
5	6,1	5,4	7,6	6,4
6	5,3	4,8	7,1	6,4
7	5,2	4,8	6,9	6,2
8	6,0	5,3	7,0	6,2
9	5,3	4,8	6,9	6,4
10	6,1	5,2	7,0	6,5

Tabelle B4: Übersicht der ermittelten absoluten Amplituden (Peak-Werte in ms^{-2}) für transiente Schwingungen für die Frequenzen 22 Hz und 26 Hz (siehe 5.1.2)

Proband	22 Hz		26 Hz	
	obere Schwelle	untere Schwelle	obere Schwelle	untere Schwelle
1	12,1	11,0	13,7	13,4
2	11,0	6,5	12,6	11,2
3	11,7	10,4	13,8	12,4
4	12,1	10,7	13,6	12,4
5	11,7	10,5	13,5	11,7
6	11,8	10,8	14,0	12,9
7	12,0	11,1	13,8	12,6
8	11,5	10,4	13,6	11,8
9	11,9	10,7	14,2	12,9
10	11,8	9,6	13,7	12,3

Tabelle B5: Übersicht der ermittelten absoluten Amplituden (Peak-Werte in ms^{-2} , gemittelt) und das resultierende Bestimmtheitsmaß für transiente Schwingungen für die Frequenzen 10 Hz bis 26 Hz (Abbildung 44)

Impulsfrequenz	10 Hz	14 Hz	22 Hz	26 Hz	R^2
Proband					
1	5,2	6,7	11,7	13,8	0,975
2	5,1	6,7	10,8	12,0	0,961
3	5,4	6,7	11,0	13,0	0,993
4	5,1	6,9	11,4	12,9	0,997
5	5,8	7,0	11,2	12,5	0,972
6	5,1	6,8	11,5	13,5	0,988
7	5,0	6,6	11,5	13,2	0,989
8	5,6	6,6	11,0	12,4	0,977
9	5,0	6,7	11,4	13,5	0,989
10	5,6	6,9	10,8	12,9	0,987
Mittelwert	5,3	6,8	11,2	13,0	0,996

Tabelle B6: Übersicht des empfundenen Impulshärte von -3 “weich” bis +3 “hart” in Abhängigkeit der Frequenz (siehe 5.2.2)

Proband	10 Hz	12 Hz	14 Hz	16 Hz	18 Hz	20 Hz	22 Hz	24 Hz	26 Hz
1	-2,6	-1,3	-1,0	0,5	1,2	1,8	1,9	2,5	2,6
2	-2,7	-1,3	-0,9	0,0	0,6	1,3	1,5	2,0	2,3
3	-2,8	-1,4	-0,9	-0,1	0,4	1,2	1,4	2,1	2,5
4	-2,8	-1,4	-0,7	0,1	0,7	1,4	1,6	2,4	2,3
5	-2,2	0,3	1,0	2,0	2,3	2,5	2,7	3,0	3,0
6	-2,7	-1,5	-1,1	-0,3	0,5	1,3	1,4	2,2	2,6
7	-2,8	-2,0	-1,5	-0,6	0,3	1,1	1,9	2,2	2,5
8	-2,4	-1,2	-0,4	0,7	1,1	1,6	2,0	2,4	2,6
9	-2,2	-1,3	-0,6	0,9	1,0	1,6	2,0	1,9	2,0
10	-2,3	-1,1	-0,2	0,3	1,1	0,9	1,8	2,0	2,1
11	-2,3	-0,8	0,2	1,3	1,7	2,2	2,4	2,7	2,7
12	-2,9	-1,9	-1,4	-0,3	1,1	1,6	2,0	2,1	2,4
13	-2,3	-1,0	-0,4	1,1	1,4	2,0	2,1	2,4	2,8
14	-2,7	-1,3	-0,8	0,1	1,1	1,3	1,7	2,2	2,3
15	-2,1	-1,0	-0,5	0,1	0,6	1,0	1,5	1,8	2,4
16	-2,8	-1,0	-0,4	0,5	1,4	1,3	1,8	2,3	2,3

Tabelle B7: Übersicht der identifizierten Wahrnehmungsschwellen (WS) in ms^{-2} bei gleichzeitigem Maskierer A, B, C, D und E (siehe 6.1.2 und 6.1.3)

Proband	WS 6 Hz Maskierer A	WS 13 Hz Maskierer B	WS 13 Hz Maskierer C	WS 20 Hz Maskierer B	WS 20 Hz Maskierer C
1	2,0E-02	8,3E-02	1,7E-01	3,8E-02	5,3E-02
2	3,0E-02	8,8E-02	1,7E-01	4,4E-02	9,2E-02
3	2,4E-02	9,5E-02	1,8E-01	3,9E-02	7,1E-02
4	1,6E-02	1,0E-01	1,6E-01	3,9E-02	7,1E-02
5	2,6E-02	1,2E-01	2,0E-01	6,2E-02	1,2E-01
6	3,6E-02	1,1E-01	2,3E-01	5,8E-02	1,0E-01
7	2,0E-02	8,5E-02	1,9E-01	2,2E-02	4,1E-02
8	3,5E-02	9,4E-02	2,1E-01	3,2E-02	5,8E-02
9	3,0E-02	1,1E-01	2,0E-01	5,1E-02	8,2E-02
10	2,8E-02	1,3E-01	2,5E-01	3,8E-02	1,3E-01
11	2,0E-02	8,8E-02	1,7E-01	2,9E-02	8,3E-02
12	2,2E-02	1,1E-01	2,8E-01	3,9E-02	8,5E-02
13	3,4E-02	9,1E-02	1,8E-01	7,6E-02	1,2E-01
14	4,1E-02	8,5E-02	1,8E-01	4,6E-02	8,2E-02

WS: Wahrnehmungsschwelle

Maskierer A: Grundschiwingung von $0,5 \text{ ms}^{-2}$ bei 1,3 Hz, Maskierer B: Grundschiwingung von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ bei 6,0 Hz, Maskierer C: Grundschiwingung von $0,5 \text{ ms}^{-2}$ bei 6,0 Hz

Tabelle B8: Übersicht der subjektiven Intensitätswahrnehmung fühlbarer Impulse von 0 "nicht wahrnehmbar" bis 5 "sehr stark wahrnehmbar" (siehe 6.2.2)

Proband	Lautstärke 1 Normal	Lautstärke 2 Normal	Lautstärke 1 Sport	Lautstärke 2 Sport
1	3,0	3,7	4,5	5,0
2	3,2	3,2	4,0	4,0
3	2,0	2,3	2,8	2,5
4	2,3	2,0	3,8	4,5
5	3,3	3,0	4,5	4,3
6	3,5	3,7	4,0	3,8
7	2,0	2,3	3,0	2,5
8	1,5	2,3	2,0	2,3
9	2,5	2,2	3,8	2,3
10	3,5	3,5	4,5	4,0
11	2,8	3,0	3,8	3,3
12	3,7	2,3	4,5	4,0
13	2,0	2,0	2,0	2,5
14	2,2	1,8	4,0	3,8
15	1,5	1,8	2,5	3,0

Tabelle B9: Übersicht der subjektiven Intensitätswahrnehmung hörbarer Impulse von 0 "nicht wahrnehmbar" bis 5 "sehr stark wahrnehmbar" (siehe 6.2.3)

Proband	Lautstärke 1 Normal	Lautstärke 1 Sport	Lautstärke 2 Normal	Lautstärke 2 Sport
1	2,3	3,5	3,3	3,5
2	1,6	1,0	2,7	1,8
3	1,2	2,0	2,5	2,8
4	1,8	1,8	2,0	2,0
5	1,7	2,5	2,7	2,5
6	3,5	3,5	3,7	3,3
7	1,2	1,8	2,3	3,0
8	1,0	1,7	2,3	2,2
9	1,7	1,8	3,0	3,0
10	1,7	2,0	3,5	2,8
11	2,0	1,5	3,3	3,3
12	1,7	1,5	2,8	3,0
13	1,3	1,5	1,7	2,0
14	1,7	1,5	3,0	2,8
15	0,5	0,8	1,5	1,0

Anhang C: Ergänzungen zu 6.3

Es ergeben sich bei einer 6 Hz-Grundschiwingung (Maskierer) folgende Wahrnehmungsschwellen für die Frequenzen 13 Hz und 20 Hz (siehe Kapitel 6.1.3):

Tabelle 37: Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz und $0,5 \text{ ms}^{-2}$

	Min.	Q ₁	Median	Q ₃	Max.	IQR
13 Hz	0,16	0,18	0,19	0,21	0,28	0,03
20 Hz	0,04	0,07	0,08	0,10	0,13	0,03

Tabelle 38: Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz und $0,2 \text{ ms}^{-2}$

	Min.	Q ₁	Median	Q ₃	Max.	IQR
13 Hz	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,02
20 Hz	0,02	0,04	0,04	0,05	0,08	0,01

Ganzkörper-Schwingungen im Frequenzbereich 6 Hz können eine signifikante Erhöhung der Wahrnehmungsschwelle im Frequenzbereich 13 Hz herbeiführen. Folgende Abbildung C1 zeigt die resultierende Wahrnehmungsschwelle bei 13 Hz in Abhängigkeit des Effektivwertes des Maskierers bei 6 Hz. Als Stützstellen für die Wahrnehmungsschwellen bei 13 Hz sind die in 6.1.3 ermittelten Werte $0,19 \text{ ms}^{-2}$ (Maskierer 6 Hz- $0,5 \text{ ms}^{-2}$), $0,10 \text{ ms}^{-2}$ (Maskierer 6 Hz- $0,2 \text{ ms}^{-2}$) sowie die in der Norm 2057-1 [13] angegebene Wahrnehmungsschwelle $0,015 \text{ ms}^{-2}$ berücksichtigt.

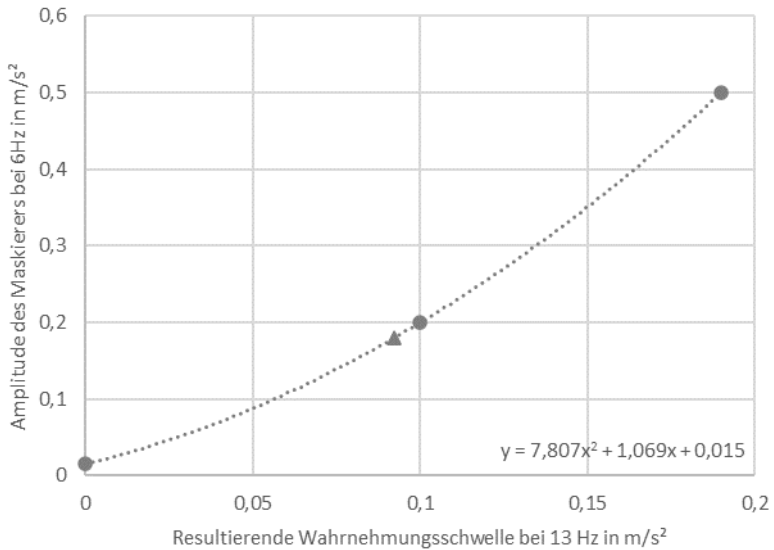


Abbildung C1: Resultierende Wahrnehmungsschwelle bei 13 Hz bei vorhandener Ganzkörper-Schwingungen bei 6 Hz (Maskierer)

Folgende Funktion wird dadurch abgeleitet:

$$y(x) = 7,807x^2 + 1,069x + 0,015 \quad \text{C-1}$$

Für die ermittelten Maximalbeschleunigungen der Fahrwerkvarianten 1 und 2 im Bereich II ($a_{\max,II,Setup1}$ und $a_{\max,II,Setup2}$) ergeben sich mithilfe C-1 folgende Wahrnehmungsschwellen bei 13 Hz:

Mit $y_1(x) = a_{\max,II,Setup1} = 0,20 \text{ ms}^{-2}$

folgt $x_1 = 0,10 \text{ ms}^{-2}$

und $y_2(x) = a_{max.II,Setup2} = 0,18 \text{ ms}^{-2}$

folgt $x_2 = 0,09 \text{ ms}^{-2}$

Aus der Differenz der Maximalbeschleunigungen der Fahrwerkvarianten 1 und 2 im Bereich III ($a_{max_III,Setup1}$ und $a_{max_III,Setup2}$) und der resultierenden Wahrnehmungsschwellen x_1 und x_2 ergeben sich korrigierte Maximalbeschleunigungen der Fahrwerkvarianten 1 und 2 im Bereich III ($a_{max_III,Setup1,korr.}$ und $a_{max_III,Setup2,korr.}$), die nun zueinander ins Verhältnis gesetzt werden können (Abbildung 59).

Abkürzungsverzeichnis

AFC	Alternative-Forced-Choice
DL	Differenzlimen
FA I	fast adapting Typ 1
FA II	fast adapting Typ 2
FKS	Fahrer-Komfort-Schnittstelle
IQR	Inerquartilabstand
J	Ja
JND	Just noticeable difference
Max.	Maximum
Min.	Minimum
MTVV	maximum transient vibration value
N	Nein
NP I	non-pacinian Typ 1
NP II	rapidly adapting Typ 2
PC	pacinian corpuscle
PEST	Parameter Estimation by Sequential Testing
P2P	Peak-to-Peak-Wert; Spitze-Spitze-Wert
Q1	Unteres Quartil
Q3	Oberes Quartil
RA	rapidly adapting
RMS	Root Mean Square
SA I	slowly adapting Typ 1
SA II	slowly adapting Typ 2
SD	Standard deviation, Standardabweichung
U _x	Umkehrpunkt
VDV	fourth power vibration dose
WS	Wahrnehmungsschwelle
W _c	Frequenzbewertung, Sitzen (Rückenlehne) in Translation x
W _d	Frequenzbewertung, Sitzen in Translation x und y
W _f	Frequenzbewertung hinsichtlich Kinetose
W _j	Frequenzbewertung, unter dem Kopf
W _k	Frequenzbewertung, Sitzen in Translation z

W_m Frequenzbewertung, unbestimmte Körperhaltung, in Gebäuden auf dem Fußboden

Formelzeichen und Symbole

Zeichen	Bedeutung	Einheit
a	Beschleunigung	ms^{-2}
a_{wT}	Effektivwert frequenzbewertet	ms^{-2}
$a_{w\tau}$	Gleitender Effektivwert	ms^{-2}
a_{wv}	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet	ms^{-2}
$a_{wv,Fü\ddot{u}\beta e}$	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet, FüÙe	ms^{-2}
$a_{wv,Ges}$	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet, aller Einleitungsstellen	ms^{-2}
$a_{wv,Lehne}$	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet, Lehne	ms^{-2}
$a_{wv,Rotation}$	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet, Rotation	ms^{-2}
$a_{wv,Sitz}$	Schwingungsgesamtwert frequenzbewertet, Sitz	ms^{-2}
b	Bewertungsfaktor	-
c	Federsteifigkeit	Nm^{-1}
C_f	Crest-Faktor	-
d	Dämpferkonstante	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
d	Effektstärke	-
E	Empfindung	-
f	Frequenz	Hz
F	Kraft	N

G	Grenzwert	-
$G_{Ma,i}$	Gewichtungsfaktor mehraxial	-
$G_{St,i}$	Gewichtungsfaktor stochastisch	-
H_0	Nullhypothese	-
H_1	Alternativhypothese	-
I	Grundreiz	-
IF	Insationaritätsfaktor	-
i_0	Einleitungspunkt	-
JND	Just noticeable difference	-
K	Bewertete Schwingstärke (K-Wert)	-
k	Federkonstante	Nm^{-1}
k	Verhältnis	-
Ku	Kurtosis	-
L	Wellenlänge	-
m	Masse	kg
n	Anzahl der Wiederholungen	-
p	Impuls	$kg \cdot m \cdot s^{-1}$
p	Signifikanz	-
$P2P_{wI}$	Gewichteter P2P-Wert	ms^{-2}
R	Reiz	-
r	Korrelationskoeffizient	-
R_b	Bezugsreiz	-
R^2	Bestimmtheitsmaß	-
t	Zeit	s
T	Periodendauer	s

v	Geschwindigkeit	ms^{-1}
w	Welligkeit der Fahrbahn	-
w_{Impuls}	Gewichtungsfaktor Impuls	-
\bar{x}	Mittelwert	-
\bar{x}_m	Median	-
\hat{x}, \hat{s}	Weg-Amplitude	m
π	Kreiszahl Pi	-
α	Signifikanzniveau	-
ΔI	Reizunterschied	-
δ	Abklingkoeffizient	-
τ	Integrationszeitkonstante	s
σ	Standardabweichung	-
$\Phi_h(\Omega)$	Spektrale Dichte für Unebenheiten	m^3
$\Phi_h(\omega)$	Spektrale Dichte für Unebenheiten und Fahrgeschwindigkeit	m^2s
φ_0	Nullphasenwinkel	rad
Ψ_{konv}	Konvergenzniveau	-
Ω	Wegkreisfrequenz	m^{-1}
Ω_0	Bezugskreisfrequenz ($=1 \text{ m}^{-1}$)	m^{-1}
ω	Kreisfrequenz	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Gliederung der Arbeit inklusive Forschungsschwerpunkt.	12
Abbildung 2:	Hypothetisches Modell Komfort & Diskomfort nach [30].	16
Abbildung 3:	Komfortpyramide nach [27].....	17
Abbildung 4:	Übersicht (Auszug) komfortrelevanter Phänomene in Abhängigkeit der Anregung (a: Ungleichförmigkeit, Räder-Reifen / b: Straße / c: Motor und Antriebstrang) [33]	18
Abbildung 5:	Beispiele für transiente Schwingungen [36]	22
Abbildung 6:	Vereinfachte Darstellung der spektralen Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz [37].....	27
Abbildung 7:	Einmassenschwinger – freie gedämpfte Schwingungen (links) und erzwungene Schwingungen mit Fußpunktanregung (rechts) [41]	28
Abbildung 8:	Beispielhafte Abbildung eines Dreimassensystems [40]...	30
Abbildung 9:	Wirkkette vom Reiz zur Empfindung [42]	31
Abbildung 10:	Kodierungseigenschaften (Adaptation) von Mechanorezeptoren nach [43]	33
Abbildung 11:	Wahrnehmungsschwellen der Mechanorezeptoren [45] .	34
Abbildung 12:	Erhöhung der Wahrnehmungsschwelle bei Personen mit Verlust des Gleichgewichtsorgans in Bezug zu gesunden Personen, abgeleitet nach [51]	36
Abbildung 13:	Typischer Verlauf einer psychometrischen Funktion [11]	37
Abbildung 14:	Frequenzbewertungskurven nach VDI2057 1987 [19] und 2001 [13] im Vergleich	46

Abbildung 15:	Relevanter Wertebereich von Instationaritätsfaktoren in Abhängigkeit der Kurtosis sowie resultierende Stützstellen für repräsentative Signalformen (Ergänzung siehe Tabelle 7) [66]	51
Abbildung 16:	Aufbau Box-Plot	54
Abbildung 17:	Beispielhafte Ermittlung des Korrelationskoeffizienten ...	55
Abbildung 18:	Schematische Darstellung einer Auswahl geeigneter Hypothesentests auf Lageunterschied nach [72]	58
Abbildung 19:	Schematische Darstellung des Objektivierungsprozesses.	60
Abbildung 20:	Prinzipieller Aufbau Fahrkomfort-Simulator (Illustration links vorveröffentlicht in [11])	62
Abbildung 21:	Übertragungsverhalten Anregung-Sitz (links, [73]) und wesentliche Empfindlichkeiten der Anregungsplattform in vertikaler Richtung (rechts)	63
Abbildung 22:	Ermittelte Anregung durch das Prüffeld im statischen Betrieb im Vergleich zu der Wahrnehmungsschwelle in [13]	64
Abbildung 23:	Prüfstandsgeräusch, tonale Komponente bei circa 750 Hz (Visualisierung durch ArtemiS SUITE, HEAD acoustics GmbH [77])	65
Abbildung 24:	Eingespieltes binaurales Fahrzeuginnengeräusch (Visualisierung durch ArtemiS SUITE, HEAD acoustics GmbH [77]) [11]	65
Abbildung 25:	Schematischer Übertragungspfad	67
Abbildung 26:	Charakterisierung der im Rahmen der Arbeit eingesetzten Landstraße nach [40]	68
Abbildung 27:	Beispielhafte Ermittlung einer relativen Unterschiedsschwelle zwischen Test- und Referenzreiz mit der 1-up/ 3-down-Fragetechnik [11]	70

Abbildung 28:	Referenzreiz RMS_{Ref} (links) und Testreiz RMS_{Test} (rechts) beispielhaft für eine harmonische Schwingung bei 6 Hz (gefiltertes Messsignal, Beschleunigung-Zeit-Verlauf).....	71
Abbildung 29:	Referenzreiz P2P_{Ref} (links) und Testreiz P2P_{Test} (rechts) beispielhaft für einen Sinus-Impuls bei 12,5 Hz (gefiltertes Messsignal, Beschleunigung-Zeit- sowie Weg-Zeit-Verlauf)	72
Abbildung 30:	Relative Unterschiedsschwellen bei 1,3 Hz (links) und bei 6,0 Hz (rechts) - Einfluss der Amplitude [11].....	75
Abbildung 31:	Relative Unterschiedsschwellen bei $0,2 \text{ ms}^{-2}$ (links) und bei $0,5 \text{ ms}^{-2}$ (rechts) - Einfluss der Frequenz [11].....	76
Abbildung 32:	Ergebnisse ermittelter Unterschiedsschwellen dieser Studie und Morioka & Griffin [5] sowie Forta et al. [12] im Vergleich. Die angegebenen Beschleunigungen referenzieren auf den Grundreiz. [11]	80
Abbildung 33:	Ermittlung der Kenngrößen Peak-to-Peak und Frequenz am Beispiel eines Sinus-Impulses	83
Abbildung 36:	Ergebnisse ermittelter Unterschiedsschwellen dieser Studie (4.2.1 [11] und 4.3.1) und Morioka und Griffin [5] im Vergleich	88
Abbildung 37:	Absolute Unterschiedsschwellen in Abhängigkeit des Grundreizes (RMS, Sinus-Schwingung) bei 6,0 Hz (links) und bei 1,3 Hz (rechts)	91
Abbildung 38:	Absolute Unterschiedsschwellen für Impulse in Abhängigkeit des Grundreizes bei einer Frequenz von 12,5 Hz (links), 20,0 Hz (mitte) und 27,5 Hz (rechts).....	92
Abbildung 39:	Vertikales Aufbauschwingverhalten verschiedener Fahrzeuge im Vergleich	93

Abbildung 40:	Resultierender Beschleunigung-Zeit-Verlauf (Fahrsitz, vertikal) bei einer 30 mm Kantenüberfahrt (fallend) mit der hinteren Achse für die Fahrwerkparametrierung <i>Normal</i> und <i>Sport</i> , nach [23]	95
Abbildung 41:	Subjektive Bewertungen <i>Impuls</i> (links) und <i>Abklingverhalten</i> (rechts) im Fahrwerkmodus <i>Normal</i> und <i>Sport</i> , nach [23]	97
Abbildung 42:	Versuchsdesign idealisiert – Stärkeempfinden von Impulsen in Abhängigkeit der Frequenz mit hervorgehobenen Paarvergleich zwischen Referenzimpuls bei 18 Hz und einem Testimpuls bei 22 Hz	101
Abbildung 43:	Impulse gleicher Empfindungsstärke aus Probandenstudie	103
Abbildung 44:	Verlauf gleicher Impulsstärke in Abhängigkeit von Amplitude (Impuls-Peak $\triangleq \frac{1}{2}P2P$) und Frequenz	104
Abbildung 45:	Subjektive Bewertungen der Impulshärte (-3 = weich, +3=hart), Personenbezogene Bewertung siehe Anhang B	107
Abbildung 46:	IQR der subjektiven Beurteilungen in Abhängigkeit der Impulsfrequenz (links) sowie resultierende Empfindungssprünge hinsichtlich der Merkmale weich bzw. hart (rechts)	108
Abbildung 48:	Resultierende Beschleunigung-Zeit-Verläufe (Fahrsitzschiene, gefiltert) bei Überfahrt einer 30 mm fallenden Kante (links) und steigenden Kante (rechts) mit der vorderen (VA) sowie hinteren (HA) Achse	113
Abbildung 49:	Versuchsdesign mit Maskierer (\uparrow) und Testfrequenz (I) .	116
Abbildung 50:	Detektierte 6 Hz - Schwingung bei vorhandenem Maskierer 1,3 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$, Schwellen einzelner Probanden siehe Anhang B	118

Abbildung 51:	Resultierende Schwellen für 13 Hz und 20 Hz mit Maskierer $0,5 \text{ ms}^{-2}$ bei 6 Hz (links) und mit Maskierer $0,2 \text{ ms}^{-2}$ bei 6 Hz (rechts), Schwellen einzelner Probanden siehe Anhang B	120
Abbildung 52:	Schematischer Aufbau der Wiedergabeeinheit [24]	125
Abbildung 53:	Resultierender vertikaler Beschleunigung-Zeit-Verlauf (Fahrsitz, gefiltert), Fahrwerkmodus <i>Normal</i> (links) und <i>Sport</i> (rechts) (nach [24])	126
Abbildung 54:	Resultierender Schalldruckpegel am Fahrerohr, Lautstärke 1 (links, Volume 1) und Lautstärke 2 (rechts, Volume 2) [24]	126
Abbildung 55:	Subjektive Bewertung – Intensität fühlbarer Impulse im Fahrwerkmodus <i>Normal</i> (links) und <i>Sport</i> (rechts) [24] ..	129
Abbildung 56:	Intensität hörbarer Impulse für die Lautstärke 1 (links, Volume 1) und Lautstärke 2 (rechts, Volume 2) im Fahrwerkmodus <i>Normal</i> und <i>Sport</i> [24]	131
Abbildung 57:	Ermittelte Wahrnehmungsschwellen (Median-Werte aus Tabelle 29 und Tabelle 30 mit dazugehörigen Standardabweichungen) für vertikale Ganzkörper-Schwingungen bei einem Maskierer von 6 Hz und einer Grundanregung von $0,2 \text{ ms}^{-2}$ sowie $0,5 \text{ ms}^{-2}$	137
Abbildung 58:	Schematischer Korrekturansatz unter Berücksichtigung der Frequenzbereiche für die Eigenschaften Aufbau (I) 1 Hz bis 3 Hz, Kopieren (II) 3 Hz bis 10 Hz und Solidität (III) 10 Hz bis 20 Hz	138
Abbildung 59:	Resultierendes Frequenzspektrum (Sitz, vertikal) einer Schlechtwegüberfahrt unter Variation der Fahrwerkparameter (Setup 1 und Setup 2) sowie eine Korrektur (korr.) für den Bereich III	139
Abbildung A1:	Auszug relevanter Gewichtungsfunktionen VDI 2057-1 [13]	157

Abbildung A2:	Schematische Darstellung der Bewegungsplattform sowie der Sensorpositionen (Weg d_0 , Beschleunigung a_0 bis a_7), in Anlehnung an [11].....	158
Abbildung A3:	Schematische Darstellung der Bewegungsplattform (Untersicht und Vordersicht)	158
Abbildung A4:	Referenzreiz Sinus-Schwingung – Beispielhaft für 1,3 Hz (links) und 6 Hz (rechts) gemessen an der Sensorposition d_0 (gefiltertes Weg-Zeit-Signal, Abbildung A2), Untersuchungsreihe 4.2	159
Abbildung A5:	Sinus-Impuls – Beispielhaft für Impulsfrequenzen zwischen 10 Hz und 30 Hz gemessen an der Sensorposition a_0 (gefiltertes Beschleunigungs-Zeit-Signal, Abbildung A2), Untersuchungsreihe 4.3, 5.1 und 5.2	159
Abbildung A6:	Sinus-Impulse zwischen 10 Hz und 30 Hz mit gleicher Empfindungsstärke gemäß 5.1 und 5.2 – Idealisierte Darstellung	160
Abbildung A7:	Ermittelte 13 Hz-Wahrnehmungsschwelle für vertikale Ganzkörper-Schwingungen bei vorhandenem 6 Hz-Maskierer mit einer Grundanregung von $0,5 \text{ ms}^{-2}$ – Auszug aus Probandenstudie (6.1)	160
Abbildung C1:	Resultierende Wahrnehmungsschwelle bei 13 Hz bei vorhandener Ganzkörper-Schwingungen bei 6 Hz (Maskierer)	167

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Eigenschaften von Mechanorezeptoren [44].....	32
Tabelle 2:	Anwendung der Frequenzbewertungskurven [13]	43
Tabelle 3:	Zusammenhang zwischen dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung und der subjektiven Wahrnehmung (Intensität) bei sinusförmiger Schwingung [13]	44
Tabelle 4:	Zusammenhang zwischen Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung und subjektiver Wahrnehmung (Diskomfortempfinden) [63]	45
Tabelle 5:	Übersicht Wahrnehmungsindex	48
Tabelle 6:	Gewichtungsfaktoren (Auszug) nach Klinger [3]	49
Tabelle 7:	Einfluss der Kurtosis auf den Betrag des Instationaritätsfaktors [66]	51
Tabelle 8:	Einstufung des Bestimmtheitsmaßes nach [69]	55
Tabelle 9:	Entscheidungsübersicht der Hypothesen nach [68].....	56
Tabelle 10:	Effektstärke nach Cohen [71]	57
Tabelle 11:	Klassifizierung der Fahrbahnunebenheit mit Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$ in cm^3 nach ISO 8608:1995(E) mit $\Omega_0 = 1\text{m}^{-1}$ und $w = 2$ [40].....	68
Tabelle 12:	Übersicht der Stimuli – Harmonische Schwingungen	74
Tabelle 13:	Statistische Kennzahlen - Einfluss der Amplitude (harmonische Schwingungen), nach [11]	74
Tabelle 14:	Statistische Kennzahlen - Einfluss der Frequenz, nach [11]	77
Tabelle 15:	Übersicht der Stimuli – Transiente Schwingungen	82

Tabelle 16:	Statistische Kennzahlen - Einfluss der Amplitude	85
Tabelle 17:	Statistische Kennzahlen - Einfluss der Frequenz	86
Tabelle 18:	Subjektive Bewertung des vertikalen Aufbauschwingverhaltens.....	92
Tabelle 19:	Objektive Parameter für die Bewertung des <i>Impulses</i> sowie des <i>Abklingverhaltens</i> (relativer Vergleich) nach [23]	96
Tabelle 20:	Übersicht der Stimuli – Impulsstärke	100
Tabelle 21:	Beispielhafte und idealisierte Bestimmung eines Schwellenwertes mithilfe des Grenzverfahrens	102
Tabelle 22:	Übersicht der Stimuli – Impulshärte	105
Tabelle 23:	Statistische Kennzahlen - subjektive Bewertungen der Impulse.....	108
Tabelle 24:	Faktoren w_{Impuls} nach 5-9 in Abhängigkeit der Impulsfrequenz f und -dauer t	111
Tabelle 25:	Impuls-Merkmale in Abhängigkeit von der Impulsfrequenz für Stimuli aus Tabelle 22	112
Tabelle 26:	Objektive (nach 5-10) und subjektive Bewertungen der in Abbildung 48 dargestellten Beschleunigung-Zeit-Verläufe, Faktor = P2P-Verhältnis bei Überfahrt der steigenden und fallenden Kante	113
Tabelle 27:	Beispielhafte und idealisierte Bestimmung einer Wahrnehmungsschwelle mithilfe des Grenzverfahrens .	117
Tabelle 28:	Resultierende Wahrnehmungsschwelle in ms^{-2} bei 6 Hz bei vorhandener Maskierer 1,3 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$	119
Tabelle 29:	Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz - $0,5 \text{ ms}^{-2}$	121
Tabelle 30:	Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz - $0,2 \text{ ms}^{-2}$	121
Tabelle 31:	Statistische Kennzahlen mit Maskierer bei 6 Hz	121

Tabelle 32:	Objektive Parameter fühlbarer Impuls [24]	127
Tabelle 33:	Objektive Parameter hörbarer Impuls [24]	127
Tabelle 34:	Statistische Kennzahlen - Einfluss hörbarer Schwingungen [24]	130
Tabelle 35:	Statistische Kennzahlen - Einfluss fühlbarer Schwingungen [24]	132
Tabelle 36:	Relativer Vergleich objektiver Parameter von Setup 1 und 2	140
Tabelle 37:	Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz und $0,5 \text{ ms}^{-2}$	166
Tabelle 38:	Zugehörige statistische Kennzahlen in ms^{-2} , Maskierer 6 Hz und $0,2 \text{ ms}^{-2}$	166

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9

- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantfluspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5
- Band 91** Dominik Dörr
Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe
ISBN 978-3-7315-1104-5

- Band 93** Christian Riese
Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug
Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte
ISBN 978-3-7315-1150-2
- Band 96** Stefan Scheubner
Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models
ISBN 978-3-7315-1166-3
- Band 97** Yusheng Xiang
AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site
ISBN 978-3-7315-1165-6
- Band 98** Nils Meyer
Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound
ISBN 978-3-7315-1173-1
- Band 99** Christian Timo Poppe
Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1190-8
- Band 100** Torben Fischer
Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1199-1
- Band 101** Florian Wittemann
Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1217-2
- Band 102** Sebastian Watzl
Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatlagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich
ISBN 978-3-7315-1226-4

- Band 103** Dominik Stretz
Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze
ISBN 978-3-7315-1245-5
- Band 104** Mohamed Elgharbawy
Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches
ISBN 978-3-7315-1254-7
- Band 105** Bernhard Schmiedel
Indirekte Schätzung des Fahrbahnnäsegrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen
ISBN 978-3-7315-1258-5
- Band 106** 9. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1260-8
- Band 107** Patrick Riehm
Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-7315-1268-4
- Band 108** Markus Tesar
Deep Reinforcement Learning zur Steigerung von Energieeffizienz und Pünktlichkeit von Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-1277-6
- Band 109** Michael Mürken
Methode zur Bewertung der Zuverlässigkeit der elektrischen Energieversorgung in der automobilen Vorentwicklung
ISBN 978-3-7315-1298-1
- Band 110** Julien Pinay
Experimental investigation of relevant road surface descriptors for tire-road noise measurements on low-absorbing road surfaces
ISBN 978-3-7315-1328-5
- Band 111** Adrian Strigel
Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen
ISBN 978-3-7315-1321-6

- Band 112** Jens Jauch
Trajectory optimization based on recursive B-spline approximation for automated longitudinal control of a battery electric vehicle
 ISBN 978-3-7315-1332-2
- Band 113** Nicolas Fraikin
Methodik zur effizienten Applikation automatisierter Fahrfunktionen
 ISBN 978-3-7315-1339-1
- Band 114** Jan Siebert
Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers
 ISBN 978-3-7315-1343-8
- Band 115** Tobias Sebastian Straub
Flottendatenbasierte physikalische Routenenergiebedarfsprognose
 ISBN 978-3-7315-1348-3
- Band 116** Michael Herrmann
Eine Methodik zur Definition von Zielkriterien am Beispiel des tieffrequenten Geräuschkomforts eines Fahrzeugs
 ISBN 978-3-7315-1370-4
- Band 117** Adam Thor Thorgeirsson
Probabilistic Prediction of Energy Demand and Driving Range for Electric Vehicles with Federated Learning
 ISBN 978-3-7315-1371-1
- Band 118** Alexander Jackstadt
Constrained-layer damping in hybrid fibre metal elastomer laminates and its tolerance to damage
 ISBN 978-3-7315-1376-6
- Band 119** 13. Kolloquium Mobilhydraulik
8./9. Oktober 2024, Karlsruhe
 ISBN 978-3-7315-1381-0
- Band 120** Toni Wilhelm
Querodynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften
 ISBN 978-3-7315-1382-7

- Band 121** Alexander Brunker
**Hochgenaue und robuste odometriebasierte
Lokalisierung in einem Parkvorgang**
ISBN 978-3-7315-1383-4
- Band 122** Daniel Förster
**Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter Berücksichti-
gung kundenspezifischer Randbedingungen**
ISBN 978-3-7315-1384-1
- Band 123** Maurizio Mauro Festa
**Objektive Fahrkomfortbewertung des Gesamtfahrzeugs unter
Berücksichtigung menschlicher Wahrnehmungsaspekte**
ISBN 978-3-7315-1392-6

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik



ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1392-6

