

Rui Cai

**Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung
antriebsstranginduzierter
Fahrzeugschwingungen am Fahrzeug-
Rollenprüfstand**

Method for evaluating the subjective perception of
powertrain induced vehicle vibration using objective
characteristic parameters on the acoustic roller test
bench

Band 131

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Rui Cai

**Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung
antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen am
Fahrzeug-Rollenprüfstand**

Method for evaluating the subjective perception of powertrain induced vehicle vibration using objective characteristic parameters on the acoustic roller test bench

Band 131

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2020
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung an- triebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen am Fahrzeug-Rollenprüfstand

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des

Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

M. Sc. Rui Cai

Tag der mündlichen Prüfung: 13. November 2020

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner

Vorwort der Herausgeber (Stand: Juli 2017)

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung und damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 131

Der Markt für Kraftfahrzeuge hat sich im globalen Maßstab zu einem extremen Käufermarkt entwickelt. Interessenten finden auf allen Märkten eine Vielzahl interessanter Produktlösungen, aus denen sie auswählen können. Dieser Wettbewerb ist natürlich ganz extrem für den Bereich der Personenkraftwagen. Hier ist es daher zwingend erforderlich – je nach strategischer Aufstellung des Herstellers – eine entsprechende Produktdifferenzierung in jedem Marktsegment zu erreichen. Diese Produktdifferenzierung kann praktisch nicht mehr über die Erfüllung der Grundleistung „Transport von Personen und Gütern zwischen Orten“ erfüllt werden. Vielmehr sind Fragestellungen der Leistungsfähigkeit, der Umweltverträglichkeit, aber auch des Komforts letztendlich kaufentscheidend. Daher kommt der strukturierten Entwicklung eines Komfortniveaus für ein Fahrzeug entsprechend seiner Einordnung im Fahrzeugsegment, aber auch in der angestrebten Preisklasse, eine entscheidende Bedeutung zu. Dies Komfortbeurteilung erfolgt überwiegend durch sogenannte Beurteilungsfahrten mit Prototypen, die möglichst nahe am Serienzustand sind und die von sehr erfahrenen Fachleuten mit definierten Manövern bewegt werden, wobei dann die Fachleute – die sogenannten Fahrversuchsingenieure – eine subjektive Beurteilung verschiedenster Komfortkriterien durchführen. Dieser Prozess ist sehr aufwendig. Im Prinzip werden die hochspezialisierten Fahrversuchsingenieure als „Messsystem“ zur Erfassung der Qualität sehr komplexer Komfortgrößen, wie z.B. das Getrieberasseln oder auch der Schwingungseindruck auf dem Fahrersitz, eingesetzt. Dabei ist die erreichte Reproduzierbarkeit erstaunlich hoch. Der Beurteilungsprozess wird heutzutage unterstützt durch Objektivierungsmethoden, bei denen versucht wird, durch KI-Ansätze z.B. auf der Basis neuronaler Netze oder durch Regressionsmodelle und Kennwerte eine Korrelation zwischen den Subjektivbeurteilungen durch Menschen und physikalischen Messgrößen im Fahrzeug zu erreichen. Diese Objektivierung der Komfortbeurteilung hat einen Stand erreicht, der es erlaubt, zumindest gewisse Vergleiche und eine Vorauswahl von technischen Lösungen durchzuführen. Die Komfortbeurteilung erfolgt aber immer noch überwiegend im Fahrversuch.

Ein weiterer Schritt, der auch in der Forschungsgruppe von ALBERS am KIT bereits seit vielen Jahren erforscht wird, ist die Übertragung dieser Beurteilungsversuche auf Prüfstände. Ein erster Schritt ist dabei der sogenannte Fahrzeug-Rollenprüfstand, bei dem man zumindest die Effekte der Straße und der Straßenbedingungen, aber auch des Wetters, eliminieren und so auch zu einer schnelleren Durchführung entsprechender Untersuchungen kommen kann. Die für eine solche Untersuchung notwendigen Methoden sind immer noch ein wichtiger Forschungsgegenstand. An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn M. Sc. Rui Cai an. Er erforscht und entwickelt als einen Baustein der *Karlsruher Schule für Produktentwicklung – KaSPro* im Bereich der IPEK-XiL-Methodik Ansätze und Methoden zur Validierung der subjektiven Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf dem Rollenprüfstand entwickeln. Die Arbeit leistet so einen wichtigen Beitrag zur Verbesserung der Validierungsprozesse in der Fahrzeugentwicklung.

Kurzfassung

Im Produktentstehungsprozess müssen Fahrzeuge hinsichtlich Schwingungskomfort abgesichert werden. Eine Objektivierung der subjektiven Komfortwahrnehmung an den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug ist zur Entwicklung und Validierung des NVH-Komforts eines Fahrzeuges erforderlich.

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wird eine Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit den objektiven Kennwerten hinreichend genau beschreibt. Die Bewertungsmethode legt unter Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes Verfahren und Ressourcen zur Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen fest, damit die erforderlichen Messdaten bezüglich Antriebsstrang-NVH unter definierten Randbedingungen erfasst werden können. Durch Korrelationsanalyse zwischen den objektiven Einzahlkennwerten und den subjektiven Beurteilungen werden die Kennwerte und die Regressionsmodelle zur Beschreibung der menschlichen Vibrationswahrnehmung für die relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen, wie Sitz, Lenkrad und Fußraum, definiert. Zur Entwicklung und Validierung werden mehrere Untersuchungen mit unterschiedlichen Fahrzeugen durchgeführt. Diese Kennwerte weisen im Rahmen der Untersuchungen eine hohe Korrelationsgüte mit den Komfortbeurteilungen auf, was die zentrale Hypothese, dass die objektive Beschreibung und Analyse der subjektiven Komfortbewertung der Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen durch objektive Kennwerte möglich sind, verifiziert.

Mithilfe der entwickelten Methode können die Definition der NVH-Zielwerte und die systematische Reifegradbewertung des Schwingungskomforts effizient und reproduzierbar durchgeführt werden, indem der Aufwand der subjektiven Beurteilungen von Ingenieuren reduziert werden kann. Damit wird die Entwicklung in Bezug auf Zeit, Qualität und Kosten positiv beeinflusst. Abschließend wird die Anwendbarkeit der Bewertungsmethode im Entwicklungsprozess von Fahrzeug-NVH und die Übertragbarkeit der Ergebnisse diskutiert.

Abstract

The paper presents an evaluation method that describes the subjective perception of powertrain induced vehicle vibration on roller testbench by objective characteristic parameters. In consideration of IPEK-XiL-Approach, this method defines approaches and resource for validating the powertrain induced vehicle vibration, which describes how to acquire the measuring data regarding powertrain NVH on the roller test bench under specified conditions. Through the correlation analysis between subjective assessments and objective data, the characteristic parameters and the regression models are determined to describe the human vibration reception in the relevant driver-vehicle-interfaces, e.g. seat, steering wheel and foot space. To validate the correlation, several studies with different vehicles are performed. The determined parameters indicate a high correlation with the subjective assessments. Thereby the central hypothesis is verified, that the objective description and analysis of the subjective comfort assessment of powertrain NVH on the roller test bench is possible.

The developed method reduces the efforts of the subjective assessments by the engineers. As a result, the definition of NVH target values and the systematical maturity evaluation of the vehicle comfort level will be carried out efficiently, which improves the development process in term of time, quality and cost. Finally, the application of the evaluation method in the development process of vehicle NVH and the transferability of the results will be discussed.

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, meinem Doktorvater und Leiter des IPEK – Institut für Produktentwicklung, für die wissenschaftliche Betreuung der vorliegenden Forschungsarbeit. Seine konstruktiven und visionären Anregungen sind von großer Bedeutung. Herrn Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner von der Technischen Universität Darmstadt danke ich sehr für die Übernahme des Korreferats dieser Forschungsarbeit.

Die vorliegende Forschungsarbeit entstand im Rahmen eines Kooperationsprojekts zwischen dem IPEK und dem Team Schwingungen Gesamtfahrzeug-Versuch bei der Daimler AG in Sindelfingen. An dieser Stelle möchte ich Herrn Dr.-Ing. Christian Olfens und Herr Thomas Rabenstein ganz herzlich danken. Durch sie wurde das Projekt durchgängig begleitet. Ein ganz herzlicher Dank gilt meinem ehemaligen Kollegen Herrn Dr.-Ing. Rainer Spengler für den fachlichen Austausch. Auf seine Unterstützung konnte ich jederzeit zählen. Außerdem möchte ich allen ehemaligen Kollegen danken, welche durch intensive fachliche Diskussionen die Arbeit bereichert und an zahlreichen Untersuchungen teilgenommen haben.

Ein Dank gilt ebenfalls allen Mitarbeitern des IPEK, insbesondere meinem Oberingenieur Herrn Dr.-Ing. Matthias Behrendt für alle Diskussionen und Anregungen bei der Untersuchung der vorliegenden Forschungsarbeit.

Danken möchte ich auch meinen Familien für ihre verständnisvolle Unterstützung und den Rückhalt, den sie mir in den vergangenen Jahren gegeben haben.

Karlsruhe, den 13. November 2020

Rui Cai

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	xi
Formelverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1 Grundlagen zum Produktentstehungsprozess	3
2.1.1 IPEK-X-in-the-Loop Framework (IPEK-XiL)	3
2.1.2 Contact&Channel-Ansatz (C&C ² -A)	5
2.1.3 Das erweiterte ZHO-Modell	6
2.1.4 PGE — Produktgenerationsentwicklung	8
2.2 Antriebsstranginduzierte Fahrzeugschwingungen	9
2.2.1 Ursache der Antriebsstranganregungen	9
2.2.2 Übertragung der Schwingungsanregungen des Antriebsstrangs	17
2.2.3 Auswirkungen auf den Menschen	18
2.3 Mess- und Analyseverfahren für Fahrzeugschwingungen	22
2.3.1 NVH-Untersuchung am Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand	22
2.3.2 Messtechnische Erfassung der Fahrzeugschwingungen	28
2.3.3 Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingungen	31
2.3.4 Statistische Datenauswertung	38
2.4 Objektivierung der Schwingungswahrnehmung	45
2.4.1 Grundlagen zur Schwingungswahrnehmung	45
2.4.2 Modellierung mit KNN	51
2.4.3 Modellierung mit Regressionsmodellen und Kennwerten	52
2.4.4 Zwischenfazit	56
3 Motivation und Zielsetzung	57
4 Struktur der Arbeit	59
5 Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen	63
5.1 Wechselwirkung zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt	64
5.2 Versuchsaufbau	70
5.2.1 Randbedingungen der Prüfstandsversuche	70
5.2.2 Systematische Variation der Antriebsstranganregungen	76
5.2.3 Versuchsfahrzeug	77
5.3 Erfassung und Auswertung der subjektiven Bewertung	79
5.4 Erfassung der objektiven Messdaten	83

5.5	Auswerteverfahren zur Kennwertbildung	87
5.5.1	Auswerteverfahren für Zeitrohdaten	87
5.5.2	Auswerteverfahren der Auswertungspunkte	90
5.5.3	Auswerteverfahren zur Richtungsbewertung.....	100
5.5.4	Auswerteverfahren zur Frequenzbewertung.....	101
5.6	Korrelationsanalyse	103
5.7	Zusammenfassung.....	106
6	Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen.....	107
6.1	Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei stationären Zuständen	109
6.1.1	Versuchsaufbau	109
6.1.2	Datenauswertung.....	114
6.1.3	Analyse der Auswerteverfahren zur Kennwertbildung.....	126
6.1.4	Zusammenfassung zur Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen.....	153
6.1.5	Bestimmung der Kennwerte und Regressionsmodelle.....	154
6.2	Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei dynamischen Zuständen.....	158
6.2.1	Versuchsaufbau der Probandenstudie „Dyn“	158
6.2.2	Datenauswertung.....	165
6.2.3	Zusammenfassung.....	170
6.3	Positive und negative Erlebnisse von Fahrzeugschwingungen	171
6.3.1	Versuchsaufbau der Probandenstudie „Pos“	171
6.3.2	Datenauswertung.....	174
6.3.3	Zusammenfassung und Diskussion	180
6.4	Einfluss des Geräuschs auf Vibrationswahrnehmung.....	182
6.4.1	Versuchsaufbau der Probandenstudie „Aku“	182
6.4.2	Datenauswertung.....	185
6.4.3	Zusammenfassung und Diskussion	187
6.5	Beschreibung der Bewertungsmethode	188
6.5.1	Versuchsbedingungen	189
6.5.2	Messtechnik	189
6.5.3	Objektivierte Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen	191
6.6	Zusammenfassung.....	193
7	Anwendbarkeit der Bewertungsmethode	195
7.1	Implementierung in Entwicklungsprozess Fahrzeug-NVH	195
7.1.1	Analyse der Antriebsstrangvarianten	195
7.1.2	Definition der NVH-Zielwerte	198

7.2	Übertragbarkeit der Bewertungsmethode	200
7.2.1	Übertragbarkeit für andere konventionell angetriebenen Fahrzeuge	201
7.2.2	Übertragbarkeit für Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten	202
7.3	Indexsystem zur Analyse der Fahrzeugschwingungen	204
7.3.1	Beschreibung des Schwingungskomforts durch Indexsystem	204
7.3.2	Gewichtung der Kontaktstellen, Phänomene und Betriebszustände	205
7.3.3	Zwischenfazit zum Indexsystem	207
7.4	Zusammenfassung der Anwendbarkeit der Bewertungsmethode	207
8	Zusammenfassung und Ausblick	209
8.1	Zusammenfassung	209
8.2	Ausblick	211
	Literaturverzeichnis	xv
	Anhang A	xxix
	Testfälle für Probandenstudie Sta-A ~ Sta-E	xxix
	Anhang B	xxxiii
	Daten der Probanden	xxxiii
	Anhang C	xxxv
	Regressionsmodelle zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung	xxxv

Abkürzungsverzeichnis

ANC	Active Noise Cancellation
ANOVA	Analysis of variance (Varianzanalyse)
ATZ	Automobiltechnische Zeitschrift
BP	Bandpasspegel
C	Connector (C&C ² -A)
C&C ² -A	Contact & Channel – Ansatz
DGR	Drehmoment- und Geschwindigkeitsregler bei Daimler
DIN	Deutsches Institut für Normung
FaSiKo	Fahrersitzkonsole
FaSiOb	Fahrersitzoberfläche
FFT	Fast Fourier Transform
FR	Fußraum
FRBo	Fußraum-Fußboden
FRFs	Fußraum-Fußstütze
FR_mi	Fußraum-Mittelpunkt
FS	Fahrersitz
FSS	Fahrersitzschiene
IPEK	Institut für Produktentwicklung
iPeM	Integrierte Produktentstehungsmodell
ISO	International Organization for Standardization
K	Risikoklasse eines Phänomens in der Risikomatrix
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
KNN	künstliche neuronale Netze
KS	Kopfstütze
LRD	Lenkrad
LS	Luftschall
LSB	Mittelpunkt Kunstkopf Beifahrersitz
LSRI	Mittelpunkt Kunstkopf Fondsitzbank
LSS	Leitstützstruktur (C&C ² -A)

Miko	Mittelkonsole
MT_W	Maximalrichtung aller 3 Raumrichtungen mit Frequenzbewertung
MTB	Maximalrichtung aller 3 Raumrichtungen mit Richtungsbewertung
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise Vibration Harshness
PGE	Produktgenerationsentwicklung
Ref	Referenzpunkt
RL	Rücklehne
RMS	Root Mean Square (Effektivwert der Beschleunigung)
Rot	Rotatorische Schwingungen
SID	System-In-Development
SK	Sitzkissen
Sp	Spektrum
To	Torsionschwingungen
V	Vektorbildung aller 3 Raumrichtungen
V_W	Vektorbildung aller 3 Raumrichtungen mit Frequenzbewertung
VB	Vektorbildung aller 3 Raumrichtungen mit Richtungsbewertung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VDV	Vibration Dose Value, Schwingungsdosiswert eines Beschleunigungs-Zeit-Verlaufs
WF	Wirkfläche (C&C ² -A)
WFP	Wirkflächenpaar (C&C ² -A)
WLTC	Worldwide harmonized Light Duty Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
WÜK	Wandlerüberbrückungskupplung
XiL	IPEK X-in-the-Loop Framework
ZHO-System	Ziel-, Handlungs- und Objektsystem
ZMS	Zweimassenschwungrad

Formelverzeichnis

$a, a(t)$	[m/s ²]	Beschleunigungsamplitude
a, b	[-]	Zu definierende Parameter im Regressionsmodell
a_i	[m/s ²]	Beschleunigung für den i-ten einen 1/3-Oktavband
a_w	[m/s ²]	Frequenzbewertete Beschleunigung
c	[-]	Konstante im Weber-Fechner-Gesetz
D_{LRD}	[m]	Abstand der Bestückungspunkte 3Uhr und 9Uhr am Lenkradkranz
E	[-]	Subjektive Sinneseindruck
f	[Hz]	Frequenz
F	[-]	F-Tabellenwert
f_G	[-]	Wahrscheinlichkeitsdichte
F_{mosz}	[N]	Oszillierende Massenkraft eines Motors
F_{rot}	[N]	Rotierende Massenkraft eines Motors
G	[-]	Gütekriterium
G_A	[-]	Prüfgröße des Ausreißertests
H_{Ref}	[m]	Abstand zwischen Referenzpunkt und der Fläche der Fahrersitzkonsole in z-Richtung
k	[-]	Anzahl der unabhängigen Datengruppen im ANOVA-Test
k	[-]	Proportionalkonstante für Skalierung im Stevens-Gesetz
k_X, k_Y, k_Z	[-]	Gewichtungsfaktoren der Richtungsbewertung in X-, Y- und Z-Richtung
l_{FR_x} / l_{FR_y}	[m]	Abstand zwischen FRBo und FRFS jeweils in X- und Y-Richtung
l_{FSS_x} / l_{FSS_y}	[m]	Abstand zwischen FSS-voli, FSS-vore und FSS-hilli, FSS-hire jeweils in X- und Y-Richtung
l_{PI}	[m]	Augenabstand des Pleuels
l_{PI1}	[m]	Abstand Pleuelmassenschwerpunkt/großes Pleuelauge
l_{Ref_x}	[m]	Abstand zwischen Referenzpunkt und FSS-voli bzw. FSS-vore in x-Richtung

l_{RL_y}	[m]	Abstand zwischen FS-Rlob und FS-RIunt
l_{SK_x} / l_{SK_y}	[m]	Abstand zwischen FS-SKvoli, FS-SKvore und FS-Skmi jeweils in X- und Y-Richtung
m_{Kges}	[kg]	Kolbengesamtmasse (Kolben + Bolzen + Ringe)
m_{KWrot}	[kg]	Rotierende Kurbelwellenmasse
m_{osz}	[kg]	Oszillierende Masse aus Kolben und Pleuel
m_{Pl}	[kg]	Pleuelmasse
m_{Plges}	[kg]	Oszillierende Pleuelmasse
m_{Plrot}	[kg]	Rotierende Pleuelmasse
MQS_A	[-]	Quadratische Abweichung der Mittelwerte vom Gesamtmittelwert der Gruppenmittlere
MQS_E	[-]	Mittlere Quadratsummen der Standardabweichung innerhalb Gruppen
MT	[-]	Maximalrichtung aller 3 Raumrichtungen
n	[-]	Anzahl der Probanden / Anzahl der Stichproben
n	[-]	Rezeptorabhängiger Exponent des Stevens-Gesetz
n_{Motor}	[U/min]	Motordrehzahl
O_{Motor}	[-]	Motorordnung
p	[-]	Anzahl unabhängiger Variablen im Regressionsmodell
r	[-]	Korrelationskoeffizient
R / R_0	[-]	Physikalische Reiz / Fühlschwelle des Reizes
r_1	[m]	Massenschwerpunktsradius der Kurbelwelle
R^2	[-]	Bestimmtheitsmaß; Determinationskoeffizient
r_K	[m]	Kurbelradius
R_{kor}^2	[-]	Korrigierte Bestimmtheitsmaß
s	[-]	Standardabweichung
t	[-]	t-Tabellenwert im T-Test
v	[km/h]	Geschwindigkeit
$W_k, W_c, W_d, W_e,$	[-]	Gewichtungsfaktoren der Frequenzbewertung
W_h, W_i, W_{ges}		
Z	[-]	Z-Transformation
λ_{Pl}	[-]	Pleuelstangenverhältnis
ω_K	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle

1 Einleitung

Heutzutage ist der Komfort neben Sicherheit, Qualität, Design und Verbrauch ein wichtiger Aspekt für die Fahrzeugentwicklung und beeinflusst die Kaufentscheidung der Kunden (Heißing und Ersoy, 2008). Der „Komfort“, was als das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt umgeschrieben werden kann, ist ein sehr umfangreicher Begriff für Fahrzeuge. Dazu gehören unter anderem die allgemeine Wahrnehmung und Zufriedenheit über Bedienung, Fahrspaß sowie Fahrkomfort bezüglich NVH (Heißing und Ersoy, 2008).

Die aus dem Englischen stammende Abkürzung „NVH“ steht für Noise (Geräusch), Vibration (Schwingung) und Harshness (Rauigkeit). Die drei Begriffe werden über Frequenz zugeordnet. Die niederfrequenten Schwingungen bis ca. 20Hz werden vom Menschen überwiegend bei haptischem Kontakt vom Körper als Vibration wahrgenommen, während die hochfrequenten Schwingungen über 100Hz zunächst als Geräusch (Körperschall und Luftschall) von den Ohren wahrgenommen werden. Die Rauigkeit bezeichnet den sowohl hörbaren als auch fühlbaren Übergangsbereich. Als ein spezielles Forschungsfeld konzentriert sich die NVH-Untersuchung auf die Ursache, Übertragung und Auswirkung der schwingungstechnischen und akustischen Phänomene. In der Automobilindustrie ist die NVH-Entwicklung für die Analyse der Fahrzeugschwingungen und Optimierung des Fahrkomforts zuständig (Zeller, 2009; Genuit, 2010).

Zur Erhöhung des Komfortniveaus eines Fahrzeugs und zur besseren Erfüllung der Kundenerwartungen ist es notwendig, den Schwingungskomfort eines Fahrzeugs im Entwicklungsprozess möglichst genau beschreiben und optimieren zu können. Dafür stehen bereits diverse theoretische und experimentelle Methoden zur Verfügung. Ein übliches und realitätsnahes Verfahren ist es, die Komforteigenschaften eines Fahrzeugs im Fahrversuch auf der Straße direkt von Ingenieuren zu beurteilen. Der Mensch als Bewerter wird allerdings von störenden Faktoren (wie z.B. Einflüsse der Testumgebung) beeinflusst, die seine Beurteilung des Schwingungskomforts beeinflussen. Außerdem kann dieses Verfahren erst angewendet werden, wenn der erste Prototyp aufgebaut wird, welcher allerdings in einer relativ späteren Phase im Entwicklungsprozess verfügbar ist. Die Behebung entsprechender Systemmängel in dieser Phase ist normalerweise mit hohem technischem und wirtschaftlichem Aufwand verbunden. Aus diesem Grund ist es notwendig, die subjektive Reifegradbewertung des Schwingungskomforts auch durch objektivierte Komfortbewertungen zu erweitern.

Unter objektivierter Komfortbewertung versteht man ein Verfahren, das die subjektive Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingungen durch objektive Modelle und Kennwerte beschreiben kann. Die Herausforderung besteht dabei darin, wie der Zusammenhang zwischen den subjektiven Komfortbeurteilungen und den objektiven Daten mit einer hohen Korrelationsgüte beschrieben wird und wie der Fahrkomfort mithilfe dieses Verfahrens analysiert und optimiert werden kann.

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wird eine Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen mit den objektiven Kennwerten hinreichend genau beschreibt. Dafür werden zuerst in Kapitel 2 die Grundlagen und der Stand der Forschung beschrieben. Darauf basierend werden in Kapitel 3 die Motivation und die Zielsetzung erläutert und in Kapitel 4 die Struktur und das Vorgehen der Forschungsarbeit vorgestellt. Die hierbei dargelegte Strukturierung der Forschung spiegelt sich in den folgenden Kapiteln wieder und beginnt in Kapitel 5 mit der Methode zur Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen. Beruhend auf den Ergebnissen wird in Kapitel 6 die Bewertungsmethode zur objektivierten Komfortbeurteilung vorgestellt. Anschließend werden in Kapitel 7 die Implementierung der entwickelten Bewertungsmethode in Fahrzeug-Entwicklungsprozess und ihre Übertragbarkeit diskutiert. Den Schluss der Arbeit bildet das Kapitel 8, in dem die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf mögliche Anknüpfungspunkte gegeben wird.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In den folgenden Kapiteln werden die Grundlagen für diese Forschungsarbeit und der relevante Stand der Forschung aufgezeigt. In Kapitel 2.1 wird zunächst ein Überblick über die Grundlagen zum Produktentstehungsprozess der Karlsruher Schule für Produktentwicklung (KaSPro) gegeben. Kapitel 2.2 erläutert die Ursache, Übertragung und Auswirkung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen. Im Anschluss daran werden in Kapitel 2.3 die in der Entwicklung von Fahrzeug-NVH verwendeten Mess- und Analysemethoden vorgestellt. Zum Schluss wird in Kapitel 2.4 der aktuelle Stand der Forschung hinsichtlich der Objektivierung der menschlichen Schwingungswahrnehmung vorgestellt. Auf dieser Basis werden in Kapitel 3 die Motivation und die Zielsetzung dieser Forschungsarbeit abgeleitet.

2.1 Grundlagen zum Produktentstehungsprozess

In diesem Kapitel wird auf die Grundlagen zum Produktentstehungsprozess der KaSPro eingegangen, welche die grundlegenden Forschungsmethoden und Ansätze beinhaltet, die am IPEK – Institut für Produktentwicklung verwendet werden. Diese Methoden bilden die Grundlage und den Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit. Zunächst wird in Kapitel 2.1.1 das IPEK-X-in-the-Loop Framework beschrieben. Anschließend wird in Kapitel 2.1.2 der Contact and Channel Approach C&C²-Ansatz zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umgebung vorgestellt. Abschließend wird zur Analyse und Abbildung von Produktentstehungsprozessen das erweiterte ZHO-Modell und die Konzepte der PGE (Produktgenerationsentwicklung) in Kapitel 2.1.3 und Kapitel 2.1.4 vorgestellt.

2.1.1 IPEK-X-in-the-Loop Framework (IPEK-XiL)

Nach (Albers et al., 2016a; Albers und Düser, 2011) stellt die Validierung technischer Systeme zu jeder Phase des Entwicklungsprozesses einen zentralen Bestandteil der Produktentwicklung dar. Eine zentrale und stets wiederkehrende Herausforderung im Produktentstehungsprozess besteht in der umfassenden Verifizierung und Validierung der Produkteigenschaften (Albers et al., 2016a). Bei der Verifizierung wird überprüft, ob ein System korrekt entwickelt wurde. Bei der Validierung wird darüber hinaus die Frage beantwortet, ob ein richtiges System entwickelt wurde (Norm VDI 2206, 2004). Als grundlegende Annahme kann die

Funktionsweise eines Teilsystems nur unter Berücksichtigung des Gesamtsystems validiert werden. Der Bedarf wird dabei nur durch das Gesamtsystem erfüllt und nicht durch die einzelnen Teilsysteme. Zudem werden oftmals Funktionen nur durch einen Systemverbund erfüllt und nicht nur durch Einzelsysteme. Die Validierung fokussiert das Verhalten des Gesamtsystems, auch wenn nur ein einzelnes Teilsystem getestet wird (Albers et al., 2016a; Albers und Düser, 2011). Dementsprechend müssen die zu validierenden Systeme immer unter realistischen Bedingungen, orientiert an den Kundenwünschen, untersucht werden. Somit kann die Validierung nicht nur als ein formaler Abgleich zwischen dem Produkt und der Spezifikation verstanden werden, sondern der Prozess zur Gewinnung der Spezifikation muss hierbei ebenfalls überprüft werden, wobei auch subjektive Kriterien zu berücksichtigen sind (Albers et al., 2016a). Aus diesen Gründen soll zur Untersuchung der subjektiven Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen im Rahmen der Forschungsarbeit das NVH-Verhalten des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung des NVH-Verhaltens des Gesamtfahrzeugs und dessen Wechselwirkung mit Fahrer bzw. Umwelt validiert werden. Hierfür kann das im IPEK – Institut für Produktentwicklung entwickelte „IPEK-X-in-the-Loop Framework (XiL)“ herangezogen werden.

Das IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers et al., 2016a) ist ein Entwicklungs- und Validierungsframework im Hinblick auf eine ganzheitliche Entwicklungsumgebung für technische Systeme mit Fokus auf der Fahrzeug- bzw. Antriebssystementwicklung. Das IPEK-XiL-Framework besteht aus System „Fahrer“, System „Fahrzeug“, System „Umwelt“ und „Fahrmanöver und Testfälle“ für Untersuchung, siehe Bild 2.1. Das „X“ in XiL steht für das zu entwickelnde System im Fahrzeug, System-In-Development (SID). Dabei kann SID im System „Fahrzeug“ rein virtuell, rein physisch oder gemischt physisch-virtuell sein. Das SID ist also beispielsweise als physische Komponente oder als Simulationsmodell auf dem realen bzw. virtuellen Prüfstand. In Abhängigkeit von Ziel und Randbedingungen der Untersuchung kann das SID sich auf verschiedene Ebene, von Wirkflächenpaaren, über Subsysteme, bis hin zum Gesamtfahrzeug, befinden. Dementsprechend wird das Restfahrzeugmodell durch einen Detaillierungsgrad beschrieben bzw. simuliert, damit das SID unter realitätsnahen Bedingungen und unter den beeinflussenden Wechselwirkungen untersucht werden kann. Die Entwicklung und Validierung vom SID wird außerdem immer im Kontext mit System „Fahrer“ und „Umwelt“ durchgeführt, um die Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug, Fahrer und Umwelt zu betrachten. Dazu werden noch die realistischen oder generischen Fahrmanöver und Testfälle für die Validierung verwendet, um den Loop zu schließen. Darüber hinaus können das System-Modell „Fahrer“, System-Modell „Umwelt“, Restfahrzeugmodell und sogar die Fahrmanöver und Testfälle je nach Entwicklungsziel als SID betrachtet werden.

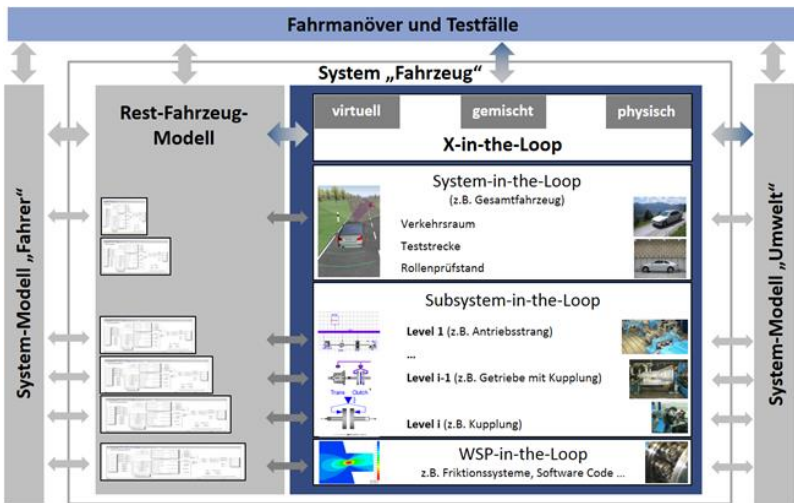


Bild 2.1: IPEK X-in-the-Loop Framework (Albers et al., 2016a)

Im Rahmen der Arbeit steht das SID für Antriebsstrang. Dementsprechend wird das Antriebsstrang-in-the-Loop zur Validierung betrachtet. Die Validierung von Systemen erfolgt dabei immer ausgehend vom Verständnis des Gesamtsystems (Gesamtfahrzeug) und des zugehörigen Übersystems (Albers et al., 2016a). Hierbei wird die Untersuchung des Antriebsstrangs auf der Ebene Gesamtfahrzeug durchgeführt.

2.1.2 Contact&Channel-Ansatz (C&C²-A)

Wie oben dargestellt wird die Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen stets unter Berücksichtigung der Wechselwirkung mit Fahrer und Umwelt durchgeführt. Zur Beschreibung und Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt wird in der vorliegenden Arbeit die Methode Contact&Channel-Ansatz – C&C²-A herangezogen. Der C&C²-Ansatz dient zur Beschreibung und Analyse des Zusammenhangs von beobachteter Funktionsweise und Ausprägung von Gestalt und Funktion. Ziel des Ansatzes ist eine einheitliche Modellsprache für technische Systeme. Es besteht aus den zentralen Elementen Wirkflächenpaar (WFP), Leitstützstruktur (LSS) und Connector

(C), welche laut (Albers et al., 2016b) wie nachfolgend definiert werden. Ein technisches System muss zur Funktionserfüllung aus mindestens zwei WFP und einer sie verbindenden LSS sowie zwei Connectoren bestehen.

- „Wirkflächen (WF) sind Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise in Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und dann ein Wirkflächenpaar bilden.“
- „Wirkflächenpaare (WFP) sind Flächenelemente. Sie werden gebildet, wenn zwei beliebig geformte Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern in Kontakt treten und am Energie-, Stoff- und/oder Informationsaustausch beteiligt sind.“
- „Leitstützstrukturen (LSS) sind Volumenelemente. Sie beschreiben Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie und/oder Information zwischen ihnen ermöglichen.“
- „Connectoren (C) integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Connectoren sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Sie haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung. Sie liegen nicht im betrachteten System und somit nicht im Gestaltungsraum.“

Mithilfe des C&C²-Ansatzes werden im Rahmen der Untersuchung die Energie-, Stoff- und Informationsströme zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt analysiert. Beruhend darauf wird die Messmethode zur Erfassung der entsprechenden Energie-, Stoff- und Informationsströme entwickelt, siehe Kapitel 5.1.

2.1.3 Das erweiterte ZHO-Modell

In der Produktentwicklung spielt die Modellbildung eine sehr wichtige Rolle (Albers et al., 2016c). Hierfür wird zur Generierung und Abbildung von Produktentstehungsprozessen das ZHO-System (Ziel-, Handlungs- und Objektsystem) verwendet. Die Produktentstehung kann als die Überführung eines Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschrieben werden (Albers und Braun, 2011). Basierend auf der Systemtechnik können die komplexen Produktentstehungsprozesse durch die drei Teilsysteme: Zielsystem, Handlungssystem und Objektsystem so beschrieben werden, dass eine globale Optimierung des ganzen Prozesses möglich ist (Albers et al., 2012; Lohmeyer,

2013; Albers et al., 2016c). Nach (Albers und Braun, 2011; Albers et al., 2012; Lohmeyer, 2013; Albers et al., 2016c) beschreibt das Zielsystem dabei die erwünschten Eigenschaften und Randbedingungen des Produktes. Das Objektsystem beschreibt alle Informationen und Artefakte bzgl. des Produktes, die als Teillösungen, Zwischenergebnisse sowie fertiges Produkt während des Produktentstehungsprozesses betrachtet werden. Die Transformation erfolgt mit Hilfe des Handlungssystems. Das Handlungssystem beschreibt das Entstehen eines Produkts und beinhaltet neben den benötigten Ressourcen auch die durchgeführten Aktivitäten, Methoden und Prozesse.

Basierend auf dem ZHO-Modell wurde am IPEK ein erweitertes Modell entwickelt, siehe Bild 2.2. Das erweiterte ZHO-Modell beschreibt nicht die übergeordneten Aktivitäten der Produktentstehung, sondern vielmehr das Vorgehen der Entwickler / des Menschen als Teil des Handlungssystems während einzelner Entwicklungszyklen (Albers et al., 2016a).

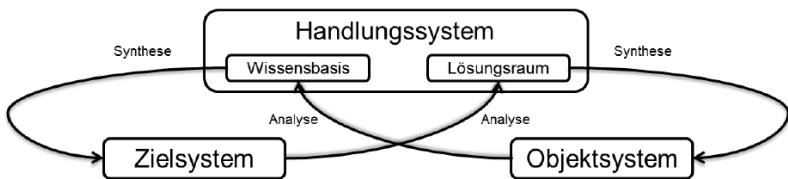


Bild 2.2: Das erweiterte ZHO-Modell (Albers et al., 2012)

Nach (Albers et al., 2012; Lohmeyer, 2013) wird die Analyse dabei als eine Handlung definiert, die das Verstehen eines existierenden Systems bezweckt. Das Resultat einer Analyse ist Erkenntnis. Zugleich wird die Synthese eine Handlung, die das Erschaffen eines bis dato noch nichtexistierendes System bezweckt, definiert. Das Resultat einer Synthese ist ein Ziel oder ein Objekt. Ausgehend von der individuellen Wissensbasis des Entwicklers wird das Zielsystem definiert. Durch Analyse des Zielsystems wird ein individueller Lösungsraum beruhend auf der Wahrnehmung und Interpretation des Entwicklers erstellt. Die Lösungen entstehen zunächst in Form mentaler Modelle der Entwickler und werden dann als virtuelle oder physische Objekte umgesetzt und analysiert. Somit wird neues Wissen generiert, das die Wissensbasis des Entwicklers erweitert und dazu hilft, das Zielsystem weiter zu verfeinern. Dieser Prozess wiederholt sich bis das Ziel- und

Objektsystem übereinstimmt und keine weitere Veränderung notwendig ist (Albers et al., 2012, 2016c). Diese iterative Abfolge von Analyse und Synthese beschreibt dabei die zwei zentralen Aktivitäten der Produktentstehung (Albers et al., 2016a, 2016c). Die Analyse des Zielsystems und die darauffolgende Synthese des Objektsystems mit Hilfe des Handlungssystems können dabei als Design verstanden werden. Die Analyse des Objektsystems und darauf aufbauende Synthese des Zielsystems können als Validierung verstanden werden (Albers und Braun, 2011; Albers et al., 2016a).

2.1.4 PGE — Produktgenerationsentwicklung

Jede Produktentwicklung ist PGE – Produktgenerationsentwicklung. Die Entwicklung von Produkten erfolgt im Modell der PGE immer auf Basis eines Referenzsystems als Ausgangspunkt der spezifischen Neuentwicklung eines Produktes. Die Referenzsystemen können sowohl unternehmenseigene Vorgängerprodukte sowie Systemen von Wettbewerbern, Zulieferern, Branchen als auch branchenfremde Produkte sein oder sogar Systeme, die noch nicht oder nie Marktreife erreicht haben (Albers et al., 2015a, 2017a, 2017b, 2019). Die Elemente des Referenzsystems werden entweder übernommen oder durch Gestalt- und Prinzipvariation neu entwickelt. Dazu werden teilweise deren Struktur und Teilsysteme übernommen oder als Ausgangspunkt für Variationen zugrunde gelegt (Bursac, 2016; Albers et al., 2017a, 2017b). Der Großteil der Produktgenerationsentwicklungen ist dadurch gekennzeichnet, dass ähnliche Referenzprodukte bestehen, welche zumindest in Teilen übernommen werden können, und durch die zudem nicht unerhebliche Erfahrung und Wissen vorhanden ist. Dies geht bis hin zur Übernahme großer Anteile eines Referenzprodukts und nur noch kleinerer Anpassungen (Albers et al., 2017a).

Die Motivation der Unterteilung zwischen den drei unterschiedlichen Arten der Variationen bei der PGE ist, die Planung von Entwicklungsprozessen dadurch zu vereinfachen, dass die unterschiedlichen Anteile und damit das Entwicklungsrisiko und die Tragweite der Neuentwicklung im Kontext der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung abgeschätzt und geplant werden können (Albers et al., 2015a; Bursac, 2016). Durch die Nutzung und Anpassung bestehender Methoden und Ressourcen sowie den Erkenntnissen der Validierung vorheriger Produktgenerationen kann die Validierung einer neuen Produktgeneration im Sinne der PGE positiv in Bezug auf die Ziele Zeit, Kosten und Qualität beeinflusst werden (Albers et al., 2015a; Albers et al., 2017b).

2.2 Antriebsstranginduzierte Fahrzeugschwingungen

Die Fahrzeugschwingungen können auf verschiedene Anregungsquellen zurückgeführt werden. Die Hauptverursacher sind Anregungen durch Fahrbahn, Antriebsstrang und Räder. Fahrbahnerregte Schwingungen werden bei Überfahren der periodischen und stochastischen Unebenheiten der Fahrbahn angeregt, was ebenfalls die niederfrequenten Aufbaubewegungen wie Heben, Nicken, Wanken verursacht. In der Automobilindustrie wird die Untersuchung über fahrbahnerregte Fahrzeugschwingungen auch als „Ride-Komfort“ bezeichnet (Heißing und Ersoy, 2008; Genuit, 2010). Die radinduzierten Schwingungen liegen an der Ungleichförmigkeit des Rad-Reifen-Systems. Diese Ungleichförmigkeiten, welche durch Radunwucht, Steifigkeitsschwankungen und Rundlauffehler der Reifen verursacht werden, werden durch Fahrwerk in die Karoserie eingeleitet und führen zu Kraftschwankungen und Bewegungen der Karosserie, insbesondere in vertikaler Richtung. Zu den antriebsstrangerregten Schwingungen gehören neben dem niederfrequenten Schütteln bei Lastwechseln und den Reibschwingungen bei schlupfender Kupplung auch die hochfrequenten harmonischen Schwingungen bei Leerlauf und Fahrbetrieb, welche auf zyklische und stochastische Anregungen vom Antriebsstrang zurückgeführt werden (Zeller, 2009). Je nach Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrgeschwindigkeiten und Motorlasten setzen sich die Anregungen durch Fahrbahn, Antriebsstrang und Räder unterschiedlich zusammen.

Die vorliegende Forschungsarbeit fokussiert sich auf die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen und ihre Auswirkungen auf subjektive Komfortwahrnehmung. In nachfolgenden Abschnitten werden die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen bezüglich Ursache, Übertragung und Auswirkung erläutert.

2.2.1 Ursache der Antriebsstranganregungen

2.2.1.1 Gas- und Massenkräfte des Verbrennungsmotors

Für das von einem Verbrennungsmotor angetriebene Straßenfahrzeug wird heutzutage der Hubkolbenmotor vorrangig eingesetzt. Der Hubkolbenmotor läuft einen in verschiedene Takte aufgeteilten Prozess durch. Durch Verbrennung und Ausdehnung des Kraftstoff-Luft-Gemischs im Zylinder wird Arbeit an dem Kolben verrichtet, die weiter durch die Pleuelstange auf die Kurbelwelle übertragen wird. So wird die oszillierende Bewegung des Kolbens in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umgesetzt. Die Kurbelwelle wird infolge der zeitabhängigen Gaskräfte

und der Massenkräfte, welche aus der Hubbewegung von Kolben und Pleuel resultieren, ständig beschleunigt und verzögert. Hieraus resultiert eine Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle. Die Form der Drehunförmigkeit hängt von der Anzahl der Zylinder, dem Druckverlauf im Zylinder, der Geometrie und den Massen der Motorbauteile sowie den Arbeitsverfahren (Zwei- bzw. Viertaktverfahren) ab. Im nachfolgenden Teilkapitel werden nähere Informationen über Berechnung und Analyse der Gas- und Massenkräfte in Anlehnung an (Köhler und Flierl, 2006; Zeller 2009) und weitere explizit erwähnte Literaturquellen erläutert.

Die oszillierenden Massenkräfte werden hauptsächlich durch die Hubbewegung von Kolben und Pleuel verursacht werden. Die lassen sich durch Formel Gl.2.1 berechnen:

$$F_{mosz} = m_{osz} r_K w_K^2 (\cos\varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots)$$

$$A_2 = \lambda_{pl} + \frac{1}{4} \lambda_{pl}^3 + \frac{15}{128} \lambda_{pl}^5, A_4 = -\frac{1}{4} \lambda_{pl}^3 - \frac{3}{16} \lambda_{pl}^5 \quad \text{Gl.2.1}$$

mit r_K Kurbelradius und w_K Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle. Das Pleuelstangenverhältnis wird berechnet durch Kurbelradius r_K und Augenabstand des Pleuels l_{pl} :

$$\lambda_{pl} = r_K / l_{pl} \quad \text{Gl.2.2}$$

Erläuterungen siehe auch Bild 2.3.

Die oszillierende (translatorische) Masse:

$$m_{osz} = m_{Kges} + m_{plosz} = m_{Kges} + m_{pl} \frac{l_{pl1}}{l_{pl}} \quad \text{Gl.2.3}$$

mit m_{Kges} Kolbengesamtmasse (Kolben + Bolzen + Ringe), m_{plosz} oszillierende Pleuelmasse, m_{pl} Pleuelmasse, und l_{pl1} Abstand Pleuelmassenschwerpunkt/großes Pleuelauge.

Üblicherweise sind die Massenkräfte ab der 4. Ordnung aufgrund ihrer geringen Größe vernachlässigbar. Die Gl. 2.1 stellt deswegen näherungsweise wie Gl.2.4 dar. Hierbei werden nur die Massenkraft 1. Ordnung und 2.Ordnung berücksichtigt.

$$F_{mosz} = m_{osz} r w^2 (\cos\varphi + \lambda_{pl} \cos 2\varphi)$$

Gl.2.4

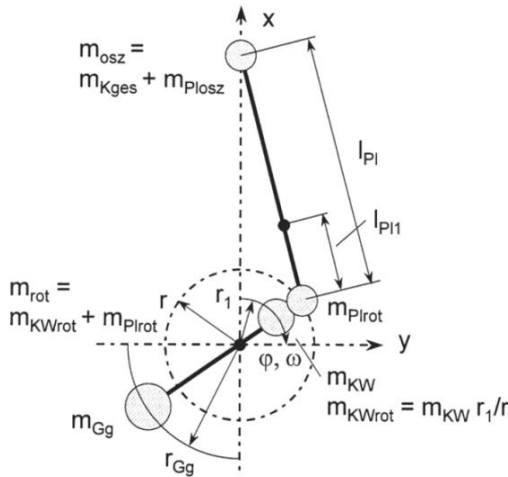


Bild 2.3: Ersatzmassensystem des Kurbeltriebs mit den die Massenkräfte beeinflussenden Hauptabmessungen (Köhler und Flierl, 2006)

Die rotierende Massenkraft läuft mit der Kurbelwelle um und tritt daher nur in der 1. Ordnung auf. Die rotierende Massenkraft wird wie Gl.2.5 berechnet:

$$F_{mrot} = m_{rot} r w^2$$

$$m_{rot} = m_{KWrot} + m_{Plrot} = m_{KW} \frac{r_1}{r} + m_{pl} \left(1 - \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}\right)$$

Gl.2.5

mit m_{KWrot} rotierende Kurbelwellenmasse, m_{plrot} rotierende Pleuelmasse, r_1 Massenschwerpunktsradius der Kurbelwelle, und l_{pl1} Abstand Pleuelmassenschwerpunkt/großes Pleuelauge.

Die Gaskräfte verursachen ebenfalls die Drehungleichförmigkeit, welche mit der halben Zylinderzahl als Hauptordnung auftritt. Je höher der Verbrennungsdruck im Zylinder bzw. die Motorlast, desto stärker die Drehzahl- und

Drehmomentenpulsation. Die Anteile der Massen- und Gaskräfte verändern sich in den unterschiedlichen Betriebszuständen des Motors. Die Gaskräfte verändern sich nahezu linear mit der Motorlast aber nur geringfügig über variierende Drehzahl. Im Gegensatz dazu steigen die Massenkräfte quadratisch mit der Motordrehzahl. Die Gaskräfte sind im kleinen Drehzahlbereich mit hoher Last dominant, während die Massenkräfte dagegen bei geringer Last und hoher Drehzahl dominant sind. Die Massen- und Gaskräfte können sich teilweise kompensieren.

Zur Analyse der Schwingungen von rotierenden Maschinen wird ein Begriff „Ordnung“ eingeführt, welche die Variation der harmonischen Frequenz f in Bezug auf die Grundfrequenz der Motordrehzahl bezeichnet. Beim Motor entsprechen die Motorordnungen der Motordrehzahl oder deren Vielfachen.

$$O_{Motor} = \frac{f \cdot 60}{n_{Motor}} \qquad \text{Gl.2.6}$$

Die erste Motorordnung bezeichnet die Schwingungsanregungen bei den Frequenzen, die identisch mit der Frequenz der Motordrehzahl sind. Die zweite Motorordnung entspricht der Frequenz der ersten Ordnung multipliziert mit dem Faktor 2 usw. Bei Viertaktmotoren zündet der einzelne Zylinder jede zweite Umdrehung der Kurbelwelle, deswegen treten die Anregung durch Gaskräfte mit der halben Motorordnung auf, während die Anregung durch Massenkräfte mit 1. und 2. Motorordnung dargestellt werden. Die Motorordnungen mit stärksten Anregungen werden als Hauptordnungen dargestellt. Beim Motor mit mehr als einem Zylinder ist die Hauptmotorordnung auch von Zylinderzahl und Bauweise des Motors abhängig. Bei Vierzylinder-Reihenmotor zünden die 4 Zylinder kontinuierlich, deswegen treten die Gaskräfte mit 2. Motorordnung als Hauptordnung auf, während die Gaskräfte bei Sechszylinder-Motor dann mit der 3. Motorordnung als Hauptordnung auftreten. Die Massenkräfte stellen immer noch überwiegend die 1. und 2. Motorordnung dar.

Die Massenkräfte können bei Motorauslegung möglichst durch primäre Maßnahmen in Form von Massenausgleich an der Kurbelwelle reduziert werden, um die vom Motor erregten Schwingungen zu minimieren. Heutzutage sind die meisten Vierzylinder-Reihenmotoren mit Ausgleichswellen ausgerüstet. Hierbei werden die Massenkräfte der 2. Ordnung durch zwei gegenläufig drehende Ausgleichswellen vollständig eliminiert (Zeller, 2009). Neben den oszillierenden Massenkräften treten auch Kippmomente um die Längsachse des Motors auf, welche zum Teil durch einen Höhenversatz der Ausgleichswellen minimiert werden können. Unter Berücksichtigung der Kompensationswirkung zwischen Massen- und Gaskräften werden die Gaskräfte bei unkompensiertem Kippmoment im mittleren Drehzahlbereich durch die Massenkräfte teilweise kompensiert.

Um Verbrauch und Abgasemission zu reduzieren sowie Einbauplatz einzusparen werden heutzutage immer kleinere Motoren durch Leichtbau und Downsizing ausgelegt und hergestellt. Die Zylinderzahl wird reduziert, während sich der Arbeitsdruck im Zylinder durch Motoraufladung und Erhöhung der Verdichtung immer erhöht. Der Trend führt zu deutlich stärkeren Ungleichförmigkeiten und damit der schwingungstechnischen und akustischen Motoranregungen.

2.2.1.2 Schwingungsentkopplung des Verbrennungsmotors vom Antriebsstrang

Das vom Verbrennungsmotor gelieferte Drehmoment wird je nach Anordnung des Antriebsstrangs unter anderem durch Kupplung, Getriebe, Kardanwelle, Differential und Antriebswelle bis an die Räder weitergeleitet. Die nicht vollständig durch Massenausgleich kompensierten Massen- und Gaskräfte resultieren an der Abtriebsseite des Motors die Drehungleichförmigkeit und Drehmomentschwankung, welche Schwingungsanregung und Störgeräusch im Antriebsstrang verursacht. Die Reduzierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang wird vor allem durch Entkopplung des Verbrennungsmotors vom Antriebsstrang erreicht werden. Dafür hat (Nauheimer et al. 2007) bekannte Maßnahmen wie nachfolgend zusammengefasst:

- Torsionsdämpfer in der Mitnehmerscheibe der Trockenkupplung,
- Zwei-Massen-Schwungrad: Elastische Ankoppelung einer Zusatzmasse,
- Hydraulischer Torsionsdämpfer verbindet die Vorteile der Schwungmassenaufteilung mit einem variablen Dämpfersystem,
- Tilger zur Schwächung von Resonanzerscheinungen,
- Drehzahladaptiver Tilger ermöglicht eine resonanzfreie Kompensation der dominanten anregenden Drehmomente an der Kurbelwelle im gesamten Drehzahl- und Lastbereich,
- Permanent schlupfende Reibkupplung bei elektronischen Kupplungssystemen: Durch eine elektronisch gesteuerte Stellmechanik werden durch kontrollierten Schlupf Schwingungsspitzen herausgefiltert,
- Hydrodynamischer Drehmomentwandler bei Stufenautomatgetrieben und
- Kennfeldgesteuerte Wandlerüberbrückungskupplung.

Im nachfolgenden Teilkapitel werden in Anlehnung an (Nauheimer et al. 2007; Zeller, 2009; Genuit, 2010) und weitere explizit erwähnte Literaturquellen einige Maßnahmen zur Entkopplung des Motors vom Antriebsstrang näher vorgestellt.

Zur Reduzierung der nicht vollständig durch Massenausgleich kompensierten Massen- und Gaskräften wird seit langem das Schwungrad verwendet, welches

einerseits an Motor angeflanscht und andererseits über Kupplung mit Getriebe angebunden wird. Das Schwungrad dient überwiegend zur Glättung von kurzzeitigen Last- und Leistungsschwankungen. Darüber hinaus können die Drehschwingungen durch den in die Kupplung integrierten Torsionsdämpfer isoliert werden. Zur Minimierung der Drehungleichförmigkeit sollen die Schwungmassen ausreichend groß sein, was allerdings mit dem Trend von Leichtbau und Downsizing bei der Fahrzeugentwicklung nicht übereinstimmt. Durch Einsatz des Zweimassenschwungrades (ZMS) wird ermöglicht, die Drehungleichförmigkeit bei reduziertem Gewicht der Schwungmasse möglichst zu reduzieren. Das ZMS besteht aus einer primären (motorseitigen) und einer sekundären (getriebeseitigen) Schwungmasse, die durch ein fettgeschmiertes Feder-Dämpfer-System miteinander verbunden sind. Hierbei übernimmt das Feder-Dämpfer-System die Funktion des Torsionsdämpfers. Die wesentlichen Parameter zur ZMS-Auslegung sind das primär- und sekundärseitige Massenträgheitsmoment, sowie die Federrate und die Dämpfungscharakteristik. Die statische Kennlinie zeigt bei manchen ZMS mehrere Stufen auf. Hierbei liegt die Resonanzfrequenz des ZMS durch die weiche Abstimmung der Federeinheiten zwischen den beiden Schwungmassen weit unter der Leerlaufdrehzahl des Motors, somit eine Drehschwingungsentkopplung des Motors vom Antriebsstrang über den gesamten Drehzahlbereich stattfinden kann. Beim Motorstart isoliert die weiche Stufe auch die Drehmomentenpulsation beim Resonanzdurchgang. Im Gegensatz dazu wird die harte Stufe zur Übertragung des maximalen Drehmoments ausgelegt. Die Dämpfungscharakteristik wird beim niedrigen Drehzahlbereich sowie beim Lastwechsel hoch und im Normalbetrieb gering abgestimmt. Nur durch gezielte Abstimmung von Federsteifigkeit und Dämpfungsverhalten abhängig von Betriebspunkt kann eine optimale Isolation für alle relevante Betriebspunkte sichergestellt werden.

Zur weiteren Reduzierung von Drehschwingungen wird heutzutage das Fliehkraftpendel ergänzend zum ZMS verwendet. Das am Flansch des ZMS integrierte Fliehkraftpendel hat keine feste Eigenfrequenz, sondern ändert diese abhängig von der Drehzahl, daher wird das Fliehkraftpendel auch als drehzahladaptiver Tilger genannt. Durch die Schwingungen der Pendelmassen wird eine Kraft erzeugt, die den Drehschwingungen des Motors entgegengesetzt. Die konstruktive Abstimmung der Pendelmassen ermöglicht eine effiziente Tilgung der Motorhauptordnung bei reduziertem Gewicht der Pendelmassen, speziell im unteren Drehzahlbereich.

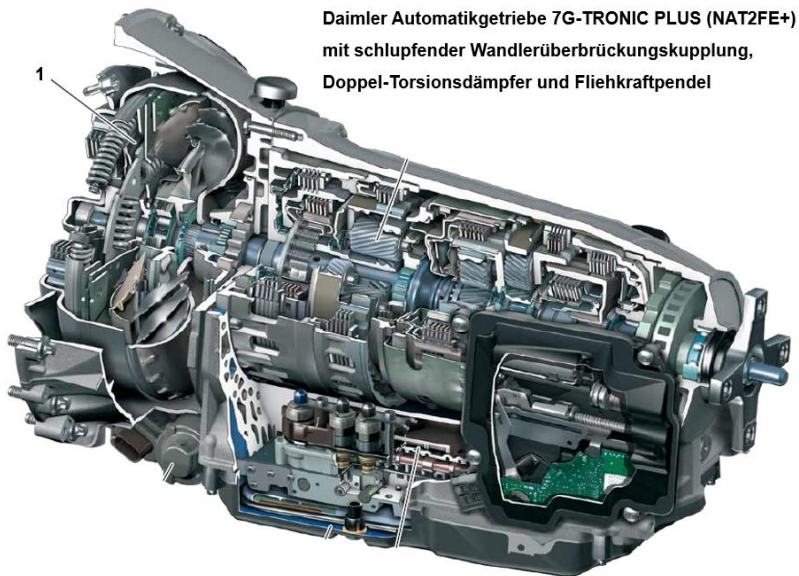
Bei Fahrzeuggetrieben unterscheidet man je nach Bauarten zwischen Handschaltgetriebe, automatisiertem Schaltgetriebe (inkl. Doppelkupplungsgetriebe), konventionellem Automatikgetriebe und mechanischem Stufenlosgetriebe. Im Vergleich mit Handschaltgetriebe und

Doppelkupplungsgetriebe mit Kupplung als Anfahelement besitzt das konventionelle Automatikgetriebe einen hydrodynamischen Drehmomentwandler. Hierbei werden die Drehmomentstöße des Motors vom Wandler absorbiert und in Wärme umgewandelt. Daher weist das Automatikgetriebe hohen Anfahr- und Schaltkomfort auf. Um den Verlust zu verringern wird dazu eine Wandlerüberbrückungskupplung (WÜK) eingesetzt, welche durch Schließen der Kupplung die Eingangswelle direkt mit der Ausgangswelle verbindet und dadurch den Wirkungsgrad auf nahezu 100% erhöht. Allerdings werden beim Schließen der Kupplung und damit Überbrücken des schwingungsdämpfenden Wandlers die vom Motor induzierten Torsionsschwingungen in den Triebstrang übertragen. Zur Verbesserung der NVH-Probleme wird bei modernen Automatikgetrieben eine schlupfgeregelte WÜK eingesetzt. Dabei kann die WÜK sowohl vollständig geschlossen als auch mit einer last- und drehzahlabhängigen Schlupfdrehzahl betrieben werden. Somit werden die Drehschwingungen isoliert, um die Anforderungen bezüglich Reduktion des Kraftstoffverbrauchs, Steigerung der Fahrdynamik und Entkoppelung der Drehschwingungen zu erfüllen.

Bild 2.4 zeigt ein 7-Gang-Automatikgetriebe 7G-TRONIC PLUS mit schlupfender Überbrückungskupplung, Doppel-Torsionsdämpfer und Fliehkraftpendel von Daimler. Das Getriebe mit geregelter WÜK wird bereits im ersten Gang geschaltet und in sämtlichen Gängen schlupfgeregelt betrieben. Die Schlupfdrehzahl soll in allen gewünschten Betriebspunkten vom Getriebe fein angesteuert werden (Daimler, 2013¹). Die Doppel-Torsionsdämpfer verfügt zur Verstärkung der Isolationswirkung über zwei Torsionsdämpfer und daher kann die Drehungleichförmigkeiten hinter dem Wandler im gesamten Drehzahlbereich absenken. Eine weitere Möglichkeit, das Komfortniveau weiter zu verbessern, besteht darin, den Turbinen-Torsionsdämpfer einzusetzen. Im Vergleich mit einen konventionellen Torsionsdämpfer zeigt der Turbinen-Torsionsdämpfer mit der weicheren Getriebeeingangswelle Vorteile insbesondere im mittleren Drehzahlbereich.

Bei manchen modernen Automatikgetrieben, welche für hohe Leistungsdichte und schnelles Ansprechverhalten ausgelegt werden, wird der Drehmomentwandler durch eine nasse Anfahrkupplung ersetzt, wie z.B. das AMG Speedshift MCT 7-Gang-Sportgetriebe mit nasser Sechsscheiben-Anfahrkupplung. Hierbei werden die Kupplungen ebenfalls schlupfgeregelt betrieben, um den Fahrkomfort sicherzustellen. Außerdem kommen für die weitere Entkoppelung von Drehschwingungen zusätzliche Torsionsdämpfer zum Einsatz.

¹ Interne Dokumentation der Daimler AG



Daimler Automatikgetriebe 7G-TRONIC PLUS (NAT2FE+) mit schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung, Doppel-Torsionsdämpfer und Fliehkraftpendel

Bild 2.4: Daimler 7-Gang-Automatikgetriebe 7G-TRONIC PLUS mit schlupfgeregelter Überbrückungskupplung, Doppel-Torsionsdämpfer und Fliehkraftpendel (Daimler, 2013)

2.2.1.3 Weitere Anregungsquellen im Triebstrang

Neben den vom Motor erregten Schwingungen werden Anregungen auch durch Nebenaggregate im Triebstrang ausgelöst. Aufgrund der Übersetzungen im Getriebe und Differential stellen sich die Drehzahl- und Drehmomentenpulsationen im Antriebsstrang in unterschiedlichen Frequenzen dar. Daher entstehen neben den Hauptmotorordnungen noch zusätzliche Ordnungen, welche zur Analyse der Schwingungen am Antriebsstrang wichtig sind (Zeller, 2009; Grimm et al., 2010). Hierbei ruft das Getriebe Schwingungsanregung und Störgeräusch (wie z.B. Heulen, Klappern, Rasseln, Lastwechselanschlaggeräusch und Schaltgeräusch) hervor. Zu den Hauptursachen zählen Unwuchten und Verzahnungen (Heider, 2012). Bei Fahrzeugen mit Hinterrad- und Allradantrieb ist die Kardanwelle ein wichtiger Bestandteil zur Kraftübertragung im Antriebsstrang. Die Unwucht der

Kardanwelle generiert starke Schwingungen, welche durch Zwischenlager und Differential in die Karosserie eingeleitet werden. Die von der Unwucht induzierten Anregungen sind von der Kardanwellendrehzahl abhängig und bei hoher Fahrgeschwindigkeit überwiegend in der ersten Kardanwellenordnung zu erkennen. Zur Reduzierung solcher Schwingungen werden die Kardanwellen bei der Fertigung dynamisch ausgewuchtet. Außerdem beeinflusst der Beugewinkel der Gelenkwellen auch die Drehungleichförmigkeit der Kardanwellen und die Körperschallübertragung in die Karosserie, daher soll die relative Bewegung zwischen Getriebe, Differential und Karosserie berücksichtigt werden. Zusätzlich zu den Unwuchten ist die Verzahnung eine wichtige Ursache für die Antriebsstranganregungen. Die durch Verzahnung induzierten Anregungsfrequenzen (Zahneingriffsfrequenz- und Höherharmonische) werden über die Zähnezahlnzahl festgelegt. Zur Reduzierung der Schwingungen bestehen diverse Maßnahmen, wie z.B. optimierte Auslegung der Zahngeometrie, Erhöhung der Fertigungsqualität der Zahnoberfläche und betriebsmäßig angepasste Schmierung. Außerdem wird das Schwingungsverhalten überwiegend durch Beeinflussung des dynamischen Betriebspunktes der Verzahnung optimiert, da diese durch andere Maßnahmen kaum mehr beeinflusst werden kann (Heider, 2012). Hierbei sollen die Resonanzstellen bei einer schwingungsgünstigen Systemauslegung vermieden werden, bei denen der Antriebsstrang stark durch Verzahnung erregbar ist.

2.2.2 Übertragung der Schwingungsanregungen des Antriebsstrangs

Die Antriebsstranganregungen verursachen einerseits Luftschall, welcher in die Kabine sowie in die Umgebung strahlen kann. Andererseits werden die Anregungen in Form des Körperschalls über die Verbindungspunkte des Antriebsstrangs in die Karosserie eingeleitet (Nauheimer et al. 2007). Hierbei soll zunächst die Anordnung der Tragarme der Motor-Getriebe-Einheit akustisch günstig abgestimmt werden, so dass keine starke Schwingungsüberhöhungen aufgrund der Aggregat-Eigenschwingungen (Stuckern) und der lokalen Nachgiebigkeiten verursacht werden. Außerdem werden die Tragarme möglichst steif ausgelegt, damit ihre Resonanz weit über dem relevanten Frequenzbereich für Körperschall liegt. Zur Reduzierung des eingeleiteten Körperschalls vom Antriebsstrang in die Karosserie soll der Antriebsstrang durch abgestimmte Lagerelemente von der Karosserie entkoppelt werden. Je nach Lagerungskonzept, Package-Randbedingungen und Isolationsanforderungen wird die Lagerung im konkreten Einzelfall abgestimmt und ausgelegt. Nach (Zeller, 2009) haben Lagerelemente drei wesentliche Aufgaben und daraus abgeleitet drei widersprüchliche Anforderungen zu erfüllen:

- Ausreichende Steifigkeit und damit genügend kleine Federwege zum Tragen der statischen Last;
- Hohe Dämpfung von niederfrequenten Schwingungen insbesondere im Resonanzbereich;
- Gute Isolation von akustischen Einträgen im überkritischen Bereich und damit geringe Steifigkeit und möglichst niedrige Dämpfung;

Zur Lösung dieser Aufgaben stehen verschiedene Technologien zur Verfügung. Beispielsweise können passive Hydrolager diesen Zielkonflikt zum Teil auflösen. Passive Hydrolager verfügen über frequenzabhängige dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen. Damit können sie niederfrequente Resonanzschwingungen mit großer Amplitude stark dämpfen und gleichzeitig höherfrequente Anregungen mit kleiner Amplitude isolieren. Heutzutage werden Hydrolager bei der Motorlagerung verwendet, um die Sticker-Resonanz der Motor-Getriebe-Einheit wirksam zu bekämpfen. Für die Anwendungsfälle mit noch höheren Anforderungen kommen pneumatisch oder elektrisch schaltbare Lager zum Einsatz. Hierbei können Steifigkeiten und Dämpfungen gezielt und separat umgeschaltet werden, um das optimale NVH-Verhalten je nach Betriebszustand zu erzielen.

Bei Fahrzeugen mit Vorderachsantrieb und quer eingebautem Motor kommen z.B. die Torque-Roll-Achse-Lagerungen zum Einsatz (Zeller, 2009; Genuit, 2010). Dabei nehmen ein Motorlager und ein Getriebelager die statische Last des Aggregates auf. Die durch das Motorantriebsmoment entstehenden Nickbewegungen werden durch eine Drehmomentstütze begrenzt. Bei Fahrzeugen mit Hinterrad- oder Allradantrieb und längs eingebautem Motor wird beispielsweise das Aggregat durch zwei Motorlager und ein oder zwei Getriebelager unterstützt. Dabei ist die dominante Wirkrichtung für die elastischen Lagerungen die Vertikalrichtung. Bei angetriebener Hinterachse ist auch eine Lagerung des Hinterachsgetriebes und der Kardanwelle notwendig. Des Weiteren soll die Abgasanlage auch durch entsprechende Lager von der Karosserie entkoppelt werden. Für eine bessere Schwingungsdämpfung kommen noch Schwingungstilger für Getriebe, Kardanwelle und Abgasanlage zum Einsatz.

2.2.3 Auswirkungen auf den Menschen

Die in die Karosserie eingeleiteten Antriebsstranganregungen verursachen weiterhin die spürbaren Vibrationen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen, wie z.B. Sitz und Lenkrad. Der Gesamtfahrzeug-NVH stellt sich in Kombination mit den weiteren Schwingungs- und Akustik-Phänomenen dar, welche durch Fahrbahn und Räder angeregt werden. In der Literatur existiert noch keine systematische

Klassifikation von allen im Fahrzeug auftretenden NVH-Phänomenen. Viele Phänomene werden je nach Untersuchungszweck und Randbedingung von dem Untersucher definiert. Bild 2.5 zeigt beispielsweise die in Komfortentwicklung berücksichtigten Phänomene. Zur Untersuchung der fühlbaren Komfortwahrnehmung stehen die Fahrzeugschwingungen bis 250 Hz (Genuit, 2010; Grimm et al., 2010; Albers et al., 2014b) im Fokus, welche von Antriebsstrang in konventionell angetriebenen Fahrzeugen induziert werden. Der Betriebszustand eines Fahrzeugs resultiert aus Fahrerwunsch, Verkehrssituation und Fahrzeug-Charakteristik (Zeller, 2009; Genuit, 2010). Bei verschiedenen Betriebszuständen treten unterschiedliche NVH-Phänomene auf, die den subjektiven Komforteindruck des Fahrers beeinflussen. Zur Analyse des Komfortniveaus eines Fahrzeugs wird das Fahrzeug je nach NVH-Phänomen, Betriebszustand und Anregungsquelle in mehreren Kriterien separat beurteilt (Zeller, 2009; Genuit, 2010). Dadurch beurteilt der Fahrer nur das ausgewählte Phänomen und der gegenseitige Einfluss verschiedener Phänomene wird minimiert. (Du, 2015²) hat durch Literaturrecherche die für den Fahrkomfort relevanten Phänomene je nach Betriebszustand zusammengefasst. Hierbei werden 6 Betriebszustände, An-/Abstellen, Leerlauf, Anfahren, Beschleunigung, Konstantfahrt und Verzögerung, berücksichtigt.

Zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen stehen sich mehrere Kontaktstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug als Wirkflächenpaare (WFP) dar. Die nachfolgenden 10 WFP werden meist in bisherigen Studien (Bitter, 2006; Griffin, 2007; Heißing und Ersoy, 2008; Dylla, 2009; Genuit, 2010; Maier, 2011; Pies, 2011; Birkhold, 2013; Albers et al., 2014b) in Literatur untersucht:

- Kopf / Kopfstütze
- Rücken / Lehne
- Gesäß und Oberschenkel / Sitz
- Hand / Lenkrad
- Hand / Schalthebel
- Arm / Armauflage der Tür
- Arm / Armauflage der Mittelkonsole
- Fuß / Fußboden
- Fuß / Pedal
- Waden und Knie / Seitenwand in Fußraum

Es entsteht an den WFP Gesäß/Sitz, Rücken/Lehnen, Hand/Lenkrad sowie Fuß / Fußboden ein dauerhafter Kontakt zwischen Fahrer und Fahrzeug. Hierbei können

² Co-betreute Abschlussarbeit

Fahrzeuvibrationen in fast allen Betriebszuständen durch die vier WFP in den Körper des Fahrers eingeleitet werden. Dieser Kontakt ist üblicherweise nicht vermeidbar, auch wenn Vibrationen an solchen Stellen eine unangenehme Wahrnehmung hervorrufen. Aus diesem Grund sind die vier WFP für den Schwingungskomfort von hoher Bedeutung. Im Gegensatz dazu sind die Kontakte an einigen weiteren Wirkflächen, wie z.B. Kopfstütze, Schalthebel, Bremspedal, Armauflage an der Tür und Mittelkonsole, nur transient und kurzzeitig. Die Art und Dauer des Kontakts hängt von Verkehrssituation und Betriebszustand des Fahrzeugs ab, was allerdings auch von dem Fahrerwunsch sowie der Fahrweise des Fahrers beeinflusst werden kann.

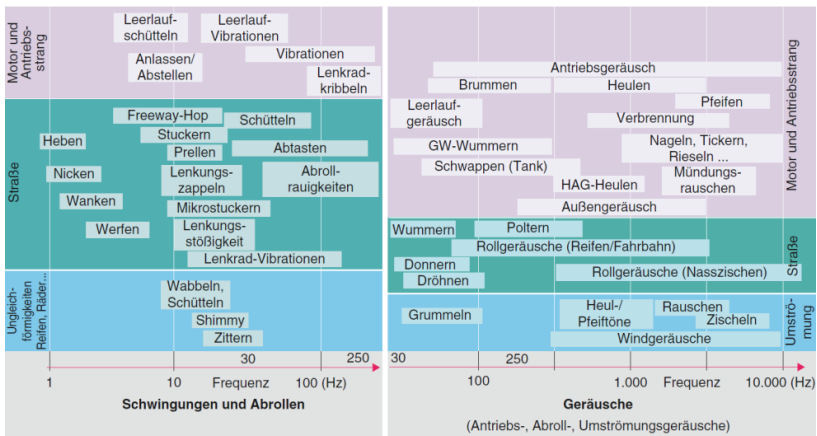


Bild 2.5: Komfortentwicklung – eine Vielzahl von komfortrelevanten Schwingungs- und Akustik-Phänomenen prägt die Fahrzeugentwicklungsarbeit (Genuit, 2010)

Alle Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug (WFP) sind direkt oder indirekt mit der Karosserie verbunden. Die von Fahrer und weiteren Fahrgästen wahrgenommenen Vibrationen an den Schnittstellen sind normalerweise anders als Karosserievibration dargestellt. Beispielsweise hängt der niederfrequente Schwingungskomfort aufgrund der Fahrbahnanregungen nicht nur vom Schwingungsverhalten des Aufbaus selbst ab. Hierbei ist auch die Sitz-Mensch-Eigenresonanz zwischen 2 und 4 Hz zu beachten (Zeller, 2009). Bild 2.6 zeigt den charakteristischen Verlauf der Vibrationsstärke bzw. Beschleunigung an der Kontaktfläche zwischen Sitz und Mensch im Vergleich zur Aufbaubeschleunigung.

Der deutliche Unterschied stellt sich ab 5 Hz dar, wo die Kraftanregungen der Karosserie deutlich durch den Sitz gedämpft werden. Zur Erhöhung des Fahrkomforts soll die Sitz-Mensch-Eigenresonanz durch optimierte Auslegung des Sitzes zwischen 2 und 4 Hz angepasst werden, da sie einerseits oberhalb der Aufbauresonanz von 1~2 Hz liegt, andererseits nicht in den Bereich der Körperresonanzen von 4~8 Hz geraten. Im höheren Frequenzbereich funktionieren der Sitz- und Lehnenkissen wie ein Feder-Dämpfer-System (Hartung, 2006; Zeller, 2009). Die Sitzübertragungsfunktion, welche das Verhältnis der Beschleunigung an der Sitzfläche zu der Sitzschiene beschreibt, stellt dar, wie gut das Sitzkissen die Karosserievibration über Frequenz dämpft. Es ist zu bemerken, dass diese Funktion nicht nur von Geometrie und Material der Sitzauflage, sondern auch vom Fahrer abhängig ist, da Gewicht, Körperdimension und Sitzhaltung das Sitzkissen verformen und dadurch die Steifigkeit und die Dämpfung beeinflussen kann (Bitter, 2006; Hartung, 2006; Zeller, 2009; Grimm et al., 2010).

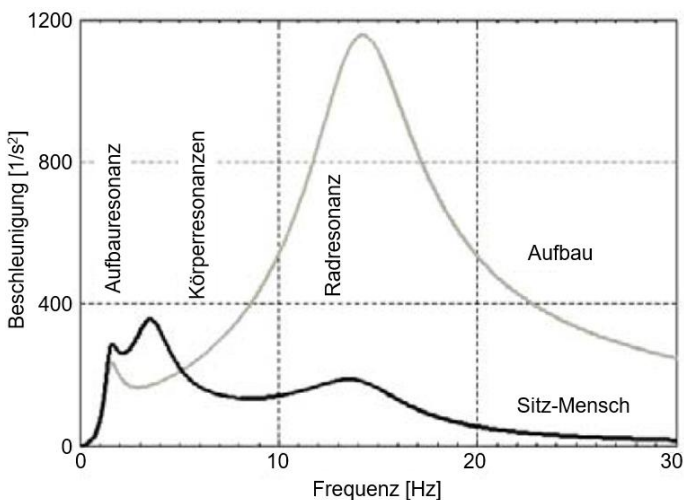


Bild 2.6: Charakteristischer Verlauf der Beschleunigung Sitz-Mensch und Fahrzeugaufbau (Zeller, 2009)

Analog weist das Lenksystem die Mantelrohr-Resonanz zwischen 30Hz und 50Hz auf, welche überwiegend die translatorische Vibration beeinflusst, und die

Lenkradkranz-Resonanz zwischen 60Hz und 80Hz, welche die rotatorische Vibration (Lenkradkribbeln) beeinflusst (Ochs und Hanisch, 1991; Grimm et al., 2010). Die Resonanz hängt von Material und Dimension des Mantelrohrs und des Lenkradkranzes ab. Außerdem wird die Lenkradvibration stark von der Anbindung des Fahrers beeinflusst (Pies, 2011; Albers et al., 2013).

2.3 Mess- und Analyseverfahren für Fahrzeugschwingungen

Die Entwicklung von modernen Fahrzeugen mit äußerst komplexen Antriebskonzepten stellt hohe Anforderungen an neue Entwicklungs- und Validierungsmethoden und die dazugehörigen Werkzeuge (Genuit, 2010; Düser et al., 2011). In diesem Kapitel werden die in der Entwicklung von Fahrzeug-NVH verwendeten Mess- und Analyseverfahren vorgestellt.

2.3.1 NVH-Untersuchung am Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand

Der NVH-Fahrkomfort wird im Entwicklungsprozess sehr oft von Ingenieuren im Fahrversuch beurteilt, indem der Ingenieur das Fahrzeug nach bestimmten Fahrmanövern fährt und zugleich das Komfortniveau des Fahrzeugs nach definierten Kriterien beurteilt. Die Straßenversuche sind kundennah und technisch einfach durchführbar. Allerdings werden solche Versuche einerseits von Fahrbananregungen und weiteren Faktoren (wie z.B. Verkehrssituation und Wetterbedingungen) stark beeinflusst. Andererseits übernimmt der Ingenieur neben der Führung des Fahrzeugs nach definierten Fahrmanövern auch die Aufgabe der subjektiven Bewertung. In dem Fall kann man sich schwer auf die Antriebsstranganregung konzentrieren. Daher streuen die subjektiven Bewertungen normalerweise stark.

Aus diesen Gründen werden die Analyse der antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen und die Maßnahmenentwicklung gegen die festgestellten NVH-Probleme immer mehr auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstände verlagert (Zeller, 2009; Grimm et al., 2010; Genuit, 2010; Albers et al., 2013; Albers et al., 2014a). Dort sind exakt definierte Umgebungs- und Fahrbedingungen realisierbar, die Voraussetzungen für vergleichbare und reproduzierbare Messergebnisse sind (Genuit, 2010). Zur Analyse der Antriebsstranganregungen und zur Validierung der Gegenmaßnahme auf Rollenprüfständen sind die Testfälle normalerweise Motordrehzahlhochläufe mit einer konstanten Änderung der Motordrehzahl über die

Zeit bei einer konstanten Motorlast (Genuit, 2010; Albers et al., 2013). Hierbei ist das Ziel der Testfälle nicht die Nachbildung kundenspezifischer Fahrmanöver, sondern die effiziente Analyse im gesamten potenziellen Betriebsbereich des Antriebsstrangs.

2.3.1.1 Allgemeine Anforderungen an Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand

Heutzutage bestehen diverse mechanische Ausführungen der Prüfstände, die je nach Anzahl und Anordnung der Rollen und Elektromaschinen variieren. Aufgrund der hohen Messgenauigkeit und Robustheit werden Scheitelrollen für die Entwicklung des Fahrzeugs verwendet, während die Doppelrollen vermehrt in der Werkstatt eingesetzt werden (Albers und Düser, 2009; Genuit, 2010). Der Rollenprüfstand für Fahrzeugversuch besteht üblicherweise aus zwei oder vier Scheitelrollen, die separat oder gemeinsam von Elektro-Maschine angetrieben und gebremst werden, siehe Bild 2.7. Das Versuchsfahrzeug wird auf den Prüfstand fixiert, so dass die Räder sich auf dem Scheitelpunkt der Rolle befinden. Neben den Rollen und Elektro-Maschinen sind die Systeme für Messung, Betriebssteuerung und Kühlung auch wichtige Bestandteile der Prüfstände.

Der Akustik-Rollenprüfstand ist speziell im reflexionsarmen Raum aufgebaut und für die Entwicklung von Akustik und Schwingungskomfort des Gesamtfahrzeugs eingesetzt. Hierbei wird es ermöglicht, dass verschiedene Geräusch- und Schwingungsphänomene separat isoliert und unter definierten Bedingungen reproduzierbar angeregt werden können. (Genuit, 2010) fasst einige wichtigsten technischen Anforderungen an den Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand für NVH-Untersuchung zusammen:

- Der in der akustischen Messtechnik üblicherweise geforderte Störabstand beträgt 20dB. Zur Reduzierung der Geräuschpegel des laufenden Prüfstands soll die Elektro-Maschine der Rolle und das Kühlgebläse entweder gekapselt oder in getrennten Maschinenräumen untergebracht werden. Die meist standardmäßig übernommene Lastenheftvorgabe ist 50 dB(A) als maximaler Geräuschpegel der leerlaufenden Rollen bei 100 km/h.
- Neben den akustischen Vorgaben im Messraum soll der Körperschall zwischen Prüfstand und Gebäude auch richtig entkoppelt werden, so dass die Personen und die Messgeräte in demselben Gebäude nicht gestört werden, siehe auch Bild 2.7.
- Der Akustik-Rollenprüfstand muss in einem schalltoten Messraum mit der schallabsorbierenden Wand- und Deckenauskleidung stehen, um die Freifeldbedingungen wie auf der Straße zu simulieren.

- Die Rollengrube soll mit der Grubenabdeckung ausgestattet sein. Sie muss beim Aufbau und Umbau des Testfahrzeugs und der Messgeräte offen und bei Luftschallmessungen wiederum geschlossen sein, um die Schallreflexion von Boden wie auf der Straße zu simulieren.

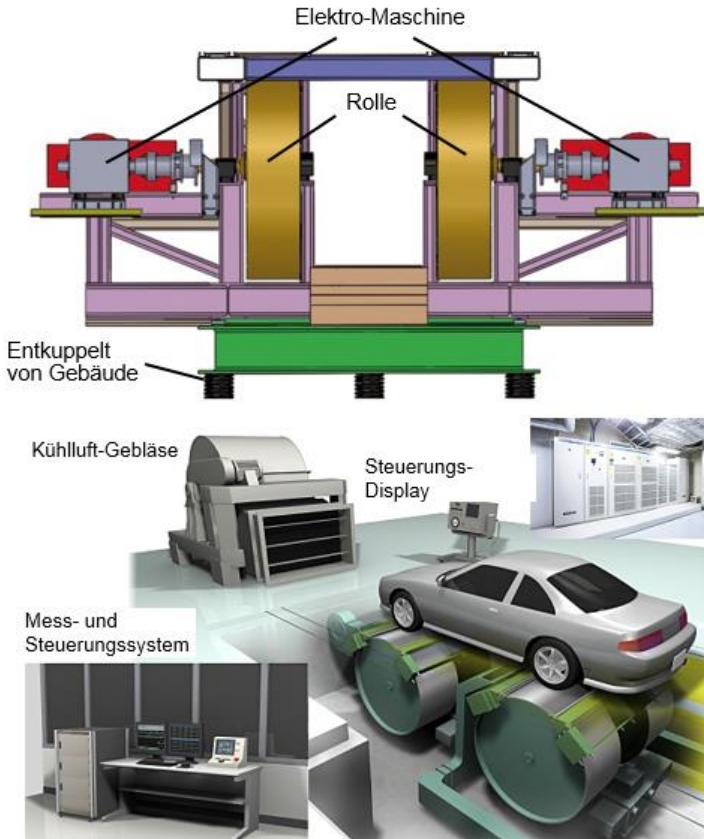


Bild 2.7: Prüfstand mit Scheitelrollen (Quelle: Akustikzentrum GmbH und MEIDENSHA Corp) (Genuit, 2010)

2.3.1.2 Fahrzeugfixierung auf Rollenprüfstand

Ein wichtiger Unterschied zwischen Prüfstands- und Fahrversuch ist die Fahrzeugfixierung durch ein Fesselungssystem, welches im Fahrversuch auf der Straße nicht besteht. Das Fesselungssystem dient zur sicheren Fixierung der Testfahrzeuge auf verschiedenen Prüfständen und zur Abstützung der Vortriebskräfte und Bremskräfte. Abhängig vom Fahrzeugtyp, der Anwendung und dem Messprozess kommen verschiedenen Fesselungskonzepte zum Einsatz. Einige bekannten Fesselungssysteme fixieren das Fahrzeug durch Stangen, Haken oder Gurte, die entweder an der Karosserie oder am Rad angebunden werden, siehe Bild 2.8.

Die Radfesselung mit Klemmvorrichtung an den Rädern ist sicher und einfach, aber die Räder drehen sich in dem Fall nicht wie gewohnt. Als Alternative lässt die neue Radnabenfesselung alle Räder drehen. Allerdings sind die beiden Fesselungsarten mit Anbindung am Rad für Schwingungsuntersuchung nicht geeignet, da Zug- und Bremskräfte direkt an den Achsen abgestützt werden. Folglich werden die Kräfte und die Schwingungsübertragung zwischen Achsen und Karosserie eliminiert oder verfälscht dargestellt als auf der Straße (Genuit, 2010). Zudem ist die Radnabenfesselung normalerweise mit hohem Aufwand verbunden, da für jede Felge mit verschiedenen Dimensionen und Ausführungen immer Adapter gefertigt werden müssen (Genuit, 2010; Pies, 2011).

Die Fesselung mit Gurten, Ketten oder Stangen an der Karosserie ist universal einsetzbar. Mit weniger Aufwand kann nahezu jedes Fahrzeug auf den Prüfstand fixiert werden. Durch Anbindung direkt mit der Karosserie weisen solche Fesselungsarten eine Verhinderung der Schwingungsbewegung der Karosserie auf. Bei der Messung der Antriebsstrangschwingungen ist die relative vertikale Bewegung zwischen Karosserie und Fahrwerk wichtig, weil der Beugewinkel der Gelenkwellen die Drehmomentübertragung am Antriebsstrang und die Körperschallübertragung ins Fahrwerk und in die Karosserie beeinflusst (Genuit, 2010; Grimm et al., 2010). Deswegen soll die Anbindung an das Fahrzeug höhenverstellbar sein, um eine vertikale Krafteinleitung zu vermeiden (Düser et al., 2011; Albers et al., 2014e). Durch die Einleitung horizontaler Zugkräfte verspannen Gurten, Ketten und Stangen mit verschiedenen Steifigkeiten die Karosserie. Bei der Fahrkomfortuntersuchung ist beispielweise die Karosserieschwingung in hohen Frequenzen ein wesentlicher Anteil. Deswegen sind Gurte mit weicher Fixierung in allen Raumrichtungen für die Untersuchung, insbesondere für die Messungen bei konstantem Betriebspunkt oder geringen Beschleunigungen ohne starke Vortriebs- und Bremskräfte geeignet. Hierbei wird der Großteil der niederfrequenten Karosseriebewegung aufgrund der hohen Elastizität der Gurte gedämpft, während

Stangen mit höherer Steifigkeit zur Untersuchung der Fahrzeugbewegung wie Nicken und Wanken besser geeignet sind (Genuit, 2010).



Radfesselung



Gurtfesselung



Radnabenfesselung



Stangenfesselung

Bild 2.8: Fahrzeugfesselung auf Rollenprüfständen (Genuit, 2010; Albers et al., 2013)

Es ist zu bemerken, dass alle Fesselungssysteme Zwangskräfte auf die Karosserie oder Räder ausüben, die Freiheitsgrade und die Kraftübertragung/-beschränkung verändern und damit Fahrzeugschwingungen erzwingen bzw. behindern (Albers et al., 2013, 2014e). Außerdem ist die Beeinflussung der Fesselung auf dem Fahrzeugzustand einen wesentlichen Grund für schlechte Reproduzierbarkeit der Akustikmessungen auf Rollenprüfständen (Genuit, 2010). Im Vergleich mit der Fahrt auf der Straße sind die unterschiedlichen niederfrequenten Längs- und Querbewegungen der Karosserie wegen der Fesselungssysteme nach wie vor eine große Herausforderung für die subjektive Beurteilung des Fahrkomforts auf dem Prüfstand (Albers et al., 2014e). Es ist daher für Prüfstandsversuche notwendig, die geeignete Fesselungsart je nach Versuchszweck und Rahmenbedingung zu

definieren, um das reproduzierbare und realitätsnahe Verhalten des Fahrzeugs zu simulieren.

2.3.1.3 Unterschiede zwischen Prüfstands- und Fahrversuchen

Neben der Fahrzeugfixierung bestehen bei Prüfstandsversuchen noch weitere Unterschiede an den Schnittstellen zwischen Fahrzeug und Prüfstand im Vergleich zu Fahrversuchen auf der Straße. (Albers et al., 2014e) analysieren die Einflussfaktoren bei dem Prüfstandsversuch im Vergleich mit Straßenversuch und unterteilen die Faktoren in vier Gruppen. Manchen Faktoren bleiben unverändert zwischen Straßen- und Prüfstandsversuch, wie z.B. Luftdruck und Fahrzeugkomponenten. Manche Faktoren zeigen unterschiedlichen Auswirkungen, wie z.B. Reifenkontakt mit Fahrbahn bzw. Rollen und Fahrumgebung (Wetter und Windgeräusch). Einige andere Faktoren bestehen nur im Prüfstandsversuch (wie z.B. Fahrzeugfesselung und Betriebsmodus des Prüfstands) oder nur im Straßenversuch (wie z.B. Verkehr und Fahrstrecke). Im Vergleich mit Straßenversuch sind die Schnittstellen zwischen Fahrzeug und Prüfstand, wie z.B. Fahrzeugfixierung, Reifenkontakt und Prüfstandsgebläse, einen wesentlichen Unterschied für die objektive Messung (Albers et al., 2014e). Diese Einflussfaktoren sollen beim Prüfstandsversuch definiert und kontrolliert werden. Darüber hinaus ist es für die Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen wichtig, die Radanregung und die Anregung des Prüfstands zu minimieren bzw. sicher zu kontrollieren (Genuit, 2010; Albers et al., 2013). Für die Untersuchung dynamischer und transients Zustände auf dem Rollenprüfstand stellen das prüfstandsseitige Massenträgheitsmoment, der Reifenschlupf und die Fahrzeugfixierung die maßgeblichen Einflussfaktoren für das Fahrzeugverhalten dar. Ohne dafür angepassten Ausstattungen kann der Prüfstand bei transienten Zuständen, wie z.B. Lastwechsel bei Ein-/Auskuppeln und Gangschaltung, nicht zustandsentsprechend ansprechen bzw. reagieren und daher nur beschränkt verwendet werden (Grimm et al., 2010; Albers et al., 2014e). Heutzutage wird der Rollenprüfstand in der Automobilindustrie überwiegend zur Untersuchung der Phänomene in den stationären und quasidynamischen Betriebszuständen im Fahrbetrieb, wie z.B. Anfahren, Konstantfahrt sowie moderate Beschleunigung und Verzögerung, verwendet (Grimm et al., 2010).

Hierbei ist auch zu beachten, dass trotz der Verlagerung der Entwicklung bzw. Validierung durch den Einsatz von verschiedenen Prüfstandskonzepten, auch in Zukunft der Fahrversuch eine wichtige und unersetzliche Prüfkategorie im Fahrzeugentwicklungsprozess darstellen wird (Albers und Düser, 2009; Düser et al., 2011). Bezüglich der Beurteilung von Akustik und Fahrkomfort eines Fahrzeugs werden heutzutage Gesamtbeurteilungen des Entwicklungsstandes und

Konkurrenzvergleiche (Benchmarking) auf der Straße durchgeführt, meist auf ausgewählten Fahrbahnen am Prüfgelände (Genuit, 2010).

2.3.2 Messtechnische Erfassung der Fahrzeugschwingungen

Zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen soll neben der subjektiven Beurteilung durch Probanden der Schwingungszustand zugleich objektiv gemessen werden, um die Subjektivurteile zu bestätigen und eine Basis für weitere Analyse zu ermöglichen. Ein vibro-akustisches Messsystem besteht aus Messaufnehmer (Sensor), Messsystem und Rechner mit Software für Analysen, Auswertungen und Darstellung (Virnich, 2003; Genuit, 2010).

Zur messtechnischen Erfassung der Fahrzeugschwingungen werden die Größen „Beschleunigung“ für die von dem menschlichen Körper haptisch spürbare Vibrationen und „Schalldruck“ für das von den Ohren akustisch hörbare Geräusch herangezogen. Die Erfassung von Beschleunigungswerten wurde im Vergleich mit Geschwindigkeit und Weg öfter herangezogen, da die Beschleunigung verhältnismäßig einfacher und mit höherer Messgenauigkeit zu erfassen ist (Griffin, 1990; Norm ISO 2631-1, 1997; Norm VDI 2057-1, 2002). Außerdem nimmt die Haut die Schwingungen mit Beschleunigung wahr (Griffin, 1990; Schmidt et al., 2000). Laut (Norm VDI 2057-1, 2002) ist zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung ein Beschleunigungsaufnehmer möglichst nahe der Einwirkungsstelle (wie z.B. Fahrersitz) anzubringen. Hierbei unterscheiden sich zur Erfassung der Sitzvibration die Messpositionen auf dem Sitzkissen und unter dem Sitz an der Fahrersitzkonsole. Zur Messung der Sitzvibration platziert (Mansfield, 2001) in seiner Arbeit die Beschleunigungsaufnehmer, welche auf einer Platte verschraubt sind, direkt auf der Sitzfläche. Dadurch wird das Sitzgefühl allerdings beeinträchtigt. Um den Sitzkomfort bei den Probandenstudien nicht zu beeinträchtigen verwenden (Griffin, 1990; Lennert, 2009) ein Standard-Messkissen (wie z.B. PCB Piezotronics Model 356B41). (Maier, 2011; Pies, 2011) haben festgestellt, dass die Messung mit jeweils einem Beschleunigungsaufnehmer auf den Sitz- und Lehnenkissen nicht ausreichend zur Beschreibung der Sitzvibrationen ist. Daher haben sie eine Messmatte aus Schaumstoff entwickelt, siehe Bild 2.9. Diese Messmatte ermöglicht das Integrieren von mehreren Beschleunigungssensoren auf dem Sitzkissen und Lehnenkissen und die gleichzeitige Durchführung der objektiven Messungen und der subjektiven Beurteilungen. Zur Bestückung mehrerer Beschleunigungssensoren wird die Matte an vielen Stellen gebohrt. Der Sensor wird von unten an der Matte befestigt, sodass die Sensoren in den entsprechenden Bohrungen der Matte sitzen. Die Dicke der Matte soll ein bisschen größer als die Dicke des Sensors sein, so dass der Sensor den sicheren Kontakt mit menschlichem Körper und dem Sitz besitzt,

wenn der Fahrer darauf sitzt, ohne den Sitzkomfort zu beeinträchtigen. Neben der Sitzfläche haben viele Forscher (Bitter, 2006; Hartung, 2006; Zeller, 2009; Genuit, 2010; Pies, 2011; Maier, 2011; Albers et al., 2015b) die Vibration der Sitzkonsole auch gemessen. Hierbei werden vier Beschleunigungssensoren auf die Anschraubpunkte der Fahrersitzschienen angebracht. Diese Punkte stellen sich als Schnittstelle zwischen Karosserie und Sitz-Mensch dar und eignen sich wegen der Robustheit und der damit verbundenen hohen Reproduzierbarkeit zur Schwingungsmessung.

Zur Messung der Vibrationen im Fußraum wird ein Standard-Messkissen am Fußboden herangezogen (Maier, 2011, Birkhold, 2013, Albers et al., 2013), siehe ein Beispiel im Bild 2.9.

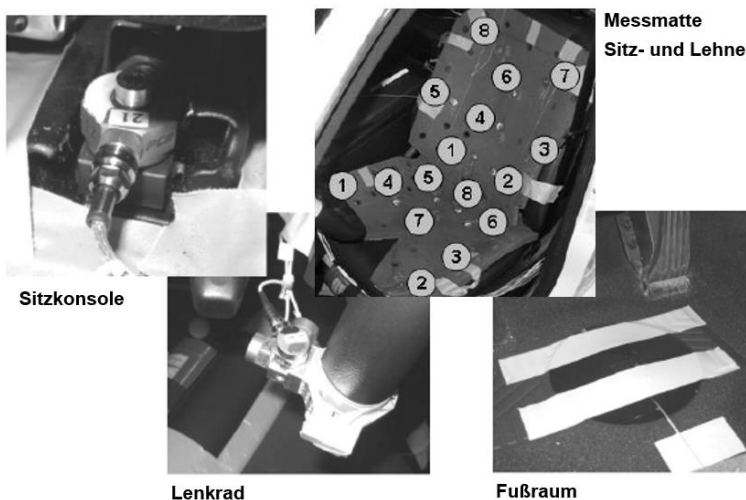


Bild 2.9: Messpunkte im Fahrzeug in Untersuchungen von (Maier, 2011)

Zur Messung der Lenkradvibration untersucht (Pies, 2011) im Rahmen einer Probandenstudie, welche Positionen des Lenkrads meistens von Fahrer angefasst werden. Den Untersuchungsergebnissen zufolge befinden sich die primären Greifpositionen am Lenkradkranz links zwischen neun und zehn Uhr (Segment 14 am Lenkradkranz) und rechts zwischen zwei und drei Uhr (Segment 4 am

Lenkradkranz), siehe Bild 2.10. Die relativ geringere Häufigkeit des Lenkradanfassens der rechten Hand liegt daran, dass die rechte Hand zur Gangschaltung und zur Bedienung von Radio und weiteren elektronischen Geräten in der Mittelkonsole genutzt wird. Dementsprechend bestückt (Maier, 2011; Pies, 2011) mittels Befestigungsschellen zwei Beschleunigungsaufnehmer am Lenkradkranz links zwischen neun und zehn Uhr und rechts zwischen zwei und drei Uhr. Zu bemerken ist, dass die Lenkradvibrationen auch durch den Beschleunigungssensor selbst beeinflusst werden (Albers et al., 2010). Der Sensor soll üblicherweise nicht über 1/10 der Masse des Objektes überschreiten (Grimm et al., 2010). Nach (Pies, 2011) soll die maximale Gesamtmasse eines Beschleunigungsaufnehmers inklusive Befestigungsapparatur weniger als 25g betragen, um den Einfluss des Sensors auf Schwingungsform des Lenkrads zu minimieren und damit den Schwingungszustand richtig erfassen zu können.

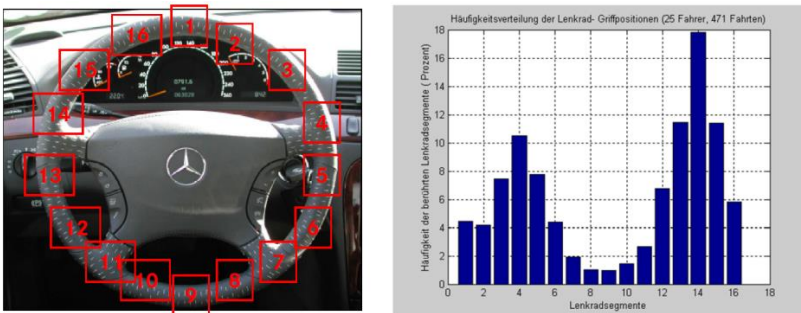


Bild 2.10: Untersuchung zur Ermittlung der Häufigkeit der Lenkradgreifposition: Einteilung Lenkradsegmente (links) und Häufigkeitsverteilung berührter Lenkradsegmente (rechts) (Pies, 2011)

Zur Erfassung der Innenraumgeräusche im Fahrzeug sind normalerweise Mikrofon zu verwenden. (Genuit, 2000) erfasst die Geräusche über ein Kopfbügelmikrofon in seiner Untersuchung am Simulator. (Maier, 2011) verwendet zur Messung der Luftschallsignale ein ähnliches Mikrofon an der Beifahrerkopfstütze. Für die Vergleichbarkeit zwischen den Versuchsfahrzeugen werden das Mikrofon und der Beifahrersitz so eingestellt, dass der horizontale Abstand zwischen Mikrofon und Frontscheibe gleichbleibt. Heutzutage werden binaurale Mikrofone zur Erfassung der Innenraumgeräusche des Fahrzeugs immer mehr verwendet (Genuit, 2000;

Albers et al., 2013; Albers et al., 2014b; Fischer, 2017), da sie den räumlichen Höreindruck realitätsnah reproduzieren können. Der Kunstkopf bildet aufnahmeseitig die richtungsabhängige Filterung durch die kopfbezogenen Übertragungsfunktionen (Zeller, 2009). Die Wiedergabe über Kopfhörer liefert eine gute Richtungslokalisierung der Schallereignisse durch die aufgenommenen interauralen Signaldifferenzen zwischen linken und rechten Ohrsignalen.

2.3.3 Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingungen

2.3.3.1 Komfort und Diskomfort

In der vorliegenden Forschungsarbeit wird der Fahrkomfort in Bezug auf antriebsstranginduzierte Fahrzeugschwingungen untersucht. Hierbei werden zuerst die Begriffe Komfort und Diskomfort definiert und gegeneinander abgegrenzt.

(Duden, 2006) beschreibt den Komfort mit „Annehmlichkeit, Behaglichkeit“. In diesem Zusammenhang wird der Begriff Diskomfort eingeführt und als das Gegenteil von Komfort interpretiert, wäre er entsprechend mit „Unannehmlichkeit, Unbehagen“ zu übersetzen. Wenn es um den Zusammenhang von Komfort und Diskomfort geht, stellt (Hertzberg, 1972) einen Zusammenhang zwischen beiden Begrifflichkeiten auf und definiert Komfort durch die Abwesenheit von Diskomfort. (Schögl et al., 2003) gehen von der Annahme aus, dass der Komfort und Diskomfort auf einer Wahrnehmungsachse wahrgenommen wird. Auf diese Achse werden die positiven und negativen Eindrücke übertragen und miteinander addiert, um einen Gesamteindruck zusammzusetzen. Es reicht daher das Komfort- bzw. Diskomfortniveau durch eine eindimensionale Achse zu beschreiben. Diese Theorie führt bei Analyse des komplexen Systems in der Praxis zu Problemen, weil die negativen Erfahrungen (Diskomfort) normalerweise nicht durch ein hohes Maß der positiven Wahrnehmungen (Komfort) ausgeglichen werden können. Im Gegensatz dazu ruft ein System ohne feststellbare Störung nicht automatisch ein hohes Maß der positiven Wahrnehmungen (Komfort) hervor (Dylla, 2009).

(Zhang et al., 1996) beschreibt Komfort und Diskomfort nicht auf eine eindimensionale, sondern zwei getrennten Achsen. Hierbei werden positive Empfindungen auf der Achse des Gefallens (Komfort) und negative Empfindungen auf der Achse des Erleidens (Diskomfort) dargestellt. Sowohl Komfort als auch Diskomfort ist von Menschen gleichzeitig unabhängig voneinander erfahrbar. Es gibt keine Verknüpfung zwischen den beiden Achsen. Zur Beschreibung eines Systems bezüglich Komforts und Diskomforts sind immer mindestens zwei Achsen anzuwenden. Beruhend auf diesem Modell hat (Knoll, 2006) den Komfortbegriff als Resultat der beiden Variablen Gefallen und Nicht-Erleiden definiert. Je höher

Gefallen und Nicht-Erleiden bewertet werden, desto besser ist nach diesem Modell der empfundene Komfort, siehe Bild 2.11. (Bubb, 2003a) hält Komfort und Diskomfort auch für zwei verschiedene Dimensionen. Der auftretende Diskomfort soll möglichst minimiert und gleichzeitig der Komforteindruck erhöht werden, um das Niveau des Komforts zu optimieren. Nach (Hartung, 2006) wird der Diskomfort überwiegend durch physikalisch messbare Größen beeinflusst, während der Komfort vielmehr von individueller Erwartung und Vorliebe abhängt und daher schwierig durch physikalische Messwerte zu beschreiben ist.

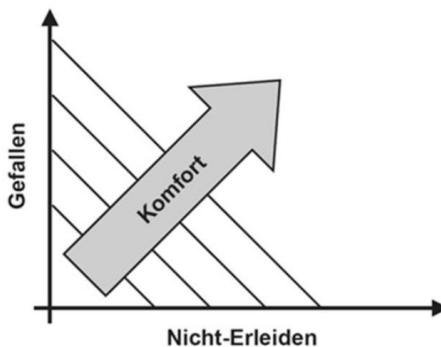


Bild 2.11: Beschreibung der Komfortwahrnehmung durch zwei Achsen: Komfort als Ergebnis aus Gefallen und Nicht-Erleiden (Knoll, 2006)

Beruhend auf der Theorie, dass der Komfort und der Diskomfort in unterschiedlichen Dimensionen beschrieben werden müssen, haben (Albers und Albrecht, 2004, 2005) durch Probandenstudien untersucht, wie die subjektiven Komfortbewertungen bzw. die Akzeptanzwerte für die automatisierten Anfahrvorgänge mittels multipler linearer Regression und mittels künstlicher neuronaler Netze objektiviert werden können. (Tietz, 2002) verwendet zudem die multidimensionale Bewertung des Systemcharakters bei einer haptischen Untersuchung von Oberflächen, indem er den Systemzustand durch ein sechssachsiges Polardiagramm beschrieb. Der gleiche Ansatz wird auch von (Rastinger et al., 2003) bei der Bewertung von Handschaltgetrieben verwendet. Analog haben (Dylla, 2009) die Methode für die Schaltbetätigungsqualität und die automatisierten Anfahrvorgänge entwickelt, welche die subjektiv erlebte

Komfortwahrnehmung bezüglich des Komforts und Diskomforts objektiv erfassen und bewerten kann.

Beruhend auf den Arbeiten von (Maslow, 1977) hat (Bubb, 2003a) eine Diskomfortpyramide entwickelt, siehe Bild 2.12. Er hat herausgefunden, dass die in der Pyramide nach oben aufsteigenden Komfortmängeln erst bewusst als störend wahrgenommen werden, wenn die darunterliegenden Bedürfnisse zufriedenstellend erfüllt sind. Gemäß der Diskomfortpyramide sind Geruch und Licht von wichtigster Bedeutung. Schwingungen und Geräusche sind in der Diskomfortpyramide direkt benachbart und treten im Kraftfahrzeug oft überlagert auf. Der Fahrkomfort wird von (Heißing und Ersoy, 2008) als „das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt“ definiert. Der empfundene Komfort hängt dabei von einer Vielzahl verschiedener Faktoren ab. Sowohl Ausstattungen und Innengeräusche als auch Anregungen durch Triebstrangkomponenten oder Fahrbahnebenenheiten spielen dabei eine Rolle.

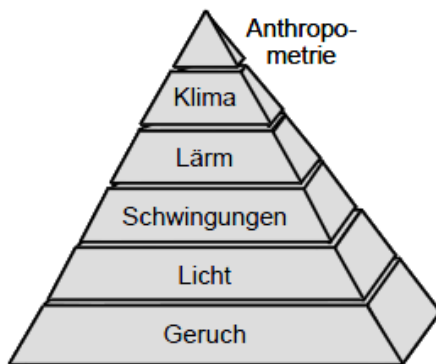


Bild 2.12: Diskomfortpyramide (Bubb, 2003a)

2.3.3.2 Positive und negative Erlebnisse von Fahrzeugschwingungen

(Krcic, 2015³) untersucht durch Literaturrecherche die Einflussfaktoren für die positiven und negativen Erlebnisse von Fahrzeugvibrationen. Er hat darauf

³ Co-betreute Abschlussarbeit

hingewiesen, dass die positiven Erlebnisse von Fahrzeugtyp, Betriebszustand, Fahrertyp und Fahrerwunsch beeinflusst werden. Durch Analyse der Beurteilungen von Testfahrer bei den Vergleichstests in technischen Auto-Zeitschriften, wie z.B. ATZ, AMS, hat Krcic festgestellt, dass die Fahrzeugvibrationen bei den Kleinwagen, Kompaktwagen und SUVs sowohl positive als auch negative Erlebnisse hervorrufen können, während die Vibrationen für die Limousine in Mittel- und Oberklasse sowie für die Familien-MPV überwiegend negativen Einfluss ausüben, insbesondere bei der Autobahnfahrt und im Stadtverkehr. Für sportliche Fahrzeuge, wie Sportcoupé und Roadster, erwartet der Fahrer ausdrücklich die den Fahrzeugzuständen entsprechende Vibrationsstärke vor allem aus Antriebsstrang. Zu den Zuständen zählt Fahrzeuganstellen (Motorstart), Beschleunigung und Kurvenfahrt. Ganz hohe positive Erlebnisse verbinden die Testfahrer bei Beschleunigungsmanövern. Dabei sind die Fahrer meistens sehr hohen Fahrzeugvibrationen ausgesetzt, was einen schlechten Schwingungskomfort aufweist, diese aber die Fahrer zugleich emotional gut begeistern. Auch speziell werden Vibration und Aufbaubewegung bei Hochschalten eher positiver als beim Runterschalten beurteilt. Die meisten Testfahrer bevorzugen einen ruhigen Zustand bei Leerlauf, Konstantfahrt und Ausrollen, da der Fahrer bei solchen Zuständen eher ein negatives Erlebnis von hohen Fahrzeugvibrationen empfindet.

Wenn es um den Fahrertyp geht, wünschen die männlichen und jungen Fahrer mehr Motorgeräusche und Vibrationen bei Beschleunigung, während die weiblichen oder älteren Fahrer ein weiches und komfortables Fahrzeugverhalten mit geringer Vibration bevorzugen. Der Fahrerwunsch beeinflusst ebenfalls die subjektive Wahrnehmung. Generell sollen die Fahrzeugvibrationen der Intension und Erwartung des Fahrers entsprechen, um Charakteristik, Sportlichkeit und Leistungspotential des Fahrzeugs darzustellen. Dabei löst die angemessene Vibration die positive Auswirkung aus. Alle unerwarteten Vibrationen führen zu einem negativen Eindruck.

2.3.3.3 Einfluss des Geräuschs auf die Vibrationswahrnehmung

Die Vibrationen und Geräusche treten im Fahrzeug normalerweise miteinander auf, da die Anregungsquelle breitbandige Schwingungsphänomene auslösen, die sowohl von dem Körper haptisch als Vibration, als auch von den Ohren akustisch als Geräusch wahrgenommen werden können. Zudem befinden sich Vibration und Geräusch in der Diskomfortpyramide direkt benachbart, siehe Bild 2.12. Daher wird die subjektive Komfortwahrnehmung des Fahrers gleichzeitig von Vibration und Geräusch beeinflusst. Im Folgenden werden einige bisherigen Untersuchungen bezüglich der Beeinflussung der Schwingungen und Geräuschen auf die subjektive Wahrnehmung vorgestellt.

(Dempsey et al., 1976; Leatherwood, 1979) untersuchen den Fahrkomfort bezüglich vertikalen fahrbahnerregten Fahrzeugschwingungen im Kontext von Geräusch und Vibration. Der Zusammenhang zwischen Schwingungen, Geräuschen und Subjektivurteilen wird bestätigt. Die Wechselwirkung ist allerdings sehr klein. (Howarth und Griffin, 1990) untersuchen Schwingungswahrnehmung in Gebäuden für die Anregung durch vorbeifahrende Züge und stellen fest, dass die Beurteilung der Schwingungen von dem Geräusch in Abhängigkeit der Geräuschpegel beeinflusst wird, während die Bewertung des Geräusches nicht von Schwingungen beeinflusst wird. (Ammon, 2004) untersucht fahrbahnerregte Fahrzeugschwingungen durch Einzelhindernisse und Schlechtwegstrecken und findet die unterschiedlichen Auswirkungen zwischen schwachen und starken Schwingungen heraus. Bei schwachen Schwingungen verursacht das zusätzliche Geräusch eine Verringerung des Diskomforts (antagonistischer Effekt), während bei starken Schwingungen die zusätzlichen Geräusche den Vibrations-Diskomfort erhöhen (synergistischer Effekt). (Ajovalasit und Giacomini, 2007) untersuchen die Auswirkungen der Lenkradvibrationen und Geräuschen auf das Subjektivurteil beim Leerlauf am Labor-Simulator. Der Zusammenhang zwischen Schwingungen, Geräuschen und Subjektivurteilen wird bestätigt. (Mansfield et al., 2007) untersuchen die Vibrationswahrnehmung des Lenkrads bei unterschiedlichen Geräuschpegeln am Simulator. Das Ergebnis hat gezeigt, dass die Geräusche die Wahrnehmung der Lenkradvibration beeinflussen können. Bei zunehmendem Geräuschpegel wird die Lenkradvibration besser beurteilt und bei reduziertem Geräuschpegel schlechter beurteilt. (Farsi, 2015⁴) untersucht die Einflüsse des Fahrzeuginnengeräusches auf die Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen auf Rollenprüfständen und stellt fest, dass die subjektiven Beurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen nicht von Geräusch beeinflusst werden. Er hat außerdem gemäß der Befragung der Probanden darauf hingewiesen, dass der Fahrer bei dynamischen Zuständen wegen reduzierter Konzentration mehr vom Geräusch beeinflusst werden kann. (Hashimoto und Hatano, 2001; Hatano et al., 2008) untersuchen am Simulator den Einfluss der Sitzvibration und der visuellen Reize auf die subjektive Wahrnehmung der Fahrzeuggeräusche bezüglich „Powerfulness, Unpleasantness und Booming sensation“ und stellen fest, dass die zusätzliche Sitz- und Fußbodenvibration die subjektive Empfindlichkeit für das Innengeräusch erhöht, während die zusätzlichen visuellen Reize die Empfindlichkeit reduziert. Die beiden Auswirkungen können gegenseitig kompensiert werden.

(Genuit, 2001) stellt zur Untersuchung der Fahrzeuginnengeräusche fest, dass die Beurteilung eines Geräuschereignisses nicht nur von den physikalisch messbaren

⁴ Co-betreute Abschlussarbeit

Größen, wie z.B. Schalldruckpegel, Einwirkungsdauer und spektraler Zusammensetzung, sondern auch von subjektiver Einstellung und Erwartung des Beurteilers abhängt. D.h. nicht nur die Wechselwirkung von Hören und Schwingungsempfindungen beeinflusst den akustischen Fahrkomfort. Der gesamte Kontext des Fahrzeugs soll auch berücksichtigt werden.

(Amman, 2005; Genuit, 2010; Farsi, 2015) führen durch Literaturrecherche viele Studienergebnisse zur Wechselwirkung der Geräusche und Vibrationen auf die subjektive Wahrnehmung zusammen. Einige Studien zeigen eine gegenseitige Wechselwirkung von Schwingungen und Akustik auf die Subjektivurteile im Fahrzeug, während die anderen Studien unterschiedliche Ergebnisse präsentieren. Diese Unterschiede sind im Wesentlichen auf Versuchsaufbau, Probandenkollektiv und Auswerteverfahren zurückzuführen.

2.3.3.4 Erfassung der subjektiven Komfortbeurteilung

Üblich werden für die subjektive Beurteilung folgende vier Methoden verwendet (Genuit, 2010):

- Rangfolgentest
- Paarvergleich
- Ratingskalen
- Semantisches Differenzial

Je nach Untersuchungszweck können verschiedenen Methoden ausgewählt oder auch kombiniert herangezogen werden. Die Rangfolgen- und Paarvergleichstests sind relativ einfach für Probanden, um die Fahrzeugschwingungen zu beurteilen. Allerdings liefern diese Tests keine quantitative Beschreibung der unterschiedlichen Schwingungszustände. Deswegen sind die beiden Methoden zur Objektivierung der subjektiven Komfortbeurteilung nicht geeignet. Die Methode „semantische Differenzial“, welche eine quantitative Aussage darstellen kann, ist allerdings sehr zeitaufwendig und wird daher nur für die Beurteilung mit mehreren Kriterien und Dimensionen verwendet. Heutzutage ist es üblich, die Beurteilung des Fahrkomforts durch Ratingskalen durchzuführen. Bezüglich der Skalenart unterscheidet man zwischen unipolarer und bipolarer Skala. Die unipolaren Skalen verwenden keine Antonyme, sondern teilen das Merkmalskontinuum in gleiche Abstände auf, während die bipolare Skala aus einem optimalen Mittelpunkt und zwei Polen besteht, welche die Extremwerte beschreiben. Die unipolare Skala wird für die Fahrzeugentwicklung sehr häufig herangezogen und variiert je nach Untersuchungsbedingungen in unterschiedlichen Formen. Die Anzahl der Stufen kann je nach erwünschtem Differenzierungsgrad der Merkmalsausprägung definiert werden. Jede Stufe wird außerdem mit verbalen, numerischen, bildlich-

symbolischen oder grafischen Objekten beschrieben, was den Probanden helfen kann, subjektive Wahrnehmung in entsprechenden Stufen zuzuordnen und potenzielles Missverständnis zu vermeiden. Die Schwäche der Bewertungsskala liegt darin, dass die verbale Beschreibung der einzelnen Noten die einheitlichen Abstände zwischen den einzelnen Noten nur bedingt widerspiegeln, was zur fehlerhaften Beurteilung aus Probanden führen kann (Genuit, 2010).

Die Bewertung von NVH-Phänomenen in der Automobilindustrie erfolgt meist durch eine unipolare 10-Stufen-Skala. Bild 2.13 stellt die ATZ-Bewertungsskala dar, welche auf (Aigner, 1982) zurückgeführt wird. Hierbei bezeichnet die Note 10 die beste Bewertung während die Note 1 die schlechteste Bewertung. Um den Probanden zu helfen, die subjektive Wahrnehmung zu einer konkreten Note zuzuordnen und eine nachvollziehbare und vergleichbare Referenz zwischen Probanden und Versuchen zu definieren, werden die Noten jeweils bezüglich Wahrnehmung und Komfortniveau beschrieben. Bezüglich der subjektiven Beurteilung des Fahrkomforts sind dafür Note 1~4 unakzeptabel und als „nicht annehmbar“ bezeichnet. Das entsprechende NVH-Phänomen kann auch von Durchschnittskunden festgestellt werden. Die von der Note 5~7 bezeichnete Phänomene sind zwar akzeptabel und nicht unbedingt zu Beanstandungen führen, da nur kritische Kunden solche Phänomene wahrnehmen können. Allerdings sind sie verbesserungswürdig. Ziel der NVH-Entwicklung ist generell die Vibrationsanregungen und das Geräusch soweit optimiert, um das höchste Komfortniveau (Note 8~10) zu erreichen.

	nicht annehmbar				Grenzfall	annehmbar				
Bewertungsindex	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Geräusche, Vibrationen	nicht annehmbar			unannehmbar	Verbesserung erforderlich	mäßig	leicht	sehr leicht	Spuren	keine
Festgestellt von	allen Kunden	Durchschnittskunden			kritischen Kunden		ausgebildeten Beobachtern		nicht wahrnehmbar	

Bild 2.13: ATZ-Bewertungssystem mit einer zehnstufigen Skala (Albers und Albrecht, 2004)

Tabelle 2.1 zeigt beispielsweise die Skala zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeuginnengeräuschen in (Norm VDI 2563, 1990).

Eine Problematik bei der subjektiven Bewertung mit Ratingskalen liegt darin, dass die Beurteilung für einen Schwingungszustand auch durch den vorhergehenden Zustand beeinflusst wird, nämlich „Sequenzeffekt“ (Genuit, 2010). Hierfür muss die Reihenfolge der Stimuli systematisch variiert werden. Neben dem Sequenzeffekt kommen noch weitere Versuchsartefakte bei den subjektiven Beurteilungen vor, wie z.B. Primäreffekt (frühe Reize färben die Beurteilung nachfolgender Reize) und zentrale Urteilstendenz (unsichere Probanden wählen häufig die neutrale Mittelkategorie, um sich nicht festlegen zu müssen). Um den Einfluss solcher Artefakte innerhalb der Probandenstudie gering wie möglich zu halten, soll bei der Versuchsdurchführung und Datenauswertung angemessene Gegenmaßnahmen verwendet werden.

Tabelle 2.1: Skala zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeuggeräuschen (Norm VDI 2563, 1990)

Note	Verbalbeschreibung
10	Auch von geübten Beurteilern nicht feststellbar
9	Nur von geübten Beurteilern feststellbar
8	Nur von kritischen Beurteilern feststellbar
7	Von allen Personen feststellbar
6	Von einigen Personen als störend empfunden
5	Von allen Personen als störend empfunden
4	Von allen Personen als Fehler empfunden
3	Von allen Personen als schwerer Fehler empfunden
2	Nur noch bedingt zumutbar
1	Nicht mehr akzeptabel

2.3.4 Statistische Datenauswertung

In der vorliegenden Forschungsarbeit wird geprüft, ob und wie gut die subjektiven Komfortbeurteilungen durch objektive Messdaten beschrieben werden können. Zur Analyse sollen die subjektiven und objektiven Daten durch statistische Methode ausgewertet werden. In diesem Abschnitt werden die notwendigen Grundlagen der angewandten Statistik in Anlehnung an (Bortz, 2010) und weitere explizit erwähnte Literaturquellen erläutert.

Der arithmetische Mittelwert ist einer der häufigsten verwendeten statistischen Kennwerte, welcher die zentrale Tendenz aus zwei oder mehreren Zahlen darstellt. Der arithmetische Mittelwert wird durch Gl.2.7 berechnet.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{Gl.2.7}$$

Die Standardabweichung stellt ein Maß für die Streuung der Werte einer Zufallsvariable dar, wie Gl.2.8.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2} \quad \text{Gl.2.8}$$

Für unendlich große Stichproben gilt die Annahme, dass die ermittelten Messdaten normalverteilt vorliegen, sprich Normalverteilung oder Gauß-Verteilung. Ihre Wahrscheinlichkeitsdichte wird durch Gl.2.9 berechnet:

$$f_G = \frac{1}{\sqrt{2\pi s^2}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2s^2}} \quad \text{Gl.2.9}$$

Die Anwendung der statistischen Methode ist auch von der Verteilungsform der Daten abhängig. Zur Prüfung ob die Daten normalverteilt vorliegen bestehen verschiedene Testmethoden hinsichtlich der Art der erkennbaren Abweichungen von der Normalverteilung. Der Kolmogorov-Smirnov-Test erkennt die Abweichungen in der Mitte der Verteilung, während der Jarque-Bera-Test sensibel auf starke Abweichungen an den Rändern der Verteilung ist. Bei der Maximum-Likelihood-Methode werden Mittelwert und Standardabweichung der Normalverteilung geschätzt und die empirischen Daten werden mit der angepassten Normalverteilung grafisch verglichen. In der vorliegenden Arbeit wird der Lilliefors-Test herangezogen, welcher eine Modifikation des Verfahrens nach Kolmogorov-Smirnov ist. Bei Verwendung von Lilliefors-Test müssen die empirischen Daten im Gegensatz zum Kolmogorov-Smirnov-Test nicht standardisiert werden.

Z-Transformation bzw. Standardnormalverteilung ist eine Methode, die die Stichprobenwerte gleichförmig und ähnlich liefert. Ziel ist, durch die Z-Transformation eine gleichmäßige Skalierung machen zu können und bessere Ergebnisse zu erhalten.

$$Z = \frac{x_i - \bar{x}}{s} \quad \text{Gl.2.10}$$

In den Probandenstudien können fehlerhafte Messdaten sowohl bei den objektiven Messungen als auch bei den subjektiven Beurteilungen auftreten. Um die statistische Aussage nicht durch solche fehlerhaften Daten zu beeinträchtigen, soll die Gültigkeit und Genauigkeit jedes Messwerts durch Ausreißertest geprüft werden. In der vorliegenden Arbeit wird der Ausreißertest nach Nalimov herangezogen, welcher eine Variante des Ausreißertests nach Grubbs ist. Die Verwendung des Ausreißertests setzt normalverteilte Daten voraus. Zur Beurteilung des Ausreißers wird zunächst eine Prüfgröße G_A wie Gl.2.11 berechnet:

$$G_A = \frac{\max|x_i - \bar{x}|}{s} \sqrt{\frac{n}{n-1}} \quad \text{Gl.2.11}$$

dabei ist n Anzahl der Stichproben. Wie in Gl.2.11 dargestellt wird die Prüfgröße bei dem Ausreißertest nach Nalimov mit einem vom Stichprobenumfang abhängigen Korrekturfaktor modifiziert. Der Prüfgröße G wird anschließend je nach Stichprobenumfang und Konfidenzniveau mit vordefinierter Tabelle verglichen.

Zum Vergleich der Messdaten bei den Variantenuntersuchungen werden T-Test, F-Test und Varianzanalyse (ANOVA) verwendet, um die Unterschiede zwischen mehreren Datenmengen zu bewerten. Das Ziel dieser Analysen ist zu testen, ob sich die Mittelwerte einzeln und/oder in Kombination voneinander unterscheiden. Voraussetzung dafür ist die Daten der Stichproben normalverteilt sind. Hierzu wird die Nullhypothese definiert, dass der Mittelwert der Grundgesamtheit gleich dem vorgegebenen Wert ist ($H_0: \mu = \mu_0$). Durch Berechnung der Prüfwerte wird geprüft, ob die Nullhypothese akzeptiert oder abgelehnt wird.

Beim T-Test für unabhängige Stichproben wird ein t-Wert als Prüfwert durch Gl.2.12 berechnet:

$$t = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_2}{s \cdot \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}} \quad \text{Gl.2.12}$$

$$s = \sqrt{\frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 1}}$$

Hier ist \bar{x}_1 und \bar{x}_2 Mittelwert bzw. s_1 und s_2 Standardabweichung von den zwei Stichproben.

Beim F-Test wird der F-Wert als Prüfwert durch Gl.2.13 berechnet:

$$F = \frac{s_2^2}{s_1^2} \quad \text{Gl.2.13}$$

Der T-Test und F-Test sind für den Vergleich zwischen zwei Stichproben zu verwenden, während die Varianzanalyse (ANOVA) auch für Vergleiche zwischen mehr als zwei Gruppen geeignet ist. Mit den Prüfgrößen F testet ANOVA, ob die Varianz zwischen den Gruppen MQS_A größer ist als die Varianz innerhalb der Gruppen MQS_E . Dadurch kann ermittelt werden, ob sich die Gruppen signifikant unterscheiden oder nicht.

$$F = \frac{MQS_A}{MQS_E} \quad \text{Gl.2.14}$$

Anbei die quadratische Abweichung der Mittelwerte vom Gesamtmittelwert und der Mittelwerte der einzelnen Gruppen:

$$MQS_A = \frac{QS_A}{k-1} = \frac{\sum_i n_i (\bar{x}_i - \bar{X})^2}{k-1} \quad \text{Gl.2.15}$$

und die mittleren Quadratsummen der Standardabweichung innerhalb Gruppen j:

$$MQS_E = \frac{QS_E}{n-k} = \frac{\sum_i (x_{ij} - \bar{x}_i)^2}{n-k} \quad \text{Gl.2.16}$$

Dabei ist n der gesamte Stichprobenumfang und k die Anzahl der Datengruppen.

Zur Prüfung der Prüfwerte T und F wird je nach Randbedingungen der Untersuchung ein geeignetes Konfidenzniveau definiert. Hierbei wird das Konfidenzniveau in die Irrtumswahrscheinlichkeiten unterteilt:

- $p \leq 0,1$ Tendenz zur Signifikanz,
- $p \leq 0,05$ Signifikant,
- $p \leq 0,01$ Sehr signifikant,
- $p \leq 0,001$ Höchst signifikant

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird generell das Konfidenzniveau als 95% bzw. $p = 0,05$ definiert, wenn nicht anders erwähnt.

Als die Kenngröße zur Bewertung des linearen Zusammenhangs zwischen zwei Stichproben wird normalerweise der maßstabsunabhängige Produkt-Moment-Korrelationskoeffizient r nach Pearson verwendet, wie Gl.2.17:

$$r = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n z_{xi} z_{yi} = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)(y_i - m_y)}{s_x \cdot s_y} \quad \text{Gl.2.17}$$

Der Korrelationskoeffizient liegt zwischen -1 und 1. Es weist bei einem Wert von 1 bzw. -1 ein vollständig positiver bzw. negativer linearer Zusammenhang zwischen den betrachteten Merkmalen auf. Bei $r=0$ zeigt es keinen Zusammenhang zwischen den beiden Merkmalen. Die Korrelation darf ungeachtet der Verteilungsform der zugrundeliegenden Stichprobe berechnet werden. Der Korrelationskoeffizient r setzt einen linearen Zusammenhang voraus. Zur Analyse der nichtlinearen Zusammenhänge wird stattdessen das Bestimmtheitsmaß R^2 verwendet. Unter Bestimmtheitsmaß versteht man wie viel Prozent der Variation der Datenmenge durch ein vorliegendes Regressionsmodell beschrieben werden kann.

$$R^2 = 1 - \frac{\text{Variation der Residuen}}{\text{Variation von } Y} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad \text{Gl.2.18}$$

Das Bestimmtheitsmaß liegt zwischen 0 und 1. Je größer das Bestimmtheitsmaß, umso besser die Korrelationsgüte zwischen Stichproben und Regressionsmodell. Nach (Zöfel, 2003) wird die Korrelationsgüte so interpretiert, siehe Tabelle 2.2.

Tabelle 2.2: Korrelationsgüte in Abhängigkeit von Bestimmtheitsmaß (Zöfel, 2003)

Korrelationsgüte	Korrelationskoeffizient	Bestimmtheitsmaß
Geringe Korrelation	$r < 0,5$	$R^2 < 0,25$
Mittlere Korrelation	$0,5 < r < 0,7$	$0,25 < R^2 < 0,49$
Hohe Korrelation	$0,7 < r < 0,9$	$0,49 < R^2 < 0,81$
Sehr hohe Korrelation	$0,9 < r < 1$	$0,81 < R^2 < 1$

Durch Heranziehen von neuen unabhängigen Variablen kann das Bestimmtheitsmaß erhöht werden, ohne dass sich die Modellqualität tatsächlich erhöht. Um dies zu vermeiden wird das korrigierte Maß eingeführt:

$$R_{kor}^2 = R^2 - \frac{p \cdot (1 - R^2)}{n - p - 1} \quad \text{Gl.2.19}$$

Hierbei ist n die Anzahl der Beobachtung und p die Anzahl der unabhängigen Variablen.

Unter Scheinkorrelation versteht man einen Zusammenhang zweier Zufallsvariablen ohne Kausalzusammenhang. Es kann daran liegen, dass die zwei Variablen unter Umständen auf einen gemeinsamen Einfluss einer dritten Zufallsvariable zurückgeführt werden. Um diesen Effekt zu analysieren steht das Konzept der partiellen Korrelation (auch Partialkorrelation) zur Verfügung. Die partielle Korrelation beschreibt den Zusammenhang zweier korrelierender Variablen x und y, welche von einem dritten Faktor u bereinigt ist. Hierfür wird mit Hilfe der Regressionsrechnung der Zusammenhang zwischen x und u, sowie zwischen y und u bestimmt und von den tatsächlichen Werten x bzw. y subtrahiert, wie Gl.2.20.

$$r(x, y/u) = \frac{r_{xy} - r_{xu}r_{uy}}{\sqrt{(1 - r_{xu}^2)(1 - r_{uy}^2)}} \quad \text{Gl.2.20}$$

Um Korrelationsanalysen gegenüber der allgemeinen Gültigkeit abzusichern, sollten die Daten bivariat, normalverteilt vorliegen. Zur Erfüllung dieser Bedingung gelten die Voraussetzungen, wie z.B. die x -Werte und y -Werte müssen normalverteilt sei, die Mittelwerte der Arrayverteilung müssen auf einer Geraden liegen, die Streuungen der Arrayverteilungen müssen homogen sein.

Neben der Korrelationsanalyse mit Korrelationskoeffizient bzw. Bestimmtheitsmaß haben (Albers und Albrecht, 2004, 2005) das Gütekriterium G wie Gl.2.21 definiert. Das Gütekriterium G verknüpft das Bestimmtheitsmaß R^2 , den Regressionskoeffizienten r und den Mittelwert der Abweichungen zwischen berechneter objektiver Bewertung und vom Probanden vergebener subjektiver Bewertung Δm .

$$G = \begin{cases} \frac{1}{2}(r + R^2 + \Delta m) & 0 \leq a \leq 1 \\ \frac{1}{2}(2 - r + R^2 + \Delta m) & 1 \leq a \leq 2 \\ 0 & a < 0, a > 2 \end{cases} \quad \text{Gl.2.21}$$

Um eine statistisch belastbare Analyse und eine aussagekräftige Bewertung der subjektiven Komfortbeurteilung zu ermöglichen, ist das Kollektiv der Testpersonen auch von großer Bedeutung. Die Anzahl der Versuchspersonen und die notwendigen Typen sind stark von der Zwecke und den Randbedingungen der Untersuchung abhängig. Nach (Bubb, 2003b) wird es im Allgemeinen definiert:

- Um zu genauen Ergebnissen mit hoher Sicherheitswahrscheinlichkeit zukommen, sind im Allgemeinen Versuchspersonenzahlen deutlich größer als 1000 notwendig. Diese können normalerweise bei Marketing-Untersuchung erfüllt werden.
- Zum Vergleich verschiedener technischen Auslegungsvarianten sind Versuchspersonenzahlen von 30- 50 notwendig.
- Zur Untersuchung des Trends von Einflüssen für Zusammenhangshypothese sind 10 Probanden ausreichend.
- Um die Fehler in neu entwickeltes System zu entdecken, können bereit 5 Experten etwa 80% der Fehler herausfinden.

In Abhängigkeit von den persönlichen Erfahrungen und Beurteilungsqualitäten unterteilen sich die Probanden in Experten und Laien. Die Experten verfügen über entsprechende Systemkenntnis und sind vertraut mit den Versuchsabläufen subjektiver Bewertungen, den relevanten Kriterien und Fachbegriffen sowie den Bewertungsmethoden. Sie sind besser in der Lage, die zu beurteilenden Systemeigenschaften unabhängig von störenden Einflüssen zu bewerten. Daher weisen die Beurteilungen der Experten eine bessere Reproduzierbarkeit und eine kleinere Streuung auf (Genuit, 2010). Im Gegensatz dazu versteht man unter Laien die Probanden, die weniger oder keine Erfahrung über Komfortbeurteilung besitzen. Im Vergleich zu Experten repräsentieren Laien vermehrt das Verhalten der normalen Kunden. (Engel, 1998) führt eine Probandenstudie zur Untersuchung der Lenkraddrehschwingungen durch und stellt fest, dass die subjektiven Beurteilungen zwischen den einzelnen Probanden stark streuen. Es liegt seiner Meinung nach an den unterschiedlichen Vorstellungen eines komfortablen Schwingungseindrucks zwischen den Probanden. (Neukum, 2002) findet in seiner Untersuchung zur Fahrdynamik die Objektivierung der subjektiven Beurteilung von Fahreigenschaften mit „Normalfahrern“ nicht erfolgreich, da die subjektive Beurteilung der „Normalfahrern“ sehr stark von individueller Vorliebe und Erwartung beeinflusst

wird, was die Bewertungsqualität beeinträchtigt. Gegenüber diesem Kritikpunkt sind für solche Untersuchungen geschulte Probanden besser geeignet. Darüber hinaus können Alter, Geschlecht, Körpergewicht/-größe sowie Vorliebe der Probanden die subjektive Wahrnehmung und Beurteilung beeinflussen (Krcic, 2014).

2.4 Objektivierung der Schwingungswahrnehmung

In diesem Kapitel wird der aktuelle Stand der Forschung hinsichtlich der Objektivierung der menschlichen Schwingungswahrnehmung vorgestellt.

2.4.1 Grundlagen zur Schwingungswahrnehmung

Zum Thema „menschliche Schwingungswahrnehmung“ gibt es bereits mehrere Untersuchungen in der Literatur. Das Weber-Fechner-Gesetz (Schmidt et al. 2000) beschreibt den Zusammenhang zwischen physikalischen Reizen und Subjektiven Wahrnehmungen durch Gl.2.22:

$$E = c \cdot \ln \frac{R}{R_0} \quad \text{Gl.2.22}$$

Es wird davon ausgegangen, dass eine lineare Zunahme des physikalischen Reizes R eine logarithmische Zunahme des subjektiven Sinneseindrucks E bewirkt. Dabei ist die Konstante c von der Art des Reizes abhängig, während R_0 als Fühlschwelle des Reizes darstellt ist, welche den Schwellenreiz definiert.

Stanley Stevens (Schmidt et al. 2000) erweiterte das Weber-Fechner-Gesetz mit Einführung des Potenzgesetzes wie Gl.2.23:

$$E = k \cdot (R - R_0)^n \quad \text{Gl.2.23}$$

Diese Beziehung besagt, dass die Reiz- und Empfindungsstärke über eine Potenzfunktion miteinander verbunden sind. Anbei handelt k sich um eine verwendete Skalierungskonstante. Der Exponent n hängt vom Rezeptor ab und ist meistens kleiner als 1.

(Cucuz, 1992) untersucht die verschiedenen Schwingungsarten und stellt fest, dass die stochastischen Schwingungen stärker wahrgenommen werden als harmonische Schwingungen mit gleicher Intensität. (Mitschke und Klingner, 1998) definieren ein

Modell beruhend auf der (Norm VDI-2057, 1987) zur Beschreibung fahrbahninduzierter Fahrzeugschwingungen. Dabei wird der Gesamtkomfort durch die bewertete Schwingungsintensität am Sitz, Hand und Fuß beschrieben. (Stelling, 2005) stellt für Hand-Arm-Schwingungen fest, dass alle drei Raumrichtungen bei mehrachsiger Anregung für die Schwingungswahrnehmung von Bedeutung sind. Deswegen ist die Vektorbildung der Schwingungssignale in alle drei Richtungen zur Beschreibung des Schwingungskomforts bevorzugt. (Morioka und Griffin, 2008) untersuchen den Einfluss von einer oder zwei Händen auf die Wahrnehmungsschwelle am Simulator, welcher die Hand in radialer Richtung anregt. Das Ergebnis zeigt, dass die Wahrnehmungsschwelle beim Einsatz von zwei Händen deutlich tiefer liegt als mit nur einer Hand, sich aber nicht signifikant von der empfindlichen Hand unterscheidet. (Ljunggren, 2007) untersucht die Schwingungswahrnehmung bezüglich Frequenz und findet heraus, dass zwei nah beieinanderliegende Frequenzen viel mehr störender von Probanden wahrgenommen werden als die Frequenzen, die weiter über 30Hz auseinanderliegen. (Pielemeier, 2005) hat durch die Probandenstudie den Einfluss der Einwirkungsdauer einer Schwingungsanregung auf die Wahrnehmungsschwelle bei Simulator-Versuchen nachgewiesen. Nach (Griffin, 2007) ist die Schwingungswahrnehmung vor allem von der Intensität der Anregung abhängig. Zudem sind die Größen wie Frequenz, Anregungsrichtung, Einwirkungsstelle am menschlichen Körper sowie die Einwirkungsdauer auch von Bedeutung. Zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung nennt Griffin als Ansatz die Gewichtung der Schwingung bezüglich Frequenz, Richtung und Einwirkungsstelle. Zur Beschreibung des Schwingungskomforts definiert die (Norm DIN EN ISO 8041,2006) die Vorschriften für standardisierte Messung und Bewertung.

Unter Frequenzbewertung versteht man die Verarbeitung der Messsignale im Frequenzbereich unter Verwendung einer Frequenzbewertungsfunktion (wie z.B. Bewertungsgewichtung) und einer Frequenzbandbegrenzungsfunktion (wie z.B. Bandpassfilter), um die frequenzabhängigen Vibrationswahrnehmung besser zu beschreiben. Da die Vibrationswahrnehmung auch stark von der Einwirkungsstelle und der Richtung abhängt, werden die Bewertungsgewichtungen je nach Einwirkungsstelle und Richtung bestimmt. Zur Beschreibung der Beschleunigungssignale im Zeitbereich nach Frequenzbewertung wird frequenzbewertete Beschleunigung a_w , wie Gl.2.24, definiert,

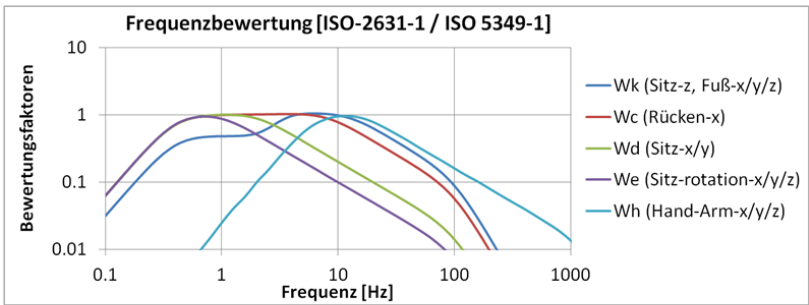
$$a_w = \sqrt{\sum (W_i \cdot a_i)^2} \quad \text{Gl.2.24}$$

wobei a_i Beschleunigung für den i -ten einen 1/3-Oktavband und W_i Bewertungsgewichtung. Und der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung (RMS) ist definiert als

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad \text{Gl.2.25}$$

wobei T die Dauer der Messung. Hierbei stellen vor allem die Normen (ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) beruhend auf zahlreichen Arbeiten die Gewichtungen für Ganzkörperschwingungen (W_k , W_c , W_d , W_e) und für Hand-Arm-Schwingungen (W_h) vor. Diese Werte werden je nach Einwirkungsstelle und Richtung bestimmt. Bild 2.14 stellt die Gewichtungskurven für Sitz, Rücklehne, Fuß und Hand/Arm in Raumrichtungen X, Y und Z dar. Wie dargestellt, gibt es Frequenzbereiche, in denen der Mensch besonders empfindlich ist. Für andere Bereiche werden die Anregungen weniger wahrgenommen.

Die Bewertungsgewichtungen werden normalerweise ermittelt in einer psycho-physikalischen Untersuchung, welche sich mit den mathematischen Zusammenhängen zwischen subjektiven psychischen Wahrnehmungen und objektiven physikalischen messbaren Reizen beschäftigt. Die meisten Untersuchungen in Literatur (Griffin, 1990; Mansfield, 2001; Bellmann, 2002; Ajovalasit und Giacomini, 2007; Griffin, 2007; Ahn et al., 2008; Hatano et al., 2008; Morioka und Griffin, 2008) wurden an Schwingungssimulatoren im Labor durchgeführt, welche normalerweise aus einem Stuhl oder einem Handgriff bestehen und durch Shaker angeregt werden, um den entsprechenden Vibrationszustand für die subjektiven Bewertungen darzustellen. Die Ermittlung der psycho-physikalischen Kenngrößen wird an einer einzelnen Fahrer-Fahrzeug-Schnittstelle durchgeführt. Beispielsweise wird zur Ermittlung der Kenngröße für die Lenkradvibrationen ausschließlich das Lenkrad angeregt, während der Sitz und der Fußboden nicht angeregt werden. Bei solchen Untersuchungen werden die Wechselwirkungen zwischen unterschiedlichen Schnittstellen, wie z.B. der Einfluss der Sitzvibrationen auf die subjektive Wahrnehmung der Lenkradvibration, nicht berücksichtigt. Außerdem sind solche Untersuchungen nicht in der Lage, den realistischen Kontext des Fahrzeugs nachzubilden. Diese Randbedingungen im Labor sind grundsätzlich verschieden gegenüber der normalen Fahrt auf der Straße, was die Komfortwahrnehmung stark beeinflussen kann.



Einwirkungsstelle	Richtung	Gewichtung
Auf dem Sitz	Z	Wk
	X, Y	Wd
Rückenlehne	X	Wc
Rotation auf dem Sitz	X, Y, Z	We
Fußboden	X, Y, Z	Wk
Hand-Arm	X, Y, Z	Wh

Bild 2.14: Frequenzbewertungsgewichtung (ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001)

In der Literatur weisen diese psychophysikalischen Kenngrößen aus verschiedenen Untersuchungen große Unterschiede untereinander auf. Eine mögliche Ursache liegt darin, dass die Untersuchungen je nach betrachteten Phänomenen mit unterschiedlichen Versuchsmethoden und Randbedingungen durchgeführt wurden. Heutzutage existieren noch keine allgemein gültigen Standardangaben zur Auswertung der Vibrationswahrnehmung in Fahrzeugen. Zugleich wird vermehrt durch weitere Untersuchungen festgestellt, dass die vorgegebenen Bewertungsgewichtungen in Normen (ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) für Analyse der Vibrationswahrnehmung in Fahrzeugen nicht geeignet sind. (Bellmann, 2002) zeigt bei der Untersuchung der Leerlaufvibration, dass die ausgewerteten Kennwerte nach ISO-Verfahren schlechter korrelieren mit Sitzbeurteilung als unbewertete Kennwerte. (Marjanen, 2006) sieht ebenfalls die Weiterentwicklung der ISO-Werte als notwendig an.

Aus dem Grund haben (Albers et al., 2014b) eine psycho-physikalische Untersuchung durchgeführt, um die Kenngrößen zur Beschreibung der

Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug zu bestimmen. Hierbei wird die Untersuchung nicht am Simulator, sondern in einem realen Personenwagen unter Berücksichtigung von IPEK-XiL-Ansatz (siehe Kapitel 2.1.1) durchgeführt, siehe Bild 2.15. Ein elektrodynamischer Schwingerreger (Shaker) generiert Schwingungen des Fahrzeugs, so dass die Vibrationsamplitude an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen von der Fühlschwelle bis hin zu Beschleunigungswerten, wie sie unter realen Betriebsbedingungen auftreten, reicht. Acht Experten bewerten den Schwingungskomfort am Sitz, Lenkrad und Fußboden. Der Versuchsleiter verstellt dabei für jede untersuchte Anregungsfrequenz die Anregungskraft des Shakers stufenweise auf- und absteigend, bis die Probanden den dargestellten Vibrationszustand als „gerade wahrnehmbar“ bzw. als „mäßig“ beurteilen.

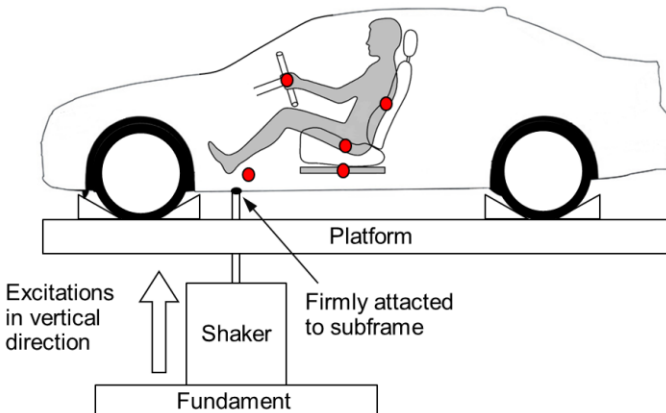


Bild 2.15: Versuchsaufbau der psychophysikalischen Untersuchung von (Albers et al., 2014b)

Bild 2.16 zeigt die ermittelten Fühlschwellen und die Gleichwahrnehmungskurven (inkl. der Standardabweichungen). Sie sind von der Frequenz abhängig. Bei den Sitzvibrationen erhöht sich die Fühlschwelle tendenziell mit zunehmender Frequenz. Bei den Lenkradvibrationen ist eine höhere Empfindlichkeit bei 63 Hz in beiden Kurven zu sehen. Bei den Fußbodenvibrationen lässt sich eine höhere Empfindlichkeit bei ca. 80 Hz erkennen, während die Fühlschwelle sich mit zunehmender Frequenz von 100 bis 250 Hz erhöht. Aufgrund der Beurteilungsstreuung zwischen den Probanden sind die Änderungen der Kurven in

manchen Frequenzbereichen statistisch nicht signifikant ($p > 0.05$). Diese Bereiche werden als nicht signifikant (NS) bezeichnet. Wie dargestellt nehmen nahezu alle Probanden Sitzvibrationen bis 200 Hz wahr, da Anregungen über 200 Hz stark vom Sitzkissen gedämpft werden. Die Lenkrad- und Fußbodenvibrationen sind für alle Probanden bis zu 315 Hz wahrnehmbar.

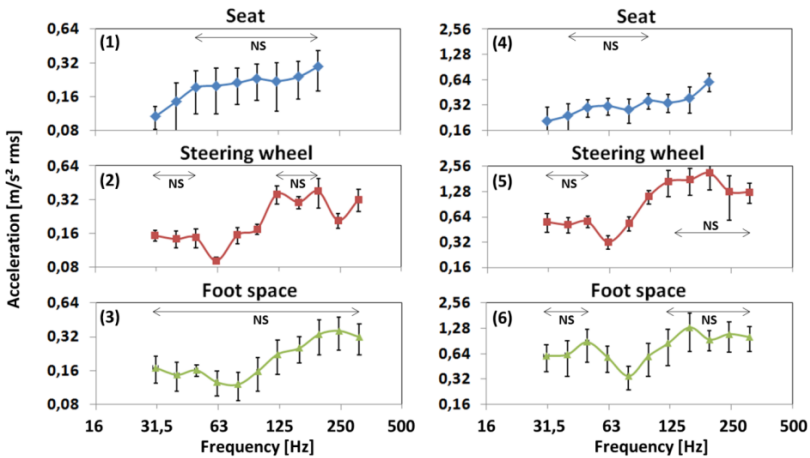


Bild 2.16: Fühlschwellen (1)(2)(3) und Gleichwahrnehmungskurven (4)(5)(6) über Frequenz für Sitz, Lenkrad und Fußboden (NS: Nicht statistisch signifikante Bereiche) von (Albers et al., 2014b)

Neben der Betrachtung in Einzelrichtungen können die Messsignale auch die drei Raumrichtungen gemeinsam beobachtet werden. Hierbei kommt Vektorbetrag zum Einsatz (Normen ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001; Stelling, 2005). Unter dem Vektorbetrag versteht man die Vektorbildung aller 3 Raumrichtungen. Da der Mensch die Vibrationen je nach Einwirkungsstelle und Einwirkungsrichtung unterschiedlich wahrnimmt, werden zusätzliche Bewertungsfaktoren für Richtungen (k_x, k_y, k_z) je nach Einwirkungsstelle eingeführt. Dementsprechend stellt sich der Vektorbetrag mit Richtungsbewertung wie Gl.2.26 dar. Die Bewertungsfaktoren k_x, k_y, k_z sind in den Normen zum Entnehmen.

$$a_V(t) = \sqrt{(k_X \cdot a_X(t))^2 + (k_Y \cdot a_Y(t))^2 + (k_Z \cdot a_Z(t))^2}$$

Gl.2.26

Laut (Griffin, 2007) ist eine objektiverte Bewertung nicht hinreichend gut, um eine Expertenbeurteilung komplett zu ersetzen. Der Grund hierfür liegt darin, dass nicht alle für die Komfortwahrnehmung relevanten physikalischen Effekte definiert und gemessen werden können. Die Schwingungsbeurteilung wird auch durch akustische, thermische und visuelle Umgebungseinflüsse und das Sitzdesign beeinflusst. Die persönliche Erwartung und Vorliebe spielen dabei auch eine Rolle. Er empfiehlt daher eine Kombination von der Verwendung der Methodik der Objektivierung mit subjektiv beurteilenden Experten.

2.4.2 Modellierung mit KNN

(Willumeit und Jürgenssohn, 1997) stellen fest, dass menschliches Verhalten auch bei gleichen äußeren Bedingungen stochastischen Schwankungen aufweist. Diese Variabilität, Flexibilität und individuellen Unterschiede zwischen Beurteilern stellen sich als eines der großen Probleme bei der Modellierung des menschlichen Empfindens dar. Deswegen ist eine weiche, unscharfe und stochastische Methode mit hoher Zuverlässigkeit zur Beschreibung des menschlichen Verhaltens nötig (Albers und Albrecht, 2005; Albers et al., 2009). Zur Modellierung der menschlichen Komfortwahrnehmung existieren heutzutage hauptsächlich zwei Methoden:

- Künstliche neuronale Netze (KNN)
- Metriken mit Regressionsmodellen und Kennwerten durch Korrelationsanalyse zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Parametern

KNN dienen zur Modellbildung und Abstraktion menschlicher Informationsverarbeitung. Für die subjektive Komfortbewertung verknüpft der Fahrer die Sinneseindrücke zu einem subjektiv empfundenen Komforteindruck. Analog versuchen KNN die Sinneseindrücke durch gelernte Zusammenhänge mit Komforturteilen zu verknüpfen. In vielen Untersuchungen (Moriwaki et al., 2001; Gameiro, 2002; Albers und Albrecht, 2005; Albers et al., 2011) wurden KNN eingesetzt, um die menschliche Wahrnehmung des NVH-Komforts des Fahrzeugs abzubilden. Die KNN weisen allerdings auch Schwächen auf, wie z.B. den hohen Zeitaufwand das globale Modelloptimum beim Trainieren zu ermitteln sowie die schlechte Nachvollziehbarkeit des Modells. Aufgrund solcher Schwächen begrenzen sich KNN meist auf virtuelle Modellidentifikationen, während die Korrelationsuntersuchung bereits ein bewährtes Verfahren ist, welches zur Bildung

der Objektivierungsmodelle und zur Ermittlung der Kennwerte in Bezug auf Fahrzeugschwingungen dienen kann (Albers und Albrecht, 2005; Genuit, 2010).

2.4.3 Modellierung mit Regressionsmodellen und Kennwerten

Bei der Verwendung von Regressionsmodellen wird hingegen versucht die subjektiven Beurteilungen und die objektiven Kennwerte durch Korrelationsanalyse zu verknüpfen. Hierbei wird der Zusammenhang zwischen den subjektiven Bewertungsnoten und den objektiven Kennwerten durch Regressionsmodelle nachgebildet. Das Bestimmtheitsmaß R^2 bewertet wie gut das Modell den Zusammenhang beschreibt (siehe auch Kapitel 2.3.4). In Literatur gibt es bereits zahlreiche Studien zur objektivierten Komfortbewertung für Fahrdynamik (Dibbern, 2001; Zschocke, 2009), Schaltkomfort (Küçükay und Gebert, 1997; Hoffmann, 1999; Küçükay, 2001; Hagerodt, 2003; Dylla, 2009) und Fahrzeuggeräusch (Klinger, 1996; Dogan et al., 1998; Genuit et al., 2001; Liebl et al., 2006; Pischinger et al., 2006) mit Hilfe von Kennwerten und Regressionsmodellen. In den folgenden Abschnitten werden einige Beispiele bezüglich Schwingungskomforts näher vorgestellt.

2.4.3.1 Schwingungskomfort bezüglich Fahrbahnregungen

(Griffin, 1990) untersucht die Komfortwahrnehmung von stoßhaltigen Anregungen und stellt fest, dass die Intensität der Vibration bei starken Stößen (wie z.B. Anregung bei Getriebebeschaltung) von Bedeutung ist, während bei kleinen Stößen die Betrachtung der gesamten Schwingung in Form der integralen Kennwerte mit Berücksichtigung des Zeitverlaufs und der Frequenzzusammensetzung wichtiger ist. (Kudritzki, 1995) untersucht den Fahrkomfort bezüglich der Fahrbahnregung und bestätigt, dass einfache statistische Verfahren der ein- oder mehrdimensionalen Regressionsanalyse für die Modellierung der subjektiven Beurteilungen angewandt werden kann. (Bitter, 2006) untersucht die fahrbahninduzierten Fahrzeugschwingungen und versucht die Subjekturteile durch Regressionsanalyse zu objektivieren. Die Probandenstudien bestehen aus den Fahrversuchen auf der Teststrecke und den Prüfstandsversuchen mit drei Fahrzeugen. Den Ergebnissen zufolge korrelieren die Subjektiveurteilungen besser mit Beschleunigungsamplituden, welche direkt auf der Sitzfläche in vertikaler Richtung erfasst werden, als mit jenen, welche an der Sitzkonsole quantifiziert werden. In Längs- und Querrichtung liegen die Koeffizienten auf gleichem Niveau.

2.4.3.2 Schwingungskomfort bezüglich Radanregungen

(Pies, 2011) untersucht die Komfortwahrnehmung bzgl. der von Reifenungleichförmigkeit erregten Fahrzeugschwingungen am Sitz und Lenkrad.

Die Probandenstudie wird an zwei verschiedenen Fahrzeugen sowohl auf dem Flachbahn-Fahrzeug-Prüfstand (mit Standardhydropulsanregung) als auch im freien Versuchsfeld durchgeführt. Durch die statistische Korrelationsanalyse stellt er fest, dass die Einzahlkennwerte in Form eines Beschleunigungsvektors am Mittelpunkt der Fahrersitzkonsole, welcher sich aus vier an der Sitzkonsole positionierten Beschleunigungssensoren zusammensetzt, die Schwingungsphänomene am Sitz und Fußboden gut erfassen können. Für Lenkradvibration zeigt sich der Beschleunigungsvektor am Lenkradkranz in translatorischer und rotatorischer Richtungen hohe Korrelationsgüte zum Subjektiveindruck auf.

2.4.3.3 Schwingungskomfort bezüglich Antriebsstranganregungen

Nachdem die Anregungen aus Fahrbahn und Rad/Reifen in den letzten Jahren durchgehend optimiert wurden, erwarten Kunden den höheren Fahrkomfort auch durch optimierte Antriebsstrang-NVH. Die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen werden vor allem in Zuständen Motorstart/-stopp und Leerlauf von Fahrer wahrgenommen, da zugleich keine weiteren Anregungen aus Fahrbahn und Rädern ausgelöst werden und die Antriebsstranganregung maskieren können. Deswegen fokussierten die Objektivierung der Komfortwahrnehmung für Antriebsstranganregungen zunächst auf Zustände An-/Abstellen und Leerlauf (Zeller, 2009).

(Quiring und Stoffels, 2005) untersuchen die Fahrzeugschwingung beim Motorstart/-stopp. Hierbei werden die Fahrzeugschwingungen im Bereich 1–32 Hz durch Beschleunigungsaufnehmer an der Fahrersitzkonsole gemessen und mit dem Schwingungsdosiswert VDV (Vibration-Dose-Value) ausgewertet. (Müller, 2010) untersucht den Schwingungskomfort in drei startrelevanten Bereichen: Anstellschlag, Eigenfrequenzbereich und Bereich der ersten Verbrennungen. Die Fahrzeugschwingungen werden an der Fahrersitzkonsole und auf dem Sitz neben dem Oberschenkel gemessen. Nach Datenauswertung stellt er fest, dass die maximale Amplitude der Beschleunigung an der Sitzkonsole am besten mit dem Subjektivurteil korreliert. (Ahn, 2008) führt eine Probandenstudie zur Untersuchung des Schwingungskomforts beim Motorstart/-stopp durch. Die Schwingungen erfolgen durch synthetische Signale und variieren über Amplitude und Frequenz. Den Ergebnissen zufolge reagieren die Probanden am empfindlichsten auf die Schwingungen zwischen 4 und 12,5 Hz. (Birkhold, 2013; Albers et al., 2015b) objektivieren den Schwingungskomfort eines Hybridfahrzeugs bei Motorstart durch Regressionsmodell mit Einzahlkennwert. Als Kennwerte wird unter anderem der Schwingungsdosiswert (VDV) verwendet.

(Amman, 2002) untersucht die subjektive Komfortwahrnehmung der Leerlaufvibration am Sitz, Lenkrad und Fußboden. Die Probandenstudie wird am Simulator durchgeführt, wo Sitz, Lenkrad und Fußboden separat durch Shaker im Bereich von 3 bis 150 Hz angeregt werden können. Als Ergebnis findet er heraus, dass für subjektive Wahrnehmung Sitzvibrationen viermal wichtiger als Lenkradvibrationen sind. Außerdem beeinflussen sich die Vibration am Sitz und Lenkrad in der subjektiven Wahrnehmung kaum gegenseitig. Sitz und Lenkrad können daher jeweils getrennt voneinander betrachtet werden. Des Weiteren hat er durch weitere psychophysikalische Untersuchung (Amman, 2003) bewiesen, dass der Mensch empfindlicher auf die Leerlauf-Vibrationen am Sitz in Vertikalrichtung als in Quer- und Längsrichtung ist, was mit dem Untersuchungsergebnis von (Griffin, 2007) übereinstimmt. (Parizet et al., 2007) untersucht den Schwingungskomfort des Fahrzeugs im Leerlauf am Simulator. Durch Korrelationsanalyse stellt er den Effektivwert der Vibration an der Fahrersitzkonsole vorne-links als Kennwert vor. Zudem hat er bestätigt, dass eine zusätzliche Anwendung der Frequenzbewertung aus der Norm (ISO 2631-1, 1997) zur Auswertung der o.g. Kennwerte die Korrelation mit Komforturteilen verschlechtert, was auch von der Untersuchung von (Griffin, 1990) bestätigt wurde.

(Maier, 2011) untersucht die subjektive Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen in Betriebszustände Motorstart/-stopp, Leerlauf sowie Anfahren und Hochfahrt auf einer geschlossenen Teststrecke und versucht die Komfortbeurteilungen durch Einzahlkennwerte am Sitz, Lenkrad und Fußraum zu beschreiben. Für die Probandenstudien werden fünf Fahrzeuge mit verschiedenen Motorisierungen aus einem Fahrzeugsegment gewählt, so dass verschiedene Antriebsstranganregungen für die Komfortbeurteilungen dargestellt werden. Zur Beschreibung der Sitzvibrationen wurde der Kennwert Fahrersitzkonsole-Mittelpunkt, welcher von den Vibrationssignalen der 4 Eckpunkte der Fahrsitzkonsole verrechnet wird, in translatorischer und rotatorischer Richtung definiert. Außerdem wurden ebenfalls die Kennwerte jeweils aus den 8 Messpunkten am Sitzkissen und den 8 Messpunkten am Lehnenkissen definiert, siehe Bild 2.9 in Kapitel 2.3.2. Durch Korrelationsanalyse wurde es festgestellt, dass der Kennwert Fahrersitzkonsole-Mittelpunkt im Leerlauf und beim Anfahren am besten korreliert. Bei der Hochfahrt, insbesondere im höheren Frequenzbereich, korreliert der Kennwert von Sitzkissen am besten. Allerdings sind Korrelationen insgesamt schwächer mit Korrelationskoeffizient $r < 0,3$ (siehe Tabelle 2.2). Analog hat die Kennwerte für Lenkrad definiert, welche von den Vibrationssignalen der 2 Messpunkte am Lenkradkranz verrechnet werden. Hierbei korreliert der Lenkrad-Kennwert am besten im Leerlauf, beim Anfahren und der Hochfahrt. Bezüglich der Auswertungsrichtung wurde es festgelegt, dass die Intensitäts-Kennwerte der Fahrersitzkonsole mit Abstraktion der Richtung in Form der Maximalrichtung am

besten mit der subjektiven Schwingungswahrnehmung beim Motorstart/-stopp korrelieren. Zur Bewertung weiterer Betriebszustände hat Maier den a1-Zeitverlauf herangezogen. Darunter versteht man den Verlauf des Maximalwerts des Frequenzspektrums eines Zeitblocks über die ganze Versuchsdauer. Für Leerlauf korrelieren die Effektivwerte und Maximalwerte aus a1-Zeitverlauf der translatorischen Schwingungen an der Fahrsitzkonsole in Form des Vektorbetrags am besten mit den Subjektivurteilen. Hierbei erreichen diese Kennwerte noch eine mittlere bis hohe Korrelationsgüte. Für die Zustände Anfahren und Hochfahrt zeigen zwar die Effektivwerte aus a1-Zeitverlauf mit Vektorbildung die beste Korrelationsgüte. Allerdings weisen solche Kennwerte nur geringer Korrelationsgüte (mit Korrelationskoeffizient $r < 0,5$) auf.

Die wesentlichen Gründe für die schlechte Korrelationsgüte der Kennwerte, insbesondere für Anfahren und Hochfahrt, können an Versuchsumgebung, Versuchsfahrzeugen und Testfällen liegen. Wie erläutert wurde die Untersuchung auf der Teststrecke durchgeführt. Die Teststrecke bietet zwar realitätsnahe Randbedingungen an, allerdings treten auch die Anregungen von Fahrbahn und Reifen sowie zusätzliche Einflussfaktoren auf, welche zur starken Streuung der objektiven Messdaten und der subjektiven Komfortbeurteilungen bezüglich Antriebsstranganregungen führen können. Eine weitere Begründung ist auf die Verwendung verschiedener Testfahrzeuge aus einem Fahrzeugsegment zurückzuführen. Die Verwendung verschiedener Testfahrzeuge bietet zwar die Variation der Fahrzeugschwingungen für Probandenstudie dar und zugleich werden hierfür die Unterschiede zwischen Fahrzeugsegmenten ausgeschlossen. Allerdings beeinflussen weitere verschiedene Ausstattungen wie z.B. Reifen, Fahrwerk und Sitz zwischen Testfahrzeugen weiterhin die Fahrzeugschwingungen, was zu einer unvermeidlichen Varianz führt. Unter derartigen Randbedingungen ist die Korrelationsgüte zwischen subjektiven und objektiven Daten schlecht, da die Einflussfaktoren der Testumgebung, des Fahrers und des Fahrzeugs nicht hinreichend genau berücksichtigt werden. Bezüglich der Testfälle wird es außerdem hingewiesen, dass die verwendeten Testfälle für Anfahren und Hochfahrt bei diesen Probandenstudien sehr lang dauern und eine starke Vibrationsänderung aufweisen. Durch Befragung von Experten wurde es festgestellt, dass es für Probanden schwierig ist, die Vibrationsanregung des Fahrzeugs reproduzierbar zu beurteilen, wenn sich der Vibrationszustand sehr stark verändert. Nach (Genuit, 2010) führt die lange andauernde Untersuchung zu mentaler und körperlicher Ermüdung der Probanden, was eine Reduzierung der Konzentration und Verschlechterung der Beurteilungsgenauigkeit zur Folge haben kann. Darüber hinaus ist es zu bemerken, dass Maier das lineare Regressionsmodell zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Vibrationsanregungen und subjektiver Wahrnehmung herangezogen hat.

Es stellt sich jedoch die Frage, ob der Zusammenhang durch lineares Modell überhaupt gut beschrieben werden kann.

2.4.4 Zwischenfazit

Zur Beschreibung der menschlichen Schwingungswahrnehmung wurden in Normen (ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001; DIN EN ISO 8041, 2006) die Mess- und Auswerteverfahren definiert, welche für durchgängige Analyse der Vibrationswahrnehmung in Fahrzeugen nur begrenzt herangezogen werden können (siehe Kapitel 2.4.1). Aus dem Grund wurden die in Normen vorgegebenen Verfahren bereits durch weitere Untersuchungen hinsichtlich der Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingungen weiterentwickelt. Nachdem die Komfortwahrnehmungen bzgl. der Anregungen aus Fahrbahn und Rad/Reifen in den letzten Jahren viel untersucht wurden (siehe Kapitel 2.4.3.1 und 2.4.3.2), fokussiert sich die Fahrzeughersteller vermehrt auf den höheren Fahrkomfort auch durch optimierte Antriebsstrang-NVH (Zeller, 2009).

Beruhend auf den in Kapitel 2.4.3.3 erläuterten Untersuchungen kann heutzutage die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in Zuständen An-/Abstellen (Motorstart/-stopp) und Leerlauf bereits gut durch Kennwerte objektiviert werden, während die Untersuchungen für Antriebsstranganregung im Fahrbetrieb (wie z.B. Anfahren und Konstantfahrt) noch keine hinreichend guten Ergebnisse erzielen. Die Bewertungsmethoden für An-/Abstellen und Leerlauf sind aufgrund der unterschiedlichen NVH-Phänomene für Analyse der Fahrzeugschwingungen im Fahrbetrieb nicht gut geeignet. Aus diesem Grund ist es erforderlich, eine Methode zur objektivierten Komfortbewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen im Fahrbetrieb, insbesondere im Hinblick auf Betriebszustände Anfahren und Konstantfahrt, zu entwickeln.

Aufgrund der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Vorteile des Rollenprüfstands bei der Validierung der Antriebsstranganregungen werden im Rahmen dieser Forschungsarbeit die Untersuchungen auf Akustik-Gesamtfahrzeug-Rollenprüfständen durchgeführt. Der Stand der Forschung hinsichtlich der objektivierten Komfortbewertung bezieht sich allerdings zum großen Teil auf den Fahrversuch auf der Straße. Für Prüfstandsversuche ist noch kein durchgängiges Verfahren zur objektivierten Komfortbewertung der antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen im Fahrbetrieb vorhanden. Basierend auf dieser wesentlichen Forschungslücke werden in Kapitel 3 die Motivation und die Zielsetzung dieser Forschungsarbeit abgeleitet.

3 Motivation und Zielsetzung

Aus dem Stand der Forschung wird in diesem Kapitel die Motivation und die Zielsetzung der Forschungsarbeit abgeleitet.

Wahrnehmbare Vibrationen an den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug sind für den Fahrkomfort von entscheidender Bedeutung. Die Komforteigenschaften eines Fahrzeugs werden im Entwicklungsprozess von Ingenieuren im Fahrversuch beurteilt. Aus den in Kapitel 1 erläuterten Gründen ist es notwendig, den Schwingungskomfort auch durch objektivierte Bewertungsmethode zu beschreiben und zu analysieren. Der Stand der Forschung hat ausdrücklich gezeigt, dass die objektivierte Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingung durch Kennwerte ein wesentlicher Fortschritt zur effizienten Quantifizierung des Komfortniveaus und zur Reduzierung des Entwicklungsaufwands ist. Hierzu haben bereits die ISO-Normen und andere Forschungsarbeiten viele Auswerteverfahren zur Beschreibung der menschlichen Vibrationswahrnehmung vorgestellt, siehe Kapitel 2.4.1. Sie sind jedoch allgemeiner Natur und für die Untersuchung der Schwingungswahrnehmung im Fahrzeug nur begrenzt anwendbar. Aus den in Kapitel 2.4.3 vorgestellten zahlreichen Studien wird geschlossen, dass die Objektivierung der menschlichen Komfortwahrnehmung mithilfe der objektiven Einzahlkennwerte eine verifizierte Methode zur Bewertung des Fahrkomforts ist.

Auf der anderen Seite wird heutzutage, wie in Kapitel 2.3.1 erläutert, die Untersuchung der antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen und die Maßnahmenentwicklung gegen die festgestellten NVH-Probleme immer mehr auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstände verlagert. Der umfangreiche Stand der Forschung in Bezug auf objektivierte Komfortbewertung bezieht sich allerdings zum großen Teil auf den Fahrversuch auf der Straße. Auch bei solchen Untersuchungen sind überwiegend die Betriebszustände Motorstart/-stopp und Leerlauf erforscht, wo die Antriebsstranganregungen nicht durch die Anregungen von Fahrbahn und Reifen maskiert werden. Für Prüfstandsversuche umfasst der Stand der Forschung noch kein durchgängiges Verfahren zur objektivierten Komfortbewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen im Fahrbetrieb, insbesondere im Hinblick auf Betriebszustände Anfahren und Konstantfahrt.

Hierbei wird die zentrale Hypothese der Forschungsarbeit aufgestellt: im Rahmen der Entwicklung von Fahrzeug-NVH ist die objektivierte Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durch objektive reproduzierbare Einzahlkennwerte möglich.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es somit, eine Bewertungsmethode zu entwickeln, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit objektiven Kennwerten hinreichend genau beschreibt. Diese Methode soll im Fahrzeugentwicklungsprozess integrierbar sein. Grundlage dieser Bewertungsmethode ist eine Modellbildung, die eine funktionale Beschreibung des Schwingungskomforts der Antriebsstranganregungen durch Einzahlkennwerte zugrunde liegt. Da der Rollenprüfstand aufgrund der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Einschränkung überwiegend zur Untersuchung der stationären und quasidynamischen Betriebszustände verwendet wird und die für die Untersuchung der dynamischen Zustände erforderlichen Ausstattungen im Handlungssystem nicht verfügbar sind (Genuit, 2010; Albers et al., 2014e, vgl. auch Kapitel 2.3.1.3), werden im Rahmen dieser Forschungsarbeit vor allem die harmonischen Schwingungen, insbesondere in den Betriebszuständen Leerlauf, Anfahren, Konstantfahrt sowie moderate Beschleunigung und Verzögerung, betrachtet.

Zur Zielerreichung sollten drei wesentliche Forschungsfragen beantwortet werden.

- Forschungsfrage 1: Welche Methoden und Ressourcen können für die Validierung der subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen angewandt werden?
- Forschungsfrage 2: Wie lassen sich die subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen mit objektiven Kennwerten hinreichend genau beschreiben? Welche Parameter und Auswertekriterien sind relevant?
- Forschungsfrage 3: Wie kann die Methode objektiver Komfortbewertungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen in den Fahrzeugentwicklungsprozess implementiert werden? Welche Anwendungsgrenzen gibt es?

Zur Beantwortung dieser Forschungsfragen und zur systematischen Erreichung der Zielsetzung wird im folgenden Kapitel das Vorgehen der Forschung und die Struktur der Arbeit erläutert. Dies Vorgehen baut im Wesentlichen auf den in Kapitel 2.1 beschriebenen Grundlagen zum Produktentstehungsprozess der KaSPro auf und bedient sich somit eines validierten Rahmens, um die Forschung zu strukturieren.

4 Struktur der Arbeit

Ein Entwicklungsprozess, welcher unter anderem mit dem iPeM (Albers, 2009; Albers und Braun, 2011; Albers et al., 2016c) modelliert werden kann, wird am IPEK anhand des erweiterten ZHO-Modells (siehe Kapitel 2.1.3) so verstanden, dass das Zielsystem durch das Handlungssystem in das Objektsystem überführt wird. Die Analyse des Objektsystems und die Synthese des Zielsystems stellen dabei die Validierung dar. Die Analyse des Zielsystems und die Synthese des Objektsystems werden unter dem Begriff „Design“ subsumiert. Die Entwicklung der Methoden im Rahmen der jeweiligen Analysen und Synthesen erfolgt dabei im Kontext des in Kapitel 2.1.1 vorgestellten IPEK-X-in-the-Loop Frameworks. Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit erfolgt die Entwicklung der Methoden für die Ebene Gesamtfahrzeug.

Um das Ziel in Kapitel 3 sinnvoll und systematisch zu erreichen, soll nach dem erweiterten ZHO-Modell zunächst der Lösungsraum festgelegt werden. Durch Analyse des heutigen Stands der Validierung der Fahrzeugschwingungen im Entwicklungsprozess und durch einen Vorversuch wird das Objekt bzw. Methoden zur Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen unter Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes entwickelt. Im Fokus stehen zur Komfortbeurteilung die fühlbaren Fahrzeugschwingungen bis 250 Hz (vgl. auch Kapitel 2.2 und 2.4), welche von Antriebsstrang in konventionell angetriebenen Fahrzeugen induziert werden. Zu untersuchen sind vor allem die harmonischen Schwingungen im Fahrbetrieb. Ausgeschlossen sind die transienten Phänomene, wie z.B. Lastwechsel bei Ein-/Auskuppeln und Gangschaltung. Das hörbare Fahrzeuginnengeräusch wird als Einflussfaktor für die subjektive Vibrationswahrnehmung betrachtet. Zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Rollenprüfstand wird der C&C²-Ansatz (siehe Kapitel 2.1.2) herangezogen. Durch Analyse der Einflussfaktoren des Prüfstandsversuchs werden hierbei der Versuchsaufbau, der Versuchsablauf und die Methode zur Erfassung und Auswertung der subjektiven Bewertungen und objektiven Messdaten auf Rollenprüfständen definiert, welches einerseits repräsentativ ist und andererseits über hinreichende Genauigkeit, Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit verfügt. Somit wird die Forschungsfrage 1 beantwortet. Das hier erworbene neue Wissen kann in die Wissensbasis zurückfließen und für eine weitere Schleife verwendet werden. Die Analysenergebnisse sowie die definierten Methoden und Ressourcen zur Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen wird in Kapitel 5 detailliert vorgestellt.

Beruhend auf den Methoden und Ressourcen werden im Rahmen der Forschungsarbeit acht Probandenstudien auf Rollenprüfständen auf der Ebene Gesamtfahrzeug durchgeführt. Es wird berücksichtigt, dass die Untersuchung der Antriebsstranganregungen in jeder Studie nicht gleichzeitig in mehreren Fahrzeugen, sondern nur in einem Fahrzeug durchgeführt wird, um die Beeinflussung unterschiedlicher Ausstattungen zwischen Testfahrzeugen zu beseitigen. Die Variation der Antriebsstranganregungen wird hierbei durch verschiedene Motorlast, Motordrehzahl und Antriebsstrangvarianten in demselben Fahrzeug dargestellt. Ziel ist die Antriebsstranganregungen für die subjektiven Bewertungen zu verändern, während gleichzeitig alle weiteren Einflussfaktoren unverändert bleiben. Hierbei werden durch Analyse der Auswertekriterien zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen die objektiven Kennwerte und die Regressionsmodelle zur Modellierung der menschlichen subjektiven Komfortbewertungen ermittelt. Außerdem werden zwischen Probandenstudien mehrere verschiedene Versuchsfahrzeuge mit unterschiedlichen Triebstranganordnungen aus unterschiedlichen Segmenten verwendet. Das Ziel ist zu untersuchen und validieren, ob die Regressionsmodelle und die objektiven Kennwerte ebenfalls von den Triebstranganordnungen und den Fahrzeugsegmenten beeinflusst werden, bzw. ob es möglich ist, die menschlichen subjektiven Komfortbewertungen in verschiedenen Versuchsfahrzeugen durch gleiche objektive Kennwerte beschreiben zu können.

Wie in Kapitel 2.4.3 erläutert ist es auch für Experten schwierig, einen stark verändernden Vibrationszustand reproduzierbar durch die skalare Benotung zu beurteilen. Es führt schnell zur Ermüdung der Probanden und Beeinträchtigung der Beurteilungsqualität. Auf der anderen Seite ist es ebenfalls für die Datenauswertung schwierig, die objektiven Kennwerte von den Messdaten eines dynamischen Betriebszustands abzuleiten und die Einflussfaktoren der Komfortbewertung eindeutig zu quantifizieren. Aus diesen Gründen werden die Untersuchung zur Analyse der menschlichen Vibrationswahrnehmung zunächst nur bei stationären Zuständen durchgeführt. Unter stationären Zuständen versteht man die Zustände, bei den sich Motorlast, Fahrgeschwindigkeit und Gang nicht verändert. Bei den stationären Zuständen können einerseits die Probanden die subjektive Beurteilung mit höherer Bewertungsqualität durchführen. Andererseits können die Einflussfaktoren der Vibrationswahrnehmung, wie z.B. Frequenz, Einwirkungsrichtung und Einwirkungsstelle, besser analysiert werden. Dadurch werden die Parameter und die Auswertekriterien zur objektivierten Bewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen definiert. Bei normaler Fahrt auf der Straße treten die Vibrationsanregungen im Fahrzeug nicht nur in stationären Zuständen, sondern auch vermehrt in dynamischen Betriebszuständen auf. Außerdem können die subjektiven Vibrationsbeurteilungen

ebenfalls von Fahrzeuginnengeräusch und von positiven bzw. negativen Erlebnissen der Fahrzeugschwingungen beeinflusst werden. Basierend auf den Auswertekriterien zur Analyse der Vibrationswahrnehmung in stationären Zuständen werden durch weitere Probandenstudien die subjektive Komfortwahrnehmung bei dynamischen Vibrationszuständen, der Einfluss des Innengeräuschs und der positiven Auswirkung von Fahrzeug-NVH untersucht. Auf Basis dieser Ergebnisse wird die Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit den objektiven Kennwerten beschreibt. Somit lässt sich die Forschungsfrage 2 beantworten. Die Durchführung der Probandenstudien, die Analysenergebnisse und die entwickelte Bewertungsmethode werden in Kapitel 6 vorgestellt.

Zum Schluss wird diskutiert, wie die im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelte Bewertungsmethode in den Fahrzeugentwicklungsprozess implementiert werden kann. Außerdem wird die Übertragbarkeit der Methode für andere konventionell angetriebene Fahrzeuge (andere Fahrzeugtype und Fahrzeuge von anderen Fahrzeugherstellern) und für Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten (Hybrid- und Elektrofahrzeuge) diskutiert. Somit lässt sich die Forschungsfrage 3 beantworten, siehe Kapitel 7.

5 Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen

Zur Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen werden im Rahmen der Forschungsarbeit Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstände verwendet. Hierbei werden Methoden für Prüfstandsversuche entwickelt, um die Validierung der Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Rollenprüfständen realitätsnah und reproduzierbar durchführen zu können. Zunächst werden die Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Prüfstand im Rahmen der Prüfstandsversuche mithilfe des C&C²-Ansatzes analysiert und die relevanten Wirkflächenpaare definiert, siehe Kapitel 5.1. Anschließend werden in Kapitel 5.2 der Versuchsaufbau und der Versuchsablauf mit Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes definiert. Des Weiteren wird die Messmethode definiert, welche einerseits die vom System „Fahrzeug“ ins System „Fahrer“ eingeleitete Schwingungsanregungen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen (WFP) und andererseits die subjektiven Komfortbeurteilungen des Fahrers zuverlässig und unbeeinträchtigt erfassen kann, siehe Kapitel 5.3 und 5.4. Damit werden die erforderlichen objektiven Messdaten der Fahrzeugschwingungen erfasst. Durch in Kapitel 5.5 vorgestellte Auswerteverfahren werden diverse skalare Einzahlkennwerte von den gemessenen Fahrzeugschwingungen abgeleitet. In Kapitel 5.6 wird die Korrelationsanalyse zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Einzahlkennwerten beschrieben. Im Bild 5.1 sind den o.g. einzelnen Elementen der Methoden zur Validierung der subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen jeweils die Kapitel 5.1~5.6 zugeordnet.

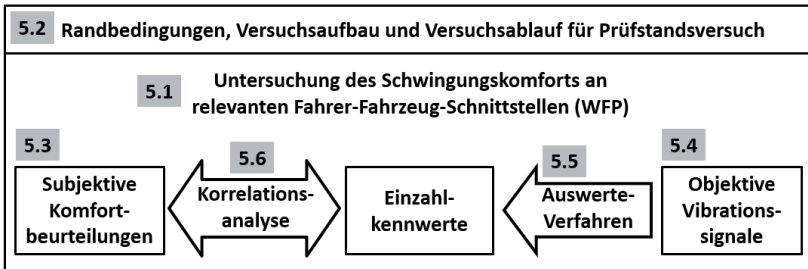


Bild 5.1: Einordnung der Elemente der Methode zur Validierung der Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen

5.1 Wechselwirkung zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt

Zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt wird ein C&C²-Modell (siehe Kapitel 2.1.2) gebildet, siehe Bild 5.2. Im Rahmen der Untersuchung wird der Antriebsstrang als System-In-Development (SID) (siehe Kapitel 2.1.1) betrachtet. Die vom Teilsystem „Antriebsstrang“ induzierten Anregungen werden über die Aggregatelager (WFP2) in die Karosserie, was als Teilsystem „Restfahrzeug“ betrachtet wird, eingeleitet. Auf der anderen Seite ist das System „Fahrzeug“ ständig mit dem System „Umwelt“ angebunden. Das WFP3 stellt hierbei die Schnittstellen für Übertragung der Vibrationsanregungen zwischen Fahrzeug und Umwelt dar. Für die Rollenprüfstandsversuche stellt das WFP3 sich als Rad/Rollenprüfstand und Fahrzeugfixierung dar. Die von „Antriebsstrang“ und „Umwelt“ eingeleiteten Vibrationsanregungen werden über Karosserie bis hin zu den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen (WFP1) übertragen und beeinflussen die Vibrationswahrnehmung des Fahrers. Die Leitstützstruktur (LSS1, LSS2) stellt hierbei das Teilsystem „Restfahrzeug“ zur Übertragung der Vibrationsanregungen dar. Zur Untersuchung der Auswirkung der Fahrzeugschwingungen auf die subjektive Wahrnehmung werden im Rahmen der Forschungsarbeit die Ströme der Vibrationen überwiegend als Informationsströme betrachtet (Albers et al., 2016b; Matthiesen 2019).

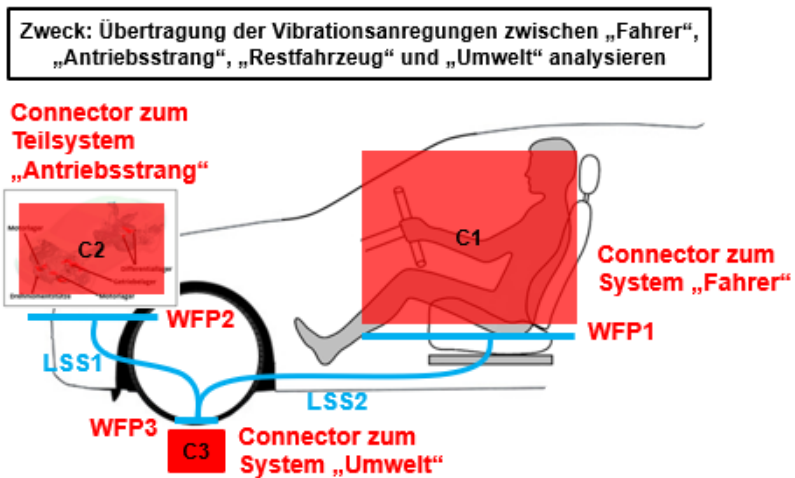


Bild 5.2: Darstellung der Übertragung der Vibrationsanregungen zwischen „Fahrer“, „Antriebsstrang“, „Restfahrzeug“ und „Umwelt“ mithilfe eines C&C²-Modells

Zur detaillierten Analyse der Übertragung der Vibrationsanregungen zwischen Fahrzeug und Fahrer wurden in Kapitel 2.2.3 zehn WFP vorgestellt, welche im Stand der Forschung häufig untersucht werden. Vor den Probandenstudien wird zuerst durch einen Vorversuch untersucht, welche von diesen zehn WFP zur Beurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen relevant sind. Der Vorversuch wird auf einem Rollenprüfstand durchgeführt. Hierbei werden der Versuchsaufbau und der Versuchsablauf mit Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes definiert und in Kapitel 5.2 detailliert beschrieben. Die 5 verwendeten Testfälle werden im Hinblick auf den Untersuchungszweck und die Vergleichbarkeit der Ergebnisse wie nachfolgend gewählt. Neben Anfahren sind die Testfälle im Fahrbetrieb Drehzahlhochläufe mit einer konstanten Änderung der Motordrehzahl für konstante Motorlast (siehe auch Kapitel 2.3.1). Hierbei ist das Ziel der Testfälle die effiziente Analyse im gesamten Drehzahlbereich des Antriebsstrangs.

- Anfahren im 1.Gang;
- Besch-1: Motordrehzahlhochlauf im 3.Gang im Teillastbetrieb;
- Besch-2: Motordrehzahlhochlauf im 3.Gang im Volllastbetrieb;
- Besch-3: Motordrehzahlhochlauf im 5.Gang im Volllastbetrieb;

- Besch-4: Motordrehzahlhochlauf im 5.Gang im Schubbetrieb.

Fünf Probanden haben an dem Vorversuch teilgenommen. Alle Probanden sind Experten in der Bewertung der Fahrzeugschwingungen. Hierbei beurteilen die Probanden den Schwingungskomfort an den 10 WFP mit ATZ-Skala für jeden Testfall, siehe Bild 2.13. Es wird davon ausgegangen, dass die Stellen, die mit kritischsten Noten beurteilt werden, das Komfortniveau des Gesamtfahrzeugs überwiegend beeinflussen.

Bild 5.3 zeigt die gemittelten Bewertungsnoten der 5 Probanden für die zehn WFP bzw. Kontaktstellen je nach Testfall. Dazu werden noch die Bewertungsnoten der 5 Testfälle gemittelt dargestellt, bezeichnet als „Mittelwert“. Wie dargestellt werden die WFP Körper / Sitzkissen, Rücken / Lehne und Hand / Lenkrad für alle Testfälle immer kritischer (mit kleineren Noten) beurteilt als andere. Diese 3 WFP beeinflussen wesentlich den gesamten Komforteindruck, da der Komforteindruck überwiegend von der subjektiv schlecht wahrgenommenen WFP beeinflusst wird. Die Probanden haben außerdem geäußert, dass ein stetiger Kontakt mit der Kopfstütze während der Fahrt nicht üblich ist, sondern meistens nur beim Warten an der roten Ampel im Leerlauf geschieht und normalerweise nur kurzzeitig ist. Deswegen wird WFP Kopf / Kopfstütze für weitere Untersuchungen nicht berücksichtigt. Im Vergleich mit Sitz und Lenkrad ist die Bewertung für Fußraum insgesamt unkritisch. Die Vibration am WFP Fuß / Pedal wie Kupplungspedal, Bremspedal und Gaspedal wird vor allem jeweils von den Vibrationen von Kupplung, Bremssystem und Gaspedalsystem beeinflusst. Ihre Vibrationen sind anders als die Vibration an den Kontaktstellen, welche überwiegend von Karosserievibrationen beeinflusst werden (Grimm et al., 2010). Die in die Karosserie eingeleiteten harmonischen Vibrationen beeinflussen den Fahrkomfort in diesem Fall nur als Nebenursache. Außerdem ist die Wahrnehmung der Pedalvibrationen erst wichtig, wenn der Fahrer die Pedalerie betätigt. Diese Wahrnehmung wird auch stark von der Fußbetätigung des Fahrers beeinflusst. Analog ist die Vibration am Schalthebel auch stark von seiner Anbindungsart zwischen Schalthebel und Schaltgabel im Getriebe abhängig. Die elektrische Anbindung zeigt komforttechnisch deutlich Vorteile gegenüber rein mechanischer Verbindung. Ferner kann bei der mechanischen Verbindung durch Kette oder Seilzüge die Getriebevibration besser entkoppelt werden als durch Gestänge (Zeller 2009). Die Bewertungen für den Kniekontakt mit der Tür und Mittelkonsole sind für alle Testfälle unauffällig und werden immer mit guten Noten beurteilt. Nach Angabe der Probanden können die Vibrationsanregungen, die über die Knie von der Tür und der Mittelkonsole eingeleitet werden, subjektiv nicht von der Anregung vom Fußraum unterschieden werden. Deswegen werden die Vibration an der Tür und Mittelkonsole nur über den Arm bzw. die Hand beurteilt.

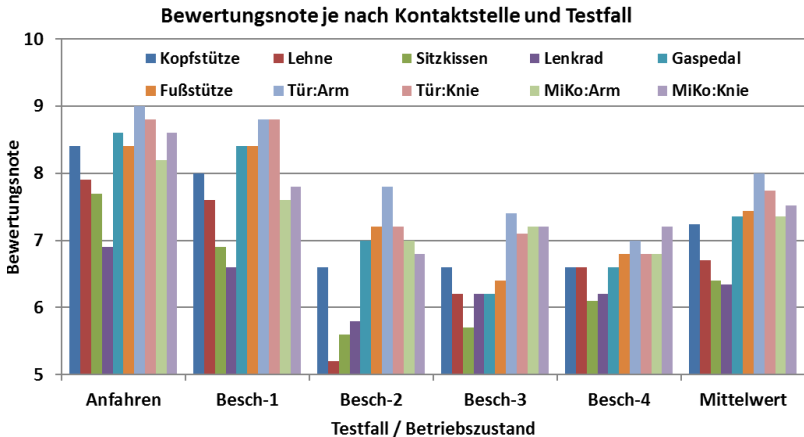


Bild 5.3: Subjektive Bewertungsnote für die 10 Kontaktstellen je nach Testfall im Vorversuch

Zusammenfassend werden die Anregungen an den WFP wie Kopf / Kopfstütze, Hand / Schalthebel, Fuß / Pedal sowie Knie / Seitenwand in Fußraum relativ unkritisch beurteilt. Solche WFP werden erst auffällig, wenn sich die Anregungen an den anderen WFP deutlich verbessert, was aber bei normaler Fahrt sehr selten vorkommt. Im Gegensatz dazu beeinflussen überwiegend die Vibrationsanregungen an WFP Gesäß / Sitz, Rücken / Lehne, Hand / Lenkrad, Fuß / Fußboden, Arm / Armauflage der Tür und Arm / Armauflage der Mittelkonsole den Komforteindruck des Fahrers. Beruhend auf den Ergebnissen aus dem Vorversuch werden für weitere Komfortuntersuchungen im Rahmen der Forschungsarbeit vor allem die o.g. 6 WFP betrachtet. Hierbei werden die 6 relevanten WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug in Tabelle 5.1 aufgeführt. Die weiteren WFP werden nicht berücksichtigt.

Zur detaillierten Analyse der Wirkflächenpaare (WFP) zwischen Fahrzeug und Fahrer wird das WFP1 im Bild 5.2 durch Zoom-In verfeinert. Dadurch werden weitere WFP sichtbar, welche in Bild 5.4 dargestellt sind. Die von Antriebsstrang und Umwelt eingeleiteten Vibrationsanregungen werden über Teilsystem „Restfahrzeug“ (LSS1.1~LSS1.5) bis hin zu den WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug übertragen, siehe auch Tabelle 5.1. Hierbei wird zur Untersuchung der Sitzvibrationen sowohl die Oberfläche des Sitzkissens direkt an WFP1.1

Gesäß/Sitzkissen und an WFP1.2 Rücken/Lehnenkissen, als auch die Fahrersitzschienen zwischen Sitzkonsole / Karosserie (WFP1.1.1) berücksichtigt. Dazwischen überträgt der Sitz als Leitstützstruktur (LSS2.1 und LSS2.2) die Informationsströme in Form von Vibrationen.

Tabelle 5.1: Relevante WFP zur Analyse der Übertragung der Vibrationsanregungen zwischen Fahrer und Fahrzeug

Wirkflächenpaare	Beschreibung
WFP1.1	Gesäß (Oberschenkel) / Sitzkissen
(WFP1.1.1)	Fahrersitzkonsole / Karosserie
WFP1.2	Rücken / Lehnenkissen
WFP1.3	Hand / Lenkrad
WFP1.4	Fuß / Fußboden
WFP1.5	Arm / Armauflage der Tür
WFP1.6	Arm / Auflauflage der Mittelkonsole

Während der Fahrt gehen die Vibrationen zusammen mit Geräuschen einher. Je nach Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrgeschwindigkeit und Motorlast setzen sich die Vibrationen und Geräusche unterschiedlich zusammen. Das von Antriebsstrang, Restfahrzeug und Umwelt induzierte Geräusch wird in die Kabine eingeleitet und als Informationsströme über die Luft (LSS3) in die Ohren des Fahrers übertragen. Hierbei stellt das Wirkflächenpaar 1.7 für die Übertragung der Geräuschströme zwischen Fahrzeuginnenraum und Fahrerohren dar.

Beruhend auf den definierten Wirkflächenpaaren WFP1.1 ~ WFP 1.7 werden im Rahmen der Untersuchung die Übertragungen der Informationsströme in Form von Vibrationen und Geräuschen zwischen Fahrer und Fahrzeug durch entsprechende Messtechnik erfasst, was in Kapitel 5.4 detailliert vorgestellt wird. Die Übertragungen der Vibrationen und Geräusche zwischen Restfahrzeug und Antriebsstrang/Umwelt (an WFP1.8 und WFP1.9) beeinflussen die subjektive Wahrnehmung des Fahrers nicht direkt und werden daher im Rahmen der Untersuchung nicht berücksichtigt.

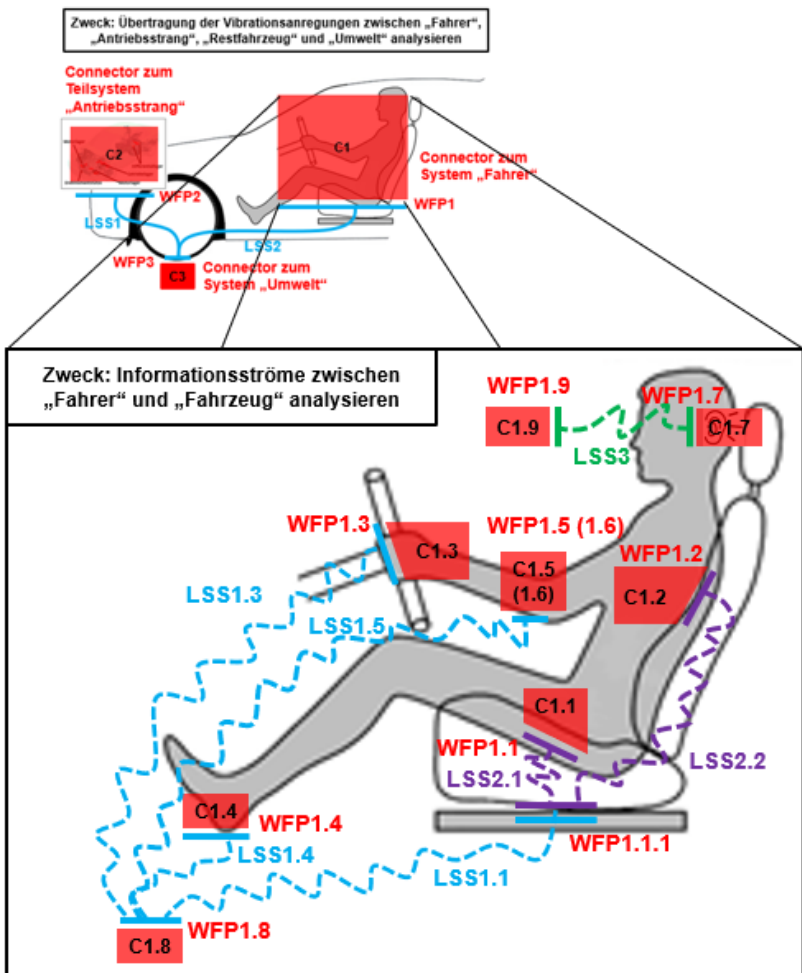


Bild 5.4: Darstellung der Informationsströme zwischen Fahrer und Fahrzeug mithilfe eines C&C²-Modells

Aus den eingegangenen Informationsströmen in Form von Vibrationen und Geräuschen resultieren entsprechend für das vorliegende Fahrzeug Komfortbeurteilungen, die als Informationsströme aus dem Fahrer betrachtet werden. Die Vorgehensweise zur Erfassung und Auswertung dieser subjektiven Komfortbeurteilungen wird in Kapitel 5.3 erläutert. Neben den Informationsströme in Form von Vibrationen und Geräuschen spielen auch weitere Informationsströme, wie Fahrstrecke, Verkehrssituation sowie Fahrzeuginformation, eine Rolle für die subjektiven Komfortwahrnehmung des Fahrers. Im Rahmen der Untersuchung wird den Probanden bei den Prüfstandsversuchen keine Information über Fahrstrecke und Verkehrssituation zur Verfügung gestellt, werden daher diese Informationsströme nicht berücksichtigt. Der Einfluss der Fahrzeuginformation wird bei der Definition des Versuchsaufbaus berücksichtigt, siehe Kapitel 5.2. Die Stoffströme (wie z.B. Luft) sind für die Untersuchung nicht relevant und werden daher vernachlässigt.

5.2 Versuchsaufbau

Wie in Kapitel 2.3 erläutert, wird heutzutage die technische Entwicklung und Validierung bezüglich antriebsstrangerregter Fahrzeugschwingungen immer mehr auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstände verlagert, wo die Randbedingungen viel genauer definiert und während der Untersuchung besser kontrolliert werden können. Im Rahmen der Forschungsarbeit werden die Untersuchungen auf Rollenprüfständen durchgeführt. Trotz Ausschluss vieler Störungseinflüsse wird die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Messergebnisse in Prüfstandsversuchen, wie in Straßenversuchen, ebenfalls von viele Faktoren (vgl. Kapitel 2.3.1) beeinflusst. Es ist daher bei der Versuchsvorbereitung notwendig, die Randbedingungen der Prüfstandsversuche zu definieren.

5.2.1 Randbedingungen der Prüfstandsversuche

Gemäß des IPEK-XiL-Ansatzes ist es zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen notwendig, den Einfluss der Umwelt, des Fahrers und des Fahrzeugs auf die objektive Messung und die subjektive Bewertung zu analysieren. Im Gegensatz zum Fahrversuch auf der Straße ist hierbei der Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand die wesentliche Versuchsumgebung. Die Unterschiede zwischen Prüfstands- und Fahrversuchen wurden in Kapitel 2.3.1 diskutiert. In diesem Kapitel werden die Einflussfaktoren des Rollenprüfstands (Umwelt), Fahrzeugs und Fahrers, welche für die Validierung der subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen relevant sind, detailliert

analysiert. Ziel ist es, die Randbedingungen der Prüfstandsversuche zu definieren bzw. optimieren.

5.2.1.1 Einfluss des Rollenprüfstands

Fahrzeugfixierung

Zur Untersuchung antriebsstrangerregter Fahrzeugschwingungen sind die Karoserieschwingungen in die Längs- und Hochrichtung (X- und Z-Richtung) ein wesentlicher Anteil. Daher wird das Fahrzeug auf dem Prüfstand in X- und Z-Richtung weich fixiert, wie z.B. mit Gurten, um die Schwingungen nicht zu unterdrücken. Zugleich stellt die Fixierung mit Gurten aufgrund hoher Elastizität die niederfrequenten Bewegungen des Aufbaus (<20Hz) in allen drei Raumrichtungen dar, welche bei der Straßenfahrt nicht auftreten. Um diese niederfrequente Karoseriebewegung zu reduzieren und damit die subjektive Wahrnehmung nicht zu beeinträchtigen, sollte die Untersuchung nur bei stationärem Zustand mit konstantem Betriebszustand oder bei dynamischem Zustand mit hinreichend kleiner Zustandsänderung (Quasi-stationärem Zustand) durchgeführt werden. Der Untersuchung von (Albers et al., 2013) zufolge liefert die Gurtfesselung bei den quasi-stationären Hochläufen eine deutlich bessere Reproduzierbarkeit als die Fesselung am Rad bezüglich der von Rädern und Antriebsstrang induzierten Fahrzeugschwingungen. Ferner ist die Gurtfesselung universal für Fahrzeuge mit verschiedenen Antriebsvarianten (Vorder-, Hinter- und Allradantrieb) und für die meisten verwendeten Prüfstände einsetzbar. Nach der Untersuchung von (Albers et al., 2015b) führt bei der Radnabenfixierung die erste Radordnung durch montagebedingte Fehlstellung (aufgrund der zusätzlichen Randbedingungen am Rad) zu besonders starken Anregungen in allen drei Raumrichtungen, was die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen beeinträchtigen kann. Daher ist die Radnabenfixierung für die geplanten Untersuchungen der Antriebsstranganregungen nicht geeignet.

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird für die Prüfstandsversuche ausschließlich die Gurtfesselung herangezogen. Aufgrund der relativ hohen Elastizität der Gurtfesselung muss hierbei beachtet werden, dass die Betriebszustände beim Testen konstant bleiben (stationäre Zustände) oder sich nur langsam verändern (quasi-stationär bei der Drehzahlhochläufe), um die störende niederfrequente Aufbaubewegung zu minimieren.

Prüfstandsgebläse

Bei Prüfstandsversuchen wird das Fahrzeug durch ein Prüfstandsgebläse gekühlt. Das Gebläse induziert allerdings zusätzliche Fahrzeugschwingungen. Zur Analyse

der Auswirkung haben (Albers et al., 2013) die Fahrzeugschwingungen beim Stillstand des Fahrzeugs mit unterschiedlichen Gebläsegeschwindigkeiten gemessen. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass mit der Gebläsegeschwindigkeiten ab 75 km/h die Kühlluft schon subjektiv deutlich spürbare Sitz- und Lenkradvibrationen induzieren kann, welche vergleichbar wie bei der Konstantfahrt mit Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h. Zur Minimierung dieses Einflusses soll das Gebläse für die Schwingungsuntersuchung ausgeschaltet werden. Allerdings werden das Aggregat und die Reifen ohne zusätzliche Abkühlung sehr schnell überhitzt, speziell im Vollastbetrieb. Zum Schutz des Antriebsstrangs und der Reifen im Fahrbetrieb wird für Motordrehzahlhochläufe ab dem 2. Gang das Gebläse angeschaltet. Die Gebläsegeschwindigkeit verändert sich in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Hingegen bleibt das Gebläse beim Motorstart/-stopp, Leerlauf und Anfahren ausgeschaltet.

Ansteuerung des Fahrzeugs durch zusätzliches Steuerungssystem

Für Prüfstandsversuche sollen das Fahrzeug die definierten Manöver nachgefahren. Es ist allerdings auch für erfahrene Ingenieure schwierig, vorgegebene Geschwindigkeitsprofile präzise nachzufahren und gleichzeitig den Vibrationszustand subjektiv zu beurteilen (Genuit 2010). Um die Betriebszustände reproduzierbar darzustellen wird bei Prüfstandsversuche entweder ein Fahrroboter oder ein zusätzliches Steuerungssystem verwendet. Im Rahmen der Untersuchung soll der Proband im Fahrzeug auf dem Fahrersitz sitzen und den Komfortzustand an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen beurteilen, daher ist ein Fahrroboter für solche Untersuchung nicht geeignet. Hierfür wird das Fahrzeug durch ein zusätzliches Steuerungssystem angesteuert. Ein Beispiel dabei ist das von Daimler entwickelte Drehmoment- und Geschwindigkeitsregler (DGR) (Daimler 2003⁵). Das DGR-System besteht aus Software-Modulen, einem Konfigurationssystem und einem Laufzeit-System, die auf Standard-Rechner laufen. Es setzt auf Diagnosekomponenten auf und ist über die Diagnoseschnittstelle im Fahrzeug mit den Steuergeräten verbunden. Damit wird das Fahrzeug mit den vorgegebenen Fahrgeschwindigkeiten, Beschleunigungs- und Bremsmomenten angesteuert. Die Fahrmanöver bzw. Testfälle werden mithilfe von DGR und Prüfstand reproduzierbar dargestellt. Damit soll der Proband während der Probandenstudie nur nach Anweisung des Versuchsleiters den entsprechenden Gang einlegen. Aufgrund der Erleichterung der Fahraufgabe können sich die Probanden besser auf die subjektive Beurteilung konzentrieren.

⁵ Interne Dokumentation der Daimler AG

5.2.1.2 Einfluss des Fahrzeugs

Reifen

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Prüfstands- und Fahrversuchen besteht bei dem Kontakt zwischen Reifen und Rolle. Auf Rollenprüfständen existieren die Anregungen durch Fahrbahnnunebenheiten nicht. Die Anregungen durch Reifenungleichförmigkeit und Radunwucht sind immer noch vorhanden und verändern sich aufgrund der Rollenbeläge sowie der gekrümmten Aufstandsfläche zwischen Reifen und Rollen (Albers et al., 2013, 2014e). Dies führt zu verändertem Reifendruck, veränderter Reifenaufstandsfläche und Reibung sowie den unterschiedlichen Radanregungen. Die Radanregungen beeinflussen einerseits die Messergebnisse der Fahrzeugschwingungen, deren Auswirkungen dennoch durch Nachbearbeitung zum großen Teil eliminiert werden können. Andererseits wird die subjektive Beurteilung der Antriebsstranganregungen erschwert. Nach (Albers et al., 2013) werden die Radanregungen durch Feinwuchten und Finishen der vorselektierten Räder deutlich reduziert. Für die Komfortuntersuchungen antriebsstrangerregter Schwingungen sollen daher die Radanregungen durch Vorselektieren der Reifen mit Kleiner Ungleichförmigkeit und durch Feinwuchten und Finishen der Räder weitestgehend reduziert werden.

Neben der o.g. Reifenungleichförmigkeit und Radunwucht werden die Radanregungen auch vom Reifendruck beeinflusst. Werden die Reifen vereinfacht als ein Feder-Dämpfung-System zwischen Fahrwerk und Straße betrachtet, variieren sich Steifigkeiten und Dämpfungen des Systems bei veränderndem Reifenluftdruck. Es hat sich in einer Untersuchung bei Daimler (Daimler, 2014⁶) gezeigt, dass die steiferen Reifen bei Erhöhung des Reifendrucks die Achse-Resonanz (ca. 20 Hz) um 1-2 Hz erhöhen können. Für ein Fahrzeug mit 4-Zylinder-Motor liegt die Hauptmotorordnung (2. Motorordnung) im Frequenzbereich von 20 bis 25 Hz bei Leerlaufdrehzahlen von 600 bis 750 1/min. Wenn die Achse-Resonanzen zu nah zu der Hauptmotorordnung liegen, können starke Leerlaufvibrationen ausgelöst werden, welche den Komforteindruck stark beeinträchtigen. Aus diesem Grund soll der Reifendruck für die Prüfstandsversuche genau definiert werden. Für die Untersuchung wird der Reifendruck immer nach Angabe der Fahrzeughersteller eingestellt. Der vorgegebene Reifendruck ist normalerweise auf dem Tankdeckel, am Türrahmen oder in der Gebrauchsanleitung zu finden.

⁶ Interne Dokumentation der Daimler AG

Betriebstemperatur

Die Temperatur des Antriebsstrangs und der Reifen spielt auch eine Rolle für die Fahrzeugschwingungen. Mangelnde Temperaturkonstanz führt oft zur schlechten Reproduzierbarkeit der Akustikmessungen auf Rollenprüfständen (Genuit, 2010). Die Aufheizung und Abkühlung des Verbrennungsmotors, des Abgassystems und der Reifen sowie ihre Wärmeabstrahlung verändert die Eigenfrequenzen der schwingenden Gase auf der Ansaug- und Auslassenseite, die Schmierungssysteme von Verbrennungsmotor und Getriebe, sowie die elastischen Eigenschaften (Steifigkeit und Dämpfung) der Reifen und der Entkopplung-/Isolationskomponenten für Karosserie, Fahrwerk und Antriebsstrang. Deswegen sollen die Temperaturen des Antriebsstrangs und der Reifen während des Versuchs innerhalb eines kleinen Bereichs gehalten werden.

Dafür soll das Fahrzeug vor dem Versuch für 20 Minuten warm gefahren werden, um die Betriebstemperatur des Motors und der Reifen zu erreichen. Um die Einflüsse der Temperatur zwischen verschiedenen Messungen möglichst gleich zu halten, beträgt die Starttemperatur des Kühlwassers für Motor bei jeder Messung 100°C. Zusätzlich soll die Kühlwassertemperatur für Motor und Getriebe im Bereich 80–120°C bleiben.

5.2.1.3 Einfluss der Probanden

Neben den Einflüssen des Prüfstands und Fahrzeugs spielt der Fahrer selbst auch eine wichtige Rolle. Die menschlichen Einflüsse für die komfortrelevanten Messungen bestehen vor allem an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen.

Handhaltung des Lenkrads

(Albers et al., 2013) untersuchen die Einflüsse der Handhaltung am Lenkrad und stellt fest, dass die Lenkradhaltung einen starken Einfluss ausübt. Im Gegensatz zur „Freischwingung“ ohne Handhaltung wird die Lenkradvibration sehr stark gedämpft durch Handhaltung. Diese Auswirkungen sind im Volllastbetrieb besonders in der Resonanzfrequenz des Lenkrads identifizierbar. Außerdem spielen die unterschiedlichen Haltekräfte und Armhaltungen auch eine entscheidende Rolle (Pies, 2011). Es ist messtechnisch allerdings schwierig bzw. aufwendig, die Haltekraft sowie die Haltetechnik der Probanden zu messen. Deswegen werden die Lenkradvibrationen gemessen ohne das Lenkrad zu berühren.

Sitz- und Lenkradposition

Zur Analyse der Einflüsse der Sitz- und Lenkradposition auf die Komfortuntersuchung wurde ein Vorversuch am Versuchsfahrzeug CLS250CDI durchgeführt. Hierfür wurden fünf Lenkradpositionen (P1–P5 links im Bild 5.5) und vier Sitzpositionen mit unterschiedlichen Lehnenwinkel und Höhen der Kopfstütze (P1–P4 rechts im Bild 5.5) definiert. Die verwendeten Testfälle sind Drehzahlhochläufe von 1200 bis 4000 1/min mit einer konstanten Änderung der Motordrehzahl im 5. Gang im Vollast- und Schubbetrieb. Die Sitz- und Lenkradvibrationen werden sowohl objektiv bei verschiedenen Sitz- und Lenkradpositionen gemessen als auch subjektiv mit 10 stufigen ATZ-Skala (siehe Bild 2.13) beurteilt.

Sitz- und Lenkradpositionen

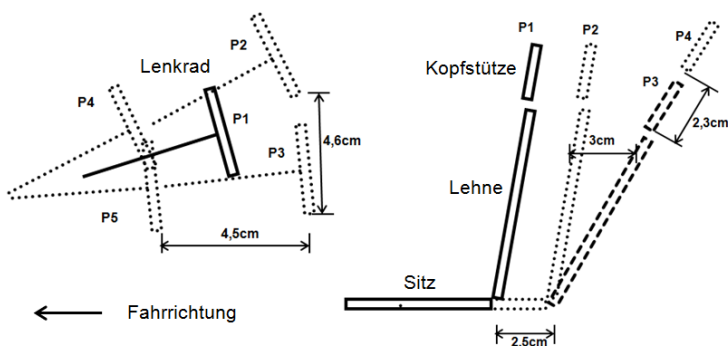


Bild 5.5: Unterschiedliche Lenkradpositionen (P1–P5 im linken Bild) und Sitzpositionen (P1–P4 im rechten Bild) für Komfortuntersuchung im Vorversuch

Durch Analyse der Ergebnisse wird festgestellt, dass der Einfluss der unterschiedlichen Sitz- und Lenkradpositionen ist gering sowohl auf die objektiven Messdaten als auch auf die subjektiven Komfortbeurteilungen. Außerdem haben manche Probanden geäußert, dass die gleiche Sitz- und Lenkradposition aufgrund der individuellen Körpergrößen zu unterschiedlichen Körperhaltungen zwischen Probanden führt und der subjektive Komferteindruck eher stärker von der Körperhaltung beeinflusst wird als von der Sitz- und Lenkradposition. Diese Aussage wurde allerdings durch statistische Auswertung der subjektiven Beurteilungen und der objektiven Messdaten nicht bestätigt. Außerdem ist es

schwierig, die Körperhaltung der Probanden gleich zu definieren. Dieser Effekt wird im Rahmen der Untersuchung nicht berücksichtigt.

Um die Einflüsse der Sitz- und Lenkradposition möglichst auszuschließen, wird für die Probandenstudie die Sitz- und Lenkradposition für alle Probanden gleich eingestellt. Die Probanden werden außerdem gebeten, eine definierte Körperhaltung einzunehmen und während der Messung nicht zu verändern.

Erfahrung der Probanden

Wie in Kapitel 2.3.4 erläutert hat die Erfahrung der Probanden großen Einfluss auf die Beurteilungsqualität. Für die Untersuchung der subjektiven Komfortbeurteilung sind die Experten besser geeignet, da sie besser in der Lage sind, die zu beurteilenden Systemeigenschaften unabhängig von störenden Einflüssen zu bewerten. Daher weisen die Beurteilungen der Experten eine bessere Reproduzierbarkeit und eine kleinere Streuung auf. Im Rahmen der Forschungsarbeit werden überwiegend die Experten als Probanden ausgewählt. Hierbei versteht man unter Experten die Entwicklungs- und Versuchingenieure, die regelmäßig die subjektive Komfortbeurteilung für Fahrzeug-NVH sowohl auf der Straße als auch auf den Fahrzeug-Rollenprüfständen durchführen. Die Experten verfügen über entsprechende Systemkenntnis und sind vertraut mit den Versuchsabläufen subjektiver Bewertungen, den relevanten Kriterien und Fachbegriffen sowie den Bewertungsmethoden. Die Teilnahme der Laien dient zur Ergänzung des Probandenkollektivs und Lieferung der Ergebnisse zur Untersuchung der Unterschiede zwischen Experten und Kunden.

5.2.2 Systematische Variation der Antriebsstranganregungen

Zur Analyse des Zusammenhangs zwischen subjektiven Schwingungswahrnehmungen und objektiven Messdaten wurden in bisherigen Untersuchungen (vgl. Kapitel 2.4.3) mehrere Testfahrzeuge mit unterschiedlichen Motorisierungen verwendet, um den Probanden unterschiedliche Antriebsstranganregungen darstellen zu können. Aufgrund der Verwendung verschiedener Testfahrzeuge werden die Ergebnisse nicht nur durch verschiedene Motorisierungen, sondern auch von unterschiedlichen Ausstattungen zwischen Testfahrzeugen, wie z.B. Reifen, Fahrwerk und Sitz, beeinflusst, was zu einer unvermeidlichen Varianz führt. Unter derartigen Randbedingungen ist die Korrelationsgüte zwischen subjektiven und objektiven Daten normalerweise gering, weil die Einflussfaktoren des Fahrzeugs nicht hinreichend genau berücksichtigt werden.

Wie in Kapitel 4 angedeutet, werden im Rahmen der Untersuchung nicht gleichzeitig mehrere Fahrzeuge in einer Probandenstudie verwendet. Stattdessen wird für jede Studie ausschließlich ein Fahrzeug verwendet, um die Einflüsse der unterschiedlichen Ausstattungen zwischen Testfahrzeugen zu eliminieren. Die Variation der Antriebsstranganregung wird durch Veränderung von Motorlast und Motordrehzahl und durch Verwendung der Antriebsstrangvarianten in demselben Fahrzeug generiert. Das Ziel ist hierbei die Antriebsstranganregungen für subjektive Bewertung zu verändern und gleichzeitig alle weiteren Einflussfaktoren gleich beizubehalten. Unter Antriebsstrangvarianten versteht man die Maßnahmen am Antriebsstrang, welche die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen variieren können. (Albers et al., 2014a, 2014c) haben diverse Antriebsstrangvarianten und ihre Auswirkungen auf die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen untersucht, siehe Tabelle 5.2. Die Auswirkungen der Varianten sind auch von Betriebszustand, Anordnung des Antriebsstrangs und Transferpfad des Fahrzeugs abhängig.

Tabelle 5.2: Ausgewählte Antriebsstrangvarianten zur Variierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen (Albers et al., 2014a, 2014c)

Variante	Relevante Betriebszustände	Auswirkung
Steifigkeit der Aggregatelager	Zugbetrieb im niedrigen Drehzahlbereich (Hauptmotorordnung)	sehr groß
Steifigkeit der Abgasanlagenabhängung	Leerlauf und Motorstart-/stopp (Dominante Motorordnungen)	groß
Kardanwellen-unwucht	im hohen Drehzahlbereich (1.Kardanwellenordnung)	sehr groß
Beugungswinkel der Kardanwelle	im hohen Drehzahlbereich (2.Kardanwellenordnung)	groß

5.2.3 Versuchsfahrzeug

Für die Probandenstudien im Rahmen der Forschungsarbeit werden insgesamt 6 Versuchsfahrzeuge verwendet, siehe Tabelle 5.3 und Bild 5.6. Die Fahrzeuge sind gezielt so ausgewählt, dass die verschiedenen Fahrzeugsegmente und Konfigurationen für die Untersuchung zur Verfügung stehen. Der Fahrzeugtyp reicht

von Limousine über SUV bis hin zu Roadster. Sie verfügen über unterschiedlichen Antriebsvarianten (Vorder-, Hinterrad- und Allradantrieb), Motorisierungen (Ottomotor und Dieselmotor mit verschiedenen Leistungen) und Getriebetypen (Automatikgetriebe und Schaltgetriebe). Die technischen Daten der Versuchsfahrzeuge werden in der Tabelle 5.3 aufgeführt.

Tabelle 5.3: Technische Daten der Versuchsfahrzeuge

	Bezeichnung	Typ	Motorisierung	Leistung	Getriebe	Antriebsachse
1	CLS250 (C218)	Sport-Coupé	R4 Diesel 2,2L (OM651)	150kW/500Nm	7G-Automatikgetriebe ¹	Hinterachse
2	B200 (W246)	Kompakt Van	R4 Diesel 1,8L (OM651)	100kW/300Nm	6G-Schaltgetriebe ²	Vorderachse
3	C250 (S204)	Limousine	R4 Diesel 2,2L (OM651)	150kW/500Nm	6G-Schaltgetriebe ³	Hinterachse
4	ML250 (W166)	SUV	R4 Diesel 2,2L (OM651)	150kW/500Nm	7G-Automatikgetriebe ¹	Allrad
5	SL500 (R231)	Roadster	V8 Benzin 4,7L (M278)	320kW/700Nm	7G-Automatikgetriebe ¹	Hinterachse
6	CLS63AMG (C218)	Sport-Coupé	V8 Benzin 5,5L (M157)	410kW/720Nm	7G-Sportgetriebe ⁴	Hinterachse
<p>¹Daimler 7-Gang-Automatikgetriebe 7G-TRONIC PLUS mit schlupfgeregelter Überbrückungskupplung, Doppel-Torsionsdämpfer und Fliehkräftpendel (siehe Kapitel 2.2.1.2)</p> <p>²Daimler 6-Gang-Frontschaltgetriebe FSG mit Zweimassenschwungrad</p> <p>³Daimler Neues 6-Gang-Schaltgetriebe NSG2 mit Zweimassenschwungrad</p> <p>⁴Daimler AMG Speedshift MCT 7-Gang-Sportgetriebe mit nasser Anfahrkupplung (siehe Kapitel 2.2.1.2)</p>						

Fahrzeug-1: CLS250



Fahrzeug-2: B200



Fahrzeug-3: C250



Fahrzeug-4: ML250



Fahrzeug-5: SL500



Fahrzeug-6: CLS63AMG



Bild 5.6: Versuchsfahrzeuge

5.3 Erfassung und Auswertung der subjektiven Bewertung

Zur Erfassung der subjektiven Komfortbeurteilung ist es notwendig, die subjektive Wahrnehmung mit Hilfe einer messbaren Notenskala zu objektivieren. In der Automobilindustrie wird heutzutage meist die 10-Stufen-Skala zur Beurteilung von Fahrzeug-NVH herangezogen (siehe Kapitel 2.3.3.4). Daher wird für die Komfortbewertung im Rahmen der Untersuchung eine zehnstufige Skala, in Anlehnung an die ATZ-Skala verwendet, siehe Tabelle 5.4. Hierbei bezeichnet die Note 10 die beste Bewertung während die Note 1 die schlechteste Bewertung. Da die meisten teilnehmenden Probanden mit der verbalen Beschreibung der einzelnen Noten in der ATZ-Skala nicht vertraut sind, wird im Rahmen der Untersuchung die Beschreibung der Schwingungswahrnehmung entsprechend angepasst.

Zu Beginn jedes Versuchs wird jedem Probanden das Ziel und der Ablauf der Untersuchung erklärt. Während des Versuchs werden noch weitere Hinweise und Anweisungen gegeben. Für die Versuche wird die Sitz- und Lenkradposition für alle Probanden gleich beibehalten. Die Probanden werden noch gebeten, eine definierte

Körperhaltung einzunehmen und während der Messung nicht zu verändern. Ziel ist es, die Einflüsse der Sitz- und Lenkradposition sowie der Körperhaltung auszuschließen (vgl. Kapitel 5.2.1.3). Die Lenkradvibrationen werden ohne Kontakt der Probanden gemessen.

Tabelle 5.4: Zehnstufige Bewertungsskala für subjektive Komfortbewertung

Note	Wahrnehmung
10	keine
9	Fühlschwelle
8	sehr leicht
7	leicht
6	mäßig
5	stark
4	sehr stark
3	unakzeptabel
2	
1	

Außerdem kann die subjektive Beurteilung auch stark von Versuchsaufbau und -ablauf beeinflusst werden (Genuit, 2010; Maier, 2011; vgl. auch Kapitel 2.3.3.4). Zur Untersuchung, ob und wie stark die Reihenfolge der dargestellten Testfälle die subjektive Beurteilung beeinflusst, wird im Vorversuch eine kleine Probandenstudie durchgeführt. Für die Studie wird ein Mercedes-Benz Fahrzeug aus dem Limousine-Segment C250 CDI mit Schaltgetriebe als Versuchsträger ausgewählt. Die technischen Daten des Fahrzeugs siehe Tabelle 5.3 „Fzg-3“. Die Probandenstudie wird auf einem Rollenprüfstand durchgeführt. Hierfür werden acht Testfälle definiert, welche mit verschiedenen Gängen, Motorlasten und Fahrgeschwindigkeiten kombiniert, siehe Tabelle 5.5. Bei jedem einzelnen Testfall bleiben der Motordrehmoment und die Fahrgeschwindigkeit konstant. Die 8 Testfälle werden so ausgewählt, dass die die stärksten und die schwächsten Fahrzeugschwingungen in den unterschiedlichen Gängen (2.–6.Gang) im Fahrbetrieb repräsentieren. Da die Fahrzeugschwingungen im 5. und 6. Gang sehr ähnlich dargestellt sind, wird jeweils nur ein Zustand im 5. und 6. Gang ausgewählt.

Tabelle 5.5: Testfälle im Vorversuch zur Analyse des Einflusses der Reihenfolge der dargestellten Testfälle auf die subjektive Beurteilung

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1	2	500	23
2	2	500	58
3	3	0	21
4	3	500	70
5	4	500	50
6	4	500	130
7	5	0	38
8	6	500	200

Zur subjektiven Beurteilung werden die Testfälle in 2 Sektionen aufgeteilt. In erste Sektion werden die 8 Testfälle mit einer definierten Reihenfolge präsentiert, wie in Tabelle 5.5 dargestellt. Die Reihenfolge ist für alle Probanden gleich. Anschließend werden dieselben 8 Testfälle nochmal in einer zweiten Sektion präsentiert, aber mit randomisierten Reihenfolgen, welche auch unterschiedlich zwischen Probanden sind. Für die ganze Studie sind die Testfälle und ihre Reihenfolge den Probanden unbekannt. Insgesamt haben 9 Experten (im Alter von 28 bis 53 Jahren) an der Untersuchung teilgenommen. Für jeden Testfall werden die Probanden gebeten, die Vibrationsanregungen mit 10-stufiger Bewertungsskala (siehe Tabelle 5.4) absolut zu beurteilen. Die zu beurteilenden Kontaktstellen sind Sitz, Lehnen, Lenkrad, Fußraum, Armauflage an der Tür und Mittelkonsole, siehe auch Kapitel 5.1.

Bei der Datenauswertung werden die subjektiven Bewertungen für dieselben Testfälle zwischen den zwei Sektionen verglichen. Bild 5.7 zeigt die Differenz der Bewertungsnoten zwischen Sektion 1 (mit definierter Reihenfolge) und Sektion 2 (mit randomisierter Reihenfolge). Es ist zu erkennen, dass die Differenzen bei allen 8 Testfällen kleiner als 0,4 Noten sind. Im Vergleich mit der Sektion 1 sind die Bewertungsnoten der Sektion 2 nur geringfügig schlechter mit einer gemittelten Differenz von 0,07 Note ($\Delta=4,19-4,12=0,07$)⁷. Es stimmt mit dem Untersuchungsergebnis von (Griffin, 1990) überein, dass sich die Probanden dazu neigen, die Wiederholvarianten mit schlechteren Noten zu bewerten. Die

⁷ Nicht dargestellt im Bild 5.7

Standardabweichung (siehe Gl.2.8) der Bewertungsstreuung zwischen Probanden ist bei der Sektion 2 nur geringfügig größer um 0,11 Note ($\Delta = 1,26 - 1,15 = 0,11$) gegenüber der Sektion 1. Die Unterschiede der Mittelwerte und Standardabweichungen sind statistisch nicht signifikant. Es wird davon ausgegangen, dass die subjektiven Bewertungen für die gleichen Zustände vergleichbar sind und wenig von der Reihenfolge beeinflusst werden. Trotzdem werden die Testfälle für weitere Probandenstudien in einer randomisierten Reihenfolge vergeben, um den Einfluss zu minimieren. Außerdem werden Wiederholzustände definiert, um die Bewertungsqualität der Probanden zu überprüfen.

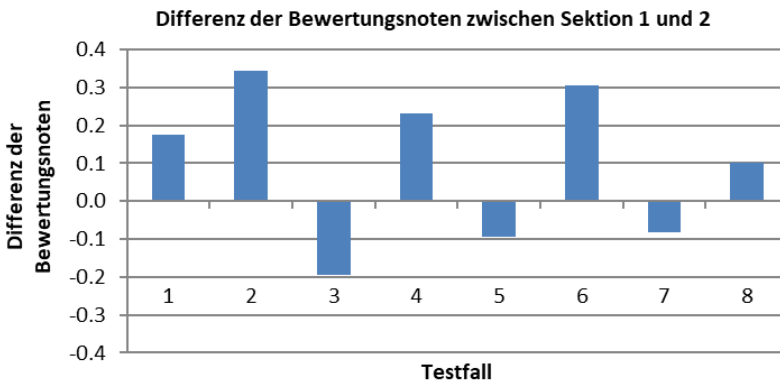


Bild 5.7: Differenzen der Bewertungsnoten zwischen Zuständen mit vordefinierter Reihenfolge (Sektion 1) und mit randomisierter Reihenfolge (Sektion 2)

Zusätzlich zu dem Einfluss der Reihenfolge der dargestellten Testfälle stellt sich auch die Frage, ob das Design des Fragebogens die subjektive Beurteilung beeinflussen kann. Auf den verwendeten Fragebogen steht die zu beurteilenden Kontaktstellen von links nach rechts mit einer festen Reihenfolge. Wenn die Probanden die Kontaktstellen immer nacheinander beurteilen, wie die auf den Fragebogen stehen, kann es eventuell dazu führen, dass die Beurteilung für die Kontaktstelle, die auf der rechten Seite des Fragebogens steht, von der Beurteilung für die Kontaktstelle, die auf der linken Seite steht, beeinflusst. Zur Beantwortung dieser Frage wurde innerhalb dieser Studie im Vorversuch eine Befragung durchgeführt. Hierbei haben fast alle Probanden geäußert, dass sie unabhängig von

der Form des Fragebogens eine individuelle Reihenfolge zur Beurteilung einzelner Kontaktstellen verwenden. Diese Reihenfolge wird durch die langjährige Tätigkeit bei der NVH-Beurteilung gebildet und ist normalerweise unterschiedlich zwischen den Probanden. In dem Fall beeinflusst das Design des Fragebogens die subjektive Beurteilung von Experten sehr gering.

5.4 Erfassung der objektiven Messdaten

Zur objektiven Beschreibung werden die Fahrzeugvibrationen durch Messtechnik erfasst. Es stellt sich vor allem die Frage, welche Parameter für die Bewertung des Schwingungskomforts im Fahrzeug relevant sind. Gemäß Normen (ISO 2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) stellt sich Intensität, Frequenz, Richtung, Einwirkungsstelle und Einwirkungsdauer als wichtigste Kriterien, welche die menschliche Wahrnehmung der Fahrzeugvibration wesentlich beeinflussen. Des Weiteren spielen Faktoren, wie z.B. Innengeräusch sowie physischer und psychischer Zustand des Fahrers, auch eine Rolle.

Als objektive Messgrößen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen wird im Rahmen der Untersuchung die Beschleunigung betrachtet, da die subjektive Vibrationswahrnehmung besser mit der Beschleunigung korreliert als mit der Schwingschnelle (Geschwindigkeit) oder dem Schwingungsweg (Norm VDI 2057-1, 2002). Die Beschleunigung soll an der Schnittstelle gemessen werden, wo die Vibration in den menschlichen Körper eingeleitet wird. Im Stand der Forschung haben viele bisherigen Untersuchungen bzgl. Schwingungskomforts im Fahrzeug diverse Positionen zur Messung der Fahrzeugschwingung an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen vorgestellt (siehe Kapitel 2.3.2). Je nach Schwingungsphänomen und Versuchsbedingung korrelieren die Subjektivurteile mit den Messdaten verschiedener Einwirkungspunkte und Richtung. Darauf basierend werden in erstem Schritt die 6 relevanten WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug (siehe Tabelle 5.1) mit insgesamt 17 triaxialen Beschleunigungssensoren (PCB Model 354C03 aus Firma PCB Piezotronics) umfangreich ausgestattet. Die Messpositionen werden im Bild 5.8 dargestellt.

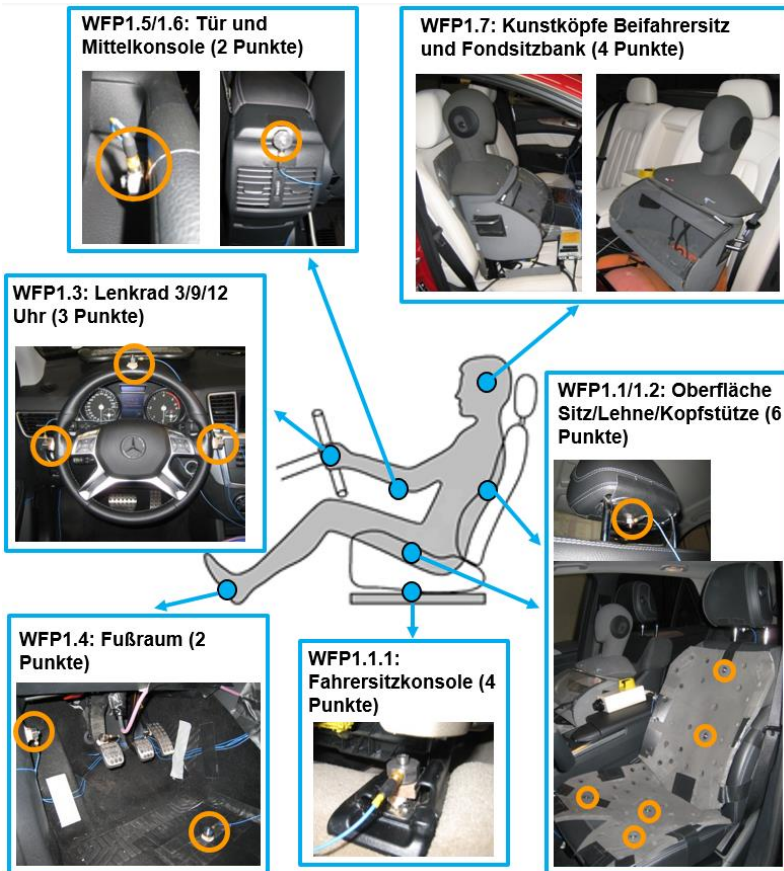


Bild 5.8: Positionen der Beschleunigungsaufnehmer (zur Messung der Vibrationen an den relevanten WFP) und der Kunstköpfe (zur Messung der Innengeräusche)

Für WFP1.1 und WFP1.2 zwischen Fahrer und Fahrersitz wird in der vorliegenden Forschungsarbeit eine Messmatte verwendet. Damit können mehrere Sensoren zugleich auf dem Sitzkissen und Lehnenkissen bestückt werden, ohne den Sitzkomfort des Fahrers zu beeinträchtigen. Im Rahmen der Untersuchung werden 3 Positionen auf dem Sitzkissen für den Kontakt von Gesäß und Oberschenkel auf

der Sitzfläche und 2 Positionen auf dem Lehnenkissen für den Kontakt von oberem und unterem Rücken auf der Lehnenfläche definiert. Die Positionen der 5 Sensoren und die Maße der Messmatte werden in Bild 5.9 dargestellt. Hierbei sind die Messpunkte so gewählt, dass die Auflagefläche des Gesäßes, des Oberschenkels und des Rückens an mehreren Stellen erfasst wird. Damit wird es ermöglicht, dass die Sitzvibrationen sowohl in translatorischen als auch in rotatorischen Richtungen beschrieben werden können. Darüber hinaus wird Kopfstütze auch mit einem Beschleunigungsaufnehmer bestückt, siehe Bild 5.8. Zur Messung der Sitzvibrationen werden außerdem die Messaufnehmer auch zwischen Sitz und Karosserie (WFP1.1.1) angebracht. Zu den Messpunkten zählen vier Eckpunkte der Fahrersitzschienen auf dem Bodenblech. Diese Messpunkte befinden sich zwar nicht direkt an der Fahrer-Fahrzeug-Schnittstelle. Allerdings beschreiben sie die Informationsströme der Vibration zwischen Fahrzeug und Schwingssystem Sitz-Mensch. Des Weiteren ist die Steifigkeit der Messpunkte aufgrund der Verschraubung von Karosserie und Sitzkonsole hinreichend groß. Daher sind die Reproduzierbarkeit und die Messqualität besser, siehe Kapitel 2.3.2.

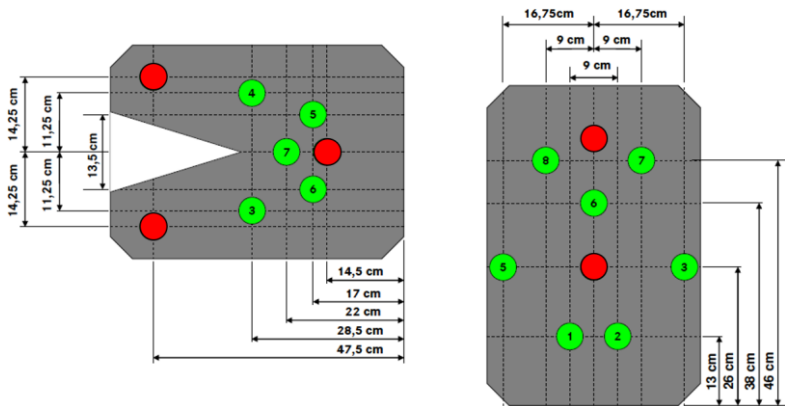


Bild 5.9: Messpunkte an der Messmatte (rot markiert): 3 Positionen auf Sitzkissen (im linken Bild) und 2 Positionen auf Lehnenkissen (im rechten Bild) (Maier, 2011)

In WFP1.3 befinden sich die Messpunkte für das Lenkrad an den Positionen 3, 9 und 12 Uhr am Lenkradkranz. Die 3 Positionen bieten die Möglichkeit zur Beschreibung der Lenkradvibrationen in allen 6 Richtungen. Zur Messung der Fahrzeugvibrationen in WFP1.4 werden 2 Beschleunigungsaufnehmer im Fußraum,

der eine befindet sich in der Mitte auf dem Fußboden und der andere befindet sich auf der Seitenwand neben der linken Fußstütze, herangezogen. Für WFP1.5 und WFP1.6 wird jeweils ein Beschleunigungsaufnehmer auf der Armauflage an der Tür der Fahrerseite und an der Mittelkonsole ausgestattet, siehe Bild 5.8.

Neben der Fahrzeugvibration werden die Innengeräusche durch 2 Kunstköpfe (HMS III aus Firma Head-Acoustics) auf den Beifahrersitz und an der Fondsitzebank hinter dem Fahrersitz gemessen, siehe Bild 5.8.

Alle vorgestellten Messpunkte und ihre Abkürzungen werden in der Tabelle 5.6 aufgeführt. Für die Auswertung werden die entsprechenden gemessenen Zeitsignale für jeden Messpunkt definiert. Beispielsweise stellt $a_x^{FS-SKvli}(t)$ das gemessene Beschleunigungssignal in X-Richtung am Messpunkt „Fahrersitzkissen vorne links (FS-SKvli)“ dar. Hierfür wird die Messrichtung „X“ tiefgestellt und die Abkürzung des Messpunkts „FS-SKvli“ hochgestellt. Analog stellt $p^{LSB-Kuli}(t)$ das gemessene Luftdrucksignal am Messpunkt „Kunstkopf Beifahrersitz linke Ohr (LSB-Kuli)“ dar. Dabei wird keine Richtung dargestellt, da der Luftschall in Form von Luftdruck nicht durch Raumrichtungen beschrieben wird.

Tabelle 5.6: Messpunkte an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen (WFP)

Nr.	WFP	Messpunkt	Abkürzung	Messsignal
1	WFP1.1	Fahrersitzkissen vorne links	FS-SKvli	$a_{X,Y,Z}^{FS-SKvli}(t)$
2		Fahrersitzkissen vorne rechts	FS-SKvore	$a_{X,Y,Z}^{FS-SKvore}(t)$
3		Fahrersitzkissen mitte	FS-SKmi	$a_{X,Y,Z}^{FS-SKmi}(t)$
4	WFP1.2	Fahrer Lehnenkissen oben	FS-RLob	$a_{X,Y,Z}^{FS-RLob}(t)$
5		Fahrer Lehnenkissen unten	FS-RLunt	$a_{X,Y,Z}^{FS-RLunt}(t)$
6		Kopfstütze hinten	KS-hi	$a_{X,Y,Z}^{KS-hi}(t)$
7	WFP1.1.1	Fahrersitzschiene vorne links	FSS-voli	$a_{X,Y,Z}^{FSS-voli}(t)$
8		Fahrersitzschiene vorne rechts	FSS-vore	$a_{X,Y,Z}^{FSS-vore}(t)$
9		Fahrersitzschiene hinter links	FSS-hili	$a_{X,Y,Z}^{FSS-hili}(t)$
10		Fahrersitzschiene hinter rechts	FSS-hire	$a_{X,Y,Z}^{FSS-hire}(t)$
11	WFP1.3	Lenkradkranz 3-Uhr-Position	LRD-3U	$a_{X,Y,Z}^{LRD-3U}(t)$
12		Lenkradkranz 9-Uhr-Position	LRD-9U	$a_{X,Y,Z}^{LRD-9U}(t)$
13		Lenkradkranz 12-Uhr-Position	LRD-12U	$a_{X,Y,Z}^{LRD-12U}(t)$

14	WFP1.4	Fußraum Fußboden Mitte	FRBo	$a_{X,Y,Z}^{FRBo}(t)$
15		Fußraum Fußstütze links	FRFS	$a_{X,Y,Z}^{FRFS}(t)$
16	WFP1.5	Armauflage der Tür	Tuer	$a_{X,Y,Z}^{Tuer}(t)$
17	WFP1.6	Armauflage der Mittelkonsole	Miko	$a_{X,Y,Z}^{MiKo}(t)$
18	WFP1.7 (Geräusch/ Kunstkopf)	Beifahrersitz linke Ohr	LSB-Kuli	$p^{LSB-Kuli}(t)$
19		Beifahrersitz rechte Ohr	LSB-Kure	$p^{LSB-Kure}(t)$
20		Fondsitzbank linke Ohr	LSRI-Kuli	$p^{LSRI-Kuli}(t)$
21		Fondsitzbank rechte Ohr	LSRI-Kure	$p^{LSRI-Kure}(t)$

5.5 Auswerteverfahren zur Kennwertbildung

Zur Beschreibung der Schwingungswahrnehmung wurden im Stand der Forschung diverse Verfahren zur Datenauswertung und zur Kennwertbildung vorgestellt, siehe Kapitel 2.4. Beruhend darauf werden in diesem Kapitel die im Rahmen der Forschungsarbeit verwendeten Auswerteverfahren vorgestellt. Die Auswerteverfahren dienen dazu, die erfassten Zeitsignale der Fahrzeugschwingungen an verschiedenen Messpunkten (Tabelle 5.6) zu verarbeiten und die Einzahlkennwerte zu bilden. Hierbei sollen zur Kennwertbildung diverse Kriterien, wie Intensität, Frequenz, Richtung und Einwirkungsstelle, berücksichtigt werden. Dementsprechend gehören dazu die Auswerteverfahren für Zeitrohdaten, Auswertungspunkte, Richtungsbewertung und Frequenzbewertung.

Durch die in diesem Kapitel vorgestellten Auswerteverfahren werden diverse objektive Einzahlkennwerte aus Messdaten abgeleitet. Bei Datenauswertung wird durch Vergleich der Korrelationsgüte analysiert, welche Auswerteverfahren relevant zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung auf Rollenprüfständen sind. Die Analysenergebnisse werden dann in Kapitel 6.1.3 detailliert erläutert.

5.5.1 Auswerteverfahren für Zeitrohdaten

Bild 5.10 stellt das herangezogene Verfahren zur Signalauswertung der Zeitrohdaten dar. Die erfassten Zeitsignale der Fahrzeugvibrationen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen bestehen aus mehreren Frequenzanteilen. Zur Bildung der Einzahlkennwerte werden zuerst die Beschleunigungssignale im Zeitbereich durch FFT (FFT-Parameter: Abtastrate Vibrationsignale: 1200Hz; Hanning Fenster mit 0,9 Overlap; FFT-Länge (Nfft): 4096) ausgewertet und im Spektrogramm über Frequenz und Zeit dargestellt. Aus dem FFT-Spektrum im Spektrogramm resultiert

der Gesamtpegel der Zeitsignale in der Zeitdomäne. Darauf basierend wird ein Bandpassfilter verwendet, um die zur Analyse der Antriebsstranganregungen unrelevanten Frequenzanteile auszufiltern. Im Rahmen der Untersuchung stehen zur Komfortbeurteilung die fühlbaren Fahrzeugschwingungen unterhalb der Frequenz 250 Hz im Fokus (siehe Kapitel 2.2.3 und Kapitel 4). Hierfür werden bei der Messung die obere Frequenz als 350Hz definiert. Mit Berücksichtigung von Nyquist-Shannon-Abtasttheorem und Sicherheitsfaktor wird die Abtastrate der Vibrationssignale als 1200 Hz definiert. Die untere Grenze des Frequenzbands wird durch Analyse in Kapitel 6.1.3.2 definiert. Das Maximum und der Mittelwert aus Bandpasspegel in der Zeitdomäne (MaxBP und MitBP) werden als Kennwerte definiert, siehe Bild 5.10.

Wenn sich das FFT-Spektrum auf die Frequenzachse projiziert, kann für jedes bewertete Frequenzfenster ein Maximalwert und ein Effektivwert (RMS) ermittelt werden (siehe Kapitel 2.4.1). Die Maximalwerte in der Frequenzdomäne resultieren das Maximalwertspektrum über Frequenz. Entsprechend wird auch ein gemitteltes Spektrum über Frequenz durch den Effektivwert in der Frequenzdomäne gebildet. Das Maximum aus Maximalwertspektrum (MaxSp) und das Maximum aus gemitteltem Spektrum (MitSp) werden als Kennwerte in der Frequenzdomäne definiert, siehe Bild 5.10. Zur Analyse des Einflusses einzelner Amplituden im Spektrum auf die Korrelation zum Subjektivurteil hat (Maier, 2011) mehrere Maxima des Frequenzspektrums berücksichtigt und festgestellt, dass für Leerlauf und Anfahren die Effektivwerte aus a1-Zeitverlauf die beste Korrelationsgüte zeigen, vgl. auch die Beschreibung in Kapitel 2.4.3.3. Darauf basierend werden im Rahmen dieser Forschungsarbeit die vier größten Maxima des Frequenzspektrums eines Zeitblocks als Max1, Max2, Max3 und Max4 bezeichnet. Die Zeitverläufe der vier Maxima werden entsprechend als Max1(t), Max2(t), Max3(t) und Max4(t) bezeichnet. Daraus resultieren sich Zeitverläufe für Max12, Max123 und Max1234:

$$Max12(t) = \sqrt{Max1^2(t) + Max2^2(t)} \quad \text{Gl.5.1}$$

$$Max123(t) = \sqrt{Max1^2(t) + Max2^2(t) + Max3^2(t)} \quad \text{Gl.5.2}$$

$$Max1234(t) = \sqrt{Max1^2(t) + Max2^2(t) + Max3^2(t) + Max4^2(t)} \quad \text{Gl.5.3}$$

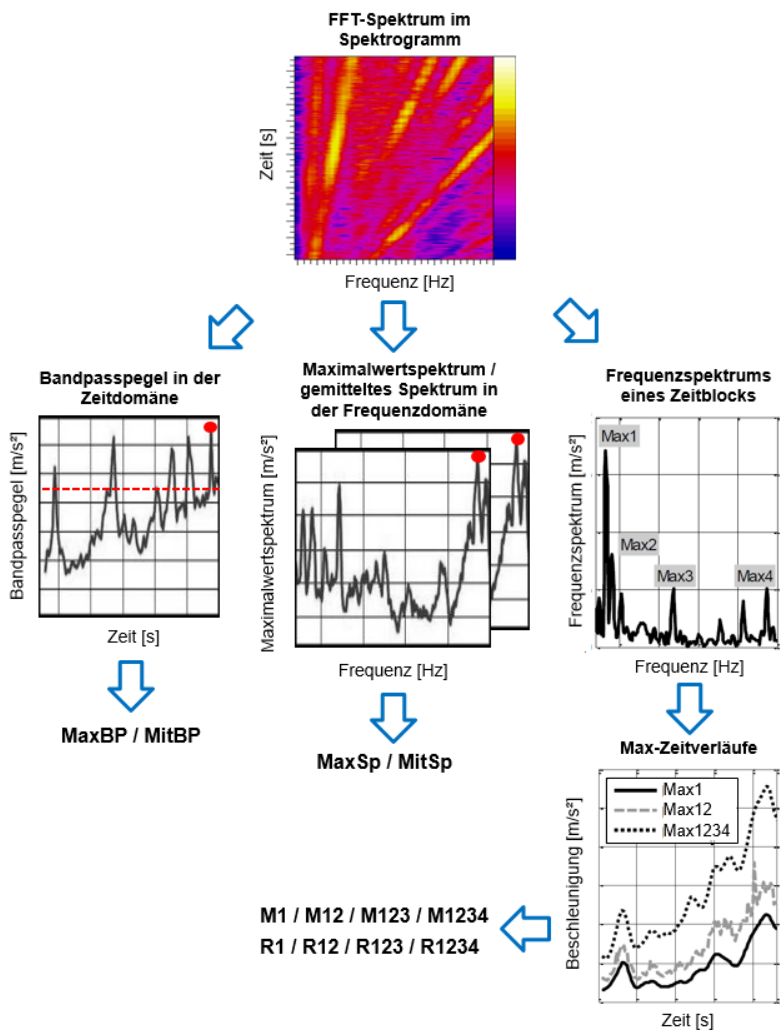


Bild 5.10: Auswerteverfahren für Zeitrohdaten der Fahrzeugschwingungen

Das Maximum aus Max1/Max12/Max123/Max1234-Zeitverläufen wird jeweils als M1, M12, M123 und M1234 bezeichnet. Dementsprechend wird der Effektivwert aus Max1/Max12/Max123/Max1234-Zeitverläufen jeweils als R1, R12, R123 und R1234 bezeichnet, siehe Bild 5.10.

Die hierbei ausgewerteten Zeitrohdaten werden weiterhin durch Auswerteverfahren für Auswertungspunkte, Richtungsbewertung und Frequenzbewertung verarbeitet. Solche Auswerteverfahren werden in nächsten Kapiteln detailliert beschrieben.

5.5.2 Auswerteverfahren der Auswertungspunkte

In diesem Abschnitt wird zunächst der Begriff „Auswertungspunkt“, der für weitere Beschreibung notwendig ist, definiert. Der Auswertungspunkt beschreibt im Rahmen der Forschungsarbeit die Position eines Kennwerts. Der Auswertungspunkte stellt entweder einen realen Messpunkt, wie in Tabelle 5.6 definiert, oder einen virtuellen Punkt im Fahrzeug dar. Für den realen Messpunkt werden zur Kennwertbildung die Messsignale an denjenigen Messpunkt berücksichtigt. Wird die Vibrationen von einem Punkt beschrieben, an dem nicht direkt oder nur mit sehr hohem Aufwand gemessen werden kann, wird dafür ein virtueller Punkt definiert. Die Zeitsignale an diesem virtuellen Punkt werden von den Messsignalen anderer Messpunkte umgerechnet. Anschließend werden in nächsten Kapiteln die virtuellen Punkte, welche im Rahmen der Arbeit zur Kennwertbildung herangezogen werden, definiert. Im Folgenden wird zunächst auf die Sitzkonsole eingegangen.

5.5.2.1 Auswertungspunkte Sitzkonsole (WFP1.1.1)

Die Messpunkte an den Fahrersitzschienen in WFP1.1.1 (Messpunkte 7~10 in der Tabelle 5.6) beschreiben die Vibrationen an den Schnittstellen zwischen Fahrzeug und Schwingensystem Sitz-Mensch. Außerdem hat bei einigen bisherigen Untersuchungen (siehe Kapitel 2.4.3.3) zur Beschreibung der subjektiven Wahrnehmung der Sitzvibrationen der virtuelle Punkt Fahrersitzschienen-Mittelpunkt (FSS_mimi) definiert. Der Kennwert Fahrersitzkonsole-Referenzpunkt, welcher eine Verrechnung von Translation, Rotation und Torsion der Beschleunigung der 4-Eckpunkte der Fahrersitzkonsole auf einen virtuellen Brustpunkt des Fahrers sind, wird zur Analyse der niederfrequenten Aufbauschwingungen bezüglich der Fahrbahnanregungen seit langem verwendet (Grimm et al., 2010). Dazu wird ein neuer Punkt Fahrersitzschienen-Sitzkissen-Referenzpunkt (FSS_RefSK) definiert. Die Positionen der realen Messpunkte und der virtuellen Punkte der Sitzkonsole werden im Bild 5.11 dargestellt.

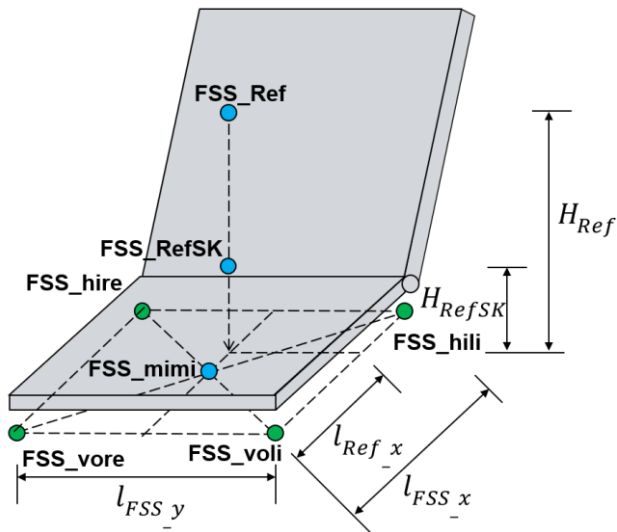


Bild 5.11: Auswertungspunkte Sitzkonsole inkl. der realen Messpunkte (grün) und der virtuellen Punkte (blau)

Fahrersitzschienen-Mittelpunkt (FSS_mimi)

Fahrersitzschienen-Mittelpunkt (FSS_mimi) entspricht geometrisch der Verrechnung der Beschleunigung an den 4 Eckpunkten der Fahrersitzkonsole an den Sitzschienen in den virtuellen Mittelpunkt der Sitzkonsole. Die Beschleunigung des Fahrersitzschienen-Mittelpunkts im Zeitbereich in translatorischer Richtung X, Y und Z $a_{x,y,z}^{FSS-mimi}(t)$ berechnet sich aus den vier Eckpunkten der Fahrersitzkonsole nach Gl.5.4–Gl.5.6.

$$a_x^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{4} \cdot (a_x^{FSS-voli}(t) + a_x^{FSS-vore}(t) + a_x^{FSS-hili}(t) + a_x^{FSS-hire}(t))$$

Gl.5.4

$$a_Y^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{4} \cdot (a_Y^{FSS-voli}(t) + a_Y^{FSS-vore}(t) + a_Y^{FSS-hili}(t) + a_Y^{FSS-hire}(t)) \quad \text{Gl.5.5}$$

$$a_Z^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{4} \cdot (a_Z^{FSS-voli}(t) + a_Z^{FSS-vore}(t) + a_Z^{FSS-hili}(t) + a_Z^{FSS-hire}(t)) \quad \text{Gl.5.6}$$

Analog berechnet sich die Beschleunigung des Fahrersitzschienen-Mittelpunkts im Zeitbereich in rotatorischer Richtung um Achse X, Y und Z $a_{RotX,Y,Z}^{FSS-mimi}(t)$ nach Gl.5.7~Gl.5.9.

$$a_{RotX}^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{2 \cdot l_{FSS_y}} \cdot (a_Z^{FSS-voli}(t) - a_Z^{FSS-vore}(t) + a_Z^{FSS-hili}(t) - a_Z^{FSS-hire}(t)) \quad \text{Gl.5.7}$$

$$a_{RotY}^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{2 \cdot l_{FSS_x}} \cdot (a_Z^{FSS-hili}(t) - a_Z^{FSS-voli}(t) + a_Z^{FSS-hire}(t) - a_Z^{FSS-vore}(t)) \quad \text{Gl.5.8}$$

$$a_{RotZ}^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{4 \cdot l_{FSS_y}} \cdot (a_X^{FSS-vore}(t) + a_X^{FSS-hire}(t) - a_X^{FSS-voli}(t) - a_X^{FSS-hili}(t)) + \frac{1}{4 \cdot l_{FSS_x}} \cdot (a_Y^{FSS-voli}(t) + a_Y^{FSS-vore}(t) - a_Y^{FSS-hili}(t) - a_Y^{FSS-hire}(t)) \quad \text{Gl.5.9}$$

Anbei ist l_{FSS_x} Abstand zwischen FSS_voli, FSS_vore und FSS_hili, FSS_hire in x-Richtung; sowie l_{FSS_y} Abstand zwischen FSS_voli, FSS_hili und FSS_vore, FSS_hire in y-Richtung, siehe auch Bild 5.11.

Neben der Beschleunigung des Fahrersitzschienen-Mittelpunkts in translatorischer und rotatorischer Richtung wird die Torsion der Fahrersitzkonsole $a_{To}^{FSS-mimi}(t)$ nach Gl.5.10 berechnet.

$$a_{To}^{FSS-mimi}(t) = \frac{1}{l_{FSS_x} \cdot l_{FSS_y}} \cdot (a_Z^{FSS-voli}(t) - a_Z^{FSS-vore}(t) + a_Z^{FSS-hire}(t) - a_Z^{FSS-hili}(t)) \quad \text{Gl.5.10}$$

Fahrersitzschienen-Referenzpunkt (FSS_Ref)

Der Fahrersitzschienen-Referenzpunkt (FSS_Ref) wurde zur Analyse der Fahrbahnanregungen definiert, welcher eine Verrechnung von Translation, Rotation und Torsion der Beschleunigung der 4-Eckpunkte der Fahrersitzkonsole auf einen virtuellen Brustpunkt des Fahrers ist (Grimm et al., 2010). Hierbei wird dieser Punkt für die Analyse der Antriebsstranganregungen herangezogen. Die Beschleunigungen des Fahrersitzschienen-Referenzpunkts im Zeitbereich in rotatorischer Richtung um Achse X, Y und Z $a_{RotX,Y,Z}^{FSS-Ref}(t)$ werden nach Gl.5.11~Gl.5.13 berechnet.

$$a_{RotX}^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{l_{FSS,y}} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}}\right) \cdot \left(a_Z^{FSS-voli}(t) - a_Z^{FSS-vore}(t)\right) + \frac{1}{l_{FSS,y}} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_Z^{FSS-hili}(t) - a_Z^{FSS-hire}(t)\right) \quad \text{Gl.5.11}$$

$$a_{RotY}^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{l_{FSS,x}} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,y}}{l_{FSS,y}}\right) \cdot \left(a_Z^{FSS-hili}(t) - a_Z^{FSS-voli}(t)\right) + \frac{1}{l_{FSS,x}} \cdot \frac{l_{Ref,y}}{l_{FSS,y}} \cdot \left(a_Z^{FSS-hire}(t) - a_Z^{FSS-vore}(t)\right) \quad \text{Gl.5.12}$$

$$a_{RotZ}^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{2 \cdot l_{FSS,y}} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}}\right) \cdot \left(a_X^{FSS-vore}(t) + a_X^{FSS-voli}(t)\right) + \frac{1}{2 \cdot l_{FSS,y}} \cdot \frac{l_{Ref,y}}{l_{FSS,y}} \cdot \left(a_X^{FSS-hire}(t) - a_X^{FSS-hili}(t)\right) + \frac{1}{2 \cdot l_{FSS,x}} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,y}}{l_{FSS,y}}\right) \cdot \left(a_Z^{FSS-voli}(t) - a_Z^{FSS-hili}(t)\right) + \frac{1}{2 \cdot l_{FSS,x}} \cdot \frac{l_{Ref,y}}{l_{FSS,y}} \cdot \left(a_Z^{FSS-vore}(t) - a_Z^{FSS-hire}(t)\right) \quad \text{Gl.5.13}$$

Anbei ist $l_{Ref,x}$ Abstand zwischen Referenzpunkt und FSS_voli bzw. FSS_vore in x-Richtung.

Dementsprechend berechnet sich die Beschleunigung des Fahrersitzschienen-Referenzpunkts $a_{X,Y,Z}^{FSS-Ref}(t)$ im Zeitbereich in translatorischer Richtung X, Y und Z nach Gl.5.14~Gl.5.16.

$$a_X^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \right) \cdot \left(a_X^{FSS-voli}(t) + a_X^{FSS-vore}(t) \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_X^{FSS-hili}(t) + a_X^{FSS-hire}(t) \right) + H_{Ref} \cdot a_{RotY}^{FSS-Ref}(t) \quad \text{Gl.5.14}$$

$$a_Y^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \right) \cdot \left(a_Y^{FSS-voli}(t) + a_Y^{FSS-vore}(t) \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_Y^{FSS-hili}(t) + a_Y^{FSS-hire}(t) \right) - H_{Ref} \cdot a_{RotX}^{FSS-Ref}(t) \quad \text{Gl.5.15}$$

$$a_Z^{FSS-Ref}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \right) \cdot \left(a_Z^{FSS-voli}(t) + a_Z^{FSS-vore}(t) \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_Z^{FSS-hili}(t) + a_Z^{FSS-hire}(t) \right) \quad \text{Gl.5.16}$$

Anbei ist H_{Ref} Abstand zwischen Referenzpunkt und der Fläche der Fahrersitzkonsole in z-Richtung.

Fahrersitzschienen-Sitzkissen-Referenzpunkts (FSS_RefSK)

Analog zu den Referenzpunkt am virtuellen Brustpunkt wird hier noch ein neuer Sitzkissen-Referenzpunkt (FSS_RefSK) definiert. Dafür werden die Beschleunigung der Fahrersitzkonsole nicht auf den Brustpunkt, sondern auf der Fläche des Fahrersitzkissens verrechnet. Vereinfacht gesehen, wird H_{Ref} in Gl.5.14 und Gl.5.15 durch H_{RefSK} , Abstand zwischen Sitzkissen-Referenzpunkt und der Fläche der Fahrersitzkonsole in z-Richtung, ersetzt. Dementsprechend berechnet sich die Beschleunigung am Fahrersitzschienen-Sitzkissen-Referenzpunkt $a_{X,Y,Z}^{FSS-RefSK}(t)$ im Zeitbereich in translatorischer Richtung X, Y und Z nach Gl.5.17~G.5.19, während die Berechnung der Beschleunigung in rotatorischer Richtung gleich wie Gl.5.11~Gl.5.13 bleibt.

$$a_X^{FSS-RefSK}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \right) \cdot \left(a_X^{FSS-voli}(t) + a_X^{FSS-vore}(t) \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_X^{FSS-hili}(t) + a_X^{FSS-hire}(t) \right) + H_{RefSK} \cdot a_{RotY}^{FSS-Ref}(t) \quad \text{Gl.5.17}$$

$$\begin{aligned}
 a_Y^{FSS-RefSK}(t) &= a_Y^{FSS-Ref}(t) \\
 &= \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}}\right) \cdot \left(a_Y^{FSS-voli}(t) + a_Y^{FSS-vore}(t)\right) \\
 &\quad + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{Ref,x}}{l_{FSS,x}} \cdot \left(a_Y^{FSS-hili}(t) + a_Y^{FSS-hire}(t)\right) \\
 &\quad - H_{RefSK} \cdot a_{RotX}^{FSS-Ref}(t)
 \end{aligned}
 \tag{GI.5.18}$$

$$a_Z^{FSS-RefSK}(t) = a_Z^{FSS-Ref}(t)
 \tag{GI.5.19}$$

In folgenden Kapiteln werden die Auswertungspunkte für Sitzkissen (Kapitel 5.5.2.2), Lehnenkissen (Kapitel 5.5.2.3), Lenkrad (Kapitel 5.5.2.4) und Fußraum (Kapitel 5.5.2.5) erläutert.

5.5.2.2 Auswertungspunkte Sitzkissen (WFP1.1)

Sitzkissen-Mittelpunkt (FS SK mimi)

Für Sitzkissen hat (Maier, 2011) in seine Arbeit Sitzkissen-Mittelpunkt aus den 8 Messpunkten am Sitzkissen definiert. Im Rahmen vorliegender Forschungsarbeit befindet sich der Sitzkissen-Mittelpunkt (FS_SK_mimi) geometrisch an den Mittelpunkt der 3 Messpunkte am Sitzkissen, siehe Punkt 1, 2 und 3 in Tabelle 5.6. Die Beschleunigung des Fahrersitzkissen-Mittelpunkts $a_{X,Y,Z}^{FS-SK_mimi}(t)$ im Zeitbereich in translatorischer Richtung X, Y und Z berechnet sich aus den 3 Messpunkten nach GI.5.20.

$$a_{X,Y,Z}^{FS-SK_mimi}(t) = \frac{1}{3} \cdot \left(a_{X,Y,Z}^{FS-SKmi}(t) + a_{X,Y,Z}^{FS-SKvoli}(t) + a_{X,Y,Z}^{FS-SKvore}(t)\right)
 \tag{GI.5.20}$$

Sitzkissen-Mittelpunkt in rotatorischer Richtung um Achse X, Y, Z:

$$\begin{aligned}
 a_{RotX}^{FS-SK_mimi}(t) &= \frac{1}{2 \cdot l_{SK,y}} \cdot \left(a_Z^{FS-SKvoli}(t) - a_Z^{FS-SKvore}(t)\right) + \frac{1}{l_{SK,y}} \\
 &\quad \cdot \left(a_Z^{FS-SKmi}(t) - a_Z^{FS-SKvore}(t)\right)
 \end{aligned}
 \tag{GI.5.21}$$

$$\begin{aligned}
 a_{RotY}^{FS-SK_mimi}(t) &= \frac{1}{2 \cdot l_{SK,x}} \\
 &\quad \cdot \left(2 \cdot a_Z^{FS-SKmi}(t) - a_Z^{FS-SKvore}(t) - a_Z^{FS-SKvoli}(t)\right)
 \end{aligned}
 \tag{GI.5.22}$$

$$a_{RotZ}^{FS-SK_mimi}(t) = \frac{1}{2 \cdot l_{SK_y}} \cdot \left(a_X^{FS-SKvore}(t) - a_X^{FS-SKvoli}(t) \right) + \frac{1}{4 \cdot l_{SK_x}} \cdot \left(a_Y^{FS-SKvoli}(t) + a_Y^{FS-SKvore}(t) - 2 \cdot a_Y^{FS-SKmi}(t) \right) \quad \text{Gl.5.23}$$

Anbei ist l_{SK_x} Abstand zwischen FS_SKvoli bzw. FS_SKvore und FS_SKmi in X-Richtung; sowie l_{SK_y} Abstand zwischen FS_SKvoli und FS_SKvore in Y-Richtung.

5.5.2.3 Auswertungspunkte Lehnenkissen (WFP1.2)

Lehnenkissen-Mittelpunkt (FS_RL_mi)

Analog zum Sitzkissen-Mittelwert liegt der Lehnenkissen-Mittelpunkt (FS_RL_mi) am Mittelpunkt der 2 Messpunkte am Lehnenkissen (Punkt 4 und 5 in Tabelle 5.6). Die Beschleunigung des Mittelpunkts in translatorischer Richtung X, Y, Z wird berechnet:

$$a_{X,Y,Z}^{FS-RL_mi}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(a_{X,Y,Z}^{FS-RLob}(t) + a_{X,Y,Z}^{FS-RLunt}(t) \right) \quad \text{Gl.5.24}$$

Die Beschleunigung in rotatorischer Richtung wird nur um Achse Y berechnet, mit l_{RL_y} als Abstand zwischen FS_RLob und FS_RLunt in Y-Richtung.

$$a_{RotY}^{FS-RL_mi}(t) = \frac{1}{l_{RL_y}} \cdot \left(a_X^{FS-RLob}(t) - a_X^{FS-RLunt}(t) \right) \quad \text{Gl.5.25}$$

Die Bewegung des Lehnenkissen-Mittelpunkts in rotatorischer Richtung um Achse X und Z wird im Rahmen der Untersuchung immer als null betrachtet.

5.5.2.4 Auswertungspunkte Lenkrad (WFP1.3)

Lenkrad-Mittelpunkt (LRD_mi)

Der Lenkrad-Mittelpunkt (LRD_mi) liegt im geometrischen Mittelpunkt von 3 Messpunkten (Punkt 11~13 in Tabelle 5.6). Die Beschleunigungen in translatorischer Richtung X, Y, Z werden berechnet wie Gl.5.26.

$$a_{X,Y,Z}^{LRD_mi}(t) = \frac{1}{3} \cdot \left(a_{X,Y,Z}^{LRD-3U}(t) + a_{X,Y,Z}^{LRD-9U}(t) + a_{X,Y,Z}^{LRD-12U}(t) \right) \quad \text{Gl.5.26}$$

Lenkrad-Mittelpunkt in rotatorischer Richtung um Achse X, Y, Z:

$$a_{RotX}^{LRD_mi}(t) = \frac{1}{2 \cdot D_{LRD}} \cdot (a_Z^{LRD-9U}(t) - a_Z^{LRD-3U}(t)) + \frac{1}{D_{LRD}} \cdot (a_Z^{LRD-12U}(t) - a_Z^{LRD-3U}(t)) \quad \text{Gl.5.27}$$

$$a_{RotY}^{LRD_mi}(t) = \frac{1}{D_{LRD}} \cdot (2 \cdot a_X^{LRD-12U}(t) - a_X^{LRD-3U}(t) - a_X^{LRD-9U}(t)) \quad \text{Gl.5.28}$$

$$a_{RotZ}^{LRD_mi}(t) = \frac{1}{2 \cdot D_{LRD}} \cdot (a_X^{LRD-3U}(t) - a_X^{LRD-9U}(t)) + \frac{1}{D_{LRD}} \cdot (a_X^{LRD-3U}(t) - a_X^{LRD-12U}(t)) \quad \text{Gl.5.29}$$

Mit Abstand der Bestückungspunkte 3Uhr und 9Uhr am Lenkradkranz, bzw. Durchmesser des Lenkradkranzes D_{LRD} .

5.5.2.5 Auswertungspunkte Fußraum (WFP1.4)

Fußraum-Mittelpunkt (FR_mi)

Zur Beschreibung der Fußraumvibrationen wird neben die 2 Messpunkte noch der Fußraum-Mittelpunkt (FR_mi) definiert, welcher sich als geometrischen Mittelpunkt von 2 Messpunkten (Punkt 14 und 15 in Tabelle 5.6) im Fußraum darstellt. Die Beschleunigungen in translatorischer Richtung X, Y, Z werden berechnet:

$$a_{X,Y,Z}^{FR_mi}(t) = \frac{1}{2} \cdot (a_{X,Y,Z}^{FRBo}(t) + a_{X,Y,Z}^{FRFS}(t)) \quad \text{Gl.5.30}$$

Die Beschleunigungen in rotatorischer Richtung um Achse X, Y, Z:

$$a_{RotX}^{FR_mi}(t) = \frac{1}{l_{FR_Y}} \cdot (a_Z^{FRFS}(t) - a_Z^{FRBo}(t)) \quad \text{Gl.5.31}$$

$$a_{RotY}^{FR_mi}(t) = \frac{1}{l_{FR_X}} \cdot (a_Z^{FRBo}(t) - a_Z^{FRFS}(t)) \quad \text{Gl.5.32}$$

$$a_{RotZ}^{FR_mi}(t) = \frac{1}{2 \cdot l_{FR_Y}} \cdot (a_X^{FRBo}(t) - a_X^{FRFS}(t)) + \frac{1}{2 \cdot l_{FR_X}} \cdot (a_Y^{FRFS}(t) - a_Y^{FRBo}(t)) \quad \text{Gl.5.33}$$

l_{FR_X} und l_{FR_Y} stellen den Abstand zwischen FRBo (Fußraum Fußboden Mitte) und FRFS (Fußraum Fußstütze links) jeweils in X- und Y-Richtung.

5.5.2.6 Zwischenzusammenfassung

Hierbei werden die in den Abschnitten 5.5.2.1 ~ 5.5.2.5 vorgestellten virtuellen Auswertungspunkte für Sitzkonsole (WFP1.1.1), Sitzkissen (WFP1.1), Lehnenkissen (WFP1.2), Lenkrad (WFP1.3) und Fußraum (WFP1.4) in Tabelle 5.7 zusammengefasst.

Tabelle 5.7: Virtuelle Auswertungspunkte an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen

Nr.	WFP	Auswertungspunkt	Abkürzung
1	WFP1.1	Fahrer-Sitzkissen-Mittelpunkt	FS_SK_mimi
2	WFP1.2	Fahrer-Lehnenkissen-Mittelpunkt	FS_RL_mi
3	WFP1.1.1	Fahrersitzschienen-Mittelpunkt	FSS_mimi
4		Fahrersitzschienen-Referenzpunkt	FSS_Ref
5		Fahrersitzschienen-Sitzkissen-Referenzpunkt	FSS_RefSK
6	WFP1.3	Lenkrad-Mittelpunkt	LRD_mi
7	WFP1.4	Fußraum-Mittelpunkt	FR_mi

Die Schwingungsanregungen der Armauflage an der Tür und der Mittelkonsole werden jeweils nur durch einen Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Für die WFP1.5 und WFP1.6 werden deswegen nur die Messpunkte (siehe Tabelle 5.6) berücksichtigt.

Neben den Auswertungspunkten zur Analyse der Fahrzeugvibrationen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen werden zur Analyse der Innenraumgeräusche auch die virtuellen Auswertungspunkte definiert. Das Geräusch für Akustik-Mittelpunkt Beifahrersitz (LSB) wird aus Messdaten von linkem und rechtem Ohr des Kunstkopfs auf dem Beifahrersitz umgerechnet:

$$p^{LSB}(t) = \frac{1}{2} \cdot \left(p^{LSB-Kuli}(t) + p^{LSB-Kure}(t) \right) \quad \text{Gl.5.34}$$

Analog ist Akustik-Mittelpunkt Fondsitzbank (LSRI) durch Gl.5.35:

$$p^{LSRI}(t) = \frac{1}{2} \cdot (p^{LSRI-Kuli}(t) + p^{LSRI-Kure}(t)) \quad \text{Gl.5.35}$$

und Akustik-Mittelpunkt Fahrzeug (LSmi) durch Gl.5.36 berechnet:

$$p^{LSmi}(t) = \frac{1}{2} \cdot (p^{LSB}(t) + p^{LSRI}(t)) \quad \text{Gl.5.36}$$

Hierbei werden zur Analyse die Geräusch-Kennwerte wie z.B. Schalldruckpegel und Lautheit aus verschiedenen Auswertungspunkten definiert, um den Einfluss der Innenraumgeräusche auf subjektive Vibrationswahrnehmung zu untersuchen.

5.5.2.7 Verrechnung des Mittelwerts und Maximalwerts

Die Abstraktion der Vibrationen an der Sitzkonsole auf Mittelpunkt und Referenzpunkt setzt eine Annahme voraus, dass die Sitzkonsole sich als Starrkörper bewegt. Wenn die Sitzkonsole wie ein Pendel um den Mittelpunkt oder den Referenzpunkt schwingt, so wird der ausgerechnete Kennwert an solchen Auswertungspunkten klein, während eigentlich an der Sitzkonsole große Amplituden auftreten. Außerdem schwingt die Sitzkonsole im hohen Frequenzbereich bis 250Hz nicht mehr als Starrkörper (Maier, 2011). Aus diesem Grund werden neben den o.g. virtuellen Auswertungspunkten, welche aus den Beschleunigungssignalen der 4-Eckpunkte der Sitzkonsole im Zeitbereich verrechnet werden, noch ein arithmetischer Mittelwert und ein Maximalwert aus den ausgerechneten Kennwerten der 4-Eckpunkte berechnet, um das Vibrationsniveau des Sitzkissens im untersuchten Frequenzbereich besser auszuwerten. Hierbei ist Fahrersitzkonsole Mittelwert und Fahrersitzkonsole Maximalwert wie Gl.5.37 und Gl.5.38 berechnet:

$$FSS_Mn = \frac{1}{4} \cdot (FSS_voli + FSS_vore + FSS_hili + FSS_hire) \quad \text{Gl.5.37}$$

$$FSS_Max = \max(FSS_voli, FSS_vore, FSS_hili, FSS_hire) \quad \text{Gl.5.38}$$

Diese beiden Werte repräsentieren keine bestimmte geometrische Position, sondern nur die Verrechnung aus den bestehenden Kennwerten der Auswertungspunkte (Messpunkte). Analog werden der Mittelwert und der Maximalwert für Sitzkissen, Lehnenkissen, Lenkrad und Fußraum aus den Kennwerten definiert.

Fahrersitzkissen Mittelwert und Maximalwert:

$$FS_SK_Mn = \frac{1}{3} \cdot (FS_SKvoli + FS_SKvore + FS_SKmi) \quad \text{Gl.5.39}$$

$$FS_SK_Max = \max (FS_SKvoli, FS_SKvore, FS_SKmi) \quad \text{Gl.5.40}$$

Lehnenkissen Mittelwert und Maximalwert:

$$FS_RL_Mn = \frac{1}{2} \cdot (FS_RLob + FS_RLunt) \quad \text{Gl.5.41}$$

$$FS_RL_Max = \max (FS_RLob, FS_RLunt) \quad \text{Gl.5.42}$$

Lenkrad Mittelwert und Maximalwert:

$$LRD_Mn = \frac{1}{3} \cdot (LRD_3U + LRD_9U + LRD_12U) \quad \text{Gl.5.43}$$

$$LRS_Max = \max (LRD_3U, LRD_9U, LRD_12U) \quad \text{Gl.5.44}$$

Fußraum Mittelwert und Maximalwert:

$$FR_Mn = \frac{1}{2} \cdot (FRBo + FRFS) \quad \text{Gl.5.45}$$

$$FR_Max = \max (FRBo, FRFS) \quad \text{Gl.5.46}$$

5.5.3 Auswerteverfahren zur Richtungsbewertung

Zur Analyse der Vibrationswahrnehmung wird neben der Einwirkungsstelle auch die Einwirkungsrichtung berücksichtigt (Griffin, 2007). An den Messpunkten in Tabelle 5.6 werden die Vibrationssignale in den translatorischen Einzelrichtungen X, Y, Z mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Zudem werden die in Kapitel

5.5.2 vorgestellten Auswertungspunkte sowohl in translatorischen Richtungen als auch in rotatorischen Richtungen um Achse X, Y, Z dargestellt. Neben der Betrachtung der Einzelrichtungen wird in Normen zur Beschreibung der menschlichen Vibrationswahrnehmung die Vektorbildung aller drei Raumrichtungen verwendet (siehe Gl.2.26). Analog wird der Vektorbetrag von 3 translatorischen und rotatorischen Richtungen jeweils durch Gl.5.47 und Gl.5.48 berechnet:

$$a_{VB}(t) = \sqrt{(k_X \cdot a_X(t))^2 + (k_Y \cdot a_Y(t))^2 + (k_Z \cdot a_Z(t))^2} \quad \text{Gl.5.47}$$

$$a_{RotVB}(t) = \sqrt{(k_X \cdot a_{RotX}(t))^2 + (k_Y \cdot a_{RotY}(t))^2 + (k_Z \cdot a_{RotZ}(t))^2} \quad \text{Gl.5.48}$$

Die Maximalrichtung stellt konsistent die maximale Beschleunigungsamplitude von drei Richtungen im Zeitbereich dar. Der Wert der Maximalrichtung von 3 translatorischen und rotatorischen Richtungen wird durch Gl.5.49 und Gl.5.50 berechnet.

$$a_{MTB}(t) = \max(k_X \cdot a_X(t), k_Y \cdot a_Y(t), k_Z \cdot a_Z(t)) \quad \text{Gl.5.49}$$

$$a_{RotMTB}(t) = \max(k_X \cdot a_{RotX}(t), k_Y \cdot a_{RotY}(t), k_Z \cdot a_{RotZ}(t)) \quad \text{Gl.5.50}$$

Die Bewertungsfaktoren k_X , k_Y , k_Z sind in den Normen (ISO 2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) zum Entnehmen. Für die Kennwertbildung ohne Richtungsbewertung werden vereinfacht die Bewertungsfaktoren gleich eins verstanden.

Da die Maxima der Einzelrichtungen nicht zur gleichen Zeit auftreten, führt eine nur betragsmäßige Vektorbildung aus den gemittelten Spektren zu falschen Werten (Grimm et al., 2010). Bei Vernachlässigung der Phasenlage kann der Betrag des Vektors zu groß sein. Deshalb erfolgt die Vektorbildung für jeden FFT-Block (Fenster) extra und somit wird die Phasenlage nur innerhalb eines Blockes anstatt über die gesamte Messung gemittelt.

5.5.4 Auswerteverfahren zur Frequenzbewertung

Unter Frequenzbewertung versteht man die Verarbeitung der Zeitsignale unter Verwendung der Bewertungsgewichtung und Frequenzbandpassfilter, siehe auch Kapitel 2.4.1. Allerdings sind die vorgegebenen Bewertungsgewichtungen in den

Normen (ISO 2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) zur Analyse der Vibrationswahrnehmung in Fahrzeugen nicht geeignet und sollen daher weiterentwickelt werden. Beruhend auf den neu ermittelten psycho-physikalischen Kenngrößen in der Untersuchung (siehe Bild 2.16) werden hierbei die neuen Gewichtungen für Ganzkörperschwingungen (Neu Wgks) und für Hand/Arm-Schwingungen (Neu Wh) definiert, siehe Bild 5.12. Hierbei werden die beiden Gewichtungen nur bis 315Hz dargestellt, da 315Hz die Obergrenze des empfindlichen Bereichs der Vibrationswahrnehmungen ist. Da die Frequenzanteile unter 30Hz nicht relevant für die Analyse der Antriebsstranganregungen sind, bleibt die Gewichtung unter 30Hz unverändert. Zum Vergleich werden die Gewichtungen der ISO-Normen auch dargestellt.

Es ist im Bild zu sehen, entsprechend der Fühlschwelle und der Gleichwahrnehmungskurve für Sitzvibration (siehe Bild 2.16) die empfindlichste Stelle für Ganzkörperschwingung bei 30Hz liegt. Mit zunehmender Frequenz reduziert sich die Gewichtung. Die neu definierte Gewichtung verläuft ähnlich wie ISO-Gewichtung im Bereich 30~300 Hz. Im Vergleich mit den ISO- Gewichtungen ist die Änderung über Frequenz kleiner im Bereich 30~100Hz und größer im Bereich 100~300 Hz. Für Hand/Arm-Schwingungen liegt die empfindlichste Stelle bei 60~70 Hz, was der Fühlschwelle für Lenkradvibration entspricht. Für 63~125 Hz reduziert sich die Gewichtung. Ab 125 Hz ändert sich die Gewichtung geringfügig. Hingegen verringert sich die ISO-Gewichtung für Hand/Arm-Schwingungen durchgehend mit zunehmender Frequenz im Bereich 30~300 Hz.

Im Vergleich mit den ISO-Gewichtungen stellen sich die neu definierten Gewichtungen (Neu Wgks und Neu Wh) einige Unterschiede dar. Der Grund kann darin liegen, dass die Wahrnehmung der Lenkrad- und Fußbodenvibrationen von den Sitzvibrationen beeinflusst wird und umgekehrt. Die Erwartungshaltungen für Fahrzeugschwingungen und wahrnehmbare Geräusche sind ebenfalls von Bedeutung. Als Weiterentwicklung von den bestehenden ISO-Gewichtungen berücksichtigen die neuen Gewichtungen (Neu Wgks und Neu Wh) den Kontext des Fahrzeugs und die Wechselwirkungen zwischen mehreren Kontaktstellen.

Durch Kombination der Auswerteverfahren für Zeitrohdaten (Abschnitt 5.5.1) mit den Verfahren für Auswertungspunkten (Abschnitt 5.5.2), Richtungsbewertung (Abschnitt 5.5.3) und Frequenzbewertung (Abschnitt 5.5.4) werden für die relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen diverse Einzahlkennwerte aus objektiven Messdaten abgeleitet. Die Korrelationsgüte solcher Einzahlkennwerte mit den subjektiven Beurteilungen werden anschließend durch Korrelationsanalyse untersucht, siehe Kapitel 5.6.

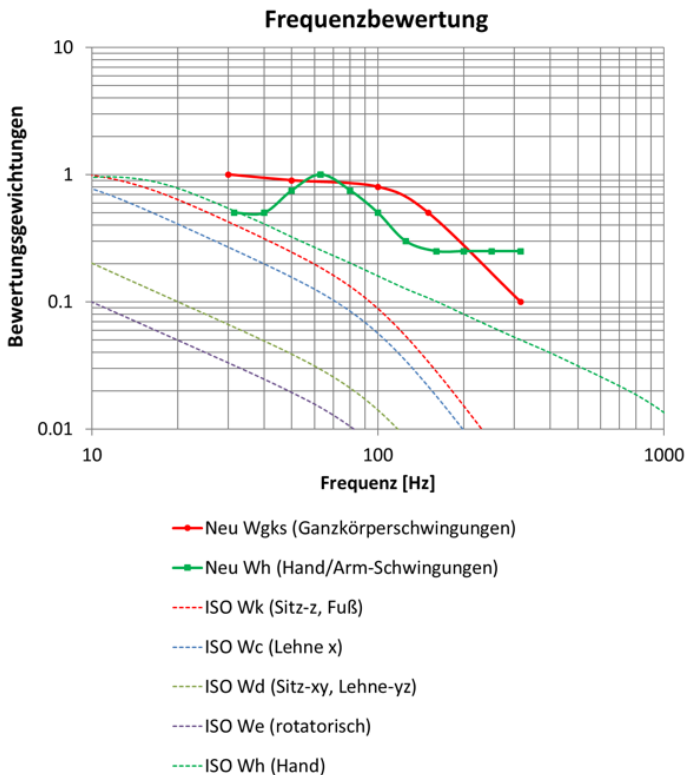


Bild 5.12: Vergleich der neu definierten Bewertungsgewichtungen (Neu Wgks, Neu Wh) mit ISO-Gewichtungen (Wk, Wc, Wd, We, Wh)

5.6 Korrelationsanalyse

Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den subjektiven Beurteilungen und den durch die in Kapitel 5.5 vorgestellten Auswerteverfahren ermittelten Einzahlkennwerten werden Regressionsmodelle verwendet. Zur Beschreibung dieses Zusammenhangs gibt es in der Literatur bereits mehrere Ansätze (siehe

Kapitel 2.4.1). Laut Weber-Fechner-Gesetz bewirkt eine lineare Änderung der Vibrationsanregung eine logarithmische Änderung der subjektiven Vibrationswahrnehmung. Einige andere Forscher beschreiben den Zusammenhang durch lineare Funktion und Potenzfunktion. Darauf basierend werden im Rahmen der Forschungsarbeit die lineare, logarithmische und Potenz-Funktion herangezogen. In den Probandenstudien variieren sich die subjektiven Bewertungsnoten im Bereich 1~10. Zur Sicherstellung einer einheitlichen Basis für Datenauswertung und grafische Darstellung werden hierbei für die Korrelationsanalyse die subjektiven Bewertungsnoten als Referenz und die objektiven Kennwerte als Response betrachtet. Die 3 Regressionsmodelle werden dann mit Gl.5.51~Gl.5.53 beschrieben.

Lineares Regressionsmodell:

$$R = a \cdot E + b \qquad \text{Gl.5.51}$$

Exponentielles Regressionsmodell:

$$R = a \cdot e^{b \cdot E} \qquad \text{Gl.5.52}$$

Potenz-Regressionsmodell:

$$R = a \cdot E^b \qquad \text{Gl.5.53}$$

Dabei ist R die Vibrationsanregung, E die subjektive Beurteilung, a und b die zu definierenden Parameter.

Durch Vergleich der Korrelationsgüte zwischen den drei Regressionsmodellen wird untersucht, welches Regressionsmodell den Zusammenhang zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Kennwerten am besten beschreiben kann. Die Korrelationsanalyse erfolgt zuerst zwischen den subjektiven Beurteilungen und derjenigen objektiven Kennwertgruppen an derselben Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen. Beispielsweise wird die Korrelationsanalyse zuerst durchgeführt zwischen skalaren Einzahlkennwerten für Sitz mit subjektiven Beurteilungen für Sitz. Anschließend werden die Subjektivurteile einer Kontaktstelle untereinander mit den Kennwerten verschiedener Kontaktstellen korreliert, siehe Bild 5.13. Die diagonale Korrelationsanalyse wird durchgeführt unter der Annahme, dass die Vibrationswahrnehmung an einer Kontaktstelle nicht nur von dem Vibrationsniveau

derselben Stelle, sondern auch von dem Vibrationsniveau an weiteren Stellen abhängig ist (vgl. auch Kapitel 2.4.3 und Kapitel 5.1). Beispielsweise kann die Beurteilung der Lehne eben von den Sitzvibrationen beeinflusst werden. In dem Fall kann eine Korrelation zwischen Lehne-Beurteilungen und Sitz-Kennwerten gesehen werden. Zudem wird das Geräusch als Einflussfaktor betrachtet. Hierbei wird die Korrelationsanalyse zwischen den subjektiven Beurteilungen der Fahrzeugvibrationen und den Geräusch-Kennwerten durchgeführt, um den Einfluss der Innenraumgeräusche auf subjektive Vibrationswahrnehmung zu untersuchen. Die detaillierte Analyse wird in Kapitel 6.1.3.7 vorgestellt.

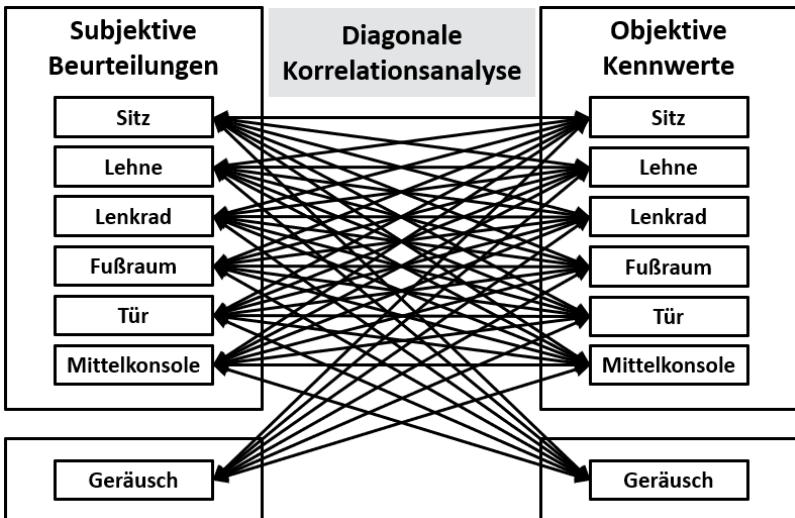


Bild 5.13: Korrelationsanalyse zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Kennwerten für relevante Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen mit Berücksichtigung von Fahrzeuginnengeräusch

Die Korrelationsgüte wird durch das Bestimmtheitsmaß R^2 beschrieben. Hierbei wird es als hohe Korrelation betrachtet, wenn R^2 größer als 0,49 beträgt (siehe Tabelle 2.2). Im Rahmen der Untersuchung bedeutet die hohe Korrelation, dass die Kennwerte die Komfortbeurteilung hinreichend genau beschreiben können.

5.7 Zusammenfassung

Basierend auf dem Stand der Forschung (in Kapitel 2) und dem Vorgehen der Forschungsarbeit (in Kapitel 4) wurden in diesem Kapitel die grundlegenden Methoden zur Validierung der Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen unter Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes entwickelt.

Hierbei wurde zunächst durch Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt mithilfe des C&C²-Ansatzes die relevanten Wirkflächenpaare für Komfortuntersuchungen definiert, siehe Kapitel 5.1. Anschließend wurden in Kapitel 5.2 ~ Kapitel 5.4 der Versuchsaufbau, der Versuchsablauf und die Methode zur Erfassung der subjektiven Bewertungen und objektiven Messdaten mit Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes definiert. Zur Auswertung der erfassten Zeitsignale der Fahrzeugschwingungen und zur Bildung der Einzelkennwerte wurde in Kapitel 5.5 diverse Auswerteverfahren für Zeitrohdaten, Auswertungspunkte, Richtungsbewertung und Frequenzbewertung vorgestellt. Zuletzt wurde in Kapitel 5.6 die Vorgehensweise der Korrelationsanalyse zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Einzelkennwerten beschrieben. Außerdem wurde ein Vorversuch mit mehreren kleinen Studien durchgeführt, um die Machbarkeit der Schwingungskomfort-Untersuchung auf Rollenprüfständen zu überprüfen und die durch Literaturrecherche definierten Randbedingungen zu verbessern.

Somit wurde die Forschungsfrage 1: „Welche Methoden und Ressourcen können für die Validierung der subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen angewandt werden?“ beantwortet.

Beruhend auf diesen in Kapitel 5 definierten Methoden und Ressourcen werden im Rahmen der Forschungsarbeit mehrere Probandenstudien auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durchgeführt, um die Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen zu entwickeln. Die Vorgehensweise dieser Probandenstudien und die Analysenergebnisse werden in Kapitel 6 detailliert erläutert.

6 Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen

Durch Analyse der Einflussfaktoren des Prüfstandsversuchs werden in Kapitel 5 der Versuchsaufbau, der Versuchsablauf und die Methode zur Erfassung und Auswertung der subjektiven Bewertungen und objektiven Messdaten auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen definiert. Beruhend auf diesem neuen Wissenstand werden die Untersuchungen mit mehreren Probandenstudien auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durchgeführt. Damit wird die Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen entwickelt. In diesem Kapitel werden die Analysenergebnisse der Probandenstudien und die entwickelte Methode näher vorgestellt.

Wie in Kapitel 2.4.3 und Kapitel 4 erläutert, ist es für Probanden schwierig, die Vibrationsanregungen des Fahrzeugs bei dynamischen Zuständen subjektiv reproduzierbar zu beurteilen. Außerdem verlieren die Probanden die Konzentration, wenn sie zugleich mehrere Kontaktstellen im Fahrzeug bei einem lang andauernden Zustand beurteilen. Die Aufgabe ist grundsätzlich überfordernd und führt schnell zur Ermüdung der Probanden und zur Beeinträchtigung der Beurteilungsqualität. Auf der anderen Seite ist es ebenfalls bei der Datenauswertung schwierig, die objektiven Kennwerte von den Messdaten bei einem dynamischen Zustand abzuleiten und die Einflussfaktoren der Komfortbewertung zu untersuchen. Daher werden für die Untersuchung, wie in Kapitel 4 erläutert, zunächst nur stationäre Zustände als Testfälle verwendet, wo sich Motorlast, Fahrgeschwindigkeit und Gang nicht verändert. Dadurch werden die relevanten Parameter (wie z.B. Frequenz, Einwirkungsrichtung und Einwirkungsstelle) zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen analysiert. Im Rahmen der Forschungsarbeit werden zur Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen insgesamt 5 Probandenstudien durchgeführt. Die 5 Studien werden jeweils mit Namen Sta-A, Sta-B, Sta-C, Sta-D und Sta-E bezeichnet. In Bild 6.1 werden die Probandenstudien aufgeführt. Der Versuchsaufbau dieser Studien und die Analysenergebnisse werden in Kapitel 6.1 detailliert beschrieben.

Darauf basierend werden zur Analyse der Beeinflussung der Vibrationsanregungen bei dynamischen Betriebszuständen, des Fahrzeuginnengeräuschs und der positiven Auswirkung von Fahrzeug-NVH noch weitere Probandenstudien durchgeführt, siehe Bild 6.1.

- Probandenstudie Dyn: Untersuchung der subjektiven Vibrationswahrnehmung bei dynamischen Zuständen, siehe Kapitel 6.2;
- Probandenstudie Pos: Untersuchung des positiven und negativen Erlebnisses von Fahrzeugschwingungen, siehe Kapitel 6.3;
- Probandenstudie Aku: Untersuchung des Einflusses des Geräuschs auf die Vibrationswahrnehmung, siehe Kapitel 6.4.

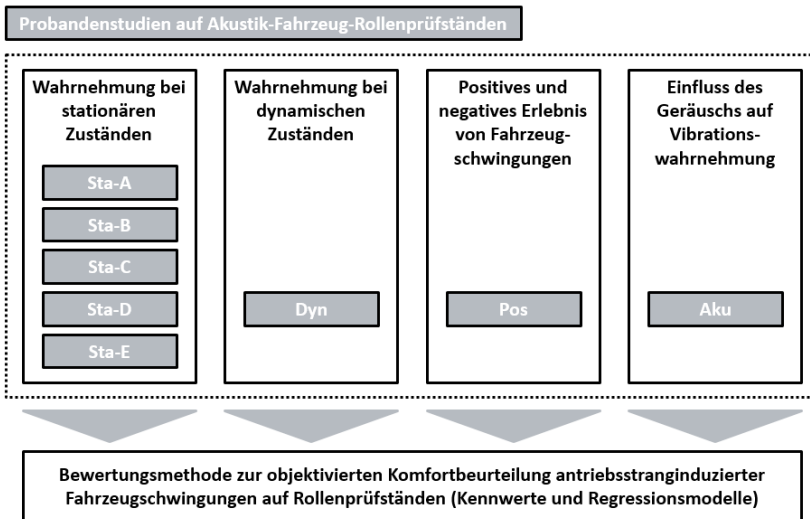


Bild 6.1: Probandenstudien zur Entwicklung der Bewertungsmethode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen

Durch Analyse der Ergebnisse der o.g. Probandenstudien wird die Bewertungsmethode zur objektivierten Bewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen entwickelt. Hierbei werden die objektiven Kennwerte und die Regressionsmodelle zur Modellierung der

menschlichen subjektiven Komfortbewertungen durch Korrelationsanalyse ermittelt. Die entwickelte Bewertungsmethode wird in Kapitel 6.5 detailliert beschrieben.

6.1 Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei stationären Zuständen

Zur Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen werden hierbei 5 Probandenstudien (Sta-A, Sta-B, Sta-C, Sta-D und Sta-E) auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durchgeführt. In diesem Kapitel werden die Vorgehensweisen der Studien und die Auswertung der Testergebnisse erläutert.

6.1.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau der 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E) wird in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Versuchsaufbau der 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E) zur Untersuchung der subjektiven Vibrationswahrnehmung bei stationären Zuständen

Probandenstudie	Sta-A	Sta-B	Sta-C	Sta-D	Sta-E
Versuchsfahrzeug	Fzg-1	Fzg-2	Fzg-3	Fzg-4	Fzg-5
Anzahl Probanden	11	11	9	9	9
Anzahl Testfälle (Stationäre Zustände)	45	30	11	13	9
	Darstellung unterschiedlicher Fahrzeugvibrationen durch Variationen der Motorlast und Motordrehzahl sowie durch Verwendung der Antriebsstrangvarianten				

Um den Einfluss zwischen Versuchsfahrzeugen mit unterschiedlichen Ausstattungen auf die Vibrationswahrnehmung zu vermeiden, wird für jede Probandenstudie, wie in Kapitel 4 erläutert, nur ein Versuchsfahrzeug verwendet. Außerdem werden zwischen Probandenstudien mehrere verschiedene Versuchsfahrzeuge mit unterschiedlichen Triebstranganordnungen aus unterschiedlichen Segmenten verwendet, um zu validieren, ob die menschlichen Vibrationswahrnehmungen in verschiedenen Versuchsfahrzeugen durch gleiche Methode beschrieben werden können. Für die angestrebten 5 Probandenstudien

bei stationären Zuständen werden insgesamt 5 Versuchsfahrzeuge verwendet, siehe Tabelle 6.1. Die technischen Daten dieser Fahrzeuge siehe Tabelle 5.3.

Für jede Studie wird der Prüfstandsversuch mit dem in Kapitel 5.2 definierten Versuchsaufbau durchgeführt. Der Schwingungskomfort des Fahrzeugs wird von Probanden beurteilt. Die subjektiven Beurteilungen werden mit den in Kapitel 5.3 vorgestellten Methoden erfasst und ausgewertet. Zugleich werden Fahrzeugvibration und Innengeräusch durch die in Kapitel 5.4 definierte Messtechnik erfasst. Die objektiven Messdaten werden dann durch die in Kapitel 5.5 vorgestellten Verfahren ausgewertet und in mehrere Einzahlkennwerte abgeleitet. Durch Korrelationsanalyse (siehe Kapitel 5.6) der objektiven Einzahlkennwerten mit den Subjektivurteilen der Probanden werden die Kennwerte bestimmt, die am besten mit den Subjektivurteilen korrelieren. Die Vorgehensweise der Untersuchung wird im Bild 6.2 dargestellt. Durch Vergleich der Kennwerte zwischen den 5 Studien wird analysiert, welche Parameter und Auswertekriterien zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug auf Rollenprüfständen besser in Betracht gezogen werden können.

Da für jede Probandenstudie nur ein Fahrzeug verwendet wird, werden zur Darstellung unterschiedlicher Fahrzeugvibrationen die Antriebsstranganregungen durch Variationen der Motorlast und Motordrehzahl verändert. Vor jeder Probandenstudie werden die Vibrationsanregungen an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen sowohl im Leerlauf als auch bei den Motordrehzahlhochläufen (Ottomotor: 1000~6000 1/min, Dieselmotor: 1000~4000 1/min) in sämtlichen Gängen mit unterschiedlichen Motorlast-Stufen (Volllast, Teillast und Schub) gemessen, um die Antriebsstranganregungen im gesamten Betriebsbereich zu analysieren (siehe Kapitel 2.3.1 und Kapitel 5.4).

Wie in Kapitel 3 und 4 erläutert, stehen zur Komfortbeurteilung im Rahmen der Untersuchung die harmonischen Schwingungen im Fahrbetrieb im Fokus. Die transienten Phänomene, wie z.B. Lastwechsel bei Ein-/Auskuppeln und Gangschaltung, werden nicht berücksichtigt. Für die Messung im Leerlauf wird das Fahrzeug (entweder mit Schaltgetriebe oder mit Automatikgetriebe) auf Neutralstellung (N) eingelegt. Dadurch bleibt das Fahrzeug am Prüfstand stehen ohne Gaspedal, Bremspedal oder Kupplungspedal während der Messung zu betätigen. Durch Schwingungsentkopplung des Verbrennungsmotors vom Antriebsstrang werden Fahrzeugvibrationen im Leerlauf überwiegend von den über Motorlager in die Karosserie eingeleiteten Motoranregungen verursacht. Für die Motordrehzahlhochlauf wird die Messung immer bei einem eingelegten Gang und bei geschlossener Kupplung (nur für Schaltgetriebe) durchgeführt, ohne Gangschaltung oder Kupplungsbetätigung während der Messung. Hierbei wird die

Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs für jeden Gang durch Prüfstand geregelt, um die definierten Geschwindigkeitsrampen nachzufahren. Das Motordrehmoment wird durch ein zusätzliches Steuerungssystem DGR-System (siehe Kapitel 5.2.1.1) geregelt. Diese Geschwindigkeitsrampen, welche den Motordrehzahlhochläufen 1000~6000 1/min für Ottomotor sowie 1000~4000 1/min für Dieselmotor entsprechen, sind unterschiedlich zwischen den verschiedenen Gängen und Versuchsfahrzeugen. Für die Versuchsfahrzeuge mit Handschaltgetriebe (Fzg-2 und Fzg-3, siehe Tabelle 5.3) werden die Drehschwingungen des Motors bei geschlossener Kupplung in den Antriebsstrang übertragen und weiterhin über die Lagerelemente des Antriebsstrangs in die Karosserie eingeleitet. Für die Versuchsfahrzeuge mit konventionellem Automatikgetriebe (Fzg-1, Fzg-4 und Fzg-5, siehe Tabelle 5.3) wird die Wandler-Überbrückungskupplung in sämtlichen Gängen schlupfgeregt betrieben, um die vom Motor induzierten Drehschwingungen zu isolieren und den Schwingungskomfort des Fahrzeugs zu verbessern (siehe Kapitel 2.2.1). Dementsprechend werden die Kupplungen beim Fzg-6 mit 7-Gang-Sportgetriebe ebenfalls in sämtlichen Gängen schlupfgeregt betrieben. Da das erforderliche Messsystem zur Erfassung der Schlupfdrehzahl nicht verfügbar ist, wird im Rahmen der Untersuchung die tatsächliche Schlupfdrehzahl nicht berücksichtigt.

Beruhend auf den gemessenen Fahrzeugvibrationen im Leerlauf und bei den Motordrehzahlhochläufen werden für jede Probandenstudie mehrere stationäre Betriebszustände als Testfälle so definiert, dass jeder Gang, Motorlast-Stufe (Volllast, Teillast und Schub), Motordrehzahl-Stufe (Niedrig: 1000~1500rpm; Mittel: 1500~3000rpm; Hoch: ab 3000rpm) und Geschwindigkeits-Stufe (Niedrig: 0~50km/h; Mittel: 50~100km/h; Hoch: ab 100km/h) kombiniert dargestellt werden. Zur Generierung der ausreichenden Vibrationsspreizung für die subjektive Beurteilung werden sowohl die Zustände mit starken Antriebsstranganregungen als auch die Zustände mit schwachen Antriebsstranganregungen ausgewählt. Darüber hinaus werden noch die zusätzlichen Antriebsstrangvarianten (siehe Kapitel 5.2.2) eingesetzt, um die Anregungen des Antriebsstrangs zu verstärken. Es ist zu bemerken, dass die ausgewählten stationären Testfälle nicht zur Nachbildung kundenspezifischer Fahrmanöver, sondern zur Darstellung der unterschiedlichen Fahrzeugschwingungen für subjektive Beurteilung dienen.

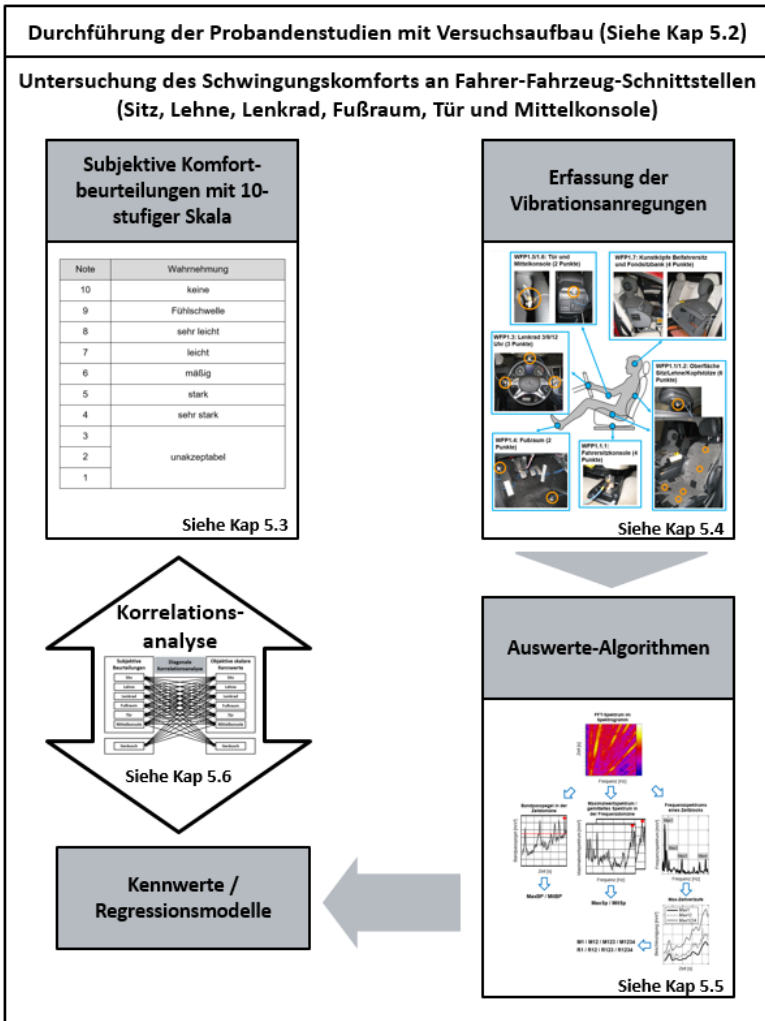


Bild 6.2: Vorgehensweise der Untersuchung zur Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen durch 5 Probandenstudien

Beispielsweise werden die Testfälle der Probandenstudie Sta-D in Tabelle 6.2 aufgeführt. Hierbei werden insgesamt 13 Testfälle definiert. Da es sich um stationäre Zustände handelt, werden für jeden Testfall Gang, Motordrehmoment und Fahrgeschwindigkeit konstant definiert. Zudem werden Testfall 3 und 9 wiederholt, um die Bewertungsqualität der Probanden zu überprüfen. Analog werden die Testfälle für andere Probandenstudien im Anhang A aufgeführt. Da zwischen verschiedenen Versuchsfahrzeugen die Vibrationen über den Betriebsbereich sich unterschiedlich darstellen, sind die ausgewählten Testfälle auch unterschiedlich zwischen den Probandenstudien.

Tabelle 6.2: Ausgewählte Testfälle der Probandenstudie Sta-D

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1	1	0	10
2	1	200	10
3*	2	500	23
4	2	500	35
5	2	500	52
6	3	500	52
7	4	500	75
8	5	500	48
9*	5	500	156
10	7	0	230
11	7	500	100
12	7	500	230
13	N	0	0

* Wiederholtestfall: Testfall 3 und 9

Für die Probandenstudie sind die Testfälle und ihre Reihenfolge den Probanden unbekannt. Während des Versuchs werden die Fahrgeschwindigkeit und die Motorlast vom Prüfstand und zusätzlichen Ansteuerungssystem (siehe Kapitel 5.2.1.1) angesteuert. Für jeden stationären Zustand wird der Proband gebeten, den Schwingungskomfort für Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Armauflage an der Tür und Mittelkonsole absolut zu beurteilen und mit der 10-stufigen Bewertungsskala (siehe Tabelle 5.4) zu beschreiben. Zudem sollen die Probanden bei der subjektiven Beurteilung weitere Einflussfaktoren wie Geräusche sowie Tachoanzeige von Geschwindigkeit und Motordrehzahl ausblenden. Da eine lange andauernde

Untersuchung zu mentaler und körperlicher Ermüdung der Probanden führt, was eine Reduzierung der Konzentration und Verschlechterung der Beurteilungsgenauigkeit zur Folge haben kann (Genuit, 2010), wird bei der Definition der zu beurteilten Betriebszustände auch die Dauer der gesamten Studie berücksichtigt.

Die Beschreibung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs setzt die richtige Erfassung und Verarbeitung der subjektiven Beurteilung der Probanden voraus (siehe Kapitel 5.3). Hierfür sind eine statistisch ausreichende Anzahl der Probanden und die aussagekräftigen Beurteilungen von Bedeutung. Im Rahmen vorliegender Arbeit wird der Zusammenhang zwischen den Subjektivurteilen und den objektiven Messdaten untersucht. Wie in Kapitel 2.3.4 erläutert sind nach (Bubb, 2003b) 10 erfahrene Probanden grundsätzlich ausreichend zur Untersuchung des Trends von Einflüssen für Zusammenhangshypothese. Daher werden für die Probandenstudien im Rahmen der Forschungsarbeit ca. 10 Probanden eingeladen. Hierbei werden überwiegend Experten als Probanden ausgewählt. Die Teilnahme der Laien dient zur Ergänzung des Probandenkollektivs und zur Lieferung der Ergebnisse zur Untersuchung der Unterschiede zwischen Experten und Kunden, siehe auch Kapitel 2.3.4 und Kapitel 5.2.1.3. Neben Erfahrung können Alter und Geschlecht der Probanden die subjektive Beurteilung beeinflussen. Die Daten der teilnehmenden Probanden für jede Studie werden im Anhang B zusammengefasst. Aufgrund der Verfügbarkeit der weiblichen Ingenieurinnen sind die Teilnehmer überwiegend männlich. Die Analyse über die unterschiedlichen Komfortbeurteilungen zwischen männlichen und weiblichen Probanden wird im Rahmen der Untersuchung nicht durchgeführt.

6.1.2 Datenauswertung

6.1.2.1 Statistische Analyse der subjektiven Bewertungen

Streuung der subjektiven Bewertungsnoten

Die Streuung der subjektiven Beurteilungen ist auf die Streuung zwischen Testfällen und die Streuung zwischen Probanden zurückzuführen. Die Streuung zwischen den Testfällen beruht auf den unterschiedlichen Vibrationsanregungen zwischen den Testfällen. Hingegen können für einen Testfall unterschiedliche Beurteilungen von mehreren Probanden abgegeben werden, was die Streuung zwischen den Probanden bildet. Die Streuung zwischen Probanden kann einerseits darauf zurückgeführt werden, dass die Vibrationsanregung von den Probanden unterschiedlich bzw. individuell wahrgenommen werden. Andererseits können die Probanden die Vibrationsanregungen zwar ähnlich wahrnehmen, aber die

Bewertungsskala unterschiedlich interpretieren und deswegen verschiedene Bereiche der Skala verwenden.

Bezüglich der Streuung aus unterschiedlichen subjektiven Wahrnehmungen werden die erfassten subjektiven Beurteilungen durch Nalimov-Ausreißertest (siehe Gl.2.11 in Kapitel 2.3.4) überprüft, ob die Probanden plausibel beurteilen. Für vorhandene Ausreißer werden zuerst die gemessenen Vibrationssignale des betroffenen Testfalls überprüft, ob der Testfall richtig präsentiert wurde. Eine Befragung mit dem betroffenen Probanden wurde zudem durchgeführt, um zu verstehen, ob der Ausreißer ein zufälliger Fehler (z.B. Schreibfehler); ein korrigierbarer und vermeidbarer Fehler (z.B. Bewertungsskala falsch verstanden) oder ein unvermeidbarer systematischer Fehler (abweichende subjektive Wahrnehmung) ist. In Abhängigkeit von der Ursache wird der Fehler unterschiedlich behandelt. Für den zufälligen Fehler wird die Bewertungsnote nach Rücksprache mit dem betroffenen Probanden korrigiert oder entfernt, um die Qualität der gesamten Datengruppe nicht zu beeinträchtigen. Die Beurteilungen von diesem Probanden für weitere Testfälle können weiterhin herangezogen werden. Wenn ein Proband innerhalb einer Studie mehrfach „Ausreißer“-Beurteilungen gegeben hat, wird der Proband als „Ausreißer“-Proband angesehen. Für den Fall werden alle Bewertungsnoten von dem Probanden innerhalb dieser Studie nicht mehr berücksichtigt. Wenn es um den korrigierbaren und vermeidbaren Fehler geht, kann der Proband nach einer notwendigen Schulung an den weiteren Studien teilnehmen. Wenn es aber um die abweichende subjektive Beurteilung aus individueller Wahrnehmung geht, ist der Proband für weitere Studien im Rahmen der Untersuchung nicht mehr geeignet. Zur Reduzierung des Einflusses wegen individueller Interpretation der Bewertungsskala werden alle subjektiven Bewertungen nach Entfernung der Ausreißer noch durch Z-Transformation (siehe Gl.2.10 in Kapitel 2.3.4) standardisiert. Dadurch werden die Verteilungen der einzelnen Probanden übereinander geschoben.

Bild 6.3 zeigt die Streuung der subjektiven Bewertungen zwischen Probanden und zwischen Testfällen. Hierbei sind die gemittelten Standardabweichungen für Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole (MiKo) in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E dargestellt. Für die meisten Stellen sind die Streuungen zwischen Probanden kleiner als eine Note. Nur für Sitz und Fußraum geht die gemittelte Streuung über eine Note hinaus, was von der individuellen Vibrationswahrnehmung abhängig ist. Im Gegensatz dazu sind die Streuungen zwischen Testfällen deutlich größer und liegen meistens zwischen 1 bis 1,5 Noten. Ausnahmsweise ist die Streuung zwischen Probanden bei der Fußraum-Beurteilung geringfügig größer als die Streuung zwischen Testfällen. Es kann daran liegen, dass die subjektive Vibrationswahrnehmung am Fußraum stark von der Vibrationswahrnehmung am Sitz beeinflusst wird. Diese Wechselwirkung zwischen Sitz und Fußraum ist

individuell, was teilweise die schlechtere Bewertungsqualität erklärt. Die Wechselwirkung zwischen Sitz und Fußraum wird in Kapitel 6.1.2.2 näher diskutiert.

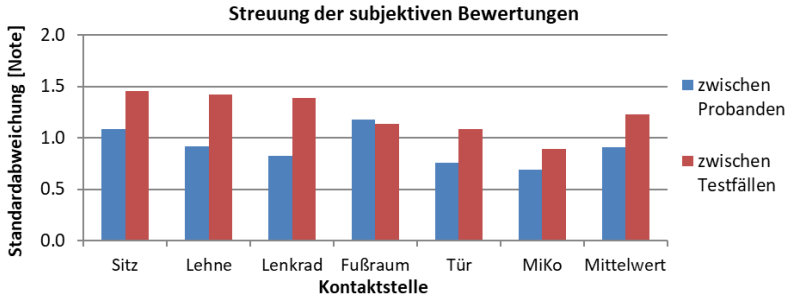


Bild 6.3: Streuung der subjektiven Bewertungsnoten zwischen Probanden und zwischen Testfällen in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

Notenverteilung der subjektiven Bewertung

Bild 6.4 zeigt die Verteilung der Bewertungsnoten in Probandenstudie Sta-A über die 10-stufige Bewertungsskala, siehe Tabelle 5.4. Die Summe der relativen Häufigkeit für die Bewertungsnote 1 bis 10 ergibt jeweils 100% für jede Kontaktstelle. Es ist zu sehen, dass die Skala für die subjektive Beurteilung voll ausgenutzt ist. D.h. die dargestellten Testfälle verfügen über eine ausreichende Spreizung der Fahrzeugvibrationen für die subjektiven Beurteilungen. Es ist zu bemerken, dass Sitz und Lenkrad mit deutlich mehr schlechteren Noten beurteilt als andere Stellen werden, da die Vibrationen an den beiden Stellen stärker wahrgenommen werden, siehe auch Kapitel 5.1. Dagegen wird Note 1~4 für Mittelkonsole nie benutzt.

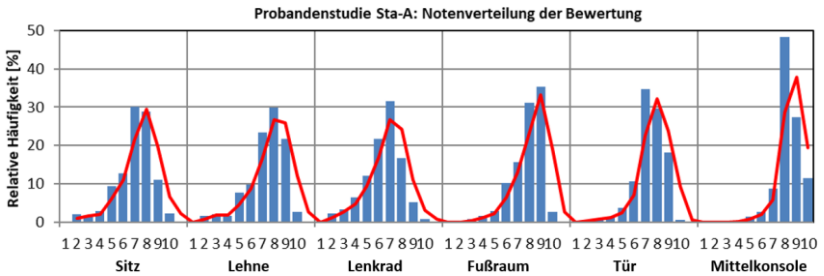


Bild 6.4: Notenverteilung der subjektiven Bewertungen ja nach Kontaktstelle in Probandenstudie Sta-A

Bild 6.5 stellt die Notenverteilung dar, indem sich die Summe der relativen Häufigkeit auf die Bewertungen für alle Kontaktstellen bezieht. Die relative Häufigkeit der Notenverteilung wird im Bild dargestellt. Es ist zu sehen, dass 95% Bewertungen mit Note von 5 bis 10 vergeben werden. Darunter sind die Note 8 am häufigsten verwendet.

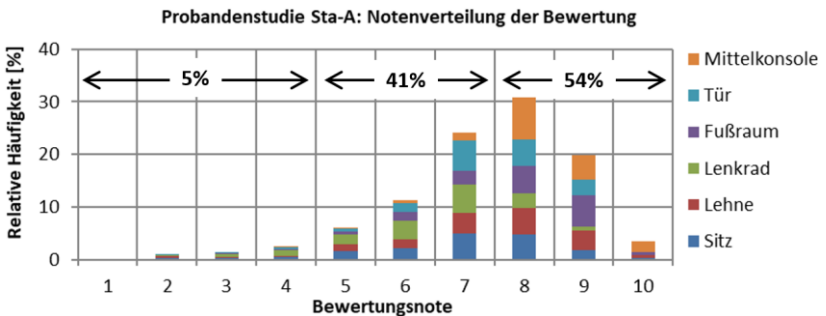


Bild 6.5: Notenverteilung der subjektiven Bewertungen in Probandenstudie Sta-A

Zwischen den Probandenstudien ist die Notenverteilung vergleichbar, daher sind die Daten für die Probandenstudie Sta-B/C/D/E nicht dargestellt. Es ist allerdings zu

bemerken, dass mehr als 10% Bewertungen bei den Studien Sta-C und Sta-D sich im Bereich „nicht annehmbar“ mit Note 1~4 befinden. Das wird darauf zurückgeführt, dass die Versuchsfahrzeuge für die beiden Probandenstudien aufgrund größerer Motorisierung die Betriebszustände mit starken Vibrationen für Probandenstudien generieren können.

Die Korrelationsanalyse setzt eine ausreichende Spreizung der Fahrzeugvibrationen für die subjektive Beurteilung voraus. Daher werden die Testfälle gezielt ausgewählt, um die erwünschten Vibrationszustände mit Variation von Intensität, Frequenz und Richtung darzustellen. Darunter treten manche Zustände sehr selten beim normalen Betrieb auf, wie z.B. Konstantfahrt im 1.Gang mit Motordrehzahl von 4000 1/min. Aus dem Grund beziehen sich die subjektiven Beurteilungen nur auf die dargestellten Testfälle innerhalb dieser Studien. Die Notenverteilung repräsentiert das generelle Komfortniveau des vorliegenden Fahrzeugs bei normaler Fahrt auf der Straße nicht.

6.1.2.2 Korrelationsanalyse Subjektiv-Subjektiv

Bei der Straßenfahrt hat der Fahrer üblicherweise einen dauerhaften Kontakt mit Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum. Ferner kommt der Fahrer manchmal an die Tür und die Mittelkonsole mit der Hand oder dem Arm (vgl. auch Kapitel 2.2.3 und Kapitel 5.1). Die subjektive Vibrationswahrnehmung für eine Kontaktstelle ist vor allem vom Vibrationszustand an derjenigen Kontaktstelle abhängig. Zugleich kann diese Wahrnehmung auch vom Vibrationszustand anderer Kontaktstellen, vom Fahrzeuginnengeräusch bzw. vom gesamten Komforteindruck, welcher aus Vibrationsniveau und Innengeräusch des Gesamtfahrzeugs gebildet wird, beeinflusst werden (Genuit, 2010). In diesem Kapitel werden die subjektiven Bewertungen verschiedener Kontaktstellen miteinander verglichen, um zu überprüfen, welche Kontaktstellen subjektiv gut miteinander korrelieren.

Bild 6.6 zeigt die Korrelationsgüte zwischen Sitz-Bewertung und den Bewertungen von Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole in den 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E. Es ist zu sehen, dass die Sitz-Bewertung sehr gut mit der Lehne-Bewertung (mit $R^2 > 0,81$, siehe auch Tabelle 2.2) korreliert, denn das Gesäß und der Rücken kontaktiert zwar jeweils mit Sitzkissen und Lehnenkissen, handelt es sich grundsätzlich um Ganzkörperschwingung. Es ist für Probanden nicht einfach, die von Gesäß und von Rücken wahrgenommenen Vibrationsanregungen subjektiv separat zu beurteilen. Auf der anderen Seite verbindet sich das Sitz- und Lehnenkissen physikalisch miteinander und schwingt bezüglich Intensität und Frequenz sehr ähnlich. Daher werden die Vibrationsanregungen an diesen 2 Stellen ähnlich dargestellt. Außerdem korreliert die Sitz-Bewertung auch gut mit Fußraum-Bewertung mit hoher Korrelationsgüte ($R^2 > 0,64$, siehe auch Tabelle 2.2), da sich

der Fußraum und die Sitzkonsole beide auf dem Bodenblech befinden und objektiv nahe beieinanderliegen. Die in Füße eingeleiteten Vibrationsanregungen wird auch als Teil der Ganzkörperschwingung behandelt. Daher muss die Vibration am Lenkenkissen und am Fußboden in der Regel nicht separat beurteilt werden, da die sowohl subjektiv als auch objektiv sehr gut mit den Vibrationen am Sitzkissen korreliert.

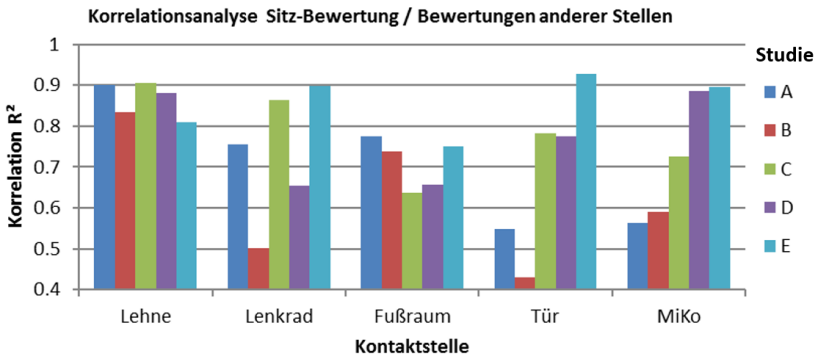


Bild 6.6: Korrelationsgüte (subjektiv-subjektiv) der Sitz-Bewertung mit den Bewertungen anderer Kontaktstellen in den 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

Die Bewertung für Lenkrad, Tür und Mittelkonsole korrelieren meistens nicht mit Sitz-Bewertung, da es um Hand-Arm-Schwingung geht. Allerdings beeinflusst die Sitzvibration als die wichtigste Kontaktstelle im Fahrzeug den gesamten Komforteindruck. Dieser dominante Einfluss wird für die Untersuchung immer in Betracht gezogen. Zudem ist es im Bild 6.6 zu sehen, dass die Korrelationsgüte der subjektiven Beurteilungen zwischen Kontaktstellen aufgrund verschiedener verwendeten Versuchsfahrzeuge und Testfälle unterschiedlich zwischen Probandenstudie sind.

Analog zeigt Bild 6.7 die Korrelationsanalyse Subjektiv-Subjektiv für die Lehne-Bewertung. Hierbei korrelieren die Bewertungen für Sitz, Lehne und Fußraum, welche sich um Ganzkörperschwingung handeln, immer gut miteinander. Die Korrelationsgüte mit Lenkrad, Tür und Mittelkonsole sind insgesamt schlechter und stark unterschiedlich zwischen den Studien.

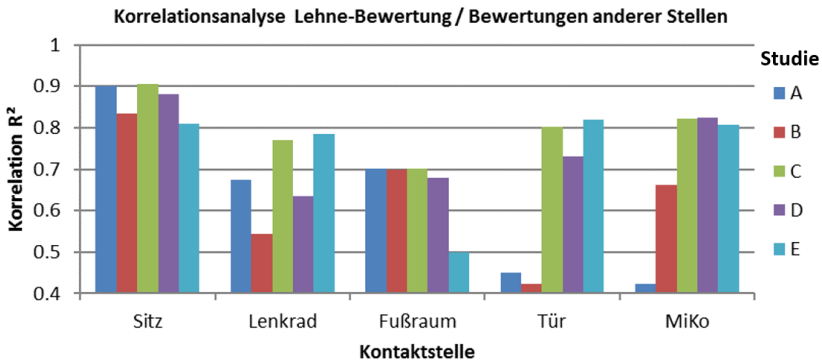


Bild 6.7: Korrelationsgüte (subjektiv-subjektiv) der Lehne-Bewertung mit den Bewertungen anderer Kontaktstellen in den 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

Diese Korrelationsanalyse Subjektiv-Subjektiv werden ebenfalls für Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole durchgeführt. Infolge der Ergebnisse, welche hier nicht grafisch dargestellt sind, korreliert die Fußraum-Bewertung gut mit den Bewertungen anderer Kontaktstellen, da Fußbodenvibration die Karosserie vibration darstellt und die Vibrationen an allen Kontaktstellen auf die Karosserie vibration zurückgeführt werden können. Für Lenkrad, Tür und Mittelkonsole zeigt es sich grundsätzlich keine subjektive Korrelation mit anderen Stellen an.

Zusammenfassend korrelieren die subjektiven Bewertungen für Sitz, Lehne und Fußraum normalerweise gut miteinander, da diese Stellen sich um Ganzkörperschwingung handeln. Im Gegensatz dazu korrelieren die Bewertungen für Lenkrad, Tür und Mittelkonsole, welche sich um Hand-Arm-Schwingung handeln, meistens weder mit Sitz-Bewertung noch miteinander.

6.1.2.3 Korrelationsanalyse Subjektiv-Objektiv

Zur Analyse der menschlichen Vibrationswahrnehmung wird die Korrelationsanalyse zwischen den subjektiven Beurteilungsnoten der Probanden und den objektiven Einzahlkennwerten, welche aus den Messdaten abgeleitet werden, durchgeführt. Als Beispiel zeigt Bild 6.8 den Zusammenhang zwischen dem objektiven Kennwert (FSS-voli-V) und den subjektiven Bewertungsnoten für Sitz in der Probandenstudie Sta-A. Der Kennwert wird aus gemessenen Vibrationssignalen an der Fahrersitzschiene vorne links (FSS-voli) mit Vektorbildung aller 3

Raumrichtungen (V) abgebildet, vgl. auch Kapitel 5.4 und 5.5. Im Bild werden insgesamt 45 Punkte für 45 Testfälle dargestellt, siehe Tabelle A.1 im Anhang A. Jeder Punkt präsentiert den Zusammenhang zwischen objektivem Kennwert und den gemittelten subjektiven Bewertungsnoten von 11 Probanden für einen Testfall mit stationärem Zustand. Es lässt sich gut erkennen, dass die subjektive Vibrationsbewertung mit zunehmenden Sitzvibrationen bzw. vergrößertem Kennwert immer schlechter geworden ist. Im Gegensatz zu einer linearen Korrelation zeigt der im Bild 6.8 zugrunde gelegte Trend eher einen exponentiellen Zusammenhang.

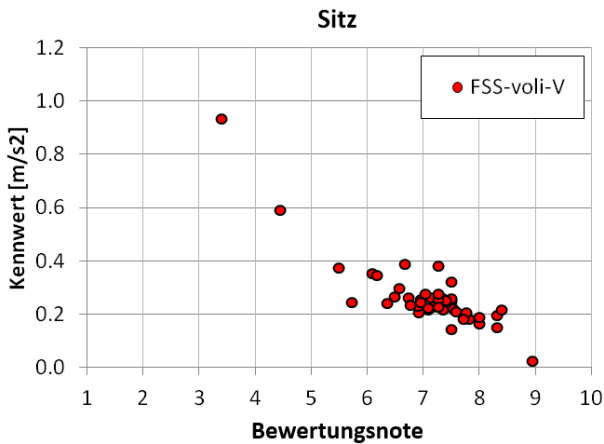


Bild 6.8: Zusammenhang zwischen objektiven Kennwerten (FSS-voli-V) und subjektiven Sitz-Bewertungen in der Probandenstudie Sta-A

Zur Beschreibung des Zusammenhangs werden hierfür, wie in Kapitel 5.6 definiert, lineares, exponentielles und Potenz-Regressionsmodell herangezogen. Bild 6.9 zeigt die 3 Regressionsmodelle zwischen objektiven und subjektiven Daten sowie die Korrelationsgüte mit Bestimmtheitsmaß R^2 jeweils von 0,77, 0,9 und 0,85, siehe auch Kapitel 2.3.4. Das exponentielle und Potenz-Modell zeigt bessere Korrelationsgüte als das lineare Modell, da menschliche Vibrationswahrnehmung nichtlinear ist (Griffin, 2007). Die Wahrnehmung der Vibrationsänderung bei niedrigem Vibrationsniveau ist deutlich empfindlicher als bei stärkerem Vibrationsniveau.

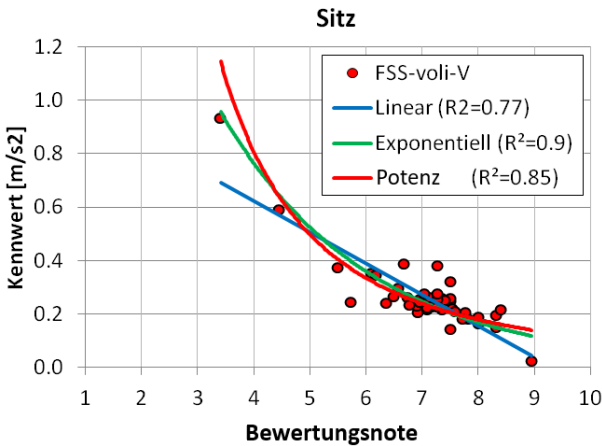


Bild 6.9: Drei Regressionsmodelle (lineares, exponentielles und Potenz-Regressionsmodell) und entsprechende Korrelationsgüte

Mithilfe der in Kapitel 5.5 beschriebenen Auswerteverfahren werden diverse Einzelkennwerte für Sitz von den Messdaten abgeleitet. Bild 6.10 zeigt die Korrelationsgüte der Einzelkennwerte an der Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) je nach Auswertungspunkt und Richtung. Die zu berücksichtigenden Auswertungspunkte sind 4 Messpunkte an der Fahrsitzschienen (FSS_voli, FSS_vore, FSS_hili, FSS_hire, siehe auch Tabelle 5.6) und die virtuellen Punkte Fahrersitzkonsole-Mittelpunkt und Fahrersitzkonsole-Referenzpunkt in translatorischer und rotatorischer Richtung (FSS_mimi, FSS_mimi_Rot, FSS_Ref, FSS_Ref_Rot), sowie die arithmetische Mittelung der Kennwerte von 4-Eckpunkten (FSS_Mn), siehe auch die Definitionen der Auswertungspunkte in Kapitel 5.5.2.

Die 5 Kurven im Diagramm entsprechen den Korrelationen in Abhängigkeit der Richtung:

- Einzelne Raumrichtungen X, Y und Z, sowie
- Vektorbildung aller 3 Raumrichtungen (V) und
- Maximalrichtung aller 3 Richtungen (MT).

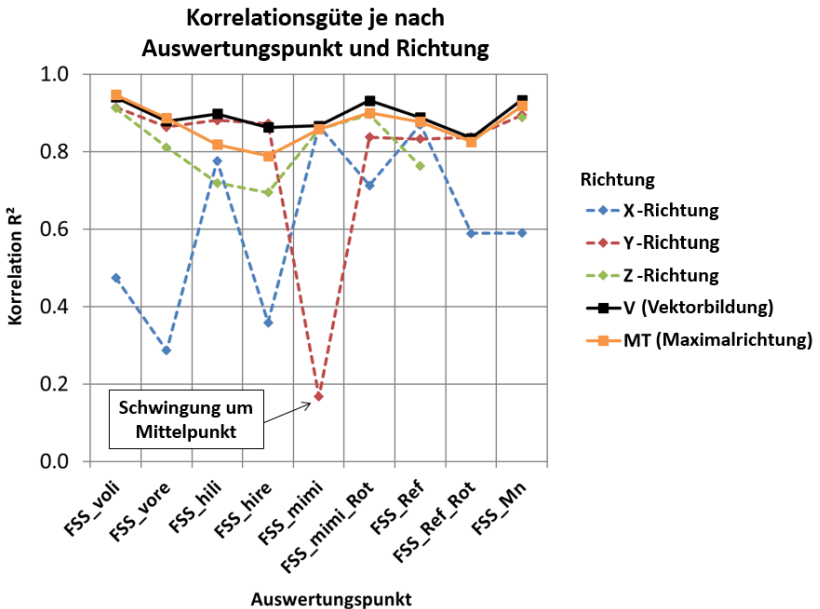


Bild 6.10: Korrelationsgüte der Kennwerte an der Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) je nach Auswertungspunkt und Richtung

Wird die Korrelationsgüte zwischen Einzelrichtungen verglichen, ist die Z-Richtung insgesamt besser als die X- und Y-Richtung, da die vertikale Richtung (Z) dominant für Sitzkomfort ist. Im Vergleich mit Einzelrichtungen liefert die Vektorbildung (V) und die Maximalrichtung (MT) mit Berücksichtigung der Vibrationsanregungen in allen 3 Raumrichtungen bessere und stabile Korrelationsgüte ($R^2 > 0,8$, siehe auch Tabelle 2.2). Bezüglich der Auswertungspunkte ist die Korrelationsgüte für Mittelpunkt (FSS_mimi) und Referenzpunkt (FSS_Ref) besser als die Kennwerte für einzelne Messpunkte, da die Vibrationen aller vier Eckpunkte an der Fahrersitzkonsole zugleich in Betracht gezogen werden. Außerdem ist im Bild zu sehen, dass Fahrersitzkonsole-Mittelpunkt eine sehr schlechte Korrelationsgüte in Y-Richtung zeigt. Es kann daran liegen, dass, wenn die Sitzkonsole um den Mittelpunkt schwingt, wird der ausgerechnete Kennwert am Mittelpunkt klein, während die Sitzschwingungen eigentlich stark sind. Neben den Auswertungspunkten wird dazu noch eine arithmetische Mittelung aus den

Kennwerten der 4-Eckpunkte (FSS_Mn) berechnet. Die Kennwerte liefern auch eine sehr gute Korrelationsgüte. Aus dem in Kapitel 5.5.2.7 erläuterten Grund wird im Rahmen der Untersuchung die Mittelung der Kennwerte für weitere Kennwertbildung herangezogen.

6.1.2.4 Wechselwirkung zwischen Kontaktstellen im Fahrzeug

Bild 6.11 stellt den Zusammenhang zwischen objektiven Kennwerten und subjektiven Bewertungen jeweils für Lenkrad und Sitz in der Probandenstudie Sta-A dar. Hierbei werden 6 Punkte jeweils mit Nummern 1–6 markiert, welche 6 Testfällen entsprechen. Es ist im oberen Bild zu sehen, dass sich die subjektiven Beurteilungen für Lenkrad mit zunehmenden Lenkradvibrationen in 2 Richtungen verzweigen. Das Vibrationsniveau bei den Testfällen 1, 2 und 3 ist insgesamt stärker als bei den Testfällen 4, 5 und 6. Allerdings werden die Testfälle 4, 5 und 6 subjektiv schlechter beurteilt. Die Korrelationsgüte für Lenkrad wird dadurch beeinträchtigt.

Zur Analyse werden dieselben 6 Testfälle auch für Sitz im unteren Bild markiert. Offensichtlich sind die Sitzvibrationen für Testfälle 4, 5 und 6 stärker als Testfälle 1, 2 und 3. Dementsprechend sind die subjektiven Beurteilungen für Sitz für Testfälle 4/5/6 schlechter. Es wird davon ausgegangen, dass die Sitzvibration in der subjektiven Bewertung für Fahrzeugschwingungen überwiegt und die Bewertung des Lenkrads beeinflusst. Bei starker Sitzvibration wie in Testfälle 4/5/6 sind die Probanden nicht in der Lage, Lenkradvibrationen unabhängig und absolut zu bewerten. Das Lenkrad kann nur richtig bewertet werden, wenn die Sitzvibration schwach dargestellt ist, wie in Testfälle 1/2/3. Daher soll zur Analyse des Schwingungskomforts des Lenkrads die Sitzvibration auch berücksichtigt werden. Diese dominante Auswirkung der Sitzvibration auf die subjektive Wahrnehmung des Fahrzeugkomforts weist hingegen darauf hin, dass die Maßnahmenentwicklung zur Verbesserung der Lenkradvibration normalerweise erst erforderlich ist, wenn die Sitzvibration schon auf ein bestimmtes Niveau reduziert wird (Cai et al., 2014⁸).

Die Wechselwirkung der Vibrationswahrnehmung zwischen Kontaktstellen kommt vor, auch wenn der Proband explizit aufgefordert wird, die Vibrationen unabhängig zu bewerten. Daher soll die in Kapitel 5.6 vorgestellte diagonale Korrelationsanalyse auch durchgeführt werden. Hierbei wird die Korrelationsanalyse der subjektiven Bewertungen nicht nur mit den Kennwerten an derjenigen Stelle, sondern mit den Kennwerten weiterer Kontaktstellen durchgeführt, um zu überprüfen, ob die

⁸ Interne Dokumentation der Daimler AG

subjektiven Vibrationswahrnehmung immer am besten durch die Kennwerte von derselben Kontaktstelle beschrieben werden kann.

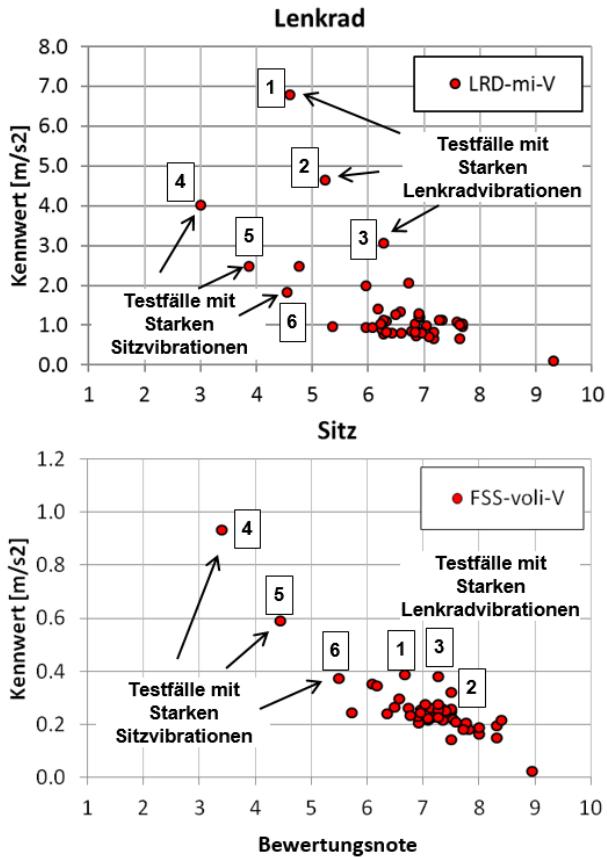


Bild 6.11: Zusammenhang zwischen objektiven Kennwerten und subjektiven Bewertungsnoten für Lenkrad (oben) und Sitz (unten) in Probandenstudie Sta-A. Hierbei sind 6 Testfälle mit Nummern 1-6 markiert

6.1.3 Analyse der Auswerteverfahren zur Kennwertbildung

Zur Ermittlung der Einzahlkennwerte von Messdaten sollen verschiedene Auswertekriterien, wie Intensität, Frequenz, Richtung und Einwirkungsstelle, berücksichtigt werden. Hierfür wurden in Kapitel 5.5 diverse Auswerteverfahren vorgestellt, damit die objektiven Einzahlkennwerte aus den mit der in Kapitel 5.4 vorgestellten Messtechnik erfassten Messdaten abgeleitet werden. In diesem Kapitel wird durch Vergleich der Korrelationsgüte zwischen diesen Auswerteverfahren analysiert, welche Auswertekriterien relevant zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen sind.

Hierbei wird zuerst im Abschnitt 6.1.3.1 durch Analyse der Kennwertgruppen untersucht, ob die subjektive Vibrationswahrnehmung immer am besten durch die Kennwerte von derselben Kontaktstelle beschrieben werden kann. Anschließend wird die Auswerteverfahren für Frequenzbewertung (siehe Kapitel 6.1.3.2) und für Richtungsbewertung (siehe Kapitel 6.1.3.3) verglichen und analysiert. An einem Zwischenfazit (siehe Kapitel 6.1.3.4) anschließend werden die Auswerteverfahren für Auswertungspunkte (siehe Kapitel 6.1.3.5) und für Auswertung der Zeitrohdaten (siehe Kapitel 6.1.3.6) analysiert. Zum Schluss wird in Kapitel 6.1.3.7 diskutiert, welches Regressionsmodell den Zusammenhang zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Kennwerten am besten beschreiben kann.

6.1.3.1 Analyse der Kennwertgruppe

An jeder Kontaktstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug werden mehrere Einzahlkennwerte durch verschiedene Auswerteverfahren abgeleitet. Zur Analyse werden hierfür alle abgeleiteten Einzahlkennwerte von einer Kontaktstelle als eine Kennwertgruppe definiert. Im Rahmen der Untersuchung werden 6 Kennwertgruppen definiert:

- Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) für WFP1.1.1;
- Kennwertgruppe Fahrersitzoberfläche (FaSiOb) für WFP1.1 und WFP1.2;
- Kennwertgruppe Lenkrad für WFP1.3;
- Kennwertgruppe Fußraum für WFP1.4;
- Kennwertgruppe Tür für WFP1.5;
- Kennwertgruppe Mittelkonsole (MiKo) für WFP1.6.

Wegen der Wechselwirkung zwischen Kontaktstellen (siehe Kapitel 6.1.2.4) ist es möglich, dass die subjektiven Bewertungen nicht nur von den Vibrationsanregungen an derjenigen Stelle, sondern auch von weiteren Kontaktstellen beeinflusst. In diesem Kapitel wird durch Korrelationsanalyse untersucht, welche

Kennwertgruppen jeweils die Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole am besten beschreiben können.

Als Beispiel zeigt Bild 6.12 die Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung jeweils mit den 6 o.g. Kennwertgruppen in der Probandenstudie Sta-A. Für eine bessere Übersicht werden für jede Kennwertgruppe jeweils die Mittelwerte (Mn) und Maximalwerte (Max) der Korrelationsgüte aller Kennwerte innerhalb dieser Kennwertgruppe dargestellt.

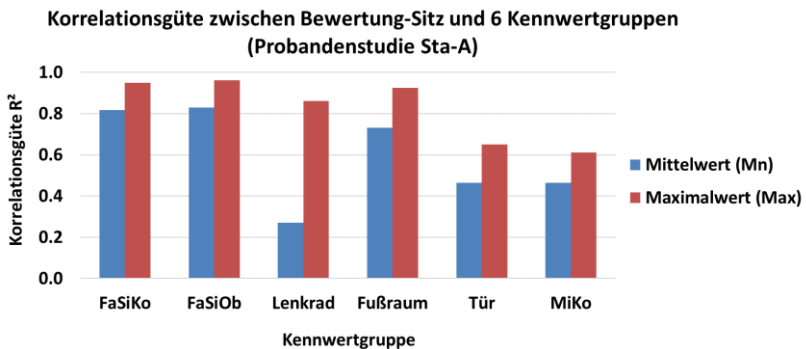


Bild 6.12: Korrelationsanalyse zwischen der Sitz-Bewertung und den Kennwertgruppen (Probandenstudie Sta-A)

Es ist zu sehen, dass die Sitz-Bewertung am besten mit der Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) und Fahrersitzoberfläche (FaSiOb) korreliert. Die kleine Differenz zwischen Maximalwert und Mittelwert weist darauf hin, dass die Kennwerte an der Fahrersitzkonsole und Fahrersitzoberfläche über ähnlich gute Korrelationsgüte verfügen. Neben Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) und Sitzoberfläche (FaSiOb) zeigt die Kennwertgruppe Fußraum auch gute Ergebnisse, da sich der Fußraum und die Sitzkonsole beiden auf dem Bodenblech befinden und objektiv nahe voneinander liegen (vgl. Kapitel 6.1.2.2). Im Gegensatz dazu verfügt die Kennwertgruppe Lenkrad über eine deutlich schlechtere Korrelationsgüte mit Mittelwert von gegen 0,25. Es ist ebenfalls eine große Differenz zwischen Mittelwert und Maximalwert zu sehen. Die Kennwertgruppe Lenkrad weist eine große Variation der Korrelationsgüte auf und korreliert meistens nicht gut mit Sitz-Bewertung. Die maximale Korrelationsgüte von über 0,8 kann daran liegen, dass manche

Kennwerte zwar zufällig mit Subjektivurteilen statistisch korrelieren, aber kein physikalischer Zusammenhang nachgewiesen werden kann. Die Korrelationsgüte der Kennwertgruppe Tür und Mittelkonsole ist insgesamt schlechter.

Entsprechend wird die diagonale Korrelationsanalyse zwischen Sitz-Bewertung und allen 6 Kennwertgruppen auch für die Probandenstudie Sta-B/C/D/E durchgeführt. Bild 6.13 stellt die Mittelwerte der Korrelationsgüte (M_n) der 6 Kennwertgruppen mit Sitz-Bewertung je nach Probandenstudie dar. Wie dargestellt korreliert die Kennwertgruppe Fahrersitzoberfläche (FaSiOb) für alle 5 Studien am besten mit Sitz-Bewertung. Die Korrelationsgüte in der Probandenstudie Sta-B ist deutlich niedriger als in den anderen Studien, was daran liegt, dass das Versuchsfahrzeug in der Studie Sta-B aufgrund kleiner Motorisierung nicht sehr starke Sitzvibrationen generieren kann, so dass die Vibrationsstreuung nicht hinreichend groß für die subjektive Beurteilung ist. Es führt zu Verringerung der Korrelationsgüte bei der statistischen Auswertung. Neben der Kennwertgruppe Fahrersitzoberfläche (FaSiOb) liefert die Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) auch gute Ergebnisse, insbesondere für Studie Sta-A/B/E. Durch diese Analyse wird bestätigt, dass die subjektiven Beurteilungen der Sitzvibrationen vor allem von Sitzvibrationen beeinflusst werden und daher am besten mit Kennwertgruppen des Sitzes korrelieren.

Analog zu Sitz wird die diagonale Korrelationsanalyse auch für Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole durchgeführt. Die Ergebnisse werden hier nicht grafisch dargestellt. Für die Bewertung der Lehne liefert die Kennwertgruppe FaSiOb gute Korrelationsgüte. Außerdem zeigt die Kennwertgruppe Mittelkonsole (MiKo) für Probandenstudie Sta-C und Sta-D auch gute Korrelation. Für das Lenkrad weist die Kennwertgruppe Lenkrad hohe Korrelationsgüte von $R^2 > 0,49$ auf, aber schlechter als die Kennwertgruppe FaSiOb in Studie Sta-A/C/E. Es wird darauf zurückgeführt, dass die Vibrationswahrnehmung am Lenkrad stark von der Sitzvibration beeinflusst wird. Diese Auswirkung ist auch von Versuchsfahrzeug und den dargestellten Vibrationszuständen abhängig. Bei der Fußraum-Bewertung liefert die Kennwertgruppe Fußraum insgesamt die beste Korrelationsgüte. Zudem bietet die Kennwertgruppe des Sitzes ebenfalls sehr gute Ergebnisse an. Die Beurteilung für Tür und Mittelkonsole korreliert jeweils am besten mit den Kennwertgruppen derselben Kontaktstelle.

Zusammenfassend korrelieren die Bewertungen für Sitz und Lehne am besten mit den Kennwerten der Sitzkonsole (FaSiKo) und Sitzoberfläche (FaSiOb). Die Beurteilungen für Fußraum, Tür und Mittelkonsole korrelieren jeweils am besten mit den Kennwertgruppen derselben Kontaktstelle. Die Bewertung der Lenkradvibration korreliert je nach Studie entweder mit Kennwerten des

Lenkrads oder mit Kennwerten des Sitzes. Die Kennwertgruppen FaSiKo und FaSiOb können die meisten Kontaktstellen mit guter Korrelationsgüte beschreiben, da die Sitzvibration überwiegend den Gesamteindruck des Fahrzeugkomforts bildet und die Vibrationswahrnehmung an den anderen Stellen beeinflusst.

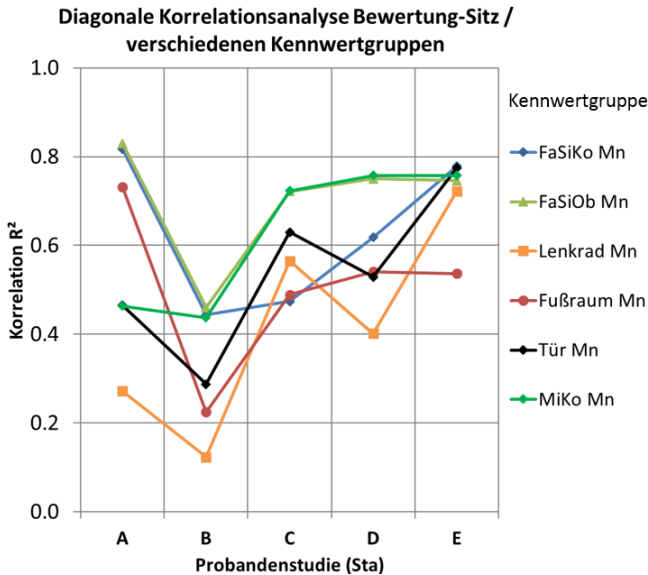


Bild 6.13: Diagonale Korrelationsanalyse zwischen Sitz-Bewertung und Kennwertgruppen in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

In den nächsten Kapiteln wird näher untersucht, welche Auswertekriterien (in Bezug auf Frequenzbewertung, Richtungsbewertung und Auswertungspunkte) zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung relevant sind.

6.1.3.2 Analyse der Frequenzbewertung

Mithilfe der in Kapitel 5.5.4 vorgestellten Auswerteverfahren zur Frequenzbewertung wird die frequenzabhängige Vibrationswahrnehmung durch Verwendung von Bewertungsgewichtung und Bandpassfilter bei der Kennwertbildung berücksichtigt. In diesem Abschnitt wird zuerst durch Vergleich der Korrelationsgüte der Kennwerte

mit und ohne Frequenzbewertung die Effektivität der neu definierten Gewichtungen, Neu Wgks für Ganzkörperschwingungen und Neu Wh für Hand/Arm-Schwingungen, diskutiert, siehe Bild 5.12 in Kapitel 5.5.4. Anschließend wird der Einfluss der Frequenzanteile auf die Korrelationsgüte durch Verwendung von verschiedenen Frequenzbändern analysiert. Hierbei werden zur Analyse die Kennwerte von allen 5 Probandenstudien gemeinsam betrachtet.

Einfluss der Frequenzbewertung mit neu definierten Gewichtungen

Anhand der Analyse in Kapitel 6.1.3.1 korreliert die Vibrationswahrnehmung für Sitz am besten mit der Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) und Fahrersitzoberfläche (FaSiOb). Zur Analyse des Einflusses der Frequenzbewertung wird die Korrelationsgüte zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung verglichen. Bild 6.14 zeigt Differenzen der gemittelten Korrelationsgüte R^2 (M_n) zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung je nach Auswertungsrichtung. Dargestellt sind die Korrelationsgüte der Sitzbewertung jeweils mit der Kennwertgruppe FaSiKo und FaSiOb für die 5 Probandenstudien. Bezüglich der Auswertungsrichtung werden die einzelne Raumrichtung X/Y/Z sowie die Vektorbildung (V) und die Maximalrichtung (MT) aller 3 Richtungen berücksichtigt.

Wie im linken Bild dargestellt sind für die Kennwertgruppe FaSiKo die Differenzen der Korrelationsgüte zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung größer als null. D.h. die Frequenzbewertung verbessert die Korrelationsgüte der meisten Kennwerte. Diese Verbesserung ist dennoch unterschiedlich zwischen Auswertungsrichtungen und Probandenstudien zu sehen. Für Probandenstudie Sta-C hat die Frequenzbewertung die Korrelationsgüte der Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) deutlich (um etwa 0,3) verbessert, während die Verbesserung bei anderen Studien kleiner als 0,2 beträgt. Denn in Probandenstudie Sta-C waren mehrere Betriebszustände mit kritischem niederfrequentem Vibrationsanteil vorhanden, die mit schlechten Noten beurteilt wurden. Durch Vergleich der Differenzen zwischen linkem und rechtem Bild ist es außerdem zu bemerken, dass die Auswirkung der Frequenzbewertung für die Kennwerte der Sitzkonsole (im linken Bild) stärker als für Sitzoberfläche (im rechten Bild) ist. Die Frequenzbewertung verbessert die Kennwerte von Sitzoberfläche nur in der Studie Sta-C um mehr als 0,1. Für die anderen Studien sind die Differenzen der Korrelationsgüte nur geringfügig. Es liegt hauptsächlich daran, dass das Sitzkissen die hochfrequenten Anregungen der Sitzkonsole dämpfen kann und ihre Übertragungsfunktion über Frequenz ähnlich wie die Gewichtungen funktioniert. Für die Lehne-Bewertung ist der Einfluss der Frequenzbewertung auf die

Korrelationsgüte der Kennwerte sehr ähnlich wie beim Sitz. Die Ergebnisse werden hier nicht grafisch dargestellt.

Differenz der Korrelationsgüte zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung (zur Beschreibung der Sitz-Bewertung)

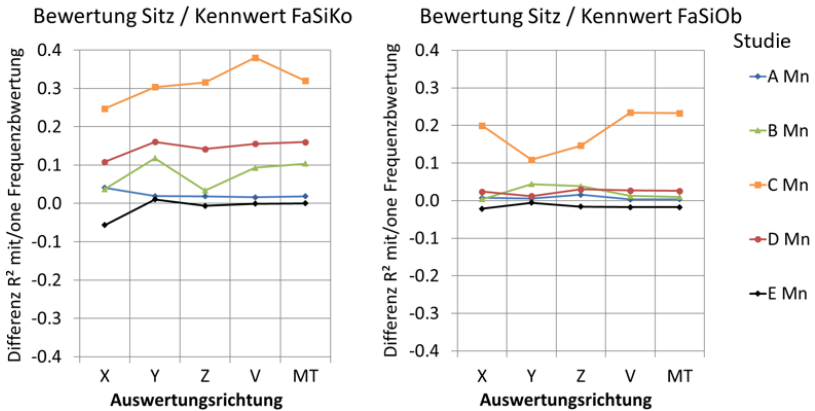


Bild 6.14: Differenz der Korrelationsgüte zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung (links: Bewertung Sitz / Kennwert FaSiKo; rechts: Bewertung Sitz / Kennwert FaSiOb)

Analog wird diese Analyse für weitere Kontaktstellen durchgeführt. Bild 6.15 zeigt die Differenz der gemittelten Korrelationsgüte R^2 zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung für Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole. Hierbei sind nur die Kennwerte mit der Auswertungsrichtung Vektorbildung (V) dargestellt. Es ist im Bild zu sehen, dass die Frequenzbewertung die Lenkrad-Kennwerte nur für Probandenstudie Sta-C aufgrund der kritischen Testfälle mit niederfrequenten Anregungen verbessert. Für andere Studien sind die Verbesserungen der Korrelationsgüte kleiner als 0,05. Für Fußraum, Tür und Mittelkonsole ist die Auswirkung der Frequenzbewertung uneinheitlich und stark unterschiedlich zwischen Probandenstudien zu finden.

Zusammenfassend verbessert die Frequenzbewertung mit neu definierten Gewichtungen (Neu Wgks und Neu Wh) die Korrelationsgüte der Kennwerte für Sitz, Lehne und Lenkrad. Daher werden zur Auswertung der Kennwerte für

Sitz, Lehne und Lenkrad die neu definierten Gewichtungen herangezogen. Im Gegensatz dazu wird für Fußraum, Tür und Mittelkonsole keine einheitliche Verbesserung durch die Analyse bestätigt, daher wird für solche Stellen keine Frequenzbewertung zur Auswertung verwendet.

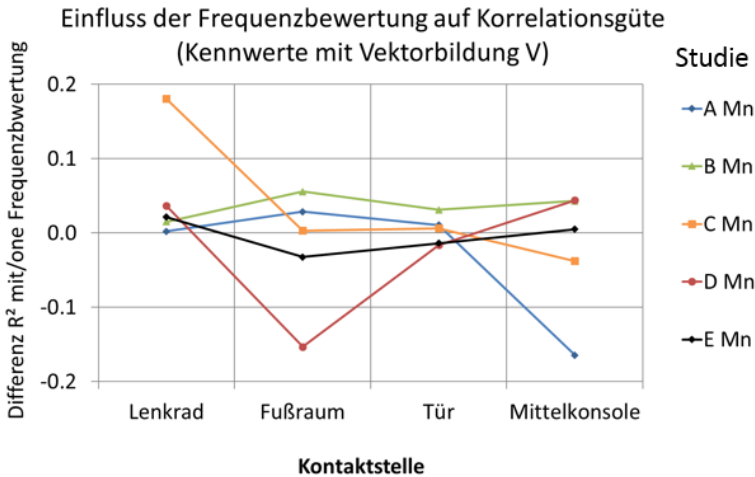


Bild 6.15: Differenz der Korrelationsgüte zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung für Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole

Einfluss der Frequenzanteile

Zur Untersuchung der fühlbaren Fahrzeugschwingungen, welche vom Antriebsstrang in konventionell angetriebenen Fahrzeugen induziert werden, werden im Rahmen der Forschungsarbeit die Schwingungsanregungen bis zum 250Hz (vgl. Kapitel 2.2.3 und Kapitel 4) berücksichtigt. Zur Überprüfung, ob der gesamte Frequenzbereich 1~250Hz zur Beschreibung der menschlichen Wahrnehmung der antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen relevant bzw. notwendig ist, werden hierbei die nachstehenden fünf Frequenzbänder zur Datenauswertung herangezogen.

- 1~250Hz
- 30~150Hz

- 30~250Hz
- 50~150Hz
- 50~250Hz

Bild 6.16 zeigt die Korrelationsgüte der Kennwerte, die mit den 5 o.g. Frequenzbändern ausgewertet werden, in Probandenstudie Sta-A. Für die 6 Kontaktstellen (Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole) sind die Korrelationsgüte der Kennwerte je nach eingesetztem Frequenzband darzustellen. Hierbei bezieht sich die gemittelte Korrelationsgüte nur auf die Kennwerte mit Vektorbildung aller 3 Richtungen ohne Frequenzbewertung.

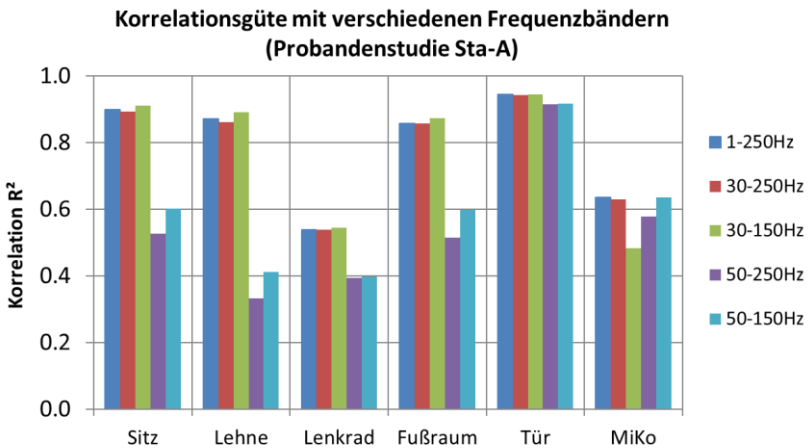


Bild 6.16: Korrelationsgüte der Kennwerte mit verschiedenen Frequenzbändern (Probandenstudie Sta-A)

Wie dargestellt unterscheiden sich die Korrelationsgüte der Kennwerte mit verschiedenen Frequenzbändern. Für Sitz stellen sich die Frequenzbänder 1~250Hz, 30~250Hz und 30~150Hz vergleichbaren Korrelationsgüte dar. Davon wird es ausgegangen, dass der Einfluss der Frequenzanteile 1~30Hz und 150~250Hz auf die subjektive Vibrationswahrnehmung am Sitz geringfügig ist. Es kann gut daran liegen, dass der große Teil der Vibrationsanregung unterhalb von 30Hz von Rädern induziert wird und daher für subjektive Beurteilung von Probanden

ausgeblendet wird. Die Frequenzanteile 150–250Hz werden normalerweise stark vom Sitzkissen gedämpft und beeinflussen daher die Vibrationswahrnehmung nicht deutlich. Dagegen zeigen die Kennwerte mit dem Frequenzband 50–250Hz und 50–150Hz eine deutlich geringere Korrelation, was bedeutet, dass der Frequenzanteil 30–50Hz relevant für die Vibrationswahrnehmung am Sitz ist. Der Einfluss der Frequenzbänder auf die Kennwerte für Lehne und Fußraum stellt sich sehr ähnlich wie für den Sitz dar, da es sich bei solchen Stellen um Ganzkörperschwingungen handelt.

Für das Lenkrad zeigt die Frequenzbänder 1–250 Hz, 30–250 Hz und 30–150 Hz vergleichbare Korrelationsgüte. Gleich wie beim Sitz ist die Anregung 30–50 Hz auch relevant für die Lenkrad-Bewertung. Daher zeigen die Kennwerte mit Frequenzband 50–250Hz und 50–150Hz auch geringere Korrelation, aber die Unterschiede sind deutlich kleiner als beim Sitz, da Hand und Arm im Bereich 50–70 Hz am empfindlichsten für Fahrzeugvibrationen sind, siehe Kapitel 5.5.4. Für Tür und Mittelkonsole ist der Einfluss der verschiedenen Frequenzbänder noch schwächer.

Analog wird der Einfluss der Frequenzbänder für die Kennwerte aus den anderen Probandenstudien Sta-B/C/D/E untersucht. Wegen verschiedener Versuchsfahrzeuge und Testfälle sind die Korrelationsgüte zwischen Probandenstudien unterschiedlich. Allerdings stellt sich der Einfluss der Frequenzbänder bei der Datenauswertung zwischen Probandenstudien ähnlich dar⁹.

Zusammenfassend beeinflussen die Vibrationsanregungen im Bereich 30–250Hz stark die subjektive Wahrnehmung der antriebsstrangerregten Fahrzeugvibrationen. Die Vibrationsanregung unterhalb von 30Hz im Fahrzeug wird zum großen Teil von Rädern induziert. Deswegen werden zur Analyse antriebsstrangerregter Fahrzeugvibrationen die Frequenzanteile unterhalb von 30Hz nicht berücksichtigt. Für weitere Auswertungen im Rahmen der Forschungsarbeit wird beruhend auf den im Bild 5.12 vorgestellten Gewichtungen generell der Frequenzband 30–250Hz herangezogen.

6.1.3.3 Analyse der Richtungsbewertung

In diesem Abschnitt wird durch Vergleich der Kennwerte mit verschiedenen Richtungsbewertungen analysiert, welche Auswerteverfahren zur

⁹ Die Ergebnisse sind hier nicht dargestellt

Richtungsbewertung (siehe Kapitel 5.5.3) am besten die subjektive Vibrationswahrnehmung beschreiben können.

Bild 6.17 zeigt die Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit den Kennwerten von verschiedenen Auswertungsrichtungen. Dargestellt sind maximale Korrelationsgüte der Kennwerte der Kennwertgruppen FaSiKo und FaSiOb in 5 Probandenstudien. Zu den Auswertungsrichtungen gehören 3 einzelne Raumrichtungen (X, Y und Z), Vektorbildung (V) und Maximalrichtung (MT) aller 3 Richtungen. Dazu wird für Vektorbildung und Maximalrichtung noch die Richtungsbewertung verwendet (VB und MTB), um die unterschiedliche Vibrationswahrnehmung je nach Einwirkungsrichtung zu berücksichtigen, siehe Kapitel 5.5.3. Da die Frequenzbewertung die Korrelationsgüte der Sitz-Kennwerte verbessert, werden hierbei alle Kennwerte von FaSiKo und FaSiOb mit Frequenzbewertung ausgewertet und mit „_W“ bezeichnet.

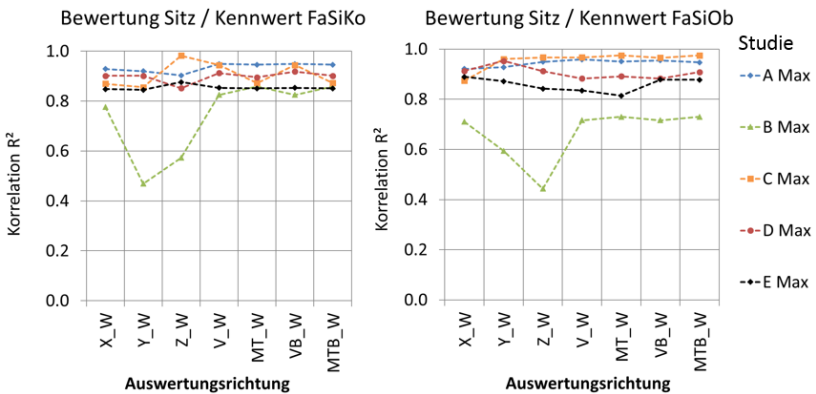


Bild 6.17: Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit Kennwerten FaSiKo (links) und FaSiOb (rechts) je nach Auswertungsrichtung in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

Wie im Bild dargestellt, korrelieren die Kennwerte des Sitzes mit Richtungsbewertung Vektorbildung (V) und Maximalrichtung (MT) am besten mit den subjektiven Beurteilungen. Die Kennwerte FaSiKo mit Vektorbildung aller 3 Richtungen korrelieren am besten (mit $R^2 > 0,81$). Die Maximalrichtung bietet auch eine gute Korrelationsgüte an. Gemäß ISO-Norm (ISO 2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) wird die Gewichtung der Richtungsbewertung für Sitzvibration für alle 3

Raumrichtungen gleich definiert. Daher hat die Richtungsbewertung keinen Einfluss auf die Ergebnisse.

Für die Lehne-Bewertung wird die Korrelationsanalyse mit den Kennwertgruppen FaSiKo und FaSiOb durchgeführt. Bild 6.18 stellt die Auswertungsergebnisse dar. Gleich wie beim Sitz korrelieren die Kennwerte FaSiKo mit Vektorbildung (V) am besten mit den Beurteilungen der Lehne (mit $R^2 > 0,81$). Die Maximalrichtung (MT) bietet hierfür auch eine sehr gute Korrelationsgüte an. Die Kennwerte FaSiOb in X-Richtung zeigen insgesamt sehr gute Ergebnisse, was auch bestätigt, dass der Mensch am empfindlichsten für die Lehnenvibrationen in X-Richtung ist. Die Richtungsbewertung bringt keine Verbesserung für die Kennwerte der Sitzoberfläche.

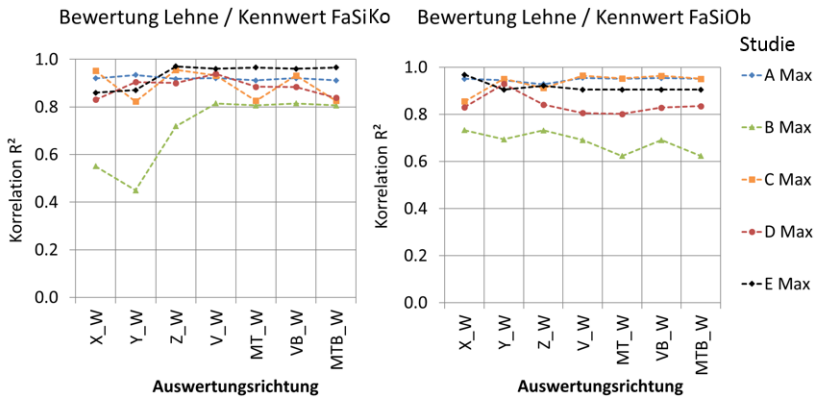


Bild 6.18: Korrelationsgüte der Lehne-Bewertung mit Kennwerten FaSiKo (links) und FaSiOb (rechts) je nach Auswertungsrichtung in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E

Analog wird die Analyse auch für Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole durchgeführt. Die Ergebnisse werden hier grafisch nicht dargestellt. Die subjektive Komfortbeurteilung für das Lenkrad wird nicht nur von Lenkradvibration, sondern auch von Sitzvibration beeinflusst, insbesondere wenn der Sitz eine starke Vibration aufweist, siehe Kapitel 6.1.2.4. Aus diesem Grund wird für Lenkrad-Bewertung die Korrelationsanalyse sowohl mit den Kennwerten Lenkrad als auch mit den Kennwerten FaSiKo durchgeführt. Anders als die Kennwerte für Sitz und Lehne korrelieren die Kennwerte des Lenkrads in Z-Richtung am besten mit der Lenkrad-

Bewertung (mit $R^2 > 0,81$). Außerdem liefern die Kennwerte mit Vektorbildung (V) und Maximalrichtung (MT) auch sehr gute Ergebnisse. Neben den Lenkrad-Kennwerten korrelieren die Kennwerte von FaSiKo mit Vektorbildung (V) auch sehr gut mit den Lenkrad-Bewertungen. Die Richtungsbewertung bringt keinen Vorteil für die Kennwerte des Lenkrads.

Unter Berücksichtigung der Einflüsse der Sitzvibrationen auf die Bewertung der Fußraumvibration wird die Korrelationsanalyse für Fußraum mit den Kennwerten Fußraum (links) und FaSiKo (rechts) durchgeführt. Da sich die Korrelationsgüte der Fußraum-Kennwerte nicht durch Frequenzbewertung verbessert (vgl. Kapitel 6.1.3.2), werden hierbei nur Kennwerte ohne Frequenzbewertung dargestellt. Für die meisten Probandenstudien korrelieren die Fußraum-Kennwerte mit Vektorbildung (V) am besten mit den subjektiven Beurteilungen. Die FaSiKo-Kennwerte mit Vektorbildung (V) korrelieren gut mit den Fußraum-Bewertung mit $R^2 > 0,6$. Die Richtungsbewertung zeigt keine Verbesserung für die Korrelationsgüte.

Für die Bewertung der Armauflage der Tür korrelieren die Tür-Kennwerte mit Vektorbildung (V) und Maximalrichtung (MT) am besten mit den Tür-Bewertungen mit Mittelwert $> 0,9$. Die Kennwerte in einer Richtung X/Y/Z liefern zwar gute Ergebnisse für manche Studien, aber die Auswirkung unterscheidet sich stark zwischen den Studien. Es ist keine positive Auswirkung der Richtungsbewertung auf die Korrelationsgüte nachweislich zu sehen.

Analog wie bei der Tür korrelieren die Mittelkonsole-Kennwerte mit Vektorbildung (V) gut mit den subjektiven Beurteilungen mit R^2 -Wert $> 0,6$. Die Maximalrichtung (MT) funktioniert insgesamt schlechter als die Vektorbildung. Die Richtungsbewertung zeigt ebenfalls keine positive Auswirkung für die Mittekonsolen-Kennwerte.

Zusammenfassend zeigt für die meisten Kontaktstellen die Auswerteverfahren Vektorbildung (V) die beste Korrelationsgüte, wenn die Vibrationssignale aller 3 Richtungen zugleich zur Kennwertbildung berücksichtigt werden. Nur beim Lenkrad korrelieren die Kennwerte in Z-Richtung am besten mit der Lenkrad-Bewertung. Die Richtungsbewertung, die die Vibrationsanregungen je nach Richtung mit verschiedenen Faktoren auswertet, verbessert die Korrelationsgüte der Kennwerte nicht.

6.1.3.4 Zwischenfazit

Durch Analyse verschiedener Auswerteverfahren für Kennwertgruppe, Frequenzbewertung und Richtungsbewertung wird in Kapitel 6.1.3.1 ~ Kapitel 6.1.3.3 bestimmt, welche Auswerteverfahren zur Modellierung der menschlichen

Vibrationswahrnehmung relevant sind. Hierbei werden die relevanten Auswerteverfahren zur Kennwertbildung zusammengefasst.

Die Vibrationsbewertung für die Kontaktstelle Lenkrad, Tür und Mittelkonsole können jeweils durch die Kennwertgruppe von derselben Stelle beschrieben werden. Im Gegensatz dazu korrelieren die Vibrationsbewertungen für Sitz, Lehne und Fußraum am besten mit den Kennwerten des Sitzes. Hierfür funktioniert die Kennwertgruppe Fahrersitzkonsole (FaSiKo) mit Frequenzbewertung am besten. Die Kennwertgruppe Fahrersitzoberfläche (FaSiOb) liefert insgesamt auch sehr gute Ergebnisse. Die Frequenzbewertung verbessert die Korrelationsgüte der Kennwerte für Sitz und Lenkrad, aber ist nicht notwendig für die Kennwertbildung für Fußraum, Tür und Mittelkonsole. Bezüglich Auswertungsrichtung verfügen die Kennwerte mit Vektorbildung (V) über die beste Korrelationsgüte. Allerdings korrelieren die Lenkrad-Kennwerte in Z-Richtung am besten mit der Lenkrad-Bewertung. Die Richtungsbewertung verbessert die Korrelationsgüte der Kennwerte nicht. In Tabelle 6.3 werden die Auswerteverfahren zur Kennwertbildung aufgeführt.

Tabelle 6.3: Auswerteverfahren zur Kennwertbildung für die 6 relevanten Kontaktstellen

Kontaktstelle	Kennwertgruppe und Auswerteverfahren			
	Kennwertgruppe	Auswertungsrichtung	Richtungsbewertung	Frequenzbewertung
Sitz	FaSiKo	Vektorbildung	Nein	Ja
Lehne	FaSiKo	Vektorbildung	Nein	Ja
Lenkrad	Lenkrad	Z-Richtung	Nein	Ja
Fußraum	FaSiKo	Vektorbildung	Nein	Nein
Tür	Tür	Vektorbildung	Nein	Nein
Mittelkonsole	Mittelkonsole	Vektorbildung	Nein	Nein

6.1.3.5 Analyse der Auswertungspunkte

Zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum beinhalten die Auswertungspunkte sowohl reale Messpunkte als auch virtuelle Punkte, siehe Tabelle 5.6 und Tabelle 5.7. In diesem Abschnitt wird durch

Vergleich der Korrelationsgüte der Kennwerte an verschiedenen Auswertungspunkten untersucht, welche Auswertungspunkte die subjektive Vibrationswahrnehmung am besten beschreiben können.

Sitz

Die subjektive Bewertung der Sitzvibration wird durch die Kennwertgruppen der Sitzkonsole und der Sitzoberfläche gut beschrieben (vgl. Kapitel 6.1.3.1), daher wird zur Untersuchung der Sitzvibrationen die Auswertungspunkte an der Fahrersitzkonsole WFP1.1.1 und an der Sitzoberfläche WFP1.1 berücksichtigt. Als Beispiel zeigt Bild 6.19 die Korrelationsgüte der Kennwerte an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E. Hierbei sind maximale Korrelationsgüte aller Kennwerte von einem Auswertungspunkt dargestellt und daher mit „Max“ bezeichnet. An der Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) werden insgesamt 7 Auswertungspunkte berücksichtigt. Dazu gehören neben den 4 Messpunkten noch 3 virtuelle Punkte (Fahrersitzschiene-Mittelpunkt FSS_mimi, Fahrersitzschiene-Referenzpunkt FSS_Ref und Fahrersitzschiene-Sitzkissen-Referenzpunkt FSS_RefSK) in translatorischer und in rotatorischer Richtung, siehe Tabelle 5.6 und Tabelle 5.7. Außerdem werden Mittelwert und Maximalwert der Kennwerte an den Fahrersitzschienen FSS_Mn und FSS_Max (siehe Kapitel 5.5.2.7) auch dargestellt, siehe Bild 6.19 im linken Bereich. Für die Sitzkissenoberfläche WFP1.1 werden neben den 3 Messpunkten noch 4 Auswertungspunkte sowie Mittelwert und Maximalwert aus den Kennwerten der 3 Messpunkte der Sitzoberfläche (siehe Kapitel 5.4, Kapitel 5.5.2.2, Kapitel 5.5.2.7) im rechten Bereich des Bilds dargestellt.

Es ist im Bild zu sehen, für Probandenstudie Sta-B und Sta-C sind die Korrelationsgüte stark unterschiedlich zwischen den Auswertungspunkten, während die Unterschiede bei anderen 3 Probandenstudien (Sta-A, Sta-D und Sta-E) nur geringfügig sind. Dies liegt hauptsächlich an der dargestellten Schwingform des Sitzes. Bei dem Betriebszustand mit komplexer Schwingform stellen sich die Vibrationszustände an verschiedenen Auswertungspunkten des Sitzes deutlich unterschiedlich dar und daher zeigt es einen großen Unterschied zwischen den Auswertungspunkten. Die Kennwerte an den virtuellen Auswertungspunkten, welche die Messsignale mehrerer Messpunkte zugleich berücksichtigen, zeigen keine signifikant bessere Korrelationsgüte als die Kennwerte am einzelnen Messpunkt. Die Fahrersitzkonsole-Kennwerte (im linken Bereich) liefern generell gute Korrelationsgüte. Nur in der Probandenstudie Sta-B zeigen die Kennwerte am Auswertungspunkt Mittelpunkt (FSS_mimi) und Referenzpunkt (FSS_Ref) relativ schlechtere Ergebnisse. Insgesamt verfügen die Auswertungspunkte FSS_hili, FSS_hire, FSS_Mn, FSS_Max und FSS_RefSK über die beste Korrelationsgüte mit

$R^2 > 0,7$. Die Vorteile gegenüber anderen Auswertungspunkten sind jedoch nicht deutlich. Für Sitzkissen (im rechten Bereich) zeigen alle Auswertungspunkte gute Ergebnisse. Nur der Mittelpunkt des Sitzkissens in rotatorischer Richtung liefert geringfügig schlechtere Korrelation. Insgesamt liefern die Kennwerte der Fahrersitzkonsole und des Sitzkissens eine vergleichbare Korrelationsgüte.

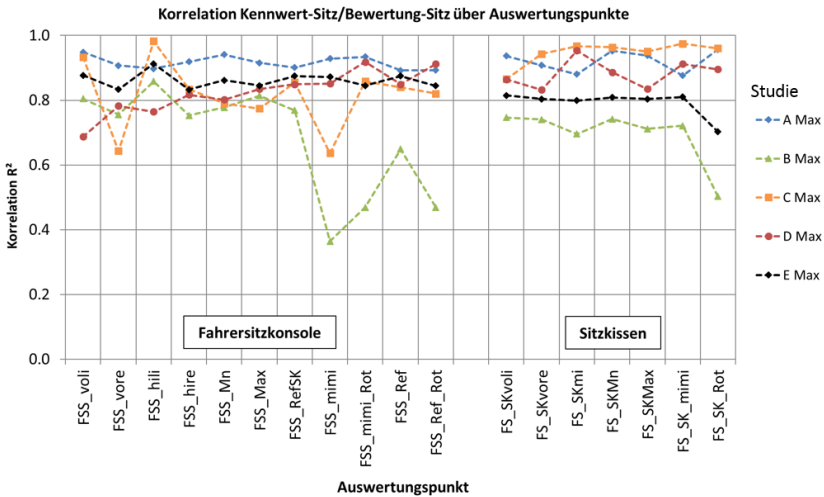


Bild 6.19: Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit den Kennwerten Fahrersitzkonsole (links) und Sitzkissen (rechts) an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Wie in Kapitel 6.1.3.2 und Kapitel 6.1.3.3 analysiert, korrelieren die Sitz-Kennwerte mit Vektorbildung aller 3 Richtungen und Frequenzbewertung am besten mit den subjektiven Beurteilungen, siehe auch Tabelle 6.3. Daher werden die Korrelationsgüte der Kennwert mit Vektorbildung und Frequenzbewertung (V_W) im Bild 6.20 dargestellt. Im Vergleich mit den im Bild 6.19 dargestellten Maximalwerten liefern die Kennwerte im Bild 6.20 auch sehr gute Korrelationsgüte, was das Fazit nochmal bestätigt, dass die Sitz-Kennwerte mit Vektorbildung und Frequenzbewertung am besten die subjektive Beurteilung beschreiben können. Insgesamt bieten hierbei die Auswertungspunkte FSS_hili, FSS_Mn und FS_SK die beste Korrelationsgüte (mit $R^2 > 0,7$) an.

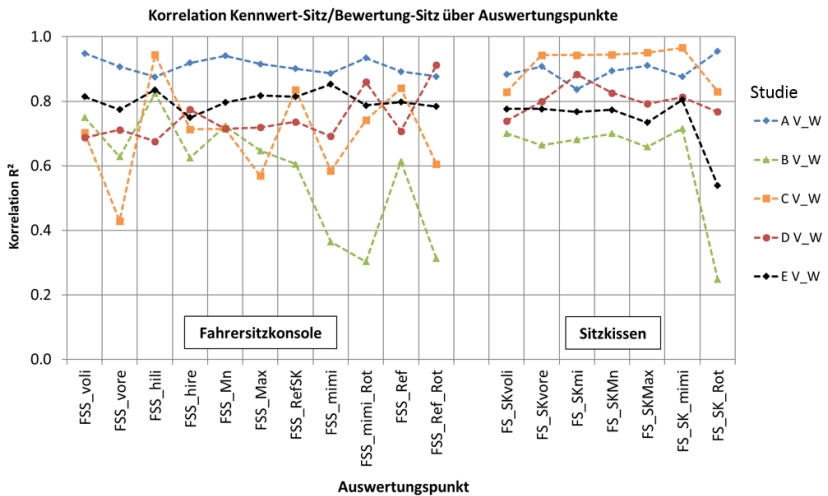


Bild 6.20: Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit den Kennwerten Fahrersitzkonsole (links) und Sitzkissen (rechts) mit Frequenzbewertung und Vektorbildung (V_W) an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Um den Einfluss der Frequenzbewertung nochmal zu untersuchen, zeigt Bild 6.21 die Differenz der Korrelationsgüte R^2 zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung ($V_W - V$). Alle Kennwerte sind mit Vektorbildung aller 3 Richtungen (V). Es ist zu sehen, dass die Differenzen für nahezu alle Auswertungspunkte größer als null sind. D.h. die Kennwerte mit Frequenzbewertung verfügen über bessere Korrelationsgüte als die Kennwerte ohne Frequenzbewertung, was nochmal bestätigt, dass die Frequenzbewertung die Korrelationsgüte der Sitz-Kennwerte verbessert. Diese Verbesserung ist bei den Kennwerten der Fahrersitzkonsole stärker zu sehen als beim Sitzkissen, da die Übertragungsfunktion des Sitzkissens äquivalent zu den herangezogenen Gewichtungen der Frequenzbewertung funktioniert, was zu dem verringerten Verbesserungseffekt führt.

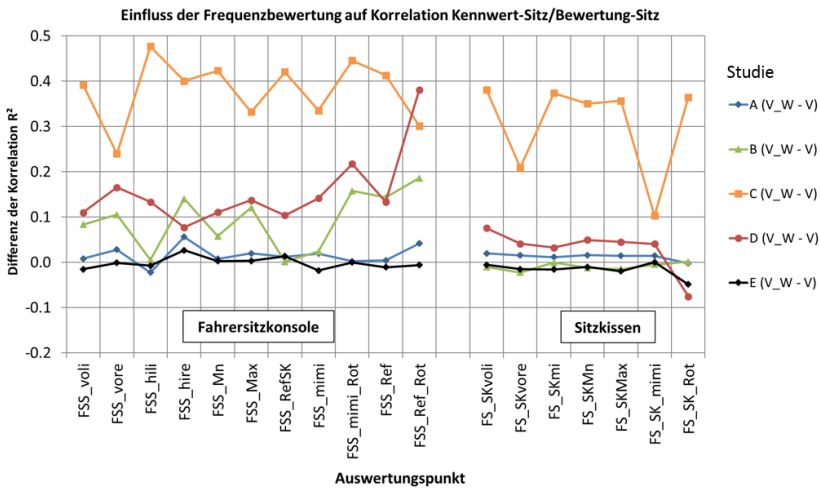


Bild 6.21: Einfluss der Frequenzbewertung auf die Korrelationsgüte von Kennwerten für Sitz-Bewertung. Dargestellt sind Differenzen der Korrelationsgüte R^2 zwischen den Kennwerten mit und ohne Frequenzbewertung ($V_W - V$). Alle Kennwerte sind mit Vektorbildung aller 3 Richtungen (V)

Zusammenfassend korrelieren die Kennwerte Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) am Auswertungspunkt Fahrersitzschiene hinter links (FSS_hili), Fahrersitzschiene-Mittelwert (FSS_Mn) und Fahrersitzschiene-Referenzpunkt (FSS_Ref) am besten mit den subjektiven Bewertungen der Sitzvibration. Andererseits liefern die Kennwerte Sitzkissen (WFP1.1) am Auswertungspunkt Fahrersitzkissen-Mittelpunkt (FS_SK_mimi) und Fahrersitzkissen-Mittelwert (FS_SKMn) ebenfalls vergleichbar gute Ergebnisse. Es wurde noch bestätigt, dass die Sitz-Kennwerte mit Vektorbildung aller 3 Richtungen und Frequenzbewertung am besten die subjektiven Komfortwahrnehmung am Sitz beschreiben können.

Lehne

Die subjektive Beurteilung der Vibrationen an der Lehne wird am besten durch die Kennwerte der Fahrersitzkonsole und des Lehnenkissens beschrieben (siehe Kapitel 6.1.3.1). Dementsprechend stellt Bild 6.22 die maximale Korrelationsgüte

der Kennwerte der Fahrersitzkonsole und des Lehnenkissens dar. Dazu gehören neben den Auswertungspunkten der Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) noch 4 Auswertungspunkte sowie Mittelwert und Maximalwert aus den Kennwerten der Lehnenoberfläche (WFP1.2), siehe Tabelle 5.6 und Tabelle 5.7.

Es ist zu sehen, dass die Kennwerte der Fahrersitzkonsole und des Lehnenkissens insgesamt vergleichbar gute Ergebnisse darstellen. Die Unterschiede zwischen den realen Messpunkten und den virtuellen Punkten sind klein. Die Auswertungspunkte FSS_Mn, FS_RLMn und FS_RLMax zeigen die beste Korrelationsgüte mit $R^2 > 0,7$. Die einzelnen Messpunkte FSS_voli, FSS_vore, FSS_hili sowie FS_RLunt liefern auch gute Korrelation mit $R^2 > 0,7$.

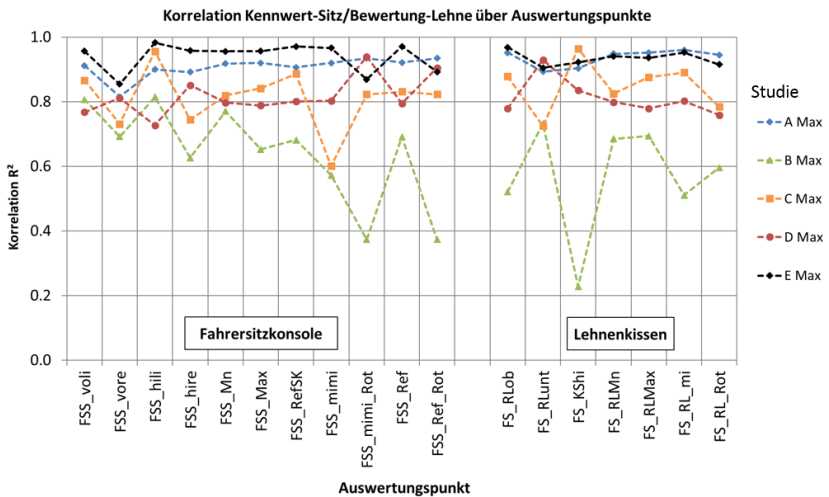


Bild 6.22: Korrelationsgüte der Lehne-Bewertung mit den Kennwerten Fahrersitzkonsole (links) und Lehnenkissen (rechts) an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Gegenüber den Maximalwerten im Bild 6.22 zeigt Bild 6.23 die Korrelationsgüte der Kennwerte mit Frequenzbewertung und Vektorbildung aller 3 Richtungen (V_W). Gleich wie beim Sitz liefern hierbei die Kennwerte für Lehne ebenfalls eine nur geringfügig geringere Korrelationsgüte im Vergleich mit den Maximalwerten. Damit wird festgestellt, dass die Kennwerte, welche durch Vektorbildung der Messsignale

von 3 Richtungen ausgewertet werden, sehr gut mit der subjektiven Beurteilung der Lehnevibration korrelieren. Zudem haben die Kennwerte mit Frequenzbewertung deutlich bessere Korrelationsgüte als die ohne Frequenzbewertung. Diese Auswirkung ist für die Kennwerte der Fahrersitzkonsole deutlich stärker zu sehen als beim Lehnenkissen. Die Ergebnisse werden hier nicht grafisch dargestellt.

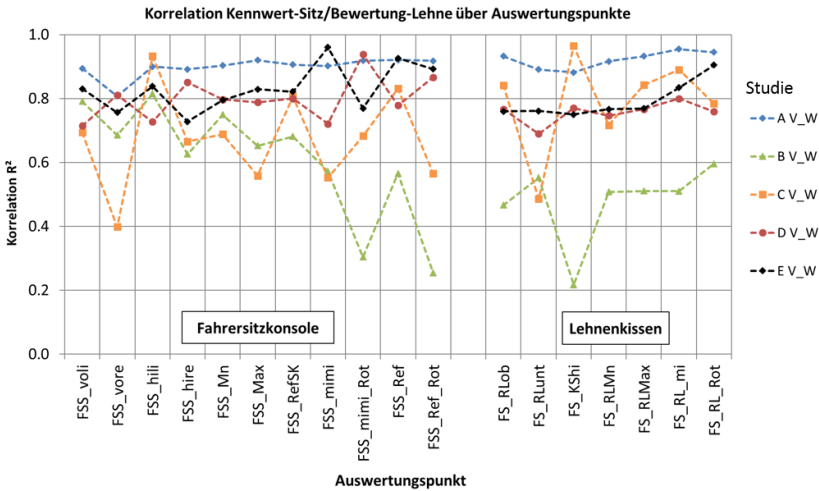


Bild 6.23: Korrelationsgüte der Lehne-Bewertung mit den Kennwerten Fahrersitzkonsole (links) und Lehnenkissen (rechts) mit Frequenzbewertung und Vektorbildung (V_W) an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Zusammenfassend korrelieren die Kennwerte Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) am Auswertungspunkt Fahrersitzschiene-Mittelwert (FSS_Mn) am besten mit den Lehnen-Bewertungen. Andererseits liefern die Kennwerte Lehnenkissen (WFP1.2) am Auswertungspunkt Fahrer-Lehnenkissen-Mittelwert (FS_RLMn) und Fahrer-Lehnenkissen-Maximalwert (FS_RLMax) auch gute Ergebnisse. Die Kennwerte mit Vektorbildung aller 3 Richtungen und Frequenzbewertung verfügen über die beste Korrelationsgüte.

Lenkrad

Zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung am Lenkrad werden die Kennwerte von Lenkrad herangezogen. Bild 6.24 zeigt die Korrelationsgüte der Lenkrad-Kennwerte an verschiedenen Auswertungspunkten, siehe Tabelle 5.6 und Tabelle 5.7. Das linke Bild zeigt die maximale Korrelationsgüte desjenigen Auswertungspunkts am Lenkrad. Zum Vergleich ist die Korrelationsgüte der Kennwerte in Z-Richtung im rechten Bild dargestellt, da die Lenkrad-Kennwerte in Z-Richtung am besten mit der Lenkrad-Bewertung korrelieren (siehe Kapitel 6.1.3.3).

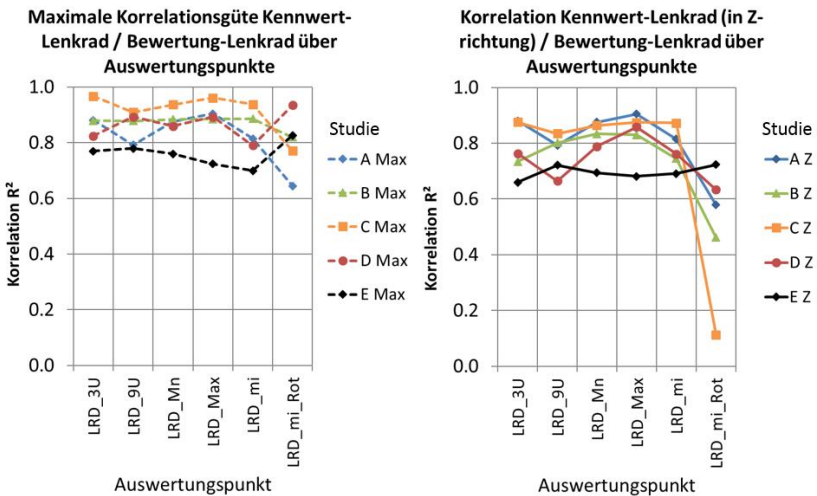


Bild 6.24: Korrelationsgüte der Lenkrad-Bewertung mit den Kennwerten Lenkrad an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“ (links: Maximale Korrelationsgüte; rechts: Kennwerte in Z-Richtung)

Es ist im Bild zu sehen, die Korrelationsgüte der Kennwerte sich nicht viel zwischen Auswertungspunkten unterscheiden. Der einzelne Messpunkt am Lenkradkranz verfügt über die beste Korrelationsgüte mit den Subjektivurteilen. Der virtuelle Lenkrad-Mittelpunkt (LRD_mi) sowie der Mittelwert und der Maximalwert (LRD_Mn, LRD_Max) liefern auch gute Ergebnisse mit $R^2 > 0.7$. Durch Vergleich der Korrelationsgüte zwischen linkem und rechtem Bild wird festgestellt, dass die Unterschiede der Korrelationsgüte zwischen den Maximalwerten und den Kennwerten in Z-Richtung sehr klein sind. Die Kennwerte am Lenkrad mit

Messdaten in Z-Richtung können ebenfalls die subjektive Wahrnehmung beschreiben mit einer hohen Korrelationsgüte.

Zusammenfassend unterscheiden sich die Korrelationsgüte der Lenrad-Kennwerte an verschiedenen Auswertungspunkten nur geringfügig. Die Kennwerte Lenrad (WFP1.3) am Auswertungspunkt Lenradkranz 3-Uhr-Position (LRD_3U), 9-Uhr-Position (LRD_9U) und Mittelpunkt (LRD_mi) liefern die beste Korrelationsgüte. Die Kennwerte Lenrad-Mittelwert (LRD_Mn) und Lenrad-Maximalwert (LRD_Max) zeigen auch gute Ergebnisse. Die Kennwerte Lenrad in Z-Richtung ohne Frequenzbewertung verfügen über die beste Korrelationsgüte.

Fußraum

Die subjektive Beurteilung der Fußraumvibration kann sowohl durch Kennwerte des Fußraums als auch durch Kennwerte der Fahrersitzkonsole gut beschrieben werden, da der Fußraum und die Sitzkonsole objektiv nahe beieinanderliegen und es subjektiv auch schwer ist, die wahrgenommenen Vibrationen an den Füßen von den Vibrationen am Oberschenkel bzw. Gesäß zu unterscheiden. Daher zur Analyse der Vibrationswahrnehmung am Fußraum zeigt Bild 6.25 die Korrelationsgüte der Kennwerte an den Auswertungspunkten von der Fahrersitzkonsole (FSS) im linken Bereich und dem Fußraum (FR) im rechten Bereich. Insgesamt bieten die Fußraum-Kennwerte gute Ergebnisse an. Die Kennwerte am Messpunkt der Fußstütze (FRFS) liefert die beste Korrelationsgüte mit $R^2 > 0.7$. Die Kennwerte der Fahrersitzkonsole, wie z.B. Mittelwert der Kennwerte an 4-Eckpunkten (FSS_Mn), liefert auch vergleichbar gute Korrelationsgüte.

Zusammenfassend kann die subjektive Beurteilung der Fußraumvibrationen gut mit Kennwerten Fahrersitzkonsole und Kennwerten Fußraum beschrieben werden. Die Kennwerte Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) am Auswertungspunkt Fahrersitzschiene hinter links (FSS_hili) und Fahrersitzschiene-Mittelwert (FSS_Mn) sowie die Kennwerte Fußraum (WFP1.4) am Auswertungspunkt Fußstütze links (FRFS) liefern die beste Korrelationsgüte.

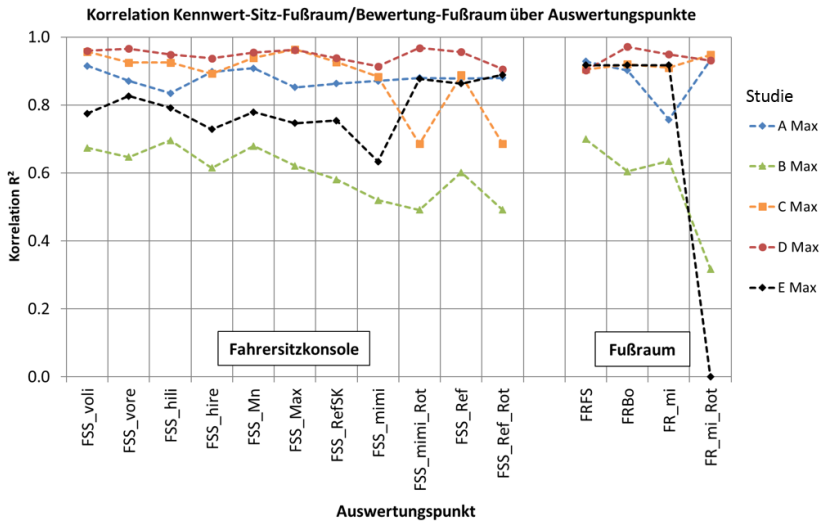


Bild 6.25: Korrelationsgüte der Fußraum-Bewertung mit den Kennwerten Fahrsitzkonsole (links) und Fußraum (rechts) an verschiedenen Auswertungspunkten in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Zusammenfassung der Analyse der Auswertungspunkte

Durch Vergleich der Korrelationsgüte der Kennwerte an verschiedenen Auswertungspunkten wurde hierbei in diesem Abschnitt näher diskutiert, welche Auswertungspunkte zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum relevant sind. Beruhend auf den Analysenergebnissen in Kapitel 6.1.3.5 werden in Tabelle 6.4 die Auswertungspunkte zusammengefasst, welche die Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum am besten beschreiben können.

Tabelle 6.4: Auswertungspunkte zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum

	Auswertungspunkte
Sitz	<ul style="list-style-type: none"> WFP1.1: FS_SK_mimi (Fahrersitzkissen-Mittelpunkt) und FS_SKMn (Fahrersitzkissen-Mittelwert) WFP1.1.1: FSS_hili (Fahrersitzschiene hinter links), FSS_Mn (Fahrersitzschiene-Mittelwert), FSS_Ref (Fahrersitzschiene-Referenzpunkt)
Lehne	<ul style="list-style-type: none"> WFP1.2: FS_RLMn (Fahrer-Lehnenkissen-Mittelwert) und FS_RLMaX (Fahrer-Lehnenkissen-Maximalwert) WFP1.1.1: FSS_Mn (Fahrersitzschiene-Mittelwert)
Lenkrad	<ul style="list-style-type: none"> WFP1.3: LRD_3U (Lenkradkranz 3-Uhr-Position), LRD_9U (Lenkradkranz 9-Uhr-Position), LRD_mi (Lenkrad-Mittelpunkt), LRD_Mn (Lenkrad-Mittelwert), LRD_Max (Lenkrad-Maximalwert)
Fußraum	<ul style="list-style-type: none"> WFP1.1.1: FSS_hili (Fahrersitzschiene hinter links), FSS_Mn (Fahrersitzschiene-Mittelwert) WFP1.4: FRFS (Fußraum Fußstütze links)

6.1.3.6 Analyse der Auswerteverfahren der Zeitrohdaten

Mithilfe der in Kapitel 5.5.1 vorgestellten Auswerteverfahren werden die erfassten Zeitrohdaten der Vibrationen an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen durch folgende Algorithmen ausgewertet:

- Der Maximalwert (MaxBP) und der Mittelwert (MitBP) aus Bandpasspegel in der Zeitdomäne (Vgl. Kapitel 6.1.3.2 über den Einfluss der Frequenzanteile);
- Das Maximum aus Maximalwertspektrum (MaxSp) und das Maximum aus gemitteltem Spektrum (MitSp) in der Frequenzdomäne;
- Das Maximum (M1, M12, M123 und M1234) sowie der Effektivwert (R1, R12, R123 und R1234) aus den Max1/Max12/Max123/Max1234-Zeitverläufen.

Bild 6.26 zeigt beispielsweise die Korrelationsgüte der Fahrersitzkonsole-Kennwerte mit verschiedenen Auswertealgorithmen. Die dargestellten R²-Werte sind maximale Korrelationsgüte aller Kennwerte mit demselben Algorithmus für

Zeitrohdaten. Wie dargestellt liefern alle Kennwerte mit verschiedenen Algorithmen sehr hohe Korrelation mit $R^2 > 0,8$. In der Studie Sta-C zeigen die Kennwerte mit Algorithmen MaxSp, MitSp, M1 und R1 die beste Korrelationsgüte, während in der Studie B die Kennwerte mit Algorithmen MaxBP und MitBP am besten korrelieren. Die Korrelationsgüte verschiedener Algorithmen schwankt in einem kleinen Bereich. Die Abweichungen zwischen den größten und kleinsten Werten innerhalb einer Studie sind kleiner als 0,1. Daher wird davon ausgegangen, dass die Auswertelgorithmen nur kleinen Einfluss auf die Korrelationsgüte der Fahrersitzkonsole-Kennwerte haben.

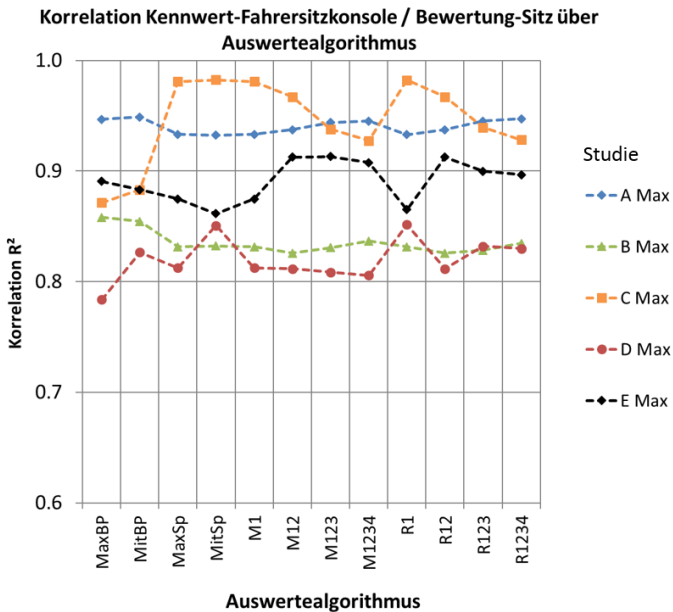


Bild 6.26: Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit den Fahrersitzkonsole - Kennwerten je nach Auswertelgorithmus in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Bild 6.27 stellt die Kennwerte des Sitzkissens mit verschiedenen Auswertelgorithmen dar. Im Vergleich mit den Fahrersitzkonsole-Kennwerten (im

Bild 6.26) zeigen hierbei die Algorithmen einheitliche Auswirkungen. Insgesamt liefern die Algorithmen M1234 und R1234 bessere Ergebnisse als M1/M12/M123 bzw. R1/R12/R123, da die vier Maximalwerte des Frequenzspektrums in Max1234-Zeitverläufe zugleich berücksichtigt werden. Wie in Kapitel 6.1.3.1 erläutert, ist die Korrelationsgüte der Kennwerte in der Probandenstudie Sta-B niedriger als in den anderen Studien, was daran liegt, dass das Versuchsfahrzeug in der Studie Sta-B aufgrund kleiner Motorisierung nicht sehr starke Sitzvibrationen generieren kann, so dass die Vibrationspreizung nicht hinreichend groß für die subjektive Beurteilung ist.

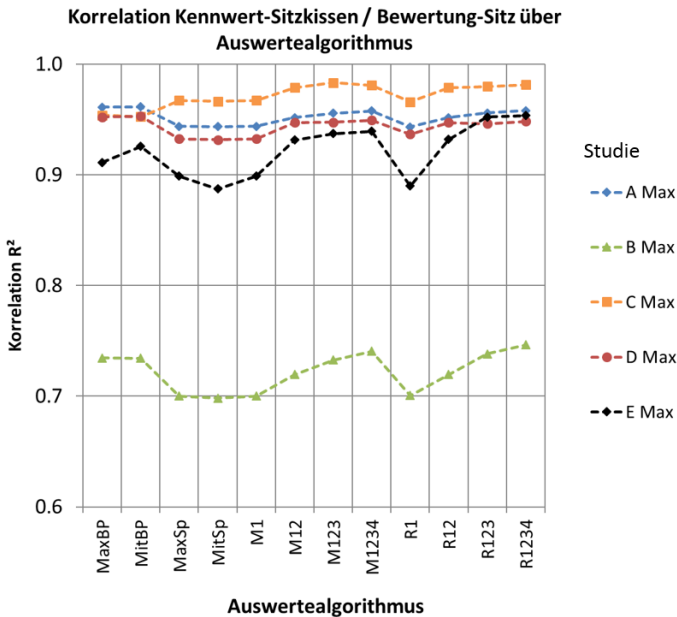


Bild 6.27: Korrelationsgüte der Sitz-Bewertung mit den Kennwerten Sitzkissen je nach Auswertalgorithmus in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Analog wie beim Sitz erfolgen die Analysen auch für Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole, welche hier nicht grafisch dargestellt werden. Für Lehne zeigen

die Kennwerte mit verschiedenen Algorithmen ebenfalls eine vergleichbar hohe Korrelationsgüte mit $R^2 > 0,7$ und kleine Variation. Es sind dennoch keine einheitlichen Auswirkungen der Algorithmen für die Kennwerte zu sehen. Wird die gemittelte Korrelationsgüte aller fünf Studien betrachtet liefern die Algorithmen M1234 und R1234 die besten Ergebnisse. Für das Lenkrad bieten die Algorithmen MaxBP, MitBP, M1234 und R1234 die beste Korrelationsgüte für Lenkrad-Kennwerte an. Für Fußraum, Tür und Mittelkonsole liefern ebenfalls die Algorithmen MaxBP, MitBP, M1234 und R1234 die besten Ergebnisse.

Zusammenfassend zeigen die verschiedenen Auswerteverfahren für Zeitrohdaten unterschiedliche Einflüsse auf die Korrelationsgüte. Werden die Ergebnisse für alle WFP und Studien gemeinsam betrachtet, bieten die Algorithmen Maximalwert (MaxBP) und Mittelwert (MitBP) aus Bandpasspegel in der Zeitdomäne bessere Korrelationsgüte als die Algorithmen MaxSp und MitSp aus Spektrum in der Frequenzdomäne. Die Algorithmen M1234 und R1234 berücksichtigen die vier Maximalwerte im Frequenzspektrum und zeigen bessere Korrelationsgüte als die Algorithmen, welche weniger Maximalwerte auswertet.

6.1.3.7 Regressionsmodell

Zur Modellierung der menschlichen Vibrationswahrnehmung werden in Kapitel 5.6 drei Regressionsmodelle, lineares-, exponentielles- und Potenz-Regressionsmodell, vorgestellt. In diesem Abschnitt wird analysiert, welches Regressionsmodell den Zusammenhang zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Kennwerten am besten beschreiben kann.

Bild 6.28 zeigt die Korrelationsgüte zwischen subjektiven Beurteilungen und objektiven Kennwerten mit unterschiedlichen Regressionsmodellen für die 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E. Es sind jeweils die maximalen R^2 -Werte für die 6 Kontaktstellen Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole dargestellt.

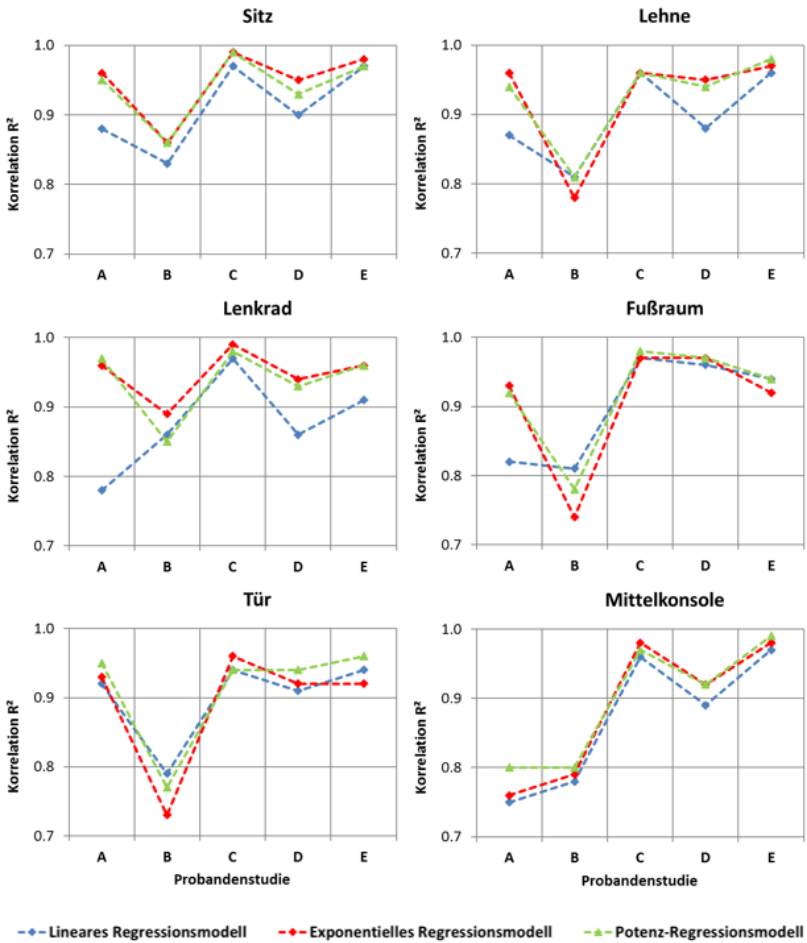


Bild 6.28: Vergleich der Korrelationsgüte zwischen drei Regressionsmodellen (linearen-, exponentiellen- und Potenz-Regressionsmodell) für die 6 Kontaktstelle (Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole) in 5 Probandenstudien „Sta-A/B/C/D/E“

Es ist zu sehen, dass für Sitz, Lehne und Lenkrad das exponentielle Modell am besten funktioniert. Das Potenz-Modell liefert ebenfalls sehr gute Korrelationsgüte. Das lineare Modell ist insgesamt am schlechtesten. Es wird darauf zurückgeführt, dass der Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und Vibrationsanregung nicht durch eine Gerade beschrieben werden kann, da die menschliche Wahrnehmung für die Vibrationsänderung am niedrigen Vibrationsniveau deutlich empfindlicher als am hohen Vibrationsniveau ist (vgl. Kapitel 2.4.1 und Kapitel 6.1.2.3). Für die Probandenstudien wird eine große Spreizung der Fahrzeugvibrationen durch Auswahl der erwünschten Testfälle bzw. Betriebszustände dargestellt. Mit dem dauerhaften Kontakt sind Sitz, Lehne und Lenkrad die relevanten Kontaktstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug und werden üblicherweise als empfindlichste Stellen für Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug betrachtet. Daher sind die Unterschiede zwischen verschiedenen Regressionsmodellen an diesen 3 Kontaktstellen groß. Für Fußraum, Tür und Mittelkonsole sind die Unterschiede zwischen Regressionsmodellen relativ kleiner, da die Anregungen an solchen Stellen subjektiv nicht so kritisch wahrgenommen werden. Bei solchen Stellen kann die Vibrationswahrnehmung sogar äquivalent durch ein lineares Modell beschrieben, da die Änderung der Vibrationsanregungen klein ist. Insgesamt liefern das exponentielle Modell beste Korrelationsgüte zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den subjektiven Beurteilungen und den objektiven Kennwerten. Das Ergebnis bestätigt den Weber-Fechner-Gesetz „eine lineare Änderung der Vibrationsanregung wirkt eine logarithmische Änderung der subjektiven Vibrationswahrnehmung“, siehe Kapitel 2.4.1 und Kapitel 5.6.

6.1.4 Zusammenfassung zur Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen

Zur Untersuchung der subjektiven Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen wurden 5 Probandenstudien auf den Rollenprüfständen durchgeführt. Hierbei wurde für jede Studie nur ein Versuchsfahrzeug verwendet. Für subjektive Beurteilung wurden mehrere stationäre Zustände als Testfälle definiert, welche durch Kombination unterschiedlicher Motordrehzahlen, Motorlasten und durch Verwendung der Antriebsstrangvarianten dargestellt wurden. Für jede Probandenstudie wurde der Prüfstandsversuch mit dem in Kapitel 5.2 definierten Versuchsaufbau durchgeführt. Die subjektiven Beurteilungen und die objektiven Messdaten wurden durch die in den Kapiteln 5.3 und 5.4 vorgestellte Methode erfasst und durch die in Kapitel 5.5 vorgestellte Verfahren ausgewertet. Durch Korrelationsanalyse zwischen den Subjektivurteilen und den Kennwertgruppen aller 6 Kontaktstellen (Sitz, Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole) wurde bestimmt, welche Kennwertgruppe die subjektiven

Beurteilungen an jeder einzelnen Kontaktstelle am besten beschreiben kann. Es hat darauf hingedeutet, dass die Probanden die Vibrationsanregung für Sitz, Lehne und Fußraum mit ähnlichen Noten beurteilen, da es sich um Ganzkörperschwingung handelt. Zugleich korrelieren die objektiven Kennwerte dieser 3 Stellen in den meisten Fällen auch gut miteinander. Zur Reduzierung des Messaufwands kann die Vibrationswahrnehmung für Lehne und Fußraum auch durch die Kennwertgruppe des Sitzes beschrieben werden. Bei der Vibrationswahrnehmung für Lenkrad, Tür und Mittelkonsole handelt es sich um die Hand-Arm-Schwingung. Hierfür korreliert die subjektive Beurteilung am besten mit den Kennwertgruppen an derselben Kontaktstelle. Allerdings beeinflussen die Sitzvibrationen überwiegend den gesamten Komforteindruck. Die Beurteilungen für Lenkrad, Tür und Mittelkonsole werden auch von Sitzvibration beeinflusst, insbesondere bei den Zuständen mit starken Sitzvibrationen.

Anschließend wurde durch Vergleich der Korrelationsgüte der Kennwerte mit verschiedenen Auswerteverfahren analysiert, welche Auswerteverfahren die gemessenen Fahrzeugvibrationen am besten auswerten, um die menschliche Vibrationswahrnehmung zu beschreiben. Es wurde festgestellt, dass die Frequenzbewertung mit neu definierten Gewichtungen die Korrelationsgüte der Kennwerte für Sitz, Lehne und Lenkrad verbessert. Für Fußraum, Tür und Mittelkonsole wird keine einheitliche Verbesserung durch die Analyse bestätigt, daher wird die Frequenzbewertung für solche Stellen nicht verwendet. Zudem beeinflusst die Vibrationsanregung im Frequenzbereich 30–250Hz überwiegend die subjektive Wahrnehmung antriebsstrangerregter Fahrzeugvibrationen. Zur Auswertung der Kennwerte werden daher nur die Frequenzanteile im Bereich 30–250Hz berücksichtigt. Bei der Richtungsbewertung verfügt die Vektorbildung der Messdaten aller 3 Raumrichtungen über die beste Korrelationsgüte, da die Anregungen aus 3 Raumrichtungen zugleich berücksichtigt werden können. Nur für Lenkradvibrationen korrelieren die Kennwerte in Z-Richtung am besten mit den subjektiven Bewertungen. Die Richtungsbewertung, welche die Vibration je nach Richtung mit verschiedenen Faktoren auswertet, verbessert die Kennwertbildung nicht wesentlich.

6.1.5 Bestimmung der Kennwerte und Regressionsmodelle

Beruhend auf den Untersuchungsergebnissen der Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen werden hierbei die Kennwerte definiert, welche die subjektive Vibrationswahrnehmung an den 6 Kontaktstellen im Fahrzeug bei stationären Betriebszuständen auf Rollenprüfständen am besten beschreiben können. Die Kennwerte werden in Tabelle 6.5 ausgeführt. Es wird empfohlen,

Kennwert FSS_Mn (gemittelte Kennwerte aus 4-Eckpunkten der Fahrersitzkonsole) zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne und Fußraum heranzuziehen. Für das Lenkrad funktioniert Kennwert LRD_Mn (gemittelte Kennwerte aus 2-Messpunkten am Lenkradkranz am 3-Uhr- und 9-Uhr-Punkt) am besten. Die Beurteilungen für Tür und Mittelkonsole korrelieren jeweils gut mit den Kennwerten an denjenigen Kontaktstellen. Für Tür ist der Messpunkt auf der Armauflage an der Tür der Fahrerseite und für Mittelkonsole ist der Messpunkt auf der Armauflage an der Mittelkonsole. Alle o.g. Kennwerte sollen mit Maximalwert aus Bandpasspegel der Zeitsignale (MaxBP) ausgewertet werden. Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen subjektiven Wahrnehmungen und objektiven Vibrationsanregungen wird das exponentielle Regressionsmodell verwendet, siehe Gl.5.52. Die durch o.g. Auswerteverfahren ermittelten Kennwerte verfügen über hohe Korrelationsgüte mit den subjektiven Bewertungen mit $R^2 > 0.7$.

Tabelle 6.5: Kennwerte zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug

Kontaktstelle	Kennwert
Sitz / Lehne / Fußraum	Gemittelte Kennwerte aus 4-Eckpunkten der Fahrersitzkonsole (FSS_Mn)
Lenkrad	Gemittelte Kennwerte aus 2-Messpunkten am Lenkradkranz am 3-Uhr- und 9-Uhr-Punkt (LRD_Mn)
Tür	Messpunkt auf der Armauflage an der Tür der Fahrerseite
Mittelkonsole	Messpunkt auf der Armauflage an der Mittelkonsole

Zur Ermittlung der o.g. Kennwerte sollen insgesamt 8 Beschleunigungsaufnehmer im Fahrzeug verbaut werden (vgl. auch Kapitel 5.4). Darunter sind

- Vier tri-axiale Sensoren an den 4-Eckpunkten der Fahrersitzkonsole und die Vibrationsanregungen werden in 3 Raumrichtungen gemessen;
- Zwei uni-axiale Sensoren am Lenkradkranz jeweils am 3-Uhr- und 9-Uhr-Punkt und die Vibrationsanregungen werden nur in Z-Richtung gemessen;
- Ein tri-axialer Sensor auf der Armauflage an der Tür der Fahrerseite und die Vibrationsanregungen werden in 3 Raumrichtungen gemessen;
- Ein tri-axialer Sensor auf der Armauflage an der Mittelkonsole und die Vibrationsanregungen werden in 3 Raumrichtungen gemessen.

Wie oben beschrieben, durch Auswertung der erfassten Zeitsignale der Fahrzeugvibration an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen mit definierten Auswerteverfahren werden die objektiven Kennwerte (wie in Tabelle 6.4 und 6.5) ermittelt. Den Analyseergebnissen zufolge beschreiben diese Kennwerte die subjektiven Beurteilungen mit hoher Korrelationsgüte. Damit wird bestätigt, dass die subjektive Komfortbewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen bei stationären Zuständen auf Rollenprüfständen durch die objektiven Kennwerte beschrieben werden kann. Damit wird die zentrale Hypothese der Forschungsarbeit „im Rahmen der Entwicklung von Fahrzeug-NVH ist die objektivierte Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durch objektive reproduzierbare Einzahlkennwerte möglich“ zunächst bei stationären Zuständen bewiesen.

Darauf basierend werden die Regressionsmodelle zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den subjektiven Beurteilungen und den definierten objektiven Kennwerten für die 6 relevanten Kontaktstellen definiert. Zur Modellierung wird das exponentielle Regressionsmodell verwendet (vgl. Kapitel 5.6 und Kapitel 6.1.3.7). Bild 6.29 stellt den Zusammenhang zwischen den objektiven Kennwerten und den subjektiven Bewertungsnoten für Sitzvibration. Der dargestellte Kennwert ist gemittelte Kennwerte aus 4-Eckpunkten der Fahrersitzkonsole (FSS_Mn) mit Vektorbildung und Frequenzbewertung (vgl. Kapitel 5.4 und 5.5). Jeder Punkt im Bild stellt den Zusammenhang zwischen objektivem Kennwert und den gemittelten subjektiven Bewertungsnoten für einen Testfall mit stationärem Zustand dar. Hierbei werden alle Testfälle der 5 Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E gemeinsam dargestellt. Die Punkte aus einer Studie werden mit einer Farbe markiert und durch ein exponentielles Regressionsmodell beschrieben. Wie dargestellt, unterscheiden sich die Regressionsmodelle zwischen den 5 Studien. Diese Unterschiede liegen hauptsächlich an der Erwartungshaltung der Probanden für das vorliegende Testfahrzeug.

Zur Beschreibung der exponentiellen Regressionsmodelle für jede Studie werden die Parameter a und b (wie in Gl.5.52 definiert) ermittelt und in Tabelle 6.6 zusammengefasst. Wenn man alle Testfälle von 5 Studien gemeinsam betrachtet, kann der Zusammenhang auch durch ein Regressionsmodell beschrieben. Die entsprechende Parameter a und b siehe auch in Tabelle 6.6.

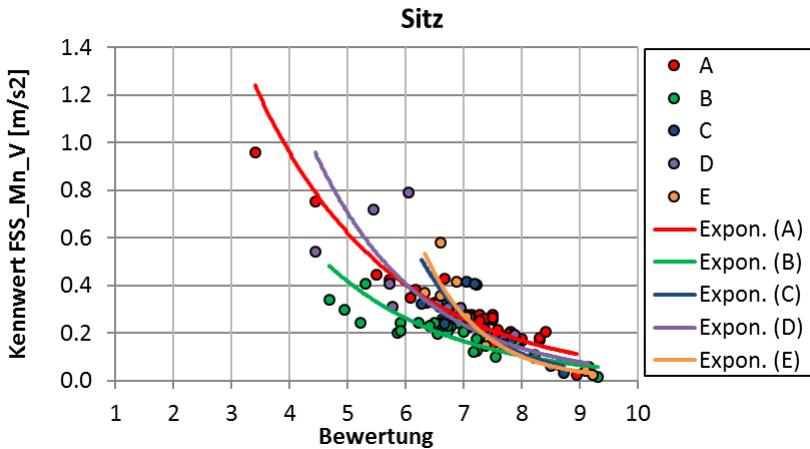


Bild 6.29: Exponentielle Regressionsmodelle zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen dem objektiven Kennwert und den subjektiven Bewertungsnoten für Sitzvibration in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Tabelle 6.6: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der subjektiven Komfortwahrnehmung der Sitzvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	5.44	-0.43
Sta-B	4.19	-0.46
Sta-C	118.86	-0.87
Sta-D	10.95	-0.55
Sta-E	287.13	-0.99
5 Studien gemeinsam betrachtet	7.72	-0.51

Analog wie beim Sitz werden die exponentiellen Regressionsmodelle zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung für Lehne, Lenkrad, Fußraum, Tür und Mittelkonsole ermittelt. Die Parameter der Regressionmodelle werden im Anhang C dargestellt.

6.2 Untersuchung der Vibrationswahrnehmung bei dynamischen Zuständen

Die in Tabelle 6.5 vorgestellten Kennwerte wurden beruhend auf den Prüfstandsversuchen mit stationären Betriebszuständen (in Probandenstudien Sta-A/B/C/D/E) definiert. Hierbei wird die subjektive Wahrnehmung hauptsächlich von Parameter Intensität, Frequenz, Richtung und Einwirkungsstelle der Vibrationsanregung beeinflusst. Dementsprechend sollen die gemessenen Fahrzeugvibrationen durch Auswerteverfahren für Auswertungspunkte, Richtungsbewertung und Frequenzbewertung bearbeitet werden, um die Kennwerte zu ermitteln.

Bei einem dynamischen Zustand verändert der Fahrer den subjektiven Eindruck in Abhängigkeit vom verändernden Vibrationszustand, da die o.g. Parameter sich ständig verändern. Wenn der Fahrer gebeten wird, den ganzen Komforteindruck für einen dynamischen Zustand durch eine Note zu beurteilen, verarbeitet er den ganzen Eindruck für den dynamischen Zustand und komprimiert zu einer Note. Dieser Verarbeitungsprozess ist individuell und stark von persönlicher Erfahrungshaltung und Vorliebe abhängig (vgl. Kapitel 2.4.3.3 und Kapitel 4). Der Verarbeitungsprozess kann bei manchen geschulten Experten bewusst geschehen, wenn sie vor dem Versuch explizit angewiesen werden, wie der dynamische Zustand beurteilt werden soll. Für die normalen Kunden bzw. Laien ist der Prozess eher unbewusst und schlecht reproduzierbar.

Bei der normalen Fahrt auf der Straße befindet sich das Fahrzeug üblicherweise in einem dynamischen Zustand. Die Motorlast, Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs verändern sich je nach Fahrerwunsch und Fahrbedingungen. Es ist daher notwendig zu untersuchen, wie der Fahrer die Vibrationsanregungen bei einem dynamischen Zustand wahrnimmt und beurteilt. Im Rahmen der Forschungsarbeit wird durch eine Probandenstudie „Dyn“ untersucht, wie das in Kapitel 6.1 vorgestellte Mess- und Auswerteverfahren sowie die Kennwerte angepasst werden sollen, um die subjektiven Vibrationswahrnehmung bei dynamischen Zuständen gut zu beschreiben. Die Vorgehensweise der Untersuchung und die Analysenergebnisse werden in diesem Kapitel vorgestellt.

6.2.1 Versuchsaufbau der Probandenstudie „Dyn“

Gemäß ISO-Norm (ISO 2631-1, 1997; ISO-5349-1 2001) ist die Vibrationswahrnehmung einer dynamischen Vibrationsanregung stark von dem Maximalwert und dem Effektivwert abhängig. Bei einer Befragung (Cai et al. 2014)

von mehreren Experten bei Daimler AG haben viele Teilnehmer geäußert, dass neben Maximalwert und Effektivwert der Vibrationsanregung die subjektive Vibrationswahrnehmung auch von den nachfolgenden Parametern beeinflusst werden kann, siehe auch die zwei Beispiele zur Erklärung im Bild 6.30.

- Differenz zwischen Maximalwert und Grundwert der Vibrationsanregung;
- Veränderung der Vibrationsanregung über Zeit, Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit ($t/n/v$);
- Dauer des dynamischen Zustands.

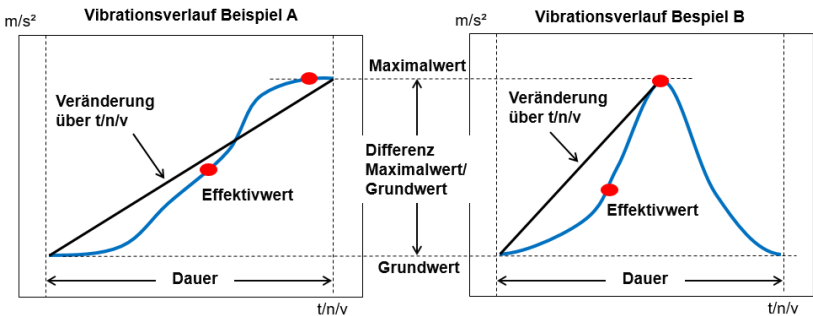


Bild 6.30: Einflussparameter der dynamischen Vibrationsanregungen auf subjektive Vibrationswahrnehmung

Zur Untersuchung, welche Parameter der verändernden Vibrationsanregung die subjektive Wahrnehmung beeinflussen können, wird in Probandenstudie „Dyn“ ein Vergleichstest durchgeführt. Hierfür werden insgesamt 19 Testfälle definiert, siehe Tabelle 6.7. Darunter sind 7 stationäre Zustände (Testfall 1~7) und 12 dynamische Zustände (Testfall 8~19). Bei einem stationären Zustand werden Gang, Motordrehmoment und Fahrgeschwindigkeit während des Versuchs nicht verändert. Der entsprechende Gang, Motordrehmoment und Geschwindigkeit sind in Tabelle 6.7 definiert. Bei den 12 dynamischen Zuständen verändert sich entweder das Motordrehmoment und bleibt die Fahrgeschwindigkeit (Motordrehzahl) unverändert, wie Testfall 8~10, oder die Fahrgeschwindigkeit (Motordrehzahl) verändert sich und das Motordrehmoment bleibt unverändert, wie Testfall 11~16. Die Auswahl der variierten Zustandsgrößen Drehzahl und Drehmoment des Antriebssystems erfolgt dabei im Hinblick auf die Untersuchung der drehzahl-/geschwindigkeitsabhängigen

und drehmomentabhängigen Fahrzeugschwingungen. Auf dem Rollenprüfstand kann die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs durch Prüfstand geregelt, um eine konstante Geschwindigkeit oder eine vorgegebene Geschwindigkeitsrampe nachzufahren. Das Motordrehmoment wird durch ein zusätzliches Steuerungssystem DGR-System (siehe Kapitel 5.2.1.1) geregelt. Anschließend werden die definierten Testfälle näher beschrieben.

Tabelle 6.7: Testfälle für Probandenstudie Dyn

Testfall	Zustand	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1	Stationäre Zustände (als Referenz)	2	200	38
2		2	500	38
3		2	500	47
4		3	500	34
5		3	500	50
6		4	500	90
7		4	500	125
8	Dynamische Zustände mit verändernden Motordrehmomenten	2	0-->200->0	38
9		2	0-->500->0	38
10		2	200-->500->200	38
11	Dynamische Zustände mit verändernden Fahrgeschwindigkeiten	2	500	34-->47 in 5s
12		2	500	34-->47 in 10s
13		3	500	30-->50 in 5s
14		3	500	30-->50 in 10s
15		4	500	90-->125 in 10s
16		4	500	90-->125 in 30s

6.2.1.1 Zustände mit verändernden Motordrehmomenten

Das Motordrehmoment bzw. die Motorlast beeinflusst wesentlich die Motoranregungen und daher die antriebsstrangerregten Fahrzeugvibrationen. In der Regel erhöhen sich die Motoranregungen bei steigender Motorlast. Im Testfall 8 (0→200→0Nm) geht das Drehmoment von 0Nm auf 200Nm, bleibt für 5 Sekunden konstant und geht dann wieder runter auf 0Nm. Analog variiert das Drehmoment bei Testfall 9 (0→500→0Nm) zwischen 0 und 500Nm und Testfall 10 (200→500→200Nm) zwischen 200 und 500Nm. Der Veränderungsgradient des

Motordrehmoments und die Einwirkungsdauer des maximalen Drehmoments (5 Sekunden) werden gleich definiert, siehe Bild 6.31. Zum Vergleich der Wahrnehmung zwischen den stationären und dynamischen Zuständen werden noch 2 stationären Zustände, Testfall 1 (mit konstantem Motordrehmoment von 200Nm) und Testfall 2 (mit konstantem Motordrehmoment von 500Nm) als Referenz definiert. Die beiden stationären Zustände stellen jeweils die Anregungen gleich wie die maximalen Anregungen bei den dynamischen Zuständen dar. Für die 3 dynamischen Zustände (Testfall 8/9/10) und 2 stationären Zustände (Testfall 1/2) bleiben die Geschwindigkeit (38km/h) und der eingelegte Gang (2.Gang) gleich.

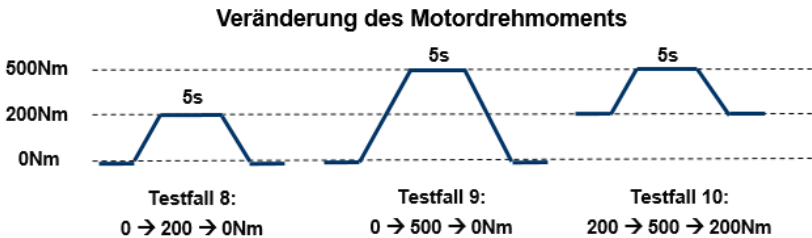


Bild 6.31: Veränderung des Motordrehmoments bei den Testfällen 8 / 9 / 10 in Probandenstudie Dyn

Bild 6.32 stellt die gemessenen Fahrzeugvibrationen am Sitz (an der Fahrersitzkonsole vorne links in Z-Richtung) und am Lenkrad (am Lenkradkranz am 3-Uhr-Punkt in Z-Richtung) für die 5 Testfälle dar. Es ist zu sehen, dass die Testfälle 2, 9 und 10 (mit maximalem Drehmoment von 500Nm) deutlich stärkere Vibrationsanregungen am Sitz und Lenkrad darstellen als die Testfälle 1 und 8 (mit maximalem Drehmoment von 200Nm), da die vom Motor induzierte Anregung von dem Motordrehmoment abhängt und dadurch das Vibrationsniveau im Fahrzeug beeinflusst. Zudem bieten die dynamischen Zustände vergleichbare Anregungsstärke am Sitz und Lenkrad wie die stationären Zustände, wenn das Motordrehmoment gleich ist. Infolge des gleichen Veränderungsgradienten des Motordrehmoments sind die Veränderungsgradienten der Vibrationsanregungen ebenfalls vergleichbar zwischen den dynamischen Zuständen 8, 9 und 10.

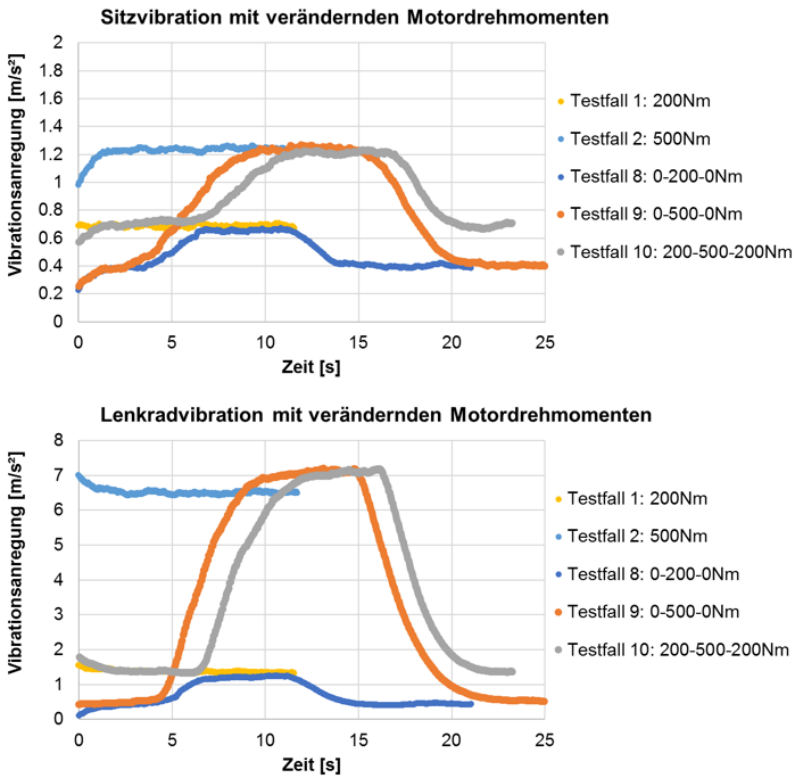


Bild 6.32: Vibrationsanregungen am Sitz (oben) und Lenkrad (unten) für die stationären Zustände (Testfall 1 / 2) und dynamischen Zustände mit verändernden Motordrehmomenten (Testfall 8 / 9 / 10)

6.2.1.2 Zustände mit verändernden Fahrgeschwindigkeiten

Neben Variierung des Motordrehmoments können die antriebsstranginduzierten Fahrzeugvibrationen auch von der Motordrehzahl beeinflusst werden. Bezüglich des Motorgeräuschs verändern sich die Frequenz und der Pegel des Geräuschs in Abhängigkeit von Motordrehzahl. Die schwingungstechnische Motoranregung wird bei erhöhter Motordrehzahl stärker, die in die Karosserie eingeleitete Anregung wird

dennoch auch von der frequenzabhängigen Übertragungsfunktion beeinflusst und kann nicht pauschal bestimmt werden (Genuit, 2010).

Bei Testfällen 11–16 erhöhen sich die Fahrgeschwindigkeiten wie ein Beschleunigungsmanöver jeweils im 2., 3. und 4. Gang, siehe Tabelle 6.7. Im Testfall 11 und 12 beschleunigt das Fahrzeug im 2. Gang von $V_1=34\text{km/h}$ bis $V_2=47\text{km/h}$. Analog erhöht sich die Geschwindigkeit im Testfall 13 / 14 im 3. Gang von $V_1=30\text{km/h}$ bis $V_2=50\text{km/h}$ und im Testfall 15 / 16 im 4. Gang von $V_1=90\text{km/h}$ bis $V_2=125\text{km/h}$. Zur Untersuchung des Einflusses der Veränderung der Vibration über Zeit erhöhen sich die Geschwindigkeiten von V_1 bis V_2 in 2 unterschiedlichen Beschleunigungsdauern, t_1 und t_2 , siehe Bild 6.33. Hierbei beträgt die Dauer der Beschleunigungsphase jeweils 5/10 Sekunden für Testfälle 11/12 und 13/14 sowie 10/30 Sekunden für Testfall 15/16.

Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit von V_1 auf V_2

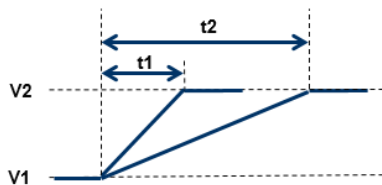


Bild 6.33: Veränderung der Fahrgeschwindigkeit in zwei unterschiedlichen Beschleunigungsdauern bei den Testfällen 11–16 in Probandenstudie Dyn

Bild 6.34 zeigt die gemessenen Lenkradvibrationen und Fahrgeschwindigkeiten über Zeit beim Testfall 11 und 12. Wie dargestellt, die Lenkradvibrationen verändern sich über der Geschwindigkeit und die maximalen Vibrationsanregungen treten bei 38km/h auf. Mit zunehmender Geschwindigkeit reduzieren sich die Vibrationen weiterhin und erreichen die minimalen Anregungen bei 47km/h. Die Veränderungen der Sitzvibrationen über Geschwindigkeit sind ähnlich wie am Lenkrad und werden hier nicht dargestellt.

Zur Analyse des Zusammenhangs der Wahrnehmung zwischen den stationären und dynamischen Zuständen werden noch die stationären Zustände als Referenz berücksichtigt. Die Testfälle 2 und 3 präsentieren jeweils die maximale und minimale Fahrzeugvibration wie bei dynamischen Zuständen 11 / 12 im 2. Gang und können als „stärkste“ und „schwächste“ Fahrzeugvibration betrachtet werden.

Dementsprechend stellen die Testfälle 4/5 auch die „stärkste“ und „schwächste“ Fahrzeugvibration für dynamische Zustände 13/14 im 3.Gang und die Testfälle 6/7 für Zustände 15/16 im 4.Gang dar.

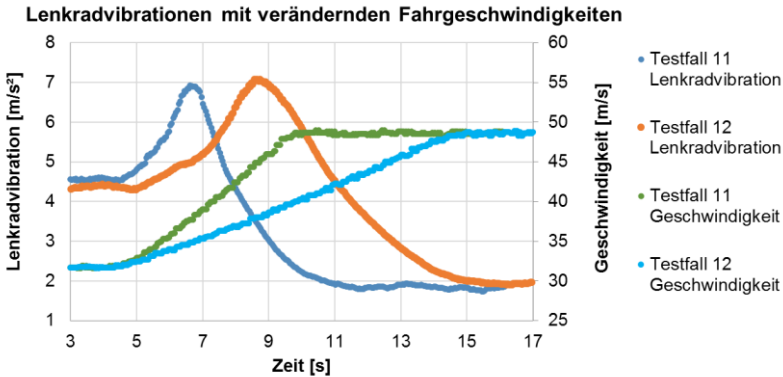


Bild 6.34: Veränderung der Lenkradvibrationen und Fahrgeschwindigkeiten für die dynamischen Zustände Testfall 11 und 12 in zwei unterschiedlichen Beschleunigungsdauern

Die Reihenfolge der 19 Testfälle wird bei der Probandenstudie willkürlich vergeben und den Probanden nicht bekanntgegeben. Für jeden Testfall beurteilt der Proband die Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum mit 10 stufigen Bewertungsskala, siehe Tabelle 5.4. Um jeden Probanden für den gleichen Abschnitt eines dynamischen Vibrationszustands zu beurteilen, wird der Start und Schluss des zu beurteilenden Zyklus vom Versuchsleiter explizit gekennzeichnet.

Für die Studie wird ein Mercedes-Benz Fahrzeug CLS250 CDI (Fzg-1) als Versuchsträger ausgewählt. Die technischen Daten des Fahrzeugs werden in der Tabelle 5.3 aufgeführt. Die Probandenstudie wird auf einem Rollenprüfstand durchgeführt. Insgesamt haben 10 Probanden im Alter von 27 bis 54 Jahren an der Untersuchung teilgenommen. Alle Probanden sind Experten, die regelmäßig die subjektive Komfortbeurteilung für Fahrzeug-NVH auf den Rollenprüfständen durchführen. Weitere Informationen der Probanden siehe Anhang B.

Nach der subjektiven Beurteilung wird noch eine Befragung durchgeführt. Hierbei sollen die Probanden folgende zwei Fragen beantworten:

- Frage 1: Welche Faktoren beeinflussen die subjektive Wahrnehmung für dynamische Vibrationsanregungen?
- Frage 2: Ist die subjektive Beurteilung der dynamischen Zustände schwieriger oder einfacher als die Beurteilung der stationären Zustände?

6.2.2 Datenauswertung

Bild 6.35 zeigt die gemittelten subjektiven Bewertungsnoten der 10 Probanden für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum. Es ist zu sehen, dass die Beurteilungen für den Testfall 2 mit 500Nm (rote Säule) deutlich schlechter als für den Testfall 1 mit 200Nm (blaue Säule) sind. Dementsprechend sind die Beurteilungen für Testfall 8 (0→200→0Nm, violette Säule) besser als für Testfall 9 und 10 (mit maximalem Drehmoment von 500Nm, grüne und türkise Säule). Offensichtlich beurteilen die Probanden die Zustände mit größerem Motordrehmoment mit schlechteren Noten, da die Fahrzeugvibrationen bei solchen Zuständen stärker sind.

Außerdem ist es zu sehen, dass die Noten für Testfall 1 und 8 bzw. für Testfall 2, 9 und 10 ähnlich sind. Die Unterschiede sind weniger als 0,5 Noten und statistisch nicht signifikant. D.h. die Zustände mit gleichem maximalem Drehmoment bzw. mit gleichem maximalem Vibrationsniveau vergleichbar beurteilt sind zwischen stationären und dynamischen Zuständen. Es wird davon ausgegangen, dass die subjektive Vibrationswahrnehmung für eine dynamische Vibrationsanregung überwiegend von dem maximalen ausgesetzten Vibrationsniveau (Maximalwert) beeinflusst wird. Ferner wird Testfall 10 (200→500Nm) geringfügig schlechter als Testfall 9 (0→500Nm) beurteilt. Hierbei sind die Unterschiede nur für Sitz, Lehne und Fußraum zu sehen. Es weist darauf hin, dass neben dem maximalen Vibrationsniveau das gesamte ausgesetzte Vibrationsniveau (Effektivwert) die subjektive Wahrnehmung auch beeinflussen kann. Wenn man außerdem die Noten zwischen Testfall 1 und 8 bzw. zwischen Testfall 2 und 9 vergleicht, wird es festgestellt, dass die Beurteilung für stationäre Zustände (Testfall 1/2) schlechter als für dynamische Zustände (Testfall 8/9) ist. Es kann einerseits an dem gesamten Vibrationsniveau, andererseits an der Einwirkungsdauer liegen, da bei der Beurteilung des stationären Zustands waren den Probanden normalerweise länger die Vibrationsanregungen ausgesetzt als bei dem dynamischen Zustand. Je länger die Einwirkungsdauer ist, umso schlechter die subjektive Wahrnehmung. Die Unterschiede sind allerdings statistisch nicht signifikant.

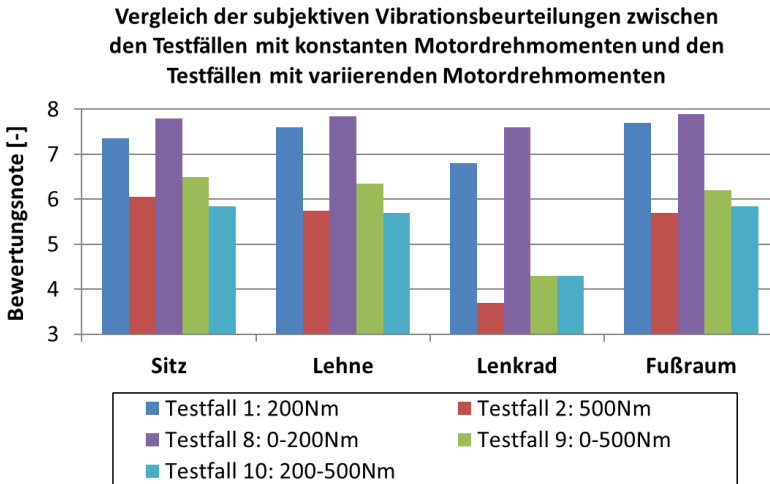


Bild 6.35: Vergleich der subjektiven Vibrationsbeurteilungen für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum zwischen den Testfällen mit konstanten Motordrehmomenten (Testfall 1 / 2) und den Testfällen mit variierenden Motordrehmomenten (Testfall 8 / 9 / 10)

Bild 6.36 zeigt die gemittelten Bewertungsnoten von 10 Probanden für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum für Testfälle 11~16. Es ist ersichtlich, dass die dynamischen Zustände mit längerer Beschleunigungsdauer (Testfall 12/14/16) meist mit schlechterer Note beurteilt werden. Es liegt daran, dass die Fahrzeugvibration bei einer längeren Beschleunigung richtig einschwingen kann, so dass die Probanden diese eindeutiger wahrnehmen können als bei einer kürzeren Beschleunigung. Es weist darauf hin, dass die subjektive Wahrnehmung bei den kurzzeitigen dynamischen Zuständen auch von der Dauer und der zeitlichen Vibrationsänderung beeinflusst werden kann. Die Unterschiede sind allerdings geringfügig und statistisch nicht signifikant.

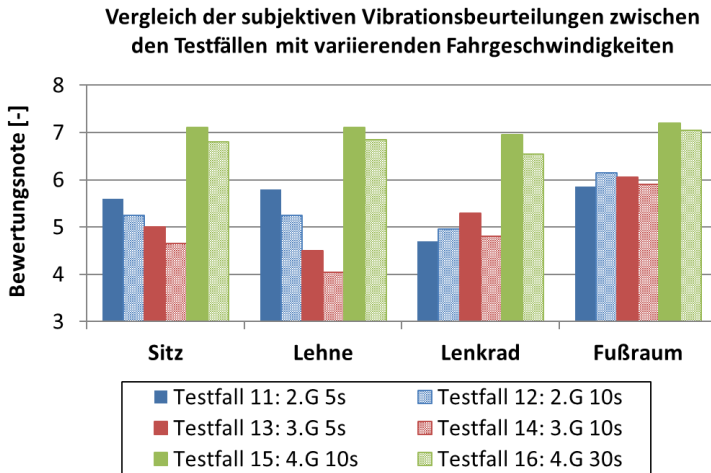


Bild 6.36: Vergleich der subjektiven Vibrationsbeurteilungen für Sitz, Lehne, Lenkrad und Fußraum zwischen den 6 Testfällen mit variierenden Fahrgeschwindigkeiten in zwei Beschleunigungsdauern (Testfall 11~16)

Bild 6.37 stellt die gemittelte Beurteilungsnote für die stationären und dynamischen Zustände jeweils im 2., 3. und 4. Gang dar. Die blauen Säulen stehen für die dynamischen Zustände und die roten Säulen für die stationären Zustände. Durch Vergleich der Beurteilungen zwischen den dynamischen und stationären Zuständen wird festgestellt, dass die dynamischen Zustände meist ähnlich wie bei dem „stärksten“ stationären Vibrationszustand beurteilt werden, und schlechter als bei dem „schwächsten“ stationären Vibrationszustand. Es bestätigt nochmal, dass die subjektive Vibrationswahrnehmung überwiegend vom Maximalwert der Vibrationsanregung abhängig ist. Die Einwirkungsdauer übt außerdem auch einen Einfluss darauf aus.

Vergleich der Vibrationsbeurteilungen zwischen den Testfällen mit variierenden und konstanten Fahrgeschwindigkeiten

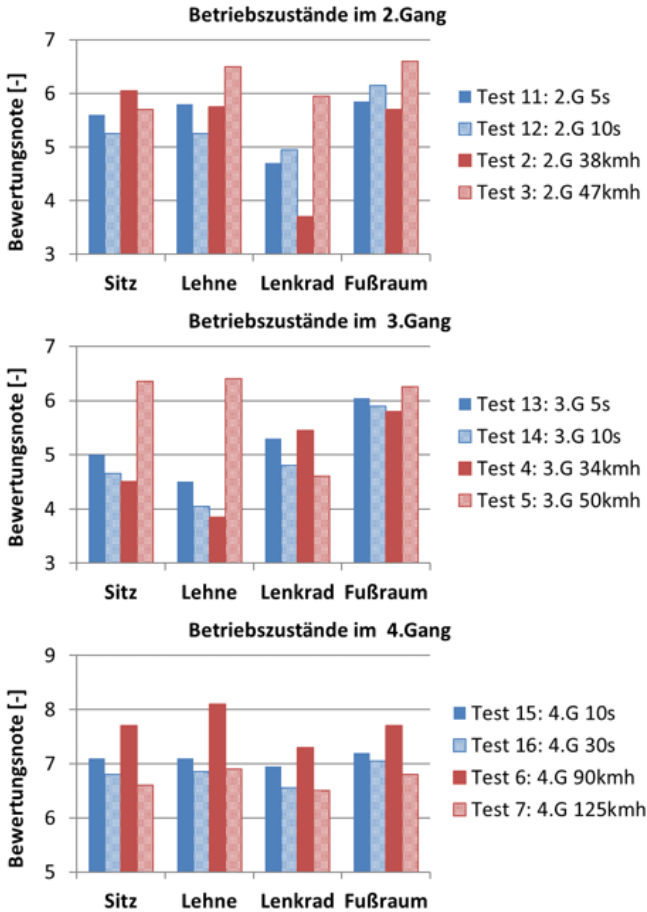


Bild 6.37: Vergleich der subjektiven Vibrationsbeurteilungen zwischen den Testfällen mit variierenden Fahrgeschwindigkeiten (Testfall 11-16) und den Testfällen mit konstanten Fahrgeschwindigkeiten (Testfall 2-7)

Durch Analyse der Ergebnisse der Probandenstudie „Dyn“ wird festgestellt, dass der gesamte Komforteindruck für einen dynamischen Zustand überwiegend von den maximalen Vibrationsanregungen beeinflusst wird. Die Einwirkungsdauer spielt dafür auch eine Rolle. Je länger der Fahrer den Vibrationen ausgesetzt ist, umso unangenehmer fühlt sich der Fahrer, was die Aussage der Norm (ISO 2631-1, 1997), dass die Einwirkungsdauer den Diskomfort proportional verstärkt, bestätigt. Die Auswirkungen weiterer Parameter, wie z.B. Vibrationsveränderung über Zeit, Verhältnis Maximalwert und Grundwert, können beruhend auf den Ergebnissen innerhalb dieser Studie nicht bewiesen werden.

Nach der Probandenstudie wurde eine Befragung von diesen 10 Probanden durchgeführt. Die Ergebnisse werden im Bild 6.38 dargestellt. Für die Frage „Welche Faktoren beeinflussen die subjektive Wahrnehmung für dynamische Vibrationsanregungen?“ glauben alle 10 Probanden der Maximalwert der Vibration spielt eine entscheidende Rolle. Die Antworten der Probanden stimmen mit den statistischen Analysen ihrer subjektiven Beurteilungen überein. Zudem wird die Einwirkungsdauer auch von 3 Probanden als Einflussfaktor angesehen. Für die Frage bezüglich der Untersuchung der dynamischen Zustände ist die Beurteilung für dynamische Vibrationsanregung für 8 Probanden schwieriger als für stationäre Zustände und für andere 2 Probanden vergleichbar. Keiner glaubt es ist einfacher. Die Antworten der Probanden werden nochmal die Ergebnisse des Vorversuchs bestätigt, dass es für Probanden schwer ist, eine dynamische Vibrationsanregung durch eine skalare Bewertung reproduzierbar zu beurteilen.

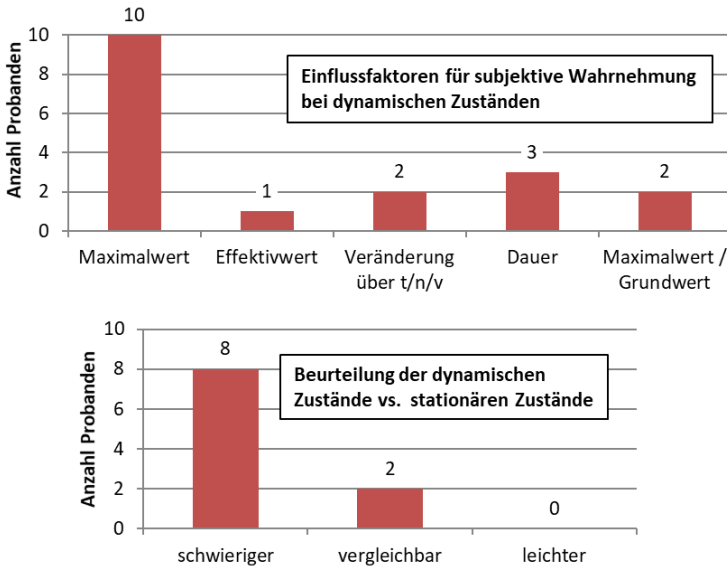


Bild 6.38: Ergebnis der Befragung über Vibrationswahrnehmung bei dynamischen Zuständen

6.2.3 Zusammenfassung

Beruhend auf den Ergebnissen der Probandenstudie „Dyn“ und der Befragung wird bestätigt, dass der gesamte Komforteindruck für die dynamischen Vibrationsanregungen überwiegend vom Maximalwert der gesamten Vibrationsanregung beeinflusst wird. Die Einwirkungsdauer spielt dafür auch eine Rolle. Je länger der Fahrer den Vibrationen ausgesetzt ist, umso unangenehmer fühlt sich der Fahrer. Dessen Einfluss ist allerdings nur geringfügig. Das in Kapitel 6.1 vorgestellte Mess- und Auswerteverfahren sowie die Kennwerte können weiterhin verwendet. Basierend darauf wird der Kennwert der Vibrationsanregung eines dynamischen Zustands als Kennwert zur Beschreibung der subjektiven Vibrationswahrnehmung definiert.

6.3 Positive und negative Erlebnisse von Fahrzeugschwingungen

Der Schwingungskomfort des Fahrzeugs, insbesondere das insgesamt als positiv bewertete NVH-Verhalten beeinflusst die Kaufentscheidung und ist heutzutage ein wichtiger Aspekt bei der Fahrzeugentwicklung. Zur Optimierung des gesamten Komfortniveaus eines Fahrzeugs sollen Komfort und Diskomfort in Bezug auf Fahrzeugschwingungen genau beschrieben und untersucht werden. Die Fahrzeugvibration kann nicht nur negative, sondern auch positive Erlebnisse hervorrufen. Diese Auswirkung ist allerdings stark von Fahrzeugtyp, Betriebszustand und Fahrertyp abhängig. Im Rahmen der Forschungsarbeit werden durch eine Probandenstudie „Pos“ die positiven und negativen Erlebnisse von Fahrzeugschwingungen und ihre Einflüsse auf die subjektive Komfortbeurteilung untersucht. In diesem Kapitel werden die Vorgehensweisen der Untersuchung und die Ergebnisse detailliert beschrieben.

6.3.1 Versuchsaufbau der Probandenstudie „Pos“

Wie in Kapitel 2.3.3.2 erläutert, rufen die Fahrzeugvibrationen die positiven Erlebnisse vor allem für Sportwagen hervor. Aus diesem Grund wird für die Probandenstudie ein sportliches Mercedes-Benz-AMG Fahrzeug CLS63 AMG aus dem Sportcoupé-Segment als Versuchsträger ausgewählt. Die technischen Daten des Fahrzeugs werden in der Tabelle 5.3 aufgeführt. Insgesamt 9 männliche Probanden nehmen an dieser Untersuchung teil, siehe die persönlichen Daten in Anhang B. Hierbei werden die Probanden gebeten, für jeden Testfall sowohl den „Diskomfort“ als auch den „Komfort“ bezüglich der Fahrzeugvibrationen zu beurteilen. Da die teilnehmenden Probanden in der alltäglichen Arbeit mit den Begriffen „Komfort/Diskomfort-Beurteilung“ nicht vertraut sind, werden innerhalb dieser Probandenstudie stattdessen die Begriffe „Schwingungsbewertung“ und „Gefallensbewertung“ verwendet. Schwingungsbewertung steht für die Beurteilung der absoluten Fahrzeugvibration, äquivalent zu „Diskomfort“-Bewertung. Hingegen dient die Gefallensbewertung zu beurteilen, wie gut der zu beurteilende Zustand der menschlichen Emotion positiv gefällt und die persönliche Erwartungshaltung für das vorliegende Versuchsfahrzeug erfüllt, äquivalent zu „Komfort“-Bewertung. Analog wie die 10 stufige Bewertungsskala (in Tabelle 5.4) für die Schwingungsbewertung wird für die Gefallensbewertung auch eine 10 stufige Skala in Anlehnung an ATZ-Skala definiert. Die Bewertungsskala für Schwingungs- und Gefallensbewertung ist im Bild 6.39 dargestellt. Bei der Datenauswertung (in Kapitel 6.3.2) wird durch Vergleich der Schwingungs- und Gefallensbewertung analysiert, ob bzw. wie stark

die subjektiven Beurteilungen für Schwingungsniveau und Gefallensniveau voneinander beeinflusst werden.

	Schwingungsbewertung		Gefallensbewertung	
	Note	Wahrnehmung	Note	Wahrnehmung
Annehmbar	10	keine	10	Exzellent
	9	Fühlschwelle	9	sehr gut
	8	sehr leicht	8	gut
	7	leicht	7	befriedigend
	6	mäßig	6	ausreichend
Grenzfall	5	stark	5	grenzwertig
nicht annehmbar	4	sehr stark	4	mangelhaft
	3	unakzeptabel	3	schlecht
	2		2	sehr schlecht
	1		1	katastrophal

Bild 6.39: Bewertungsskala für Schwingungsbewertung und Gefallensbewertung in Anlehnung an ATZ-Skala

Im Gegensatz zu Schwingungsbewertung, welche mit den absoluten Fahrzeugvibrationen korreliert, erreicht die Gefallensbewertung das Optimum normalerweise nur bei einem bestimmten Niveau von Vibration und Geräusch. Entweder noch stärkere oder schwächere Anregung kann zur Verschlechterung der Gefallensbewertung führen. Die Probanden werden daher neben der subjektiven Bewertung für jeden Zustand noch gefragt, ob sie für eine bessere Gefallensbewertung des dargestellten Zustands mehr, weniger oder gleichstarke Vibration bzw. Geräusche erwartet hätten. Die Antwort weist darauf hin, weshalb ein Zustand so gut bzw. schlecht beurteilt wird. Zusätzlich zur Beurteilung der Fahrzeugvibration an den Kontaktstellen Sitz, Lenkrad und Fußraum wird die Schwingungs- und Gefallensbewertung auch für das Innengeräusch durchgeführt,

um zu untersuchen, ob die Wechselwirkung zwischen Vibration und Geräusch auch die Gefallensbewertung beeinflusst.

Neben Fahrzeugtyp können die positiven Erlebnisse von Fahrzeugschwingungen auch stark von Betriebszustand abhängen, siehe auch Kapitel 2.3.3.2. Um diese zustandsabhängigen Erlebnisse zu untersuchen, werden für die subjektive Beurteilung im Rahmen der Untersuchung 11 Testfälle definiert, welche den kundenrelevanten Betriebszuständen bei normaler Fahrt entsprechen. Die Betriebszustände und der entsprechende Gang, Gaspedalstellung und Geschwindigkeitsrampe werden in Tabelle 6.8 aufgeführt.

Tabelle 6.8: Testfälle für die Probandenstudie „Pos“

Nr.	Testfall	Gang	Gaspedal [%]	Geschwindigkeitsrampe
1	Anstellen (Motorstart)	N	0	0
2	Abstellen (Motorstopp)	N	0	0
3	Leerlauf	N	0	0
4	Beschleunigung Stadt 1	2	40	30-60 km/h in 8s
5	Beschleunigung Stadt 2	3	40	30-60 km/h in 8s
6	Beschleunigung Landstraße 1	3	50	50-100 km/h in 10s
7	Beschleunigung Landstraße 2	4	50	50-100 km/h in 10s
8	Ausrollen 1	5	0	140-100 km/h in 15s
9	Ausrollen 2	5	0	100-70 km/h in 15s
10	Konstantfahrt Stadt 1	3	20	50 km/h in 10s
11	Konstantfahrt Stadt 2	3	60	50 km/h in 10s

Für die Zustände Beschleunigung-Stadt (Testfall 4/5), Beschleunigung-Landstraße (Testfall 6/7), Ausrollen (Testfall 8/9) und Konstantfahrt-Stadt (Testfall 10/11)

werden jeweils 2 Testfälle mit unterschiedlichen Gängen, Geschwindigkeiten oder Motorlasten definiert, um verschiedene Vibrationsanregungen und Innengeräusche für subjektive Beurteilung zu präsentieren. Für diese paarweisen Zustände sollen die Probanden neben den Beurteilungen für Schwingungs- und Gefallensniveau noch beurteilen, welcher Zustand bezüglich des Schwingungs- und Gefallensniveaus besser empfunden wird. Beispielsweise bieten die Testfälle 10 und 11 aufgrund verschiedener Gaspedalstellung die unterschiedlichen Fahrzeugvibrationen und -geräusche an. Es wird beobachtet, ob es möglich ist, die Fahrzeugvibrationen, welche zu schlechterer Schwingungsbewertung führen, emotional besser empfunden werden und die persönliche Erwartung für das AMG-Fahrzeug besser erfüllen.

Nach der subjektiven Beurteilung wird noch eine Befragung durchgeführt. Hierbei sollen die Probanden folgende drei Fragen beantworten:

- Frage 1: Entsprechen die Gefallensbewertungen den Schwingungsbewertungen?
- Frage 2: Für welche Zustände ist Gefallensbewertung anders als Schwingungsbewertung?
- Frage 3: Bei welchem Fahrzeugtyp ruft die Vibration positive Auswirkung hervor?

6.3.2 Datenauswertung

Bild 6.40 stellt die Differenzen zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertungen je nach Testfall und Kontaktstelle dar. Hierbei bedeutet eine positive Differenz, dass die Schwingungsbewertung besser als die Gefallensbewertung ist, und umgekehrt.

Offensichtlich sind die Differenzen für die meisten Testfälle und Kontaktstellen kleiner als null. D.h. das Gefallensniveau des Fahrzeugs wird insgesamt besser beurteilt als das Schwingungsniveau. Es wird davon ausgegangen, dass die Probanden zwar dem starken Vibrations- und Geräuschniveau an diesem sportlichen Fahrzeug ausgesetzt sind, diese aber noch gut akzeptieren können. Wie dargestellt, sind die Gefallensbewertung bei manchen Zuständen, wie z.B. Anstellen (Motorstart) und Beschleunigung, deutlich besser als Schwingungsbewertung um bis zu 1,3 Note für Vibration (am Sitz, Lenkrad und Fußraum) und 2,1 Noten für Geräusch. Es liegt daran, dass der Fahrer bei Fahrzeuganstellen (Motorstart) und Beschleunigung die Rückmeldung des Fahrzeugs erwartet, um die Charakteristik des Fahrzeugs wahrzunehmen, siehe auch Kapitel 2.3.3.2. Ausgenommen beim Leerlauf für Lenkrad, Fußraum und Geräusch sowie bei der Konstantfahrt für

Lenkrad und Fußraum, wo die Gefallensbewertungen schlechter als Schwingungsbewertungen sind. Hierfür erwarten die meisten Fahrer einen ruhigen Zustand. Die zu stark präsentierten Vibrationen führen nur zu einem negativen Eindruck des Fahrkomforts. Es ist zu bemerken, dass die Vibrationen und Geräusche den positiven Eindruck hervorrufen können, nur wenn das Niveau der Vibrationen und Geräusche dem Betriebszustand entspricht. Wenn das Niveau deutlich kleiner als die Erwartung ist, kann der Fahrer bzgl. „Gefallen“ auch schlechter beurteilen.

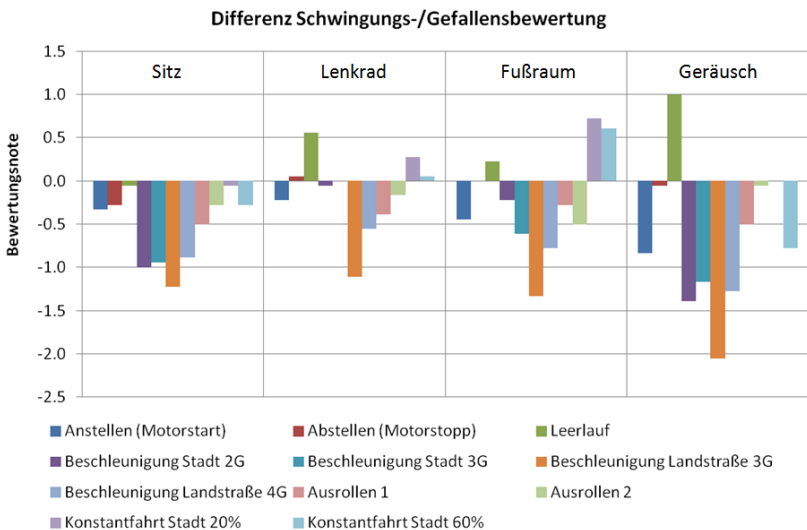


Bild 6.40: Differenz zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung je nach Testfall und Kontaktstelle in Probandenstudie „Pos“

Die Unterschiede zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung werden statistisch durch ANOVA-Test analysiert. Die durch Gleichung Gl.2.14 (in Kapitel 2.3.4) ausgerechneten F-Werte werden dann mit einem Grenzwert verglichen, um zu überprüfen, ob die Unterschiede statistisch signifikant sind. Der Grenzwert beträgt $F_{0,95}(1,16) = 4,49$ mit Konfidenz von 95% und $F_{0,9}(1,16) = 3,048$ mit Konfidenz von 90%, siehe die Definition in Kapitel 2.3.4. Hierbei ist ein Unterschied mit F-Wert $> 3,048$ statistisch signifikant mit Konfidenz von 90%. Die

ausgerechneten F-Werte, welche auf die signifikanten Unterschiede zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung hinweisen, werden in der Tabelle 6.9 aufgeführt. Die signifikanten Unterschiede sind für Sitz und Geräusch bei Zustand Beschleunigung Stadt (Testfall 4 und 5) und für Sitz, Lenkrad, Fußraum und Geräusch bei Zustand Beschleunigung Landstraße (Testfall 6 und 7) zu sehen. Zudem sind die Unterschiede für Geräusche im Leerlauf auch statistisch signifikant. Darunter weisen einige Unterschiede sogar eine Konfidenz von 95% auf (wenn F-Wert > 4,49). Bei den anderen Testfällen wird kein Unterschied zwischen Schwingung- und Gefallensbewertung als statistisch signifikant bestätigt. Die Ergebnisse vom T-Test, welche hier nicht dargestellt werden, stimmen mit den Ergebnissen vom ANOVA-Test überein.

Tabelle 6.9: Statistische Analyse der Unterschiede zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertungen mithilfe vom F-Wert von ANOVA-Test

F-Wert (ANOVA-Test) zur Analyse der Unterschiede zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertungen					
Nr.	Testfall	Sitz	Lenkrad	Fußraum	Geräusch
3	Leerlauf	-	-	-	3,161
4	Beschleunigung Stadt 1	6,48	-	-	5,981
5	Beschleunigung Stadt 2	3,959	-	-	12,6
6	Beschleunigung Landstraße 1	6,817	9,302	7,481	7,680
7	Beschleunigung Landstraße 2	3,938	3,125	3,564	4,232

Außerdem wird eine Korrelationsanalyse zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung jeweils für Sitz, Lenkrad, Fußraum und Geräusch durchgeführt. Bild 6.41 zeigt die Korrelationsgüte R^2 zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung für alle Testfälle. Wie dargestellt, korrelieren die Schwingung- und Gefallensbewertung am besten miteinander für die Zustände Ausrollen und Leerlauf mit einer hohen Korrelationsgüte von $R^2 \approx 0,5$. Im Gegensatz dazu sind die Korrelationsgüte bei den Zuständen An-/Abstellen, Beschleunigung und Konstantfahrt mit Gaspedal 60% nur geringe mit $R^2 < 0,25$. Für solche Zustände

werden die subjektiven Beurteilungen für Schwingungsniveau und Gefallensniveau weniger voneinander beeinflusst. Daher ist es sinnvoll, ein zweidimensionales Bewertungskriterium mit Schwingungs- und Gefallensbewertung zur Beschreibung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs einzuführen.

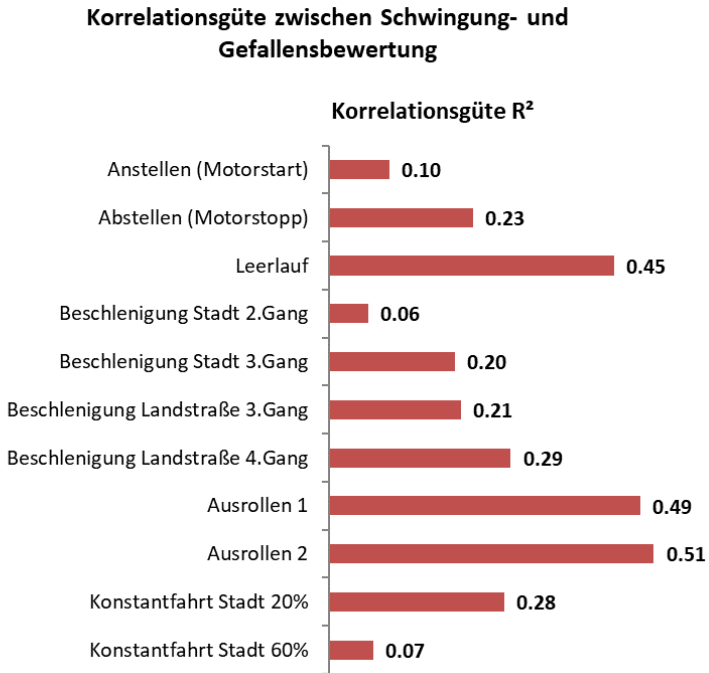


Bild 6.41: Korrelationsanalyse zwischen Schwingungsbewertung und Gefallensbewertung je nach Testfall

Für jeden Testfall werden die Probanden außerdem gefragt, ob sie für eine bessere Gefallensbewertung für diesen Zustand mehr, weniger oder gleichstarke Vibration bzw. Geräusche erwartet hätten. Das Ergebnis ist im Bild 6.42 dargestellt. Für Fahrzeuganstellen (Motorstart) erwarten die Probanden für eine bessere Gefallensbewertung ein stärkeres, mindestens gleiches Vibrations- und

Geräuschniveau. Für Beschleunigung haben sich die meisten Probanden geäußert, dass die dargestellten Vibrationen und Innengeräusche sehr gut mit dem Betriebszustand zusammenpassen und weder mehr noch weniger sein sollen. Im Gegensatz dazu erwarten schon einige Probanden bei Leerlauf, Ausrollen und Konstantfahrt eine schwächere bzw. gleiche Vibrationsanregung für eine bessere Gefallensbewertung.

Anpassung von Vibration und Geräusch für eine bessere Gefallensbewertung

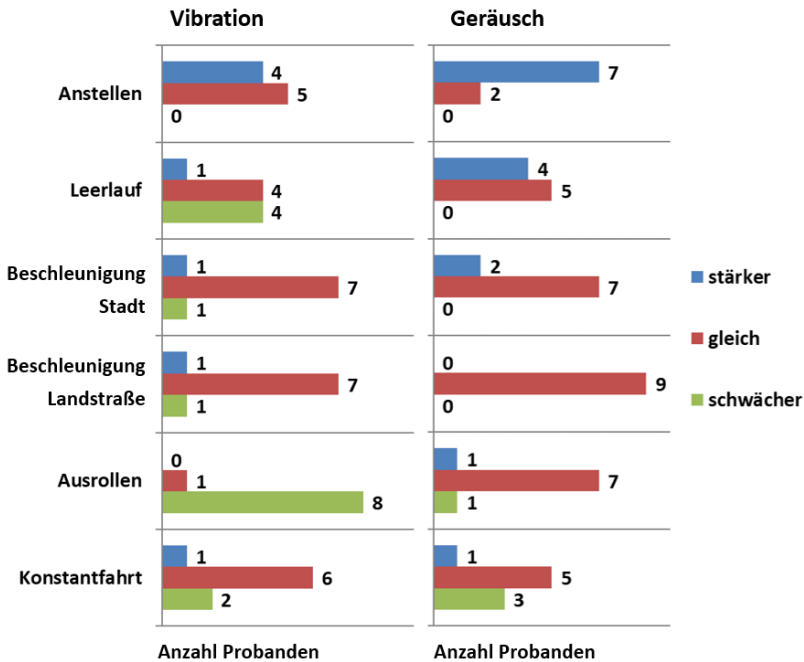


Bild 6.42: Ergebnis der Befragung über Anpassung von Vibrations und Geräusch für bessere Gefallensbewertung ja nach Testfall

Zusammenfassend sind die Gefallensbewertungen bei den Zuständen Anstellen und Beschleunigung deutlich besser als die Schwingungsbewertungen, da die Fahrer hierbei mehr Vibration und Geräusch erwarten, um die Rückmeldung des Fahrzeugs wahrzunehmen. Die beiden Bewertungskriterien korrelieren nicht gut

miteinander. Hingegen erwarten die Fahrer für Leerlauf und Konstantfahrt einen komfortablen Zustand mit kleineren Vibrationsanregungen. Für Abstellen (Motorstepp) und Ausrollen korrelieren die Gefallensbewertung und Schwingungsbewertung gut miteinander.

Anschließend werden die Ergebnisse der Befragung analysiert. Für die Frage „Entsprechen die Gefallensbewertungen den Schwingungsbewertungen?“ hat nur ein Proband mit „Ja“ beantwortet. Die anderen 8 Probanden glauben der Zusammenhang zwischen Schwingung- und Gefallensbewertung stark vom Betriebszustand abhängig ist. Darunter glaubten 5 Probanden beim „Motorstart“ und 6 Probanden bei der „Beschleunigung“ kann die Gefallensbewertung anders als die Schwingungsbewertung sein, siehe Bild 6.43. Die Antworten der Probanden stimmen gut mit den statistischen Analysen der subjektiven Beurteilungen überein. Des Weiteren haben 8 Probanden geäußert, dass die Fahrzeugvibrationen ein positives Erlebnis auslösen können, aber die Auswirkung fahrzeugabhängig ist. Über die Frage „Bei welchem Fahrzeugtyp rufen die Vibrationen positive Auswirkung hervor?“ haben fast alle Probanden geäußert, dass der Roadster und Sportliche Coupé durch die gut abgestimmten Fahrzeugvibrationen und Geräusche mehr Freude bringen können. Auf der anderen Seite legen die Probanden für Limousine und SUV vor allem großen Wert auf das Komforterlebnis mit reduzierten Vibrationsanregungen, siehe Bild 6.43.

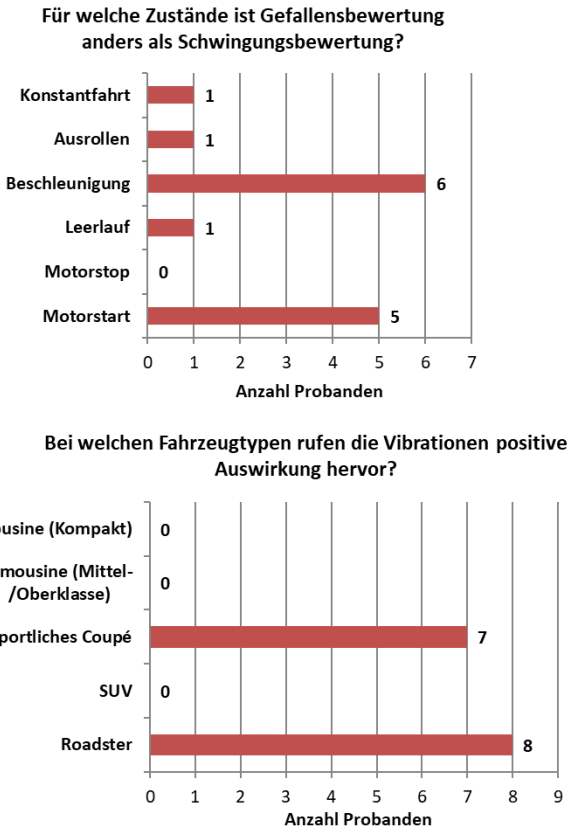


Bild 6.43: Ergebnis der Befragung über Gefallensbewertung in Abhängigkeit von Testfall und Fahrzeugtyp

6.3.3 Zusammenfassung und Diskussion

Durch Analyse der Ergebnisse der Probandenstudie „Pos“ wird bestätigt, dass **die Fahrzeugvibration und das Innenraumgeräusch nicht nur negative, sondern**

auch positive Erlebnisse hervorrufen können. Diese Auswirkung ist allerdings stark von Fahrzeugtyp und Betriebszustand abhängig.

Für einen emotionalen Fahrzeugtyp wie Roadster und sportliches Coupé können die Fahrer mehr Vibration und Geräusch als die Rückmeldung des Fahrzeugs erwarten. Hingegen ruft die Vibration bei Limousine, SUV und Familien-MPV überwiegend negative Auswirkungen hervor. Bzgl. des Betriebszustands erwarten die Fahrer bei den Zuständen Anstellen (Motorstart) und Beschleunigung eine emotionale Rückmeldung des Fahrzeugs. Dabei können Vibration und Geräusch, welche dem Betriebszustand entsprechen, die vom Fahrer erwartete Sportlichkeit und Leistung präsentieren und dadurch eine Freude auslösen. Für solche Betriebszustände korreliert die Schwingungsbewertung normalerweise nur gering mit Gefallensbewertung (mit $R^2 < 0,25$). Dafür ist es dann sinnvoll, ein zweidimensionales Bewertungskriterium mit Schwingungs- und Gefallensbewertung zur Beschreibung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs einzuführen. Für andere Betriebszustände, wie z.B. Konstantfahrt und Ausrollen, erwarten die Fahrer weniger Anregungen von Antriebsstrang. Mit steigenden Vibrationen verschlechtern sich daher sowohl die Schwingungsbewertung als auch die Gefallensbewertung, was auch durch die miteinander korrelierte Schwingungs- und Gefallensbewertung bestätigt (hohe Korrelationsgüte mit $R^2 > 0,49$) wird. Für solche Betriebszustände ist es unnötig, die Fahrzeugvibration durch ein zweidimensionales Bewertungskriterium zu bewerten. Die Ergebnisse dieser Probandenstudie bestätigen die Theorie von (Zhang et al., 1996), dass Komfort und Diskomfort auf zwei Wahrnehmungsachsen liegen, auch im Kontext der Komfortwahrnehmung der Fahrzeugschwingungen.

Seit langem wird das Fahrzeuggeräusch schon in vielen unterschiedlichen Disziplinen entwickelt. Ein wesentlicher Trend bei der Fahrzeugentwicklung ist es, den „Sound“ von der Summe der Fahrzeuggeräusche zu unterscheiden. Hierbei ist „Sound“ nach Definition von (Genuit, 2010) das positiv empfundene Geräusch als Rückmeldung des Fahrzeugs auf eine Anforderung des Bedieners, während die restlichen Fahrzeuggeräusche, die als störend wahrgenommen werden, weiterhin als Geräusch bezeichnet werden. Zur Entwicklung wird sowohl das Geräusch zur Minimierung des Diskomforts möglichst reduziert, als auch der „Sound“ je nach Fahrzeugtyp und Betriebszustand gestaltet, um den Komfort zu erhöhen, bzw. das positive Erlebnis zu wecken. Die Geräuschgestaltung richtet sich nicht allein nach der Lautstärke, sondern vielmehr nach Klangqualität, Dynamik und der Anpassung an den aktuellen Betriebszustand des Fahrzeugs (Genuit, 2010).

Dieser Aspekt gilt auch für Fahrzeugvibrationen. Zur Entwicklung der Fahrzeugvibrationen soll das Ziel je nach Fahrzeugtyp definiert werden.

Beispielsweise soll die Fahrzeugvibration für die komfortorientierte Limousine, welche normalerweise über eine hohe Korrelationsgüte zwischen Schwingungs- und Gefallensbewertung verfügt, soweit reduziert werden, um eine hohe Zufriedenheit über Schwingungs- und Gefallensniveau zu erreichen. Im Gegensatz dazu soll für den emotionalen Roadster, bei dem die Schwingungs- und Gefallensbewertung nicht miteinander korreliert, die Fahrzeugvibrationen nicht nur reduziert, sondern auch gezielt gestaltet und abgestimmt werden, um die von Fahrer erwartete Fahrzeug-Charakteristik zu erzielen. Hierbei, analog zur Sound-Gestaltung, richtet sich die Vibrationsgestaltung nicht nur nach der Intensität. Die Frequenz, Anregungsrichtung und Anregungsstelle sowie die der Anpassung an den aktuellen Betriebszustand des Fahrzeugs spielen auch eine Rolle.

6.4 Einfluss des Geräuschs auf Vibrationswahrnehmung

Wie in Kapitel 2.3.3.3 erläutert, wird die menschliche Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug auch von Fahrzeuginnengeräusch beeinflusst. Bezüglich dieses Einflusses stellen viele bisherigen Untersuchungen (siehe Kapitel 2.3.3.3) unterschiedliche Ergebnisse dar. Es existiert noch keine durchgängigen Methoden zur Analyse und Validierung des Einflusses des Innengeräuschs auf die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen. Zur Untersuchung dieses Einflusses wird im Rahmen der Forschungsarbeit eine Probandenstudie „Aku“ am Rollenprüfstand durchgeführt. Die grundlegende Hypothese dieser Untersuchung ist es, dass die Vibrationswahrnehmung von verschiedenen Geräuschvarianten beeinflusst werden kann. In den nächsten Unterkapiteln werden der Versuchsaufbau und die Datenauswertung der Probandenstudie detailliert vorgestellt.

6.4.1 Versuchsaufbau der Probandenstudie „Aku“

Für die Probandenstudie ist so ein Versuchsfahrzeug nötig, welches die Betriebszustände mit einer größeren Spreizung von Vibrationen und Geräuschen darstellen kann (Farsi, 2015). Daher wird ein sportliches Mercedes-Benz-AMG Fahrzeug CLS63AMG aus dem Sportcoupé-Segment als Versuchsträger ausgewählt. Die technischen Daten des Fahrzeugs werden in der Tabelle 5.3 aufgeführt. Wie in Kapitel 2.3.3.3 erklärt, kann der Fahrer bei dynamischen Zuständen wegen reduzierter Konzentration mehr vom Geräusch beeinflusst werden. Daher werden zur Untersuchung sowohl stationäre als auch dynamische Zustände als Testfälle definiert, siehe Tabelle 6.10. Darunter sind 2 dynamische

Zustände und 1 stationärer Zustand. Die 2 dynamische Zustände stellen die Motordrehzahl-Hochläufe (ca. 2000–4000 1/min) bei konstanter Gaspedalstellung dar. Darunter versteht man als Beschleunigungs- bzw. Überholmanöver. Aufgrund der hohen Motordrehzahl präsentieren beide Zustände stärke Motorgeräusche. Außerdem stellt der Zustand 3 einen stationären Zustand mit starken Fahrzeugvibrationen und Innengeräuschen dar. Auf dem Rollenprüfstand kann die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs durch Prüfstand geregelt, um die konstante Geschwindigkeit oder die vorgegebene Geschwindigkeitsrampe nachzufahren. Das Motordrehmoment wird durch ein zusätzliches Steuerungssystem DGR-System (vgl. Kapitel 5.2.1.1) geregelt.

Tabelle 6.10: Drei Betriebszustände der Probandenstudie Aku

Zustand	Gang	Geschwindigkeit [km/h]	Gaspedalstellung [%]
Zustand 1	2 Gang	30-60km/h in 8s	40%
Zustand 2	3 Gang	50-100km/h in 10s	50%
Zustand 3	4 Gang	150km/h in 10s	100%

Darauf basierend werden zwei zusätzliche Maßnahmen verwendet, um die von Probanden hörbaren Geräusche künstlich zu variieren. Eine Maßnahme ist die Verwendung eines Noise-Cancelling-Kopfhörers (ANC-Kopfhörer). Der Kopfhörer erzeugt automatisch die gegenphasigen Signale gegenüber den Umgebungsgeräuschen, um das in die Ohren eingeleitete Umgebungsgeräusch, in dem Sinne Fahrzeuginnengeräusch, zu reduzieren. Ein solcher Kopfhörer kann die Umgebungsgeräusche isolieren und zugleich ein angenehmeres und natürliches Gefühl anbieten als einen normalen Lärmschutz-Kopfhörer. Hierbei wird angenommen, dass der hörbare Geräuschpegel durch Verwendung des ANC-Kopfhörers reduziert wird, damit der Fahrer sich mehr auf die Fahrzeugvibration konzentriert. Dadurch wird die Vibrationsbeurteilung verschlechtert. Die andere Maßnahme ist die Wiedergabe des Fahrzeuggeräuschs. Hierfür werden zwei Getriebegeräusche „Knattern“ und „Pfeifen“ als zusätzliche Geräusche durch den Kopfhörer wiedergegeben. Im Gegensatz zu der Verwendung des ANC-Kopfhörers kann die Wiedergabe zusätzlicher Geräusche die Konzentration des Fahrers auf die Vibration reduzieren und damit werden die subjektiven Beurteilungen der Fahrzeugvibrationen verbessert. Durch Kombination dieser zwei Maßnahmen werden vier Geräuschvarianten definiert, siehe Tabelle 6.11.

Tabelle 6.11: Vier Geräuschvariante der Probandenstudie Aku

Geräuschvariante	ANC aktiv	Wiedergabe zusätzlicher Geräusche
1	nein	nein
2	ja	nein
3	ja	Knattern
4	ja	Pfeifen

Durch Kombination dieser in Tabelle 6.11 definierten Geräuschvarianten mit den 3 in Tabelle 6.10 dargestellten Betriebszuständen werden insgesamt 12 Testfälle für die Probandenstudie definiert, siehe Tabelle 6.12. Durch Verwendung des ANC-Kopfhörers und Wiedergabe zusätzlicher Geräusche können die vom Fahrer hörbaren Geräusche bei den Testfällen mit gleichen Vibrationsanregungen künstlich variiert werden. Bei der Datenauswertung (in Kapitel 6.4.2) wird durch Vergleich der subjektiven Beurteilungen für die Testfälle mit gleichen Vibrationsanregungen aber verschiedenen Geräuschvarianten analysiert, ob bzw. wie die Geräusche die Vibrationswahrnehmung beeinflussen. Das Aktivschalten der ANC-Funktion und die Wiedergabe zusätzlicher Geräusche durch den Kopfhörer werden vor der Darstellung jedes Betriebszustands vom Versuchsleiter gesteuert. Die Testfälle und ihre Reihenfolge sind den Probanden unbekannt. Für jeden Testfall soll der Proband die Vibrationswahrnehmung für Sitz, Lenkrad und Fußraum mit 10-stufiger Bewertungsskala beurteilen, siehe Tabelle 5.4. Insgesamt haben 9 Probanden im Alter von 27 bis 48 Jahren an der Studie teilgenommen. Die Informationen der Probanden siehe Anhang B. Um jeden Probanden für den gleichen Abschnitt eines dynamischen Vibrationszustands zu beurteilen, wird der Start und Schluss des zu beurteilenden Zyklus vom Versuchsleiter explizit gekennzeichnet.

Nach der subjektiven Beurteilung wird noch eine Befragung durchgeführt. Hierbei wird die persönliche Meinung der Probanden über folgende Fragen gefragt:

- Frage 1: Wird subjektive Vibrationsbeurteilung vom Geräusch beeinflusst?
- Frage 2: Welche Einflussfaktoren des Geräuschs sind relevant für die subjektive Vibrationsbeurteilung?
- Frage 3: Ist der Einfluss des Geräuschs auf die Vibrationswahrnehmung beim Fahrversuch auf der Straße anders als auf dem Rollenprüfstand?

Tabelle 6.12: 12 Testfälle der Probandenstudie Aku

Geräusch-variante	Betriebszustand		
	Zustand 1	Zustand 2	Zustand 3
1	Testfall 1	Testfall 2	Testfall 3
2	Testfall 4	Testfall 5	Testfall 6
3	Testfall 7	Testfall 8	Testfall 9
4	Testfall 10	Testfall 11	Testfall 12

6.4.2 Datenauswertung

Bild 6.44 stellt die Differenzen der subjektiven Bewertungsnoten zwischen den Testfällen ohne und mit ANC-Funktion dar. Hierbei bedeutet eine positive Differenz, dass die Beurteilung für den Testfall ohne ANC-Funktion besser als die für den Testfall mit ANC-Funktion ist, und umgekehrt.

Wie oben erläutert, reduziert die ANC-Funktion den hörbaren Geräuschpegel und dadurch erhöht die Konzentration des Fahrers auf die Vibration. Aus diesem Grund beurteilen die Probanden die Fahrzeugvibrationen für Zustand 2 und 3 bei aktivierter ANC-Funktion schlechter als ohne ANC-Funktion. Es ist ebenfalls zu erkennen, dass die Vibrationsbeurteilung für Zustand 1 bei aktivierter ANC-Funktion besser als ohne ANC-Funktion ist, was an dem Betriebszustand liegen kann. Bei den Zuständen 2 und 3 sind die Fahrzeugvibrationen sehr stark. Hierbei wurden die starken Fahrzeugvibrationen aufgrund der ANC-Funktion subjektiv deutlich wahrgenommen und daher schlechter beurteilt. Im Gegensatz dazu ist das laute Motorgeräusch bei Zustand 1 wegen niedriger Fahrzeuggeschwindigkeit subjektiv auffällig, daher wird der gesamte Komforteindruck des Fahrzeugs aufgrund Reduzierung des hörbaren Geräuschs durch ANC-Funktion verbessert. Dieser Effekt kompensiert hierbei den verschlechterten Eindruck durch höhere Konzentration auf die Fahrzeugvibrationen, da die Vibrationsanregungen beim Zustand 1 niedriger sind. Es ist außerdem im Bild 6.44 zu erkennen, die Differenzen der Beurteilung für Sitz, Lenkrad und Fußraum in gleicher Richtung sind. Diese Änderungen am Lenkrad sind deutlich anders als Sitz und Fußraum, da es um die Hand-Arm-Schwingung geht. Im ANOVA-Test sind hierbei die unterschiedlichen Bewertungen zwischen den Geräuschvarianten statistisch nicht signifikant.

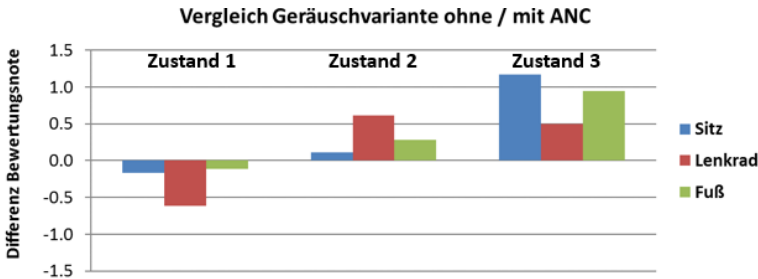


Bild 6.44: Differenzen der Vibrationsbeurteilungen zwischen den Testfällen ohne und mit ANC-Funktion

Bild 6.45 zeigt den Einfluss der Wiedergabe zusätzlicher Getriebegeräusche Knattern und Pfeifen auf die subjektiven Vibrationsbeurteilungen. Hierbei stellen sich die Differenzen der subjektiven Bewertungen zwischen den Testfällen ohne und mit zusätzlichen Geräuschen dar. Analog wie die ANC-Funktion ist die Beeinflussung der Wiedergabe zusätzlicher Geräusche auf die Vibrationsbeurteilung im Zustand 1 anders als im Zustand 2 und 3. Durch Wiedergabe zusätzlicher Geräusche wird die Konzentration des Fahrers auf die Vibration reduziert und daher die Fahrzeugvibration im Zustand 2 und 3 besser beurteilt. Im Gegensatz dazu wird Zustand 1 durch die Wiedergabe des Geräuschs schlechter beurteilt. Dies kann daran liegen, dass die zusätzlichen Geräusche mit dem Betriebszustand bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl nicht zusammenpassen und daher subjektiv als störende Geräusche betrachtet werden, was den gesamten Komforteindruck verschlechtert. Im ANOVA-Test sind hierbei nur die Bewertungen für Lenkrad im Zustand 3 statistisch signifikant zwischen den Geräuschvarianten.

In der Befragung haben 8 der 9 Probanden geäußert, dass die subjektive Vibrationsbeurteilung vom Geräusch beeinflusst wird. Zu den Einflussfaktoren zählt Lautheit, Frequenz und Inhalt des Geräuschs. Unter diesen 8 Probanden hatten 4 Probanden die Meinung, dass der akustische Einfluss auf Vibrationswahrnehmung beim Fahrversuch auf der Straße anders als auf dem Rollenprüfstand ist. Davon erwarteten 3 Probanden einen stärkeren Einfluss auf der Straße, da die Konzentration des Fahrers auf die Vibration wegen der starken Ablenkung vom Verkehr mehr vom Geräusch beeinflusst wird.

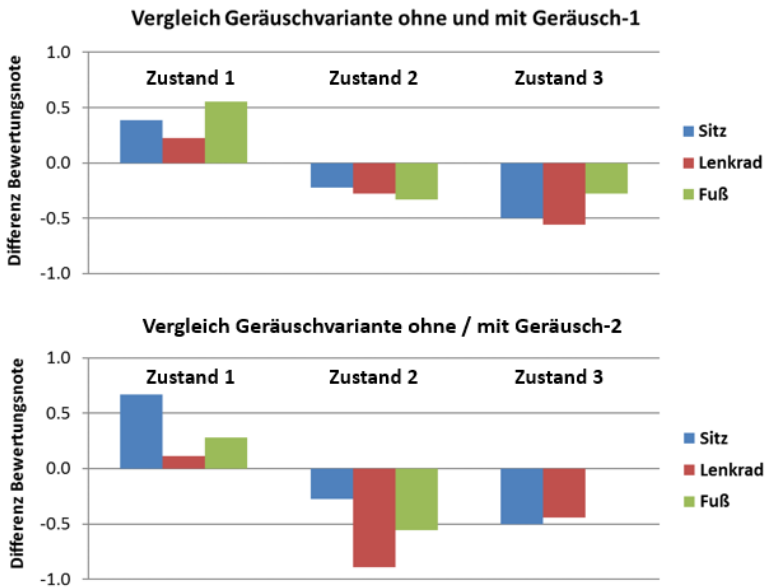


Bild 6.45: Differenzen der Vibrationsbeurteilungen zwischen den Testfällen ohne und mit Wiedergabe des zusätzlichen Geräuschs

6.4.3 Zusammenfassung und Diskussion

Durch Analyse der Ergebnisse der Probandenstudien „Aku“ wurde der Einfluss des Geräuschs auf die Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug am Rollenprüfstand festgestellt. Mit Erhöhung der Geräuschanregungen wird der Vibrationskomfort mit einer besseren Note beurteilt. Dies liegt daran, dass der Fahrer sich aufgrund der verstärkten Geräusche weniger auf die Vibrationsanregung konzentriert. Wenn die Geräusche sich zu viel verändern oder nicht mehr mit dem Vibrationszustand zusammenpassen, wird die Vibrationsbeurteilung schlechter. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass sich der gesamte Komforteindruck aufgrund starker Geräuschanregungen verschlechtert, was die Vibrationswahrnehmung in der negativen Richtung beeinflusst. Es wird davon ausgegangen, dass sich die Beurteilung für den Vibrationskomfort bei kleiner Erhöhung der

Geräuschanregungen verbessert und bei starker Erhöhung der Geräuschanregungen verschlechtert. Allerdings kann die Grenze zwischen „kleiner“ und „großer“ Änderung der Geräuschanregung beruhend auf den vorhandenen Untersuchungsergebnissen im Rahmen der Forschungsarbeit nicht genau definiert werden.

Es ist zu bemerken, dass die Änderung der Vibrationsbeurteilungen aufgrund des Einflusses des Geräuschs in den meisten Testfällen klein und nicht statistisch signifikant ist. Der Einfluss des Geräuschs auf die Vibrationswahrnehmung wurde innerhalb der Studie nicht bestätigt. Dies kann vor allem daran liegen, dass die Probanden in der Lage sind, die Fahrzeugvibration unabhängig vom Geräusch zu beurteilen. Zugleich bietet der Rollenprüfstand gegenüber der Fahrt auf der Straße die vorteilhaften Bedingungen, wo der Fahrer sich besser auf die Fahrzeugvibrationen konzentrieren kann. Bei der Befragung glaubten die meisten Probanden auch, dass die Vibrationswahrnehmung der normalen Kunden bei Straßenfahrt mehr vom Geräusch beeinflusst werden kann, da der Fahrer viel mehr vom Straßenverkehr abgelenkt wird.

Durch die Untersuchung innerhalb der Probandenstudie „Aku“ kann der Einfluss des Innengeräuschs auf die subjektiven Wahrnehmungen der Fahrzeugvibration statistisch nicht bestätigt werden. Es wird davon ausgegangen, dass unter den Rahmenbedingungen der Prüfstandsversuche die subjektive Wahrnehmung der Fahrzeugvibration überwiegend vom Vibrationszustand bestimmt. Der Einfluss des Geräuschs wird für die Untersuchung der Fahrzeugvibrationen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen nicht berücksichtigt.

6.5 Beschreibung der Bewertungsmethode

Beruhend auf den Analysenergebnissen in den letzten Kapiteln wird die Bewertungsmethode definiert. Die Bewertungsmethode besteht aus zwei Teilen. Der eine ist die Methode zur Validierung der subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen unter Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes. Hierbei werden die Versuchsbedingungen (siehe Kapitel 6.5.1) und die Messtechnik zur Erfassung und Auswertung der objektiven Messdaten (siehe Kapitel 6.5.2) auf Rollenprüfständen definiert. Darauf basierend wird die Methode zur objektivierten Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen entwickelt. Hierbei werden die objektiven Kennwerte und die Regressionsmodelle zur Modellierung der menschlichen subjektiven Komfortbewertungen durch Korrelationsanalyse definiert, siehe Kapitel 6.5.3.

6.5.1 Versuchsbedingungen

Die Bewertungsmethode wird für die Analyse der fühlbaren harmonischen Fahrzeugschwingungen im Fahrbetrieb verwendet, vor allem für Betriebszustände Leerlauf, Anfahren, Konstantfahrt sowie moderate Beschleunigung und Verzögerung. Die Messung der Fahrzeugvibrationen soll auf einem Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfstand durchgeführt werden, da hierbei der Einfluss der Fahrbahnanregungen eliminiert werden kann. Zudem bietet der Prüfstandsversuch die besser definierbaren, reproduzierbaren und kontrollierbaren Randbedingungen an. Um den Einfluss der Radanregungen auf die Komfortbewertung für die Antriebsstranganregungen zu reduzieren, kommen vorselektierte Reifen mit kleiner Ungleichförmigkeit zum Einsatz. Bei der Befestigung des Versuchsfahrzeugs auf den Prüfstand sollen die hochfrequenten Schwingungen der Karosserie nicht unterdrückt werden, indem eine in Längs- und Hochrichtung weiche Fixierung, wie z.B. mit Gurten, verwendet wird. Die Gurtfesselung liefert außerdem bei den quasi-stationären Hochläufen eine deutlich bessere Reproduzierbarkeit der vom Antriebsstrang induzierten Fahrzeugschwingungen als andere Fixierungsarten. Zur Minimierung der Anregungen der Kühlluft soll das Prüfstandsgebläse bei Zuständen Leerlauf und Anfahren ausgeschaltet werden. Während der Messung sollen die Stellwerte des Fahrzeugs, wie z.B. Fahrzeuggeschwindigkeit, Motordrehzahl und Motorlast, nicht vom Fahrer, sondern vom Prüfstand und externen Ansteuerungssystem überwacht und gesteuert werden, um die Betriebszustände reproduzierbar darzustellen. Zur Reduzierung der Einflüsse des Fahrzeugs ist der Fahrzeugzustand wie Motortemperatur und Reifendruck für verschiedene Testfälle gleich beizubehalten. Die Sitz- und Lenkradposition sowie die Körperhaltung des Fahrers werden definiert und gleich beibehalten.

6.5.2 Messtechnik

Zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug werden sechs Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen als relevante WFP berücksichtigt. Dazu gehören:

- Gesäß und Oberschenkel / Sitzkissen (WFP1.1)
- Rücken / Lehnenkissen (WFP1.2)
- Hand / Lenkrad (WFP1.3)
- Fuß / Fußboden (WFP1.4)
- Arm / Armauflage der Tür (WFP1.5)
- Arm / Armauflage der Mittelkonsole (WFP1.6)

Die Sitzvibration spielt eine entscheidende Rolle für den Fahrkomfort des Gesamtfahrzeugs. Zur Beschreibung der Sitzvibration kommen vier triaxiale Beschleunigungssensoren an den 4-Eckpunkten der Fahrersitzschiene (WFP1.1.1) zum Einsatz, um die Messsignale $a_{X,Y,Z}^{FSS-voli}(t)$, $a_{X,Y,Z}^{FSS-vore}(t)$, $a_{X,Y,Z}^{FSS-hili}(t)$ und $a_{X,Y,Z}^{FSS-hire}(t)$ zu erfassen. Die Analyseergebnisse der Probandenstudien bestätigen, dass für die WFP1.1 (Gesäß und Oberschenkel / Sitzkissen), WFP1.2 (Rücken / Lehnenkissen) und WFP1.4 (Fuß / Fußraum) sowohl die objektiven Messdaten als auch die subjektiven Beurteilungen sehr gut miteinander korrelieren, da es sich bei der Vibrationswahrnehmung an diesen 3 WFP um Ganzkörperschwingung handelt. Hierfür sind die objektiven Messdaten an der Fahrersitzkonsole (WFP1.1.1) ausreichend zur Beschreibung der subjektiven Wahrnehmung am Sitz- und Lehnenkissen und im Fußraum.

Dagegen handelt es sich bei der Vibrationswahrnehmung am Lenkrad, an der Tür und der Mittelkonsole um die Hand-Arm-Schwingung, welche subjektiv von der Ganzkörperschwingung differenzierbar ist. Für Lenkrad sind zwei Beschleunigungssensoren am Lenkradkranz an der 3-Uhr- und 9-Uhr-Position angebracht. Dafür ist der uni-axiale Sensor zur Erfassung der Vibrationen in Z-Richtung genug. Die Tür und Mittelkonsole sind jeweils mit einem tri-axialen Beschleunigungssensor an der Armauflage versehen.

Insgesamt sind 8 Beschleunigungssensoren (6 tri-axiale und 2 uni-axiale) an den 4 o.g. WFP ausreichend, um die relevanten Messdaten zur Beschreibung der subjektiven Vibrationswahrnehmung eines Fahrzeugs zu erfassen. Die Messpositionen sind in Tabelle 6.13 aufgeführt.

Tabelle 6.13: Messpositionen der relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen zur Beschreibung der subjektiven Vibrationswahrnehmung eines Fahrzeugs

WFP	Nr.	Messpunkt	Abkürzung	Messsignal
WFP1.1.1	1	Fahrersitzschiene vorne links	FSS_voli	$a_{X,Y,Z}^{FSS-voli}(t)$
	2	Fahrersitzschiene vorne rechts	FSS_vore	$a_{X,Y,Z}^{FSS-vore}(t)$
	3	Fahrersitzschiene hinter links	FSS_hili	$a_{X,Y,Z}^{FSS-hili}(t)$
	4	Fahrersitzschiene hinter rechts	FSS_hire	$a_{X,Y,Z}^{FSS-hire}(t)$

WFP1.3	5	Lenkradkranz 3 Uhr-Position	LRD_3U	$a_Z^{LRD-3U}(t)$
	6	Lenkradkranz 9 Uhr-Position	LRD_9U	$a_Z^{LRD-9U}(t)$
WFP1.5	7	Armauflage an der Tür	Tuer	$a_{X,Y,Z}^{Tuer}(t)$
WFP1.6	8	Armauflage an der Mittelkonsole	Miko	$a_{X,Y,Z}^{Miko}(t)$

6.5.3 Objektivierter Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen

Für Sitz, Lehne und Fußraum wird der Kennwert FSS_Mn (gemittelte Kennwerte aus 4-Eckpunkten der Fahrersitzschienen) ausgewählt. Für Lenkrad funktioniert LRD_Mn (gemittelte Kennwerte aus 2-Messpunkten am Lenkradkranz 3-Uhr und 9-Uhr) am besten. Für Tür und Mittelkonsole wird jeweils nur ein Messpunkt an der Armauflage definiert.

Bezüglich der Auswerteverfahren zur Kennwertbildung werden die Kennwerte zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung am Sitz, Fußraum und an der Lehne durch Frequenzbewertung ausgewertet, da die menschliche Vibrationswahrnehmung an diesen Stellen stark frequenzabhängig ist. Hierbei sind die Vibrationsanregungen im Bereich 30~250Hz zu berücksichtigen. Zur Bildung der Kennwerte für Sitz, Tür und Mittelkonsole sollen dazu die Messdaten in 3 Raumrichtungen durch Vektorbildung gemeinsam berücksichtigt werden, während für Lenkrad lediglich die Messdaten in Z-Richtung ausreichend ist. Alle o.g. Kennwerte wird in der Form von Maximalwert aus Bandpasspegel in der Zeitdomäne (MaxBP) dargestellt, siehe auch Kapitel 6.1.

Zusammenfassend stellt das Bild 6.46 das Auswerteverfahren zur Kennwertbildung für Sitz, Lenkrad, Tür und Mittelkonsole schematisch dar. Die durch das Auswerteverfahren ermittelten Kennwerte beschreiben die subjektiven Komfortwahrnehmungen am besten mit den exponentiellen Regressionsmodellen, siehe auch Kapitel 6.1.4 und Kapitel 6.1.5. Dies Auswerteverfahren kann zur Analyse der Vibrationsanregung bei stationären Zuständen herangezogen werden. Wenn sich die Vibrationsanregungen kontinuierlich verändern, wird menschliche Vibrationswahrnehmung dementsprechend über die Anregungen verändert. Der gesamte Komforteindruck für die dynamischen Vibrationsanregungen wird überwiegend vom Maximalwert der gesamten Vibrationsanregung beeinflusst. Der Maximalwert der Vibrationsanregung eines dynamischen Zustands wird dann als

Kennwert zur Beschreibung der subjektiven Wahrnehmung definiert, siehe auch Kapitel 6.2. Basierend auf den objektiven Kennwerten und exponentiellen Regressionsmodellen wird es ermöglicht, dass die subjektiven Wahrnehmungen bei dynamischen Zuständen durch die objektiven Kennwerte beschrieben werden können.

Auswerteverfahren zur Kennwertbildung

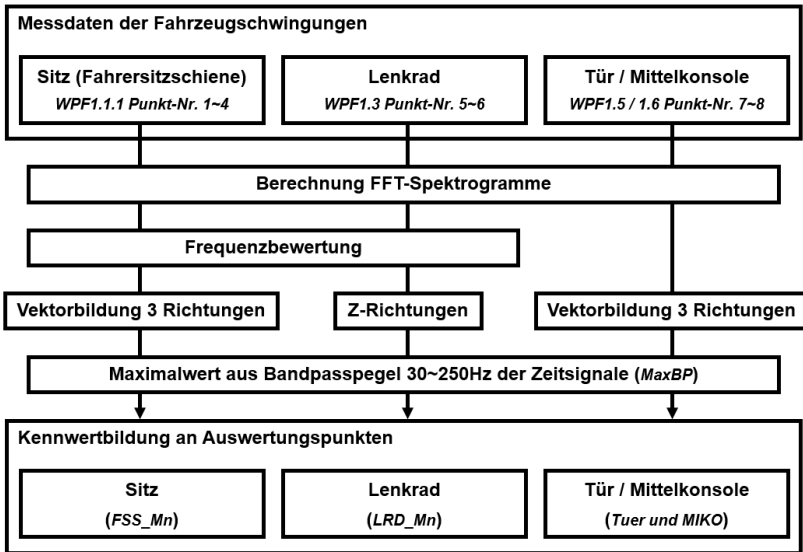


Bild 6.46: Auswerteverfahren zur Kennwertbildung

Die Fahrzeugvibration kann nicht nur negative, sondern auch positive Erlebnisse hervorrufen, was die Theorie, dass Komfort und Diskomfort auf zwei Wahrnehmungsachsen liegen, im Kontext der Komfortwahrnehmung der Fahrzeugschwingungen bestätigt. Die Auswirkung ist allerdings stark von Fahrzeugtyp und Betriebszustand abhängig. Für Limousine, SUV und Familien-MPV ruft die Vibration überwiegend die negative Auswirkung hervor. Im Gegensatz dazu erwarten die Fahrer für die emotionalen Fahrzeugtypen, wie Roadster und Sportcoupé, mehr Vibrationen und Geräusche als Rückmeldung des Fahrzeugs, insbesondere für die Betriebszustände Motorstart und Beschleunigung. Für solche

Betriebszustände ist es notwendig, den Schwingungskomfort des Fahrzeugs durch ein zweidimensionales Bewertungskriterium mit Schwingungs- und Gefallensbewertung (Diskomfort/Komfort-Bewertung) zu beurteilen bzw. analysieren. Für die anderen Betriebszustände, wie z.B. Leerlauf, Anfahren, Konstantfahrt und moderate Beschleunigung bzw. Verzögerung, korrelieren die subjektiven Beurteilungen für Komfort und Diskomfort gut miteinander. Bei solchen Betriebszuständen können die Kennwerte sowohl für komfortorientierte als auch für sportliche Fahrzeugtypen herangezogen werden.

Neben Fahrzeugvibrationen kann der Fahrer auch von Fahrzeuginnengeräusch beeinflusst werden. Unter den Rahmenbedingungen der Prüfstandsversuche im Rahmen der Forschungsarbeit ist der Einfluss des Geräuschs auf die Komfortwahrnehmung bezüglich antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen nur geringfügig und statistisch nicht signifikant. Für die Untersuchung der Fahrzeugvibrationen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen wird der akustische Einfluss nicht berücksichtigt, siehe Kapitel 6.4.

6.6 Zusammenfassung

Beruhend auf den in Kapitel 5 definierten Methoden und Ressourcen wurden im Rahmen der Forschungsarbeit mehrere Probandenstudien auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen durchgeführt. Hierbei wurde zunächst die Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen durch 5 Probandenstudien untersucht. Durch Analyse der Untersuchungsergebnisse wurden die objektiven Kennwerte und die Regressionsmodelle definiert, welche die subjektive Vibrationswahrnehmung an den 6 relevanten Kontaktstellen im Fahrzeug beschreiben können. Gemäß den Untersuchungsergebnissen verfügen die Kennwerte über hohe Korrelationsgüte mit den subjektiven Bewertungen (mit $R^2 > 0.7$), was bedeutet, diese Kennwerte die subjektiven Komfortbeurteilungen hinreichend genau beschreiben können, siehe Kapitel 6.1. Darauf basierend wird zur Beschreibung der subjektiven Wahrnehmung bei dynamischen Betriebszuständen der Maximalwert der Vibrationsanregung als Kennwert definiert, siehe Kapitel 6.2. Da die Fahrzeugvibration nicht nur negative, sondern auch positive Erlebnisse hervorrufen kann, wird es für die emotionalen Fahrzeugtypen, wie Roadster und Sportcoupé, insbesondere bei den Betriebszuständen Motorstart und Beschleunigung empfohlen, den Schwingungskomfort des Fahrzeugs durch ein zweidimensionales Bewertungskriterium mit Schwingungs- und Gefallensbewertung zu beurteilen bzw. analysieren, siehe Kapitel 6.3. Außerdem wurde durch Probandenstudie festgestellt, dass der Einfluss des Geräuschs auf die Komfortwahrnehmung bezüglich antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen

auf Rollenprüfständen nur geringfügig und statistisch nicht signifikant ist, siehe Kapitel 6.4.

Beruhend auf diesen Analyseergebnissen wurde im Rahmen der Forschungsarbeit die Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierte Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit objektiven Kennwerten beschreibt. Diese Bewertungsmethode wurde in Kapitel 6.5 detailliert beschrieben. Somit wurde die Forschungsfrage 2: „Wie lassen sich die subjektiven Komfortbeurteilungen antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen mit objektiven Kennwerten hinreichend genau beschreiben? Welche Parameter und Auswertekriterien sind relevant?“ beantwortet.

Daran anschließend wird in Kapitel 7 erläutert, wie die entwickelte Bewertungsmethode in den Entwicklungsprozess von Fahrzeug-NVH im Sinne der PGE implementiert werden kann. Ferner wird die Übertragbarkeit der Bewertungsmethode für weitere Untersuchungsfelder diskutiert.

7 Anwendbarkeit der Bewertungsmethode

Durch theoretische Analyse und experimentelle Probandenstudien wurde im Rahmen der Forschungsarbeit eine Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierte Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit den objektiven Einzahlkennwerten mit hoher Korrelationsgüte beschreibt, so dass die Forschungsfrage 2 beantwortet wurde, siehe Kapitel 6.

In diesem Kapitel wird die Forschungsfrage 3 diskutiert: „Wie kann die Methode objektivierter Komfortbewertungen der Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen in Fahrzeugentwicklungsprozess implementiert werden? Welche Anwendungsgrenzen gibt es?“. Zunächst wird im Abschnitt 7.1 die Implementierung der Methode in Entwicklungsprozess von Fahrzeug-NVH mit zwei Beispielen diskutiert. Anschließend wird im Abschnitt 7.2 die Übertragbarkeit für weitere Untersuchungsfelder näher diskutiert. Zudem wird zur Beschreibung und Analyse von Gesamtfahrzeug-NVH ein Indexsystem entwickelt, welches im Abschnitt 7.3 vorgestellt wird.

7.1 Implementierung in Entwicklungsprozess Fahrzeug-NVH

In diesem Kapitel wird diskutiert, wie die in Kapitel 6.5 beschriebene Bewertungsmethode in Entwicklungsprozess von Antriebsstrang-NVH implementiert wird. Hierbei werden zwei Beispiele genannt.

7.1.1 Analyse der Antriebsstrangvarianten

Bei der Entwicklung des Antriebsstrangs ist es notwendig, zwei oder mehr Antriebsstrangvarianten bzw. Antriebsstrangkonzeppte bezüglich unterschiedlicher technischer Aspekte zu beurteilen. Darunter ist der NVH-Komfort einer der wichtigsten Aspekte. Heutzutage werden zur Analyse die Antriebsstranganregungen und die dadurch induzierten Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen gemessen, siehe Kapitel 2.3. Zur effizienten Analyse im gesamten potenziellen Betriebsbereich des Antriebsstrangs sind die typischen Testfälle Motordrehzahlhochläufe mit einer konstanten Änderung der Motordrehzahl

in allen Gängen mit unterschiedlichen Motorlasten (Volllast, Teillast und Schub). Hierbei werden die Beschleunigungsaufnehmer auf dem Antriebsstrang sowie vor und nach den Aggregatelagern angebracht, um die Einleitung der Anregungen in die Karosserie abschätzen zu können, siehe auch Kapitel 2.2.2. Außerdem kann der Vibrationszustand an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen auf der Gesamtfahrzeugebene auch durch Beschleunigungsaufnehmer erfasst werden. Durch die o.g. Prüfstandsmessung werden die Vibrationsanregungen verschiedener Antriebsstrangvarianten vor und nach den Aggregatelagern sowie an den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen genau ermittelt, um den objektiven Vibrationszustand verschiedener Antriebsstrangvarianten zu analysieren. Es ist allerdings schwierig zu beurteilen, ob die objektiv unterschiedlich dargestellten Vibrationen vom Fahrer wahrgenommen werden bzw. wie stark die subjektive Komfortwahrnehmung dadurch beeinflusst werden. Dafür ist eine zusätzliche subjektive Beurteilung von erfahrenen Ingenieuren im Fahrzeug immer noch nötig.

Mithilfe der im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelten Methode zur objektivierten Bewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen wird die subjektive Komfortbeurteilung durch Kennwerte und Regressionsmodell beschrieben. Dadurch können die Auswirkungen der unterschiedlichen Antriebsstranganregungen auf die subjektive Vibrationswahrnehmung ermittelt werden. Bild 7.1 zeigt das in Kapitel 6.1.5 definierte exponentielle Regressionsmodell zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den subjektiven Bewertungen für Sitz und den objektiven Kennwerten FSS_Mn_V (Gemittelte Kennwerte aus 4-Eckpunkten der Fahrersitzkonsole, siehe auch Tabelle 6.5). Hierbei wird der Zusammenhang durch die Formel $Kennwert = 7,723 \cdot e^{-0,507 \cdot Bewertung}$ beschrieben (siehe Tabelle 6.6). Als Beispiel sind hierbei drei verschiedenen Antriebsstrangvarianten PT1, PT2 und PT3 bezüglich der Schwingungsanregungen zu beurteilen. Durch den in Kapitel 5 beschriebenen Prüfstandsversuch werden die objektiven Kennwerte, K1, K2 und K3, zur Beschreibung der Sitzvibrationen für die drei Varianten ermittelt. Mithilfe des Regressionsmodells werden die subjektiven Bewertungsnoten B1, B2 und B3 aus den objektiven Kennwerten K1, K2 und K3 abgeleitet, siehe Bild 7.1. Es ist zu sehen, die Differenz der objektiven Kennwerte zwischen PT1 und PT2 so klein ist, dass die Differenz zwischen den subjektiven Beurteilungen nur ca. 0,4 Note beträgt. So eine Differenz kleiner als eine Note bei der subjektiven Beurteilung ist für Expert auch schwierig zu unterscheiden. Hingegen wird PT3 mit so einer Differenz beim objektiven Kennwert im Vergleich mit PT1 subjektiv um ca. eine Note besser beurteilt, was subjektiv von Fahrer wahrnehmbar ist.

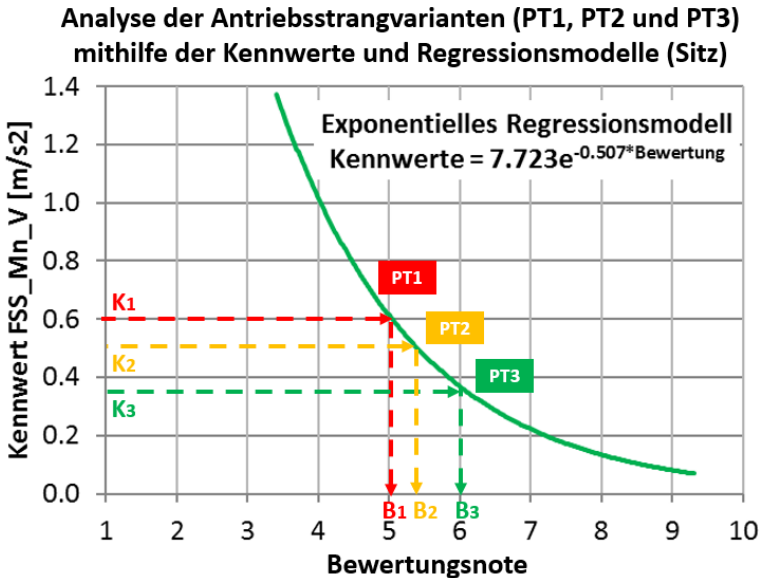


Bild 7.1: Analyse der Antriebsstrangvarianten (PT1, PT2 und PT3) bzgl. des Schwingungskomforts mithilfe der Kennwerte und Regressionsmodelle

Zusammenfassend können unterschiedliche Antriebsstrangvarianten bezüglich des Schwingungskomforts mithilfe der im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelten Methoden effizient und reproduzierbar beurteilt werden. Dadurch können die subjektiven Beurteilungen von Ingenieuren im Fahrzeug zum Teil abgelöst werden.

Wird ein digitales Fahrzeugmodell bereits aufgebaut und so optimiert, dass die Vibrationsanregungen an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen (WFP) hinreichend genau simuliert werden, können die definierten objektiven Kennwerte auch durch Simulationsdaten ermittelt werden. Dadurch wird es ermöglicht, dass die Auswirkungen verschiedener Antriebsstrangvarianten auf die subjektive Komfortwahrnehmung schon in der frühen Phase der PGE (Produktgenerationsentwicklung) bzw. in der digitalen Phase abgeschätzt werden können, bevor der erste Prototyp aufgebaut wird. Damit wird der Entwicklungsprozess in Bezug auf Zeit, Qualität und Kosten positiv beeinflusst.

7.1.2 Definition der NVH-Zielwerte

In diesem Kapitel werden beruhend auf den in Kapitel 6.5 definierten Kennwerten und Regressionsmodellen die Zielwerte für die relevanten WFP auf der Gesamtfahrzeugebene im Kontext der PGE – Produktgenerationsentwicklung bestimmt.

Die vom Antriebsstrang induzierten Anregungen werden über die Aggregatelager und die Karosserie bis hin zu den Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen übertragen und beeinflussen den Komforteindruck des Fahrers (siehe Kapitel 5.1). Zur besseren Erfüllung der Kundenerwartung an dem NVH-Komfortniveau und zur zielführenden Reifegradbewertung im Entwicklungsprozess sollen die Zielwerte für Gesamtfahrzeug bereits in der Konzeptphase definiert werden. Die Definition der NVH-Zielwerte ist eine entscheidende Aufgabe für jeden Fahrzeughersteller zur Positionierung eines Fahrzeugs.

Mithilfe der in Kapitel 6.5 vorgestellten Bewertungsmethode wird es ermöglicht, die NVH-Zielwerte auf der Gesamtfahrzeugebene an Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen anhand der Anforderung bzw. des Ziels der subjektiven Komfortwahrnehmung abzuleiten. Bild 7.2 zeigt das in Kapitel 6.1.5 definierte exponentielle Regressionsmodell zur Beschreibung der Sitzvibrationen. Im Sinne der PGE wird zur Entwicklung von Fahrzeug-NVH der nachfolgenden Fahrzeuggeneration die aktuelle Fahrzeuggeneration (G_{n-1}) als Referenzprodukt betrachtet. Dessen Kennwert beträgt durch Prüfstandsmessung $K_{n-1} = 0,61 \text{ m/s}^2$. Hierbei wird die subjektive Beurteilung in Form einer Note $B_{n-1} = 5$ in der 10-stufigen Bewertungsskala (siehe Tabelle 5.4) mithilfe des exponentiellen Regressionsmodells abgeleitet. Die Generationsentwicklung und die Beschreibung der Fahrzeugschwingungen der neuen Fahrzeuggeneration (G_n) basiert auf den in Kapitel 5 definierten Prüfstandsversuchen und den in Kapitel 6 definierten Auswerteverfahren zur Kennwertbildung. Dafür soll die subjektive Beurteilung B_n besser als die Referenz (B_{n-1}) sein und die Verbesserung soll vom Fahrer sicher wahrnehmbar sein. Hierbei wird der Zielwert der subjektiven Beurteilung $B_n = 6$ definiert. Dementsprechend erfolgt die Ableitung der objektiven Zielwerte für G_n mit Hilfe des Regressionsmodells $K_n = 0,37 \text{ m/s}^2$, siehe Bild 7.2. Das bedeutet, wenn die neue Generation den Zielwert $K_n = 0,37 \text{ m/s}^2$ (gegenüber $K_{n-1} = 0,61 \text{ m/s}^2$ von G_{n-1}) erreichen kann, dann wird die subjektive Beurteilung um eine Note (von Note 5 auf Note 6) verbessert. Damit kann zur Definition der NVH-Zielwerte die subjektive Komfortwahrnehmung besser berücksichtigt werden. Für noch weitere Fahrzeuggenerationen (G_{n+1}) werden die objektiven Kennwerte und subjektiven Beurteilungen letzter Generation als Ausgangspunkte der Zielwerte betrachtet.

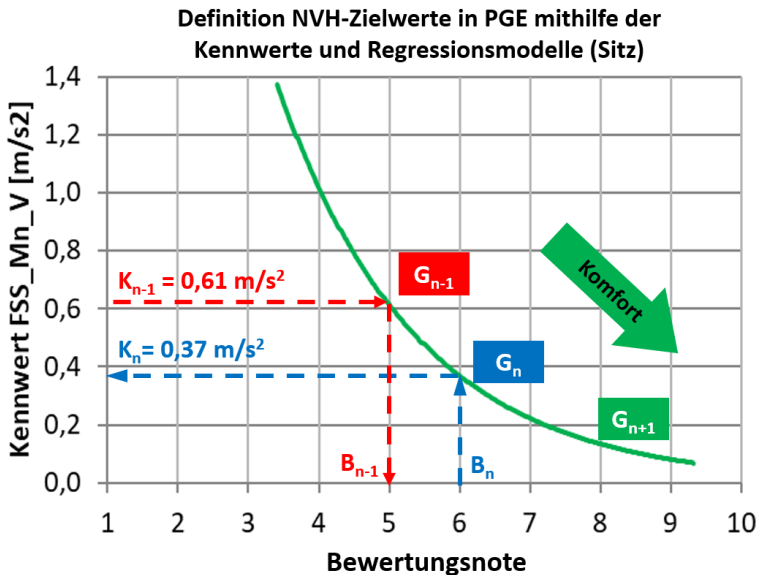


Bild 7.2: Definition der NVH-Zielwerte mithilfe der Kennwerte und Regressionsmodelle im Kontext der PGE - Produktgenerationsentwicklung

Im Sinne der PGE kann hierbei das Referenzsystem für die neue Fahrzeuggeneration in der Entwicklung sowohl Vorgängergeneration bzw. Benchmark-Fahrzeug vergleichbarer Klasse als auch anderer Klasse sein, wenn die neue Fahrzeuggeneration anders positioniert werden soll. Die Referenzsysteme können auch branchenfremde Produkte sein oder sogar Systeme, die noch nicht oder nie Marktreife erreicht haben, siehe Kapitel 2.1.4.

Zur Definierung der Zielwerte für die neue Generation soll außerdem noch überprüft werden, ob die definierten Regressionsmodelle, die objektiven Kennwerte sowie der Versuchsaufbau und die Messtechnik immer noch gültig sind. Es ist außerdem zu bemerken, dass das Ziel der NVH-Entwicklung nicht nur die Vibrationsanregungen des Gesamtfahrzeugs sowie verschiedener Subsysteme möglichst zu reduzieren ist, sondern sich mehr zielführend an der subjektiv wahrnehmbaren Verbesserung zu orientieren. Die Fahrzeugvibrationen können nicht nur negative, sondern auch positive Erlebnisse hervorrufen, siehe auch Kapitel 6.3 und Kapitel 2.3.3.2. Diese

Auswirkung ist allerdings stark von Fahrzeugtyp und Betriebszustand abhängig. Aus diesem Grund sollen die NVH-Zielwerte für neue Generation unter Berücksichtigung des Fahrzeugtyp und des Betriebszustands definiert werden, um eine optimale Kombination von Schwingungskomfort und emotionalem Fahrerlebnis zu erzielen. Ähnlich wie bei der Sitzvibration wurden die Regressionsmodelle und die objektiven Kennwerte zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung an den weiteren Kontaktstellen in Kapitel 6.1.5 und im Anhang C detailliert erläutert.

Die Erzielung der definierten Zielwerte bezüglich antriebsstrangerregter Schwingungen an Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen auf der Gesamtfahrzeugebene hängt wesentlich von zwei Subsystemen ab, einerseits von den Antriebsstranganregungen und andererseits von der Übertragungsfunktion der Karosserie und der Aggregatlagern. Zur Definierung der Zielwerte dieser Subsysteme können im Kontext der PGE die Kennwerte des Referenzsystemelements, wie z.B. Subsystem von Vorgängergeneration bzw. Benchmark-Fahrzeug, als Ausgangspunkt betrachtet werden. Basierend darauf können die definierten Zielwerte auf der Gesamtfahrzeugebene ebenfalls mithilfe der von (Tousignant et al., 2013) vorgestellten Methode durch Transferpfadanalyse (TPA) weiterhin in die Zielwerte für die Antriebsstranganregungen an Fahrzeug-Antriebsstrang-Schnittstellen und in die Zielwerte für die vibro-akustische Übertragungsfunktion der Lagerung und der Karosserie als Rest-Fahrzeug-Modellen im Sinne des IPEK-XiL-Frameworks kaskadiert werden.

Die im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelte Bewertungsmethode ermöglicht eine objektivierte Beschreibung der Komfortwahrnehmung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Gesamtfahrzeug-Rollenprüfständen. Mithilfe der Regressionsmodelle und der Kennwerte kann die subjektive Wahrnehmung bei der Definierung der NVH-Zielwerte effizient berücksichtigt werden, so dass der Vibrationszustand der neuen Fahrzeuggeneration zielführend entwickelt bzw. verbessert werden kann.

7.2 Übertragbarkeit der Bewertungsmethode

Die in Kapitel 6.5 vorgestellte Bewertungsmethode wurde durch die Untersuchungen mit mehreren konventionell angetriebenen Fahrzeugen auf Gesamtfahrzeug-Rollenprüfständen entwickelt. In diesem Kapitel wird die Übertragbarkeit der entwickelten Bewertungsmethode für andere konventionell angetriebenen Fahrzeuge (andere Fahrzeugtype und Fahrzeuge von anderen Fahrzeugherstellern) und für Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten (Hybrid- und Elektrofahrzeuge) diskutiert. Da die Bewertungsmethode aus der Methode zur

Validierung auf Rollenprüfständen und der Methode zur objektivierten Bewertung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen besteht, wird die Übertragbarkeit der beiden Methoden separat diskutiert.

7.2.1 Übertragbarkeit für andere konventionell angetriebenen Fahrzeuge

Zur Analyse der antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen für andere konventionell angetriebenen Fahrzeuge sind die in Kapitel 6.5 definierten Versuchsbedingungen generell verwendbar, wenn das Fahrzeug durch Gurtfesselung auf den Rollenprüfstand fixiert werden kann. Die einzige Beschränkung liegt an der Überwachung und Ansteuerung des Versuchsfahrzeugs. Zur reproduzierbaren Darstellung der Testfälle soll das Fahrzeug durch den Prüfstand und die externen Systeme überwacht und angesteuert werden. Das im Rahmen der Untersuchung verwendete DGR-System (vgl. Kapitel 5.2.1) ist vor allem nur für die Fahrzeuge von Mercedes-Benz einsetzbar, da es sich mit den Steuergeräten des Fahrzeugs anderer Fahrzeugherstellern nicht in Verbindung setzen kann. Als Abhilfemaßnahme ist ein generell kompatibles Steuerungssystem von einem Drittanbieter denkbar. Die definierten Messpositionen der Beschleunigungsaufnehmer befinden sich im Fahrzeuginnenraum auf der Fahrersitzkonsole, am Lenkrad und an der Armauflage der Tür und der Mittelkonsole, siehe Bild 5.8 und Tabelle 6.13. Diese Messpositionen sind üblicherweise bei allen Fahrzeugen vorhanden.

Bezüglich der Methode zur objektivierten Bewertung wurden die definierten Kennwerte in den Untersuchungen mit 6 Versuchsfahrzeugen aus verschiedenen Fahrzeugtypen mit unterschiedlichen Antriebskonzepten (siehe Tabelle 5.3) validiert und weisen immer eine hohe Korrelationsgüte ($R^2 > 0,7$) auf. Es wird daher davon ausgegangen, dass die vorliegende Bewertungsmethode mit geringem Risiko zur Analyse der antriebsstranginduzierten harmonischen Fahrzeugschwingungen im Frequenzbereich 30–250 Hz für andere Fahrzeugen übertragbar ist. Um die immer höher werdenden Anforderungen an Verbrauch und Abgasemission besser zu erfüllen, kamen in den letzten Jahren viele neue Technologien (wie z. B. Dreizylindermotor, 9-Gang-Automatikgetriebe) im Antriebsstrang des konventionell angetriebenen Fahrzeugs zum Einsatz. Solche neuen Technologien verursachen verschiedene NVH-Phänomene und verändern zugleich die Übertragung der Antriebsstranganregungen, was den Schwingungskomfort des Fahrzeugs beeinflussen kann. Die experimentelle Validierung der vorliegenden Bewertungsmethode auf anderen Fahrzeugen mit solchen neuen Antriebskonzepten ist eine wesentliche Erweiterung. Dadurch lassen

sich weitere Erfahrungen bzw. Kenntnisse sammeln, um diese Methode weiter zu detaillieren und zu verfeinern.

Bemerkenswert sind außerdem die von Fahrzeugvibration hervorgerufenen positiven Fahrerlebnisse, welche stark vom Betriebszustand abhängig sind. Für die Betriebszustände, wie z.B. Leerlauf, Anfahren, Konstantfahrt und moderate Beschleunigung bzw. Verzögerung, korrelieren die subjektiven Beurteilungen für Komfort und Diskomfort gut miteinander, siehe Kapitel 6.3. Bei solchen Betriebszuständen können die Kennwerte sowohl für komfortorientierte als auch für sportliche Fahrzeugtypen herangezogen werden.

7.2.2 Übertragbarkeit für Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten

Aufgrund der Endlichkeit der Kraftstoffreserven und der Belastung der Umwelt durch Fahrzeugemission ersetzen Hybrid- und Elektrofahrzeuge tendenziell die konventionell von Verbrennungsmotor angetriebenen Fahrzeuge in der Zukunft. Das NVH-Verhalten von Elektrofahrzeugen unterscheidet sich von den konventionellen Fahrzeugen (Genuit, 2010; Ruschmeyer, 2010). Einerseits erzeugt das Elektrofahrzeug aufgrund der Substitution des Verbrennungsmotors durch den Elektromotor wesentlich weniger mechanische Geräusche und Vibrationen, welche den Fahrkomfort der Insassen beeinflussen können. Andererseits treten zahlreiche neue NVH-Phänomene, wie z.B. höherfrequente Geräusche aus Elektromotor, Leistungselektronik, Steuergerät und Nebenaggregate (wie z.B. Lüfter, Kühlungssystem und Wasserpumpe) (Ruschmeyer, 2010; Genuit, 2010; Fischer, 2017). Diese Phänomene werden deutlicher wahrgenommen, da die nicht mehr von den motorerregten Schwingungen maskiert werden können. Aufgrund der deutlich verringerten mechanischen Vibrationen des Antriebsstrangs beschäftigt sich die NVH-Entwicklung für Elektrofahrzeuge überwiegend mit dem hochfrequenten Elektromotorgeräusch, wie z.B. heulendes bzw. tonales Geräusch bei 1~3kHz (Ruschmeyer, 2010; Küppers et al., 2014; Meier et al., 2014; Albers et al., 2014d). Die im Rahmen der Forschungsarbeit definierte Bewertungsmethode mit Berücksichtigung der Fahrzeugschwingung bis 250Hz ist daher zur Analyse solcher heulenden bzw. tonalen Geräusche nicht geeignet.

Im Gegensatz zum konventionellen Antrieb verfügt ein Hybridfahrzeug über zusätzliche Komponenten, wie Elektromotoren, Schaltgeräte und Hochspannungsbatterie. Es ergeben sich damit zwischen diesen Komponenten verschiedene neue Wechselwirkungen, welche bei konventionellen Fahrzeugen nicht bekannt bzw. vorhanden sind. Sowohl die zusätzlichen Komponenten als auch die resultierenden Interaktionen können bei den neuen Betriebszuständen zu NVH-

Problemen mit negativer Auswirkung auf den Komfort führen (Borggräfe et al., 2009). (Genuit, 2010) analysiert die relevanten hybridspezifischen NVH-Probleme und gliedert solche Phänomene in drei Kategorien: neue akustische Phänomene, neue dominante Geräusche infolge fehlender Maskierungseffekte und unerwartetes akustisches Verhalten (z. B. Motordrehzahlverlauf bei Beschleunigung). Zur Analyse der NVH-Phänomene des Antriebsstrangs sind verschiedene hybridspezifische Betriebszustände (Genuit, 2010; Birkhold, 2013) zu betrachten:

- rein elektrischer Antrieb
- rein verbrennungsmotorischer Antrieb
- hybridischer Antrieb, kombiniert elektrischer und verbrennungsmotorischer Antrieb
- Start-Stopp Modus und transiente Zustände zwischen den Betriebszuständen

Bei den Betriebszuständen „rein verbrennungsmotorischer Antrieb“ und „kombiniert elektrischer und verbrennungsmotorischer Antrieb“ werden die antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen immer noch überwiegend von den mechanischen Anregungen des Verbrennungsmotors und des Antriebsstrangs induziert. Hierbei ist die beschriebene Bewertungsmethode mit geringem Risiko zur Analyse antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen im 30–250 Hz übertragbar. Bei den Betriebszuständen „rein elektrischer Antrieb“ tritt das hochfrequente Elektromotorgeräusch als Hauptphänomen auf. Hingegen werden die antriebsstranginduzierten Fahrzeugvibrationen aufgrund der Abschaltung des Verbrennungsmotors deutlich reduziert. Analog zum Elektrofahrzeug ist hierfür die Bewertungsmethode nicht geeignet. Bei den Betriebszuständen „Start-Stopp Modus und Übergänge zwischen den Betriebszuständen“ ist das Schütteln durch Motor-Start-Stopp von Bedeutung. Dafür wurde schon Bewertungsmethode in bisherigen Untersuchungen (Birkhold, 2013; Albers et al., 2015b) entwickelt. Das Phänomen wird aber in der vorliegenden Bewertungsmethode nicht berücksichtigt.

Eine interessante Erweiterung ist es, die Kennwerte zur Analyse der subjektiven Wahrnehmung für hochfrequente Elektromotorgeräusche zu bestimmen, um die Komfortbeurteilung für die Antriebsstranganregungen der Hybrid- und Elektrofahrzeuge objektiv beschreiben zu können. Hierfür bieten die Normen und einige Untersuchungen (DIN EN ISO 7779, 2011; Lennström et al., 2013; Sottek, 2014; Albers et al., 2014d; Albers et al., 2015b; Fischer, 2017) bereits einen guten Überblick an.

7.3 Indexsystem zur Analyse der Fahrzeugschwingungen

Je nach Betriebszustand können mehrere verschiedene NVH-Phänomene von Antriebsstrang, Fahrbahn und Rad zugleich induziert werden. Zur Validierung des Komfortniveaus eines Fahrzeugs werden heutzutage die subjektiven Beurteilungen für die relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen je nach NVH-Phänomen, Betriebszustand und Anregungsquelle separat durchgeführt, siehe auch Kapitel 2.3.3.4. Im Stand der Forschung gibt es heutzutage noch keine durchgängige Methode, welche das gesamte Komfortniveau eines Fahrzeugs durch die Beurteilungen verschiedener Phänomene, Betriebszustände und Anregungsquellen umrechnen kann.

Hierfür wurde im Rahmen der Forschungsarbeit ein Indexsystem entwickelt, welches das Komfortniveau eines Fahrzeugs je nach NVH-Phänomen, Betriebszustand und Anregungsquelle durch Indizes beschreiben kann. Ziel des Indexsystems ist durch Analyse der Wechselwirkung verschiedener NVH-Phänomene je nach Betriebszustand und Anregungsquelle den gesamten Komfortniveau eines Fahrzeugs zu beschreiben. In diesem Kapitel wird das Indexsystem näher vorgestellt. Es ist allerdings zu bemerken, dass das System nur beruhend auf der Literaturrecherche und der theoretischen Analyse entwickelt wurde. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde das Indexsystem aufgrund der Verfügbarkeit der Zeit und Ressourcen nicht durch experimentelle Versuche validiert. Aus diesem Grund wird das System zunächst nur als ein nicht verifizierter Ansatz betrachtet. Es ist daher notwendig, das Indexsystems noch durch weitere experimentelle Untersuchungen zu validieren bzw. zu optimieren.

7.3.1 Beschreibung des Schwingungskomforts durch Indexsystem

Das im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelte Indexsystem beschreibt die ausgewählten Phänomene, Betriebszustände und Anregungsquellen jeweils mit einem Index, siehe Bild 7.3. Unter Index versteht man eine Beurteilungsnote über das subjektive Komfortniveau in der 10-stufigen Bewertungsskala, siehe Kapitel 2.3.3.4 und Kapitel 5.3. Das Indexsystem besteht aus 3 Ebenen: Phänomen-Index; Betriebszustand-Index und Anregungsquelle-Index. Wie im Bild dargestellt wird jedes Phänomen durch einen Index beschrieben, welcher aus den subjektiven Beurteilungen für Sitz, Lenkrad Fußraum und ggf. weitere Kontaktstellen (vgl. auch Kapitel 5.1) im Fahrzeug resultiert wird und zwischen 1 und 10 variiert. Mehrere Phänomen-Indizes bilden dann den Betriebszustand-Index zusammen. Die

unterschiedlichen Auswirkungen diverser NVH-Phänomene auf die subjektive Komfortwahrnehmung in einem Betriebszustand wird durch Gewichtungen dargestellt. Der Anregungsquelle-Index setzt sich aus den Indizes aller zugeordneten Betriebszustände zusammen. Dementsprechend werden die Auswirkungen dieser Betriebszustände durch Gewichtungen beschrieben. Zum Schluss bilden die Indizes für Powertrain, Fahrbahn und Rad/Reifen den Vibrationsindex, welcher das gesamte Komfortniveau der Fahrzeugvibrationen beschreibt, siehe Bild 7.3. Der Vibrationsindex variiert genauso zwischen 1 und 10.

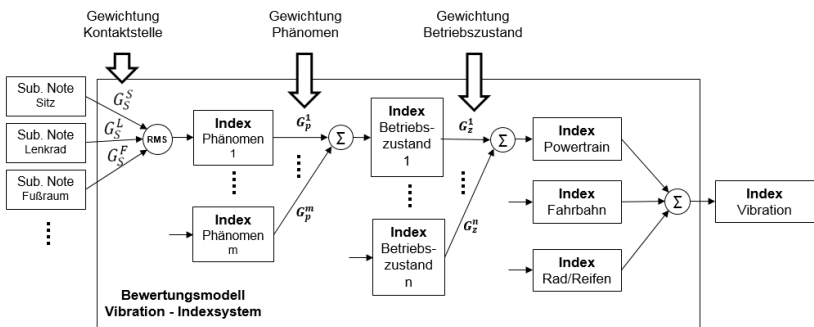


Bild 7.3: Indexsystem zur Beschreibung des Komfortniveaus eines Fahrzeugs

7.3.2 Gewichtung der Kontaktstellen, Phänomene und Betriebszustände

Zur Berechnung der Indies zwischen verschiedenen Ebenen werden hierbei die Gewichtungen für relevante Kontaktstellen, Phänomene und Betriebszustände in Abhängigkeit von den Auswirkungen auf das gesamte Komfortniveau definiert.

7.3.2.1 Gewichtung der Kontaktstellen

Bei der normalen Fahrt auf der Straße beeinflussen überwiegend die Komfortbeurteilungen für Sitz, Lenkrad und Fußraum den Komforteindruck des Gesamtfahrzeugs (vgl. auch Kapitel 2.2.3 und Kapitel 5.1). Zur Ermittlung der Gewichtungen für Sitz G_S^S , Lenkrad G_S^L und Fußraum G_S^F werden die Auswirkungen der Vibrationswahrnehmung dieser 3 Stellen auf den Gesamtkomfort analysiert.

Hierfür beschreiben die Normen (ISO-2631-1, 1997; ISO-5349-1, 2001) bereits Gewichtungen je nach Einwirkungsstelle und Schwingungsrichtung. Außerdem bietet die Arbeit von (Du, 2015)¹⁰ auch einen guten Überblick an.

7.3.2.2 Gewichtung der Phänomene

Zur Bestimmung der Gewichtung der Phänomene G_P soll sowohl die Auswirkung des Phänomens auf die Komfortbeurteilung als auch die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Phänomens berücksichtigt. Dafür wird die Risikoanalyse (Wahrscheinlichkeit-Konsequenz-Umkehrbarkeit) herangezogen (Cottin und Döhler, 2013; Frey und Wenk, 2014). Die Auswirkung eines Phänomens auf den Schwingungskomfort wird durch den Phänomen-Index in Form der Bewertungsnote von 1 bis 10 beschrieben. Bezüglich der Auftrittswahrscheinlichkeit eines Phänomens während der Fahrt gibt es im Stand der Forschung noch keine systematische Definition. Zur Klassifizierung der Auftrittswahrscheinlichkeit hat (Du, 2015) in seiner Arbeit drei Stufen (selten, mäßig und häufig) definiert. Die Zuordnung der Phänomene in die entsprechende Stufe erfolgt im Rahmen der Untersuchung überwiegend durch Umfrage von erfahrenen Ingenieuren. Durch Multiplizieren des Auswirkungsmaßes und des Koeffizienten der Auftrittswahrscheinlichkeit wird ein Risikomaß für jedes Phänomen ausgerechnet, welches bezeichnet, wie stark der Schwingungskomfort durch dieses Phänomen beeinflusst werden kann. Die Gewichtung eines Phänomens setzt dann das Risikomaß dieses Phänomens ins Verhältnis zu den Summen von Risikomaßen aller zugeordneten Phänomene.

7.3.2.3 Gewichtung der Betriebszustände

Die Definition der Gewichtungen der Betriebszustände G_Z bezieht sich auf die zeitlichen Anteile des jeweiligen Betriebszustands bei der normalen Fahrt. Je länger bzw. öfter ein Betriebszustand auftritt, desto größer ist die Gewichtung dieses Betriebszustands, da sich die Auswirkung einer Vibrationsanregung auf die subjektive Komfortwahrnehmung proportional zur Auswirkungsdauer verändert (ISO-2631-1, 1997). Hierbei werden fünf Betriebszustände berücksichtigt. Dazu gehören Leerlauf, Anfahren, Beschleunigung, Konstantfahrt und Verzögerung, siehe auch Kapitel 2.2.3. Die Bestimmung der durchschnittlichen Dauer der Betriebszustände kann sich an den in den Richtlinien vorgeschriebenen Fahrzyklen, wie z.B. NEFZ (neue europäische Fahrzyklus) und WLTC (Worldwide harmonized Light Duty Test Cycle) orientieren. NEFZ und WLTC (Norm WLTP, 2014) werden zwar zur standardisierten Ermittlung der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs eines Fahrzeugs definiert und herangezogen. Allerdings wird

¹⁰ Co-betreute Abschlussarbeit

angenommen, dass die zeitlichen Anteile verschiedener Betriebszustände im NEFZ und WLTC der durchschnittlichen Fahrweise der normalen Kunden entsprechen.

7.3.3 Zwischenfazit zum Indexsystem

Das in diesem Kapitel vorgestellte Indexsystem beschreibt das Komfortniveau eines Fahrzeugs durch Indizes je nach NVH-Phänomen, Betriebszustand und Anregungsquelle. Durch theoretische Analyse der Auswirkungen verschiedener Kontaktstellen, NVH-Phänomene und Betriebszustände wurden die Gewichtungen für Kontaktstelle, Phänomen und Betriebszustand definiert. Damit wird es ermöglicht, dass der gesamte Komforteindruck, hierbei im Indexsystem als Vibrationsindex definiert, und die Beurteilungen für verschiedene Anregungsquellen und Betriebszustände von den subjektiven Bewertungsnoten für Sitz, Lenkrad und Fußraum berechnet werden. Eine Einschränkung dieses Indexsystems liegt darin, dass sowohl die Auswahl der relevanten Phänomene als auch die Definition der Gewichtungen lediglich auf der theoretischen Analyse beruhen. Es ist daher notwendig, die Struktur des Indexsystems und die Bewertungsgewichtungen durch weitere experimentelle Untersuchungen zu validieren bzw. zu optimieren. Außerdem ist es zur Validierung des Indexsystems sinnvoll, einen komfortorientierten und repräsentativen Testzyklus zu definieren. Darauf basierend können die subjektiven Komfortbeurteilungen für verschiedenen Phänomene und Betriebszustände unter einheitlicher und standardisierter Randbedingungen durchgeführt werden.

Es ist ebenfalls zu bemerken, dass die subjektiven Komfortbeurteilungen für die relevante Kontaktstelle nicht nur vom Fahrer im Fahrversuch ermittelt, sondern auch Mithilfe der in Kapitel 6.5 vorgestellten Bewertungsmethode mit den objektiven Kennwerten abgeleitet werden können. Damit wird der Aufwand der subjektiven Beurteilungen von Ingenieuren reduziert.

7.4 Zusammenfassung der Anwendbarkeit der Bewertungsmethode

In Kapitel 7.1 wurde durch 2 Beispiele die Implementierung der im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelten Bewertungsmethode in den Entwicklungsprozess von Fahrzeug-NVH diskutiert. Mithilfe der in Kapitel 6.5 vorgestellten Methode wird es vor allem ermöglicht, im Entwicklungsprozess unterschiedliche Antriebsstrangvarianten bezüglich des Schwingungskomforts effizient und reproduzierbar zu beurteilen, damit die subjektive Beurteilung von Ingenieuren zum

Teil abgelöst werden kann. Auf der anderen Seite kann die Methode im Kontext der PGE – Produktgenerationsentwicklung zur Definition der NVH-Zielwerte der nachfolgenden Fahrzeuggeneration herangezogen werden, so dass die definierten Zielwerte nicht nur von Vorgängergeneration bzw. Benchmark-Fahrzeug abgeleitet werden, sondern die subjektive Komfortwahrnehmung des Fahrers wird auch berücksichtigt.

Anschließend wurde in Kapitel 7.2 die Übertragbarkeit der Bewertungsmethode für weitere Untersuchungsfelder diskutiert. Es wurde festgestellt, dass die Methode zur Validierung der Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen (in Kapitel 5) sowie die Bewertungsmethode zur objektivierten Beurteilung der Fahrzeugschwingungen (in Kapitel 6) explizit zur Analyse antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen für ein konventionell angetriebenes Fahrzeug aus Mercedes-Benz entwickelt werden, lassen sich jedoch auf andere konventionell angetriebenen Fahrzeuge (andere Fahrzeugtype und Fahrzeuge von anderen Fahrzeugherstellern) und auf Hybridfahrzeuge bei den Betriebszuständen „rein verbrennungsmotorischer Antrieb“ und „kombiniert elektrischer und verbrennungsmotorischer Antrieb“ übertragen.

Hiermit wurde die Forschungsfrage 3: „Wie kann die Methode objektivierter Komfortbewertungen der Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen in Fahrzeugentwicklungsprozess implementiert werden? Welche Anwendungsgrenzen gibt es?“ beantwortet. Dabei wird sich das Forschungsvorgehen zur Entwicklung der Bewertungsmethode als zielführend erwiesen. Die entwickelte Bewertungsmethode sowie die für das Leitbeispiel generierten neuen Erkenntnisse können als neues Wissen weiterhin in die Wissensbasis des Handlungssystems zurückfließen und für die Entwicklung weiterer Produktgenerationen verwendet werden.

Darüber hinaus wurde in Kapitel 7.3 das im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelte allerdings nicht hinreichend verifizierte Indexsystem vorgestellt, was es ermöglicht, gesamtes Komfortniveau eines Fahrzeugs sowie die Beurteilungen für verschiedene Anregungsquellen und Betriebszustände von den subjektiven Bewertungsnoten für Sitz, Lenkrad und Fußraum der ausgewählten Phänomene zu ermitteln.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Folgenden werden die erarbeiteten Methoden und Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf Anknüpfungspunkte für die weiterführende Forschung gegeben.

8.1 Zusammenfassung

Der Stand der Forschung in Kapitel 2 hat ausdrücklich aufgezeigt, dass die objektivierte Komfortbeurteilung der Fahrzeugschwingung durch Einzahlkennwerte ein wesentlicher Fortschritt zur effizienten Quantifizierung des Komfortniveaus und zur Reduzierung des Entwicklungsaufwands (Zeit und Kosten) ist. Viele Arbeiten haben zwar die menschliche Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug untersucht, ihre Ergebnisse sind allerdings aufgrund der realitätsfernen Untersuchungsumgebung nur begrenzt zur Auswertung der Schwingungswahrnehmung im Fahrzeug anwendbar. Andererseits wird die Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen und die Maßnahmenentwicklung gegen die festgestellten NVH-Probleme immer mehr auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen verlagert. Der umfangreiche Stand der Forschung in Bezug auf die Antriebsstranganregungen bezieht sich allerdings zum großen Teil auf den Fahrversuch auf der Straße. Die Herausforderung ist hierbei die fehlenden Methoden und Ressourcen sowie das fehlende Erfahrungswissen in Bezug auf die objektivierte Komfortbeurteilung der Antriebsstranganregungen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen. Daraus resultiert die Notwendigkeit der Entwicklung einer Bewertungsmethode für den Prüfstandsversuch. Beruhend auf dieser wesentlichen Forschungslücke wurde in Kapitel 3 die Motivation und Zielsetzung der Forschungsarbeit formuliert. Hierbei war das Ziel dieser Arbeit, eine Bewertungsmethode zur objektivierten Bewertung antriebsstranginduzierten Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Fahrzeug-Rollenprüfständen zu entwickeln.

Um das Ziel sinnvoll zu erreichen, wurde zunächst das Vorgehen der Forschungsarbeit in Kapitel 4 vorgestellt. Diese Arbeit orientiert sich an der im erweiterten ZHO-Modell beschriebenen iterativen Abfolge von Analyse und Synthese von Ziel- und Objektsystem. Unter Berücksichtigung des IPEK-XiL-Ansatzes erfolgte die Entwicklung und Validierung der Bewertungsmethode bezüglich antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen im Rahmen des Antriebsstrang-X-in-the-Loop-Frameworks auf der Gesamtfahrzeugebene.

Durch die theoretische Analyse und die experimentelle Untersuchung wurde die Methode zur Validierung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen entwickelt. Hierbei wurden der Versuchsaufbau, der Versuchsablauf und die Methode zur Erfassung und Auswertung der subjektiven Bewertungen und objektiven Messdaten auf Rollenprüfständen mithilfe des IPEK-XiL-Ansatzes und des C&C²-Ansatzes definiert, welches einerseits repräsentativ ist und andererseits über hinreichende Genauigkeit, Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit verfügt, siehe Kapitel 5. Das neue Wissen wurde in die Wissensbasis zurückfließen und für eine weitere Schleife verwendet.

Beruhend auf dieser Validierungsmethode wurden anschließend acht Untersuchungen auf Rollenprüfständen durchgeführt. Hierbei wurde zunächst die Untersuchung der subjektiven Vibrationswahrnehmung bei stationären Betriebszuständen des Fahrzeugs mit Probandenstudien durchgeführt. Durch Korrelationsanalyse wurden die Auswerteverfahren zur Ermittlung der objektiven Kennwerte zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen analysiert. Außerdem wurden durch weitere Studien die subjektiven Vibrationswahrnehmungen bei dynamischen Betriebszuständen, das positive bzw. negative Erlebnis von Fahrzeugvibrationen und der Einfluss des Fahrzeuginnengeräuschs auf Vibrationswahrnehmung untersucht. Darauf basierend wurde die Bewertungsmethode zur objektivierten Beurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Rollenprüfständen entwickelt und in Kapitel 6 detailliert beschrieben.

In Kapitel 7 wurde durch Beispiele erläutert, wie die entwickelte Bewertungsmethode in den Entwicklungsprozess von Fahrzeug-NVH im Sinne der PGE implementiert werden kann. Die Übertragbarkeit der Bewertungsmethode auf anderen konventionell angetriebenen Fahrzeugen und auf Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten wurde diskutiert. Zudem wurde ein Indexsystem zur systematischen Beschreibung des Komfortniveaus eines Fahrzeugs vorgestellt.

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde eine Bewertungsmethode entwickelt, welche die subjektive Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug auf Akustik-Fahrzeug-Rollenprüfständen mit den objektiven Kennwerten hinreichend genau (mit hoher Korrelationsgüte) beschreibt. Mithilfe der Bewertungsmethode wird der Aufwand der subjektiven Beurteilung von Ingenieuren reduziert und das Komfortniveau eines Fahrzeugs effizient und quantitativ beschrieben. Beruhend auf den objektiven Kennwerten und Regressionsmodellen zur Beschreibung der menschlichen Vibrationswahrnehmung werden die NVH-Zielwerte mit

Berücksichtigung der subjektiven Komfortwahrnehmung des Fahrers definiert. Dadurch kann Fahrzeug-NVH zielführend verbessert bzw. entwickelt werden.

8.2 Ausblick

Die in der vorliegenden Forschungsarbeit vorgestellte Bewertungsmethode wurde im Rahmen der Probandenstudien am Beispiel von 6 konventionell angetriebenen Versuchsfahrzeugen entwickelt. Beruhend auf der Diskussion der Übertragbarkeit ist eine experimentelle Validierung der Bewertungsmethode auf anderen Fahrzeugen mit unterschiedlichen Antriebskonzepten eine wesentliche Erweiterung. Dadurch lassen sich weitere Erfahrungen bzw. Kenntnisse sammeln, um diese Methode weiter zu detaillieren und zu verfeinern.

Das Ziel der Entwicklung dieser Bewertungsmethode ist zunächst nicht die Komfortwahrnehmung der normalen Kunden vorherzusagen, sondern ein verlässiges Hilfsmittel zur effizienten und reproduzierbaren Beschreibung der Komfortbeurteilung der Experten bei Prüfstandsversuchen zu etablieren. Deswegen werden bei den Probandenstudien im Rahmen der Forschungsarbeit überwiegend die Experten als Probanden eingeladen. Eine interessante Erweiterung ist die subjektiven Beurteilungen der Kunden (Laien) ebenfalls für die Korrelationsanalyse heranzuziehen, so dass die Vibrationswahrnehmungen und die Erwartungshaltungen der Kunden zur Definition der Zielwerte und Optimierung von Fahrzeug-NVH in Betracht gezogen werden.

Wird ein digitales Fahrzeugmodell bereits aufgebaut und so optimiert, dass die Vibrationsanregungen an den relevanten Fahrer-Fahrzeug-Schnittstellen (WFP) hinreichend genau simuliert werden können, können die definierten objektiven Kennwerte auch in der Simulationsumgebung ermittelt werden. Dadurch wird es ermöglicht, dass die funktionalen Schwächen und Optimierungspotentiale bzgl. des Schwingungskomforts des Fahrzeugs in der frühen Phase der PGE (Produktgenerationsentwicklung), sogar noch bevor der erste Prototyp verfügbar ist, erkannt werden. Damit wird das Entwicklungsrisiko und der Aufwand zur Behebung der Systemmängel minimiert.

Literaturverzeichnis

Ahn, Se-Jin; Griffin, Michael J. (2008): Effects of frequency, magnitude, damping, and direction on the discomfort of vertical whole-body mechanical shocks. *Journal of Sound and Vibration* 311, 2008, pp. 485-497

Aigner, J. (1982): Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 84, 1982, Nr.9, S. 447-450

Ajovalasit, M.; Giacomini, J. (2007): Effect of automobile operating condition on the subjective equivalence of steering wheel vibration and sound. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 3, No. 2, 2007, pp. 197-215

Albers, A.; Albrecht, M. (2004): Einsatz künstlicher neuronaler Netze zur objektiven Beurteilung des Schwingungskomforts am Beispiel des automatisierten Anfahrens. *Tagungsband VDI-Berichte Nr. 1821*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004, S. 159-182

Albers, A.; Albrecht, M. (2005): Abbildung der individuellen subjektiven Komfortbeurteilung von Kunden aus objektiven Messwerten am Beispiel des automatisierten Anfahrens. *5. Tagung Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben*, Haus der Technik, Augsburg, 2005, S. 30-47

Albers, A. (2009): *Produktentstehung (PE)*. Vorlesungsumdruck zur Vorlesung an der Universität Karlsruhe (TH), Sommersemester 2009, Karlsruhe

Albers, A.; Düser, T. (2009): Integration von Simulation und Test am Beispiel Vehicle-in-the loop auf dem Rollenprüfstand und im Fahrversuch. *3. Symposium für Entwicklungsmethodik*, Wiesbaden, 2009, S. 1-13

Albers, A.; Lerspalungsanti, S.; Düser, T.; Ott, S. (2009): Design Parameter Investigation in Customer-oriented Drive Train Development Using Human Sensation Modeling Tools. *11th International Conference on Advanced Vehicle and Tire Technologies*, San Diego, CA, 2009, pp. 977-985

Albers, A.; Behrendt, M.; Ott, S. (2010): Validation – Central activity to ensure individual mobility, *FISITA World Automotive Congress*, Budapest, 2010, F2010-B-084

- Albers, A.; Braun, A. (2011): Der Entwickler im Zentrum des Systems der Produktentstehung. In: Henning, F. und Moeller E. (Hrsg.) Handbuch Leichtbau – Methoden, Werkstoffe, Fertigung, Carl Hanser Verlag, München, 2011
- Albers, A.; Düser, T. (2011): Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Henning, F. und Moeller E. (Hrsg.) Handbuch Leichtbau – Methoden, Werkstoffe, Fertigung, Carl Hanser Verlag, München, 2011
- Albers, A.; Ott, S.; Behrendt, M. (2011): Komfortobjektivierung für NVH und Akustik mittels künstlicher neuronaler Netze. 1st international ATZ conference, Zurich, 2011, S. 98-116
- Albers, A.; Ebel, B.; Lohmeyer, Q. (2012): Systems of objectives in complex product development. 9th International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering TMCE, Karlsruhe, 2012, pp. 1-12
- Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Behrendt, M. (2013): Optimierte Randbedingungen für die Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen. 8. VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben, Fulda, 2013, VDI-Berichte No. 2197, S. 93-104
- Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Olfens, C.; Behrendt, M. (2014a): Approach for determination of objective characteristic parameters to predict vehicle vibrations caused by powertrain. 14th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, Stuttgart, 2014, pp. 582-595
- Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Behrendt, M. (2014b): Psychophysical study on the vibration perception in passenger vehicle. FISITA World Automotive Congress, Maastricht, 2014, F2014-AHF-015
- Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Olfens, C.; Behrendt, M. (2014c): Approach for parameter determination for objective comfort evaluation of vehicle vibrations induced by powertrain. 8th International Styrian NVH Congress, Graz, 2014, SAE Technical Paper 2014-01-2065
- Albers, A.; Fischer, J.; Behrendt, M.; Lieske, D. (2014d): Method for Measuring and interpreting the transfer path of acoustic phenomena in the drivetrain of a battery electric vehicle. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Volume 116, 2014, pp. 62-69
- Albers, A.; Hettel, R.; Schille, F.; Behrendt, M. (2014e): The complexity of road-to-rig approaches and discussion of influencing parameters on the example

- chassis dyno. FISITA World Automotive Congress, Maastricht, 2014, F2014-NVH-073
- Albers, A.; Bursac, N.; Wintergerst, E. (2015a): Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, Stuttgart, 2015, S. 1-10
- Albers, A.; Schille, F.; Hettel, R.; Behrendt, M. (2015b): Auswirkung der Validierungsumgebung und Manöverumsetzung auf Komfortbewertungen hybridspezifischer Triebstrangphänomene. VPC – Simulation und Test, Methoden der Antriebsentwicklung im Dialog, 17. MTZ-Fachtagung, Frankfurt, 2015, S. 51-67
- Albers, A.; Behrendt, M.; Klinger, S.; Matros, K. (2016a): Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Lindemann, Udo (Hrsg.): Handbuch Produktentwicklung. Carl Hanser Verlag, München, 2016
- Albers, A.; Gladysz, B.; Kniel, J.; Aschoff, M.; Meyer, A. (2016b): Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. 14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Rostock, 2016, S. 10-20
- Albers, A.; Reiß, N.; Bursac, N.; Richter, T. (2016c): The integrated Product engineering Model (iPeM) in context of the product generation engineering. 26th CIRP Design Conference, Stockholm, 2016, pp. 100-105
- Albers, A.; Bursac, N.; Rapp, S. (2017a): PGE –Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. In: Forschung im Ingenieurwesen 81, 2017, Nr. 1, S. 13-31
- Albers, A.; Rapp, S.; Birk, C.; Bursac, N. (2017b): Die Frühe Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, Stuttgart, 2017, S. 11-20
- Albers, A.; Rapp, S.; Spadinger, M.; Richter, T.; Birk, C.; Marthaler, F.; Heimicke, J.; Kurtz, V.; Wessels, H. (2019): The Reference System in the Model of PGE: Proposing a Generalized Description of Reference Products and their Interrelations. 22nd International Conference on Engineering Design, Delft, 2019, pp. 1693-1702

- Amman, S.; Pielemeier, B.; Meier, R. (2002): Powertrain Idle Vibration Subjective Study and Contribution Analysis. Sound Quality Symposium, Dearborn, Michigan, 2002, pp. 101-106
- Amman, S.; Pielemeier W.; Meier, R.; Bergeon, S.; Shiau, N.; Gorodisher, A. (2003): Subjective and Objective Quantification of Steady-State Idle Vibration Felt Through the Seat. SAE Noise & Vibration Conference and Exhibition, Warrendale, 2003, SAE Technical Paper 2003-01-1512
- Amman, S.; Meier, R.; Mouch, T.; Gu, P. (2005): A Survey of Sound and Vibration Interaction. SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan, 2005, SAE Technical Paper 2005-01-2472
- Ammon, D.; Frank, P.; Gimmler H.; Götz, J.; Hilf, K.; Rauh, J.; Scheible, G.; Stiess, P. (2004): Fahrzeugschwingungen – von der Fahrbahnanregung bis zum Komfortempfinden. VDI-Berichte Nr. 1821, 2004, S. 139-158
- Bellmann, M. (2002): Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicle. Dissertation, University Oldenburg, 2002
- Birkhold, J. (2013): Komfortobjektivierung und funktionale Bewertung als Methoden zur Unterstützung der Entwicklung des Wiederstartsystems in parallelen Hybridantrieben. In: Albers, Albert (Hrsg.); Forschungsberichte IPEK. Bd. 60. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013
- Bitter, T. (2006): Objektivierung des dynamischen Sitzkomforts. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2006
- Borggräfe, J.; Mass, D; Hagemann, B. (2009): Betrachtung der Akustik und des Schwingungsverhaltens verschiedener hybrider Antriebsstränge im Hinblick auf das tieffrequente Gesamtfahrzeugverhalten im Frequenzbereich 0-250 Hz, FVV-Frühjahrstagung, Aachen, 2009, Forschungsvorhaben Nr. 5301, Heft 916
- Bortz, J. (2010): Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler, 7. Auflage. Springer Medizin Verlag, Heidelberg, 2010
- Bubb, H. (2003a): Komfort und Diskomfort – Definition und Überblick. In: Ergonomie aktuell. Zeitschrift des Lehrstuhls für Ergonomie, Ausgabe 004, Garching, 2003, S. 5-8

- Bubb, H. (2003b): Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen. In: Fahrversuche mit Probanden - Nutzwert und Risiko. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, 557, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003, S. 26-39
- Bursac, N. (2016): Model Based Systems Engineering zur Unterstützung der Baukastenentwicklung im Kontext der Frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung. In: Albers, Albert (Hrsg.); Forschungsberichte IPEK. Bd. 93. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2016
- Cai, R.; Spengler, R.; Olfens, C. (2014): Objektivierter Komfortbeurteilung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen. Daimler NVH Workshop, Interne Dokumentation, Daimler AG, 2014
- Cottin, C.; Döhler, S. (2013): Risikoanalyse: Modellierung, Beurteilung und Management von Risiken mit Praxisbeispielen. 2. Auflage, Springer Spektrum, Wiesbaden, 2013
- Cucuz, S. (1992): Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1992
- Daimler (2003): DGR-System. PWT Jahresbericht: Mechatronik und Prüftechnik, Interne Dokumentation, Daimler AG, 2003
- Daimler (2013): 7G-TRONIC /7G-TRONIC PLUS (722.9) in the Workshop. Interne Dokumentation, Daimler AG, 2013
- Daimler (2014): Untersuchungsbericht: Vergleichsmessung Leerlaufvibration. Interne Dokumentation, Daimler AG, 2014
- Dempsey, T.; Leatherwood, J.; Drezek, A. (1976): Passenger Ride Quality Within a Noise and Vibration Environment. The Journal of the Acoustical Society of America, 1976, pp. 68-73
- Dibbern, K. (1992): Ermittlung eines Kennwertes für den Fahrspurwechsel in Versuch und Simulation. Dissertation, Karlsruhe Universität (TH), 1992
- Dogan, S.; Roborz, J.; Lechner, G. (1998): Simulation von Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. In: Antriebstechnik 37, Nr. 7, 1998, S. 59-64

- Duden (2006): Deutsches Universalwörterbuch. Bibliographisches Institut, Mannheim, 6. Auflage, 2006
- Düser, T.; Olms, H.; Haase A. (2011): Fahrzeugrollenprüfstände: von der Zertifizierung bis hin zur mechatronischen Entwicklungsplattform. Band 341 von Die Bibliothek der Technik. Verlag Moderne Industrie, München, 2011
- Dylla, S. (2009): Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe. In: Albers, Albert (Hrsg.); Forschungsberichte IPEK. Bd. 42. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2009
- Engel, H. (1998): Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremsereger Lenkruhe in Personenkraftwagen. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 1998
- Fischer, J. (2017): Methoden für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler Anregung durch den Elektromotor. In: Albers, Albert; Matthiesen, Sven (Hrsg.); Forschungsberichte IPEK. Bd. 106. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017
- Frey, J.; Wenk, K. (2014): Risikoanalyse, Methoden der Risikoerkennung und Bewertung. Vorlesungsskript, Wirtschaftsuniversität Wien, 2014
- Gameiro, S. (2002): Measurements of comfort in vehicles. Institute of Physics Publishing, Measurement Science and Technology 13, 2002, pp. 41-60
- Genuit, K. (2001): Parameter bei der Beurteilung von Fahreindrücken: Hören – Fühlen – Sehen – Wissen. In: Becker, K. et. al. (Hrsg.): Haus der Technik - Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II. Band 12. Expert Verlag, Renningen, 2001
- Genuit, K. (2010): Sound-Engineering Im Automobilbereich: Methoden Zur Messung Und Auswertung Von Geräuschen und Schwingungen. Springer-Verlag, Berlin, 2010
- Griffin, M. (1990): Handbook of human vibration Handbook of human vibration. Academic Press, London, 1990

- Griffin, M. (2007): Discomfort from feeling vehicle vibration. In: Vehicle System Dynamics, Vol.45:7, 2007, pp. 679-698
- Grimm, K.; Hupfeld, J.; Kolb, K.; Maier, P.; Pies, D.; Polifke, N.; Zauner, M. (2010): Schwingungshandbuch – Phänomene, Messverfahren, Auswertungen, Arbeitsmittel und -methoden. Interne Dokumentation der Messverfahren, Daimler AG, 2010
- Hagerodt, A. (2003): Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2003
- Hartung, J. (2006): Objektivierung des statischen Sitzkomforts auf Fahrzeugsitzen durch die Kontaktkräfte zwischen Mensch und Sitz. Dissertation, Technischen Universität München, 2006
- Hashimoto, T.; Hatano, S. (2001): Effect of Visual Scenery and Seat Vibration to the Perception of Car Interior Noise. Inter-Noise 2001, The Hague, Netherlands, 2001, pp. 1515-1520
- Hatano, S.; Shin, S; Hashimoto, T. (2008): Effect of Visual Scenery and Seat Vibration to the Perception of Sound Quality of Car Interior Noise. 15th International Congress on Sound and Vibration, Daejeon, Korea, 2008, pp. 1159-1165
- Heider, M. (2012): Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben, Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad und Planetengetrieben. Dissertation, Technischen Universität München, 2012
- Heißing, B.; Ersoy, M. (2008): Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik. Perspektiven ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2008
- Hertzberg, H. (1972): The human buttocks in sitting: pressures, patterns and palliatives. Automotive Engineering Congress and Exposition, Cobo Hall, Detroit, 1972, SAE Technical Paper 720005
- Hoffmann, J. (1999): Korrelation objektives Messen - subjektives Empfinden am Beispiel des Lastwechselschlages im Pkw. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen I, Becker, K. (Hrsg.), Expert Verlag, Renningen, 1999

- Howarth, C.; Griffin, J. (1990): Subjective response to combined noise and vibration: Summation and interaction effects. *Journal of Sound and Vibration* 143(3), 1990, pp. 443-454
- Klinger, B. (1996): Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Fahrzeug. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1996
- Knoll, C. (2006): Einfluss des visuellen Urteils auf den physisch erlebten Komfort am Beispiel von Sitzen. Ein Beitrag zu dem Verhältnis von Ergonomie und Design. Dissertation, Technische Universität München, 2006
- Köhler, E.; Flierl, R. (2006): Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner GWV Fachverlage, Wiesbaden 2006
- Küçükay, F.; Gebert, J. (1997): Schaltkomfort als neue Regelgröße bei Pkw-Automatikgetrieben. 1. Symposium: Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 1997, S. 17-25
- Küçükay, F. (2001): Anforderungen an moderne Automatikgetriebe. 2. IIR-Symposium: Innovative Fahrzeuggetriebe, Mainz, 2001, S. 25-31
- Kudritzki, D. (1995): Mensch-Maschine-System Fahrzeug – die kundenorientierte Auslegung des Fahrwerks. In: *Verlässlichkeit von Mensch-Maschine Systemen*, 1. Berliner Werkstatt Mensch-Maschine Systeme, ZMMS-Spektrum, Band 1, Berlin: Technische Universität Berlin, 1995, S. 291-303
- Küppers, T.; Mayer, G.; Lieske, D.; Kudritzki, D. (2014): Geräuschverhalten von Elektrofahrzeugen: Ursachen und Gestaltungsmöglichkeiten. 10. Symposium Hybrid- und Elektrofahrzeuge, Braunschweig, 2014, S. 125-132
- Leatherwood M. (1979): Human Discomfort Response to Noise Combined with Vertical Vibration. NASA Technical Paper 1374, Virginia, 1979
- Liebl, A.; Zeitler, A.; Schlittmaier, S.; Hellbrück, J. (2006): Objektivierung des Subjektiven - Beurteilung der Geräuschcharakteristik von Fahrzeugen durch Testpersonen. In: Becker, K. et. al. (Hrsg.): *Haus der Technik - Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III*. Band. 56, Expert Verlag, Renningen, 2006, S. 163-181

- Lennert, S. (2009): Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen – Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen. VDI Reihe 12, Nr. 698, VDI Verlag, Düsseldorf, 2009
- Lennström, D.; Lindbom, T.; Nykänen, A. (2013): Prominence of tones in electric vehicle interior noise. Inter-Noise, Innsbruck, 2013, pp. 589-596
- Lohmeyer, Q. (2013): Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme. In: Albers, Albert (Hrsg.):, Forschungsberichte IPEK. Bd. 59. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013
- Maier, P.; Olfens, C.; Albers, A. (2009): Komfortbewertung powertrainererregter Fahrzeugschwingungen auf Basis objektiver Kennwerte. In: Becker (Hrsg.) und 40 Mitautoren: „Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV“, Haus der Technik Fachbuch, Band 108, Expert Verlag, Renningen, 2009, pp. 64-75
- Maier, P. (2011): Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen. In: Albers, Albert (Hrsg.):, Forschungsberichte IPEK. Bd. 51. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011
- Mansfield, M (2001): Localized vibration at the automotive seat-person interface. Inter-Noise, the Hague, Netherlands, 2001, pp. 1025-1030
- Mansfield, M.; Ashley, J.; Rimell, A. (2007): Changes in subjective ratings of impulsive steering wheel vibration due to changes in noise level: a cross-modal interaction. Journal of Vehicle Noise and Vibration 3 (2), 2007, pp. 185-196
- Marjanen, Y.; Mansfield, N.; Maeda, S. (2006): Requirements for validating the standardized whole body vibration comfort evaluation method. 14th Japan Conference on Human Response to Vibration, Tokyo, 2006, pp. 1-11
- Maslow, A. (1977): Motivation und Persönlichkeit. Walter-Verlag, Olten und Freiburg im Breisgau, 1977
- Matthiesen, S. (2019): Prozess und Methoden der Gestaltung. In B. Bender & K. Gericke (Hrsg.), Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Springer-Verlag, Berlin, 2019

- Meier, C.; Lieske, D.; Bikker, S. (2014): NVH-Development of Electric Powertrains – CAE-Methods and NVH-Criteria. 8th International Styrian NVH Congress, Graz, 2014, SAE Technical Paper 2014-01-2072
- Morioka, M.; Griffin, M. (2008): Absolute thresholds for the perception of fore-and-aft, lateral and vertical vibration at the hand, the seat and the foot. In: Journal of Sound and Vibration, 314, 2008, pp. 357-370
- Moriwaki, I.; Mohamad, E.; Kawasaki, Y. (2001): Gear Noise Diagnosis System. For Automobile Transmission Using Artificial Intelligence (Convergence of Training Process). SAE Automotive & Transportation Technology Congress, Barcelona, Spain, 2001, SAE Technical Paper 2001-01-3336
- Müller, S. (2010): Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren – Untersuchung, Bewertung, Optimierung. Dissertation, Technischen Universität Darmstadt, 2010
- Neukum, A. (2002): Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop – Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II. Haus der Technik, Band 12, Expert-Verlag, Renningen, 2002
- Norm DIN EN ISO 8041 (2006): Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung. Beuth Verlag, Berlin, 2006
- Norm ISO-2631-1 (1997): Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements International Organization for Standardization. Beuth Verlag, Berlin, 1997
- Norm ISO-2631-2 (2003): Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 2: Vibration in buildings International Organization for Standardization. Beuth Verlag, Berlin, 2003
- Norm ISO-5349-1 (2001): Mechanical vibration – Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration – Part 1 International Organization for Standardization. Beuth Verlag, Berlin, 2001
- Norm VDI 2057-1 (2002): Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- Norm VDI 2057-2 (2012): Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen Hand-Arm-Schwingungen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2012

- Norm VDI 2057-3 (2012): Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen Ganzkörperschwingungen an Arbeitsplätzen in Gebäuden. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2012
- Norm VDI 2206 (2004): Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004
- Norm VDI 2563 (1990): Geräuschanteile von Straßenfahrzeugen Messtechnische Erfassung und Bewertung. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- Norm WLTP (2014): Tutuianu, M.; Marotta, A.; Steven, H.; Ericsson, E.; Haniu, T.; Ichikawa, N.; Ishii, H.: Development of a World-wide Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle (WLTC) - Technical Report, Informal document GRPE-68-03 (68th GRPE, 7-10 January 2014, agenda item 2), Transmitted by the WLTP DHC Chair, 2014
- Ochs, J.; Hanisch, W. (1991): Unwuchterregter Lenkradbewegungen. VDI-Fortschrittberichte Nr. 916, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- Parizet, E.; Amari, M.; Nosulenko, V. (2007): Vibro-acoustical comfort in cars at idle: human perception of simulated sounds and vibrations from 3- and 4-cylinder diesel engines. Journal Vehicle Noise and Vibration, Vol. 3, No. 2, 2007, pp. 143-156
- Pies, D. (2011): Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie KIT, 2011
- Pischinger, S.; Lange, B.; Heuer, S.; Hoppermanns, J. (2006): Objektivierung subjektiver Geräuschbeurteilungen. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 67, 2006, S. 896-904
- Quiring, S.; Stoffels, H. (2005): Schwingungs- und Einflussgrößenanalyse an Fahrzeugen mit Start-Stopp Funktionalität. Tagungsband Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik III: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben, Laschet, Expert Verlag, Renningen, 2005, S. 101-119
- Rastinger, B.; Hall, W.; Walter, G. (2003): Die neuen BMW Sechsgang Handschaltgetriebe. VDI-Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 539, Band 2, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003, S. 236-252

- Ruschmeyer S. (2010): Herausforderungen bei der NVH-Entwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen. 36. Deutsche Jahrestagung für Akustik DAGA, Berlin, 2010, S. 319-320
- Schmidt, R.; Thews, G.; Lang, F. (2000): Physiologie des Menschen mit Pathophysiologie. Springer-Verlag, Berlin, 2000
- Schögl, P.; Beidl, C.; Koegeler, H. (2003): Methoden zur Automatisierung von Entwicklungsprozessen durch den Einsatz neuer Optimierungswerkzeuge und objektiv gemessener Kundenbedürfnisse. VDI-berichte Nr. 4211. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003, S. 1755-1760
- Sottek, R. (2014): Progress in calculating tonality of technical sounds. Inter-Noise, Melbourne, 2014, pp. 1-9
- Tietz, W. (2002): Haptische Auslegung der Fahrzeuginnenausstattung bei Audi. In: Grunwald, Martin (Hrsg.): Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung. Birkhäuser, Basel, 2002
- Tousignant, T.; Govindswamy, K.; Tomazic, D. (2013): NVH Target Cascading from Customer Interface to Vehicle Subsystems. SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, Grand Rapids, Michigan, 2013, SAE Technical Paper 2013-01-1980
- Virnich, B. (2003): Digitale Messdatenerfassung. Fachvortrag Messtechnik, Fachhochschule Köln, 2003, S.1-21
- Zeller, P. (2009): Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Vieweg+Teubner Verlag, Berlin, 2009
- Zhang, L.; Helander, M.; Drury, C. (1996): Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting. Journal of the Human Factors and Ergonomics Society 38(3), 1996, pp. 377-389
- Zöfel, P. (2003): Statistik für Psychologen im Klartext. Pearson Studium: Statistik für Psychologen im Klartext. Pearson Studium, München, 2003
- Zschocke, A. (2009): Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen. In: Albers, Albert (Hrsg.); Forschungsberichte IPEK. Bd. 34. Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2009

Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor Co-betreut wurden:

Du, B. (2015): Entwicklung eines Bewertungsmodells zur Analyse des Einflusses von Fahrzeug-NVH Phänomenen auf den Komforteindruck (IPEK-Abschlussarbeit 2790). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Cai, R., Karlsruhe, 2015

Farsi, M. (2015): Analyse der Einflüsse akustischer und visueller Reize auf die Vibrationswahrnehmung im Fahrzeug (IPEK-Abschlussarbeit 2773). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Cai, R., Karlsruhe, 2015

Krcic, D. (2014): Entwicklung einer Bewertungsmethode zur Untersuchung von positiven und negativen Erlebnissen von Fahrzeugschwingungen (IPEK-Abschlussarbeit 2772). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Cai, R., Karlsruhe, 2014

Veröffentlichungen:

Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Behrendt, M. (2013): Optimierte Randbedingungen für die Untersuchung antriebsstranginduzierter Fahrzeugschwingungen auf Fahrzeug-Rollenprüfständen. 8. VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben, Fulda, 2013, VDI-Berichte No. 2197, S. 93-104

Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Olfens, C.; Behrendt, M. (2014a): Approach for determination of objective characteristic parameters to predict vehicle vibrations caused by powertrain. 14th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, Stuttgart, 2014, pp. 582-595

Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Behrendt, M. (2014b): Psychophysical study on the vibration perception in passenger vehicle. FISITA World Automotive Congress, Maastricht, 2014, F2014-AHF-015

Albers, A.; Cai, R.; Spengler, R.; Olfens, C.; Behrendt, M. (2014c): Approach for parameter determination for objective comfort evaluation of vehicle vibrations induced by powertrain. 8th International Styrian NVH Congress, Graz, 2014, SAE Technical Paper 2014-01-2065

Anhang A

Testfälle für Probandenstudie Sta-A ~ Sta-E

Tabelle A.1: Ausgewählte Testfälle der Probandenstudie Sta-A

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]	Gelenkwellenunwucht [gmm]
1	1	200	10	0
2	1	200	20	0
3	2	200	20	0
4	2	200	30	0
5	2	200	40	0
6	2	500	30	0
7*	2	500	40	0
8	3	200	35	0
9	3	200	60	0
10	3	500	35	0
11*	3	500	60	0
12	3	500	70	0
13	4	200	80	0
14	4	500	50	0
15	4	500	80	0
16	5	200	110	0
17	5	200	130	0
18	5	200	170	0
19	5	200	170	250
20	5	200	170	350
21	5	500	60	0
22	5	500	80	0
23	5	500	110	0
24	5	500	130	0
25	5	500	170	0

26	5	500	170	250
27	5	500	170	350
28	6	200	170	0
29	6	200	170	250
30	6	200	170	350
31	6	500	80	0
32	6	500	120	0
33	6	500	170	0
34	6	500	170	250
35	6	500	170	350
36	7	200	150	0
37	7	200	175	0
38	7	200	175	250
39	7	200	175	350
40	7	500	90	0
41	7	500	150	0
42	7	500	175	0
43	7	500	175	250
44	7	500	175	350
45	N	0	0	0
* Wiederholtestfall: Testfall 7 und 11				

Tabelle A.2: Ausgewählte Testfälle der Probandenstudie Sta-B

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1	1	100	10
2	1	100	20
3	2	100	20
4	2	100	25
5	2	500	15
6*	2	500	20
7	2	500	25
8	2	500	40
9	3	100	25
10	3	100	35
11	3	100	55

12	3	500	35
13	3	500	55
14	4	100	65
15	4	100	130
16*	4	500	65
17	4	500	130
18	5	100	50
19	5	100	135
20	5	100	180
21	5	500	50
22	5	500	135
23	5	500	180
24	6	100	60
25	6	100	120
26	6	100	180
27	6	500	60
28	6	500	120
29	6	500	180
30	N	0	0
* Wiederholtestfall: Testfall 6 und 16			

Tabelle A.3: Ausgewählte Testfälle der Probandenstudie Sta-C

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1*	1	0	10
2*	1	200	10
3*	2	500	23
4*	2	500	58
5*	3	0	21
6*	3	500	70
7*	4	500	50
8*	4	500	130
9*	5	0	38
10*	6	500	200
11	N	0	0
* Wiederholtestfall: Testfall 1~10			

Tabelle A.4: Ausgewählte Testfälle der Probandenstudie Sta-E

Testfall	Gang	Motordrehmoment [Nm]	Geschwindigkeit [km/h]
1	1	100	10
2*	3	500	37
3	3	500	50
4	5	500	155
5*	5	500	220
6	7	0	220
7	7	500	135
8	7	500	185
9	N	0	0
* Wiederholtestfall: Testfall 4 und 5			

Anhang B

Daten der Probanden

Tabelle B.1: Daten der Probanden in den Studien Sta-A ~ Sta-E

	Sta-A	Sta-B	Sta-C	Sta-D	Sta-E
Anzahl Probanden	11	11	9	9	9
Geschlecht*	10M, 1W	10M, 1W	8M, 1W	8M, 1W	9M, 0W
Erfahrung*	11E, 0L	10E, 1L	9E, 0L	8E, 1L	8E, 1L
Alter [J]					
Bereich	28~54J	29~54J	27~54J	27~54J	27~54J
Mittelwert	39,1	38,3	37,0	37,2	37,6
Standardabweichung	9,5	9,8	11,2	10,6	10,9
Körpergröße [m]					
Mittelwert	1,77	1,77	1,76	1,77	1,78
Standardabweichung	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04
Körpergewicht [kg]					
Mittelwert	76,95	77,5	76,56	76,00	77,44
Standardabweichung	6,30	6,90	7,07	5,12	6,75
* M: Männlich; W: Weiblich; E: Expert; L: Laie					

Tabelle B.2: Daten der Probanden in den Studien „Dyn“, „Pos“ und „Aku“

	Studie Dyn	Studie Pos	Studie Aku
Anzahl Probanden	10	9	9
Geschlecht*	9M, 1W	9M, 0W	9M, 0W
Erfahrung*	10E, 0L	5E, 4L	5E, 4L
Alter [J]			
Bereich	27~54	27~48	27~48
Mittelwert	36,6	31,6	31,6
Standardabweichung	10,7	6,7	6,7
Körpergröße [m]			
Mittelwert	1,77	1,78	1,78
Standardabweichung	0,06	0,04	0,04
Körpergewicht [kg]			
Mittelwert	76,40	76,78	76,78
Standardabweichung	6,26	5,07	5,07
* M: Männlich; W: Weiblich; E: Expert; L: Laie			

Anhang C

Regressionsmodelle zur Beschreibung der Vibrationswahrnehmung

Tabelle C.1: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der Lehnenvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	3.81	-0.37
Sta-B	4.79	-0.46
Sta-C	129.89	-0.85
Sta-D	29.71	-0.67
Sta-E	98.7	-0.79
5 Studien gemeinsam betrachtet	7.2	-0.47

Tabelle C.2: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der Lenkradvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	6.64	-0.37
Sta-B	23.1	-0.59
Sta-C	17.69	-0.54
Sta-D	12.48	-0.53
Sta-E	36.15	-0.61
5 Studien gemeinsam betrachtet	10.25	-0.45

Tabelle C.3: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der Fußraumvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	82.33	-0.73
Sta-B	23.55	-0.67
Sta-C	284.23	-0.97

Sta-D	13.69	-0.56
Sta-E	2602.5	-1.2
5 Studien gemeinsam betrachtet	15.18	-0.56

Tabelle C.4: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der Türvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	141.82	-0.66
Sta-B	296.52	-0.81
Sta-C	3022.2	-1.15
Sta-D	920.76	-0.97
Sta-E	751.25	-0.91
5 Studien gemeinsam betrachtet	354.77	-0.81

Tabelle C.5: Parameter des Regressionsmodells zur Beschreibung der Mittelkonsolenvibrationen in 5 Probandenstudien (Sta-A/B/C/D/E)

Studie	Parameter a	Parameter b
Sta-A	357.26	-0.74
Sta-B	586.65	-0.9
Sta-C	3087.2	-1.01
Sta-D	233.67	-0.75
Sta-E	1.00E+06	-1.59
5 Studien gemeinsam betrachtet	112.78	-0.63