

Betriebsfestigkeit Hochvoltspeicher

Analyse festigkeitsrelevanter mechanischer und elektrischer Einflussparameter auf die Betriebsfestigkeit von im Automobil eingesetzten Hochvoltspeichern

Dipl.-Ing. Franka-Maria Volk

Vollständiger Abdruck von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München

zur

Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. , habil. rer. nat. Hans-Joachim Gudladt

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Rapp

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Thomas Kuttner

3. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion

Die Dissertation wurde am 13.06.2018 bei der Universität der Bundeswehr München eingereicht und durch die Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik am 16.09.2018 angenommen. Die mündliche Prüfung fand am 05.10.2018 statt.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorandin in der Abteilung Betriebsfestigkeit der BMW AG. An dieser Stelle möchte ich meinen besonderen Dank nachstehenden Personen entgegenbringen, ohne deren Mithilfe die Anfertigung dieser Promotionschrift nicht möglich gewesen wäre.

Mein primärer Dank gilt meinen Doktorvätern Prof. Dr.-Ing. Helmut Rapp und Prof. Dr.-Ing. Thomas Kuttner für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Ich habe die regelmäßigen Treffen und den damit verbundenen zeitlichen Aufwand wie auch die ungemein schnellen Rückmeldungen auf schriftliche Anfragen als ein Privileg empfunden, für das ich danken möchte. Die regelmäßigen fachlichen Diskussionen und vor allem die wertvollen Anregungen haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Bernd Hermann, der die BMW-interne Betreuung meiner Arbeit übernahm und mir bei fachlichen Diskussionen stets mit Begeisterung und Detailtiefe zur Seite stand. Danken möchte ich auch Dr. Alois Hiebl, der mir die Promotion bei der BMW AG ermöglichte und mich in meiner Anfangszeit mit viel Verständnis für meine gesundheitliche Situation begleitete. Dr. Kurt Pötter und Dr. Thomas Bruder danke ich für die fachlichen Gespräche und Ratschläge, die mich auf dem Weg zur fertigen Arbeit immer wieder neue Aspekte und Ansätze entdecken ließen.

Herrn Johannes Elas und Herrn Alexander Hein möchte ich für ihre tatkräftige und vor allem durch Sorgfalt und Präzession geprägte Unterstützung beim Aufbau meines HochvoltSpeichers danken. Herrn Rudolf Rinser gilt mein Dank für die rückhaltlose Unterstützung zu messtechnischen Aspekten. Herren Bernhard Sax, Börje Brezger und Christian Gries danke ich für die Umsetzung meiner vielen Anforderungen an den Prüfständen. Herrn Christian Graber möchte ich für die mannigfaltige Ideengebung und den kritischen Diskurs danken. Einen ganz besonderen Dank richte ich an Frau Ina Scholz, die mich mit einer unschätzbaren Ausdauer und Kompetenz im Bereich der Signalbearbeitung in LMS TECWARE unterstützte. Weiterhin danke ich Herrn Thomas Burkart für die simulative Unterstützung und die motivierenden Gespräche auf persönlicher Ebene. Meinen Kollegen von EG-52 möchte ich für die kollegiale Zusammenarbeit und das angenehme Arbeitsumfeld danken. Herrn Andreas Dörnhöfer danke ich für die zahlreichen Gespräche auf intellektueller und persönlicher Ebene. Unsere Dialoge werden mir immer als bereichernder und konstruktiver Austausch in Erinnerung bleiben.

Tief verbunden und dankbar bin ich meinem Freund Erik Fließbach, ohne dessen unermessliche Geduld und liebevolles Verständnis für die nur selten gemeinsamen Momente ein solcher Arbeitsumfang und vor allem der Abschluss dieser Arbeit niemals hätten gelingen können.

Für ihre liebevolle Unterstützung, besonders während meiner anfangs beschwerlichen gesundheitlichen Situation, und für ihr Verständnis für meine wenige Zeit danke ich meiner Mutter. Meinem Vater danke ich für den großen Ehrgeiz, die Disziplin und den Biss, die er mir in unermüdlicher Hingabe auf meinen Lebensweg mitgegeben hat.

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Weiterentwicklung der Betriebsfestigkeitsprüfung von im Automobil eingesetzten Hochvoltspeichern¹ betrachtet. Dabei werden primär mechanische, elektrische und magnetische Einflüsse auf die Betriebsfestigkeit von HVS beurteilt. Da die Untersuchungen zu den elektrischen und magnetischen Einflüssen keinen quantifizierbaren Einfluss zeigen, bilden die mechanischen Einflussparameter den zentralen Inhalt der Arbeit. Hierbei wird untersucht, welches Prüfkonzept sich am besten für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS eignet. Dazu wird das Prüfkonzept einer 4-Stempel-Anlage dem eines mehraxial anregenden Schwingtisches (MAST) gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung erfolgt im Rahmen einer umfangreichen Einflussgrößenanalyse von verfahrens- und prüfstandsseitigen Einflussparametern auf die Güte der Dehnungsreproduktion.

Für die Untersuchungen werden an der äußeren und inneren Struktur eines ausgewählten HVS-Konzeptes Dehnungsmessstreifen und Beschleunigungssensoren appliziert. Im Anschluss werden Fahrzeugmessungen auf zwei Messstrecken und Prüfstandsmessungen mit variierten verfahrens- und prüfstandsseitigen Parametern durchgeführt. Die Gegenüberstellung der Prüfkonzepte basiert auf einem relativen Vergleich von fiktiven Schädigungen, die aus den im Fahr- und Prüfstandsversuch gemessenen Dehnungszeitreihen berechnet werden. Dabei bilden die im Fahrversuch gemessenen Dehnungen die Referenz. Ergänzend werden auf Basis der im Fahr- und Prüfstandsversuch gemessenen Beschleunigungen Schwingungsanalysen durchgeführt und das Schwingungsverhalten des HVS im Kontext des Prüfkonzeptvergleiches und der Einflussgrößenanalyse bewertet.

Die Untersuchung ergibt eine differenzierte Auslegungs- und Absicherungsstrategie für die innere und äußere Struktur des untersuchten HVS. Die Betriebsfestigkeitsprüfung der äußeren Struktur und dessen Anbindung an die Karosserie erfordert Prüfstände und Verfahren, die in der Lage sind, Dehnungen zu reproduzieren, die primär mit einer globalen Verformung der Karosserie korrelieren. Die 4-Stempel-Anlage weist ein solches Prüfkonzept auf. Für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur eignet sich sowohl das Prüfkonzept der 4-Stempel-Anlage als auch das des MAST. Die im HVS auftretenden Beanspruchungen resultieren vornehmlich aus der Massenkrafterregung des HVS, dessen Subkomponenten wie auch benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten. Für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur ist es somit zulässig, den HVS aus der Karosserie herauszulösen – für die äußere Struktur hingegen nicht.

¹ Mit dem Begriff Hochvoltpeicher ist eine Traktionsbatterie gemeint, die dem Antrieb von Hybrid- und Elektrofahrzeugen dient. Die wesentlichen Komponenten eines Hochvoltspeichers sind Batteriezellen, die in Batteriemodulen zusammengefasst und seriell und/oder parallel miteinander verschalten werden. Vorliegend wird der Begriff Hochvoltpeicher und dessen Abkürzung HVS verwendet, da ausschließlich Systeme mit mehr als 60 V Gleichstrom betrachtet werden, die nach [DGUV12] als Hochvoltssysteme (HV-Systeme) bezeichnet werden.

Abstract

This thesis deals with further development of structural durability testing for high voltage vehicle batteries². Primarily the effects of mechanical, electrical and magnetic influences on the structural durability of high voltage vehicle batteries are assessed. Since the investigations of electrical and magnetic influences show no quantifiable effects, the influence of mechanical parameters forms the central content of the thesis. Two test concepts are examined with regard to their suitability for validating the structural durability of high voltage battery systems. For this purpose, the concept of a four-poster test bench is compared with that of a Multi-Axial Simulating Table (MAST). The comparison is carried out within the scope of an extensive factorial analysis of process and test bench parameters influencing the quality of strain reproduction.

For the investigation, strain gauges and acceleration sensors are applied to the outer and inner structure of a selected high voltage vehicle battery. Subsequently, road tests on two test tracks and test bench measurements with varied process and test bench parameters are carried out. The comparison of the test concepts is based on fictive damages calculated using strain signals measured in road tests and on the test bench. The strains measured in road tests form the basis of the comparison. In addition, vibration analyses based on accelerations measured in road tests and on the test bench are carried out and the resulting vibrational behavior of the high voltage vehicle battery is assessed in the context of the test concept comparison and the factorial analysis.

The analysis reveals a differentiated design and validation strategy for the outer and inner structure of the investigated high voltage vehicle battery. Durability testing of the outer structure and its attachment to the vehicle body requires test benches and methods which are able to reproduce strains that correlate primarily with global vehicle body deformation. The four-poster test bench concept satisfies these criteria. For structural durability testing of the inner structure, both the four-poster test bench concept and the MAST-concept are suitable. Strains observed in the investigated high voltage vehicle battery result primarily from inertial force excitation of the vehicle battery itself, its subcomponents, as well as nearby components with significant mass. Therefore, for structural durability testing of the inner structure, it is permissible to detach the high voltage vehicle battery from the vehicle body – but not for testing of the outer structure.

² The German term Hochvoltpeicher (translated as high voltage vehicle battery) refers to a traction battery, which serves to power the drivetrain of hybrid and electric vehicles. The primary components of high voltage vehicle batteries are the battery cells, which are grouped into battery packs and connected in series and/or parallel with one another. In the present case, the term high voltage vehicle battery and its abbreviation HVS are used because batteries with more than 60 V direct current are considered. According to the definition given in [DGUV12], systems with more than 60 V direct current are referred as high voltage systems.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	VIII
Formelverzeichnis.....	X
Tabellenverzeichnis	XIV
Abbildungsverzeichnis.....	XV
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	3
1.2 Vorgehensweise.....	4
2 Stand der Forschung und Technik	7
2.1 Aufbau und Funktionsweise von Hochvoltspeichern.....	7
2.2 Hochvoltspeicherkonzepte in Hybrid- und Elektrofahrzeugen	10
2.3 Auslegung und Absicherung von Hochvoltspeichern	13
2.4 Normen und Richtlinien des experimentellen Betriebsfestigkeitsnachweises ..	15
2.5 Elektrische und magnetische Einflüsse auf die Betriebsfestigkeit eines HVS ..	20
3 Grundlagen	26
3.1 Schwingungslehre	26
3.1.1 Freie und erzwungene Schwingungen.....	27
3.1.2 Grundlagen linearer und zeitinvarianter Schwingungssysteme	28
3.1.3 Mehrfreiheitsgradschwingungssystem.....	33
3.1.4 Experimentelle Modalanalyse	35
3.2 Signalanalyse	37
3.2.1 Signalarten	37
3.2.2 Signalanalyse im Zeitbereich.....	39
3.2.3 Signalanalyse im Frequenzbereich.....	42
3.3 Prüfstandstechnik	46
3.3.1 Mehraxial anregender Schwingtisch.....	46
3.3.2 4-Stempel-Anlage	48
3.3.3 Iterativ lernende Regelung	51
3.4 Betriebsfestigkeit.....	53
3.4.1 Wöhler- und Gaßnerlinie	54
3.4.2 Zählverfahren.....	55
3.4.3 Grundlagen der Schädigungsrechnung	59
4 Untersucher Hochvoltpeicher	61
4.1 Aufbau des Hochvoltpeichers und dessen Umgebung	61
4.1.1 Aufbau und Messstellen	61
4.1.2 Hochvoltpeicher im Gesamtfahrzeug.....	63
4.1.3 Hochvoltpeicher in der Prüfumgebung Teilkarosserie	64
4.1.4 Hochvoltpeicher in der Prüfumgebung Prüfgestell.....	65

4.2	Modales Verhalten des HVS und der Prüfumgebungen.....	65
4.2.1	Hochvoltspeicher im Gesamtfahrzeug	66
4.2.2	Hochvoltspeicher im Prüfersatzaufbau Teilkarosserie	67
4.2.3	Hochvoltspeicher im Prüfersatzaufbau Prüfstell	69
5	Messungen und Analysen am Hochvoltspeicher im Fahrversuch	71
5.1	Messstrecken.....	71
5.2	Dehnungsmessungen	72
5.3	Beschleunigungsmessungen	74
5.4	Schädigungsrelevanter Frequenzbereich	75
5.5	Messdatenaufbereitung	79
6	Messungen und Analysen am Hochvoltspeicher im Prüfstandsversuch.....	81
6.1	Untersuchte Einflussgrößen auf die Dehnungsreproduktion	82
6.2	Bewertungsmethode.....	83
6.3	Versuche auf dem mehraxial anregenden Schwingtisch	84
6.3.1	Versuchsdurchführung.....	85
6.3.2	Schwingungsanalyse	86
6.3.3	Thesen und allgemeine Versuchsergebnisse.....	91
6.3.4	Einfluss des Prüfersatzaufbaus.....	94
6.3.5	Variation der Position der Kontrollsensoren	99
6.3.6	Variation des Anregungsfrequenzbereiches	101
6.3.6.1	Variation der unteren Anregungsfrequenz	102
6.3.6.2	Variation der oberen Anregungsfrequenz	103
6.3.7	Variation der Anregungsvariante	105
6.4	Vier-Stempel-Anlagenversuche.....	110
6.4.1	Versuchsdurchführung.....	110
6.4.2	Schwingungsanalyse	113
6.4.3	Thesen und allgemeine Versuchsergebnisse.....	118
6.4.4	4-Stempel-Anlagenvergleich	120
6.4.5	Variation der oberen Anregungsfrequenz	123
6.4.6	Variation der Ansteuersignale.....	125
6.4.7	Variation der Geometrie der Radaufstandsteller	128
6.5	Abschließende Betrachtungen	130
6.5.1	Bestätigte Thesen.....	131
6.5.2	Prüfkonzeptvergleich.....	133
6.5.3	Ergebnisse der Einflussgrößenanalyse	136
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	139

Literaturverzeichnis	142
Betreute studentische Arbeiten	150
Anhang	151
A Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855	151
B Messstellenliste DMS	151
C Messstellenliste Beschleunigungssensoren	152
D HVS-Aufbau und Messstellen.....	153
E Versuchsaufbauten der experimentellen Modalanalysen	154
F Simulationsmodell numerische Modalanalyse	157
G Messnamennomenklatur	158
H Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im 4-Stempel-Anlagen- und Fahrversuch der Dynamikstrecke.....	159
I Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im 4-Stempel-Anlagen- und Fahrversuch der Schlechtwegstrecke	159

Abkürzungsverzeichnis

AG	Aktiengesellschaft
AGA	Abgasanlage
BEV	(engl.) Battery Electric Vehicle (dt. Elektrofahrzeug)
BMS	Batteriemanagementsystem
BMW	Bayerische Motorenwerke
BS	Beschleunigungssensor
BS _{UnVoRe}	Lagebeschreibung des Beschleunigungssensors unten, vorne, rechts
CAN	Controller Area Network
CSC	(engl.) Cell Supervision Circuit (dt. Zellüberwachungseinheit/-elektronik)
dt.	deutsch
DFT	(engl.) Discrete Fourier Transform (dt. diskrete Fourier-Transformation)
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DMS	Dehnungsmessstreifen
DS	Dynamikstrecke
EF	Eigenfrequenz
EMA	E-Maschine
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
EN	Europäische Norm
exp.	experimentell
FE	Finite-Elemente
FFT	(engl.) Fast Fourier Transform (dt. schnelle Fourier-Transformation)
FIR-Filter	(engl.) Finite Impulse Response Filter (dt. Filter mit endlicher Impulsantwort)
FRF	(engl.) Frequency Response Function (dt. Übertragungsfunktion)
FT	kontinuierliche Fourier-Transformation
Fzg.	Fahrzeug
HEV	(engl.) Hybrid Electric Vehicle (dt. Hybridfzg. ohne externe Lademöglichkeit)
HV	Hochvolt
HVS	Hochvoltspeicher
IEC	(engl.) International Electrotechnical Commission
IIR-Filter	(engl.) Infinite Impulse Response Filter (dt. Filter mit unendlicher Impulsantwort)
ISO	(engl.) International Organization for Standardization
KGÜZ	Klassengrenzenüberschreitungszählung
LE	Leistungselektronik
log	logarithmisch
LTI	(engl.) Linear Time Independent (dt. lineares, zeitunabhängiges (System))
MAST	Mehraxial anregender Schwingtisch
n. b.	nicht bekannt
norm.	normiert
num.	numerisch
NV	Niedervolt

PG	Prüfgestell
PHEV	(engl.) Plug-In-Hybrid Electric Vehicle (dt. Hybridfahrzeug mit Lademöglichkeit)
PID	(engl.) Proportional-Integral-Derivative (dt. proportional-integral-differenzierend)
PSD	(engl.) Power Spectral Density (dt. Leistungsdichtespektrum)
RBE	(engl.) rigid-body element (dt. Starrkörperelement)
RMS	(engl.) Root Mean Square (dt. Effektivwert oder quadratisches Mittel)
SAE	ehemalige Bezeichnung (engl.) für Society of Automotive Engineers
SLE	Speicherladeeinheit
SoC	(engl.) State of Charge (dt. Ladezustand) in %
SoH	(engl.) State of Health (dt. Alterungszustand) in %
SPZ	Spannenpaarzählung
SWS	Schlechtwegstrecke
TK	Teilkarosserie
ÜF	Übertragungsfunktion
UNECE	(engl.) United Nations Economic Commission for Europe
USABC	(engl.) United States Advanced Battery Consortium
VDA	Verband der Automobilindustrie e.V.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.
ZM	Zellmodul

Formelverzeichnis

A_1, A_2	z. B. [m]	Koeffizienten der homogenen Lösung x_h
a	[g]	Beschleunigung
a_R	[g]	vertikale Radträgerbeschleunigung
a_y	[g]	Querbeschleunigung
c	[N/m]	Federkonstante (linear), (Kapitel 3.1.2 und 3.1.3)
\mathbf{C}	[N/m]	Steifigkeitsmatrix
d	[kg/s]	Dämpfungskonstante (geschwindigkeitsproportional)
D	[-]	LEHRsches Dämpfungsmaß (Kapitel 3.1)
D	[-]	Schädigung (Kapitel 3.4)
$D_{10\%}$	[-]	Schädigung für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit
$D_{90\%}$	[-]	Schädigung für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit
D_r	[-]	relative Schädigung (Schädigungsverhältnis)
$D_{r_ref,i}$	[-]	fiktive Schädigung, der auf 512 Hz tiefpassgefilterten, in Fahrversuchen gemessenen Dehnungszeitreihen (Referenz)
$D_{r_ref,i}$	[-]	fiktive Schädigung, der auf 512 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitreihen aus den Fahrversuchen (Referenz)
D_{r_zul}	[-]	zulässige relative Schädigung
\mathbf{D}	[kg/s]	Dämpfungsmatrix
E	[MPa]	Elastizitätsmodul
e_{PSD}	[-]	PSD-Fehler (Berechnung im Frequenzbereich)
e_{RMS}	[-]	RMS-Fehler (Berechnung im Zeitbereich)
e_r	[-]	Abweichung zwischen Ist-Signal und Target-Signal
F	[N]	Kraft (Kapitel 3.1.4)
f	[Hz]	Frequenz
$f_{HVS_Fzg_1}$	[Hz]	erste Eigenfrequenz des HVS im Gesamtfahrzeug
$f_{HVS_PG_1}$	[Hz]	erste Eigenfrequenz des HVS im Prüfgestell
$f_{HVS_TK_1}$	[Hz]	erste Eigenfrequenz des HVS in der Teilkarosserie
$f_{90\%_max}$	[Hz]	maximale Frequenz bei 90 % Restschädigung
f_{TK_1}	[Hz]	erste Eigenfrequenz der Teilkarosserie
$f_{90\%_min}$	[Hz]	minimale Frequenz bei 90 % Restschädigung
f_{A_o}	[Hz]	obere Anregungsfrequenz am Prüfstand
f_{A_u}	[Hz]	untere Anregungsfrequenz am Prüfstand
f_{B1}	[Hz]	erste Biegeeigenfrequenz der untersuchten Zellmodule
f_{B2}	[Hz]	zweite Biegeeigenfrequenz der untersuchten Zellmodule
f_E	[Hz]	Filtereckfrequenz
f_{med}	[Hz]	mediane schädigungsrelevante Frequenz
\mathcal{F}	[-]	Fourier-Integral
\mathbf{G}	[-]	Übertragungsmatrix zwischen Sensoren und Hydraulikzylinder

G_{FX}, G_{XF}, G_{yx}	z. B. [g ² /Hz]	einseitiges Kreuzleistungsdichtespektrum (Kapitel 3.1.4, 3.2.3)
G_{XX}, G_{FF}, G_{xx}	z. B. [g ² /Hz]	einseitiges Autoleistungsdichtespektrum (Kapitel 3.1.4, 3.2.3)
H	[-]	Übertragungsfunktion
H	[A/m]	Magnetische Feldstärke
I	[A]	Strom
i	[-]	i-ter Beanspruchungshorizont (Kapitel 3.4.3)
i	[-]	i-ter Dehnungsmesstreifen (Kapitel 5.2, 5.5, 6.2)
i	[-]	i-te Messstelle Beschleunigungssensor (Kapitel 3.1.4)
i	[-]	i-te Dehnungszeitreihe (Kapitel 5.2)
i, j, m	[-]	Laufvariablen $i, j, m = 1, 2, 3 \dots$
j	[-]	imaginäre Einheit, $j = \sqrt{-1}$ (Kapitel 3.1, 3.2)
j	[-]	j-te Filtereckfrequenz (Kapitel 6.3.6)
j	[-]	j-ter Iterationsschritt (Kapitel 3.3.3)
k	[-]	Neigung der Wöhlerlinie vor dem Abknickpunkt (Kapitel 3.4)
k	[-]	Anzahl der Frequenzlinien (Kapitel 3.2.3)
k	[-]	Anzahl der Abtastpunkte n um die ein diskretes Zeitsignal verschoben wird (Kapitel 3.2.2)
k'	[-]	Neigung der Wöhlerlinie nach dem Abknickpunkt
m	[-]	m-tes Zeitsegment (Kapitel 3.2.3)
m	[kg]	Masse
\mathbf{M}	[kg]	Massenmatrix
n	[-]	Anzahl der Schwingspiele (Kapitel 3.4.3)
n	[-]	Filterordnung (Kapitel 3.2.2)
n	[-]	Werte (Abtastpunkte) eines diskreten Zeitsignals (Kapitel 3.2)
N	[-]	ertragbare Schwingspielzahl (Kapitel 3.4)
N	[-]	Blockgröße in Abtastpunkten n (Kapitel 3.2)
N_D	[-]	Schwingspielzahl am Abknickpunkt der Wöhlerlinie (Eckschwingspielzahl)
p -Wert	[-]	Überschreitungswahrscheinlichkeit
q	[mm]	Bewegungsvektor der generalisierten Koordinate
q	[-]	Faktor für die Abschwächung des Command-Signals w
r	[mm]	Bewegung der Masse relativ zur Stütze (Kapitel 3.1.2)
r	z. B. [g]	Target-Signal bzw. Referenzsignal (Kapitel 3.3.3)
\hat{r}	[mm]	komplexe Amplitude der Relativbewegung Masse zu Stütze
R^2	[-]	Bestimmtheitsmaß
R_e	[MPa]	Streckgrenze des Werkstoffs
R_m	[MPa]	Zugfestigkeit des Werkstoffs
R_{xx}, R_{yy}	z. B. [g ²]	Autokreuzkorrelationsfunktion
R_{yx}	z. B. [g ²]	Kreuzkorrelationsfunktion
\hat{s}	z. B. [m]	Amplitude einer Stützerregung
$s(t)$	z. B. [m]	Stützerregung

\underline{s}	z. B. [m]	komplexe Amplitude einer Stützerregung
S_p	[-]	Skalierungsfaktor für die PSD-Abschätzung
S_{xx}, S_{yy}	z. B. [g ² /Hz]	doppelseitiges Autoleistungsdichtespektrum
S_{yx}	z. B. [g ² /Hz]	doppelseitiges Kreuzleistungsdichtespektrum
t	[s]	Zeit
T_D	[-]	Streuspanne
u	[A]	Stellsignal des Servoventils eines Hydraulikzylinders
V	[-]	Vergrößerungsfunktion
w	[mm]	Command-Signal (Kapitel 3.3.3)
$w(n)$	[-]	Fensterfunktion (Kapitel 3.2.3)
x	[m]	translatorische Bewegung in Fahrzeuginnenraumrichtung
$x(n), y(n)$	z. B. [g]	diskretes Zeitsignal (Folge aus n Werten bzw. Abtastpunkten)
$x(t), y(t)$	z. B. [g]	Zeitsignal (einer gemessenen Schwingung) (Kapitel 3.1, 3.2)
\underline{x}	z. B. [m]	komplexer Funktionswert einer Schwingung
\hat{x}	z. B. [m]	Amplitude (Scheitelwert) einer Schwingung
X	z. B. [g]	Fourier-Transformierte
$\{X\}$	[g]	Vektor der Antwortsignale (Kapitel 3.1.4)
X_m	z. B. [g]	DFT-Ergebnis des m-ten Zeitsegmentes eines Zeitsignals
x_{RMS}	z. B. [g]	RMS einer Zeitreihe/eines allg. Zeitsignals
y	[m]	translatorische Bewegung in lateraler Richtung
\mathbb{Z}	[-]	ganzzahlige Zahl
z	[m]	translatorische Bewegung in vertikaler Richtung

Griechische Buchstaben

γ^2_{yx}	[-]	Kohärenz
Δ	[-]	Abweichung
δ	[1/s]	Abklingkonstante
ε	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	Dehnung
$\varepsilon_{A_{max-OL}}$	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	max. Dehnungsamplitude ohne Last
ε_A	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	Dehnungsamplitude
ε_{RMS}	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	RMS einer Dehnungszeitreihe
ε_S	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	Schwingbreite (Spanne) eines Schwingspiels
η	[-]	Abstimmungsverhältnis
θ	[°]	Nickwinkel (Rotation um die y-Achse) (Kapitel 6.3.7, 3.1.4)
σ	[MPa]	Spannung
σ_A	[MPa]	Spannungsamplitude
σ_D	[MPa]	Dauerfestigkeit (Kennwert in Verbindung mit N_D)
σ_M	[MPa]	Mittelspannung
σ_O	[MPa]	Oberspannung
$\sigma_{\varepsilon_{A_{max-OL}}}$	[-]	Standardabweichung von $\varepsilon_{A_{max-OL}}$

σ_U	[MPa]	Unterspannung
$\Delta\sigma$	[MPa]	Schwingbreite
ρ_{yx}	[-]	Kreuzkorrelationskoeffizient
φ	[rad]	Phasenwinkel einer Schwingung (Kapitel 3.2.1)
φ	[°]	Wankwinkel (Rotation um die x-Achse) (Kapitel 6.3.7, 3.1.4)
φ_0	[rad]	Nullphasenwinkel (für $t = 0$ auftretender Phasenwinkel einer Schwingung)
ψ	[°]	Gierwinkel (Rotation um die z-Achse) (Kapitel 6.3.7, 3.1.4)
ψ	[°]	Phasenverschiebungswinkel (Kapitel 3.1.2)
ω	[Hz]	Eigenkreisfrequenz einer Schwingungen
ω_0	[Hz]	Eigenkreisfrequenz eines ungedämpften Schwingungssystems
ω_d	[Hz]	Eigenkreisfrequenz eines gedämpften Schwingungssystems
Ω	[Hz]	Erregerkreisfrequenz

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht zu HVS-Konzepten in Hybrid- und Elektrofahrzeugen	12
Tabelle 2: Übersicht zu angewandten Normen und Richtlinien für die Vibrationsprüfung von HVS	18
Tabelle 3: Literatur zum Einfluss eines magnetischen Feldes auf die Ermüdungsfestigkeit ferromagnetischer Werkstoffe	24
Tabelle 4: Lösungen der Differenzialgleichung für eine freie gedämpfte Schwingung.....	30
Tabelle 5: Kenn- und Leistungsdaten des MAST 353.20S [MTS18]	47
Tabelle 6: Kenn- und Leistungsdaten der eingesetzten 4-Stempel-Anlagen 1-3	49
Tabelle 7: Frequenzwerte der Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten aus der experimentellen Modalanalyse im Versuchsfahrzeug. Der Frequenzwert derjenigen Fahrzeugkomponente, die die Schwingung maßgeblich bestimmt, ist fett markiert und unterstrichen. Eine eindeutige Zuordnung einer Eigenfrequenz zu einer Fahrzeugkomponente ist oftmals nicht möglich, da es sich um ein gekoppeltes Mehrfreiheitsgradschwingungssystem aus den eingangs gelisteten Fahrzeugkomponenten handelt. Kann keine eindeutige Zuordnung erfolgen, bleibt eine Kennzeichnung aus.	67
Tabelle 8: Frequenzwerte der Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten aus der experimentellen Modalanalyse in der Teilkarosserie. Der Frequenzwert derjenigen Fahrzeugkomponente, die die Schwingung maßgeblich bestimmt ist fett markiert und unterstrichen.	68
Tabelle 9: Eigenfrequenzen des HVS	70
Tabelle 10: Frequenz der drei größten Schwingspiele der Schlechtweg- und Dynamikstreckenmessung	73
Tabelle 11: Vorteile der Prüfersatzaufbauten.....	98
Tabelle 12: Vor- und Nachteile der Prüfkonzepete MAST und 4-Stempel-Anlage.....	136
Tabelle A – 1: Übersicht aller am HVS und Fahrzeug applizierten DMS	151
Tabelle A – 2: Übersicht aller am HVS und Fahrzeug applizierten Beschleunigungssensoren.....	152

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Experimenteller Versuchsablauf	5
Abb. 2: Prinzipdarstellung der Systemarchitektur eines HVS	8
Abb. 3: HVS des Audi Q7 e-tron [Aud15]	12
Abb. 4: HVS des BMW i8 [BMW6].....	12
Abb. 5: HVS des Tesla Model S [Tes12a].....	12
Abb. 6: HVS des Chevrolet Bolt [Che16].....	12
Abb. 7: In Normen und Richtlinien empfohlene Prüfprofile für die vertikale Prüfachse ..	19
Abb. 8: Explosionsdarstellung des untersuchten Zellmoduls	21
Abb. 9: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus	21
Abb. 10: Regressionsgeraden für f_{B1} (a) und f_{B2} (b) bei 25 % und 95 % SoC	21
Abb. 11: Boxplots für f_{B1} (a) und f_{B2} (b) für 25 % und 95 % SoC	22
Abb. 12: Einteilung von Schwingungen nach dem Entstehungsmechanismus [DIN00a] ..	27
Abb. 13: Stützererregter Schwinger mit einem Freiheitsgrad	28
Abb. 14: Vergrößerungsfunktion V_2 und Phasenverschiebungswinkel ψ_2 des Schwingers mit einem Freiheitsgrad aus Abb. 13 bei Betrachtung aus raumfestem Koordinatensystem	31
Abb. 15: Vergrößerungsfunktion V_3 und Phasenverschiebungswinkel ψ_3 des Schwingers mit einem Freiheitsgrad aus Abb. 13 bei Betrachtung aus dem mitbewegten Koordinatensystem	32
Abb. 16: Prinzipdarstellung und Freischnitt des Schwingers mit zwei Freiheitsgraden	33
Abb. 17: Diskretes Ersatzmodell eines HVS	35
Abb. 18: Signalarten in Anlehnung an die Einteilung von Schwingungen nach deren zeitlichem Verlauf nach DIN 1311-1, entnommen aus [Kut15] und vorliegend angepasst	38
Abb. 19: Schematische Darstellung ausgewählter Signalarten (modifiziert aus [Bra11])	39
Abb. 20: Amplitudenfrequenzgang Butterworth-Tiefpassfilter 6. Ordnung mit $f_E = 100$ Hz	41
Abb. 21: Beispiel für ein PSD einer Beschleunigungsmessung (modifiziert aus [Bra11]) ...	45
Abb. 22: Hexapodisches Konzept MAST 353.20S [MTS18].....	47
Abb. 23: Orthogonales Konzept MAST 323.20 [MTS18]	47
Abb. 24: Schematische Darstellung einer 4-Stempel-Anlage einschließlich des PID-Regelkreises (modifiziert aus [Moo09]).....	49
Abb. 25: Flussdiagramm der iterativ lernenden Regelung	52
Abb. 26: Gegenüberstellung der Wöhler- und Gaßnerlinie (modifiziert aus [Hai06]).....	55
Abb. 27: Kennwerte eines Schwingspiels (modifiziert aus [Hai06])	56
Abb. 28: Symmetrische KGÜZ und SPZ	57
Abb. 29: Rainflow-Zählung	58
Abb. 30: HVS-Aufbau und Messstellen.....	62
Abb. 31: Einbaulage des HVS im Versuchsfahrzeug (modifiziert aus [BMW7])	63
Abb. 32: Prüfumgebung Teilkarosserie (Ansicht von unten)	64

Abb. 33: Prüfumgebung Prüfgestell	65
Abb. 34: Gegenüberstellung der Eigenfrequenzen von HVS, E-Maschine und Tank in der Teilkarosserie und im Fahrzeug	68
Abb. 35: PSD der Radhübe des Rades vorn rechts (——), des Rades vorn links (.....), des Rades hinten rechts (-----) und des Rades hinten links (-.-.-) bei Überfahrt der SWS und DS	72
Abb. 36: Reaktion des DMS-25 auf längs- und querdynamische Fahrmanöver	74
Abb. 37: Karosserie- und fahrwerkseitig applizierte Beschleunigungssensoren sowie DMS-27	75
Abb. 38: Normierte fiktive Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Schlechtwegstrecke	77
Abb. 39: Normierte fiktive Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Dynamikstrecke	77
Abb. 40: Detailansicht 0-20 Hz der normierten fiktiven Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Fzg.-Messungen DS und SWS für die DMS der äußeren (——) und inneren (——) Struktur des HVS.....	78
Abb. 41: In MAST- und 4-Stempel-Anlagenversuchen untersuchte verfahrens- und prüfstandsseitige Einflussparameter auf die Dehnungsreproduktion	82
Abb. 42: Normierte KGÜZ (a)-(c) und PSD (d)-(f) des BS_{UnVoRe} der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuch $M_SWS_TK_3ax$ (——) auf dem MAST	87
Abb. 43: Normierte KGÜZ (a)-(c) und PSD (d)-(f) des BS_{UnVoRe} der Fzg.-Messung DS (——) und dessen Nachfahrversuch $M_DS_TK_3ax$ (——) auf dem MAST	88
Abb. 44: Für die Übertragungsfunktionen genutzte Sensorpaare	89
Abb. 45: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuch $M_SWS_TK_3ax$ (——) auf dem MAST.....	90
Abb. 46: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung DS (——) und dessen Nachfahrversuch $M_DS_TK_3ax$ (——) auf dem MAST	90
Abb. 47: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche $M_SWS_TK_3ax$, $M_DS_TK_3ax$ und $M_DS_TK_6ax$	92
Abb. 48: PSD des DMS-04 und des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuch $M_SWS_TK_3ax$ (——) auf dem MAST	92
Abb. 49: Zeitbereichsausschnitt des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und der MAST-Messung $M_SWS_TK_3ax$	93
Abb. 50: Teilkarosserie	95
Abb. 51: Prüfgestell	95
Abb. 52: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_PG und M_TK	96
Abb. 53: Aufnahme des seitlichen Halters im Prüfgestell.....	96
Abb. 54: Aufnahme des seitlichen Halters im Fahrzeug und in der Teilkarosserie	96

Abb. 55: PSD des DMS-18 der Fzg.-Messung SWS und deren Nachfahrversuche M_TK und MPG auf dem MAST	97
Abb. 56: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_lok und M_glo	100
Abb. 57: PSD des DMS-8c und DMS-24 der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuche M_lok (.....) und M_glo (-.....) auf dem MAST	100
Abb. 58: Zeitbereichsausschnitt des DMS-04 der Fzg.-Messung SWS und den MAST-Messungen M_1-55Hz, M_2.25-55Hz, M_3-55Hz, M_4-55Hz und M_5-55Hz	102
Abb. 59: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variieren unteren Anregungsfrequenz f_{A_u} der MAST-Versuche M_j-55Hz für $j=1; 2,25; 3; 4, 5$ Hz	103
Abb. 60: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variieren oberen Anregungsfrequenz f_{A_o} der MAST-Versuche M_2.25-j für $j = 40; 45; 50; 55; 60; 70$ Hz	104
Abb. 61: PSD des DMS-16 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuche M_2.25-40Hz und M_2.25-70Hz auf dem MAST	104
Abb. 62: Vergleich der relativen Schädigungen Dr, i der Nachfahrversuche M_SWS_TK_j für $j = 1ax_z, 3ax, 6ax$	106
Abb. 63: PSD und normierte Spannenpaare des DMS-2a der Fzg.-Messung (——) und der MAST-Messungen M_SWS_TK_1ax_z (.....), M_SWS_TK_3ax (-.....) und M_SWS_TK_6ax (-.....)	107
Abb. 64: PSD und normierte Spannenpaare des DMS-24 der Fzg.-Messung (——) und der MAST-Messungen M_SWS_TK_1ax_z (.....), M_SWS_TK_3ax (-.....) und M_SWS_TK_6ax (-.....)	107
Abb. 65: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-1_mIt und 4S-1_oIt	111
Abb. 66: Normierte KGÜZ des Radhubzeitsignals des Rades vorn links (——) und der Ist-Zylinderwege des Rades vorn links der Nachfahrversuche 4S-1_mIt (.....) und 4S-1_oIt (-.....)	112
Abb. 67: Normierte KGÜZ der y-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.- Messung SWS (——) und den Nachfahrversuchen 4S-1_mIt (.....) und 4S-1_oIt (-.....).....	112
Abb. 68: Normierte KGÜZ des $BS_{BS_{lu}}$ in (a)–(c) und PSD in (g)–(i) sowie normierte KGÜZ des BS_{UnVoRe} in (d)–(f) und PSD in (j)–(l) der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (——) auf der 4-Stempel-Anlage	114
Abb. 69: Normierte KGÜZ des $BS_{BS_{lu}}$ in (a)–(c) und PSD in (g)–(i) sowie normierte KGÜZ des BS_{UnVoRe} in (d)–(f) und PSD in (j)–(l) der Fzg.-Messung DS (——) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (——) auf der 4-Stempel-Anlage 1	115
Abb. 70: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum $BS_{Kar_{VR}}$ in z-Richtung der Fzg.-Messung SWS (——) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (——) auf der 4-Stempel-Anlage 2.....	117

Abb. 71: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (—) auf der 4-Stempel-Anlage 1	117
Abb. 72: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-2 SWS und 4S-1_DS	118
Abb. 73: Zeitbereichsausschnitt des DMS-27 der Fzg.-Messung SWS und dessen Nachfahrversuch 4Pos-2_SWS auf der 4-Stempel-Anlage 2	118
Abb. 74: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke 4S-1, 4S-2 und 4S-3 auf den 4-Stempel-Anlagen 1-3	121
Abb. 75: Normierte Spannenpaare des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuchen 4S-1, 4S-2 und 4S-3	121
Abb. 76: PSD des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades vorn links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad vorn links der Nachfahrversuche 4S-1 (.....), 4S-2 (- - - -) und 4S-3 (- - - -)	122
Abb. 77: Normierte Spannenpaare des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades vorn links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad vorn links der Nachfahrversuche 4S-1 (.....), 4S-2 (- - - -) und 4S-3 (- - - -)	122
Abb. 78: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der äußeren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz f_{A_o} der 4-Stempel-Anlagenversuche 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60$ und 80 Hz	123
Abb. 79: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz f_{A_o} der 4-Stempel-Anlagenversuche 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60$ und 80 Hz	124
Abb. 80: Zeitbereichsausschnitt des DMS-16 der Messungen 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60; 80$ Hz	125
Abb. 81: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-3_Rad und 4S-3_Topo	126
Abb. 82: Normierte Spannenpaare des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (.....) und 4S-3_Topo (- - - -) auf der 4-Stempel-Anlage 3	127
Abb. 83: PSD des DMS-06 der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (.....) und 4S-3_Topo (- - - -) auf der 4-Stempel-Anlage 3	127
Abb. 84: Normierte KGÜZ der im Fahrversuch gemessenen z-Beschleunigung am Radträger hinten links (—) und der in den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (.....) u. 4S-3_Topo (- - - -) auf der 4-Stempel-Anlage am Rad hinten links gemessenen vertikalen Radträgerbeschleunigung	127
Abb. 85: Normierte KGÜZ des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades hinten links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad hinten links der Nachfahrversuche 4S-3_Rad (.....) und 4S-3_Topo (- - - -) auf der 4-Stempel-Anlage 3	127
Abb. 86: Geometrien der an den 4-Stempel-Anlagen 1-3 eingesetzten Radaufstandsteller	129
Abb. 87: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-1_RS und 4S-1_FR	129

Abb. 88: PSD der x-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.-Messung SWS (———) und den Nachfahrversuchen 4S-1_RS (.....) und 4S-1_FR (----)	130
Abb. 89: Normierte KGÜZ der z-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.-Messung SWS (———) und den Nachfahrversuchen 4S-1_RS (.....) und 4S-1_FR (----)	130
Abb. 90: PSD des DMS-06 der Fzg.-Messung DS und den Nachfahrversuchen 4S-1_DS auf der 4-Stempel-Anlage sowie M_DS_TK_6ax und M_DS_PG_6ax auf dem MAST)	131
Abb. 91: PSD des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuchen 4S-2_SWS auf der 4-Stempel-Anlage sowie M_SWS_TK_6ax und M_SWS_PG_6ax auf dem MAST	132
Abb. 92: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-2_SWS und M_SWS_TK_6ax	134
Abb. 93: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{MfHfLi} zum BS_{Kar_HL} in x-Richtung der Fzg.-Messung SWS (———) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (.....) auf der 4-Stempel-Anlage sowie M_SWS_TK_3ax (----) und M_SWS_PG_3ax (-.-.-) auf dem MAST	135
Abb. A – 1: Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 [DIN8855, Hak13]	151
Abb. A – 2: HVS-Aufbau und Messstellen	153
Abb. A – 3: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS im Gesamtfahrzeug	154
Abb. A – 4: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS im Gesamtfahrzeug	154
Abb. A – 5: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie	155
Abb. A – 6: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie	155
Abb. A – 7: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS im Prüfgestell	156
Abb. A – 8: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS im Prüfgestell	156
Abb. A – 9: Simulationsmodell des HVS und Prüfgestells für die numerische Modalanalyse	157
Abb. A – 10: Namenskonvention der MAST-Versuche	158
Abb. A – 11: Namenskonvention der 4-Stempel-Anlagenversuche	158
Abb. A – 12: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{MfHfLi} zum BS_{Kar_HL} in y-Richtung der Fzg.-Messung DS (———) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (———) auf der 4-Stempel-Anlage 1	159
Abb. A – 13: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in x-Richtung der Fzg.-Messung SWS (———) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (———) auf der 4-Stempel-Anlage	159

1 Einleitung

Der motorisierte Individualverkehr stellt einen wesentlichen Bestandteil unserer heutigen Welt dar und ist aus dieser kaum mehr wegzudenken. Er bildet die Grundlage für wirtschaftlichen Erfolg, ermöglicht Handel und Reise und bewegt Menschen und Güter. Vor allem die mit dem Individualverkehr verbundene individuelle Mobilität steht für Wohlstand und Freiheit. Zugleich führt diese zu einem nicht zu unterschätzenden Ressourcenbedarf wie auch zu Umweltbelastungen. Die Grenzwerte für die Feinstaubbelastung werden insbesondere in den Wintermonaten und an innerstädtischen Verkehrsknoten überschritten [Uba17]. Vor diesem Hintergrund klagte die Deutsche Umwelthilfe gegen das Land Baden-Württemberg und gewann den Prozess [Foc17]. Nun droht Stuttgart ab 2018 in vereinzelt Stadtteilen ein Fahrverbot für alte Dieselfahrzeuge. Weitere Städte wie München prüfen, ob sie dem Urteil des Verfassungsgerichtes Stuttgart folgen [Muc18] und erarbeiten derzeit Pläne, die Stickstoffdioxidbelastung zu verringern. Vor diesem Hintergrund befindet sich die heutige individuelle Mobilität mit größtenteils verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen in einer Zeit des Umbruchs. Der Ausbau der Elektromobilität³ wird stärker forciert. Bereits heute setzen Automobilhersteller auf die Elektrifizierung des Antriebsstranges, um gesetzliche Vorgaben für die Schadstoffemission zu erfüllen. Dabei stellen Elektrofahrzeuge keine revolutionäre Neuentwicklung dar. Die Entwicklung dieser Fahrzeuge begann bereits Mitte des 19. Jahrhunderts [Has11] und erlebte bis zum Ende des gleichen Jahrhunderts einen bemerkenswerten Aufschwung. Dieser endete mit der Erfindung des elektrischen Anlassers Anfang des 20. Jahrhunderts [Max12]. Ab diesem Zeitpunkt führten Elektrofahrzeuge ein Nischendasein. Erst zu Beginn des aktuellen Jahrhunderts konnten sich insbesondere Hybridfahrzeuge aber auch Elektrofahrzeuge zunehmend auf dem nationalen wie internationalen Fahrzeugmarkt etablieren [Mam16],

³ „Elektromobilität [...] umfasst all jene Fahrzeuge, die von einem Elektromotor angetrieben werden und ihre Energie überwiegend aus dem Stromnetz beziehen [...]. Dazu gehören rein elektrisch betriebene Fahrzeuge (Battery Electric Vehicle, BEV), eine Kombination von E-Motor und kleinem Verbrennungsmotor (Range Extender, REEV) und am Stromnetz aufladbare Hybridfahrzeuge (Plug-In-Hybrid Electric Vehicle, PHEV)“ [BMU17]. Vorliegend werden alle Fahrzeuge als Elektrofahrzeuge bezeichnet, deren Antriebsmoment ausschließlich von einem Elektromotor bereitgestellt wird [Kam14]. Hierzu zählen vornehmlich BEV, aber auch REEV. Fahrzeuge, die aus einem kombinierten Antrieb aus Elektro- und Verbrennungsmotor bestehen werden als Hybridfahrzeuge bezeichnet. Hierzu zählen HEV (Hybrid Electric Vehicle) und PHEV.

wengleich sie aktuell nur einen Bruchteil⁴ des deutschen wie auch weltweiten Fahrzeugbestandes ausmachen.

Die Zukunftsfähigkeit der Elektromobilität wird in den Medien, in der Politik und in der Gesellschaft kontrovers diskutiert. Während der Automobilhersteller Tesla „als der coole Pionier“ [Sch16] und Statussymbol für Innovation, Nachhaltigkeit und Umweltbewusstsein einen „Hype nach dem anderen kreiert“ [Sch16], stehen der Zukunftsfähigkeit der Elektromobilität Vertreter aus Wirtschaft und Politik skeptisch gegenüber [Mei17, Bok17 Sch16]. Indes erwartet Trendforscher LARS THOMSEN einen baldigen Durchbruch der Elektromobilität [Klo13]. Der Chefredakteur JENS KATEMANN der Zeitschrift Auto Motor und Sport spricht gar von einem nie dagewesenen Umbruch der Automobilindustrie [Kat16]. Auch das Nachrichtenunternehmen Bloomberg ist der Überzeugung, dass das Zeitalter der Elektrofahrzeuge ab 2020 beginnen wird [Ran16]. Für die kommenden Jahre wird ein starker Zuwachs an Hybrid- und Elektrofahrzeugen prognostiziert. Das deutsche Online-Portal für Statistik geht von einer jährlichen Wachstumsrate von 19 % in den Jahren 2012-2019 aus [Sta18]. Eine Studie von BLOOMBERG NEW ENERGY FINANCE besagt, dass im Jahr 2040 35 % der weltweit verkauften Fahrzeuge Elektrofahrzeuge sein werden [Ran16]. Ferner prognostiziert eine interne Marktstudie der ROBERT BOSCH BATTERY SYSTEMS GMBH, dass Elektro- und Hybridfahrzeuge innerhalb der nächsten 10 Jahre 15 % des weltweiten Fahrzeugmarktes darstellen werden [Hom17]. Auf der Internetseite des KRAFTFAHRBUNDESAMTES in Deutschland zeigt sich für den Fahrzeugbestand zum 01.01.2018 bereits ein deutlicher Zuwachs an Elektro- und Hybridfahrzeugen [Kba18]. In welchem Umfang sich Elektrofahrzeuge letztendlich auf dem nationalen wie internationalen Markt in den kommenden Jahren etablieren werden, ist aktuell schwer einschätzbar [Ede17] und hängt maßgeblich von der Entwicklung des Batteriepreises, der Ladeinfrastruktur und den Fortschritten in der Reichweitenerhöhung ab. Erst wenn die Reichweite der Elektrofahrzeuge denen der Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren entspricht und ausreichende Lademöglichkeiten zur Verfügung stehen, wird die Akzeptanz von Elektro- und Hybridfahrzeugen in der Gesellschaft steigen.

Die Elektromobilität wird sich auch bedingt durch den wachsenden staatlichen Druck in Form von sich fortwährend verschärfenden Emissionsgrenzen, dem Bestreben nach langfristig wirtschaftlichem Erfolg, dem Wettbewerbsdruck und den nur kleinen Fortschritten, die von Verbrennungsmotoren bezüglich Verbrauchs- und Emissionssenkungen erzielt werden, zu einem zentralen Entwicklungsfeld der Automobilbranche entwickeln. Damit einhergehend halten neuartig aufgebaute Komponenten wie Hochvoltspeicher (HVS), E-Maschine und Leistungselektronik zunehmend Einzug in den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Dies erfordert neue Denkweisen im Auslegungs- und Absicherungsprozess und veranlasst Automobil- und Batteriehersteller, die bis dato angewandten Auslegungs- und Absicherungsstrategien weiterzuentwickeln.

⁴ Zum 01.01.2018 stellten Elektrofahrzeuge 0,1 % und Hybridfahrzeuge 0,5 % des Gesamtfahrzeugbestandes in Deutschland dar [Kba18]. Weltweit gesehen waren 2016 1,2 Millionen Elektrofahrzeuge in Benutzung [Sta16] und stellten damit 0,15 % des weltweiten Fahrzeugbestandes dar [Ran16].

1.1 Motivation und Zielsetzung

Während Experten über die Zukunftsfähigkeit und Nachhaltigkeit der Elektromobilität diskutieren [Ger12], verschiebt sich die öffentliche Diskussion zunehmend in Richtung Sicherheit und Haltbarkeit. Die Medien berichten über gefährliche Zwischenfälle mit Energiespeichern von Elektrofahrzeugen und beleben die Emotionen ihrer Leser [Wel13, Foc12]. Zugleich versuchen Automobilhersteller, potenzielle Fahrzeugkäufer von der Sicherheit ihrer Produkte zu überzeugen. Um diese Sicherheit zu gewährleisten, gilt es, die Absicherungsmethodik in jeder Hinsicht, ob mechanisch oder funktionell, stetig weiterzuentwickeln und anzupassen. Für die neuartig aufgebauten Komponenten HVS, E-Maschine und Leistungselektronik, die mit Beginn der Serienproduktion Anfang des 21. Jahrhunderts verstärkt Einzug in den Kraftfahrzeug-Antriebsstrang hielten [BEM18], besteht aufgrund ihrer Neuartigkeit die zwingende Notwendigkeit. Für die Weiterentwicklung der Absicherungsmethodik ist die Kenntnis unabdingbar, wie die Komponenten auf mechanische, thermische und elektrische Einflüsse reagieren. Die Untersuchung dessen bildet den zentralen Inhalt dieser Arbeit und konzentriert sich dabei ausschließlich auf die Weiterentwicklung der Absicherungsmethodik für HVS. Im Fokus stehen mechanische, mechanisch-elektrische und mechanisch-magnetische Einflüsse auf die Betriebsfestigkeit von HVS.

Die Betriebsfestigkeit definiert die Eigenschaft einer Konstruktion, die während des Betriebes auftretenden Belastungen unter Einbezug von Umwelteinflüssen, Fertigungseinflüssen, Werkstoffeigenschaften und konstruktiven Gegebenheiten in der vorgesehenen Nutzungsdauer schadensfrei zu ertragen [Son05]. Hierzu werden zu definierten Bauphasen im Fahrzeugentwicklungsprozess Betriebsfestigkeitsprüfungen durchgeführt. Diese sind so zu konzipieren, dass eine zum Anwendungsbetrieb schädigungsäquivalente Prüfung erfolgt, mit der der Nachweis für eine ausreichende betriebsfeste Auslegung erbracht werden kann. Damit wird gewährleistet, dass keine unzulässigen Schäden im Betrieb auftreten. Zugleich wird bei Systemen mit Hochvolt, sichergestellt, dass keine spannungsführenden Teile durch unzulässige Verformungen und Brüche von außen zugänglich werden. Der Schutz vor gefährlichen Gleichspannungen von über 60 V ist wichtig, da anderweitig die Gefahr von irreversiblen gesundheitlichen Schäden für den Bedienenden droht. Demnach gehört die Betriebsfestigkeitsprüfung zu einer der wichtigsten Prüfungen im Entwicklungsprozess eines Hochvoltsystems.

Im Automobilssektor bestehen für die Betriebsfestigkeitsprüfung von Fahrzeugkomponenten zu meist wenig spezifisch auf die Komponenten zugeschnittene Normen. Aus diesem Grund werden in firmeninternen und -übergreifenden Arbeitskreisen Prüfvorschriften -oder richtlinien für die entsprechenden Fahrzeugkomponenten erarbeitet. Da mit Beginn der Serienproduktion von HVS Anfang des 21. Jahrhunderts [BEM18] wenige für den HVS spezifisch erarbeitete Prüfvorschriften vorlagen, orientierten sich die Prüfinstitute und Automobilhersteller vielfach an bestehenden Normen, die allgemein für Schwingungsprüfungen (z.B. [DIN09]) oder für elektronische Baugruppen in Kraftfahrzeugen (z.B. [ISO12a]) gelten. Diese empfehlen vielfach elektrodynamische Shaker, die die Prüfteile uniaxial nacheinander in den drei Raumrichtungen x, y und z anregen. 2013 publizierte GORGAS in [Gor13], dass dieses Prüfkonzept nicht für HVS zielführend ist. Ferner konstatiert er, dass die Prüfprofile bisher bekannter Normen für elektronische Baugruppen in Kraftfahrzeugen den HVS falsch belasten. Dies ist nachvollziehbar, da die Normen für Elektronikbauteile geringer Masse gelten, deren Prüfprofile zudem aus konventionellen Fahrzeugen abgeleitet worden sind.

Darüber hinaus trennen die bisher bekannten Normen für elektronische Bauteile in Kraftfahrzeugen Prüfungen, die der elektrisch-funktionalen Absicherung dienen und die, die der mechanischen Absicherung dienen. Da aus den Normen keine Empfehlung hervorgeht, inwieweit diese Prüfungen zu vereinen sind, weil aus dem Laden und Entladen eines HVS und den daraus vorliegenden hohen Strömen und Spannungen von bis zu 550 A und 800 V [ZVEI13] festigkeitsrelevante Aspekte zu erwarten sind, werden im Verlauf der Arbeit mechanisch-elektrische und mechanisch-magnetische Wechselwirkungen untersucht. Ferner haben Normen lediglich einen empfehlenden Charakter, sodass ein breiter Gestaltungsfreiraum in der Konzeption und Durchführung der Betriebsfestigkeitsprüfung besteht. Die richtige Wahl eines geeigneten Prüfstandes und Prüfkonzeptes ist jedoch entscheidend für eine hinreichende Absicherung der Betriebsfestigkeit von HVS. Folglich ist zentraler Inhalt der vorliegenden Arbeit, zu untersuchen, welche der heute in der Betriebsfestigkeit eingesetzten Prüfstände und Prüfkonzepte sich am besten für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS eignen. Hierfür wird das servohydraulische Prüfkonzept einer 4-Stempel-Anlage als eine Form des Gesamtfahrzeugprüfstandes dem eines servohydraulischen, mehraxial anregenden Schwingtisches (MAST) als eine Form des Komponentenprüfstandes gegenübergestellt. Der Vergleich wird als Prüfkonzeptvergleich bezeichnet. Bis auf die Veröffentlichungen von DÖRNHÖFER ET AL. und GORGAS in [Dör14, Gor13] ist keine weitere Literatur bekannt, die sich mit der Untersuchung der Eignung der vorstehend genannten Prüfstände und deren Prüfkonzepte für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS beschäftigt. HOOPER ET AL. haben sich in ihren Untersuchungen zum schädigungsrelevanten Frequenzbereich in [Hoo14] und der Anwendbarkeit bestehender Normen für Elektronikbauteile auf HVS in [Hoo16] nur indirekt damit befasst.

Im Rahmen des vorliegenden Prüfkonzeptvergleiches wird insbesondere der Frage nachgegangen, ob es zulässig ist, die stetig großflächiger in die Karosserie eingebundenen HVS losgelöst aus der Karosserie abzusichern und somit Wechselwirkungen des HVS mit der Karosserie zu vernachlässigen. Das Prüfkonzept des heute vielfach eingesetzten elektrodynamischen Shakers wird auf dem MAST simuliert.

Innerhalb beider Prüfkonzepte besteht die Möglichkeit, eine Vielzahl von verfahrens- und prüfstandsseitigen Parametern zu variieren. Die Variation der Parameter kann die Belastungs- und Beanspruchungssituation am HVS beeinflussen und in der Folge auch die Eignung des Prüfkonzeptes. Somit besteht die Notwendigkeit, die Auswirkung verfahrens- und prüfstandsseitiger Parameter zu untersuchen. Dies erfolgt vorliegend als Einflussgrößenanalyse.

1.2 Vorgehensweise

Für die Klärung der Frage, inwieweit es erforderlich ist, HVS in Betriebsfestigkeitsprüfungen zu Laden und Entladen, wird untersucht, ob der Lade- und Alterungszustand, der in Zellmodulen zusammengefassten Zellen, die Eigenfrequenzen des gesamten Zellmoduls und damit einhergehend die Beanspruchungen an den Anbindungsstellen beeinflusst. Die Ergebnisse wurden bereits in [Vol16a] publiziert. Darüber hinaus wird der Einfluss von Magnetfeldern auf das Festigkeitsverhalten ferromagnetischer Werkstoffe anhand einer Literaturrecherche betrachtet. Da die Untersu-

chungen zum Einfluss des Lade- und Alterungszustandes auf die Eigenfrequenzen eines Zellmoduls keinen quantifizierbaren Einfluss zeigen und auch die Literaturrecherche zu den magnetischen Einflüssen ein uneinheitliches Bild ergibt, werden deren Ergebnisse lediglich in Kapitel 2.5 dargestellt und der Fokus der Arbeit auf den Prüfkonzeptvergleich und die zugrunde liegende Einflussgrößenanalyse gelegt. Die dabei erfolgte Vorgehensweise wird nachfolgend beschrieben.

Für den Prüfkonzeptvergleich und die Einflussgrößenanalyse wird ein HVS ausgewählt. Dieser wird sowohl außen als auch innen⁵ mit Dehnungsmesstreifen und Beschleunigungssensoren appliziert. Darüber hinaus befinden sich karosserieseitig in unmittelbarer Nähe der Anbindungsstellen des HVS zur Karosserie sowie über das Fahrzeug verteilt weitere Beschleunigungssensoren.

Der Prüfkonzeptvergleich und die Bewertung des Einflusses der variierten verfahrens- und prüfstandsseitigen Parameter auf die Beanspruchung beruhen auf der Beurteilung, wie gut die Dehnungen aus dem Fahrversuch im Prüfstandsversuch reproduziert werden können (Güte der Dehnungsreproduktion). Hierzu werden aus den Dehnungszeitreihen Schädigungswerte nach der linearen Schadensakkumulationshypothese nach PALMGREN und MINER (Kapitel 3.4.3) berechnet und Grenzen für die zulässige Abweichung der reproduzierten Schädigungswerte gegenüber den Referenzwerten aus dem Fahrversuch festgelegt.

Ergänzend zur Bewertung der Schädigung werden Frequenz- und Zeitbereichsanalysen durchgeführt. Hierzu gehört u. a. die Auswertung von Leistungsdichtespektren, Zeitsignalen, Klassengrenzenüberschreitungs- und Spannenpaarzählungen.

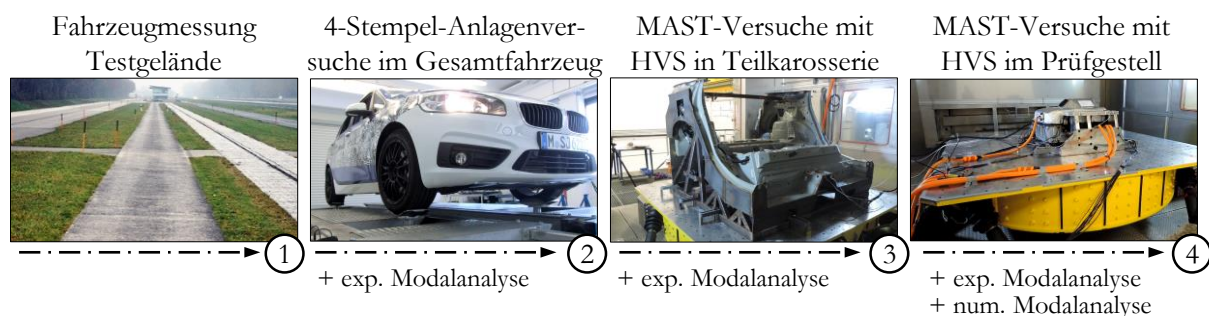


Abb. 1: Experimenteller Versuchsablauf

Vorstehende Abb. 1 fasst den Versuchsablauf zusammen. Beginnend mit den Fahrzeugmessungen auf einem Testgelände der BMW AG (1) werden die am HVS und der Karosserie aufgetretenen Dehnungen und Beschleunigungen gemessen. Als Messstrecken dienen eine Strecke hoher Vertikaldynamik, die im weiteren Verlauf als Schlechtwegstrecke bezeichnet wird und eine Strecke hoher Längs- und Querdynamik, die als Dynamikstrecke bezeichnet wird. Nach Abschluss der Fahrzeugmessungen folgen die Versuche auf insgesamt drei 4-Stempel-Anlagen (2). Dabei werden vier verfahrens- und prüfstandsseitige Parameter variiert (siehe Abb. 41 rechts) und deren Einfluss auf die Dehnungsreproduktion bewertet. Im Anschluss wird der HVS aus dem Fahrzeug ausgebaut und

⁵ Zur äußeren Struktur zählen das Gehäuse und die Halter des HVS zur Karosserie. Zur inneren Struktur zählen alle sich im HVS befindenden Subkomponenten. Tritt ein Anriss an der zur Karosserie zugewandten Oberfläche des Gehäuses auf, so zählt dies zur äußeren Struktur. Tritt der Anriss hingegen an der nach innen zugewandten Oberfläche des Gehäuses auf, so zählt dies zur inneren Struktur.

in einen Prüfersatzaufbau, bestehend aus einer Teilkarosserie mit Verstrebungen (3) montiert, der wiederum auf dem Tisch eines MAST befestigt wird. Abschließend wird der HVS in einen zweiten Prüfersatzaufbau, einem Prüfgestell (4), montiert. In den MAST-Versuchen werden ebenfalls vier verfahrens- und prüfstandsseitige Parameter variiert (siehe Abb. 41 links). Die Prüfersatzaufbauten Teilkarosserie und Prüfgestell stellen einen der variierten Parameter dar. Die gezielte Variation des Prüfersatzaufbaus erfolgt, um zu untersuchen, inwieweit ein einfacher Versuchsaufbau bestehend aus einem gekoppelten Zweimassenschwingsystem aus HVS und Prüfgestell und zugleich von der originalen Einbausituation des HVS im Fahrzeug abweichenden Anbindungssteifigkeiten, für eine hinreichende Dehnungsreproduktion genügt. Oder aber, ob die Betrachtungsgrenzen im Versuchsaufbau weiträumiger zu ziehen sind, um den Einfluss von benachbarten, massebehafteten Fahrzeugkomponenten auf das Schwingungsverhalten und damit einhergehend die Belastung des HVS zu berücksichtigen sind. In diesem Fall, ist ein komplexerer Versuchsaufbau, wie der der Teilkarosserie erforderlich, der aus mehreren miteinander gekoppelten Schwingkörpern, sprich den nahgelegenen, massebehafteten Fahrzeugekomponenten besteht und zugleich die originalen Anbindungssteifigkeiten berücksichtigt.

Die Durchführung der 4-Stempel-Anlagen- und MAST-Versuche erfolgt in Anlehnung an die geltenden Normen für die mechanische Absicherung von Betriebslasten (siehe Kapitel 2.4). Es werden ausschließlich Betriebslastennachfahrversuche (Erläuterung siehe Kapitel 5.1) auf Basis der in den Fahrzeugmessungen gemessenen Beschleunigungen durchgeführt. Darüber hinaus werden die Versuche von experimentellen und einer numerischen Modalanalyse des HVS im Prüfgestell begleitet. Der Fokus der Modalanalysen liegt dabei primär auf dem systemimmanenten Schwingungsverhalten des HVS und dessen Wechselwirkungen zu den benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten.

2 Stand der Forschung und Technik

In den folgenden Unterkapiteln wird der aktuelle Stand der Forschung und Technik bezüglich des Aufbaus und der Funktionsweise von HVS wie auch deren verschiedenen Konzepten in Kraftfahrzeugen vorgestellt. Darauf aufbauend erfolgt ein kurzer Abriss zu den Auslegungs- und Absicherungsmethoden im heutigen Entwicklungsprozess eines HVS. Abschließend wird eine Übersicht zu den heute und in der Vergangenheit angewandten Normen und Richtlinien für den experimentellen Betriebsfestigkeitsnachweis gegeben.

2.1 Aufbau und Funktionsweise von Hochvoltspeichern

Der HVS zählt neben der E-Maschine und der Leistungselektronik zu den Hauptkomponenten eines elektrischen Antriebes. Seine Aufgabe besteht darin, die notwendige elektrische Leistung für den Betrieb der E-Maschine bereitzustellen. Die Bereitstellung beruht auf einem reversiblen elektrochemischen Prozess (Interkalationsprozess), bei dem Elektronen zwischen Anode und Kathode einer Zelle übertragen werden. Die leistungsfähigste Batterie-Technologie stellen derzeit Lithium-Ionen-Zellen dar. Diese kommen in den meisten HVS für Hybrid- und Elektrofahrzeuge zum Einsatz. Der HVS besteht neben den Zellen aus einer Vielzahl mechanischer, elektrischer und elektronischer Komponenten, die in ihren Funktionen eng aufeinander abgestimmt sind. Die sich im Inneren des HVS befindenden Bauteile werden nachfolgend als Subkomponenten bezeichnet. Abb. 2 zeigt eine Prinzipdarstellung der Systemarchitektur eines HVS. Die Größe der für die Subkomponenten dargestellten Blöcke ist dabei nicht mit deren tatsächlichem Raumbedarf vergleichbar. Ferner werden der Übersichtlichkeit halber die Verbindungen zwischen den Subkomponenten vernachlässigt. Die Beschreibung der Systemarchitektur erfolgt anhand der grau in Abb. 2 unterlegten Hauptkomponenten.

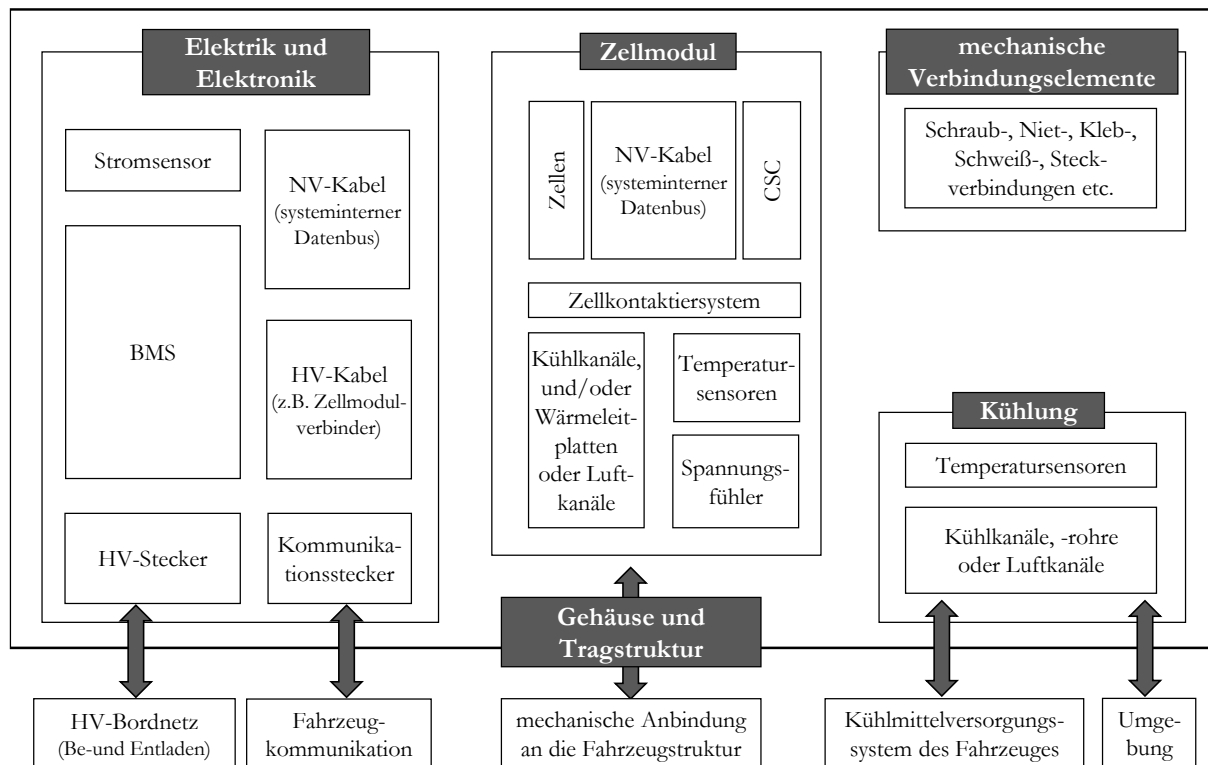


Abb. 2: Prinzipdarstellung der Systemarchitektur eines HVS

Zellmodul/Batteriemodul: Ein Batteriemodul, welches vorliegend als Zellmodul bezeichnet wird, besteht aus einer Aneinanderreihung mehrerer Zellen, die durch ein Zellkontaktiersystem seriell oder parallel miteinander verschaltet sind. Der mechanische Zusammenschluss der Zellen zu einem Zellmodul kann beispielsweise durch eine Schweißkonstruktion aus Blech- und Frästeilen erfolgen. Die Form des Zellmoduls wird durch die Geometrie der Zellen bestimmt. Derzeit werden primär die folgenden drei Zelltypen in Hybrid- und Elektrofahrzeugen eingesetzt [Kor13]:

- zylindrische Zellen,
- prismatische Hardcase-Zellen,
- Pouch-Zellen,

Die einzelnen Zellmodule werden mittels Modulverbinder seriell und/oder parallel zu einem Verbund zusammengeschlossen, der im Batteriemanagementsystem (BMS) mündet.

Während des Ladens und Entladens dissipieren die Zellen infolge des elektrochemischen Prozesses Wärme. Dies bedingt eine Kühlung, die wiederum die Integration von Kühlkanälen, -schläuchen oder -platten im Zellmodul erfordert. Der optimale Betriebsbereich ist vom Zelltyp und den eingesetzten Zellchemikalien abhängig, liegt aber zumeist unterhalb von 40 °C [Pis16]. Bei signifikanter Überschreitung des optimalen Temperaturbereiches droht ein Überhitzen der Zellen, was im schlimmsten Fall zu einer sich selbst beschleunigenden thermischen Reaktion – dem thermischen Durchgehen führt. Diese kann eine unkontrollierte Zellerhitzung bis hin zum Zellbrand zur Folge haben. Gleichermäßen kann auch ein Überladen zu einer thermischen Reaktion der Zelle führen. Derartige Sicherheitsrisiken erfordern eine stetige Überwachung des Zellzustandes. Hierfür wird eine Zellüberwachungselektronik (Cell Supervision Circuit – CSC) eingesetzt, die die von den Tem-

peratursensoren und Spannungsfühlern aufgezeichneten Messdaten erfasst und über einen system-internen Datenbus zum BMS weiterleitet. Das Design, der Verbauort und die genaue Funktionalität der CSC hängen vom Hersteller ab. Zumeist erfolgt deren Positionierung direkt am Zellmodul.

Kühlung: Zum Kühlen der Zellen kommen derzeit drei Verfahren zum Einsatz [Kor13]:

- Luftkühlung,
- direkte Flüssigkeitskühlung mittels Wasser-Glykol oder Silikonöl,
- direkte Temperierung mittels eines vom Klimakompressor bereitgestellten Kältemittels⁶

Bei luftgekühlten Systemen wird einströmende Luft an der Zelloberfläche vorbeigeführt, die die Wärme der Zellen aufnimmt. Der Abtransport der Wärme erfolgt über entsprechend gestaltete Abluftkanäle. Die flüssigkeitsgekühlten Systeme bestehen aus Kühlkanälen und/oder Wärmeleitplatten, die in engem Kontakt mit den Zellen stehen. Die Abgabe der von der Kühlflüssigkeit aufgenommenen Wärme erfolgt über einen außerhalb des HVS gelegenen Wärmetauscher. Bei kältemittelbasierten Systemen erfolgt die Wärmeabgabe über den Kompressor der Fahrzeugklimaanlage [Kor13]. In vereinzelt HVS wird das Kühlsystem bei entsprechender Gestaltung zugleich zum Aufheizen des HVS genutzt, damit der HVS bei niedrigen Umgebungstemperaturen schneller in den optimalen Betriebsbereich gelangt.

Elektrik und Elektronik: Das Herzstück der Elektrik- und Elektronikkomponenten stellt das BMS dar, in dem die vom Stromsensor und den Zellüberwachungseinheiten eingehenden Signale verarbeitet werden. Aus diesen werden die für den Betrieb wichtigen elektrischen Kennwerte berechnet. Dazu gehören u. a. [Kor13]:

- der aktuelle Ladezustand,
- der Isolationswiderstand,
- die max. elektrische Entladeleistung und
- die max. Ladungsaufnahmefähigkeit.

Die berechneten Daten werden über den Kommunikationsstecker an die Fahrzeugsteuergeräte kommuniziert. Hierüber erfolgt auch die Anzeige sicherheitskritischer Zustände, wie beispielsweise Über- oder Tiefentladung, Kurzschluss oder Isolationsfehler. Bei Registrierung eines dieser sicherheitskritischen Zustände reagiert das BMS mit entsprechenden Maßnahmen wie beispielsweise dem Öffnen der Leistungsrelais. Damit wird die Verbindung des HVS zum elektrischen Antriebssystem des Fahrzeuges unterbrochen. Umgekehrt empfängt das BMS über den Kommunikationsstecker auch Informationen von der Fahrzeugseite. Hierzu gehören Signale für Ein- und Ausschalt-routinen des HVS und Signale, die im Notfall (z. B. im Crash-Fall) zu einer sofortigen Abschaltung des HVS führen sollen [Kor13].

Darüber hinaus stellt das BMS über den HV-Stecker die für den elektrischen Antrieb erforderliche Leistung bereit und ermöglicht zugleich das externe Laden wie auch das regenerative Rückladen aus dem Fahrbetrieb. Ferner steuert es den Kühl- und Heizprozess. Darüber hinaus sorgt das BMS durch eine spezielle Beschaltung der Zellüberwachungseinheiten für einen einheitlichen Ladezustand der Zellen.

⁶ teilfluorierte Kohlenwasserstoffe, Kohlendioxid [Kor13]

Zu den Elektrik- und Elektronikkomponenten gehören weiterhin die HV- und NV-Kabel, die in Kanalführungsschächten durch den HVS gelegt werden und gebündelt im BMS münden.

Mechanische Verbindungselemente: Die mechanischen Verbindungselemente sorgen für die Einhaltung der für die Subkomponenten vorgesehenen Positionen. Deren angemessene Wahl und Dimensionierung spielt eine entscheidende Rolle für die Funktionsfähigkeit, Sicherheit und die Einhaltung der vorgesehenen mechanischen Lebensdauer des HVS. Nachfolgend werden einige Beispiele aus der eigenen Praxiserfahrung gegeben:

- Verschraubung der Zellmodule im Gehäuse,
- an den Zellmodulrahmen gesteckte Zellüberwachungseinheiten,
- über Haltebleche miteinander vernietete Zellmodule,
- Zellmodulrahmen aus miteinander verschweißten Blech- und Frästeilen.

Gehäuse und Tragstruktur: Das Gehäuse dient der zweckmäßigen Integration der einzelnen Subkomponenten. Es schützt die zum Teil empfindlichen Elektrik- und Elektronikkomponenten vor Umwelteinflüssen wie Spritzwasser, Staub, Salznebel, Steinschlag, Feuchtigkeit und Temperatur. Entscheidend ist das Sicherstellen einer hohen mechanischen Stabilität und Korrosionsbeständigkeit auch bei aggressiven Umweltbedingungen.

Die Tragstruktur integriert den HVS in das Fahrzeug. Diese ist während des Fahrbetriebes hohen mechanischen Belastungen ausgesetzt. Über die vorgesehene Fahrzeuglebensdauer ist zu gewährleisten, dass keine unzulässigen Schäden auftreten, die zu Einbußen in Sicherheit und Funktionalität führen. Dazu wird die mechanische Beschaffenheit des HVS auf die im Auslegungsprozess definierten, zu bestehenden mechanischen Anforderungen ausgelegt und im sich anschließenden Absicherungsprozess in umfangreichen mechanischen Test überprüft.

2.2 Hochvoltsspeicherkonzepte in Hybrid- und Elektrofahrzeugen

Die Vielfalt heutiger HVS-Konzepte in Hybrid- und Elektrofahrzeugen ist eminent. Ursache hierfür ist, dass zu Beginn der Elektromobilität die Automobilhersteller für die Konzeption von Hybridfahrzeugen vielfach die mit Verbrennungsmotor angetriebenen Fahrzeuge aus der bestehenden Fahrzeugflotte nutzten. So wurden die erforderlichen Komponenten für einen elektrischen Antrieb in den verfügbaren Bauraum eines verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeuges integriert. In der Konsequenz musste sich der HVS bezüglich

- der Positionierung im Fahrzeug,
- den geometrischen Abmaßen sowie bezüglich
- des Anbindungs- und Lagerungskonzeptes

dem verfügbaren Bauraum anpassen. Den Anpassungen sind jedoch insofern Grenzen gesetzt, als dass auch die Zellgeometrie, die Art des Zusammenschlusses der Zellen und die Anzahl und Größe weiterer Subkomponenten die äußere Form des HVS beeinflussen. Ferner wird ein HVS-Konzept u. a. durch Vorgaben bezüglich

- der beabsichtigten Reichweite,
- der erforderlichen elektrischen Leistung,
- des Gewichtsziels,
- der Kabelführung,
- den notwendigen Sicherheitsstrukturen im Crash-Fall sowie durch
- das Kühlsystem

bestimmt. Die Entwicklung hat sich in den vergangenen Jahren dahingehend verändert, dass der Fahrzeugaufbau von Hybrid- und Elektrofahrzeugen speziell nach den Anforderungen für die Integration eines elektrischen Antriebsstranges konzipiert wird. Der notwendige Bauraum für die elektrischen Antriebskomponenten wird von Beginn der Fahrzeugentwicklung an berücksichtigt. Dennoch gilt es, die räumlichen Gegebenheiten in optimaler Weise auszunutzen und den HVS so in das Fahrzeug zu integrieren, dass dieser möglichst wenig Platz beansprucht und sich zugleich in die Sicherheitsarchitektur des Fahrzeuges integrieren lässt.

Tabelle 1 zeigt einen Ausschnitt des heutigen Standes der Technik von HVS-Konzepten in Hybrid- und Elektrofahrzeugen. Die dortige Kategorisierung der Konzepte basiert auf [Til14] und ist anhand der Position des HVS im Fahrzeug wie folgt vorgenommen wurden:



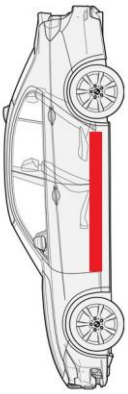

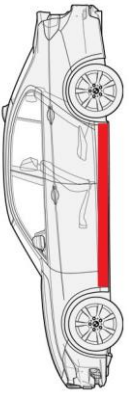

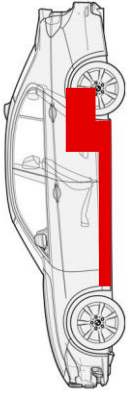

- Positionierung im Hinterwagen (Bauraum ab der Rücksitzbank),
- im Fahrzeugtunnel und
- im Fahrzeugunterboden.

Als vierte Kategorie wird eine bauraumübergreifende Kategorie eingeführt. In dieser werden HVS-Konzepte eingeordnet, deren geometrische Abmaße sich in mindestens zwei der zuvor genannten Bauräume erstrecken. Zu jeder Kategorie wird ein Beispiel-HVS gezeigt und dessen Aufbau beschrieben. Weiterhin werden Fahrzeugbeispiele genannt, in denen die HVS-Konzepte verbaut sind. Dabei werden folgende Fahrzeugkategorien unterschieden:

- Elektrofahrzeug (Battery Electric Vehicle – BEV),
- Hybridfahrzeug ohne externe Lademöglichkeit (Hybrid Electric Vehicle – HEV),
- Hybridfahrzeug mit externer Lademöglichkeit (Plug-In-Hybrid Electric Vehicle–PHEV)

Die Positionierung des HVS im Fahrzeug entscheidet zugleich über dessen geometrische Form. So erstrecken sich HVS im Unterboden meist großflächig von der Vorder- bis zur Hinterachse und werden als Flächenspeicher bezeichnet. HVS im Hinterwagen weisen zumeist kompakte Abmessungen auf, sodass ihnen der Name Kompaktspeicher zukommt. Zugleich werden auch die Bezeichnungen Tankraumspeicher und Gepäckraumspeicher verwendet. HVS im Fahrzeugtunnel werden entsprechend ihrer Lage als Tunnelspeicher oder anhand ihrer balkenartigen Form als Balkenspeicher bezeichnet. Bauraumübergreifende HVS vereinen die Geometrie von Flächen-, Kompakt- oder Tunnelspeicher, sodass ihnen der Name Kombinationsspeicher zugetragen wird. HVS im Fahrzeugvorderwagen sind heute nicht mehr gängig. Das einzig bekannte HVS-Konzept, das im Fahrzeugvorderwagen im Stirnwandbereich verbaut ist, ist das des BMW ActiveE (2010-2011) [BMW1]. Dieses wird weitestgehend auch im Zinoro 1E (2013-2016) [Gei13, Vol16c] eingesetzt.

Tabelle 1: Übersicht zu HVS-Konzepten in Hybrid- und Elektrofahrzeugen

Positionierung im Fahrzeug	Beispiel-HVS	mechanischer Aufbau des abgebildeten Beispiel-HVS	Fahrzeugbeispiele
 im Hinterwagen (Tank- oder Gepäckraum-speicher)	 Abb. 3: HVS des Audi Q7 e-tron [Aud15] ⁷	Gewicht = 202 kg, 168 prismatische Einzelzellen in 14 Zellmodulen, 2 Ebenen à 7 Zellmodule, Ebenen sind durch einen Zwischenboden mit eingegossenen Kühlrippen voneinander getrennt, Aluminiumgehäuse (Blech und Guss), HVS über Halter starr mit der Karosserie verschraubt [Aud15]	BEV: Ford Focus Electric (2017) PHEV: Toyota Prius (2017) PHEV: Hyundai Ioniq (2017) PHEV: Audi Q7 e-tron (2016) PHEV: BMW 330e (2015) PHEV: Mercedes S500e (2015) PHEV: BMW 225xe (2015) PHEV: Audi A3 e-tron (2014)
 im Fahrzeugtunnel (Tunnel- oder Balkenspeicher)	 Abb. 4: HVS des BMW i8 [BMW6] ⁸	6 Zellmodule in zwei Ebenen, prismatische Einzelzellen, Flüssigkeitskühlung, Aluminiumgussgehäuse [BMW2, BMW3, BMW4]	PHEV: Volvo XC90 (2015) PHEV: BMW i8 (2014)
 im Unterboden (Flächenspeicher)	 Abb. 5: HVS des Tesla Model S [Tes12a] ⁹	Gewicht = 608 kg, 7104 zylindrische Einzelzellen in 16 Zellmodulen, zwischen den Zellen verlaufende Kühlschlangen, pro Zellmodul eine CSC, starre Verschraubung des HVS zur Karosserie an den Seitenrändern und in der Mitte, 6 ausstreifende Querstreben im HVS-Inneren [Tes12b]	BEV: Renault ZOE (2017) BEV: Nissan Leaf (2017) BEV: Chevrolet Bolt (2016) BEV: Kia Soul EV (2014) BEV: BMW i3 (2013) BEV: Tesla Model S (2012)
 bauraumübergreifend (Kombinationsspeicher)	 Abb. 6: HVS des Chevrolet Bolt [Che16] ¹⁰	Gewicht = 435 kg, 288 prismatische Einzelzellen in 6 Zellmodulen im Unterboden und 2 übereinanderliegenden Modulen am HVS-Ende, Zellmodule im Unterboden miteinander verbunden, HVS mit Karosserie über 10 Halter starr verschraubt, Flüssigkeitskühlung im Zellmodulboden [Che16]	BEV: Opel Ampera-E (2017) BEV: Audi R8 e-tron (2016) BEV: Chevrolet Bolt (2016) BEV: VW e-up! (2013) BEV: VW e-Golf (2014) PHEV: Fisker Karma (2012)

Die Positionierung und die Anbindung eines HVS zur Karosserie entscheiden auch über die mechanischen Belastungen, die der HVS im Fahrbetrieb erfährt. Eine pauschale Aussage, welche Belastungen bei welcher Kategorie der Tabelle 1 dominieren, ist nicht möglich. Allein die Karosseriesteifigkeit und die Kennwerte der Fahrwerkselemente beeinflussen die Lasten, die der HVS erfährt. Dies erschwert eine Standardisierung der experimentellen Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS. Die differierenden Belastungen beeinflussen die Wahl geeigneter Prüfstände und Prüfkonzepte. Erschwerend kommt hinzu, dass HVS mit hohem Gewicht und großen geometrischen Abmaßen nicht auf jedem Prüfstand geprüft werden können.

Der Tabelle 1 ist zu entnehmen, dass HVS bei reinen Elektrofahrzeugen zumeist im Unterboden positioniert sind. Diese Positionierung wird zukünftig an Bedeutung gewinnen und auch zunehmend in Hybridfahrzeugen erfolgen. Ferner werden zukünftig modulare Strukturen nach dem Baukastenprinzip angestrebt, nach denen HVS mit einer möglichst hohen Anzahl an Gleichteilen konzipiert werden [Mil17]. Zudem befassen sich aktuelle Forschungsarbeiten wie die der Robert Bosch Battery System GmbH [Hom17] mit der Frage, inwiefern elektrische Funktionen in die mechanische Struktur integriert werden können. Als Beispiel sei die Integration der Temperaturmessung der Zellen in das Zellkontaktiersystem genannt.

2.3 Auslegung und Absicherung von Hochvoltspeichern

Der Entwicklungsprozess eines HVS untergliedert sich in den Auslegungs- und Absicherungsprozess. Mit dem Fokus auf die mechanische Struktur umfasst der Auslegungsprozess u. a. folgende Aspekte:

- die Bewertung des verfügbaren Bauraums,
- die Konstruktion der HVS-Komponenten,
- die Wahl einer geeigneten Zelltechnologie,
- die Ermittlung der mechanischen Lastdaten,
- die Bewertung des Schwing- und Resonanzverhaltens,
- die Bewertung der Festigkeit und Lebensdauer unter Betriebsbedingungen wie auch
- die Bewertung von Intrusionen im Fall eines Crashes.

Der Auslegungsprozess wird von zahlreichen Simulationen begleitet. Hierzu zählen u. a.:

- Modalanalysen zur Bewertung der Lage von Eigenfrequenzen,
- statische Finite-Elemente-Berechnungen (FE-Berechnungen) von Grundlastfällen¹¹ auf HVS-(Komponenten-)Ebene und auf Gesamtfahrzeugebene zur Festigkeitsbewertung,

⁷ [Aud15] AUDI MEDIACENTER. Audi Q7 e-tron 3.0 TDI quattro, online unter: www.audi-mediacycenter.com

⁸ [BMW6] BMW. BMW i8 Coupé, online unter: <https://www.bmw.com/en/index.html>

⁹ [Tes12a] RUFFO GH. HVS Tesla Model S, 31.03.2016, online unter: <https://motorchase.com/>

¹⁰ [Che16] BOWER GS, RITTER K. 2017 Chevy Bolt Battery Cooling and Gearbox Details, 18.01.2016, online unter: <https://www.hybridcars.com>

¹¹ Hierzu zählen u. a. dynamische Radlastschwankungen durch Anfahr- und Bremsmanöver, Kurvenfahrten, Schlaglochdurchfahrten und HVS-interne Lastfälle wie beispielsweise Innendruck.

- quasistatische FE-Berechnungen von Betriebslasten auf HVS-(Komponenten-)Ebene und Gesamtfahrzeugebene zur Festigkeitsbewertung und Lebensdauerabschätzung,
- dynamische FE-Berechnungen von Betriebslasten (Kapitel 3.4) auf HVS-(Komponenten-)Ebene zur Festigkeitsbewertung und rechnerischen Lebensdauerabschätzung,
- Crashsimulationen zur Bewertung von Intrusionen in Zelle, Elektronik und Kühler
- sowie Simulationen zur Auslegung eines Unterfahrschutzes.

Die vorstehend genannten Aspekte der Auslegungsphase und durchzuführenden Simulationen stellen einen Auszug aus der Praxis dar und haben keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Die Eingangsdaten für die Simulationen – sprich die einwirkenden Belastungen – werden:

- in der frühen Phase der Auslegung aus Vorgängermodellen unter Berücksichtigung von Zielwerten wie beispielsweise der Motorleistung prognostiziert, die anschließend im
- virtuellen Fahrversuch (Mehrkörpersimulation) validiert werden und
- im weiteren Auslegungsprozess im realen Fahrversuch auf auslegungsrelevanten Strecken sowie in definierten Sonder- und Missbrauchsmanövern mit Hilfe von Beschleunigungssensoren bestätigt.

In der Absicherungsphase steht die Betriebsfestigkeitsprüfung von Prototypen und Entwicklungsbaugruppen des HVS im Vordergrund. Diese erfolgt durch eine systematische Absicherung von Betriebslasten und Sonderereignislasten auf Subkomponenten-, HVS- und Gesamtfahrzeugebene. Darüber hinaus wird der Nachweis der Einhaltung einer definierten Schadenskette im Fall von Missbrauchslasten erbracht. Die Betriebsfestigkeitsprüfung dient der Festigkeits- bzw. Schwachstellenanalyse. Dabei werden die im Auslegungsprozess ermittelten Belastungen in zeitlich gerafften Prüfstandsversuchen auf den HVS aufgebracht.

HVS werden heute zumeist losgelöst aus der Karosserie auf elektrodynamischen und servohydraulischen Prüfständen mechanisch abgesichert. Dabei ist die sequentielle Rauschanregung in longitudinaler (x), lateraler (y) und vertikaler (z) Richtung weit verbreitet. GORGAS zeigt in [Gor13] auf, dass eine Erprobung auf 1-axial anregenden Shakern für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS nicht zielführend ist. Seinen Versuchsergebnissen zufolge, weist der MAST aufgrund der zum Fahrbetrieb analogen mehraxialen Anregung ein geeignetes Prüfkonzept für die Prüfung der mechanischen Belastbarkeit großer HVS auf. Zugleich vermerkt er kritisch, dass der MAST nicht in der Lage ist, die auf den HVS rückwirkenden Bewegungsformen des Gesamtfahrzeuges darzustellen. Die Darstellung dessen ist jedoch zwingend erforderlich, wie DÖRNHÖFER in [Dör14] und die eigenen Versuchsergebnisse in [Voll6b] zeigen. Diese Ergebnisse trugen in den vergangenen Jahren zunehmend zur Etablierung der Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS auf Gesamtfahrzeugprüfständen bei.

Der mechanischen Anregung wird zumeist ein Temperaturprofil überlagert. Ein zeitgleiches Laden und Entladen erfolgt hingegen in seltenen Fällen. Für die Betriebsfestigkeitsprüfung werden sowohl Zellattrappen als auch aktive Zellen eingesetzt. Bei Prüfung mit aktiven Zellen werden entsprechende Sicherheitsvorkehrungen, wie beispielsweise der Einsatz abgeschlossener Prüfräume, die mit Inertgas gefüllt werden, getroffen. Ferner wird der elektrische Zustand des HVS während der Prüfung kontinuierlich überwacht.

Der Nachweis einer ausreichenden Betriebsfestigkeit von HVS erfolgt gegenwärtig vorrangig experimentell. Numerische Lebensdauerabschätzungen begleiten den experimentellen Nachweis, sind aber nach dem heutigen Stand der Technik mit Unsicherheiten behaftet [Pis16]. Am Ende der Absicherungsphase erfolgt nach wie vor ein experimenteller Betriebsfestigkeitsnachweis. Ziel ist es jedoch, die Prognosefähigkeit der simulativen Lebensdauerabschätzung soweit zu verbessern, dass experimentelle Prüfungen lediglich als Bestätigung der Simulationsergebnisse dienen und somit der Erprobungs- und Versuchsprozess entlastet wird [Pis16]. Ferner tragen numerische Simulationen maßgeblich dazu bei, den Versuch zu verbessern. Vor Versuchsbeginn erfolgt beispielsweise eine numerische Schwingungssimulation der Prüfvorrichtung, um zu überprüfen, dass die Eigenfrequenzen der Prüfvorrichtung nicht mit denen des HVS zusammenfallen.

Der simulativen Lebensdauerabschätzung gehen u. a. die eingangs genannten statischen Simulationen mit Ersatzlasten sowie quasistatische und dynamische FE-Berechnungen mit Betriebslasten voraus. RUPRECHTER in [Rup13] zeigt, dass die mit diesen Simulationen heute erzielbaren Ergebnisse eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit dem Versuch liefern. Die Güte der Simulationsergebnisse hängt dabei maßgeblich von den getroffenen Annahmen ab. Hierzu zählen beispielsweise die Festlegung der Elementgröße, Belastungsannahmen, die Wahl zutreffender Materialgesetze und die Annahme geeigneter Dämpfungsparameter. Darüber hinaus stellt die Berücksichtigung von Koppelschwingungen einen herausfordernden Aspekt dar. Weiterführende Informationen zu aktuell angewandten Simulationen für die Strukturauslegung und -absicherung von HVS können beispielsweise folgenden Veröffentlichungen entnommen werden [Vol16b, Ata11, Rup13].

2.4 Normen und Richtlinien des experimentellen Betriebsfestigkeitsnachweises

In diesem Kapitel werden die nach aktuellem Stand der Technik angewandten Normen und Richtlinien¹² für die experimentelle Absicherung von Betriebslasten von HVS beschrieben. Diese werden in sogenannten Vibrationsprüfungen mechanisch abgesichert. Tabelle 2 gibt einen Überblick über die recherchierten Normen und Richtlinien. Die Auflistung erfolgt in chronologischer Reihenfolge anhand des Jahres der Erstausgabe. Ergänzend zu Tabelle 2 sind in Abb. 7 die in den Normen und Richtlinien empfohlenen Prüfprofile für die vertikale Prüfachse dargestellt. Diese werden für den Vergleich auf acht Stunden Prüfzeit umgerechnet.

¹² Die Begriffe Norm und Richtlinie werden vorliegend gleichbedeutend verwendet, wenngleich bekannt ist, dass im Sprachgebrauch zuweilen Differenzierungen ersucht werden. Normen und Richtlinien haben einen empfehlenden Charakter und sind in ihrer Anwendung zunächst freiwillig. Sie erlangen erst dann einen rechtlich bindenden Status, wenn Gesetze auf sie verweisen. Sie sind Ausdruck des Standes der Technik und dienen der Vereinheitlichung. Das Deutsche Institut für Normung (DIN) verfasst den technischen Stand in Normen. Der Verein Deutscher Ingenieure e.V. (VDI) in VDI-Richtlinien. Die Bezeichnung Norm oder Richtlinie wird demnach vorliegend angewandt, wie es die jeweilige Organisation oder der Verein praktiziert.

Die erste Norm, die die zentrale Grundlage für die Vibrationsprüfung von HVS bildet, jedoch nicht spezifisch für HVS verfasst wurde, ist die 1993 von der internationalen Normungsorganisation INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION (IEC) erstellte IEC 60068-2-64:1993. Zwei Jahre darauf folgte in den USA von der Arbeitsgemeinschaft UNITED STATES ADVANCED BATTERY CONSORTIUM die erste bekannte Leitlinie, die speziell für Prüfungen von HVS in elektrischen Fahrzeugen entwickelt wurde. Die darin formulierten Empfehlungen für die Vibrationsprüfung von HVS wurden in den darauffolgenden Jahren von neuen Normen und Richtlinien detailgetreu übernommen [Rui18]. Hierzu gehören mit Angabe des Erstausgabedatums:

- SAE J2380:1998,
- SAE J2929:2011,
- UL 2580:2011 und
- die Leitlinie FreedomCAR:2006.

Auch aus der nicht HVS-spezifischen Norm IEC 60068-2-64:1993 wurden weitere Normen abgeleitet, die für die Vibrationsprüfung von HVS und dessen Subkomponenten angewandt werden. Hierzu gehört die ebenfalls nicht HVS-spezifische Norm ISO 16750-3:2003 sowie die speziell für HVS-Anwendungen in Wasserstoff- und Hybridfahrzeugen ohne Plug-In-Lademöglichkeit verfasste ISO 12405-1:2011 und deren Pendant ISO 12405-2:2012 für Anwendungen von HVS in Hybrid- und Elektrofahrzeugen mit Plug-In-Lademöglichkeit. Sowohl die ISO 12405-1:2011 als auch deren Pendant beinhalten die gleichen Empfehlungen für die Vibrationsprüfung. Die Vibrationsprüfung setzt sich aus einem Prüfprofil auf HVS-(Komponenten-)Ebene und einer weiteren Prüfung auf Subkomponentenebene zusammen. Laut HOOPER ET AL. in [Hoo16] ist das Prüfprofil für die Prüfung auf HVS-(Komponenten-)Ebene gegenüber den eigens abgeleiteten Prüfprofilen aus Fahrzeugmessungen mit Hybrid- und Elektrofahrzeugen deutlich zu hoch.

Weiterhin trat 2014 die von der UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (UNECE) verfasste Regelung UNECE R100:2014 in Kraft. Diese definiert Homologationsprüfungen für Fahrzeuge mit Elektroantrieb.

In China liegen der Vibrationsprüfung von HVS in Wasserstoff- und Hybridfahrzeugen ohne Plug-In-Lademöglichkeit die GB/T 31467.1:2015 [GBT15a] und deren Pendant für HVS-Anwendungen in Hybrid- und Elektrofahrzeugen mit Plug-In-Lademöglichkeit GB/T 31467.2:2015 [GBT15b] zugrunde. Die beiden Teile beinhalten in ihrer Erstfassung exakt die gleichen Prüfprofile und Empfehlungen für die Durchführung der Vibrationsprüfung wie die beiden Teile der ISO 12405. Mitte 2017 fand eine Überarbeitung statt, in dem für den Abschnitt: Prüfung des HVS als Gesamtsystem das Prüfprofil der UNECE R100:2014 übernommen wurde. Das Prüfprofil für den Abschnitt: Prüfung der Subkomponenten blieb unverändert nach den Empfehlungen der ISO 12405.

Die neueste Norm für die Vibrationsprüfung von HVS stellt die sich gerade in Ausarbeitung befindende ISO 19453-6 dar. Die Veröffentlichung ist laut dem Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA) für 2019 geplant [ISO19]. Ferner wird derzeit die ISO 6469-1:2009 [ISO09] überarbeitet. Laut aktuellem Recherchestand soll in ihr erstmals ein Vibrationsprofil als Mindest-Absicherungsprofil für HVS in elektrisch angetriebenen Kraftfahrzeugen aufgenommen werden. Die Veröffentlichung ist laut VDA ebenfalls für 2019 geplant.

Die Mehrheit der in Tabelle 2 und Abb. 7 dargestellten Normen und Richtlinien empfiehlt, die Vibrationsprüfung von HVS losgelöst aus der Karosserie auf einem elektrodynamischen Shaker durchzuführen. Einzig die IEC 60068-2-64:2009 schlägt den MAST als servohydraulischen Prüfstand vor. Die UN ECE R100:2014 definiert den Prüfstand mit Vibrationsmaschine allgemein, sodass darunter auch ein MAST verstanden werden kann. Keine der Normen und Richtlinien weist auf eine Prüfung im Gesamtfahrzeug hin. DÖRNHÖFER zeigt indes in [Dör14] die Notwendigkeit einer ergänzenden Prüfung des Gesamtsystems HVS im Gesamtfahrzeug auf.

Der Prüfstandsempfehlung in den Normen und Richtlinien entsprechend, schlagen diese vorrangig eine sequentielle Rauschanregung der longitudinalen, lateralen und vertikalen Prüfachse vor. ERNST ET AL., WHITEMAN ET AL. und GORGAS bezeichnen dieses Prüfkonzept als unzureichend für eine zum Anwendungsbetrieb schädigungsäquivalente mechanische Prüfung [Ern15, Whi02, Gor13]. Dabei bezieht sich lediglich GORGAS auf HVS. ERNST ET AL. und WHITEMAN ET AL. stützen ihre Aussage auf Versuche mit Prüfteilen deutlich geringerer Masse und Komplexität als die von HVS. In den drei vorstehend genannten Veröffentlichungen sowie in [Fre06] wird eine simultane Anregung der translatorischen Achsen empfohlen. GREGORY ET AL. empfiehlt darüber hinaus in [Gre08] eine 6-axial, simultan erfolgende Anregung aller Freiheitsgrade im Raum – bezieht sich dabei aber ebenfalls auf Untersuchungen an Strukturen geringer Masse und einfacher Geometrie. Einzig die Leitlinie von USABC empfiehlt die zeitgleiche Anregung mehrerer Achsen, womit sie ihrer Zeit voraus war. Die UNECE R100:2014 schlägt hingegen eine sinusförmige Anregung vor. Vor dem Hintergrund der wenigen Untersuchungen bezüglich einer geeigneten Anregungsvariante für HVS – ob 1-axial ausreichend oder mehraxial erforderlich ist – ist dies ein offenes Untersuchungsfeld, welches vorliegend behandelt wird (siehe Kapitel 6.3.7).

Als Alternative zum in den recherchierten Normen und Richtlinien vorgeschlagenen Prüfprofil, besteht auch die Möglichkeit, verifizierte Messsignale aus dem Fahrversuch zu verwenden. Dies ist insofern von Vorteil, weil die Prüfprofile der recherchierten Normen und Richtlinien folgende Nachteile aufweisen:

- sie sind synthetisch (z.B. UNECE R100:2014),
- sie wurden von allg. Normen für Schwingungsanregungen abgeleitet¹³,
- sie wurden aus Normen für Elektronikanbauteile geringer Masse abgeleitet¹⁴ oder
- sie beruhen auf Fahrzeugmessdaten von konventionellen Fahrzeugen¹⁵.

Derzeit ist keine Norm oder Richtlinie bekannt, deren Prüfprofil auf Messdaten von Hybrid- oder Elektrofahrzeugen beruht. Ferner geben die Normen und Richtlinien nicht an (Ausnahme USABC:1999), für welche Laufstrecke die Prüfprofile und -dauern gelten. Darüber hinaus postuliert GORGAS in [Gor13], dass spezifische Beschleunigungsmessungen mit dem Fahrzeug auf Auslegungstrecken notwendig sind, um HVS auf dem Shaker zu erproben. Standardrauschspektren aus Normen und Richtlinien belasten den HVS „falsch“ [Gor13].

¹³ 1. Teil der ISO 12405-1(2):2011(2012) aus IEC 60068-2-64:2008 abgeleitet (Vergleich der Prüfprofile in Abb. 7).

¹⁴ 2. Teil der ISO 12405-1(2):2011(2012) aus ISO 16750-3:2012 abgeleitet (Vergleich der Prüfprofile in Abb. 7).

¹⁵ z.B. USABC:1999

Tabelle 2: Übersicht zu angewandten Normen und Richtlinien für die Vibrationsprüfung von HVS

Norm*	Jahr **	Prüfstand	Prüfkonzep	HVS spez.?	Prüffre- quenz [Hz]	zeitgleiches Bestromen?
IEC 60068-2-64:2008	1993	Shaker	sequentielle Rauschanre- gung in x, y, z	nein	10-1000	nein
DIN EN 60068-2-64:2009 [DIN09]	1995	oder MAST				
USABC:1999 [Unk99]	1995	1-, 2- oder 3-axialer Shaker	sequentielle Rauschanre- gung in x, y, z oder simul- tan. Alternativ: Sinusanre- gung in x, y, z	ja	10-190	kein zeitgleiches Laden/ Entladen. Einstellung SoC vor Wechsel der Prüffachse: 1. Teil in z-Richtung: 100% SoC 2. Teil in z-Richtung: 100% SoC 3. Teil in z-Richtung: 20 SoC x - und y-Richtung: 60% SoC
SAE J 2380:2013 [SAE13a]	1998	siehe	siehe	ja	siehe	siehe
SAE J 2929:2013 [SAE13b]	2011	USABC	USABC		USABC	USABC
UL 2580:2013 [UL13]	2011					
FreedomCAR:2006 [Dou06]	2006					
ISO 16750-3:2012 [ISO12a]	2003	Shaker	sequentielle Rauschanre- gung in x, y, z	nein	10-1000	ja, bei 210-410 min der Prüfzeit zur Erwärmung des HVS
ISO 12405-1:2011 [ISO11]	2011	Shaker	sequentielle Rauschanre- gung in x, y, z des gesam- ten HVS nach Prüfprofil	ja	HVS-Ebene 5-200	Start der Prüfung mit 50 SoC. Kein zeitgleiches Laden/ Entladen
ISO 12405-2:2012 [ISO12b]	2012		(6) in Abb. 7 und auf Sub- komponentenebene nach Prüfprofil (7) in Abb. 7		Subkompo- nentenebene: 10-1000	
GB/T 31467.1:2015 [GBT15a]	n. b.					
GB/T 31467.2:2015 [GBT15b]	n. b.					
UNECE R100:2014 [ECE14a]	2014	Vibrati- onsma- schine	logarithmischer Sinus- sweep in z-Richtung	ja	7-50	Start der Prüfung mit 50 SoC. Kein zeitgleiches Laden/ Entladen
GB/T 31467.1:2015 [GBT15a]						
GB/T 31467.2:2015 [GBT15b]						
ISO 19453-6:2019 [ISO19]	2019	-	-	ja	-	-

* Aktuelle Ausgabe der Norm oder Richtlinie // ** Jahr der Erstausgabe

Der Beginn des Prüffrequenzbereiches der Normen und Richtlinien orientiert sich an der technischen Umsetzbarkeit des empfohlenen Shaker-Prüfstandes. Schwingungsanregungen sind auf dem Shaker aufgrund der geringen Wegamplitude zumeist erst ab 5 Hz möglich. Die meisten Prüfprofile für eine Prüfung auf Bauteilgesamt-Ebene beginnen bei 10 Hz und erstrecken sich bis ca. 200 Hz (Ausnahme UNECE R100:2014). Erfolgt die Prüfung auf Subkomponenten-Ebene, in dem Fall für die mechanische und funktionale Absicherung von Elektronikkomponenten, erstrecken sich die Prüfprofile bis 1000 Hz oder 2000 Hz (siehe Abb. 7).

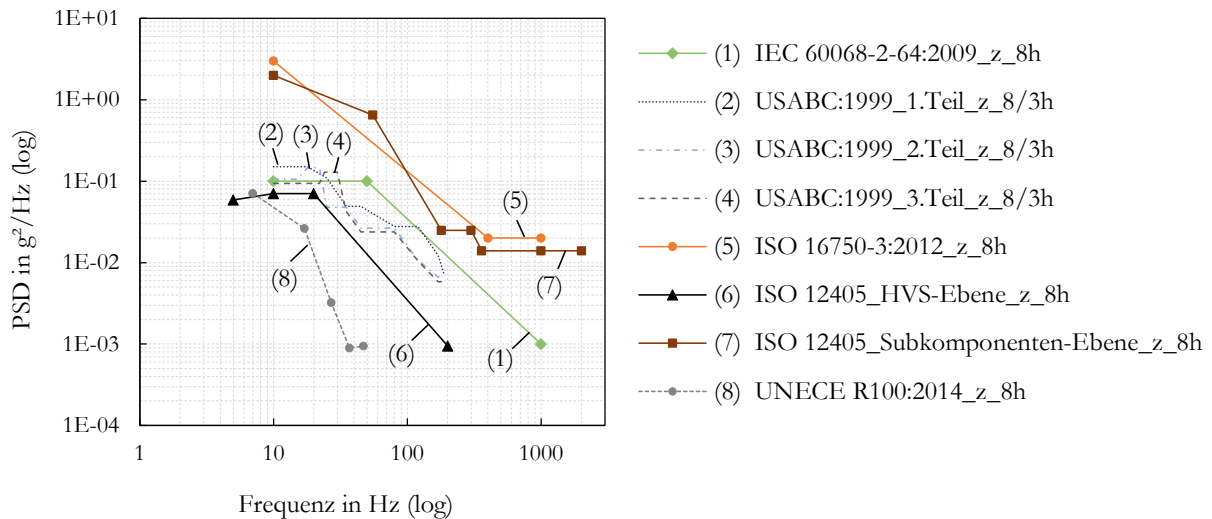


Abb. 7: In Normen und Richtlinien empfohlene Prüfprofile für die vertikale Prüfachse

HOOPER ET AL. zeigt in [Hoo14] auf, dass für die Betriebsfestigkeitsprüfung des Gesamtsystems HVS auch Frequenzen kleiner 7 Hz und größer 300 Hz schädigungsrelevant sind. Die Aussage stützt sich auf gemessene Beschleunigungen an den karosserieseitigen Anbindungsstellen des HVS und auf dem HVS selbst. Ein unmittelbarer Bezug zur Beanspruchung, im Sinn von gemessenen Dehnungen, wird nicht gegeben. Aus diesem Grund bildet die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches eines HVS auf Basis einer dehnungsorientierten Methode aus [Jen04] einen Untersuchungsschwerpunkt der vorliegenden Arbeit (siehe Kapitel 5.4).

Bezüglich einer zur mechanischen Belastung zeitgleich erfolgenden elektrischen Belastung empfiehlt einzig die ISO 16750-3:2012 ein kurzeitiges Laden und Entladen von 200 min. Die Vorgabe erfolgt augenscheinlich, um den HVS schneller auf die vorgegebene maximale Prüftemperatur des zeitgleich überlagerten Temperaturprofils zu erwärmen. Die anderen Normen und Richtlinien der Tabelle 2 definieren entweder konstante Ladezustände (State of Charge – SoC¹⁶) oder weisen diesbezüglich keine Spezifikation auf. Auch für den Alterungszustand (State of Health - SoH¹⁷) geben die in Tabelle 2 gelisteten Normen und Richtlinien keine Spezifikation an.

¹⁶ Der SoC beschreibt, über wie viel Energie eine Zelle zu einem betrachteten Zeitpunkt verfügt.

¹⁷ Der SoH beschreibt, wie viel Kapazität nach einer bestimmten Einsatzzeit der Zelle im Vergleich zum Neuzustand verbleibt.

Die vorstehend aufgeführten Normen und Richtlinien verweisen auf sich untereinander, sodass sie im Grunde genommen vergleichbare Empfehlungen beinhalten. Darüber hinaus kann es zu Missdeutungen kommen. So verweist die ISO 12405 bezüglich der Durchführung der Vibrationsprüfung auf Subkomponentenebene auf die IEC 60068-2-64:2008 und damit auch auf deren Prüfprofil. Zugleich wird aber in der ISO 12405 ein Prüfprofil angegeben, welches sich in Leistungsdichte und Frequenzbereich deutlich von dem der IEC 60068-2-64:2008 unterscheidet (vergl. (1) und (7) in Abb. 7). Es geht nicht hervor, auf Basis welcher Fakten, welches Prüfprofil zu wählen ist.

2.5 Elektrische und magnetische Einflüsse auf die Betriebsfestigkeit eines HVS

Die vorstehend genannten Normen und Richtlinien sehen keine zeitgleiche mechanische und elektrische Vibrationsprüfung für einen HVS vor. Es stellt sich jedoch die Frage inwieweit dies, durch die hohen Ströme und Spannungen im HVS notwendig ist, weil daraus zusätzliche festigkeitsrelevante Effekte zu erwarten sind. GORGAS berichtet in [Gor13] von „eventuellen Auswirkungen“ verschiedener SoC auf das Schwingungsverhalten eines HVS und damit auf dessen mechanische Belastbarkeit. Konkrete Untersuchungen werden nicht benannt. Auch DÖRNHÖFER ET AL. berichten in [Dör14], dass durch den elektrischen Betrieb des HVS eine zusätzliche mechanische Belastung durch ein mögliches Rutschen der Zellstapel entstehen kann. Ein Nachweis dessen wird auch hier nicht benannt. HOOPER ET AL. und CHOI ET AL. haben in [Hoo15] und [Cho13] den Einfluss des SoC auf die Eigenfrequenzen von Pouch-Zellen untersucht. Aufgrund von ausgeprägten Streuungen der Messwerte konnte kein quantifizierbarer Einfluss konstatiert werden. Ferner wurde nicht untersucht, wie sich das systemimmanente Schwingungsverhalten einer Zelle über die angedachte Fahrzeuglebensdauer verhält – sprich eine Betrachtung des SoH blieb aus. Auch die vielfach in HVS eingesetzten Zelltypen einer prismatischen und zylindrischen Form [FAB17] und der Verbund aus mehreren Zellen, wie er heute in HVS üblich ist, wurden nicht betrachtet. Aus diesem Grund wurden 2015 eigene Untersuchungen zum Einfluss des SoC und SoH auf die Eigenfrequenzen von Zellmodulen durchgeführt, deren Ergebnisse in [Vol16a] publiziert sind. Nachfolgend wird ein kurzer Abriss der wichtigsten Aspekte aus der Veröffentlichung gegeben.

Einfluss von SoH und SoC auf die Eigenfrequenzen eines Zellmoduls

Hintergrund der Untersuchung ist die während des elektrischen Zyklisierens einer Lithium-Ionen-Zelle auftretende Volumenänderung. Diese ist unerwünscht und wird in der Praxis weitestgehend dadurch eingeschränkt, dass die Zellen in einer Rahmenstruktur zusammengefasst werden, die konstruktiv so ausgelegt ist, dass diese bei Volumenänderung der Zellen möglichst wenig nachgibt. Hierdurch kommt es zu einem Druckanstieg im Zellmodul, der die Rahmenstruktur belastet. Untersuchungen von BMW an ausgebauten Zellmodulen mit prismatischen Hardcase-Zellen zeigen, dass bei Anhebung des SoC von 25 % auf 95 % an den Druckplatten der eingrenzenden Rahmenstruktur eine Kraft von bis zu 6.000 N bei gleichzeitiger reversibler Längung des Zellmoduls um ca. 0,7 mm auftritt [BMW5]. Bei der Zellalterung von 100 % auf 80 % kommt es zu vergleichbaren Kräften. Die Zellmodule längen sich jedoch irreversibel um ca. 1,8 mm [BMW5]. Auf Basis dieser

Kenntnis besteht die Annahme, dass die Volumenänderung und zugleich eingrenzende Rahmenstruktur zu einem Steifigkeitszuwachs führen, wodurch auch die Eigenfrequenzen steigen. Um die Vermutung zu bestätigen, wurden experimentelle Modalanalysen an 14 Zellmodulen (siehe Abb. 8) mit dem in Abb. 9 dargestellten Versuchsaufbau durchgeführt. Dabei wurden verschiedene SoH im Bereich 93,9 % bis 74,2 % und zwei SoC von 25 % und 95 % untersucht. Um den Einfluss von Unterschieden zwischen den Zellmodulen, z. B. fertigungsbedingte Streuungen, unberücksichtigt zu lassen, erfolgte der Vergleich zwischen den zwei SoC stets an ein und demselben Zellmodul.

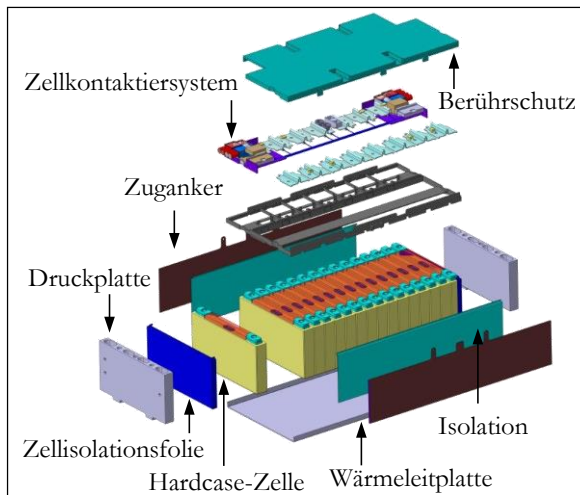


Abb. 8: Explosionsdarstellung des untersuchten Zellmoduls

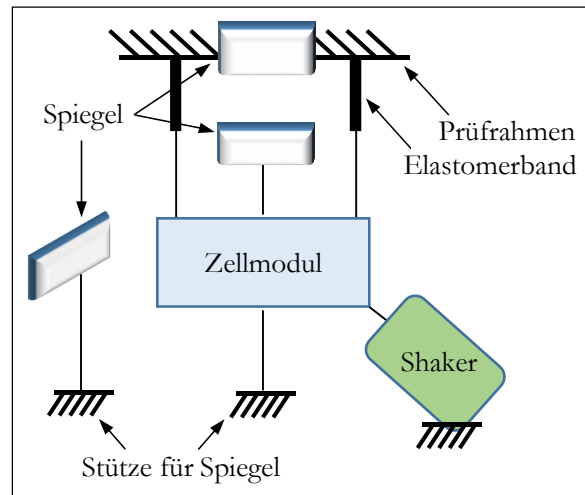


Abb. 9: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

Die Bewertung des Einflusses des SoH und SoC auf die Eigenfrequenzen eines Zellmoduls erfolgt anhand der zwei niedrigsten ermittelten Biegeeigenfrequenzen f_{B1} und f_{B2} . f_{B1} tritt im Bereich 484-557 Hz und f_{B2} im Bereich 671-856 Hz auf. Für die Analyse des Einflusses des SoH wird ein lineares Regressionsmodell angewandt. Abb. 10 zeigt die Regressionsgeraden für f_{B1} (a) und f_{B2} (b) bei 25 % und 95 % SoC. Diese weisen mit Ausnahme der Regressionsgeraden für f_{B1} bei 25 % SoC positive Anstiege auf und widersprechen damit der eingangs formulierten Vermutung.

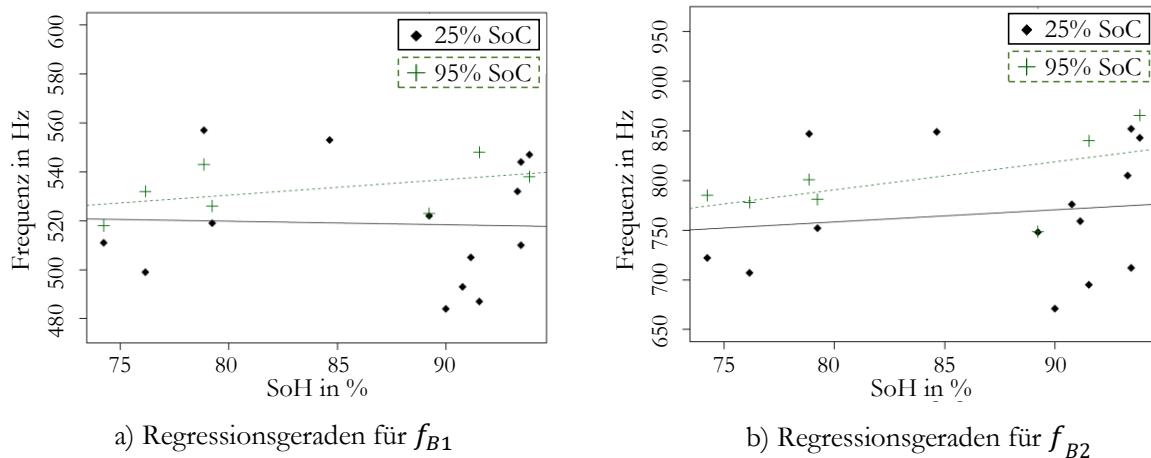


Abb. 10: Regressionsgeraden für f_{B1} (a) und f_{B2} (b) bei 25 % und 95 % SoC

Die Boxplots in Abb. 11 veranschaulichen die Ergebnisse für den Einfluss des SoC auf die Eigenfrequenzen der untersuchten Zellmodule. Die darin fett markierten horizontalen Linien innerhalb der Boxen kennzeichnen den Median. Dieser liegt für f_{B1} um 13 Hz und für f_{B2} um 37 Hz bei 25 % SoC höher als bei 95 % SoC. Damit wird die eingangs vorgeworfene Vermutung augenscheinlich bestätigt.

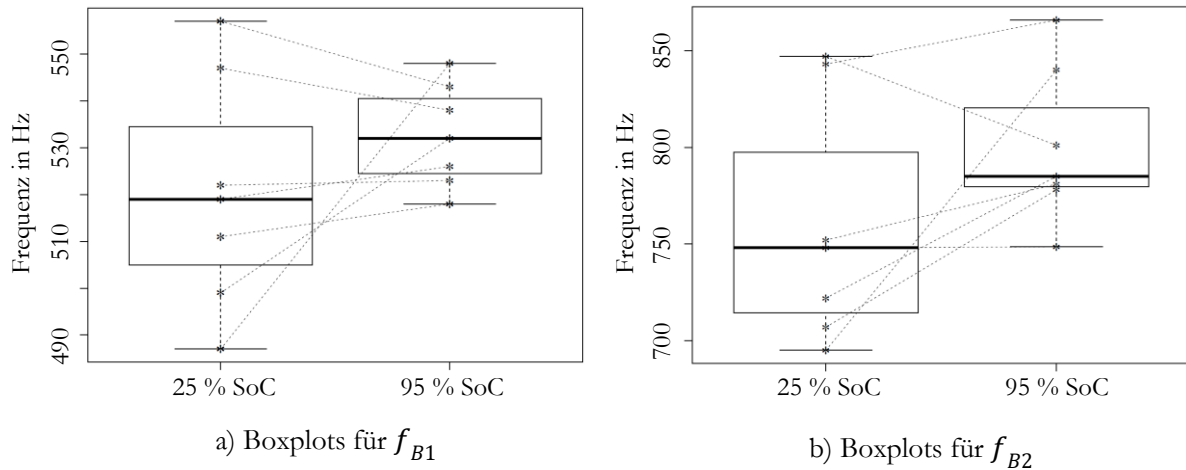


Abb. 11: Boxplots für f_{B1} (a) und f_{B2} (b) für 25 % und 95 % SoC

Zur Verifikation der Ergebnisse wurden Signifikanztests durchgeführt. Sowohl für den Einfluss des SoH als auch für den des SoC auf die Eigenfrequenzen der untersuchten Zellmodule kann keine statistische Signifikanz festgestellt werden. Ferner treten insbesondere bei der Untersuchung zum Einfluss des SoH ausgeprägte Streuungen in den ermittelten Biegeeigenfrequenzen auf, die in vergleichbarer Größenordnung liegen, wie die der Untersuchungen von HOOPER ET AL. und CHOI ET AL. in [Hoo15] und [Cho13]. Letztendlich besteht die Schlussfolgerung, dass die Eigenfrequenzen eines Zellmoduls offensichtlich mehr durch strukturelle Unterschiede, bedingt durch Schwankungen im Fertigungsprozess der Zellen und im Montageprozess der Zellmodule beeinflusst werden, als durch dessen SoC oder SoH. Die Schlussfolgerung steht mit denen von HOOPER ET AL. und CHOI ET AL. im Einklang.

Zusammenfassend ist zu konstatieren, dass ein Laden und Entladen des HVS während der Betriebsfestigkeitsprüfung aufgrund der vorstehenden Ergebnisse nicht notwendig erscheint. Das von DÖRNHÖFER ET AL. als kritisch erachtete Rutschen der Zellstapel erfordert kein zusätzliches zur Betriebsfestigkeitsprüfung des gesamten HVS erforderliches Laden und Entladen und wird aus diesem Grund nicht untersucht. Dieser Aspekt kann gezielt in separaten Prüfungen, bei denen nur die Zellmodule auf einem entsprechend geeigneten Prüfstand aufgebaut sind, untersucht werden.

Festigkeitseinfluss von Magnetfeldern

In HVS können Gleichströme von bis zu $I = 550$ A [ZVEI13] fließen, die magnetische Gleichfelder in Abhängigkeit des betrachteten Abstandes zum stromdurchflossenen HV-Kabel hervorrufen. Rein rechnerisch kann in 1 mm Abstand zum HV-Kabel bei einem Strom von $I = 500$ A eine magnetische Feldstärke von $H = 80$ kA/m bestehen. Aufgrund der zumeist nicht geschirmten HV-Kabel im HVS-Innenen stellt sich die Frage, ob Magnetfelder einen festigkeitsrelevanten Ein-

fluss auf die Materialien des HVS haben. Die Betrachtung zum hierzu vorliegenden Stand der Forschung und Technik bezieht sich primär auf die innere Struktur eines HVS. Nach außen ist dieser und die HV-Kabel aufgrund gesetzlicher Vorschriften¹⁸ geschirmt und es kommen Filter zum Einsatz, die die Störströme aus der schaltenden Arbeitsweise der Leistungshalbleiter filtern [FAT17].

Der Einfluss von Magnetfeldern auf das Festigkeitsverhalten wurde von zahlreichen Wissenschaftlern untersucht. Die Tabelle 3 zeigt einen chronologisch geordneten Auszug der recherchierten Literatur und den darin veröffentlichten Ergebnissen.

Die gelistete Literatur verdeutlicht, dass sich die Wissenschaftler bei der Untersuchung zum Einfluss von Magnetfeldern primär auf die Ermüdungsfestigkeit von ferromagnetischen Werkstoffen konzentrieren. Sie stellen bei diesen Werkstoffen einen Einfluss eines magnetischen Feldes auf das Ermüdungsverhalten fest. Der konstatierte Einfluss fällt jedoch unterschiedlich aus. Bei zwei der Untersuchungen wird ein lebensdauerverkürzender Effekt durch Wirkung eines Magnetfeldes beobachtet, wohingegen bei drei der Untersuchungen ein lebensdauer verlängernder Effekt festgestellt wird. Bei den verbleibenden drei recherchierten Veröffentlichungen kann keine eindeutig positive oder negative Wirkung durch ein Magnetfeld konstatiert werden.

Augenscheinlich beschleunigt ein magnetisches Feld die Alterung eines ferromagnetischen Werkstoffes (Ausnahme [Cel04]). Andererseits bewirkt ein Magnetfeld offensichtlich eine verbesserte Dauerfestigkeit (Ausnahme [Win59]). Im Zeitfestigkeitsbereich lässt sich die Wirkung nicht eindeutig feststellen. Bei höheren Beanspruchungshorizonten berichten [Win59, Kan70, Bos84] von einem zeitfestigkeitsverkürzenden Effekt von bis zu 56 %. In [Bos86] wird hingegen ein zeitfestigkeitserhöhenden Effekt oberhalb von ca. 52 % und ca. 64 % der Zugfestigkeit beobachtet. [Cel04, Fah98] berichten hingegen von einem durchgehend positiven Effekt eines Magnetfeldes auf die Zeitfestigkeit. Augenscheinlich haben folgende Parameter und Randbedingungen einen Einfluss darauf, ob sich ein Magnetfeld festigkeitsbegünstigend oder benachteiligend auswirkt:

- Magnetfeldstärke,
- Zeitpunkt des Aufprägens des Magnetfeldes im Ermüdungsprozess,
- Dauer des wirkenden Magnetfeldes,
- Art des Magnetfeldes (Gleichfeld, Wechselfeld, Impulsfeld),
- Beanspruchungsniveau,
- Magnetisierungseigenschaft des Werkstoffes.

Darüber hinaus berichten die Veröffentlichungen [Tro84, Ste13, Con05, Con02] über eine lebensdauer verlängernde Wirkung, wenn die Werkstoffe mit einem gepulsten Magnetfeld oder elektrischen Feld vorbehandelt werden. In dem Zusammenhang wird auch von einer heilenden [Hos12] oder reparierenden [Bao99, Fin76] Wirkung von Magnetfeldern gesprochen.

¹⁸ Fahrbetrieb: ECE R10 [ECE14b] und Ladebetrieb: DIN EN 55022:2011-12 [DIN11]

Tabelle 3: Literatur zum Einfluss eines magnetischen Feldes auf die Ermüdungsfestigkeit ferromagnetischer Werkstoffe

	Werkstoff	Magnetfeld	Ergebnis bei Wirkung eines Magnetfeldes	Wirkung
[Win59]	Fe	59,7 kA/m Gleichfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Übergang zu σ_D ca. 1 Mio. Lastwechsel (N) früher - σ_D um ca. 5 MPa gesunken - Gradient Wöhlerlinie nahezu unverändert - für $\sigma_A > 91$ % von $R_m \rightarrow$ ca. 33% geringere ertragbare N 	-
[Kan70]	Baustahl	477 kA/m Gleichfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Übergang zu σ_D ca. 0,6 Mio. N früher - σ_D um ca. 20 MPa gestiegen - Gradient Wöhlerlinie steiler - Für $\sigma_A > 225$ MPa ca. 11-56% geringere ertragbare N 	o
[Bos84]	AISI 1020	39,8 kA/m Gleichfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Übergang zu σ_D ca. 3,4 Mio. N früher - σ_D um ca. 20 MPa gestiegen - für $\sigma_A > 43$ % von $R_m \rightarrow$ 0-33% geringere ertragbare N 	o
[Bos86]	AISI 1113	40 kA/m Gleichfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Übergang zu σ_D 5,3-14,8 Mio. N früher - σ_D um 5-20 MPa gestiegen - Gradient Wöhlerlinie deutlich steiler - Wirkung Magnetfeld im Zeitfestigkeitsbereich nicht eindeutig <ul style="list-style-type: none"> o geringere ertragbare N um 0-44 % wenn $226 \text{ MPa} < \sigma_A < 275 \text{ MPa}$ o höhere ertragbare N um 0-50% wenn $\sigma_A > 275 \text{ MPa}$ 	o
[Bao99]	AISI 1045	71,6-290,5 kA/m Gleich- und Wechselfeld	<ul style="list-style-type: none"> - hemmt Ermüdungsprozess eines vorgeschädigten Bauteils - Wechselfeld erhöht ertragbare N bei gleicher Wirkzeit und Stärke des Magnetfeldes stärker als Gleichfeld 	+
[Bha93]	Baustahl	0-7,8 A Gleichstrom	<ul style="list-style-type: none"> - Magnetfeld wirkt lebensdauerverkürzend - wenn die magnetische Sättigung eines Materials erreicht ist, verringert sich die Lebensdauer nicht weiter 	-
[Fah98]	AISI 1018	28,6 kA/m Impulsfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Lebensdauerverlängerung um ca. 62% bei Wirkung (210s) eines impulsartigen Magnetfeldes aller 100.000 Belastungszyklen 	+
[Cel04]	AISI 4140	63,7 kA/m, 103,5 kA/m Gleichfeld	<ul style="list-style-type: none"> - Übergang zur Dauerfestigkeit ca. 0,1 Mio. N früher - Gradient der Wöhlerlinien flacher - σ_D um 65 MPa höher (bei 63,7 kA/m) - σ_D um 105 MPa höher (bei 103,5 kA/m) - 63,7 kA/m: bis zu ca. 75% höhere ertragbare N - 103,5 kA/m: bis zu 85% höhere ertragbare N 	+

Als Ursache für das veränderte Ermüdungsverhalten werden u. a. folgende Aspekte genannt:

- Begünstigung von atomaren Diffusionsvorgängen,
- verringerte magnetomechanische Dämpfung¹⁹ des Werkstoffes,
- Magnetfeld eliminiert oder ordnet Domänenwände neu an, sodass den Versetzungsbe-
wegungen weniger Widerstand entgegengesetzt wird (frühzeitigeres Fließen).

Die vorstehend recherchierten Ergebnisse zeigen ein uneinheitliches Bild zum Einfluss eines Magnetfeldes auf die Zeitfestigkeit ferromagnetischer Werkstoffe. Um eine gezielte Aussage zum Einfluss der im HVS wirkenden Magnetfelder auf die HVS-Materialien zu treffen, bedarf es weiterer Untersuchungen. Da dieses Forschungsgebiet jedoch nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist, erfolgen keine weiteren Untersuchungen.

¹⁹ Magnetomechanische Dämpfung entsteht durch die Bewegung von magnetischen Domänen. Magnetische Domänen sind ein Resultat der energetisch günstigen Dipol-Wechselwirkung, die durch eine antiparallele Ausrichtung und damit zugleich Entstehung von magnetischen Domänen zum Schließen des magnetischen Flusses im Material führt. Dieser Dämpfungsmechanismus ist vor allem in ferromagnetischen Materialien wie Eisen sowie in paramagnetischen Materialien wie Aluminium ausgeprägt. [Kit18]

3 Grundlagen

In den folgenden Unterkapiteln werden die für das Verständnis der vorliegenden Arbeit relevanten Grundlagen der Schwingungslehre, Signalanalyse, Prüfstandstechnik und Betriebsfestigkeit dargestellt.

3.1 Schwingungslehre

Eine Schwingung ist laut DIN 1311-1:2000-02 wie folgt definiert [DIN00a]:

„Eine Schwingung ist eine zeitliche Änderung einer Zustandsgröße eines Systems, bei der im allgemeinen die Zustandsgröße abwechselnd zu- und abnimmt. Spezielle zeitliche Änderungen wie Stoß- oder Kriechvorgänge werden im erweiterten Sinn auch als Schwingungen bezeichnet.“

Die Schwingungslehre stellt neben der Betriebsfestigkeit ein zentrales Gebiet dieser Arbeit dar. Mittels deren Methoden wird das dynamische Verhalten eines mechanischen Systems beschrieben und ermöglicht damit, ein Verständnis über die von außen auf das Bauteil einwirkenden Belastungen zu erlangen. Die äußeren Belastungen (verursacht z. B. durch Beschleunigungen) führen zu inneren Belastungen (z. B. Biege- und Torsionsmomente), die in ihrer Konsequenz zu Beanspruchungen (z. B. Normal- und Schubspannungen) führen. Die Größe, Form und Häufigkeit, in der die Beanspruchungen auftreten, beeinflussen wiederum die Lebensdauer eines Systems. Bezogen auf den untersuchten HVS ist es aus diesem Grund wichtig zu verstehen, wie der HVS gegenüber der Karosserie und den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten schwingt, um eine Einschätzung über dessen Beanspruchung zu treffen. Gleiches trifft auch auf die im HVS auftretenden Relativbewegungen der Subkomponenten und deren Rückwirkungen auf das Gesamtsystem HVS zu.

Die wesentlichen Aufgaben der Schwingungslehre beinhalten (modifiziert aus [Wit96, Dre07]):

1. Die Bildung eines Ersatzmodells.
2. Die Formulierung der Differenzialgleichungen für das Ersatzmodell.
3. Das Vereinfachen und Lösen des Differenzialgleichungssystems.

4. Die technische Interpretation der Lösung und das Prüfen der Modellgüte.
5. Gegebenenfalls Vergleich berechneter und gemessener Ergebnisse.
6. Gegebenenfalls Überarbeitung des Ersatzmodells bei ungenügender Modellgüte.
7. Gegebenenfalls Erarbeiten einer technischen Lösung für die Ausgangsfragestellung.

Vorliegend erfolgt eine Eingrenzung auf die für die Arbeit notwendigen Grundlagen. Dies betrifft im Wesentlichen das Aufstellen und Lösen von Bewegungsgleichungen freier und erzwungener Schwingungen eines aus Starrkörpern bestehenden linearen, zeitinvarianten Ein- und Mehrfreiheitsgradschwingungssystems.

3.1.1 Freie und erzwungene Schwingungen

Schwingungen werden zum einen nach ihrem zeitlichen Verlauf und zum anderen nach ihrem Entstehungsmechanismus eingeteilt [DIN00a]. Vorliegend interessiert zunächst die Einteilung von Schwingungen nach deren Entstehungsmechanismus, die in Abb. 12 dargestellt ist. Dabei werden grundsätzlich autonome und heteronome Schwingungen unterschieden. Bei autonomen Schwingungen bestimmt das Schwingungssystem selbst die Antwort. Zu dieser Form der Schwingung gehören die freie und selbsterregte Schwingung. Im Fall der freien Schwingung wird das System von einem definierten Ausgangszustand ausgehend sich selbst überlassen. Es erfolgt keine weitere Energiezufuhr von außen, sodass durch die stets vorliegende Dämpfung Energie abgegeben wird und das Schwingungssystem nach einer bestimmten Zeit zum Stillstand kommt. Bis zum Stillstand schwingt das System in seinen Eigenfrequenzen (Begriffsdefinition Eigenfrequenz siehe Kapitel 3.1.2). Im Gegensatz zu den freien Schwingungen erfolgt bei den selbsterregten Schwingungen eine stetige Energiezufuhr. [Kut15, DIN00a]

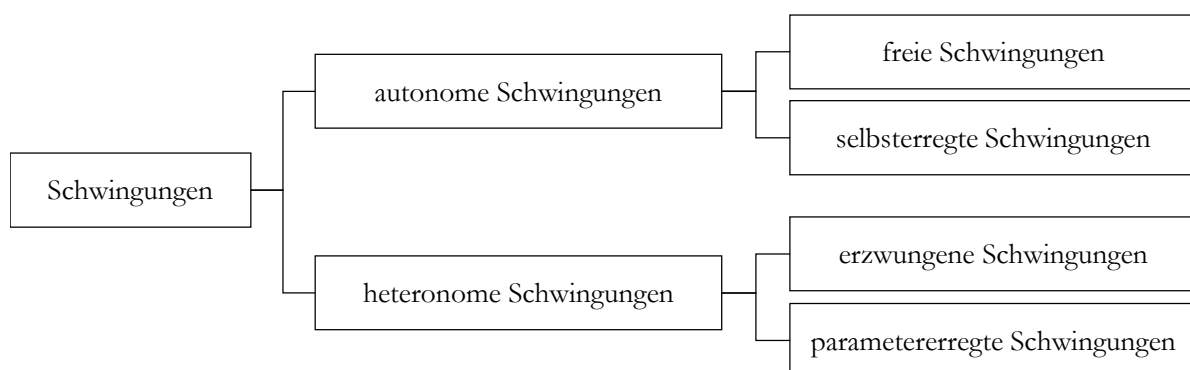


Abb. 12: Einteilung von Schwingungen nach dem Entstehungsmechanismus [DIN00a]

Heteronome Schwingungen werden durch eine von außen kommende Einwirkung auf das schwingungsfähige System verursacht. Dabei schwingt das System in den von außen aufgeprägten Frequenzen. Die unter die heteronomen Schwingungen fallende erzwungene Schwingung verkörpert im Grunde das Vorstehende. Die von außen kommenden Einwirkungen werden durch Erregerfunktionen wie beispielsweise einer Massenkraft- oder Stützererregung charakterisiert. [DIN00a]

Parametererregte Schwingungen werden durch die zeitliche Änderung der Parameter eines schwingungsfähigen Systems verursacht. Dazu ist eine Auslenkung aus der Gleichgewichtslage notwendig. Beispielsweise können geometrische Nichtlinearitäten zu parametererregten Schwingungen führen.

3.1.2 Grundlagen linearer und zeitinvarianter Schwingungssysteme

Für die Charakterisierung des dynamischen Verhaltens eines Schwingungssystems, welches vorliegend stets als linear und zeitinvariant angenommen wird, wird dieses im ersten Schritt in ein mechanisches Ersatzmodell überführt. Die Modellbildung erfolgt in ihrer einfachsten Form durch die Verwendung von starren, massebehafteten Teilkörpern, die durch masselose Feder- und Dämpferelemente miteinander verbunden sind. Dabei stellt der Schwinger mit einem Freiheitsgrad die einfachste Möglichkeit dar, ein schwingungsfähiges System in diskreter Form zu modellieren. Der Schwinger mit einem Freiheitsgrad verfügt über lediglich eine Möglichkeit sich im Raum zu bewegen; zum Beispiel eine Verschiebung oder Drehung. Für den Fall einer translatorischen Verschiebung kann dabei die Masse in den Schwerpunkt des Teilkörpers verschoben und als Punktmasse betrachtet werden. Wenn elastische Verformungen zu berücksichtigen sind, ist die Modellbildung mittels Starrkörper nicht angemessen. In einem solchen Fall werden Kontinuumschwinger für die Modellbildung herangezogen.

Abb. 13a) zeigt einen stützererregten Schwinger mit einem Freiheitsgrad. Dieser besitzt die Masse m und wird durch eine Feder mit der Steifigkeit c linear-elastisch gelagert. Über eine Stütze wird der Körper der Masse m in Schwingung versetzt. Die Auslenkung um die statische Gleichgewichtslage wird mit der Koordinate $x(t)$ beschrieben. Die Stützererregung wird als eine harmonische Funktion $s(t)$ mit veränderlicher Erregerkreisfrequenz Ω angesetzt. Der in Schwingung versetzte Körper der Masse m wird durch einen parallel zur Feder angeordneten Dämpfer mit geschwindigkeitsproportionalem Verhalten und dem Dämpfungskennwert d gedämpft. Mit diesen vorstehend getroffenen Definitionen handelt es sich um ein lineares, zeitinvariantes Schwingungssystem (LTI-System, Linear Time Independent System).

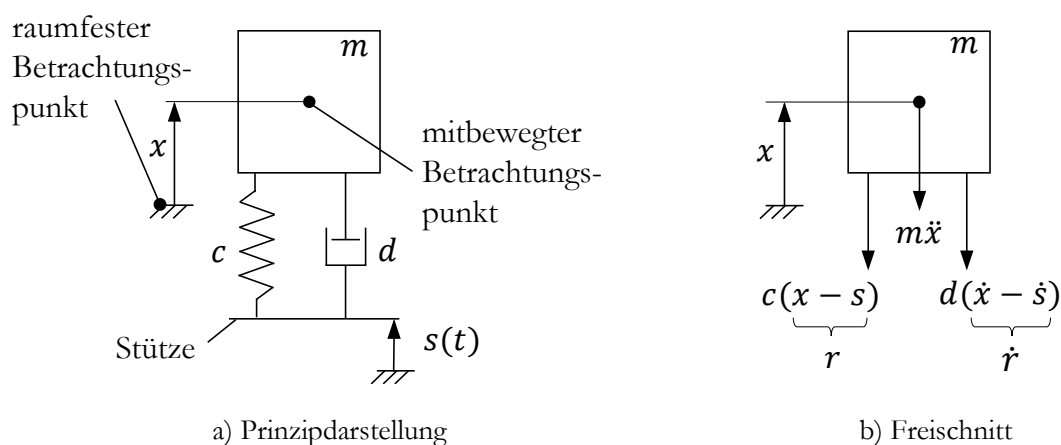


Abb. 13: Stützererregter Schwinger mit einem Freiheitsgrad

Unter Einwirkung der Stützerregung $\mathbf{s}(t)$ soll die Schwingungsantwort $\mathbf{x}(t)$ des schwingungsfähigen Systems unter Abb. 13 untersucht werden. Dabei erfolgen zwei Betrachtungsweisen. Beginnend mit der Betrachtung der Bewegung des Körpers der Masse m gegenüber einem raumfesten Betrachtungspunkt schließt sich die Betrachtung der Bewegung relativ zur Stütze von einem mitbewegten Betrachtungspunkt an. Die Beschreibung der Relativbewegung zwischen dem Körper der Masse m und der Stütze erfolgt mittels der Größe $\mathbf{r}(t)$.

Nach der Modellbildung schließt sich der Freischnitt nach den NEWTON- EULERSCHEN Formulierungen der Dynamik an. Es ergeben sich die unter Abb. 13b) gezeigten Schnittgrößen:

- Trägheitskraft $m\ddot{\mathbf{x}}$,
- Federkraft $\mathbf{c}(\mathbf{x} - \mathbf{s})$
- Dämpferkraft $\mathbf{d}(\dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{s}})$

Es folgt das Aufstellen der Bewegungsgleichung, welches vorliegend nach dem Prinzip von D'ALEMBERT vollzogen wird. Es entsteht die unter (1) dargestellte lineare, inhomogene Differentialgleichung 2. Ordnung.

$$m\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{d}(\dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{s}}) + \mathbf{c}(\mathbf{x} - \mathbf{s}) = \mathbf{0} \quad (1)$$

Für die Lösung der Differenzialgleichung werden im Fall der Stützerregung die komplexen Ansätze

- $\underline{\mathbf{s}}(t) = \hat{\mathbf{s}} \cdot e^{j(\Omega t - \varphi_s)} = \hat{\mathbf{s}} e^{-j\varphi_s} \cdot e^{j\Omega t} = \underline{\hat{\mathbf{s}}} \cdot e^{j\Omega t}$ und
- $\underline{\mathbf{x}}(t) = \hat{\mathbf{x}} \cdot e^{j(\Omega t - \varphi_x)} = \hat{\mathbf{x}} e^{-j\varphi_x} \cdot e^{j\Omega t} = \underline{\hat{\mathbf{x}}} \cdot e^{j\Omega t}$ gewählt.

Für den Fall der freien Schwingung wird der Ansatz $\underline{\mathbf{x}}(t) = \underline{\hat{\mathbf{x}}} \cdot e^{j\omega t}$ gewählt.

Die Lösungen des Differenzialgleichungssystems werden nachfolgend für verschiedene Randbedingungen dargestellt und erläutert. Bezüglich der Herleitung wird auf die Literatur wie beispielsweise [Kut15, Vöt06, Din16] verwiesen.

Wenn $\mathbf{s} = \mathbf{0}$ gesetzt wird, wirkt keine Erregung von außen und es entsteht eine freie gedämpfte Schwingung. Dabei gilt die Anfangsbedingung, der einmaligen Auslenkung des Schwingers aus der statischen Ruhelage. Wird die Dämpfung vernachlässigt, beschreibt die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_0 unter (2) die Lösung der Differenzialgleichung. Es handelt sich um eine freie, ungedämpfte Schwingung.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2)$$

Aus der Eigenkreisfrequenz wird über den Zusammenhang $\omega = 2\pi f$ die Eigenfrequenz f berechnet. Der zu einer Eigenfrequenz zugehörige Eigenvektor beschreibt die räumliche Bewegung des Schwingungssystems. Die Eigenvektoren werden durch Einsetzen der Eigenkreisfrequenzen in die Ausgangsgleichung berechnet.

Für eine freie gedämpfte Schwingung bestehen in Abhängigkeit des LEHRschen Dämpfungsmaßes $D = \delta/\omega_0$ und der Abklingkonstanten $\delta = d/2m$ die unter (4)-(6) in Tabelle 4 angegebenen Lösungen. Dabei beschreibt ω_d die gedämpfte Eigenkreisfrequenz in (3).

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \tag{3}$$

Tabelle 4: Lösungen der Differenzialgleichung für eine freie gedämpfte Schwingung

	LEHRsches Dämpfungsmaß	Lösung der Differenzialgleichung	
schwach gedämpft	$D < 1$	$x(t) = Ae^{-\delta t} \cos(\omega_d t - \varphi_0)$ A und φ_0 aus Anfangsbedingungen	(4)
aperiodischer Grenzfall	$D = 1$	$x(t) = e^{-\delta t}(tA_1 + A_2)$ A_1 und A_2 aus Anfangsbedingungen	(5)
stark gedämpft	$D > 1$	$x(t) = e^{-\delta t}(A_1 e^{(\omega_0 \sqrt{D^2-1})t} + A_2 e^{-(\omega_0 \sqrt{D^2-1})t})$ A_1 und A_2 aus Anfangsbedingungen	(6)

Für den Fall einer schwachen Dämpfung $D < 1$ schwingt der Schwinger mit einem Freiheitsgrad mit abklingender Amplitude in der gedämpften Eigenkreisfrequenz ω_d . Für $D = 1$ tritt die höchste Dämpfung auf, die gerade noch zu einer Schwingung führt. Für $D > 1$ tritt keine Schwingung auf.

Ist $s(t) \neq 0$ handelt es sich um eine erzwungene Schwingung. Zumeist interessiert in einem solchen Fall wie auf die Erregung im eingeschwungenen Zustand reagiert wird. Die Darstellung der Lösung erfolgt aus diesem Grund in Form einer komplexen Übertragungsfunktion $\underline{H}(\eta, D)$. Diese stellt den Zusammenhang zwischen der Erregung als Eingang und der Schwingungsantwort als Ausgang im Frequenzbereich dar. Als Ein- und Ausgangsgrößen werden die komplexen Amplituden verwendet, da in diesen die Informationen über die Amplituden und Phasenwinkel enthalten sind [Kut15]. In (7) ist der gesetzmäßige Zusammenhang für die Betrachtung aus dem mitbewegten ($\underline{H}_{rs}(\eta, D)$) und raumfesten Koordinatensystem ($\underline{H}_{xs}(\eta, D)$) dargestellt. Für die Darstellung wird die dimensionslose Form unter Einbindung des LEHRschen Dämpfungsmaßes D und des Abstimmungsverhältnisses $\eta = \Omega/\omega_0$ gewählt.

$$\underline{H}_{xs}(\eta, D) = \frac{\hat{x}}{\hat{s}} = \frac{\text{Ausgang}}{\text{Eingang}} \quad \text{beziehungsweise} \quad \underline{H}_{rs}(\eta, D) = \frac{\hat{r}}{\hat{s}} = \frac{\text{Ausgang}}{\text{Eingang}} \tag{7}$$

Zur anschaulichen Darstellung wird die Übertragungsfunktion in ihren Amplituden- und Phasenanteil zerlegt. Diese entsprechen dem Amplituden- und Phasenfrequenzgang. Die dimensionslose Darstellung des Amplitudenanteils wird in der Maschinendynamik auch als Vergrößerungsfunktion $V(\eta, D)$ bezeichnet [Dre07]. Diese ist reell und erfolgt aus der Betragsbildung des Imaginär- und Realteils der komplexen Übertragungsfunktion. Ferner lässt sich aus der komplexen Übertragungsfunktion auch der Phasenverschiebungswinkel ψ ermitteln. Dieser stellt die Differenz des Phasenwinkels der Anregung zur Antwort dar.

Für die vorliegende Stützenanregung sind in Abhängigkeit des Betrachtungspunktes zwei unterschiedliche Schwingungsantworten des Schwingers mit einem Freiheitsgrad gesucht. Dementsprechend ergeben sich zwei unterschiedliche Vergrößerungsfunktionen und zugehörige Phasenverschiebungswinkel. Befindet sich der Beobachter im raumfesten Koordinatensystem – sprich an einem sich außerhalb des Schwingers mit einem Freiheitsgrad befindenden Punkt, so ergibt sich die Vergrößerungsfunktion V_2 für eine Wegerregung (siehe Abb. 14), die aus der komplexen Übertragungsfunktion $\underline{H}_{xs}(\eta, D)$ abgeleitet wird. Bewegt sich der Betrachter hingegen mit der Masse mit – sprich betrachtet dieser die Relativbewegung zur Stütze aus Sicht der Masse, ergibt sich die Vergrößerungsfunktion V_3 für eine Massenkrafterregung (siehe Abb. 15), die aus der komplexen Übertragungsfunktion $\underline{H}_{rs}(\eta, D)$ abgeleitet wird. Die Vergabe der Indizes 2 und 3 erfolgt in Anlehnung an die Definition in [Dre07].

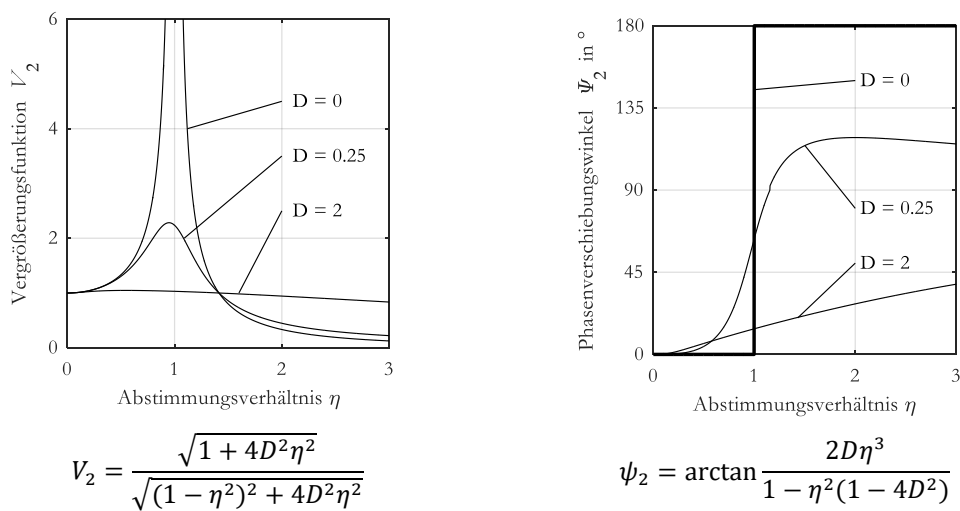


Abb. 14: Vergrößerungsfunktion V_2 und Phasenverschiebungswinkel ψ_2 des Schwingers mit einem Freiheitsgrad aus Abb. 13 bei Betrachtung aus raumfestem Koordinatensystem

Für die Wegerregung (Betrachtung mittels absoluten Koordinaten) gilt:

- $\eta = 1$ ($\Omega = \omega_d$): Resonanz. Formal ergibt sich für den ungedämpften Fall ($D = 0$) eine Polstelle ($V = \pm\infty$), sodass hierfür keine stationäre Lösung existiert. Bei Dämpfung existiert eine Lösung bei der die maximale Amplitude erneut vom LEHRschen Dämpfungsmaß abhängt.
- $\eta < 1$ ($\Omega < \omega_d$): Unterkritische Erregung. Das Schwingungssystem ist hoch abgestimmt. Es gilt $V_2(\eta = 0) = 1$. Die Anregung ist so gering, dass die Schwingungsantwort der statischen Einfederung entspricht. Für den ungedämpften Fall ($D = 0$) schwingen Masse und Stütze exakt in Phase. Für den gedämpften Fall schwingen Masse und Stütze phasenversetzt mit $0 < \psi_2 < 90^\circ$. Der Phasenverschiebungswinkel nimmt bei zunehmender Erregerkreisfrequenz aufgrund der Trägheit der Masse zu.
- $\eta > 1$ ($\Omega > \omega_d$): Überkritische Erregung. Das Schwingungssystem ist tief abgestimmt. Mit zunehmender Erregerkreisfrequenz kann die Masse aufgrund ihrer Trägheit der Anregung nicht mehr folgen und befindet sich in Ruhe.
Es gilt: $\lim_{\eta \rightarrow \infty} V_2 = 0$ sowie $\lim_{\eta \rightarrow \infty} \psi_2 = 90^\circ$.

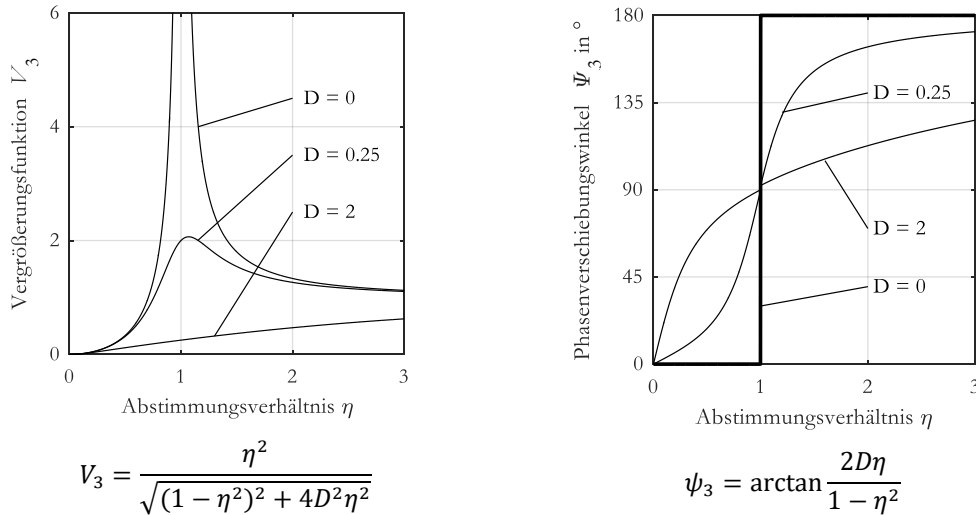


Abb. 15: Vergrößerungsfunktion V_3 und Phasenverschiebungswinkel ψ_3 des Schwingers mit einem Freiheitsgrad aus Abb. 13 bei Betrachtung aus dem mitbewegten Koordinatensystem

Für die Massenkrafterregung (Betrachtung mittels Relativkoordinaten) gilt:

- $\eta = 1$ ($\Omega = \omega_d$): Resonanz. Formal ergibt sich für den ungedämpften Fall ($D = 0$) eine Polstelle ($V = \pm\infty$), sodass hierfür keine stationäre Lösung existiert. Bei Dämpfung existiert eine Lösung, bei der die maximale Amplitude vom LEHRschen Dämpfungsmaß abhängt. Der Phasenverschiebungswinkel ist dabei stets unabhängig vom LEHRschen Dämpfungsmaß $\psi_3 = 90^\circ$.
- $\eta < 1$ ($\Omega < \omega_d$): Unterkritische Erregung. Das Schwingungssystem ist hoch abgestimmt²⁰. Für $V_3(\eta = 0) = 0$ zeigt sich, dass bei geringen Anregungen nahezu keine Relativbewegungen zwischen Masse und Stütze auftreten. Für den ungedämpften Fall ($D = 0$) schwingen Masse und Stütze exakt in Phase. Für den gedämpften Fall schwingen Masse phasenversetzt mit $0 < \psi_3 < 90^\circ$. Der Phasenverschiebungswinkel nimmt bei zunehmender Anregungsfrequenz aufgrund der Trägheit der Masse zu.
- $\eta > 1$ ($\Omega > \omega_d$): Überkritische Erregung. Das Schwingungssystem ist tief abgestimmt. Mit zunehmender Erregerkreisfrequenz schwingen Masse und Stütze mit gleicher Amplitude gegenphasig ($90^\circ < \psi_3 \leq 180^\circ$). Es gilt: $\lim_{\eta \rightarrow \infty} V_3 = 1$ sowie $\lim_{\eta \rightarrow \infty} \psi_3 = 180^\circ$.

Aus dem Vergleich beider Betrachtungspunkte zeigt sich, dass die Angabe des Betrachtungspunktes wichtig ist, da sich entsprechend das Übertragungsverhalten ändert. Neben den dargestellten Vergrößerungsfunktionen existieren noch weitere, auf die an der Stelle nicht eingegangen und entsprechend auf die Literatur [Kut15, Vöt06, Dre07] verwiesen wird.

²⁰ Unter dem Begriff Abstimmung versteht sich, dass ein Schwingungssystem durch Änderung der Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen und Erregerfrequenzen so verändert bzw. abgestimmt wird, dass die Schwingungsantwort in dem gewünschten Frequenzbereich liegt [Din16].

3.1.3 Mehrfreiheitsgradschwingungssystem

Nicht immer ist die Modellierung des Ersatzmodells mittels einer diskreten Masse ausreichend, um das reale Schwingungssystem hinreichend gut abzubilden. Vielfach ist der Einbezug mehrerer Teilkörper in das Ersatzmodell und deren Verbindung über masselose Feder-Dämpferelemente erforderlich. So auch im vorliegenden Fall des HVS, der zusammen mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten wie auch in sich ein Mehrfreiheitsgradschwingungssystem bildet.

Bei einer großen Anzahl an Freiheitsgraden ist eine analytische Lösung der Bewegungsgleichungen nicht mehr möglich und bedingt den Einsatz numerischer Verfahren. Die grundsätzliche Vorgehensweise zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens eines Mehrfreiheitsgradschwingungssystems, sprich dem Lösen der Bewegungsgleichungen, ist dabei die gleiche wie die im vorstehenden Kapitel für den Schwinger mit einem Freiheitsgrad beschriebene. Der Unterschied besteht lediglich darin, dass mehrere Differenzialgleichungen ein Differenzialgleichungssystem bilden, bei denen die einzelnen Differenzialgleichungen miteinander gekoppelt sind. Die Differenzialgleichungen können deswegen nur gemeinsam gelöst werden. Durch die gekoppelten Bewegungsgleichungen wird zumeist auch von Koppelschwingungen (Eigenfrequenzen des gesamten Schwingungssystems) gesprochen. Nachfolgend werden am Beispiel eines stützerregten Schwingers mit zwei Freiheitsgraden die Lösungen dessen beschrieben. Der Schwinger mit zwei Freiheitsgraden und dessen Freischnitt sind in Abb. 16 dargestellt. Dieser ist der um einen zweiten Körper der Masse m_2 ergänzte Schwinger mit einem Freiheitsgrad des vorherigen Kapitels.

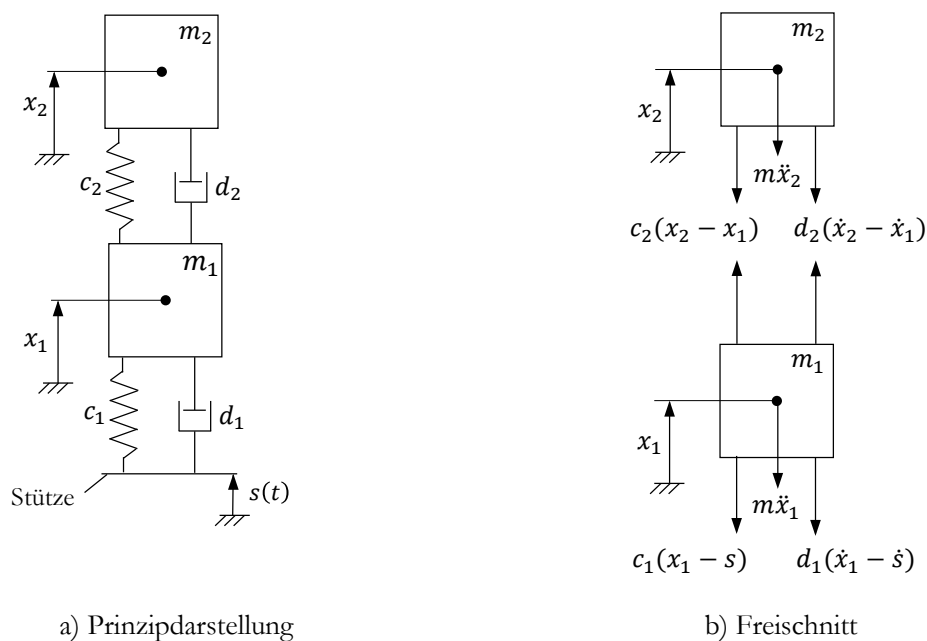


Abb. 16: Prinzipdarstellung und Freischnitt des Schwingers mit zwei Freiheitsgraden

Für die beiden Teilkörper m_1 und m_2 werden die Bewegungsgleichungen erneut nach dem Prinzip von D'ALEMBERT aufgestellt. In Matrizenform lässt sich das Differenzialgleichungssystem folgendermaßen formulieren:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 + d_2 & -d_2 \\ -d_2 & d_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ c_1 s + d_1 \dot{s} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Die mehrspaltigen Matrizen in (8) werden von links nach rechts als Massenmatrix \mathbf{M} , Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} bezeichnet. In der allgemeinen Darstellung mit der generalisierten Koordinate $q = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$ lautet die Schreibweise wie folgt:

$$\mathbf{M}\ddot{q} + \mathbf{D}\dot{q} + \mathbf{C}q = \begin{bmatrix} 0 \\ c_1 s + d_1 \dot{s} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Für eine freie ungedämpfte Schwingung des vorstehenden Schwingers mit zwei Freiheitsgraden beschreiben die unter (10) aufgeführten ungedämpften Eigenkreisfrequenzen $\omega_{0_{1/2}}$ die Schwingung nach vorheriger einmaliger Auslenkung.

$$\omega_{0_{1/2}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1} \right)^2 - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}} \quad (10)$$

Für die stützerregte gedämpfte Schwingung ergibt sich die unter (11) angegebene Frequenzgangmatrix.

$$\underline{\mathbf{H}}(\Omega) = \frac{\hat{q}}{\hat{s}} = (-\Omega^2 \mathbf{M} + j\Omega \mathbf{D} + \mathbf{C})^{-1} \quad (11)$$

HVS sind Mehrfreiheitsgradschwingungssysteme. Abb. 17 zeigt als Beispiel eine diskrete Modellierung eines Ersatzmodells für einen HVS bestehend aus 10 Starrkörpern und masselosen Feder-Dämpfer-Elementen. Für eine möglichst anwendungsnahe Ersatzmodellbildung wird im nächsten Schritt überlegt, welche Freiheitsgrade der sich im HVS befindenden Komponenten für die Darstellung des systemimmanenten Schwingungsverhaltens des Gesamtsystems relevant sind. Mit Hilfe von Anfangs- und Randbedingungen werden anschließend die Bewegungsgleichungen der einzelnen Teilkörper aufgestellt und gelöst.

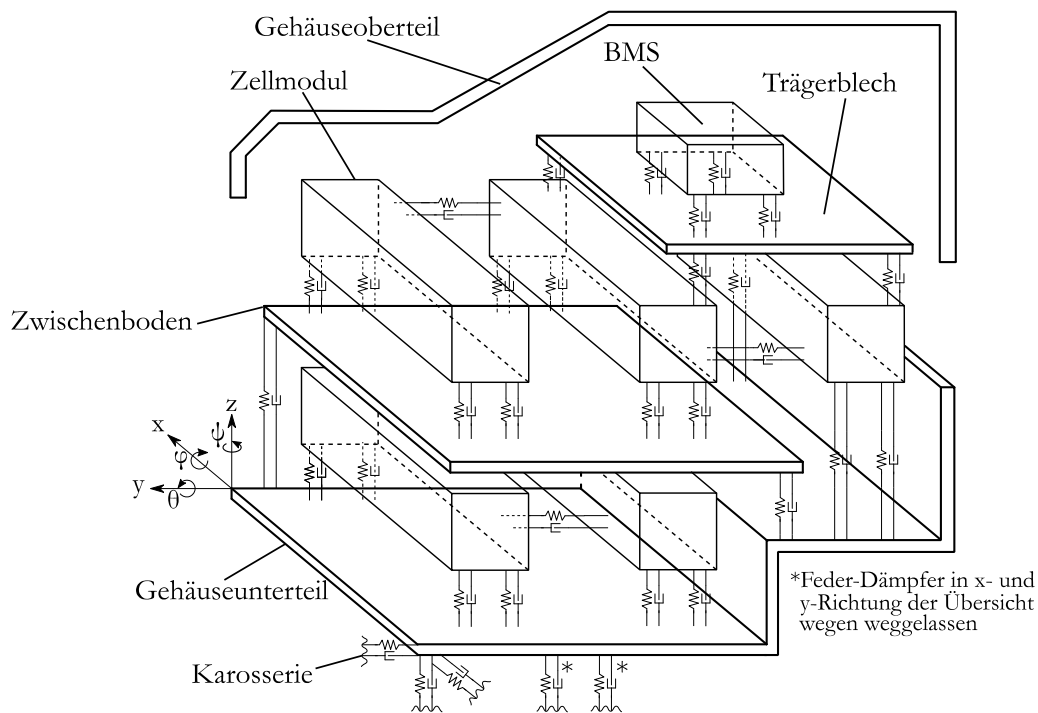


Abb. 17: Diskretes Ersatzmodell eines HVS

3.1.4 Experimentelle Modalanalyse

Eine Modalanalyse dient der Ermittlung des modalen Verhaltens einer Struktur – sprich dessen Eigenschwingungen und modalen Parametern. Diese kann experimentell oder rechnerisch erfolgen. Bei der rechnerischen Modalanalyse wird ein Eigenwertproblem gelöst (siehe Kapitel 3.1.2.). Bei der experimentellen Modalanalyse wird an einem oder mehreren Punkten der zu untersuchenden Struktur angeregt und an verschiedenen Punkten das Antwortsignal der Struktur gemessen. Dabei wird entweder mit gleitender Erregung oder mit gleitendem Beschleunigungssensor gearbeitet. Aus dem Quotienten aus Antwort- und Anregungssignal werden komplexe Übertragungsfunktionen gebildet, die auch als Frequency-Response-Function (FRF) bezeichnet werden. Durch die Berechnung der Übertragungsfunktion an einer Vielzahl von Punkten der Struktur werden die Eigenschwingungsformen und deren zugehörige Eigenfrequenzen mit einem mathematischen Verfahren ermittelt [Haa14].

Egal ob die Modalanalyse experimentell oder rechnerisch erfolgt, es wird stets ein lineares Strukturverhalten vorausgesetzt. Das bedeutet, dass unabhängig von der Art der Anregung die gleichen Übertragungsfunktionen berechnet werden. Der Nachweis der Linearität kann beispielsweise durch die Beobachtung der Kohärenz bei unterschiedlich starken Anregungen erfolgen [Haa14]. Bricht die Kohärenz im Frequenzbereich breitbandig unter 92 % ein, weist die Struktur ein nicht-lineares Strukturverhalten auf [Vol16a].

In der Praxis werden für die experimentelle Modalanalyse hauptsächlich die zwei methodischen Vorgehensweisen einer Impulshammer-Methode und einer Shakeranregung angewandt. Bei der Impulshammer-Methode erfolgt die Anregung der Struktur durch einen Impuls eines Impulsham-

mers. Das Anregungsspektrum wird durch geeignete Aufschlagspitzen auf den relevanten Frequenzbereich angepasst. Ein idealer Hammerschlag ist von sehr kurzer Dauer und hoher Amplitude, sodass sich eine konstante spektrale Leistungsdichte über einen breiten Frequenzbereich ergibt [Haa14]. Im Kopf des Impulshammers befindet sich ein piezoelektrischer Kraftaufnehmer, der die in die Struktur eingebrachte Kraft misst. Die Antwort der Struktur wird zumeist durch piezoelektrische, triaxiale Beschleunigungssensoren gemessen. Dabei können der Gewichtseinfluss des Beschleunigungssensors und dessen Kabel von Bedeutung sein, da durch dessen zusätzliche Masse die Eigenfrequenzen in niedrigere Frequenzbereiche verschoben werden können. Weist die zu untersuchende Struktur eine geringe Masse auf, ist der Einsatz eines Laser-Scanning-Vibrometers zu bevorzugen. Dieses misst die Strukturantwort unter Ausnutzung des Doppler-Effektes rückwirkungsfrei [Har02].

Die Lagerung bzw. die Befestigung der zu untersuchenden Struktur ist entsprechend dem Untersuchungsziels zu wählen. In der Praxis wird oftmals eine frei-frei-Aufhängung mittels elastischer Bänder, Schaumstoffmatten oder Gummiklötzen gewählt. Ferner lässt sich die zu untersuchende Struktur auch am Betriebsort untersuchen.

Nach Festlegung des Versuchsaufbaus, der Wahl des Versuchsortes und der Definition der Anregungs- und Messpunkte werden die einzelnen Messpunkte nacheinander mit dem Impulshammer angeschlagen. Die Übertragungsfunktion wird aus den Anregungs- und Antwortsignalen berechnet und über mehrere Wiederholungen gemittelt. Den Anregungs- und Antwortsignalen können sich Störsignale überlagern. Treten die Störsignale primär in den Antwortsignalen auf, erfolgt die Berechnung der Übertragungsfunktionen durch die Bildung der Kreuzleistungsdichtespektren $G_{F_i X_j}$ aus den Vektoren der Anregungs- (F_i) und Antwortsignale (X_j), dividiert durch die Autoleistungsdichtespektren $G_{F_i F_i}$ der Anregungssignale. Die Kreuz- und Autoleistungsdichtespektren werden zu den Matrizen \mathbf{G}_{FX} und \mathbf{G}_{FF} zusammengefasst. Die daraus entstehende Matrix aus Übertragungsfunktionen wird als \mathbf{H}_1 bezeichnet und lautet wie folgt [Brk88, Bra11]:

$$\mathbf{H}_1 = \mathbf{G}_{FX} * \mathbf{G}_{FF}^{-1} \quad (12)$$

Im Fall der zweiten methodischen Vorgehensweise, der Anregung mittels eines Shakers, kommt es zu einem Störsignal, das eine andere Art der Berechnung der Übertragungsfunktionen als die zuvor erwähnte bedingt. Bei Anregung mittels eines Shakers reagiert die Struktur bei ihren Eigenfrequenzen mit ausgeprägten hohen Amplituden, was im Zusammenhang mit der Amplitudenregelung des Shakers zu einer Reduktion des Anregungsniveaus führt. Die unerwünschte Reduktion des Anregungsniveaus wird als Störsignal betrachtet. In diesem Fall wird die Matrix der Übertragungsfunktionen wie folgt berechnet [Brk88, Bra11]:

$$\mathbf{H}_2 = \mathbf{G}_{XX} * \mathbf{G}_{XF}^{-1} \quad (13)$$

Sind sowohl in den Anregungs- als auch in den Antwortsignalen Störsignale präsent, bilden \mathbf{H}_1 und \mathbf{H}_2 das Konfidenzintervall für die Übertragungsfunktionsmatrix. Die Berechnung von \mathbf{H}_1 und \mathbf{H}_2 erfolgt in der Praxis zumeist mittels eines zweikanaligen FFT-Analysators [Brk88]. Dieser überführt, unter Nutzung der diskreten Fourier-Transformation, die abgetasteten, gefilterten und mit

einer Fensterfunktion gewichteten Messsignale als komplexe Spektren in den Frequenzbereich. Amplituden- und Phasenanteil der Übertragungsfunktionen werden über der Frequenz dargestellt.

Die Shakeranregung hat gegenüber der Anregung mittels Impulshammer den Vorteil der höheren Reproduzierbarkeit. Ferner lässt sich der anzuregende Frequenzbereich besser einstellen, was wiederum zu einem guten Signal-zu-Rausch-Verhältnis beiträgt. Die Impulshammeranregung hat jedoch gegenüber der Shakeranregung den Vorteil, dass die Anregungsstelle schnell und einfach variiert werden kann, wohingegen der Shaker zunächst von der Struktur zu lösen und an anderer Stelle neu anzubinden ist.

3.2 Signalanalyse

Die Signalanalyse stellt eine Vielzahl von Methoden für die Aufbereitung und Analyse von Messsignalen bereit. Diese unterteilen sich in die Analyse im Zeitbereich und im Frequenzbereich.

Einer korrekten Signalanalyse geht eine korrekte Erfassung und Aufbereitung der Messsignale voraus. Dabei bestimmt der zeitliche Verlauf der zu messenden Schwingungen maßgeblich die Wahl

- der Messtechnik (z. B. Sensoren und Verstärker),
- die einzustellenden Parameter zur Datenerfassung (z. B. Abtastfrequenz) und
- der anzuwendenden Methoden für die Signalaufbereitung (z.B. Filterung). [Kut15]

Der zeitliche Verlauf bestimmt auch die Wahl geeigneter Analysemethoden. Werden diese nicht entsprechend der Signalcharakteristik angemessen gewählt, muss der Anwender mit einem „nutzlosen Ergebnis rechnen“ [Grü14]. Beginnend mit einer kurzen Einführung zu den wichtigsten Signalarten und deren Charakteristika wird im Nachgang auf die relevanten Grundlagen der für die Auswertung der Versuche am MAST und der 4-Stempel-Anlage angewandten Methoden der Signalanalyse eingegangen.

3.2.1 Signalarten

Für die Signalanalyse ist die Kenntnis über die Charakteristik eines Signals entscheidend. Abb. 18 gibt einen Überblick über die verschiedenen Signalarten. Nachfolgend werden daraus nur die hier relevanten Signalarten beschrieben.

Signale können grundsätzlich in deterministische und stochastische Signale unterteilt werden. Deterministische Signale sind mathematisch fassbar und in ihrem zeitlichen Verlauf vorhersehbar [Hai06]. Jedem Zeitpunkt t kann über eine mathematische Funktion ein Funktionswert $x(t)$ zugeordnet werden [Kut15]. Zu den deterministischen Signalen zählen u. a. periodische Signale. Deren charakteristisches Merkmal ist die Wiederholung des Funktionsverlaufes nach einer gewissen Periodendauer. Die einfachste Form eines periodischen Signals ist ein harmonisches Signal (siehe Abb. 19a), welches aus Sinus- und Cosinus-Funktionen mit beliebigem Phasenwinkel φ besteht [Kut15]. Deren Darstellung kann in reeller und komplexer Form erfolgen. Die komplexe Form wird beispielsweise wie folgt angegeben [DIN00a]:

$$\underline{x}(t) = \hat{x}e^{j(\omega t + \varphi_0)} \quad (14)$$

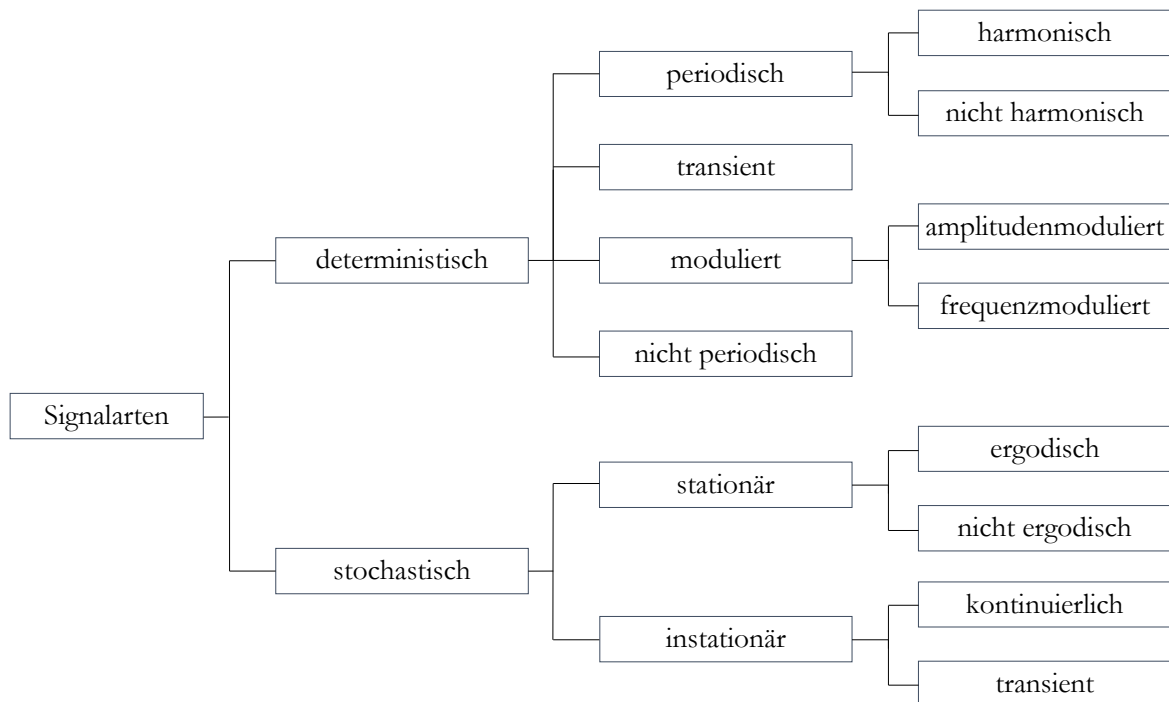


Abb. 18: Signalarten in Anlehnung an die Einteilung von Schwingungen nach deren zeitlichem Verlauf nach DIN 1311-1, entnommen aus [Kut15] und vorliegend angepasst

Ein nichtperiodisches Signal ist beispielsweise das gedämpfte Ausschwingen eines einmal angeschlagenen Pendels [Hai06] (siehe Abb. 19b). Wird das Pendel mehrmals hintereinander angeschlagen, wiederholt sich der Ausschwingvorgang und das Signal kann als periodisch angesehen werden. Der gedämpfte Ausschwingvorgang entspricht zugleich der Charakteristik eines transienten Signals. Transiente Signale beschreiben den Übergang zwischen zwei Zuständen [DIN00a] und sind in ihrer Wirkdauer zeitlich begrenzt [Bra11].

Im Gegensatz zu den deterministischen Signalen können stochastische Signale in keinen formelmäßigen Zusammenhang gebracht werden [Kut15]. Sie sind in ihrem Zeitverlauf nicht vorhersehbar (siehe Abb. 19c) und werden deswegen auch als regellose Signale, Zufallssignale oder als Random-Signale bezeichnet [Kut15]. Zuweilen weisen sie aber wiederkehrende Verhaltensmuster auf [Bra11] und werden aus diesem Grund mittels statistischer Kennwerte beschrieben. Hierzu zählt beispielsweise der Root Mean Square (RMS-Wert). Ein typisches Beispiel für ein stochastisches Signal ist die aus dem Abrollen eines Fahrzeugrades auf der Fahrbahnoberfläche resultierende vertikale Radbeschleunigung [Kut15].

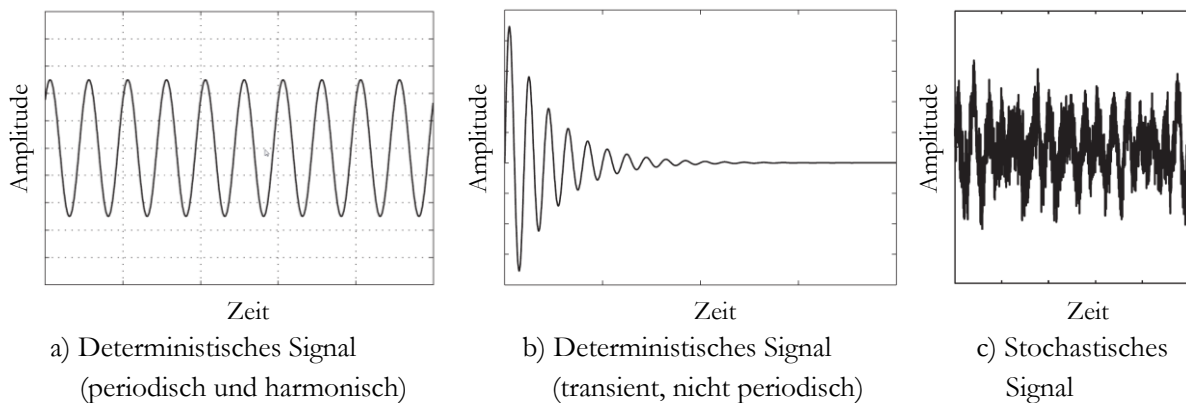


Abb. 19: Schematische Darstellung ausgewählter Signalarten (modifiziert aus [Bra11])

Gelten zu jeder Zeit die gleichen statistischen Kenngrößen, handelt es sich um ein stationäres stochastisches Signal [Hai06]. Im Fall des vorherigen Beispiels ist dies gegeben, wenn das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit über eine sich nicht ändernde Fahrbahnoberfläche fährt. Ändert das Fahrzeug hingegen seine Spur und fährt dabei über ein anderes Fahrprofil, ändern sich auch die statistischen Kenngrößen. Das anfänglich stationäre stochastische Signal geht in ein instationäres Signal über.

Wenn ein stochastisches Signal stationär ist, ist es zumeist auch ergodisch [Bra11] und analytisch zugänglich. Laut BRANDT sind die meisten stochastischen Signale stationär und ergodisch. Die Feststellung der Ergodizität eines Signals bedarf stets der Betrachtung mehrerer gleichartiger Signale. Wenn der zeitliche Mittelwert einer statistischen Kenngröße von einem dieser gleichartigen Signale dem Scharmittelwert aller gleichartigen Signale zu einem ausgewählten Betrachtungszeitpunkt entspricht, dann darf das Signal als ergodisch bezeichnet werden.

In der Praxis können Signale zumeist nicht eindeutig einem streng deterministischen oder stochastischen Verhalten zugeordnet werden. Es kommt vielfach zu Mischformen, wobei von Fall zu Fall der stochastische oder deterministische Anteil überwiegt. [Hai06]

3.2.2 Signalanalyse im Zeitbereich

Nachstehend wird auf die beiden Werte:

- RMS-Wert und
- Min.-Max.-Werte

sowie auf folgende Methoden für die Signalverarbeitung und -analyse im Zeitbereich eingegangen:

- Filterung,
- Integration,
- Kreuzkorrelation.

Für einen ersten schnellen Vergleich zweier Messsignale im Zeitbereich wird zumeist der RMS-Wert x_{RMS} herangezogen. Dieser stellt die Leistung einer physikalischen Wechselgröße als Gleichwert dar. Der RMS-Wert eines abgetasteten, zeitdiskreten Signals $x(n)$ mit $n = 1, 2, \dots, N$ Abtastwerten ist mathematisch wie folgt definiert [Bra11]:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2} \quad (15)$$

Ergänzend zum RMS-Wert werden die gemessenen Min.- und Max.-Werte einer Zeitreihe betrachtet. Deren Analyse erfolgt mittels statistischer Zählverfahren wie beispielsweise der Klassengrenzenüberschreitungszählung und der Rainflow-Zählung (siehe Kapitel 3.4.2). Für eine korrekte Erfassung der Spitzenwerte ist laut BRANDT die Einhaltung des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems nicht ausreichend. Das Theorem besagt, dass die Abtastfrequenz größer zwei Mal der höchsten relevanten Signalfrequenz sein muss, um Aliasing zu vermeiden [Bra11]. BRANDT empfiehlt eine Überabtastung des Signals mit Faktor 10 zur höchsten relevanten Signalfrequenz.

Für gewöhnlich werden Messsignale vor der zeitdiskreten Erfassung gefiltert, damit das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem eingehalten wird. Bei der anschließenden weiteren Analyse wird gegebenenfalls zusätzlich gefiltert. Eine Filterung verstärkt oder schwächt in Abhängigkeit der Frequenz die Amplituden eines Signals und bewirkt eine frequenzabhängige Phasenverschiebung [Kut15]. In folgenden Fällen erfolgt eine Filterung:

- Unterdrücken von Aliasing-Effekten,
- Entfernen von Störsignalen (z. B. elektromagnetische Beeinflussung),
- Beseitigung der Nullpunktverschiebung eines Messsignals. [Kut15]

Filter werden durch den Amplituden- und Phasenfrequenzgang beschrieben und können in Abhängigkeit dessen in folgende Filterfunktionen unterschieden werden [Kut15]:

- Tiefpass: tiefe Frequenzen werden durchgelassen, hohe Frequenzen werden gefiltert,
- Hochpass: hohe Frequenzen werden durchgelassen, tiefe Frequenzen werden gefiltert,
- Bandpass: ein bestimmtes Frequenzband wird durchgelassen (Durchlassbereich), alle anderen Frequenzen werden gesperrt (Sperrbereich).
- Bandsperre: ein bestimmtes Frequenzband wird gesperrt (Sperrbereich), alle anderen Frequenzen werden durchgelassen (Durchlassbereich)

Filter werden in analoge (Hardware-Filter) und digitale Filter (in Software programmierte Filter) unterschieden. Zu den digitalen Filtern gehören u. a. das FIR-Filter (Finite Impulse Response) und das IIR-Filter (Infinite Impulse Response). FIR-Filter haben eine endliche Impulsdauer und weisen keine Rückkopplungen auf, wohingegen die unendliche Impulsantwort eines IIR-Filters aus vorangegangenen Schleifen berechnet wird [Bra11]. In der Schwingungsmesstechnik findet das Butterworth-Filter verbreitete Anwendung. Dieses kann sowohl als analoges als auch digitales Filter implementiert werden und zählt zu den IIR-Filter. Dessen Amplitudenfrequenzgang $|H_B(j\omega)|$ ist für

die Funktion eines Tiefpassfilters exemplarisch in Abb. 20 dargestellt. Daraus kann der Durchlass-, Übergangs- und Sperrbereich entnommen werden.

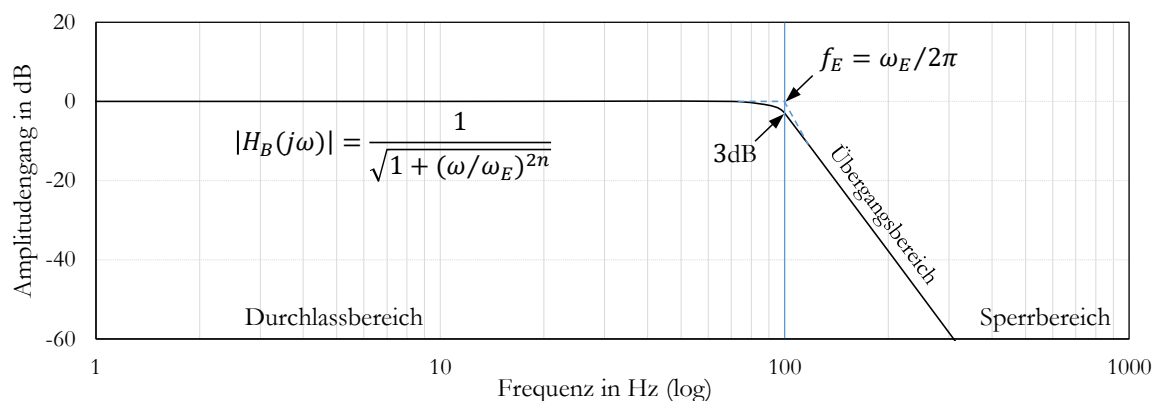


Abb. 20: Amplitudenfrequenzgang Butterworth-Tiefpassfilter 6. Ordnung mit $f_E = 100$ Hz

Idealerweise sollte die Dämpfung des Filters im Durchlassbereich 0 dB und im Sperrbereich unendlich groß sein. Der Übergangsbereich wird bei Auftragung über eine logarithmische Frequenzachse durch eine asymptotisch verlaufende Gerade, der Filterflanke, beschrieben. Deren Steigung wird durch die Filterordnung n bestimmt und beträgt für das Butterworth-Filter -20 dB/Dekade pro Filterordnung [Bra11]. Der Abknickpunkt der Filterflanke wird durch die Filtereckfrequenz f_E bestimmt. Die Filtereckfrequenz stellt die Grenzfrequenz dar, oberhalb oder unterhalb derer in Abhängigkeit von der Filterfunktion die Signale gefiltert werden. Bei dieser Frequenz tritt bereits eine Dämpfung des Signals um ca. 3 dB auf [Kut15]. Entsprechend liegen an diesem Punkt nur noch ca. 70 % des Ausgangssignals von den eigentlich 100 % vor. Es gibt keine idealen Filter, da technisch realisierte Filter keine unendlich steile Filterflanke aufweisen [Kut15].

Nach der Filterung der Messsignale kann eine Integration erfolgen. Diese ist erforderlich, wenn anstatt der gemessenen Beschleunigungen Geschwindigkeiten oder Wege interessieren. Bevor eine Integration des Zeitsignals erfolgt, müssen zwingend quasistatische Signalanteile, die nicht zum eigentlichen Messsignal gehören (z. B. Nullpunktverschiebung) entfernt werden.

Die Integration kann beispielsweise nach der Rechteck- oder Trapezregel erfolgen. Laut BRANDT sind diese Integratoren jedoch unzureichend [Bra11]. Er empfiehlt die Anwendung eines FIR-Hochpassfilters 32. Ordnung mit einer Filtereckfrequenz, die einem Tausendstel der Abtastfrequenz entspricht und eines nachfolgenden IIR-Filters 8. Ordnung, der nach PINTELON und SCHOUKENS in [Pin90] definiert ist.

Abschließend wird für die Analyse im Zeitbereich die Kreuzkorrelation betrachtet. Diese ist ein probates Hilfsmittel, um die Ähnlichkeit zweier Signale $x(t)$ und $y(t)$ und deren Zeitverschiebung zueinander zu bestimmen. Für die Analyse im Zeitbereich eignet sich diese Methode daher besonders gut, da die Messsignale durch die Berechnung der zeitlichen Verschiebung synchronisiert und somit gut miteinander verglichen werden können. Der Vergleich erfolgt zumeist mittels des Kreuzkorrelationskoeffizientens ρ_{yx} , der sich aus der normierten Kreuzkorrelationsfunktion R_{yx} berechnet. Für zwei zeitdiskrete Signale $x(n)$ und $y(n)$ ist der Kreuzkorrelationskoeffizient ρ_{yx} wie folgt definiert (modifiziert aus [Bra11]):

$$\rho_{yx}(k) = \frac{\sum_{n=1}^N x_n y_{n+k}}{\sqrt{\sum_{n=1}^N x_n^2 \sum_{n=1}^N y_n^2}} \quad (16)$$

Der Zähler in (16) drückt aus, dass das Signal $y(n)$ um eine Anzahl von k Abtastpunkten n gegenüber dem Signal $x(n)$ verschoben wird, dann mit $x(n)$ multipliziert und am Schluss über alle Abtastpunkte gemittelt wird. Dies wird für jeden Schritt k wiederholt, sodass im Grunde genommen gesagt werden kann, dass die Funktion $y(n)$ durch die Funktion $x(n)$ durchgeschoben wird und bei jedem Schritt ein Vergleich stattfindet, wie gut die beiden Funktionen miteinander korrelieren. Genau genommen werden umlaufende Signalabschnitte miteinander verglichen [Kut15, Bra11]. Um den Wert des Zählers interpretieren zu können, erfolgt eine Normierung auf die Effektivwerte der einzelnen Signale. Daraus ergibt sich der Kreuzkorrelationskoeffizient ρ_{yx} , für den folgende Fälle unterschieden werden:

- $\rho_{yx} = 1 \rightarrow$ beide Signale ähneln sich eins zu eins (Autokorrelation),
- $\rho_{yx} = -1 \rightarrow$ beide Signale sind gleich, aber gegenphasig,
- $\rho_{yx} = 0 \rightarrow$ die Signale sind unkorreliert (keine Übereinstimmung zu keinem Schritt k),

Bei Kreuzkorrelationskoeffizienten von kleiner als ca. 0,3 wird in der Praxis zumeist von einer geringen Korrelation gesprochen, ab ca. 0,5 von einer guten und bei Werten ab ca. 0,8 von einer hohen Korrelation. Die vorstehend genannten Werte sind Erfahrungswerte.

Vollständigkeitshalber sei abschließend das Pendant der Kreuzkorrelationsfunktion, die Autokorrelationsfunktion R_{xx} oder R_{yy} erwähnt. Dabei wird ein Signal mit einer verschobenen Version ihrer selbst verglichen. Mittels den Korrelationsfunktionen R_{xx}/R_{yy} und R_{yx} können die Kohärenz und die Übertragungsfunktion zwischen zwei oder mehreren Signalen berechnet werden.

3.2.3 Signalanalyse im Frequenzbereich

Nachstehend wird auf folgende Methoden für die Signalanalyse im Frequenzbereich eingegangen:

- kontinuierliche Fourier-Transformation (FT),
- diskrete Fourier-Transformation (DFT),
- schnelle Fourier-Transformation (FFT),
- Leistungsdichtespektrum (PSD),
- Kohärenz.

Die Fourier-Analyse stellt die Basis für jegliche Analysen im Frequenzbereich dar. Sie ermöglicht, zeitabhängige Schwingungsdaten in den Frequenzbereich zu überführen und damit festzustellen, aus welchen Frequenzen sich das zu analysierende Signal zusammensetzt. Sie beruht auf dem Grundgedanken, dass Zeitsignale durch eine Vielzahl von Sinus- und Cosinus-Schwingungen angenähert werden können. Zur Fourier-Analyse gehören die Varianten der FT, DFT und FFT.

Für zeitkontinuierliche, nicht periodische und theoretisch bis ins Unendliche reichende Signale, ist die kontinuierliche Fourier-Transformation anzuwenden. Diese ist wie folgt definiert [Bra11]:

$$\mathcal{F}(x(t)) = X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cos(2\pi ft) dt - j \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \sin(2\pi ft) dt \quad (17)$$

Das Ergebnis der Fourier-Transformation sagt aus, wie stark das Messsignal mit der Frequenz der multiplizierten Sinus- und Cosinus-Schwingungen korreliert. Der Sinus-Term gibt den Imaginärteil und der Cosinus-Term den Realteil der Korrelation an. Da es sich hierbei um ein zeitkontinuierliches Signal handelt, ist die Fourier-Transformierte $X(f)$ für jede Frequenz f definiert. In der Praxis liegen durch die Abtastung vielfach zeitdiskrete Zeitsignale $x(n)$ aus n Abtastwerten vor, sodass eine Integration für die Transformation in den Frequenzbereich nicht möglich ist. Hier kommt die DFT zur Anwendung, die wie folgt definiert ist [Bra11]:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi kn/N} \quad (18)$$

Die Anzahl von N zusammengefassten Abtastpunkten n wird Blocklänge genannt. Jeder Wert $X(k)$ wird einer Frequenzlinie $k = 0, 1, \dots, N-1$ zugewiesen.

Die FFT berechnet sich nach der Formel der DFT, nutzt jedoch die Symmetrie des Exponentialterms für eine schnellere Berechnung aus. Hierfür besteht die Blocklänge aus 2^p Abtastpunkten mit $p \in \mathbb{Z}$. Heute existieren optimierte Formen der FFT, die auch mit einer beliebigen Blocklänge eine schnelle Transformation in den Frequenzbereich ermöglichen [Bra11]. Dabei geht die DFT/FFT grundsätzlich von periodischen Signalen aus, die beliebig oft wiederholt werden können ohne, dass es zwischen den Wiederholungen zu einem Versatz der Funktionswerte kommt. Das heißt, es wird davon ausgegangen, dass das Signal nach dem letzten Wert so an den Blockanfang anschließt, dass die Funktionswerte und deren Ableitung von benachbarten Blöcken den gleichen Wert annehmen. In der Realität wird das Signal jedoch meist inmitten einer Schwingung durch die Blockgröße abgeschnitten. Es kommt zum Leck-Effekt, der dazu führt, dass das Signal nicht in seiner Ursprungsform periodisch fortgesetzt wird, sondern neue Sinus- und Cosinus-Schwingungen entstehen, die die eigentlichen Maxima im Frequenzspektrum aufweiten. Um diesem zu begegnen, werden Fensterfunktionen eingesetzt. Das bekannteste und am besten für die Analyse von stochastischen Schwingungen geeignete Fenster ist das Hanning-Fenster [Bra11]. Dieses schwächt die Amplituden zu beiden Seiten der Blocklänge mit einer \cos^2 -Funktion bis auf null ab, sodass bei periodischer Fortsetzung des Signals, wie es im FFT-Algorithmus angenommen wird, das Signal ohne Versatz der Funktionswerte wiederholt werden kann. Durch die Abschwächung gehen Informationen des Signals verloren, die bei der Überführung in den Frequenzbereich zu einer niedrigeren Amplitude als der eigentlichen führen. Um diesem wiederum zu begegnen, werden die Amplituden korrigiert.

Für die Analyse von stochastischen Signalen im Frequenzbereich wird anstelle der DFT/FFT die Anwendung von Leistungsdichtespektren (PSD) empfohlen [Bra11]. Grund hierfür ist, dass sich stochastische Signale im Gegensatz zu periodischen Signalen aus einer Vielzahl von Schwingungen unterschiedlicher Frequenz zusammensetzen. Somit ist es nicht zielführend, die Amplitude oder den RMS-Wert für jede einzelne Frequenz darzustellen [Bra11]. Der Frequenzinhalt eines stochas-

tischen Signals kann besser anhand einer Dichtefunktion abgebildet werden, als durch die Darstellung der Amplituden über einzelne, diskrete Frequenzen. Das PSD gibt an, wie viel Leistung die einzelnen Frequenzen des Signals zum Gesamtsignal beisteuern [Zel12].

Im eigentlichen Sinn wird ein PSD nicht berechnet, sondern abgeschätzt. Ein weit verbreiteter Schätzer ist die Methode nach WELCH [Bra11]. Diese basiert auf der Mittelung von kurzen und mit einer Fensterfunktion gewichteten Periodogrammen und stellt damit im Grunde genommen eine optimierte Form des Periodogramms dar, denn auch das Periodogramm ist ein Schätzer für die Abschätzung eines PSD. Nach der WELCH's-Methode wird ein PSD wie folgt abgeschätzt [Bra11]:

$$PSD(k) = G_{xx}^W(k) = \frac{S_P}{M} \sum_{m=1}^M |X_m(k)|^2 \quad (19)$$

mit

$$X_m(k) = DFT[x_m(n) w(n)] = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) w(n) e^{-j2\pi kn/N} \quad (20)$$

Das abgetastete Zeitsignal $x(n)$ wird in $m = 1, 2, \dots, M$ Segmente unterteilt. Dabei überlappen sich die einzelnen Segmente m zumeist um 50 %. Die sich überlappenden Segmente werden mit einer Fensterfunktion $w(n)$ multipliziert. Die mit der Fensterfunktion gewichteten Segmente m werden einer DFT/FFT unterzogen. Das Ergebnis sind $m = 1, 2, \dots, M$ DFT-/FFT-Diagramme $X_m(k)$ (siehe (20)). Im Anschluss wird die von der DFT für jede Frequenzlinie k berechnete Amplitude quadriert. Die quadrierte Amplitude einer Frequenzlinie eines Periodogramms wird mit ihren Pendanten der anderen $M-1$ Periodogramme gemittelt. Dies erfolgt entsprechend für alle Frequenzlinien $k = 0, 1, \dots, N-1$ (siehe (19)). Das Ergebnis ist das PSD. S_P stellt einen Skalierungsfaktor für die PSD-Abschätzung dar [Bra11].

Abb. 21 zeigt exemplarisch das PSD eines gemessenen Beschleunigungszeitsignals. Beim PSD wird neben der Bewertung des Kurvenverlaufes (der einzelnen Peaks) auch die Fläche unter der Kurve bewertet (exemplarisch markierter Bereich von 600-1400 Hz in Abb. 21). Die Fläche unter der Kurve entspricht dem quadrierten RMS-Wert des Zeitsignals im entsprechend betrachteten Frequenzbereich [Bra11].

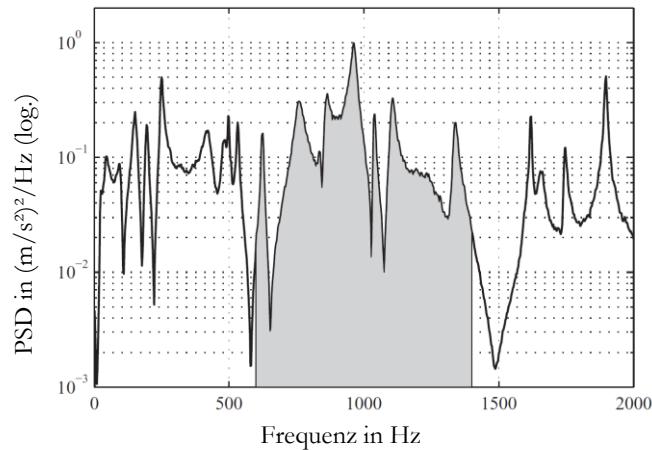


Abb. 21: Beispiel für ein PSD einer Beschleunigungsmessung (modifiziert aus [Bra11])

Abschließend zur Signalanalyse im Frequenzbereich wird die Kohärenz bzw. die Kohärenzfunktion beschrieben. Die Kohärenz γ^2_{yx} drückt aus, wie stark zwei Signale $x(t)$ und $y(t)$ voneinander abhängen [Zel12]. In anderen Worten ausgedrückt, ist die Kohärenz ein Maß für den linearen Zusammenhang zwischen zwei oder mehreren Signalen [Bra11]. In der experimentellen Modalanalyse ist die Kohärenz ein wichtiges Kriterium, um die Qualität einer Messung zu beurteilen. Die Basis für die Berechnung der Kohärenz zwischen zwei zeitdiskret abgetasteten Signalen $x(n)$ und $y(n)$ stellen die Autokorrelationsfunktionen R_{xx} und R_{yy} und die Kreuzkorrelationsfunktion R_{yx} dar. Diese werden mittels der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt, sodass die doppelseitigen Autoleistungsdichtespektren S_{xx} und S_{yy} sowie das doppelseitige Kreuzleistungsdichtespektrum S_{yx} berechnet werden. Über den Zusammenhang

$$2S_{xx} = G_{xx} \quad \text{und} \quad 2S_{yy} = G_{yy} \quad \text{und} \quad 2S_{yx} = G_{yx} \quad (21)$$

werden die einseitigen Autoleistungsdichtespektren G_{xx} und G_{yy} sowie das einseitige Kreuzleistungsdichtespektrum G_{yx} berechnet. Aus diesen Spektren ergibt sich die Kohärenz zu [Bra11]:

$$\gamma^2_{yx} = \frac{|G_{yx}|^2}{G_{xx} * G_{yy}} \quad (22)$$

Die Kohärenz kann nur Werte zwischen null und eins annehmen. Ist sie null, besteht zwischen den miteinander verglichenen Signalen kein linearer Zusammenhang. Bei vollständiger linearer Abhängigkeit ergibt sich die Kohärenz zu eins. Für die Beurteilung, wie stark die Kohärenz ausgeprägt ist, gelten die gleichen Werte wie für die Kreuzkorrelation (siehe Kapitel 3.2.2).

3.3 Prüfstandstechnik

In diesem Kapitel werden

- der Aufbau und die Funktionsweise,
- die Kenn- Leistungsdaten,
- die Ansteuersignale,
- die iterativ lernende Regelung und
- die Kriterien für die Bewertung der Iterationsgüte

der vorliegend zu untersuchenden Prüfstände eines mehraxial anregenden Schwingtisches (MAST) und einer 4-Stempel-Anlage beschrieben. Beide Prüfstände zählen zu den servohydraulischen Prüfständen, deren Entwicklung in den 1960iger Jahren begann [Awa07, Hai06]. Bereits in den darauffolgenden Jahren erfolgte deren Einsatz für die Überprüfung der Dauer- und Zeitfestigkeit und der damit verbundenen Untersuchung von schwingbruchkritischen Schwachstellen am Fahrzeug und dessen Anbauteilen [Awa07, Hai06, Sch08].

Mehraxial anregende Schwingtische verfügen über ein breites Spektrum an verschiedenen Bauweisen und Konfigurationen. Aus diesem Grund fokussiert sich die Darstellung des Prüfstandes und dessen Kenn- und Leistungsdaten auf den vorliegend eingesetzten MAST 353.20S des Herstellers MTS Systems Corporation.

In Analogie zum MAST konzentriert sich auch die Beschreibung der 4-Stempel-Anlage auf die vorliegend eingesetzten zwei baugleichen Anlagen des Herstellers AIP & Ko. KG und einer dritten 4-Stempel-Anlage, bei der die Regelelektronik der Firma Inova GmbH zum Einsatz kommt. Die drei 4-Stempel-Anlagen und der MAST entsprechen dem Stand der Technik.

Das Nachfahren von im Fahrversuch gemessenen Beschleunigungen gehört beim MAST und der 4-Stempel-Anlage zu der am weitesten verbreiteten Prüfstrategie. Diese erfordert bei servohydraulischen Prüfanlagen eine iterativ lernende Regelung [Koc11]. Ursache ist das nichtlineare Verhalten des Prüfstandes und des Versuchsaufbaus, welches dazu führt, dass die Ist-Signale nicht gleich im ersten Nachfahrversuch mit den vorgegebenen Signalen übereinstimmen. Die Prüfstandssoftware lernt in einem iterativen Prozess, wie das Stellsignal für die Hydraulikzylinder einzustellen ist, so dass eine ausreichende Nachfahrgüte gewährleistet werden kann. Da das Grundprinzip der iterativ lernenden Regelung sowohl an der 4-Stempel-Anlage als auch am MAST gleich ist, erfolgt dessen Beschreibung im Unterkapitel 3.3.3.

3.3.1 Mehraxial anregender Schwingtisch

Der mehraxial anregende Schwingtisch (MAST) gehört zu den Komponentenprüfständen, auf dem Nachfahrversuche von im Fahrversuch gemessenen Beschleunigungszeitverläufen und synthetischen Anregungsprofilen durchgeführt werden. Wie der Name bereits besagt, wird ein Prüftisch über mehrere Hydraulikzylinder in mehreren Richtungen zeitgleich translatorisch und rotatorisch in Bewegung versetzt. Auf dem Prüftisch befindet sich das zu prüfende Bauteil in einem Prüfersatzaufbau.

Der MAST wird primär für die Replikation von Schwingungsphänomenen eingesetzt [MTS18]. Zu den am weitesten verbreiteten Konzepten gehören das hexapodische (siehe Abb. 22) und das orthogonale Konzept (siehe Abb. 23).

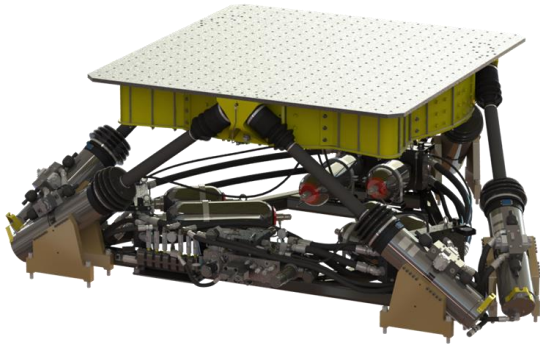


Abb. 22: Hexapodisches Konzept MAST 353.20S [MTS18]



Abb. 23: Orthogonales Konzept MAST 323.20 [MTS18]

Beide Konzepte sind in der Lage, das zu prüfende Bauteil zeitgleich einer translatorischen und rotatorischen Bewegung auszusetzen. Dadurch kann das Bauteil in bis zu sechs Freiheitsgraden angeregt werden.

Für die Prüfung muss das zu prüfende Bauteil aus seiner ursprünglichen Einbausituation herausgelöst und in einen Prüfersatzaufbau montiert werden. Der Prüfersatzaufbau wird auf dem Prüftisch befestigt und durch die flächige Auflage und Befestigung in seiner Gesamtheit belastet. Dadurch kann sich der Prüfersatzaufbau nicht global verformen. In Tabelle 5 sind ausgewählte Kenn- und Leistungsdaten des vorliegend eingesetzten MAST aufgeführt. Weitere Details zur verwendeten Versuchstechnik sind dem Prüfstandsdatenblatt des Herstellers [MTS18] zu entnehmen.

Tabelle 5: Kenn- und Leistungsdaten des MAST 353.20S [MTS18]

Tischgröße	2,2m x 2,2m
max. Nutzlast	1000 kg
Anregungsfrequenz (bei max. Nutzlast)	0,8-80 Hz
max. longitudinale Verschiebung	±125 mm
max. laterale Verschiebung	±110 mm
max. vertikale Verschiebung	±140 mm
max. longitudinale Beschleunigung (bei max. Nutzlast)	8,1 g
max. laterale Beschleunigung (bei max. Nutzlast)	8,8 g
max. vertikale Beschleunigung (bei max. Nutzlast)	8,8 g
Wankwinkel	±8°
Nickwinkel	±7°
Gierwinkel	±5,5°

Als Anregungsdaten dienen zumeist die im Fahrversuch gemessenen Beschleunigungen an den Fußpunkten des zu prüfenden Bauteils. Unter Fußpunkte sind die Stellen an der Karosserie bzw. am Prüfersatzaufbau zu verstehen, die möglichst nah zu den Anbindungsstellen des zu prüfenden

Bauteils liegen. Neben dem Nachfahren von Beschleunigungen ist die Steuerungssoftware des MAST durch einen integrierten Funktionsgenerator in der Lage, deterministische Anregungsprofile wie beispielsweise einen Sinus-Sweep zu generieren und nachzufahren. Darüber hinaus sind auch Rauschanregungen, wie sie an elektrodynamischen Shakern praktiziert werden, möglich. Ferner können auch Dehnungszeitsignale nachgefahren werden.

Die untere Anregungsfrequenz wird beim Nachfahren von Beschleunigungen durch die immer größer werdenden Zylinderwege mit kleiner werdender Frequenz und durch die Messgrenze der verwendeten Beschleunigungssensoren eingeschränkt. In der Praxis werden die nachzufahrenden Beschleunigungen daher meist im Bereich 1-3 Hz hochpassgefiltert. Die obere Anregungsfrequenz wird in Abhängigkeit des für relevant erachteten Frequenzbereiches festgelegt. Technisch gesehen sind Anregungen bis 80 Hz möglich. Die Erfahrung zeigt jedoch, dass nicht vermeidbare Resonanzen im Versuchsaufbau die obere Anregungsfrequenz begrenzen.

Darüber hinaus ist eine zeitgleiche Prüfung mehrerer Prüfteile möglich. Erfolgt diese unter Einbezug der rotatorischen Freiheitsgrade, ist der Abstand der Prüfteile und Kontrollsensoren zum Koordinatenursprung des Schwingtisches für die Vorgabe der Target-Signale (vorgegebene Beschleunigungszeitsignale, auf die iterativ zu regeln ist) zu berücksichtigen. Werden größere Prüfaufbauten wie Teilkarosserien verwendet, in denen sich mehrere Fahrzeugkomponenten befinden, dann ist die zeitgleiche Prüfung derer möglich.

3.3.2 4-Stempel-Anlage

Die 4-Stempel-Anlage ist ein Gesamtfahrzeugprüfstand, auf dem Nachfahrversuche von Straßenprofilen und synthetischen Anregungsprofilen durchgeführt werden, um die Bewegungen eines Gesamtfahrzeuges für verschiedene Analyse Zwecke nachzustellen. Dabei ist das Einsatzgebiet vielfältig. Es können Vibrations-, Störgeräusch- und Schwingungskomfortuntersuchungen durchgeführt werden. Des Weiteren wird der Prüfstand auch für Dauerlauf- und Funktionserprobungen sowie zur Ermittlung von Eigenfrequenzen, Übertragungsfunktionen und modalen Kennwerten von Fahrzeugen eingesetzt. Abb. 24 zeigt eine schematische Darstellung der 4-Stempel-Anlage einschließlich des im gesonderten Kapitel 3.3.3 erläuterten PID-Regelkreises der iterativ lernenden Regelung.

Die Krafteinleitung der 4-Stempel-Anlage erfolgt analog zur Straßenfahrt über Reifen und Fahrwerk in die Karosserie [Koc11]. Hierfür stehen die Räder auf Radaufstandstellern, die von Hydraulikzylindern angetrieben werden. Die Anregung durch die Hydraulikzylinder erfolgt für jedes Rad gesondert und ausschließlich in vertikaler Richtung. Durch eine phasenversetzte Bewegung der Zylinder vorne zu hinten sowie links zu rechts kommt es zu Kippmomenten, wodurch auch indirekt Bewegungen des Fahrzeuges in x- und y-Richtung angeregt werden.

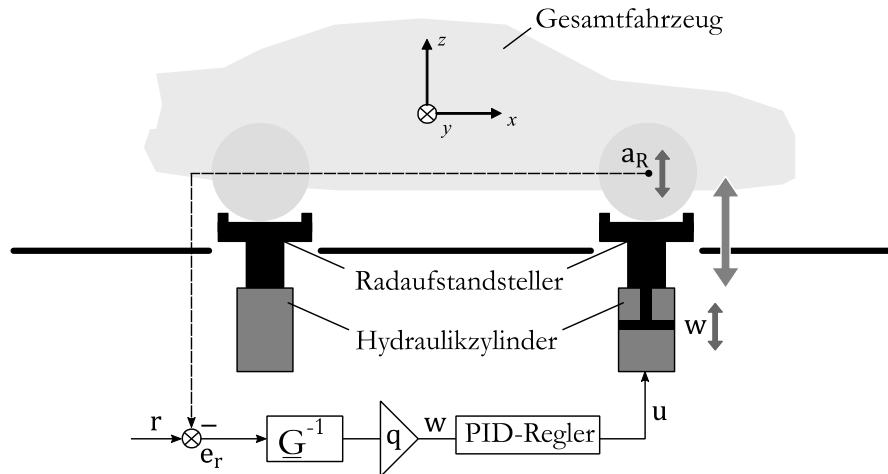


Abb. 24: Schematische Darstellung einer 4-Stempel-Anlage einschließlich des PID-Regelkreises (modifiziert aus [Moo09])

Für die Prüfung verschiedener Fahrzeugtypen können Radstand und Spurweite über eine Verstellereinheit an den Hydraulikzylindern eingestellt werden. Tabelle 6 gibt eine Übersicht über ausgewählte Kenn- und Leistungsdaten der vorliegend eingesetzten drei 4-Stempel-Anlagen.

Tabelle 6: Kenn- und Leistungsdaten der eingesetzten 4-Stempel-Anlagen 1-3

	4-Stempel-Anlage 1	4-Stempel-Anlage 2 4-Stempel-Anlage 3
Regelelektronik	[MAK15]	[AIP06]
Firma	Inova GmbH	Beckhoff Automation GmbH & Co. KG
Name	EU3000	C6240-0010
Reglertyp	PID	PID
Frequenzbereich	0,1-170 Hz	0,1-100 Hz
Hydraulikzylinder	[MAK15], [NAC11]	[AIP06]
Kolbenstangendurchmesser	80 mm	80 mm
max. Kolbengeschwindigkeit	2,6 m/s	4 m/s
Kraftvektor (statisch)	40 kN	55 kN
max. Verfahrweg	± 125 mm	± 150 mm
Pumpenaggregate	[MAK15]	[AIP06]
Anzahl	3	7
Betriebsdruck	280 bar	280 bar
Leistung pro Pumpe	55 kW	45 kW
Fördervolumen pro Zylinder	90 l/min bei 280 bar	90 l/min bei 280 bar
Servoventile	[MOO14]	[MOO04]
Anzahl der Stufen	2	3
Nennvolumenstrom	63 l/min bei 70 bar	400 l/min bei 35 bar
Servoventile pro Zylinder	2	1
Stellzeit für 0-100 % Hub	16 ms	4 bis 12 ms ²¹

²¹ abhängig vom Vorsteuerventil

Konventionelle 4-Stempel-Anlagen verfügen ausschließlich über vertikal anregende Hydraulikzylinder, bei denen kein Antrieb der Räder erfolgt. Neuentwicklungen der vergangenen Jahre förderten Konzepte der 4-Stempel-Anlage zu Tage, die einen zum Fahrbetrieb analogen Antrieb der Räder und damit eine Übertragung von längsdynamischen Kräften in das Fahrwerk und den Antriebsstrang ermöglichen. Hierzu gehört beispielsweise der gepulste Flachbahnprüfstand der Firma AIP & Ko. KG. Vorliegend werden konventionelle 4-Stempel-Anlagen betrachtet, bei denen die Räder auf den Radaufstandstellern still stehen. Die nicht rotierenden Räder haben den Nachteil, eines sich zum Fahrbetrieb veränderten Eigenschwingungsverhaltens der Räder, sprich deren Eigenfrequenzen. Die Radeigenfrequenzen beschreiben das systemimmanente Schwingungsverhalten des Schwingungssystems aus Rad, Radträger einschließlich Bremssattel, anteilig Spur- und Lenkstange sowie Längs- und Querlenker und Stoßdämpfer und Fahrwerksfeder. Dies kann zu veränderten Lasteinträgen in die Karosserie führen.

Zumeist wird das Fahrzeug auf der 4-Stempel-Anlage nicht gefesselt, damit sich das gleiche Bewegungsverhalten des Fahrzeuges wie auf den Referenzstrecken ausprägt. Unter einer Fesselung ist die Fixierung des Fahrzeuges beispielsweise über Seile, Ketten oder Stützholme mit einem umgebenden, sich nicht mitbewegenden Befestigungspunkt zu verstehen. Damit wird verhindert, dass das Fahrzeug von den Radaufstandstellern in den Prüfstandsschacht gleitet.

Die 4-Stempel-Anlage ist in der Lage, eine Vielzahl von Ansteuersignalen von verschiedenen Positionen am Fahrzeug nachzufahren. Hierzu gehören analog dem MAST deterministische Anregungsprofile wie Sinus-Sweep, Dreieckprofile und Rechteckprofile. Darüber hinaus sind auch stochastische Anregungsprofile wie z.B. Straßenprofile möglich. Durch definierte Phasenlagen zwischen den Zylindern können gezielte Verformungs- und Bewegungszustände des Fahrzeuges hervorgerufen werden.

Für das Nachfahren von Straßenprofilen werden typischerweise die an den Radträgern gemessenen vertikalen Beschleunigungen verwendet. Neben den Radträgerbeschleunigungen können auch Federbeindomkräfte und -beschleunigungen, Dämpferwege, Sitzschienenkräfte und -beschleunigungen wie auch Dehnungen etc. in die iterativ lernende Regelung einbezogen werden. Darüber hinaus kann die Prüfstandssoftware der 4-Stempel-Anlage auch digitalisierte Fahrbahnprofile weggeregelt nachfahren.

Laut dem Datenblatt einer der vorliegend eingesetzten 4-Stempel-Anlagen können 4-Stempel-Anlagen bis in den quasistatischen Bereich von ca. 0,1 Hz anregen [AIP06]. Dies gelingt vor allem dann gut, wenn Kräfte oder Wege iterativ geregelt werden.

Bei der iterativen Regelung von Beschleunigungen wird die untere Anregungsfrequenz durch die immer größer werdenden Zylinderwege mit kleiner werdender Anregungsfrequenz begrenzt. Darüber hinaus bestimmt auch die Messgrenze der verwendeten Beschleunigungssensoren die minimal mögliche Anregungsfrequenz. Bei piezoelektrischen Beschleunigungssensoren liegt diese zumeist bei 2 Hz [KIS15]. Werden kapazitive Beschleunigungssensoren verwendet, kann bis in den statischen Bereich gemessen werden [ASC18].

Die obere Anregungsfrequenz einer 4-Stempel-Anlage hängt von mehreren Aspekten ab. Hierzu zählen beispielsweise die verwendeten Servoventile und deren Übertragungsverhalten sowie die

Eigenfrequenzen der Hydraulikzylinder. Laut [AIP06, MAK15] liegt die obere Systemgrenze heutiger 4-Stempel-Anlagen im Bereich 100-170 Hz. Je nach Prüfstands Aufbau und -charakteristik liegen die ersten Eigenfrequenzen der Hydraulikzylinder bei ca. 100 Hz [MAK15]. Erfahrungsgemäß nimmt bei PID-geregelten Hydraulikzylindern die Nachfahrgüte mit steigender Frequenz ab. Im Bereich der Betriebsfestigkeit werden die Ansteuersignale meist auf 40-60 Hz tiefpassgefiltert, weil sich der maximale Leistungsinhalt vieler Straßenprofile bis ca. 30 Hz erstreckt [Hei07].

3.3.3 Iterativ lernende Regelung

Die iterativ lernende Regelung beschreibt einen sukzessiven Prozess, in dem die Prüfstandssoftware die Stellsignale für die Hydraulikzylinder Stück für Stück so anpasst, dass die an den Referenzstellen gemessenen Beschleunigungen (Ist-Signale) denen der Vorgabe (Target-Signale) entsprechen [Moo09].

Grundsätzlich wird zwischen einer Online-Regelung und einer Offline-Regelung unterschieden. Vorliegend wird nur die Offline-Regelung betrachtet, bei der die Target-Signale im Gegensatz zur Online-Regelung vor dem Prüflauf iterativ geregelt werden. Abb. 25 veranschaulicht den Iterationsprozess. Ergänzend dazu ist in Abb. 24 die Regelstrecke als Beispiel für die 4-Stempel-Anlage dargestellt. Die Beschreibung des Iterationsprozesses erfolgt vereinfacht anhand eines vorgegebenen Beschleunigungszeitsignals an einem Hydraulikzylinder.

Die Basis der iterativ lernenden Regelung bildet eine Systemidentifikation, bei der das Übertragungsverhalten

- zwischen den Hydraulikzylindern und den Regelstellen am Versuchsaufbau,
- den Hydraulikzylindern untereinander und
- den Regelstellen untereinander

identifiziert wird. Dies erfolgt mit Hilfe einer Rauschanregung an jedem der Hydraulikzylinder. Am MAST wird hierfür meist im niederfrequenten Bereich ein Weißes Rauschen²² und im höherfrequenten Bereich ein Rosa Rauschen²³ aufgegeben. Die daraus resultierende Übertragungsmatrix \mathbf{G} wird invertiert \mathbf{G}^{-1} und stellt das Systemmodell dar. Anhand des Systemmodells und dem Target-Signal \mathbf{r} wird eine erste Schätzung \mathbf{w}_1 für das Command-Signal berechnet. Hierfür wird das Target-Signal \mathbf{r} mit dem inversen Systemmodell \mathbf{G}^{-1} und einem Faktor \mathbf{q} , der die Amplituden des abgeschätzten Signals für den Zylinderweg abschwächt, multipliziert (siehe (23)) [Koc11]:

$$\mathbf{w}_1 = \mathbf{G}^{-1} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{q} \quad (23)$$

²² Ein Weißes Rauschen ist ein Rauschen mit einer konstanten Leistungsdichte in einem bestimmten Frequenzbereich.

²³ Ein Rosa Rauschen ist ein Rauschen dessen Leistungsdichte meist im Verhältnis $1/f$ mit steigender Frequenz abnimmt.

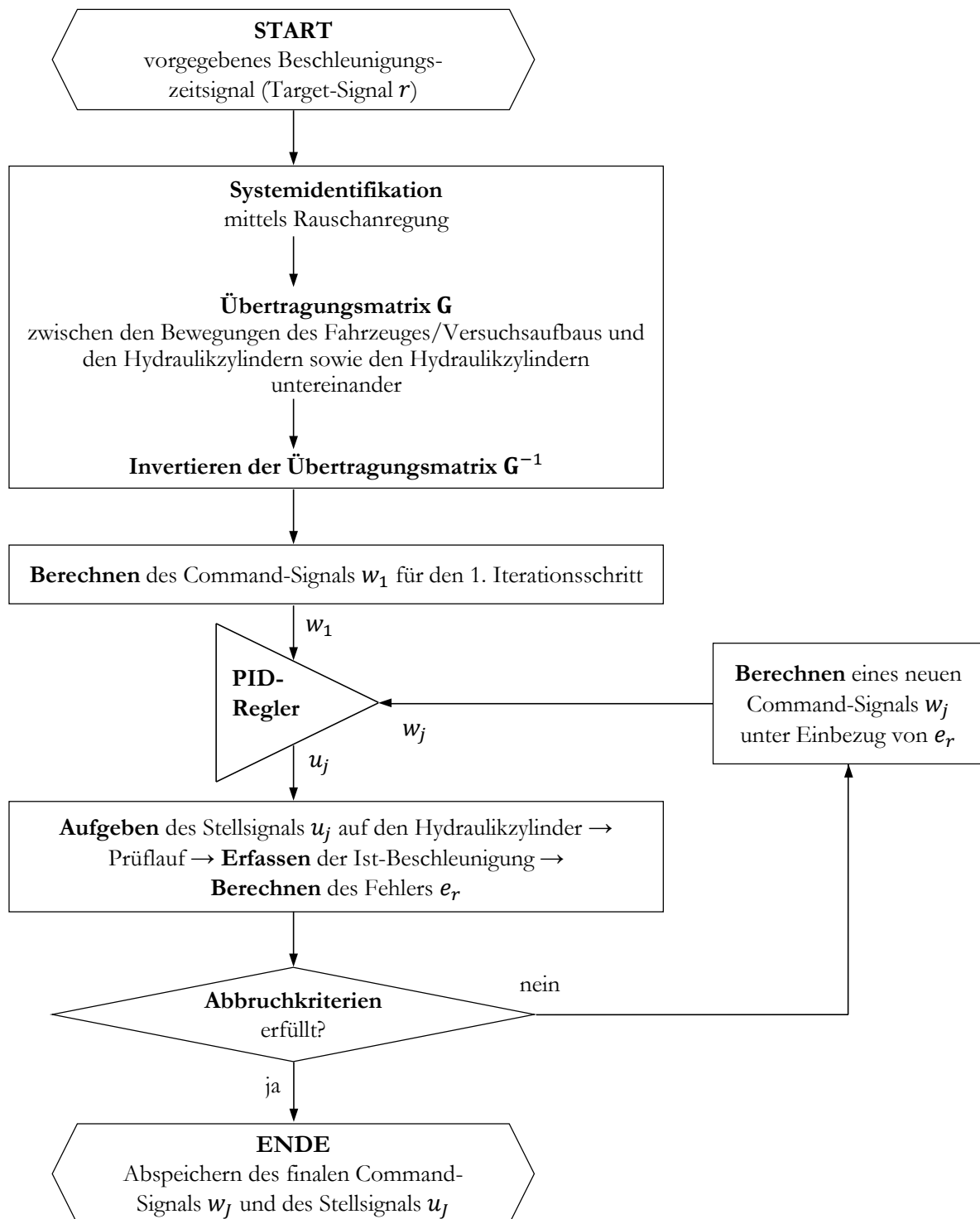


Abb. 25: Flussdiagramm der iterativ lernenden Regelung

Grund für die notwendige Abschwächung sind Ungenauigkeiten im Systemmodell, die auf Nichtlinearitäten in der Regelstrecke zurückzuführen sind. Mittels des PID-Reglers wird dann das Stell-signal u für das Servoventil berechnet. Dieses reguliert den Ölstrom und der Hydraulikzylinder führt in der Folge eine Bewegung aus. Die Beschleunigung (siehe a_R in Abb. 24) wird am Kon-trollsensor gemessen und mit dem Target-Signal r verglichen. Nach Ende des ersten Versuchslau-fes wird im nächsten Schritt $j+1$ aus der vorangegangenen Messung j , dem inversen Systemmodell

\mathbf{G}^{-1} und der Abweichung e_r zwischen Target-Signal r und Ist-Signal a_R ein neues Command-Signal w_{j+1} wie folgt berechnet [Koc11]:

$$w_{j+1} = w_j + \mathbf{G}^{-1} \cdot e_r \cdot q \quad (24)$$

Dieser Vorgang wird so lange wiederholt, bis ein oder mehrere Abbruchkriterien erreicht werden. Die Abbruchkriterien dienen der Bewertung der Iterationsgüte. Gängige Kriterien in der Praxis sind:

- RMS-Fehler (e_{RMS}) $< 10 \%$,
- PSD-Fehler (e_{PSD}) $< 10 \%$,
- das Erreichen einer Grenzzahl an Iterationsschritten (z. B. $j < 24$).

Vorliegend wird die Bewertung der Iterationsgüte auf Basis von eigenen Erfahrungswerten um folgende Kriterien erweitert:

- Kreuzkorrelationskoeffizient zwischen Target- und Ist-Signal $> 0,6$,
- Differenz der Min.- und Max.-Werte zwischen Target- und Ist-Signal $< 5 \%$.

Diese gelten allgemein für die Bewertung der Iterationsgüte für servohydraulische Prüfanlagen. In der Praxis gibt es vielfach keine stringenten Kriterien für die Bewertung der Abweichung zwischen Target- und Ist-Signal. Die Bewertung dessen liegt zumeist im Ermessen der den Versuch durchführenden Person und dem Fokus der Prüfung. Die vorstehend genannten Werte gelten somit als Richtwerte für die Bewertung der Iterations- bzw. Nachfahrergüte.

3.4 Betriebsfestigkeit

ERNST GÄBNER definierte gegen Ende der dreißiger Jahre des 20. Jahrhunderts den Begriff Betriebsfestigkeit als das Festigkeitsverhalten einer Konstruktion unter sich zeitlich veränderlichen Betriebsbelastungen [Gaß39]. Dabei besteht die Maßgabe, die während des Betriebes auftretenden Belastungen unter Einbezug von Einflüssen aus der Umgebung, der Fertigung, der Formgebung und dem Werkstoff für die vorgesehene Nutzungsdauer schadenfrei zu ertragen [Koe67]. Diese Definition geht über die bis dahin bekannte Betrachtung der Dauer- oder Zeitfestigkeit (Begriffsdefinition siehe Kapitel 3.4.1) nach AUGUST WÖHLER für die Bauteilbemessung hinaus. Die Definition der Betriebsfestigkeit nach ERNST GÄBNER erlangte in den darauffolgenden Jahren des 20. Jahrhunderts breite Anerkennung im Straßen- und Schienenfahrzeugbau [Koe67] und bildet die Grundlage für eine sichere und zugleich wirtschaftliche Auslegung schwingbeanspruchter Konstruktionen [Hai06]. Das heutige Verständnis für Betriebsfestigkeit umfasst nicht nur die einst nach ERNST GÄBNER definierten, zeitlich veränderlichen Betriebsbelastungen, sondern auch [Son08]:

- Sonderbelastungen,
- Missbrauchsbelastungen,
- Kriechbelastungen und
- Belastungen aus Reibprozessen (Verschleiß).

Im Fahrzeugbau werden für die betriebsfeste Bauteilauslegung- und Absicherung die auftretenden Belastungen in die drei Kategorien: Betriebs-, Sonderereignis- und Missbrauchslasten unterteilt [Gru88, Krü00]. Dabei gelten für die einzelnen Kategorien unterschiedliche Anforderungen. Betriebs- und Sonderereignislasten treten während des regulären Gebrauchs eines Fahrzeuges auf und müssen entsprechend der geforderten Lebensdauer schadenfrei ertragen werden. Dabei dürfen sie weder zu einer Funktionsbeeinträchtigung noch zu einer Reduzierung der Nutzungsdauer führen [Gru88, Son08]. Zu den Betriebsbelastungen zählen stochastische Fahrbahnanregungen, durch Beschleunigungs- und Bremsmanöver sowie durch Kurvenfahrten entstehende Lasten sowie motorseitige Anregung aus dem Verbrennungsprozess. Sonderereignisse stellen die Grenze des bestimmungsgemäßen Gebrauchs dar. Hierzu zählen u. a. Schlaglochdurchfahrten mit geringer Geschwindigkeit. Sonderereignisse dürfen zu einer plastischen Verformung führen, aber nicht die Formdehnungsgrenze überschreiten [Son08]. Der Übergang von Sonderereignislasten zu Missbrauchslasten ist fließend. Missbrauchslasten gehören nicht mehr zum bestimmungsgemäßen Gebrauch. Zu Missbrauchslasten zählen ebenfalls Schlaglochdurchfahrten – allerdings im höheren Geschwindigkeitsbereich. Unter folgenden Randbedingungen dürfen Missbrauchslasten zu einem Bauteilversagen führen:

- duktile Verformung vor Bruch,
- das Fahrzeug muss beherrschbar zum Stillstand gebracht werden können,
- der Schaden darf kein Sicherheitsrisiko für den Fahrer und die Umwelt darstellen,
- es ist eine definierte Schadenskette (Versagensreihenfolge der Bauteile) einzuhalten,
- der Schaden muss für den Fahrer eindeutig erkennbar sein.

3.4.1 Wöhler- und Gaßnerlinie

Der Wöhlerversuch stellt die elementarste Form eines Betriebsfestigkeitsversuches dar. Aus ihm geht die Wöhlerlinie hervor, die den formelmäßigen Zusammenhang zwischen der ertragbaren Schwingenspielzahl N (Lebensdauer) und der Spannungsamplitude σ_A wie folgt darstellt [Hai06]:

$$N = N_D \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_D} \right)^{-k} \quad (25)$$

Die Wöhlerlinie unterscheidet die Bereiche der Dauer-, Zeit- und Kurzzeitfestigkeit (Abb. 26).

Die Dauerfestigkeit σ_D kennzeichnet den Beanspruchungsgrenzwert der Wöhlerlinie (a in Abb. 26), bis zu dessen Höhe eine schwingende Beanspruchung beliebig oft ohne Bruch ertragen werden kann. Die Definition der Dauerfestigkeit gilt heute als umstritten, da bekannt ist, dass u. a. bei kubisch-flächenzentrierten Werkstoffen, wie Aluminium, die Schwingfestigkeit auch bei hohen Schwingenspielzahlen ($N > 10^6$) nach Unterschreiten der Dauerfestigkeit abnehmenden und es zum Versagen des Bauteils kommen kann [Son05].

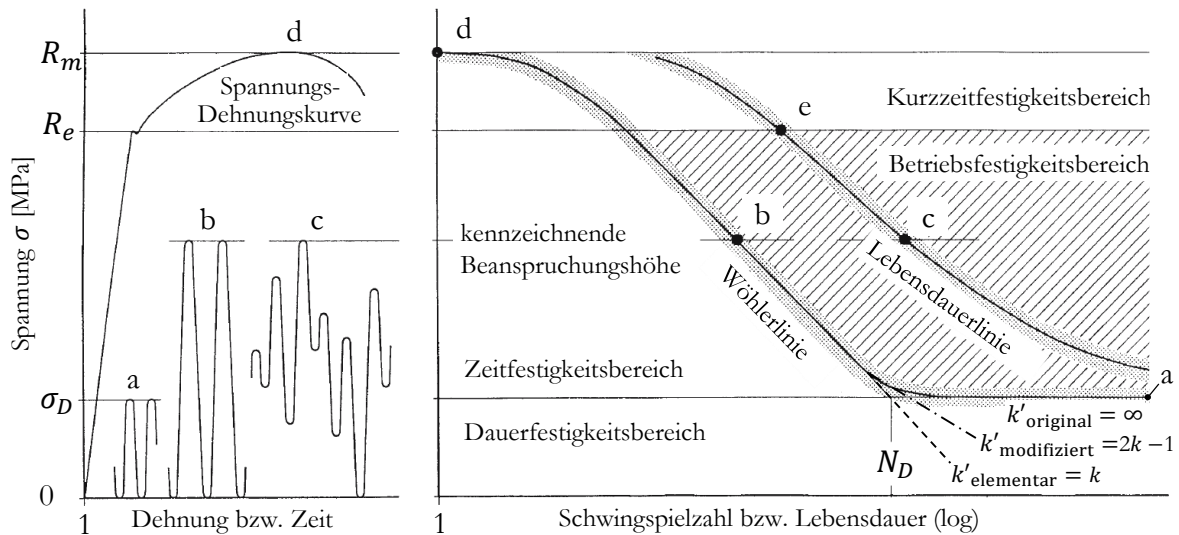


Abb. 26: Gegenüberstellung der Wöhler- und Gaßnerlinie (modifiziert aus [Hai06])

Eine Beanspruchung oberhalb der Dauerfestigkeit führt nach einer endlichen Anzahl von Schwingspielen (b in Abb. 26) zum Bruch, wobei die Eintretenswahrscheinlichkeit des Bruches von der auftretenden Schwingamplitude abhängt. Dieser Bereich wird als Zeitfestigkeitsbereich bezeichnet und stellt den geeigneten Teil der Wöhlerlinie dar. Die Streckgrenze R_e kennzeichnet den Übergang vom Zeit- zum Kurzzeitfestigkeitsbereich (e in Abb. 26). Die Kurzzeitfestigkeit wird wiederum über die Zugfestigkeit R_m definiert [Hai06].

Die Wöhlerlinie wird aus Prüfläufen mit sinusförmiger Belastung ermittelt. Ist der Verlauf der Wöhlerlinie bekannt, kann die ertragbare Schwingspielzahl eines Lastniveaus nach (25) berechnet werden.

Die Lebensdauerabschätzung auf Basis der Wöhlerlinie stellt für Bauteile des Flug- und Fahrzeugbaus zumeist eine ungeeignete Methode dar, da diese im Betrieb keine sinusförmige Belastung, sondern eine Folge regelloser Belastungen unterschiedlicher Größe und Häufigkeit erfahren. ERNST GAßNER führte 1939 erstmals Schwingfestigkeitsversuche mit veränderlichen Amplituden (c in Abb. 26) durch und leitete aus diesen Lebensdauerlinien ab [Gaß39], die auch als Gaßnerlinien bezeichnet werden. Diese definieren den Bereich der Betriebsfestigkeit und stellen eine zu höheren Schwingspielzahlen verschobene Wöhlerlinie dar. Die Wöhlerlinie stellt den unteren Grenzfall aller möglichen Lebensdauerlinien dar. [Hai06]

3.4.2 Zählverfahren

Eine Beanspruchungszeitfunktion (z.B. eine Spannungs- oder Dehnungszeitreihe) besteht aus einer Vielzahl von Schwingspielen. Die einfachste Form eines Schwingspiels weist über der Zeit unveränderliche Minimal- und Maximalwerte auf, die in zeitlich gleichem Abstand zueinander auftreten und entsprechend eine konstante Frequenz aufweisen. Abb. 27 zeigt ein solches Schwingspiel. Dessen Grenzwerte werden als Oberspannung σ_O und Unterspannung σ_U bezeichnet und die dazwischen liegende Spanne als Schwingbreite $\Delta\sigma$. Die Mittelspannung definiert den mittigen Wert

zwischen Ober- und Unterspannung. Die Schwingamplitude σ_A ist die jeweilige Differenz zwischen Ober- oder Unterspannung zur Mittelspannung.

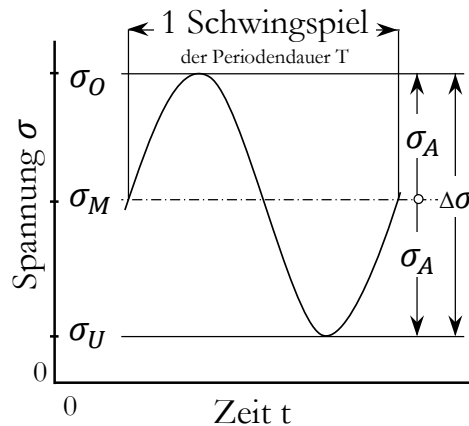


Abb. 27: Kennwerte eines Schwingenspiels (modifiziert aus [Hai06])

Eine gemessene Beanspruchungszeitfunktion besteht zumeist aus einer regellosen Abfolge zufallsartiger Schwingenspiele unterschiedlicher Häufigkeit und Größe. Für die Schädigungsrechnung wird diese mittels statistischer Zählverfahren in ein Beanspruchungskollektiv überführt. Nachfolgend werden die vorliegend angewandten Zählverfahren

- symmetrische Klassengrenzenüberschreitungszählung (KGÜZ),
- Spannenpaarzählung (SPZ) und
- Rainflow-Zählung

unter Zuhilfenahme der Beispielzählungen in Abb. 28 und Abb. 29 beschrieben.

Eine Zählung setzt typischerweise die Unterteilung des Messbereiches in Klassen gleicher Größe voraus. Die Größe einer Klasse wird als Klassenbreite bezeichnet. Schwingungen innerhalb einer Klasse werden nicht gezählt. Erst wenn eine Klassengrenze überschritten wird, wird eine Zählung ausgelöst. Schwingungen kleiner Amplitude, die sich entlang einer Klassengrenze bewegen, ohne die nächste darüber- oder darunter liegende Klassengrenze zu überschreiten, werden durch die Definition einer Rückstellbreite vor der Zählung herausgefiltert. Dies sind zumeist Schwingenspiele, die aus dem Rauschen der elektronischen Messkette stammen und nicht zur Schädigung beitragen. [Köh12]

Bei der symmetrischen Klassengrenzenüberschreitungszählung wird die Überschreitungshäufigkeit von Klassengrenzen gezählt. Die oberste Klassengrenze (Nr. (6) rechts in Abb. 28) liegt oberhalb des größten Messwertes und die unterste Klassengrenze (Nr. (0) rechts in Abb. 28) entsprechend unterhalb des niedrigsten Messwertes. Als Beispiel wird die Beanspruchungszeitfunktion in Abb. 28 in sechs Klassen konstanter Klassenbreite von $50 \mu\text{m}/\text{m}$ unterteilt. In der Praxis sind Unterteilungen in 64 oder 128 Klassen üblich.

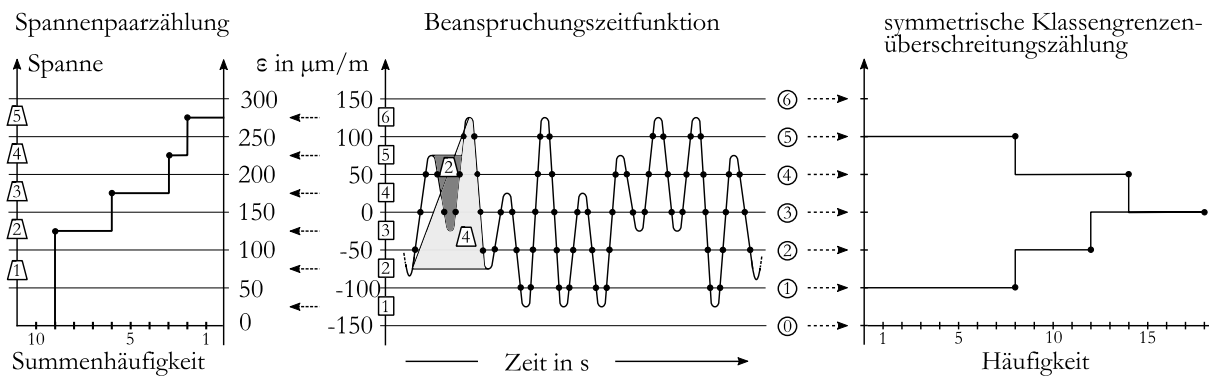


Abb. 28: Symmetrische KGÜZ und SPZ

Bei der symmetrischen Klassengrenzenüberschreitungs-zählung werden sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsüberschreitungen der Klassengrenzen gezählt. Dies ist durch schwarze Punkte in der Beanspruchungszeitfunktion gekennzeichnet. Das daraus entstehende Beanspruchungskollektiv ist in Abb. 28 rechts dargestellt. Bei der Zählung gehen Informationen über die Amplitude und den Mittelwert verloren. Es können lediglich die Maximal- und Minimalwerte sowie die Symmetrie des Beanspruchungskollektives bewertet werden. Ferner schätzt die Klassengrenzenüberschreitungs-zählung die Schädigung von Beanspruchungszeitfunktionen mit großen Mittelwertschwankungen nicht konservativ ein und eignet sich daher nur bedingt für eine rechnerische Schädigungsabschätzung [Eul08].

Bei der Spannenpaarzählung wird eine aufsteigende und absteigende Spanne (die bei der Klassengrenzenüberschreitungs-zählung als Flanke bezeichnet wird) gleicher Schwingbreite und Mittelspannung zu einem Spannenpaar zusammengefasst. Eine Zählung erfolgt, wenn zu einer aufsteigenden Spanne (Minimum zu Maximum) eine gleich große und gleichen Mittelwertes absteigende Spanne (Maximum zu Minimum) auftritt. Dadurch werden vielfach kleinere Spannen mehrmals gezählt, bevor eine große Spanne gezählt wird. Der neue Zählpunkt beginnt immer bei einem Minimum oder Maximum. Die zueinander passenden Spannen können direkt nacheinander oder auch in größeren Abständen auftreten. Kann eine Spanne nicht geschlossen werden, dann wird diese gespeichert, bis eine passende Gegenspanne auftritt. Spannen, die nicht zusammengefasst werden können, bilden das Residuum, sprich ein offenes Schwingenspiel. Das Zählergebnis wird als Summenhäufigkeitskurve dargestellt und ist links in Abb. 28 zu sehen. [DIN69, Köh12]

Als Beispiel sind in Abb. 28 die ersten zwei Spannenpaare durch grau gekennzeichnete Dreiecke in der Beanspruchungszeitfunktion eingetragen. Die Schwingbreite des ersten Spannenpaares erstreckt sich über zwei Klassen; die des zweiten Spannenpaares über vier Klassen. Die Größe der Spanne – sprich die Schwingbreite – wird in der Beispielzählung an der Anzahl der überschrittenen Klassen gemessen. Die Spannen sind im Diagramm für die Summenhäufigkeitskurve (links in Abb. 28) auf einer zweiten Achse mit einer trapezförmigen Einrahmung aufgetragen.

Abschließend wird mit Hilfe der Beispielzählung in Abb. 29, der die gleiche Beanspruchungszeitfunktion wie in Abb. 28 zugrunde liegt, die Rainflow-Zählung beschrieben. Im Vergleich zu anderen Zählverfahren erfasst diese den Schädigungsinhalt einer Beanspruchungszeitfunktion am besten. [Eul08, Köh12]

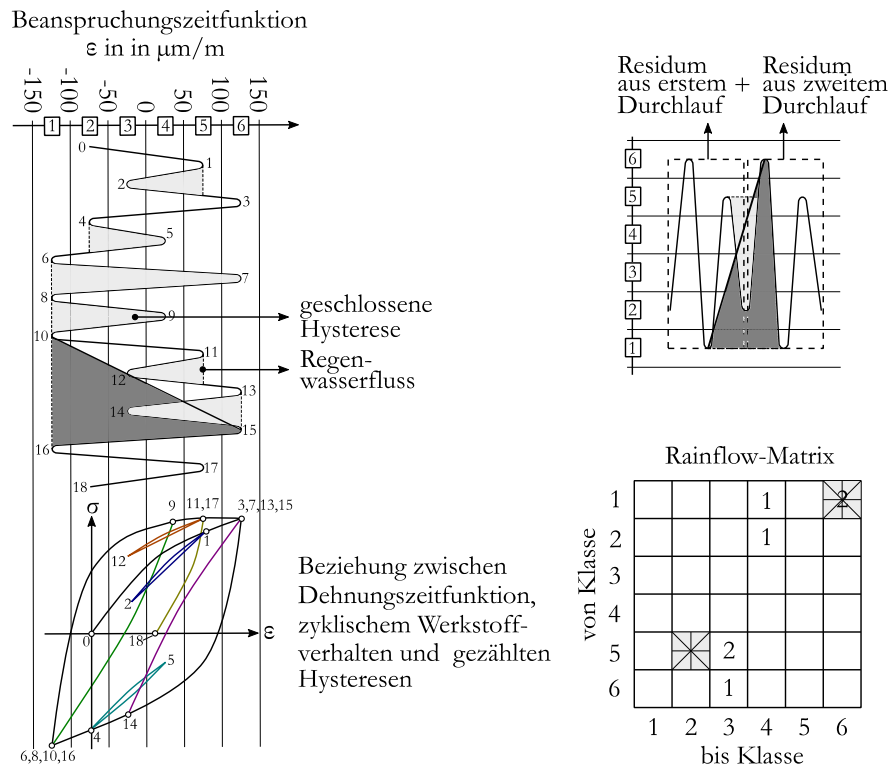


Abb. 29: Rainflow-Zählung

Die Namensgebung der Rainflow-Zählung orientiert sich an der Vorstellung, dass ein Regenwasserfluss über die 90° gedrehte Beanspruchungszeitfunktion fließt (links in Abb. 29). Diese Vorstellung erleichtert das Erkennen von Schwingspielen (hell- und dunkelgraue Dreiecke in Abb. 29). Im eigentlichen Sinn modelliert der Algorithmus jedoch den Ablauf im Spannungs-Dehnungs-Diagramm und definiert geschlossene Hystereseschleifen als zu zählende Schädigungsereignisse (unten links in Abb. 29). Das Zählergebnis, sprich die Anzahl der geschlossenen Hysterese, wird dann in die Rainflow-Matrix eingetragen (unten rechts in Abb. 29). [Eul08, Köh12]

Bei der Zählung wird zwischen dem Drei- und Vierpunktalgorithmus unterschieden. Der Vierpunkt- ist dem Dreipunktalgorithmus vorzuziehen. Dieser besagt, dass vier aufeinander folgende Extremwerte bezüglich der Bildung geschlossener Hysterese betrachtet werden. Können Hysterese nicht geschlossen werden, werden diese zu einem Restverlauf zusammengefasst und bilden das Residuum (oben rechts in Abb. 29). Es ist zweckmäßig, das Residuum in die Rainflow-Matrix einzutragen, da dieses oftmals die größten Extremwerte der Beanspruchungszeitfunktion enthält. Zur Abschätzung von dessen Schädigungsinhalt wird der wiederholte Durchlauf empfohlen [Köh12]. Dabei wird überprüft, ob sich bei einem zweiten Durchlauf des Residuums weitere Schwingspiele schließen, indem das Residuum aus dem ersten und zweiten Durchlauf hintereinander gehängt und damit erneut gezählt wird (siehe hierzu Abb. 29 oben rechts). Vorliegend ergeben sich aus dem wiederholten Durchlauf zwei zusätzliche Schwingspiele, die mit grau eingefärbten Dreiecken oben rechts in Abb. 29 gekennzeichnet sind.

Das Zählergebnis kann auf verschiedene Weise in der Rainflow-Matrix abgelegt werden. In Abb. 29 wird die Darstellung anhand einer Vollmatrix gewählt. In dieser werden die geschlossenen Hysterese mit ihren Minima und Maxima entsprechend der Auftretensrichtung eingetragen. In Abb. 29 werden diese Minima und Maxima vereinfacht durch die Klassen ersetzt. Die zwei Schwingspiele aus dem wiederholten Durchlauf des Residuums sind in der Rainflow-Matrix mit Sternen

gekennzeichnet. Damit beinhaltet die Beanspruchungszeitfunktion durch den wiederholten Durchlauf unter anderem drei Schwingspiele, deren Minimum in Klasse eins und deren Maximum in Klasse sechs liegt sowie ein Schwingspiel, welches sich von Klasse fünf bis zwei erstreckt.

EULITZ empfiehlt für die rechnerische Lebensdauerabschätzung, das Amplitudenkollektiv aus der Rainflow-Matrix auf eine einheitliche Mittelspannung umzurechnen. Das sich daraus ergebende Ersatzamplitudenkollektiv wird der Ermüdungswirkung am ehesten gerecht [Eul08]. Für die Transformation muss die Mittelspannungsempfindlichkeit bekannt sein. Da dies oftmals nicht der Fall ist, erfolgt die rechnerische Lebensdauerabschätzung zumeist ohne eine solche Transformation.

3.4.3 Grundlagen der Schädigungsrechnung

Die Berechnung der Schädigung bzw. der Lebensdauer eines Bauteils kann laut HAIBACH anhand folgender fünf Konzepte erfolgen [Hai06]:

- Nennspannungskonzept,
- Strukturspannungskonzept,
- Kerbspannungskonzept,
- Örtliches Konzept,
- Bruchmechanik-Konzept.

Bei allen Konzepten müssen Vereinfachungen für die Lebensdauerberechnung getroffen werden, die immer zu einer Abschätzung der Lebensdauer führen. Infolgedessen wird stets von einer rechnerischen Schädigungs- oder Lebensdauerabschätzung gesprochen. Die folgenden Ausführungen beschränken sich auf das in dieser Arbeit angewandte Nennspannungskonzept.

Beim Nennspannungskonzept wird durch den Vergleich der einwirkenden Schwingbeanspruchung (gemessene Dehnungszeitreihe) mit der Bauteilwöhlerkurve die Schädigung eines Bauteils auf der Grundlage der linearen Schadensakkumulationshypothese nach PALMGREN-MINER abgeschätzt [Pal24, Min45]. Als Eingangsgrößen dienen die Häufigkeitsmatrix, die zumeist mittels der Rainflow-Zählung aus der Beanspruchungszeitfunktion abgeleitet wird und eine experimentell oder synthetisch abgeschätzte Wöhlerlinie. Die Hypothese besagt, dass jedes Schwingspiel zu einer Schädigung beiträgt. Der Anteil, den ein jedes Schwingspiel zur Gesamtschädigung beiträgt, wird durch das Verhältnis der Anzahl der n_i auftretenden Schwingspiele gleicher Amplitude und gleichen Mittelwertes zur ertragbaren Schwingspielzahl N_i berechnet. Die Laufvariable i steht für den i -ten Beanspruchungshorizont. Die daraus berechneten Teilschädigungen D_i der einzelnen Beanspruchungshorizonte gleicher Amplitude und gleichen Mittelwertes werden aufsummiert, wodurch sich die Gesamtschädigung wie folgt ergibt:

$$D = \sum_{i=1} D_i = \sum_{i=1} \frac{n_i}{N_i} \quad (26)$$

Ein Bauteilversagen tritt dann ein, wenn die Summe der Teilschädigungen den theoretischen Wert eins erreicht. Als Versagenskriterium kann beispielsweise der makroskopische Anriss oder der Bauteilbruch gelten – je nachdem, für welches Versagenskriterium die zugrunde gelegte Wöhlerlinie

gilt. Der berechnete Schädigungswert ist eine rein theoretische Größe, weswegen diese zumeist auch als fiktive Schädigung bezeichnet wird.

Vergleiche von SCHÜTZ und ZENNER zeigen, dass zwischen den rechnerisch abgeschätzten Lebensdauern auf Basis der PALMGREN-MINER-Regel in ihrer originalen Form und experimentell ermittelten Lebensdauern große Unterschiede auftreten [Sch73]. Um die PALMGREN-MINER-Regel zu verbessern, wurden verschiedene Modifikationen entwickelt, die den Schädigungsbeitrag von Schwingspielen kleiner Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit auf unterschiedliche Weise in der Gesamtschädigung berücksichtigen. In der Literatur sind folgende Formen der PALMGREN-MINER-Regel bekannt [Hai06]:

- Original-Form,
- Elementare Form,
- Modifizierte Form nach Haibach,
- Modifizierte Form nach Liu/Zenner,
- Konsequente Form.

Nachfolgend wird auf die drei erstgenannten Formen der PALMGREN-MINER-Regel eingegangen. Diese sind in Abb. 26 visualisiert. Bei der originalen Form der PALMGREN-MINER-Regel verläuft die Wöhlerlinie nach dem Abknickpunkt waagrecht, sodass Schwingspiele mit Amplituden kleiner als die Dauerfestigkeit des Bauteils nicht schädigen [Bux92, Hai06]. Untersuchungen von SONSINO, SCHÜTZ ET AL. und CONLE zeigen, dass diese Annahme unzulässig ist [Son05, Son07, Sch73, Con79]. Die rechnerisch ermittelte Lebensdauer wird überschätzt. Schwingspiele mit Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit können einen nennenswerten Schädigungsbeitrag leisten. Diesen Umstand berücksichtigt die elementare Form der PALMGREN-MINER-Regel, indem Schwingspiele unterhalb der Dauerfestigkeit in gleicher Weise wie oberhalb derer bewertet werden. Die Neigung der Wöhlerlinie bleibt nach dem Abknickpunkt unverändert. Laut HAIBACH stellt dies eine zu harte Annahme dar und schlägt eine modifizierte Form vor, mit der die Neigung der Wöhlerlinie nach dem Abknickpunkt mit $k'_{\text{modifiziert}} = 2k - 1$ fortgesetzt wird [Hai06]. Damit wird dem Abfall der Dauerfestigkeit mit fortschreitender Schädigung Rechnung getragen.

4 Untersucher Hochvoltpeicher

Als Versuchsobjekt dient ein HVS der Masse 90 kg und einer nominalen Entnahmeleistung von 7,7 kWh, dessen Einbaulage sich im Tankbereich eines BMW Hybridfahrzeuges befindet. Seine Abmessungen sind 500 mm x 680 mm x 380 mm. Er birgt in sich wenig aussteifende Strukturen. Ferner bildet der HVS mit den benachbarten Fahrzeugkomponenten ein Mehrfreiheitsgradschwingungssystem, sodass nicht nur Wechselwirkungen zwischen den inneren Komponenten bestehen, sondern auch mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten. Diese Wechselwirkungen werden im Kapitel 4.2 im Kontext der drei betrachteten Prüfumgebungen

- Gesamtfahrzeug,
- Teilkarosserie und
- Prüfgestell

dargelegt.

4.1 Aufbau des Hochvoltspeichers und dessen Umgebung

Im Zuge der Beschreibung der inneren und äußeren Struktur des HVS werden zugleich die für die Fahr- und Prüfstandsmessungen applizierten Messstellen gezeigt. Hieran schließen sich die Beschreibungen der Einbaulage des HVS im Gesamtfahrzeug sowie die der Prüfumgebungen an.

4.1.1 Aufbau und Messstellen

Die äußere und innere Struktur des untersuchten HVS ist in Abb. 30 dargestellt. Die Messstellen sind darin ebenfalls ersichtlich und sind in Anhang B und C erklärt. Um die Position der Messstellen eindeutig erkennen zu können, ist die Abb. 30 in Anhang D nochmals vergrößert dargestellt.

Der HVS ist über drei Tragwinkel (HVS-Halter) und einer Schubstrebe (geschweißtes T-Blech) fest mit der Karosserie verbunden. Die drei HVS-Halter vorn²⁴ (A), seitlich (B) und hinten (C) verteilen sich über drei Seiten des Gehäuseunterteils (D). Die Schubstrebe (E) stützt den HVS in Fahrzeuginnenrichtung ab.

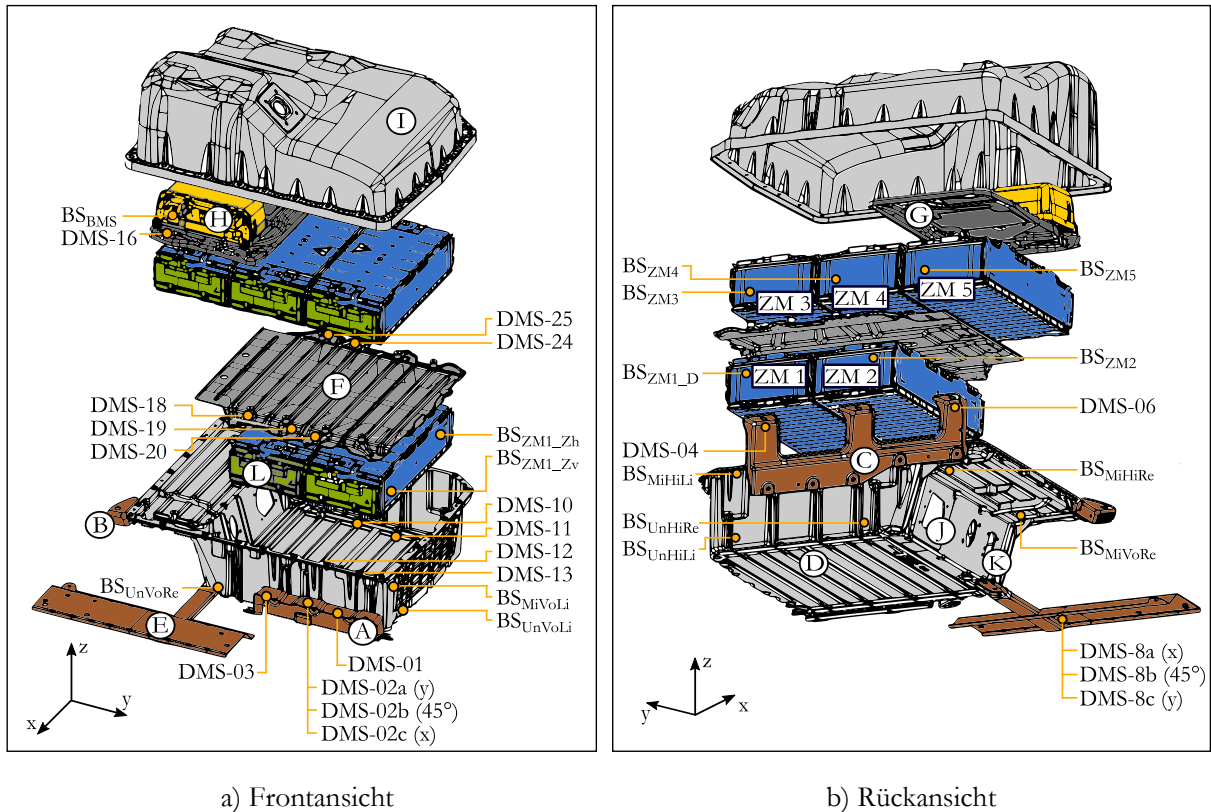


Abb. 30: HVS-Aufbau und Messstellen

Die innere Struktur ist modular aufgebaut und erstreckt sich über drei Ebenen, die durch Zwischenböden voneinander getrennt sind. In der untersten Ebene befinden sich zwei Zellmodule (ZM 1 und ZM 2), die über jeweils vier Schrauben mit dem Gehäuseunterboden (D) verschraubt sind. Auf der darüber liegenden zweiten Ebene befinden sich drei Zellmodule, von denen zwei (ZM 3 und ZM 4) auf dem Zwischenboden (F) sowie ein Zellmodul (ZM 5) auf dem Gehäuseunterteil (D) montiert sind. Das Trägerblech (G) für das BMS (H) stellt die Abgrenzung zur dritten Ebene dar. Dieses überspannt das äußere Zellmodul (ZM 5) sowie einen Teil des mittleren Zellmoduls (ZM 4) der zweiten Ebene. Das Trägerblech ist mit vier Schrauben in den Schraubenkopf von jeweils zwei Schrauben der beiden Zellmodule verschraubt, die es überspannt. Das Gehäuseoberteil (I) schließt den HVS ab, hat dabei aber keine tragende Funktion.

Die Zellmodule bestehen aus 16 in Reihe geschalteten prismatischen Hardcase-Zellen. Jedes Zellmodul verfügt über eine Zellüberwachungseinheit (L), die direkt an den Zellmodulrahmen geklemmt ist. Die Zellmodule werden über HV-Kabel in Reihe geschaltet. Der Zusammenschluss mündet im BMS und verläuft von dort aus zum HV-Stecker (siehe Aussparung im Gehäuseunterteil bei (J)). Die Zellüberwachungseinheiten werden über NV-Kabel miteinander verbunden und

²⁴ Die Bezeichnungen vorn und hinten sind in Fahrtrichtung zu sehen.

münden ebenfalls im BMS. Von dort aus werden die NV-Kabel zum Kommunikationsstecker nach außen geführt (siehe Aussparung im Gehäuseunterteil bei (K)).

Ferner verfügt der HVS über einen integrierten Kältemittelkreislauf, der im Betrieb unter Druck steht. Dieser ist zwischen den Zellmodulen und dem Zwischenboden bzw. dem Gehäuseunterteil positioniert. Da am Kühlsystem keine Messstellenapplikation erfolgt, ist dieses nicht in Abb. 30 dargestellt.

Für die Untersuchungen werden am HVS außen sowie im Inneren in Summe 13 Einzel-Dehnungsmessstreifen (DMS) und zwei 3er-Rosetten (0° - 45° - 90°) appliziert. Hiervon befinden sich zehn an den HVS-Haltern (DMS-01 bis DMS-08c), acht im Inneren des HVS (DMS-12 bis DMS-25) und ein DMS an der Karosserie in unmittelbarer Nähe zur Anbindung des HVS-Halters hinten (DMS-27 in Abb. 37). Darüber hinaus werden acht Beschleunigungssensoren (BS) im Inneren des HVS und acht an den äußeren Kanten des HVS appliziert. Die Namensgebung der Beschleunigungssensoren orientiert sich an deren Position. Der Index UnVoRe steht für unten vorne rechts. Die Bezeichnungen hinten und links beziehen sich erneut auf die Fahrtrichtung. Alle Indizes sind in Anhang C erläutert.

4.1.2 Hochvoltpeicher im Gesamtfahrzeug

Die Prüfumgebung für den HVS bei den Versuchen auf den 4-Stempel-Anlagen stellt das Gesamtfahrzeug dar. Abb. 31 zeigt die Einbaulage des HVS im Fahrzeug sowie die ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten. Ferner gewährt die Abb. 31 einen Einblick in das HVS-Innere, wodurch die zuvor beschriebenen Zellmodule (c) und die Zellmodulverbinder (d) ersichtlich werden.

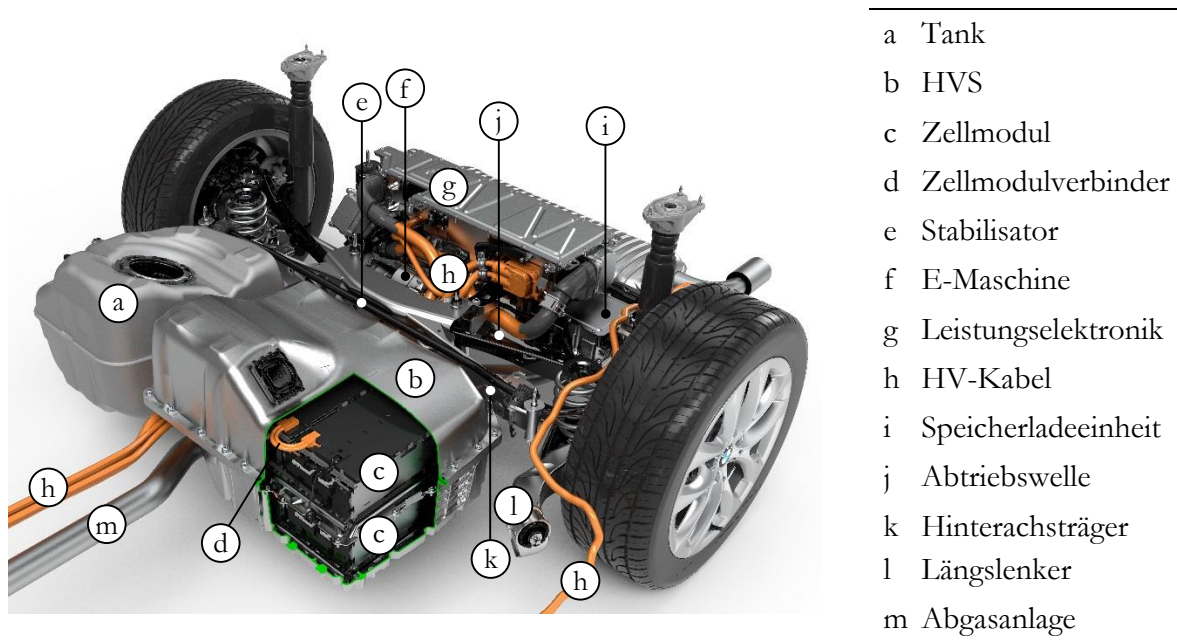
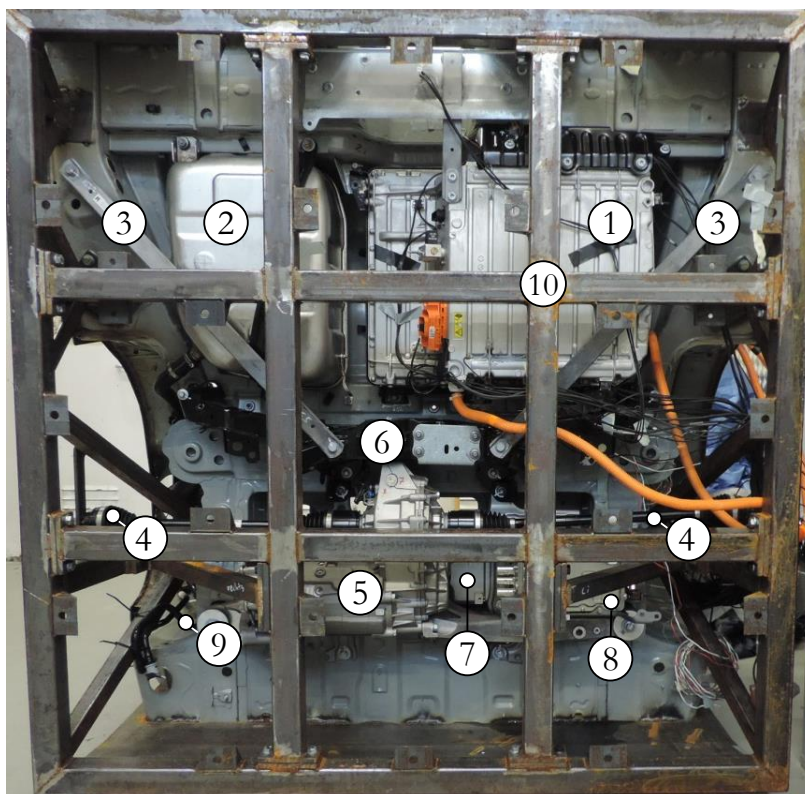


Abb. 31: Einbaulage des HVS im Versuchsfahrzeug (modifiziert aus [BMW7]²⁵)

4.1.3 Hochvoltsspeicher in der Prüfumgebung Teilkarosserie

Für die Versuche auf dem MAST werden zwei bereits bestehende Prüfersatzaufbauten verwendet. Die Teilkarosserie stellt einen der beiden Aufbauten dar. Deren Name weist bereits darauf hin, dass es sich hierbei um eine beschnittene Rohkarosserie handelt. In nachstehender Abb. 32 ist eine Ansicht von unten und in Abb. 50 eine isometrische Ansicht dargestellt.

In der Teilkarosserie sind die in Abb. 32 gekennzeichneten Fahrzeugkomponenten (2-9) verbaut, um etwaige Rückwirkungen dieser auf den HVS nachzustellen. Deren Einbauposition und Anbindung entspricht der im Gesamtfahrzeug.



-
- 1 HVS
 - 2 Tank
 - 3 Torsionsstreben
 - 4 Abtriebswellen
 - 5 E-Maschine
 - 6 Hinterachsträger
 - 7 Leistungselektronik
 - 8 Speicherladeeinheit
 - 9 Stabilisator
 - 10 Versteifungskreuz
-

Abb. 32: Prüfumgebung Teilkarosserie (Ansicht von unten)

Der Beschnitt der Teilkarosserie verläuft in vertikaler Richtung an den B-Säulen, am Kofferraumboden und seitlich auf Höhe der Radkästen sowie in horizontaler Richtung an den C-Säulen auf Höhe der Heckablage. Die freien Schnittenden sind mit Stahlblechen versteift, um ungewollte Bewegungen der Schnittenden zu unterbinden. Ferner ist die Teilkarosserie zur Montage auf dem Schwingtisch mit einem Rahmen versehen, der sich mit Streben an steifen Befestigungspunkten der Teilkarosserie wie den Schwellern und Domen abstützt. In diesem Rahmen ist zusätzlich ein Versteifungskreuz (10) integriert.

²⁵ [BMW7] BMW PRESSCLUB. BMW 225xe, BMW 2 Series Active Tourer with eDrive, Drive train, 09/2015, <https://www.press.bmwgroup.com/global>

4.1.4 Hochvoltpeicher in der Prüfumgebung Prüfgestell

Das Prüfgestell weist von den drei Prüfumgebungen die einfachste Struktur auf. Abb. 33 und Abb. 51 zeigen dessen Aufbau. Es besteht aus miteinander verschraubten Aluminiumplatten (VI) und nimmt lediglich den HVS (I) in sich auf. Die Anbindungsstellen (II, III, IV und V) entsprechen denen im Gesamtfahrzeug. Es werden die gleichen Halter wie im Fahrzeug verwendet.

Dem einfachen Aufbau steht der Nachteil der nicht übereinstimmenden Anbindungssteifigkeiten zu denen im Gesamtfahrzeug gegenüber. Diese sind zum einen der Verwendung eines nicht der originalen Einbausituation entsprechenden Materials wie auch Materialstärke geschuldet. Zum anderen bedingt auch die vom originalen Stahlträger im Fahrzeug abweichende Geometrie der Aluminiumplatten die nicht stimmigen Anbindungssteifigkeiten im Prüfgestell. In der Konsequenz führt dies zu einem veränderten modalen Verhalten des HVS im Prüfgestell gegenüber dem im Gesamtfahrzeug (siehe Kapitel 4.2.3).

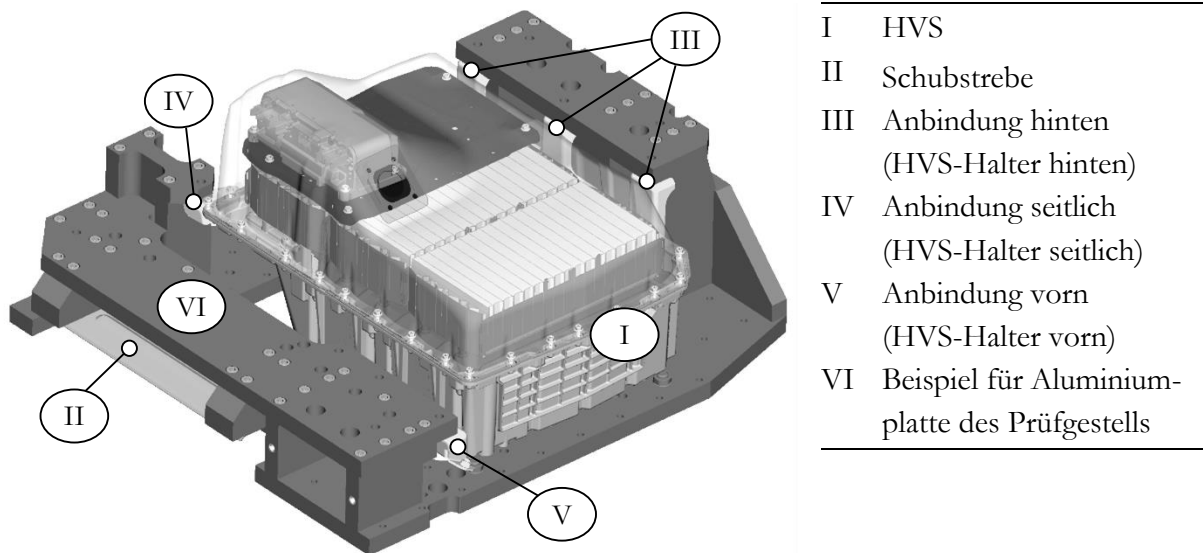


Abb. 33: Prüfumgebung Prüfgestell

4.2 Modales Verhalten des HVS und der Prüfumgebungen

Für die Charakterisierung des systemimmanenten Schwingungsverhaltens des HVS in den zuvor beschriebenen Prüfumgebungen werden experimentelle Modalanalysen durchgeführt. Deren Ergebnisse werden in den nachfolgenden Unterkapiteln 4.2.1 bis 4.2.3 dargelegt und in den entsprechenden Auswertekapiteln des MAST (Kapitel 6.3) und der 4-Stempel-Anlage (Kapitel 6.4) in den Kontext der dortigen Ergebnisse gesetzt.

Die Datenerfassung erfolgt mittels der Hardware LMS SCADAS Lab und die Auswertung wird mit der Software LMS Test.Lab Desktop-Advanced Version 15A (2015) vorgenommen. Die Auswertung erfolgt im schädigungsrelevanten Frequenzbereich 1-125 Hz. Die Kenntnis des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches wird an der Stelle vorgegriffen. Detaillierte Ausführungen hierzu folgen in Kapitel 5.4.

4.2.1 Hochvoltpeicher im Gesamtfahrzeug

Für die experimentelle Modalanalyse des HVS im Gesamtfahrzeug wird das Versuchsfahrzeug auf vier elastischen Blöcken frei-frei gelagert. Die Anregung erfolgt mittels eines einaxial anregenden Shakers am HVS in x- und z-Richtung und an der Torsionsstrebe in z-Richtung. Der Versuchsaufbau ist in Anhang E dargestellt.

Der Füllstand des Tanks entspricht dem der Fahrzeugmessungen auf dem Testgelände und den Prüfstandsmessungen auf den 4-Stempel-Anlagen. In Summe werden 76 Beschleunigungssensoren appliziert. Aus der Analyse werden die Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten

- Tank,
- E-Maschine (EMA),
- Abgasanlage (AGA),
- Speicherladeeinheit (SLE),
- Leistungselektronik (LE) und
- Karosserie (KAR)

bestimmt. Die Frequenzen der Koppelschwingungen sind in aufsteigender Reihenfolge in Tabelle 7 aufgeführt. Ziel der tabellarischen Darstellung ist, zu zeigen, in welchem Frequenzbereich welche Fahrzeugkomponenten in Koppelschwingung stehen. Zur Kennzeichnung dessen, erfolgt die Eintragung des Frequenzwertes der Koppelschwingung für jede in Koppelschwingung stehende Fahrzeugkomponente. Der Frequenzwert derjenigen Fahrzeugkomponente, die die Schwingung maßgeblich bestimmt, ist, sofern dies aus der Animation der Zeitrohdaten und den Übertragungsfunktionen (FRF) zuordenbar ist, fett markiert und unterstrichen.

Die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Koppelschwingungen der Komponenten EMA und AGA im Bereich 16-22 Hz
- AGA bestimmt Koppelschwingungen maßgeblich bei $f = 65.7, 72, 86.4, 122.5$ Hz
- HVS bei nahezu allen Koppelschwingungen beteiligt
- $f \geq 31$ Hz Beginn der Koppelschwingungen zwischen mehreren Fzg.-Komponenten
- $f = 31,1$ Hz ausgeprägte Koppelschwingung ohne Zuordnung zu einer Komponente
- $f > 48$ Hz HVS, Tank, SLE, LE und Karosserie in stetiger Wechselwirkung
- hohe Dichte an Koppelschwingungen im schädigungsrelevanten Frequenzbereich
- 1. Eigenfrequenz des HVS bei $f_{HVS_Fzg_1} = 56$ Hz
- 1. Torsionseigenfrequenz der Karosserie bei 28,3 Hz

Es konnten keine Biegeeigenfrequenzen der Karosserie identifiziert werden. Es wird vermutet, dass die 1. Biegung der Karosserie durch das Mehrfreiheitsgradschwingungssystem aus HVS und umgebenden Fahrzeugkomponenten getilgt wird.

Tabelle 7: Frequenzwerte der Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten aus der experimentellen Modalanalyse im Versuchsfahrzeug. Der Frequenzwert derjenigen Fahrzeugkomponente, die die Schwingung maßgeblich bestimmt, ist fett markiert und unterstrichen. Eine eindeutige Zuordnung einer Eigenfrequenz zu einer Fahrzeugkomponente ist oftmals nicht möglich, da es sich um ein gekoppeltes Mehrfreiheitsgradschwingungssystem aus den eingangs gelisteten Fahrzeugkomponenten handelt. Kann keine eindeutige Zuordnung erfolgen, bleibt eine Kennzeichnung aus.

	HVS [Hz]	Tank [Hz]	SLE [Hz]	LE [Hz]	KAR [Hz]	EMA [Hz]	AGA [Hz]
	-	-	-	-	-	16,7	<u>16,7</u>
ausgeprägte, nicht zuorden- bare Koppel- schwingung	-	-	-	-	-	<u>17,7</u>	17,7
→ aller betrach- teten Fahrzeug- komponenten	-	-	-	-	-	19,4	<u>19,4</u>
	-	-	-	-	-	<u>21,2</u>	21,2
	31,1	31,1	31,1	31,1	31,1	31,1	31,1
	-	<u>38,5</u>	-	38,5	38,5	-	-
	-	39,1	-	<u>39,1</u>	-	-	-
	-	<u>43,4</u>	43,4	43,4	-	-	-
$f_{HVS_Fzg_1}$	48,7	48,7	<u>48,7</u>	48,7	48,7	48,7	-
	54,1	54,1	54,1	54,1	54,1	54,1	-
	<u>56,0</u>	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0	-
	59,0	<u>59,0</u>	59,0	59,0	59,0	59,0	-
	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	<u>60,0</u>	-
	65,7	65,7	65,7	65,7	65,7	65,7	<u>65,7</u>
	66,6	66,6	66,6	66,6	66,6	66,6	66,6
Frequenzbe- reich stetiger Wechselwir- kung zwischen HVS, Tank, SLE, LE und Karosserie	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	<u>72,0</u>
→	73,7	73,7	73,7	73,7	73,7	73,7	-
	84,9	84,9	<u>84,9</u>	84,9	84,9	84,9	84,9
	86,4	86,4	86,4	86,4	86,4	86,4	<u>86,4</u>
	86,6	86,6	86,6	86,6	86,6	86,6	86,6
	93,6	93,6	93,6	93,6	93,6	-	-
	96,0	96,0	96,0	96,0	96,0	-	-
	99,6	99,6	99,6	99,6	99,6	-	-
	103,8	103,8	103,8	103,8	103,8	-	-
	105,2	105,2	105,2	105,2	105,2	-	-
	117,3	<u>117,3</u>	117,3	117,3	117,3	-	-
	122,5	122,5	122,5	122,5	122,5	-	<u>122,5</u>

4.2.2 Hochvoltpeicher im Prüfersatzaufbau Teilkarosserie

Die experimentelle Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie wird auf dem MAST durchgeführt. Ziel ist es, die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen des gesamten Versuchsaufbaus einschließlich des Schwingtisches zu ermitteln. Die Fixierung der Teilkarosserie auf dem Tisch entspricht dabei der in den sich anschließenden MAST-Versuchen. Der Versuchsaufbau ist in Anhang E dargestellt. Die Anregung erfolgt mittels eines Impulshammers an zwei Stellen am HVS und zwei

Stellen an der Teilkarosserie in x-, y- und z-Richtung. In Summe werden 32 Beschleunigungssensoren appliziert. Die Applikation der Beschleunigungssensoren erfolgt an folgenden Komponenten:

- HVS,
- Tank,
- E-Maschine (EMA),
- Teilkarosserie (TK) und
- Tisch.

Tabelle 8 listet die Frequenzwerte der ermittelten Koppelschwingungen in aufsteigender Reihenfolge. Die Kennzeichnung der Koppelschwingungen erfolgt analog dem vorstehenden Kapitel 4.2.1.

Tabelle 8: Frequenzwerte der Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten aus der experimentellen Modalanalyse in der Teilkarosserie. Der Frequenzwert derjenigen Fahrzeugkomponente, die die Schwingung maßgeblich bestimmt ist fett markiert und unterstrichen.

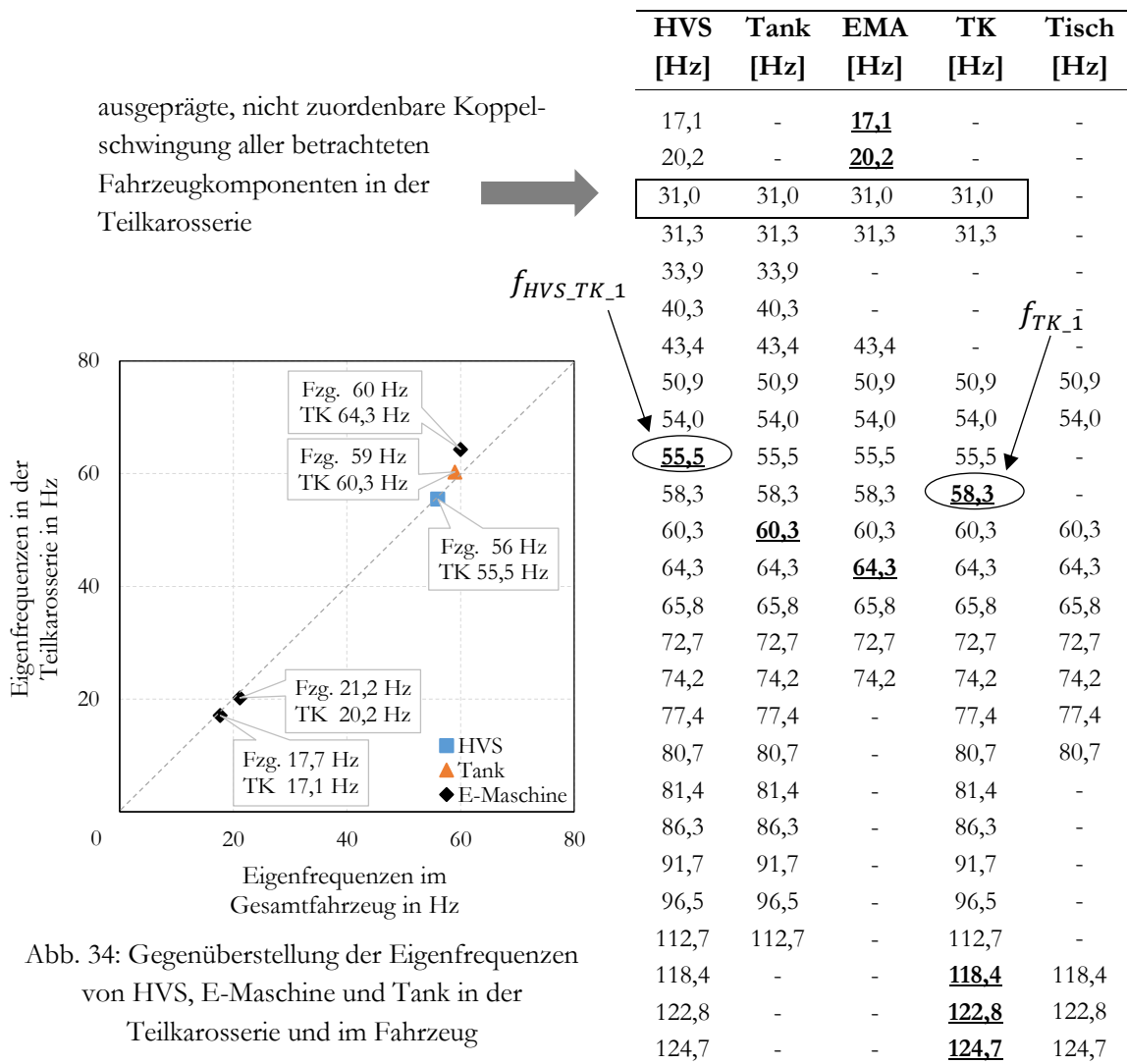


Abb. 34: Gegenüberstellung der Eigenfrequenzen von HVS, E-Maschine und Tank in der Teilkarosserie und im Fahrzeug

Ergänzend zu Tabelle 8 ist in Abb. 34 ein Vergleich der Eigenfrequenzen des HVS, Tanks und der E-Maschine in der Teilkarosserie und im Fahrzeug dargestellt. Dieser verdeutlicht, dass sich die Eigenfrequenzen des HVS, des Tanks und der E-Maschine in der Teilkarosserie nicht zu denen im Gesamtfahrzeug unterscheiden.

Die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse können wie folgt zusammengefasst werden:

- 1. Eigenfrequenz der Teilkarosserie bei $f_{TK_1} = 58,3$ Hz
- 1. Eigenfrequenz des HVS bei $f_{HVS_{TK_1}} = 55,5$ Hz
- $f \geq 31$ Hz Beginn der Koppelschwingungen zwischen mehreren Fzg.-Komponenten
- hohe Dichte an Koppelschwingungen im schädigungsrelevanten Frequenzbereich
- HVS bei nahezu allen Koppelschwingungen beteiligt

Ferner geht aus der experimentellen Modalanalyse hervor, dass die Teilkarosserie bei 31 Hz sowie im Bereich 50-125 Hz maßgeblich an den in diesen Frequenzbereich vorliegenden Koppelschwingungen beteiligt ist. Dabei führen die auf ca. halbe Höhe abgeschnittenen C-Säulen und die Schnittkante auf Höhe der B-Säulen (siehe Abb. 50) ausgeprägte Schwingungen durch und wirken auf die eingebauten Fahrzeugkomponenten sowie auf den Tisch zurück. Am Tisch sind diese Rückwirkungen insbesondere bei 51 Hz, im Bereich 58-81 Hz sowie oberhalb von 118 Hz ersichtlich. Diese Rückwirkungen sind ungünstig, da hierdurch ein Einfluss auf das Schwingungsverhalten des HVS besteht, welches im Fahrzeug nicht vorliegt. Zusätzliche Aussteifungsmaßnahmen können aus zeitlichen Gründen nicht vorgenommen werden, sodass dieser Aspekt in den Auswertungen der MAST- und 4-Stempel-Anlagen-Versuche berücksichtigt wird.

4.2.3 Hochvoltpeicher im Prüfersatzaufbau Prüfgestell

Die experimentelle Modalanalyse des HVS im Prüfgestell wird ebenfalls mit Impulshammer durchgeführt. Die Anregung erfolgt an zwei Stellen am HVS und zwei Stellen am Prüfgestell in x-, y- und z-Richtung. Der Versuchsaufbau ist in Anhang E dargestellt. Zur Differenzierung der Eigenfrequenzen des HVS und des Prüfgestells wird eine Modalanalyse mit und eine Modalanalyse ohne HVS durchgeführt. Auf dem Prüfgestell werden 19 und auf dem HVS vier Beschleunigungssensoren appliziert. Die Applikation der Sensoren auf dem HVS erfolgt ausschließlich außen. Für die Analyse des systemimmanenten Schwingungsverhaltens der sich im HVS befindenden Komponenten wird ergänzend eine numerische Modalanalyse durchgeführt. Das hierfür verwendete Simulationsmodell ist in Anhang F dargestellt. Dieses wird unter Zuhilfenahme des Modal Assurance Criterion (MAC) für die ersten fünf Eigenfrequenzen validiert.

Tabelle 9 listet die Eigenfrequenzen (EF) des HVS der experimentellen und numerischen Modalanalyse.

Tabelle 9: Eigenfrequenzen des HVS

	Eigenfrequenzen [Hz]						
	1. EF	2. EF	3. EF	4. EF	5. EF	6. EF	7. EF
experimentell (exp.)	75	80,3	90,6	98,3	116,5	-	135
numerisch (num.)	74,2	80,7	95,6	97,6	116,5	120,9	131,8
Δ exp. zu num.	0,8	0,4	5	0,7	0	-	3,2

Die Ergebnisse der Modalanalysen können wie folgt zusammengefasst werden:

- erste Eigenfrequenz des HVS im Prüfgestell bei $f_{HVS_PG_1} = 75$ Hz
- Abweichung zwischen exp. und num. Modalanalyse im Bereich 0-5 Hz
- Beginn der Eigenfrequenzen der Subkomponenten ab $f = 80,3$ Hz/80,7Hz
- 2. bis 5.EF \rightarrow ausgeprägte Koppelschwingungen der oberen Zellmodulreihe mit dem BMS und den Zwischenebenen Trägerblech und Zwischenboden
- Eigenfrequenz des Deckels bei $f = 120,9$ Hz (experimentell wegen der fehlenden Applikation des Deckels mit Beschleunigungssensoren nicht identifizierbar)
- $f \geq 131,8$ Hz/135 Hz Beginn der Eigenfrequenzen der unteren Zellmodulreihe und ausgeprägte Wechselwirkung mit der oberen Zellmodulreihe

Im Gegensatz zur Teilkarosserie, kommt es beim Schwingungssystem aus Prüfgestell und HVS zu einer Verschiebung der ersten Eigenfrequenz des HVS von $f_{HVS_Fzg.} = 56$ Hz auf $f_{HVS_Fzg.} = 75$ Hz. Dies kann für die Betriebsfestigkeitsprüfung von Nachteil sein, weil das systemimmanente Schwingungsverhalten des HVS im Prüfstandsversuch mit Prüfgestell bei 56 Hz nicht dem entspricht, wie es im Fahrversuch bei dieser Frequenz der Fall wäre. Dieser Aspekt wird bei den Analysen der MAST-Versuche mit Prüfgestell berücksichtigt.

Aus der experimentellen Modalanalyse des Prüfgestells ohne HVS geht hervor, dass die Eigenfrequenzen des Prüfgestells bei 189 Hz beginnen. Damit liegen diese außerhalb des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches und werden nicht weiter betrachtet.

5 Messungen und Analysen am Hochvoltspeicher im Fahrversuch

Der Fahrversuch bildet die Grundlage für den später erfolgenden Prüfkonzeptvergleich und die Einflussgrößenanalyse. Dieser wird mit einem BMW Hybridfahrzeug auf zwei Messstrecken eines BMW Testgeländes durchgeführt. Für die Messdatenaufzeichnung wird das mobile Messsystem E.d.a.s. VX V16 der MH-Gesellschaft für Hardware/Software mbH verwendet. Mit diesem finden umfangreiche Dehnungs- und Beschleunigungsmessungen am HVS und Fahrzeug statt. Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt mit einer Abtastrate von 4096 Hz und einem hardwareseitig implementierten Anti-Aliasingfilter mit $f_E = 800$ Hz.

Die wichtigste Analyse der im Fahrversuch aufgezeichneten Messdaten gilt der Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches. Dieser Analyse vorstehend werden zunächst die Messstrecken beschrieben und die wichtigsten Ergebnisse der Dehnungs- und Beschleunigungsmessungen vorgestellt.

5.1 Messstrecken

Die Fahrzeugmessungen finden auf zwei ausgewählten Teststrecken hoher Längs-, Quer- und Vertikaldynamik statt. Die Messstrecke hoher Vertikaldynamik, nachfolgend als Schlechtwegstrecke (SWS) bezeichnet, verfügt durch die Kopfsteinpflastercharakteristik über ein stochastisches Anregungsprofil, welches in beiden Richtungen mit einer konstanten Geschwindigkeit von 25 km/h überfahren wird. Die Profilcharakteristik der Teststrecke weist phasenversetzte Sinuswellen unterschiedlicher Wellenlänge auf der rechten und linken Fahrspur auf, die in drei aufeinander folgende Segmente unterteilt sind. Jedes Segment weist eine festgelegte Charakteristik bezüglich der Höhe, Anordnung und Länge der Sinuswellen für die linke und rechte Fahrspur auf.

Die Teststrecke hoher Längs- und Querdynamik, nachfolgend Dynamikstrecke genannt (DS), besteht im ersten Streckenabschnitt aus einer Aneinanderreihung von Kurven unterschiedlicher Radien, die im fahrdynamischen Grenzbereich mit maximal möglicher Geschwindigkeit durchfahren

werden, ohne dass es an den Rädern zu Schlupf kommt. Im zweiten Streckenabschnitt beinhaltet die Dynamikstrecke einen kurzen Schlechtwegeanteil mit schlaglochartigen Unebenheiten.

Die Belastungen, die aus der Überfahrt beider Messstrecken resultieren, zählen zu den Betriebslasten und bilden die Grundlage für die Betriebslastennachfahrversuche auf dem MAST und den 4-Stempel-Anlagen. Abb. 35a) und b) geben anhand der Leistungsdichtespektren (PSD) der aufgetretenen Radhübe einen Einblick in deren Charakteristik.

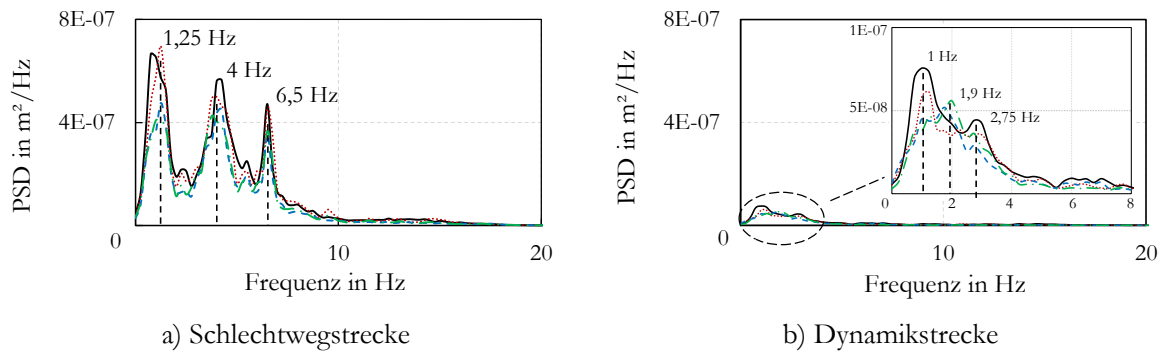


Abb. 35: PSD der Radhübe des Rades vorn rechts (—), des Rades vorn links (·····), des Rades hinten rechts (---) und des Rades hinten links (-·-·-) bei Überfahrt der SWS und DS

Die Schlechtwegstrecke weist insbesondere bei 1,25 Hz, 4 Hz und 6,5 Hz ausgeprägte Leistungsinhalte auf. Bei der Dynamikstrecke befinden sich diese bei 1 Hz, 1,9 Hz und 2,75 Hz. Beide Diagramme zeigen, dass sich die größten Leistungsinhalte der Messstrecken unterhalb von 15 Hz befinden.

5.2 Dehnungsmessungen

Bei Überfahrt der Schlechtwegstrecke werden Dehnungszeitreihen gemessen, die eine stochastische Charakteristik aufweisen und nur innerhalb der einzelnen Segmente stationär sind. Die bei Überfahrt der Dynamikstrecke gemessenen Dehnungszeitreihen weisen ebenfalls eine stochastische Charakteristik auf, sind jedoch nicht stationär. Aufgrund der stochastischen Charakteristik der Messsignale erfolgen Frequenzanalysen mittels Leistungsdichtespektren (siehe Kapitel 3.2.3). Die hierfür eingestellten Parameter (siehe Kapitel 5.5) orientieren sich an der Länge des Zeitblocks, in denen die Messsignale stationär sind.

Die im Fahr- und Prüfstandsversuch gemessenen Dehnungen liegen im Bereich $-250 \mu\text{m}/\text{m}$ bis $+195 \mu\text{m}/\text{m}$. Viele der gemessenen Dehnungszeitverläufe weisen ein allgemein niedrige Dehnungsamplituden auf, zeigen aber einen grundsätzlich plausiblen Verlauf. Da es sich bei einem HVS um ein sicherheitsrelevantes Bauteil handelt und in der vorliegenden Arbeit vergleichende und keine absoluten Aussagen bezüglich der Schädigung getroffen werden, werden auch Dehnungszeitreihen mit sehr kleinen Dehnungen betrachtet. Eine gemessene Dehnungszeitreihe wird erst dann aussortiert, wenn deren RMS-Wert unterhalb des RMS-Wertes des Rauschens der Messkette liegt. Der minimal erforderliche RMS-Wert einer Dehnungszeitreihe berechnet sich wie folgt:

$$\varepsilon_{RMS,i} \geq \varepsilon_{A_{max-OL}} + 3\sigma_{\varepsilon_{A_{max-OL}}} \quad (27)$$

Gleichung (27) besagt, dass der RMS-Wert $\varepsilon_{RMS,i}$ einer gemessenen Dehnungszeitreihe i unter Last mindestens genauso groß sein muss, wie die aus einer definierten Anzahl von Ruhemessungen ohne Last ermittelte maximale Rauschamplitude $\varepsilon_{A_{max-OL}}$ einschließlich der dreifachen Standardabweichung $3\sigma_{\varepsilon_{A_{max-OL}}}$ der maximal gemessenen Rauschamplituden in den betrachteten Ruhemessungen. Es werden in Summe vier Ruhemessungen betrachtet, aus denen eine maximale Rauschamplitude von $\varepsilon_{A_{max-OL}} = 3,1 \mu\text{m}/\text{m}$ ermittelt wird. Unter Berücksichtigung von $3\sigma_{\varepsilon_{A_{max-OL}}} = 1,6 \mu\text{m}/\text{m}$ ist der minimal erforderliche $\varepsilon_{RMS,i} = 4,7 \mu\text{m}/\text{m}$, damit die Dehnungszeitreihe in die Analyse einbezogen werden kann. Aufgrund dieses Kriteriums werden 15 der anfänglich 40 applizierten DMS aus der Auswertung genommen. Unter Berücksichtigung von sechs defekten DMS verbleiben für die Auswertung 19 DMS.

Aus der Analyse der im Fahrversuch gemessenen Dehnungszeitreihen sind zwei für die weitere Auswertung relevante Aspekte zu benennen.

1. Aspekt: Die größten Dehnungen treten bei Überfahrt der Schlechtwegstrecke im Frequenzbereich unter 15 Hz auf. Vergleichbares trifft auf die bei Überfahrt der Dynamikstrecke aufgezeichneten Dehnungszeitverläufe zu, wenngleich die größten Dehnungsamplituden breiter gestreut im gesamten Frequenzbereich auftreten. Tabelle 10 listet die Frequenzen der Schwingspiele mit den drei größten Schwingamplituden auf.

Tabelle 10: Frequenz der drei größten Schwingspiele der Schlechtweg- und Dynamikstreckenmessung

		Schlechtwegstrecke [Hz]		Dynamikstrecke [Hz]	
		≤ 15 Hz	> 15 Hz	≤ 15 Hz	> 15 Hz
DMS am HVS außen	DMS-01	3/4/14	-	2/3/8	-
	DMS-2a	5/5/6	-	14/15/15	-
	DMS-2b	4/5/6	-	7/7/12	-
	DMS-2c	4/4/11	-	6/7	31
	DMS-03	5/10/13	-	6/6	32
	DMS-04	4/5/9	-	4/6/13	-
	DMS-06	5/5/6	-	2/3/10	-
	DMS-8a	3/4/12	-	2/14	20
	DMS-8b	4/4/7	-	12/13	21
	DMS-8c	3/3/4	-	2/2	25
	DMS-27	5/5/9	-	5/6	16
DMS im HVS-Inneren	DMS-12	4/4/12	-	6/6	31
	DMS-13	4/6/9	-	3/3	25
	DMS-16	-	60/62/65	-	62/67/72
	DMS-18	11/12/14	-	6	44/45
	DMS-19	11	29/49	2/6	48
	DMS-20	5/10/11	-	4/6/14	-
	DMS-24	9/10	34	3/6	64
	DMS-25	4	16/46	3	23/45

Die Frequenz der größten Dehnungsamplitude ist darin fett markiert. Aufgrund dieser Feststellung werden im weiteren Verlauf der Arbeit alle Schwingenspiele kleiner 15 Hz als niederfrequente Schwingenspiele bezeichnet. Die Tabelle 10 zeigt darüber hinaus, dass Schwingenspiele großer Amplitude und Frequenzen größer als 15 Hz vornehmlich an den DMS im HVS-Inneren gemessen werden.

2. Aspekt: Die DMS reagieren bei der Dynamikstreckenmessung ersichtlich auf die niederfrequenten ($f < 0,3$ Hz) längs- und querdynamischen Fahrmanöver Bremsen, Beschleunigen und Kurvenfahrten. Abb. 36 zeigt dies am Beispiel des normierten Zeitverlaufes des DMS-25 im Vergleich zur an der B-Säule der Beifahrerseite gemessenen normierten Querbeschleunigung.

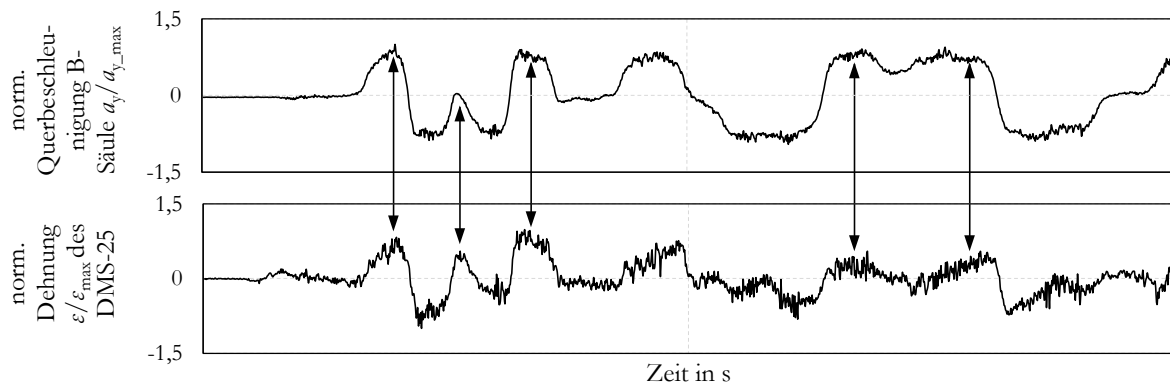


Abb. 36: Reaktion des DMS-25 auf längs- und querdynamische Fahrmanöver

5.3 Beschleunigungsmessungen

Das Ziel der Beschleunigungsmessungen ist es, die Ansteuersignale für die Prüfstände zu ermitteln und das Schwingungsverhalten des HVS und des Fahrzeuges zu analysieren. Mit Schwingungsverhalten sind in dem Fall nicht nur die Eigenfrequenzen des HVS gemeint, sondern jegliche Betriebschwingungen die der HVS gegenüber der umgebenden Struktur vollzieht, allein dadurch, dass er bei Straßenfahrt angeregt wird und auf diese Anregung entsprechend reagiert.

Die Charakteristik der gemessenen Beschleunigungszeitreihen entspricht denen der Dehnungszeitreihen (siehe vorstehendes Kapitel 5.2).

Für die Beschleunigungsmessungen werden insgesamt 27 Beschleunigungssensoren appliziert. Die Positionen der applizierten Beschleunigungssensoren am HVS sind in Abb. 30 dargestellt. Darüber hinaus werden folgende weitere Beschleunigungssensoren (BS) appliziert:

- drei BS an der Karosserie, in unmittelbarer Nähe der HVS-Anbindungen,
- ein BS an der fahrerseitigen B-Säule im Schwellerbereich,
- zwei BS an der B-Säule Beifahrerseite im Schwellerbereich und am Dachholm,
- ein BS am Stoßfängerlängsträger hinten rechts,
- vier BS an den Radträgern.

Die zuvor genannten Beschleunigungssensoren sind tabellarisch in Anhang C gelistet und mit Ausnahme der zwei Beschleunigungssensoren an den vorderen Radträgern und dem Beschleunigungssensor am beifahrerseitigen Dachholm in nachfolgender Abb. 37 dargestellt.

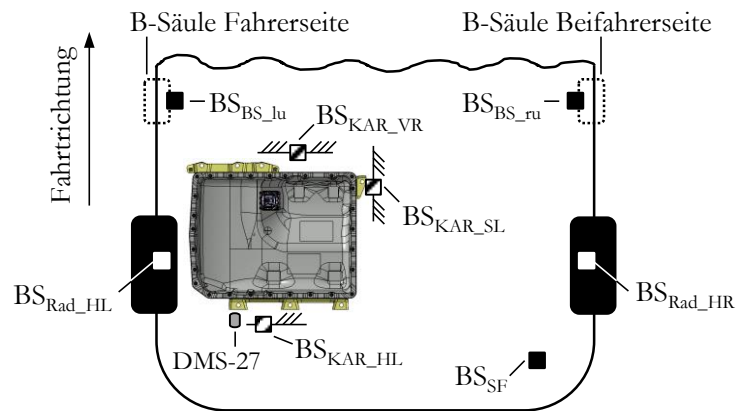


Abb. 37: Karosserie- und fahrwerkseitig applizierte Beschleunigungssensoren sowie DMS-27

Die Beschleunigungssensoren werden entsprechend dem in Anhang A dargestellten Fahrzeugkoordinatensystem ausgerichtet. Die Messungen erfolgen mit triaxialen Beschleunigungssensoren in x-, y- und z-Richtung. Die durchschnittliche Rauschamplitude der Messkette beträgt 0,02 g. Die maximal gemessenen Beschleunigungen betragen 5 g.

Aus den Beschleunigungsmessungen werden die Richtungen des HVS ermittelt, in denen dieser am stärksten auf die Anregung der Fahrbahnoberfläche bei Überfahrt der Schlechtweg- und Dynamikstrecke reagiert. In Anlehnung an HIMMELBLAU in [Him95] wird eine Anregungsrichtung als dominant erachtet, wenn der RMS-Wert im Frequenzbereich der direkt am HVS gemessenen Beschleunigungszeitreihen einer Raumrichtung, die RMS-Werte der beiden anderen Raumrichtungen um mindestens 37 % übersteigt. Die Betrachtung erfolgt im schädigungsrelevanten Frequenzbereich für die Schlechtwegstrecke von 3-125 Hz und für die Dynamikstrecke von 1-105 Hz. Bei der Schlechtwegstrecke dominiert die Anregung in z-Richtung mit einem um durchschnittlich 54 % größeren Leistungsinhalt gegenüber der y-Richtung und mit einem um durchschnittlich 78 % größeren Leistungsinhalt gegenüber der x-Richtung. Bei der Dynamikstrecke dominiert die Anregung in y-Richtung mit mehr als 78 % gegenüber der Anregung in x-Richtung und mit mehr als 92 % gegenüber der Anregung in z-Richtung.

5.4 Schädigungsrelevanter Frequenzbereich

Für eine gezielte Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS ist die Kenntnis des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches unerlässlich. Dessen Bestimmung wird im Folgenden dargelegt.

Die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches erfolgt in Anlehnung an die von JENNE in [Jen04] beschriebene Vorgehensweise. Bei dieser Methode werden die gemessenen Dehnungszeitreihen einer sukzessiven Tiefpassfilterung mit abnehmender Filtereckfrequenz unterzogen und die fiktive Schädigung nach jedem Filterschritt berechnet. Als Ergebnis werden die fiktiven

Schädigungen über der Filtereckfrequenz dargestellt. Es entsteht ein Kurvenverlauf, wie er für die 19 DMS in den Abb. 38 bis Abb. 40 ersichtlich ist. Je steiler der Gradient eines solchen Kurvenverlaufes ist, desto größer ist der Schädigungsinhalt, der sich in dem gefilterten Signalanteil befindet. Der Beginn des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches wird durch eine deutliche Änderung des Anstieges im Kurvenverlauf (von hohen zu niedrigen Filtereckfrequenzen kommend) markiert. Fällt der Kurvenverlauf gleichmäßig zu niedrigen Filtereckfrequenzen ab, lässt sich der schädigungsrelevante Frequenzbereich schwer eingrenzen. Alle Schwingenspiele tragen gleichermaßen zur Schädigung bei.

Für eine korrekte Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches ist die Wahl eines geeigneten Tiefpassfilters entscheidend. Es werden folgende Anforderungen an die Filtercharakteristik gestellt:

- neutrales Verhalten im Durchlassbereich (kein Überspringen),
- steile Filterflanke für hohe Dämpfung von Frequenzanteilen im Sperrbereich,
- keine Welligkeiten (Überschwinger) im Übergangs- und Sperrbereich.

Das Butterworth-Filter 6. Ordnung erfüllt die Anforderungen am besten.

Die Datengrundlage für die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches bilden die bei Überfahrt der Schlechtweg- und Dynamikstrecke gemessenen Dehnungszeitverläufe. Zur Vermeidung von Aliasing erfolgt eine hardwareseitige Tiefpassfilterung mit $f_E = 800$ Hz und eine Digitalisierung mit $f = 4096$ Hz.

Der Analysebereich wird auf 512 Hz eingeschränkt. Oberhalb von 512 Hz zeigen erste sukzessiv vorgenommene Tiefpassfilterungen mit einer groben Schrittweite von 20 Hz keine schädigungsrelevanten Signalanteile. Mit der Eingrenzung des Analysebereiches auf 1-512 Hz wird die Abtastrate von 4096 Hz auf 1024 Hz transformiert. Dies verringert die Rechenzeit und ermöglicht zugleich die Wahl einer kleineren Filterschrittweite. Der Bereich

- 5-512 Hz wird in 5 Hz-Schritten und der Bereich
- 1-5 Hz in 1 Hz-Schritten tiefpassgefiltert.

Die im Signal verbleibenden Schwingenspiele werden nach jedem Filterschritt mit dem Rainflow-Zählalgorithmus gezählt und im Anschluss die fiktive Schädigung nach der linearen Schadensakkumulationshypothese mit einer Wöhlerlinienneigung $k = 5$ berechnet.

Typischerweise nimmt der Schädigungsinhalt einer Dehnungszeitreihe mit kleiner werdender Filtereckfrequenz ab. Ein kurzzeitiger Anstieg der Schädigung kann jedoch vorkommen. Dies ist auf den Umstand zurückzuführen, dass sich bei der Rainflow-Zählung durch das Herausfiltern von Signalanteilen neue Hysteresen schließen, wo zuvor Residuen bestanden. Die neuen Hysteresen leisten einen höheren Schädigungsbeitrag als die zuvor bestandenen Residuen. Ein solches Phänomen zeigt sich beispielsweise in Abb. 38 bei 480-490 Hz.

In den Abb. 38 und Abb. 39 sind die Ergebnisgraphen der zuvor beschriebenen Vorgehensweise für die Schlechtweg- und Dynamikstrecke dargestellt. Die nach jedem Filterschritt berechnete fik-

tive Schädigung ist an der Ordinate in normierter Form dargestellt. Die Referenzwerte für die Normierung ($D_{r_ref,i}$) bilden die fiktiven Schädigungen der auf 512 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale.

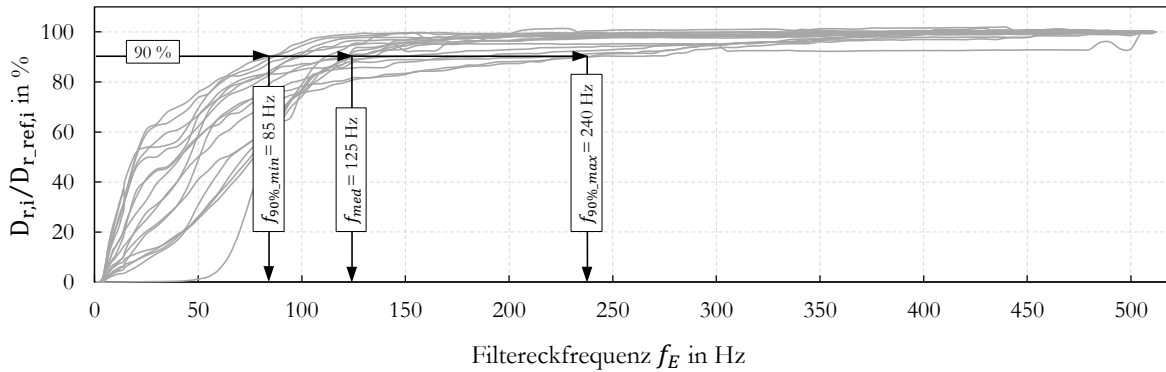


Abb. 38: Normierte fiktive Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Schlechtwegstrecke

Zu Gunsten der Übersicht wird von einer Kennzeichnung der 19 DMS in den Ergebnisgraphen abgesehen. Anhand der steil verlaufenden Gradienten bis ca. 100 Hz ist ersichtlich, dass sich in diesem Bereich der größte Schädigungsinhalt befindet. Dies steht im Einklang mit den Feststellungen, dass sich in diesem Bereich die größten Anregungen bzw. Leistungsinhalte befinden, weil

- die erste Eigenfrequenz des HVS im Fahrzeug bei 56 Hz liegt (Kapitel 4.2.1),
- Koppelschwingungen zwischen HVS, E-Maschine, Leistungselektronik, Speicherladeeinheit, Karosserie und Tank im Bereich 31-120 Hz auftreten (Kapitel 4.2.1),
- sich der größte Leistungsinhalt der Schlechtwegstrecke bis 15 Hz erstreckt (Kapitel 5.1),
- sich der größte Leistungsinhalt der Dynamikstrecke bis 8 Hz erstreckt (Kapitel 5.1).

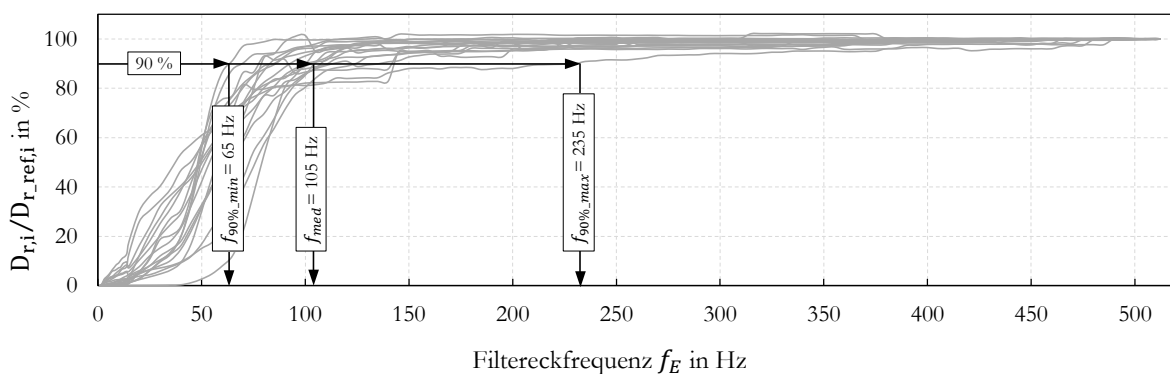


Abb. 39: Normierte fiktive Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Dynamikstrecke

Aus den Abbildungen ist zudem ersichtlich, dass die Schlechtwegstrecke gegenüber der Dynamikstrecke ein breiteres Frequenzspektrum anregt. Die Kurvenverläufe der Schlechtwegstrecke sind flacher und weisen gegenüber denen der Dynamikstrecke keine ausgeprägten Abknickpunkte für den Übergang zum schädigungsrelevanten Frequenzbereich auf.

Für die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches wird festgelegt, dass mindestens 90 % Restschädigung im Signal nach der Tiefpassfilterung verbleiben müssen. Damit liegt die obere schädigungsrelevante Frequenz zwischen 85 Hz ($f_{90\%_{min}}$) und 240 Hz ($f_{90\%_{max}}$). Für die Dynamikstrecke entsprechend zwischen 65 Hz und 235 Hz. Weiterhin wird für die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches festgelegt, dass der Median bei 90 % Restschädigung betrachtet wird. Dementsprechend liegt die obere Grenze des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches bei Überfahrt der Schlechtwegstrecke bei 125 Hz und bei Überfahrt der Dynamikstrecke bei 105 Hz. Damit besteht eine eindeutige Abhängigkeit des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches von der Charakteristik der Messstrecken. In der weiteren Auswertung werden alle Messsignale entsprechend den vorstehenden Werten tiefpassgefiltert.

Die getroffene Festlegung von 90 % Restschädigung und die Wahl des Medianwertes für die Bestimmung des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches beruhen auf folgenden Aspekten: Mit steigender Frequenz werden die Amplituden typischerweise kleiner. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass keine Eigenfrequenzen angeregt werden. Die Graphen der Dehnungszeitsignale beider Messstrecken verlaufen oberhalb der Medianwerte deutlich flacher als unterhalb derer und verdeutlichen damit, dass die maßgeblich zur Schädigung beitragenden Signalanteile unterhalb der Medianwerte liegen. Darüber hinaus ist laut [Son05, Son07, Sch73, Con79] der Schädigungsbeitrag von kleinen Spannungsamplituden (unterhalb der Dauerfestigkeit) erst dann zu berücksichtigen, wenn diese mit $N > 10^7$ auftreten. Die oberhalb der Medianwerte auftretenden Schwingspiele haben kleine Schwingbreiten von $\Delta\varepsilon \leq 15 \mu\text{m}/\text{m}$. Bei einer Betriebsfestigkeitsprüfung des vorliegenden HVS auf Basis der Fahrzeugmessungen werden die Schwingspiele oberhalb der Medianwerte mit Häufigkeiten $N < 10^7$ auftreten, sodass dessen Schädigungsbeitrag als vernachlässigbar erachtet wird. Weiterhin ist der Umstand zu berücksichtigen, dass das Signal bei der Filtereckfrequenz bereits um ca. 30 % gedämpft wird. Das bedeutet, dass sich in Wahrheit anstatt 90 % verbleibender Restschädigung mehr an Restschädigung im Signal befindet.

Nach der vorstehenden Betrachtung der oberen schädigungsrelevanten Frequenzgrenze wird nachfolgend die untere Grenze analysiert. Hierfür sind in Abb. 40a) und b) Detailansichten der zuvor gezeigten Abb. 38 und Abb. 39 dargestellt.

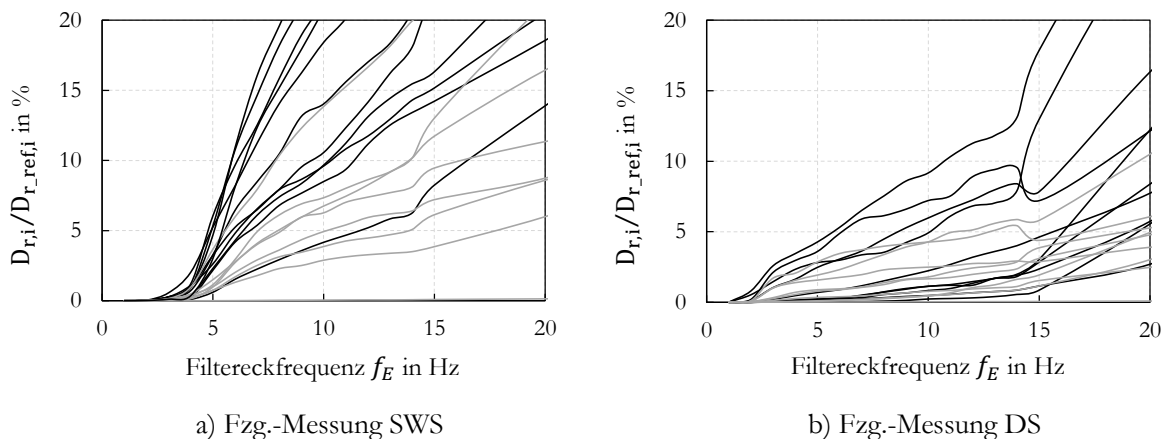


Abb. 40: Detailansicht 0-20 Hz der normierten fiktiven Schädigungen der sukzessiv von 512 Hz auf 1 Hz tiefpassgefilterten Dehnungszeitsignale der Fzg.-Messungen DS und SWS für die DMS der äußeren (—) und inneren (—) Struktur des HVS

Aus den Detailansichten ist ersichtlich, dass die bei Überfahrt der Dynamikstrecke gemessenen Dehnungszeitverläufe im Bereich 1-4 Hz größere Schädigungsanteile beinhalten als die der Schlechtwegstrecke. Bei der Schlechtwegstrecke besitzt keiner der gemessenen Dehnungszeitverläufe unterhalb von 3 Hz schädigungsrelevante Schwingspiele. Die verstärkt niederfrequenten Anteile bei der Dynamikstrecke stehen im Einklang mit der Kenntnis aus Kapitel 5.2, dass Brems- und Beschleunigungsmanöver wie auch Kurvenfahrten im ersten Teil der Strecke Belastungen mit Frequenzen unterhalb von 0,3 Hz verursachen.

Des Weiteren ist den Detailansichten die Tendenz zu entnehmen, dass die DMS der äußeren Struktur (schwarze Kurven) durch die steiler verlaufenden Gradienten niederfrequenter beansprucht werden, als die der inneren Struktur (graue Kurven).

Abschließend ist zu konstatieren, dass sich der schädigungsrelevante Frequenzbereich der Schlechtwegstrecke auf 3-125 Hz und der der Dynamikstrecke auf 1-105 Hz einschränken lässt. Die Ergebnisse stehen im Einklang mit denen einer Studie von HOOPER ET AL., wo der größte Leistungsinhalt zwischen 3-120 Hz [Hoo16] anhand von Leistungsdichtespektren gemessener Beschleunigungszeitsignale an verschiedenen HVS ermittelt wird.

Die vorliegend ermittelten schädigungsrelevanten Frequenzbereiche können als Tendenz für andere HVS-Konzepte gesehen, jedoch nicht übertragen werden. HOOPER ET AL. weisen in einer weiteren Veröffentlichung die Bereiche 0-7 Hz, 20-40 Hz und oberhalb von 300 Hz [Hoo14] als schädigungsrelevant aus. Die Relevanz von Schwingspielen mit mehr als 300 Hz trifft jedoch nicht auf den vorliegenden HVS zu.

Ferner beziehen sich die vorliegend ermittelten schädigungsrelevanten Frequenzbereiche auf die äußere und innere mechanische Struktur des vorliegend untersuchten HVS. Elektronische Subkomponenten, wie Leiterplatten, Zellen und Steckverbindungen sind darin nicht inbegriffen. Diese und weitere Elektronikbauteile können für deren funktionale und mechanische Absicherung höhere Anregungsfrequenzen als die vorliegend ermittelten erfordern [Dör16].

Die vorliegend ermittelten schädigungsrelevanten Frequenzbereiche liegen mit Ausnahme der ECE R100 zuweilen weit unterhalb der in den Normen empfohlenen Prüffrequenzbereiche (siehe Kapitel 2.4). Dies impliziert eine sichere Betriebsfestigkeitsprüfung, wenn den Empfehlungen der Normen gefolgt wird. Inwieweit von dem ermittelten schädigungsrelevanten Frequenzbereich auf den notwendigen Anregungsfrequenzbereich in der Betriebsfestigkeitsprüfung geschlossen werden kann, wird in den Kapiteln 6.3.6 und 6.4.5 untersucht.

5.5 Messdatenaufbereitung

Die Messdatenaufbereitung und -auswertung erfolgt mit der Software LMS Tecware 3.12 der Firma Siemens. Beginnend mit den Dehnungszeitreihen wird auf Basis der vorstehenden Ergebnisse die final vorgenommene Messdatenaufbereitung und -auswertung beschrieben.

Zunächst wird die Abtastrate entsprechend den Ergebnissen aus Kapitel 5.4 von 4096 Hz auf 1024 Hz transformiert und die gemessenen Dehnungszeitreihen aus den Fahr- und Prüfstandsver-

suchen der Schlechtwegstrecke mit $f_E = 125$ Hz und die der Dynamikstrecke mit $f_E = 105$ Hz tiefpassgefiltert. Für die Drift- und Offsetkorrektur wird ein gleitender Median angewandt, der über einen Bereich von sechs Sekunden das 50 % Quantil der Dehnungszeitreihe bildet und den drift- und/oder offsetbehafteten Medianwert auf den Wert null korrigiert.

Für die Analysen im Zeitbereich werden die Dehnungszeitreihen mittels einer Kreuzkorrelation zeitlich synchronisiert. Weiterhin werden Spannenpaar- und symmetrische Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen durchgeführt, um die gemessenen Dehnungen aus den Fahr- und Prüfstandsversuchen in anschaulichen Kollektivdarstellungen gegenüberzustellen. Die Kollektive der Spannenpaar- und Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen werden aus der Rainflow-Matrix abgeleitet. Die der Rainflow-Matrix zugrunde liegende Rainflow-Zählung wird mit dem Vierpunktalgorithmus und einem wiederholten Durchlauf des Residuums für dessen Schädigungsabschätzung durchgeführt. Für die Klassierung werden feste Werte für die obere (+195 $\mu\text{m}/\text{m}$) und untere Klassengrenze (-250 $\mu\text{m}/\text{m}$) eingestellt und der sich daraus ergebende Bereich von 445 $\mu\text{m}/\text{m}$ in 128 Klassen unterteilt. Die Rückstellbreite wird auf die dreifache Klassenbreite eingestellt, sodass Schwingspiele mit Schwingbreiten kleiner 10,4 $\mu\text{m}/\text{m}$ nicht gezählt werden. Damit wird sichergestellt, dass keine Schwingspiele aus dem Rauschen der Messkette in die rechnerische Schädigungsabschätzung einfließen.

Die rechnerische Schädigungsabschätzung, sprich die Berechnung der fiktiven Schädigung aus den gemessenen Dehnungszeitreihen erfolgt auf Basis der Rainflow-Matrix und der linearen Schadensakkumulationshypothese nach PALMGREN und MINER elementar. In Anlehnung an die FKM-Richtlinie [Ren12] wird für die Wöhlerlinienneigung $k = 5$ gewählt.

Die gemessenen Beschleunigungszeitreihen werden analog den Dehnungszeitreihen tiefpassgefiltert sowie drift- und offsetbereinigt. Für die Analysen im Zeitbereich werden Spannenpaar- und Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen mit variabler Klassenober- und Untergrenze, die sich entsprechend aus den maximal und minimal gemessenen Wert der Beschleunigungszeitreihe plus einem Aufschlag von 2 % ergeben, durchgeführt. Die Zählung erfolgt mit 128 Klassen und einer Rückstellbreite, die der einfachen Klassenbreite entspricht.

Für die Analysen im Frequenzbereich werden für alle Messdaten der Schlechtwegstrecke Leistungsdichtespektren mit einer Frequenzauflösung von 0,25 Hz und sich zu 50 % überlappenden Hanning-Fenstern berechnet (Blockgröße = 4096 Abtastpunkte, Linienanzahl = 1601). Für die Messdaten der Dynamikstreckenmessung muss zuweilen eine Frequenzauflösung von 0,0625 Hz gewählt werden (Blockgröße = 8192 Abtastpunkte, Linienanzahl = 3201), da sich die größten Leistungseinträge unterhalb von 2 Hz befinden.

Bei den 4-Stempel-Anlagenversuchen werden neben den gemessenen Dehnungen und Beschleunigungen auch die gemessenen Zylinderwege der Anlagen im Zeit- und Frequenzbereich analysiert. Hierfür werden diese entsprechend der oberen Anregungsfrequenz tiefpassgefiltert und anschließend Spannenpaar- und Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen auf Basis von 128 Klassen, einem Aufschlag von 2 % auf die Maximalwerte und einer Rückstellbreite von einer Klassenbreite durchgeführt.

Die Diagramme für die Klassengrenzenüberschreitungs- und -spannenpaaranzahlungen wie auch die Darstellung von Zeitreihen erfolgen in normierter Darstellung für die Ordinate. Die Normierung bezieht sich dabei auf den maximalen Wert.

6 Messungen und Analysen am Hochvoltspeicher im Prüfstandsversuch

Für die Durchführung von Betriebsfestigkeitsprüfungen von HVS finden die in Kapitel 2.4 aufgeführten Normen und Richtlinien Anwendung. Diese empfehlen für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS primär einen elektrodynamischen Shaker und dessen Prüfkonzept der einaxial, sequentiell erfolgenden Anregung einzusetzen. Die Entscheidung der Prüfstandswahl obliegt laut den Hinweisen der Normen [DIN09, ISO12a] letztendlich dem Anwender. Vor diesem Hintergrund ist es das Ziel der Prüfstandsversuche, die Eignung der in der Praxis gängig eingesetzten Prüfkonzepte eines MAST und einer 4-Stempel-Anlage für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS zu bewerten.

Eine Bewertung des Prüfkonzeptes des elektrodynamischen Shakers erfolgt nicht. Dessen Prüfkonzept wird mittels einer Anregung im Zeitbereich auf dem MAST nachempfunden.

Die Bewertung der ausgewählten Prüfkonzepte erfolgt anhand dessen, wie gut die Prüfkonzepte in der Lage sind, die im Fahrversuch gemessenen Dehnungen zu reproduzieren.

Innerhalb beider Prüfkonzepte besteht die Möglichkeit, eine Vielzahl von verfahrens- und prüfstandsseitigen Parametern zu variieren. Die Variation der Parameter wirkt sich wiederum auf die Güte der Dehnungsreproduktion aus und beeinflusst in der Folge auch die Eignung des Prüfkonzeptes. Somit besteht die Notwendigkeit, die Auswirkung verfahrens- und prüfstandsseitiger Parameter zu untersuchen. Die Einflussgrößenanalyse stellt den Rahmen für den Prüfkonzeptvergleich dar.

Um einen durchgängigen Vergleich zwischen den Fahr- und Prüfstandsmessungen zu gewährleisten, wird in allen Versuchen derselbe HVS mit denselben Messstellen und demselben Messsystem verwendet. In Anhang B und C ist eine tabellarische Übersicht aller Messstellen zu finden.

Für die Untersuchung werden die in Kapitel 5.1 beschriebenen Messstrecken auf beiden Prüfständen nachgefahren. Im Fokus der Auswertungen steht die Schlechtwegstrecke. Deren Ergebnisse werden um die der Dynamikstrecke ergänzt, wenn sich dort zusätzliche Effekte zeigen.

Die Messungen, die der Einflussgrößenanalyse zugrunde liegen, werden nach einer festen Nomenklatur benannt. Die Beschreibung der Nomenklatur ist in Anhang D zu finden.

6.1 Untersuchte Einflussgrößen auf die Dehnungsreproduktion

Abb. 41 gibt eine Übersicht der vorliegend auf dem MAST und der 4-Stempel-Anlage untersuchten Einflussparameter.

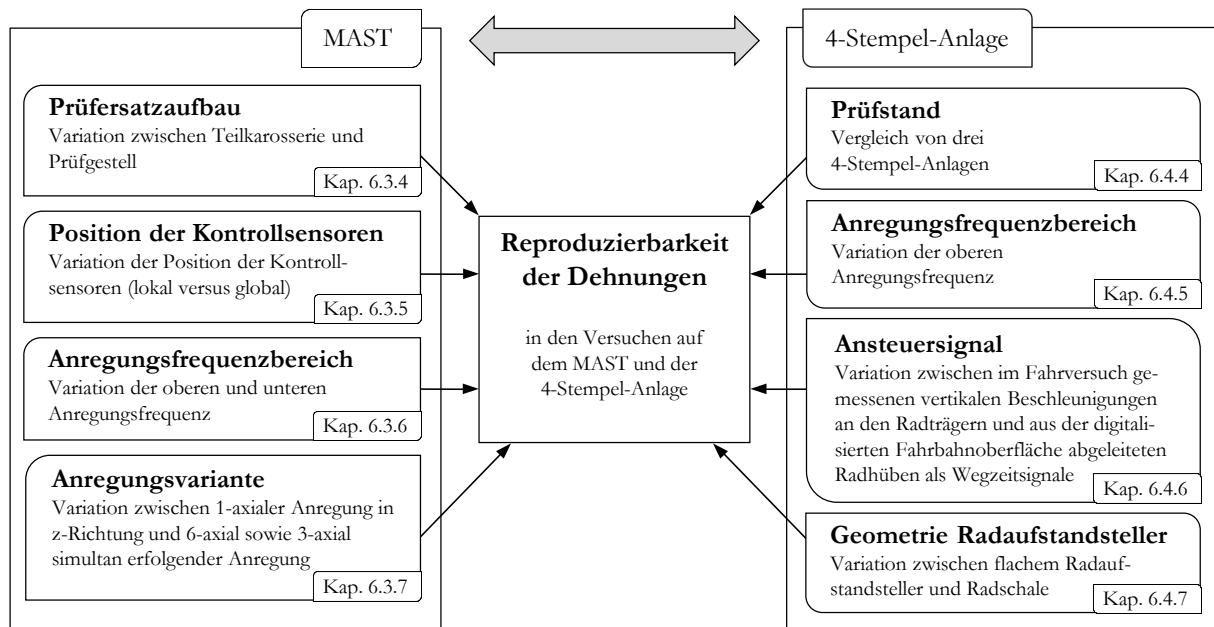


Abb. 41: In MAST- und 4-Stempel-Anlagenversuchen untersuchte verfahrens- und prüfstandsseitige Einflussparameter auf die Dehnungsreproduktion

Prüfersatzaufbau auf dem MAST: Für die Durchführung von Prüfungen auf dem MAST besteht aufgrund der begrenzten Tischabmessungen die Notwendigkeit, das zu prüfende Bauteil oder System freizuschneiden und in einem Prüfersatzaufbau zu montieren. Der Prüfersatzaufbau gehört zu den Einflussgrößen mit dem größten Gestaltungsfreiraum. Die Gestaltung des Prüfersatzaufbaus kann in Anlehnung an Normen wie der DIN EN 60068-2-47:2006 [DIN06] erfolgen, obliegt aber grundsätzlich der durchzuführenden Person des Versuches. Dieser hat bezüglich des Prüfersatzaufbaus u. a. zu entscheiden,

- wo der Freischnitt zu erfolgen hat,
- welche zum prüfenden Bauteil nahe gelegenen Bauteile ebenfalls zu integrieren sind,
- welches Material und welche Verbindungstechnik zu wählen ist.

Für die Untersuchung des Einflusses des Prüfersatzaufbaus in 6.3.4 werden zwei Aufbauten gegenübergestellt, die sich in den vorstehend genannten Punkten grundlegend unterscheiden.

Position der Kontrollsensoren in den MAST-Versuchen: Vorliegend wird untersucht, ob sich neben den nah zum HVS befindenden Kontrollpositionen (lokal) auch weiter entfernt liegende (global) eignen. Dabei spielen die Steifigkeitsverhältnisse des Prüfersatzaufbaus eine wesentliche Rolle.

Anregungsfrequenzbereich: Der Anregungsfrequenzbereich wird auf beiden Prüfständen variiert. In den Versuchen auf dem MAST wird sowohl die untere ($f_{A_u} = 1 \dots 5$ Hz) als auch die obere

($f_{A_o} = 40 \dots 70$ Hz) Anregungsfrequenz variiert. Auf der 4-Stempel-Anlage konzentrieren sich die Untersuchungen auf die Variation der oberen Anregungsfrequenz ($f_{A_o} = 20 \dots 80$ Hz). Es wird untersucht, wie stark sich eine Begrenzung oder Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches auf die Dehnungsreproduktion auswirkt.

Anregungsvariante in den MAST-Versuchen: Der Begriff der Anregungsvariante definiert die Kombination der im Raum angeregten Freiheitsgrade eines Prüfstandes. Im Fokus der Untersuchung steht die Gegenüberstellung der alleinigen Anregung der vertikalen Achse zu einer 3- und 6-axial erfolgenden simultanen Anregung der Prüfstandsachsen.

Vergleich von drei 4-Stempel-Anlagen: Im Rahmen der Einflussgrößenanalyse auf der 4-Stempel-Anlage erfolgt eine Gegenüberstellung von zwei baugleichen Anlagen zueinander und zu einer nicht baugleichen Anlage. Hintergrund der Gegenüberstellung ist, dass im Automobilsektor die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS zumeist auf 4-Stempel-Anlagen verschiedener Prüfinstitutionen durchgeführt wird. Dabei besteht die Erwartungshaltung, dass auf jeder der Anlagen das gleiche Ergebnis zu Tage tritt. Vorliegend wird untersucht, welche Streuungen in der Dehnungsreproduktion auftreten, wenn die Prüfung auf verschiedenen und baugleichen 4-Stempel-Anlagen durchgeführt wird.

Ansteuersignal der 4-Stempel-Anlage: Die 4-Stempel-Anlage ist in der Lage, eine Vielzahl von Ansteuersignalen unterschiedlicher Charakteristik nachzufahren. Für die Untersuchung, ob dabei ein Einfluss auf die Dehnungsreproduktion besteht, werden vorliegend zwei in der Praxis gängig angewandte Ansteuersignale miteinander verglichen. Dafür wird zum einen auf die im Fahrversuch gemessenen vertikalen Radträgerbeschleunigungen und zum andern auf Radhubzeitsignale geregelt. Die Radhubzeitsignale werden hierfür aus den digitalisierten Fahrbahnprofilen der Messstrecken abgeleitet.

Geometrie der Radaufstandsteller im 4-Stempel-Anlagenversuch: Da nicht an allen eingesetzten 4-Stempel-Anlagen Radaufstandsteller gleicher Geometrie verwendet werden können, wird deren Einfluss auf die Dehnungsreproduktion untersucht. Die Untersuchung erfolgt an zwei verschiedenen Geometrien von Radaufstandstellern (flache und an die Reifenkontur angepasste Radaufstandsteller).

6.2 Bewertungsmethode

Die Grundlage für die Bewertung der Prüfkonzepte und Einflussparameter bilden die in den Fahr- und Prüfstandsversuchen gemessenen Dehnungszeitverläufe. Aus diesen werden Schädigungen berechnet, die als fiktiv bezeichnet werden, da die Lageparameter der Wöhlerlinie nicht bekannt sind. Damit ist ein relativer Vergleich der Schädigungen zueinander möglich. Das Schädigungsverhältnis, welches nachfolgend als relative Schädigung D_r bezeichnet wird, ist wie folgt definiert:

$$D_{r,i} = \frac{D_{i,\text{Prüfstandsversuch}}}{D_{i,\text{Fahrversuch}}} \quad (28)$$

Für (28) gilt:

$D_{r,i} = 1$ Übereinstimmung zwischen Fahr- und Prüfstandsversuch

$D_{r,i} < 1$ Prüfstandsversuch verursacht kleinere fiktive Schädigungen als Fahrversuch

$D_{r,i} > 1$ Prüfstandsversuch verursacht größere fiktive Schädigungen als Fahrversuch

Das Schädigungsverhältnis drückt aus, wie gut die gemessenen Dehnungen aus dem Fahrversuch im Prüfstandsversuch reproduziert werden können (Güte der Dehnungsreproduktion). Liegen die relativen Schädigungen im Bereich $1/3 \leq D_{r,i} \leq 3$ werden diese als akzeptabel erachtet. Der Bereich wird mit $D_{r,zul}$ bezeichnet und orientiert sich an den in [Hai06] angegebenen Streuspannen T_D , die in Betriebsfestigkeitsversuchen auftreten können. Unter der Voraussetzung, dass die ertragbaren Schwingungszahlen normal logarithmisch streuen und die Berechnung nach MINER elementar erfolgt, treten laut [Hai06] für Stahlproben Streuspannen im Bereich von $T_D = 7,1 \dots 7,9$ und für Aluminium im Bereich $T_D = 6,9 \dots 7,3$ auf. Die Werte gelten für Zug-/Druck- oder Biegebelastung. In Anlehnung hieran, sollten die Schädigungsgrenzen nicht unterhalb dessen definiert werden, da andernfalls die systemimmanente Streuung unberücksichtigt bliebe. Demzufolge wird vorliegend eine Streuspanne von

$$T_D = \frac{D_{90\%}}{D_{10\%}} = \frac{3}{0,3} = 10 \quad (29)$$

festgelegt, die dem eingangs angegebenen Bereich von $1/3 \leq D_{r,i} \leq 3$ entspricht. Dies bedeutet, dass die relative Schädigung um den Faktor 3 nach oben bzw. 0,3 nach unten vom Erwartungswert eins abweichen darf. $D_{90\%}$ steht für die berechnete fiktive Schädigung bei 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit und $D_{10\%}$ entsprechend für die fiktive Schädigung bei 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit.

Die Berechnung der fiktiven Schädigungen erfolgt anhand der in den Kapiteln 3.4.3 und 5.5 beschriebenen Vorgehensweisen. Ergänzend zum Schädigungsverhältnis werden Analysen im Frequenz- und Zeitbereich mittels der in den Kapiteln 3.2.2, 3.2.3 und 3.4.2 beschriebenen Methoden durchgeführt. Die ergänzenden Betrachtungen erfolgen, weil gleiche fiktive Schädigungen im Fahr- und Prüfstandsversuch nicht zwangsläufig zu den gleichen Schadensbildern führen müssen. Unter anderem können unterschiedliche Kollektivformen von klassierten Beanspruchungszeitfunktionen und ein abweichendes Schwingungsverhalten einen anderen Kraftfluss und somit ein anderes Schadensbild initiieren.

6.3 Versuche auf dem mehraxial anregenden Schwingtisch

Beginnend mit dem Prüfstandskonzept des MAST und den dort variierten Einflussparametern werden in den nachfolgenden Kapiteln die Ergebnisse der Einflussgrößenanalyse auf die Dehnungsreproduktion dargelegt und diskutiert.

6.3.1 Versuchsdurchführung

Für die Ansteuerung des MAST dienen die im Fahrversuch der Schlechtweg- und Dynamikstrecke gemessenen Beschleunigungen in x-, y- und z-Richtung von zum HVS nah und fern applizierten karosserieeitigen Beschleunigungssensoren (grafische Darstellung siehe Abb. 37). Diese werden an den verwendeten Prüfersatzaufbauten in bestmöglicher Übereinstimmung mit den Positionen im Fahrzeug appliziert. Es erfolgen ausschließlich Betriebslastennachfahrversuche.

Die Prüfersatzaufbauten werden mittig, entlang der Raumachsen des tischmittigen Koordinatensystems auf dem Schwingtisch ausgerichtet. Die Befestigung erfolgt mittels Spanneisen (siehe Abb. A – 5 in Anhang E).

Die Systemidentifikation für die iterativ lernende Regelung (siehe Kapitel 3.3.3) erfolgt separat für die Teilkarosserie und das Prüfgestell.

Während der iterativen Regelung kommt es oberhalb von 75 Hz im Prüfgestell und 40 Hz in der Teilkarosserie zu Resonanzen, die von der Regelsoftware unzureichend geregelt werden können. Um eine ausreichende Iterationsgüte sicherzustellen, wird die obere Anregungsfrequenz bei den Versuchen mit Prüfgestell auf 70 Hz und bei denen mit Teilkarosserie auf 40 Hz begrenzt. Die Begrenzung erfolgt durch eine Tiefpassfilterung der vorgegebenen Beschleunigungszeitsignale mit $f_E = 40$ Hz und $f_E = 70$ Hz. Lediglich bei der Untersuchung der oberen Anregungsfrequenz werden von 40 Hz und 70 Hz abweichende geringere Filtereckfrequenzen eingestellt. Jedes tiefpassgefilterte Ansteuersignal wird entsprechend neu iterativ geregelt.

Die Beschleunigungszeitsignale werden grundsätzlich mit $f_E = 2,25$ Hz hochpassgefiltert. Einzige Ausnahmen bilden die Versuche zur Untersuchung der unteren Anregungsfrequenz, bei denen die Signale abweichend von 2,25 Hz auch mit $f_E = 1; 3; 4$ und 5 Hz hochpassgefiltert werden.

Es erfolgen 1-, 3- und 6-axiale Anregungen. Diese werden als Anregungsvariante bezeichnet (siehe Definition in Kapitel 6.1). Bei der 1-axialen Anregung erfolgt nur die Anregung einer translatorischen Achse – entweder die der x-, y- oder z-Achse. Bei der 3-axialen Anregung werden alle translatorischen Achsen zeitgleich angeregt und bei der 6-axialen Anregung kann der Schwingtisch zusätzlich rotieren (volle räumliche Bewegungsfreiheit).

Für die 6-axiale Anregung werden entweder gleichzeitig die x-, y und z-Beschleunigungen der drei HVS-fernen oder die der drei HVS-nahen Beschleunigungssensoren iterativ geregelt. Bei der 3- und 1-axialen Anregung erfolgt die iterative Regelung auf x-, y- und z-Beschleunigung des HVS-nahen Sensors BS_{Kar_HL} . Die iterative Regelung erfolgt dabei grundsätzlich auf die original im Fahrversuch gemessenen Beschleunigungszeitsignale ohne eine Beaufschlagung mit Sicherheitsfaktoren.

Mit Ausnahme der 6-axialen Anregungen werden die Richtwerte für die Bewertung der Iterationsgüte (siehe Kapitel 3.3.3) für alle Versuche eingehalten. Bei den Versuchen mit 6-axialer Anregung kommt es bei den iterativ geregelten x-Beschleunigungen beim Nachfahren beider Messstrecken mit Prüfgestell und Teilkarosserie zu RMS-Fehlern zwischen 10-28 %. Hierfür ist das im Vergleich zur originalen Fahrzeugkarosserie veränderte Übertragungsverhalten der Prüfersatzaufbauten ursächlich verantwortlich. Die Kontrollsensoren können durch die Versteifungsmaßnahmen nicht

die gleichen räumlichen Bewegungen zueinander wie im Gesamtfahrzeug ausführen. Dies erschwert die iterativ lernende Regelung und führt durch die nicht zueinander passenden Bewegungen der Kontrollsensoren zu Abweichungen zwischen Target- und Ist-Signalen.

Trotz den über dem Richtwert liegenden RMS-Fehlern (e_{RMS}) wird für die vorliegende Arbeit zugrundegelegt, dass die 6-axialen Anregungen trotzdem eine vertretbare Iterationsgüte aufweisen. Lediglich die Bewertungsgrößen für die Iterationsgüte der gemessenen x-Beschleunigungen liegen geringfügig oberhalb der vorliegend definierten Richtwerte. In y- und z-Richtung werden die Richtwerte eingehalten. Des Weiteren zeigen die Zeitverläufe der x-Beschleunigungen eine gute Übereinstimmung zwischen Target- und Ist-Signal mit $\rho_{yx} > 0,6$.

Für den Nachweis der Reproduzierbarkeit der durchgeführten Versuche werden Wiederholmessungen durchgeführt. Diese zeigen eine hohe Reproduzierbarkeit der Nachfahrversuche beider Messstrecken. Die Reproduzierbarkeit wird anhand von Kreuzkorrelationen und Klassengrenzenüberschreitungszählungen der gemessenen Dehnungszeitverläufe geprüft. Der mittlere Kreuzkorrelationskoeffizient (Mittelung über 18 DMS) zwischen den gemessenen Dehnungen einer Erst- und Wiederholmessung eines Nachfahrversuches der Dynamikstrecke liegt bei $\bar{\rho}_{yx} = 0,98$.

Während der Versuche wird der HVS elektrisch überwacht, jedoch nicht ge- oder entladen.

6.3.2 Schwingungsanalyse

Der MAST zählt zu den beschleunigungsgeregelten Prüfständen, sodass die Reproduktion der Dehnungen auf einer bestmöglichen Simulation der im Fahrversuch gemessenen Beschleunigungen an den Kontrollpunkten beruht. Damit soll ein stimmiges Schwingungsverhalten des zu prüfenden Bauteils gewährleistet werden. Mit stimmigem Schwingungsverhalten ist in dem Fall nicht nur die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen des zu prüfenden Bauteils mit denen wie sie in der originalen Verbausituation vorliegen gemeint, sondern auch die Übereinstimmung jeglicher Betriebsschwingungen, die das Bauteil gegenüber der umgebenden Struktur vollzieht, allein dadurch, dass es angeregt wird und auf diese Anregung entsprechend reagiert. Vor diesem Hintergrund wird der Versuchsauswertung eine Schwingungsanalyse vorangestellt. Hierfür wird der Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke in der Teilkarosserie bei 3-axialer Anregung im Frequenzbereich 2,25-40 Hz und dessen Pendant für die Dynamikstrecke ausgewählt.

- Schlechtwegstrecke: M_SWS_TK_3ax_lok_HL_2.25-40Hz (kurz: M_SWS_TK_3ax)
- Dynamikstrecke: M_DS_TK_3ax_lok_HL_2.25-40Hz (kurz: M_DS_TK_3ax)

Die Schwingungsanalyse erfolgt im ersten Schritt auf Basis eines Vergleiches der im Fahr- und Prüfstandsversuch gemessenen Beschleunigungen am HVS. Der Vergleich wird anhand von normierten Klassengrenzenüberschreitungszählungen (KGÜZ) und Leistungsdichtespektren (PSD) durchgeführt und durch Übertragungsfunktionen zwischen ausgewählten Beschleunigungssensoren am HVS und nahegelegenen Stellen an der Karosserie ergänzt.

Zur grafischen Darstellung der normierten KGÜZ und PSD-Diagramme dient als repräsentativer Beschleunigungssensor der BS_{UnVoRe} am HVS. Abb. 42 veranschaulicht in den Grafiken (a)-(c) dessen normierte KGÜZ der gemessenen x-, y- und z-Beschleunigungen und in den Grafiken (d)-(f)

die dazugehörigen PSD-Diagramme für die Schlechtwegstrecke. Das Pendant für die Dynamikstrecke ist in Abb. 43 dargestellt.

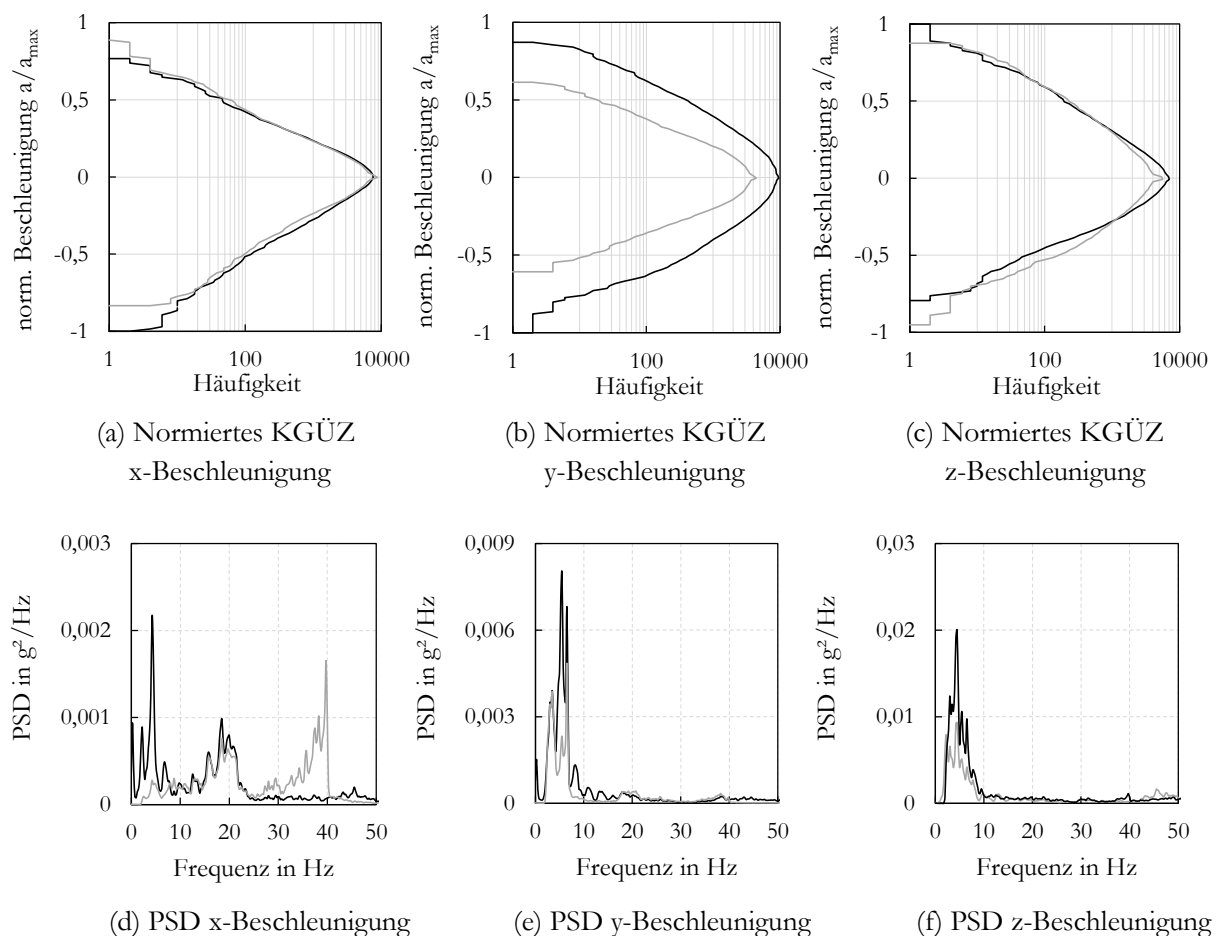


Abb. 42: Normierte KGÜZ (a)-(c) und PSD (d)-(f) des BS_{UnVoRe} der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch M_SWS_TK_3ax (---) auf dem MAST

In longitudinaler Richtung zeigt sich im normierten KGÜZ in Abb. 42 eine sehr gute Übereinstimmung der am HVS auf der Schlechtwegstrecke und im Nachfahrversuch gemessenen x-Beschleunigungen am BS_{UnVoRe} . Dies gilt jedoch nur für den Frequenzbereich 8-23 Hz (siehe (d) in Abb. 42). Ab 23 Hz beginnend und bis 40 Hz zunehmend kommt es im MAST-Versuch zu einem markanten Leistungseintrag mit einem schlagartigen Abfall bei 40 Hz. Ursache hierfür sind die bei 31 Hz beginnenden Koppelschwingungen des HVS mit den umgebenden Fahrzeugkomponenten (siehe Kapitel 4.2.2), die zu Schwierigkeiten in der Prüfstandsregelung führen. Dies führt zu der Entscheidung, die Anregungsfrequenz auf $f_{A,o} = 40$ Hz zu begrenzen. Der guten Übereinstimmung der Kollektivformen in (a) der Abb. 42 ist jedoch zu entnehmen, dass sich der signifikante Leistungseintrag im Frequenzbereich 23-40 Hz nicht auf die absolut am HVS gemessenen Beschleunigungen auswirkt. Bei der Dynamikstrecke ist der Einfluss des überhöhten Leistungseintrages auf die gemessenen Beschleunigungen hingegen größer (siehe (a) in Abb. 43). Auf die Ursache des überhöhten Leistungseintrages wird in Kapitel 6.3.7 eingegangen. Auf die zu geringen Leistungseinträge unter 8 Hz wird im Zuge der Darstellung der Thesen im nächsten Kapitel 6.3.3 eingegangen.

In lateraler Richtung zeigt sich sowohl für die Schlechtweg- und noch viel ausgeprägter für die Dynamikstrecke eine zu geringe Beschleunigung des HVS im Nachfahrversuch auf dem MAST. Ursache dessen ist die Hochpassfilterung der Anregungssignale, die niederfrequente Wank- und Nickbewegungen herausfiltert. Bei der Dynamikstrecke besteht in diesem Bereich der größte Leistungseintrag (siehe Abb. 35), sodass sich hier größere Unterschiede als bei der Schlechtwegstrecke ergeben (siehe (d)-(f) in Abb. 43).

In vertikaler Richtung zeigt sich für beide Messstrecken eine gute Übereinstimmung in den normierten KGÜZ aller am HVS applizierten Beschleunigungssensoren.

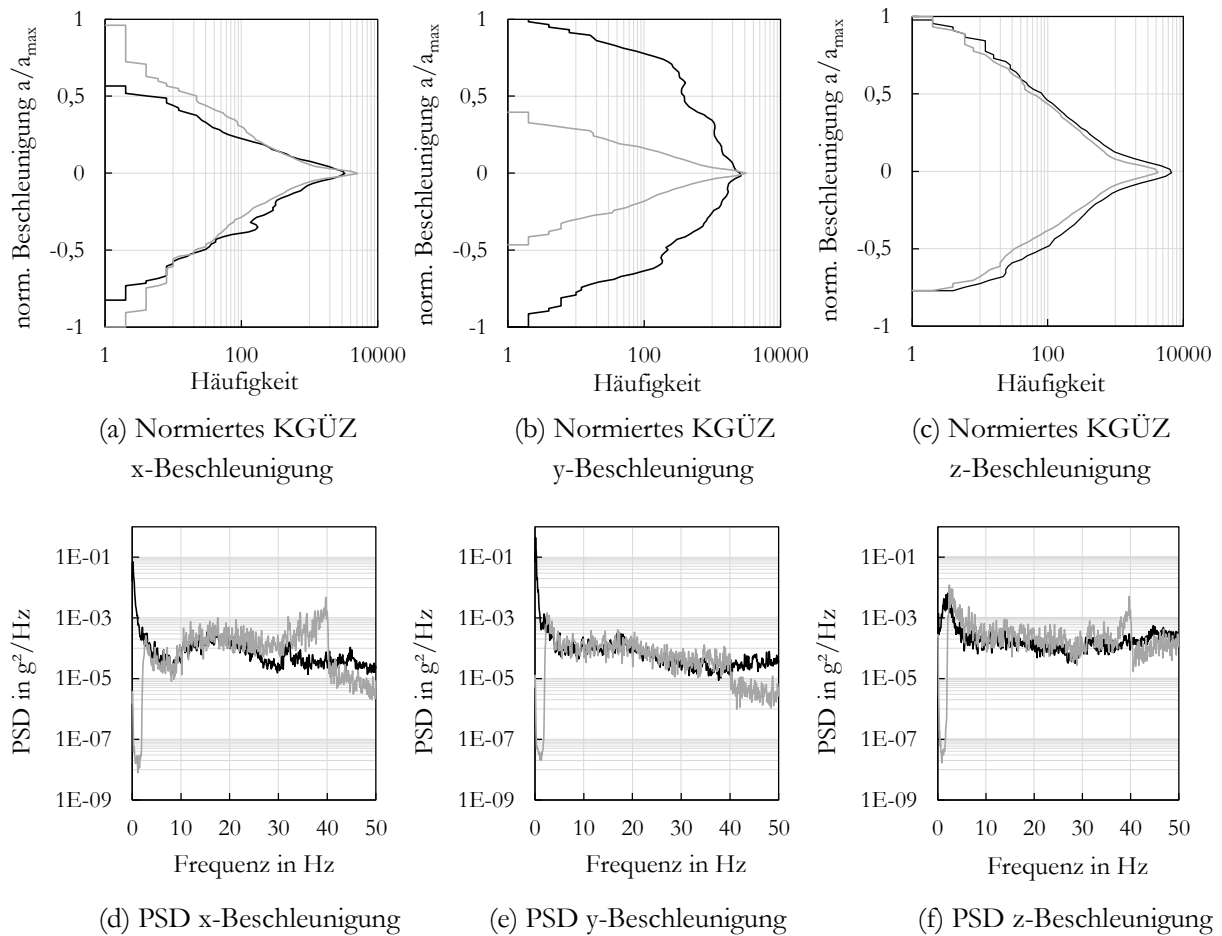


Abb. 43: Normierte KGÜZ (a)-(c) und PSD (d)-(f) des BS_{UnVoRe} der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch $M_DS_TK_3ax$ (---) auf dem MAST

Ergänzend zur vorstehenden Analyse erfolgt die Bewertung des Übertragungsverhaltens des HVS zur Karosserie. Abb. 44 zeigt die hierfür genutzten Sensorpaare, dargestellt in gleicher Farbe.

Die Sensorpaare werden jeweils in der Nähe des vorderen, seitlichen und hinteren HVS-Halters appliziert. Pro Sensorpaar werden die Übertragungsfunktionen in x-, y- und z-Richtung gebildet, sodass sich neun Übertragungsfunktionen für die Analyse der Schlechtwegstrecke und weitere neun für die Analyse der Dynamikstrecke ergeben.

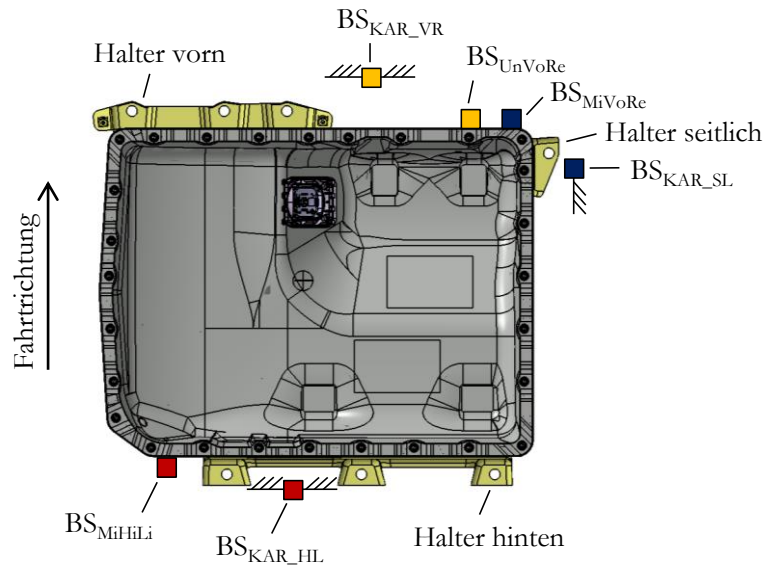


Abb. 44: Für die Übertragungsfunktionen genutzte Sensorpaare

Abb. 45 und Abb. 46 zeigen als repräsentative Beispiele für die Amplituden- und Phasenfrequenzgänge die des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung für die Schlechtweg- und Dynamikstrecke. In den Abbildungen sind die Bereiche signifikant abweichenden Übertragungsverhaltens gekennzeichnet. Ein Bereich wird als signifikant abweichend bezeichnet, wenn eine Resonanz im MAST-Versuch auftritt, die in der Fahrzeugmessung nicht auftritt und vice versa.

Bis 35 Hz besteht in allen Amplituden- und Phasenfrequenzgängen der Nachfahrversuche der Schlechtweg- und Dynamikstrecke auf dem MAST eine weitgehend gute Übereinstimmung zu den Fahrzeugmessungen. Dies ist schlüssig, da bis zu dieser Frequenz geregelt wird.

Ab 35 Hz prägt sich in den Versuchen auf dem MAST ein Schwingungsverhalten des HVS gegenüber der Karosserie aus, welches zum Teil nicht mit dem aus den Fahrzeugmessungen übereinstimmt. Streng genommen kann aufgrund des unregelmäßigen Bereiches auch nicht davon ausgegangen werden, wenngleich ab 31 Hz der Bereich der ausgeprägten Koppelschwingungen verbunden mit den größten Relativbewegungen zwischen HVS und Karosserie beginnt (siehe Kapitel 4.2.2) und dieser Bereich für die Betriebsfestigkeit von besonderem Interesse ist.

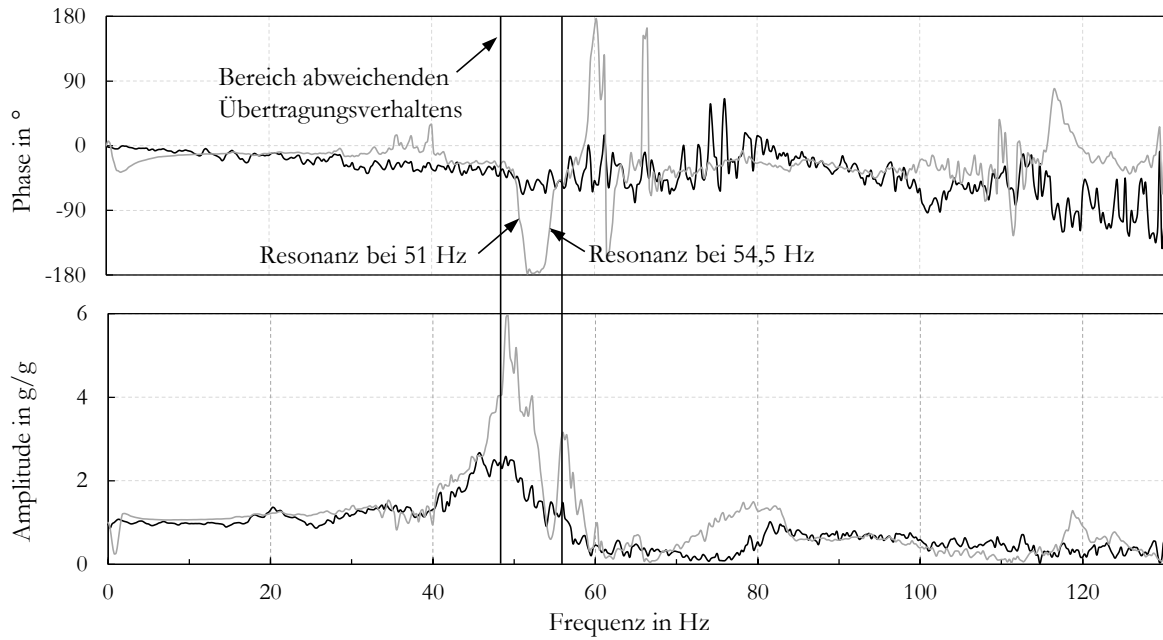


Abb. 45: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch $M_{SWS_TK_3ax}$ (---) auf dem MAST

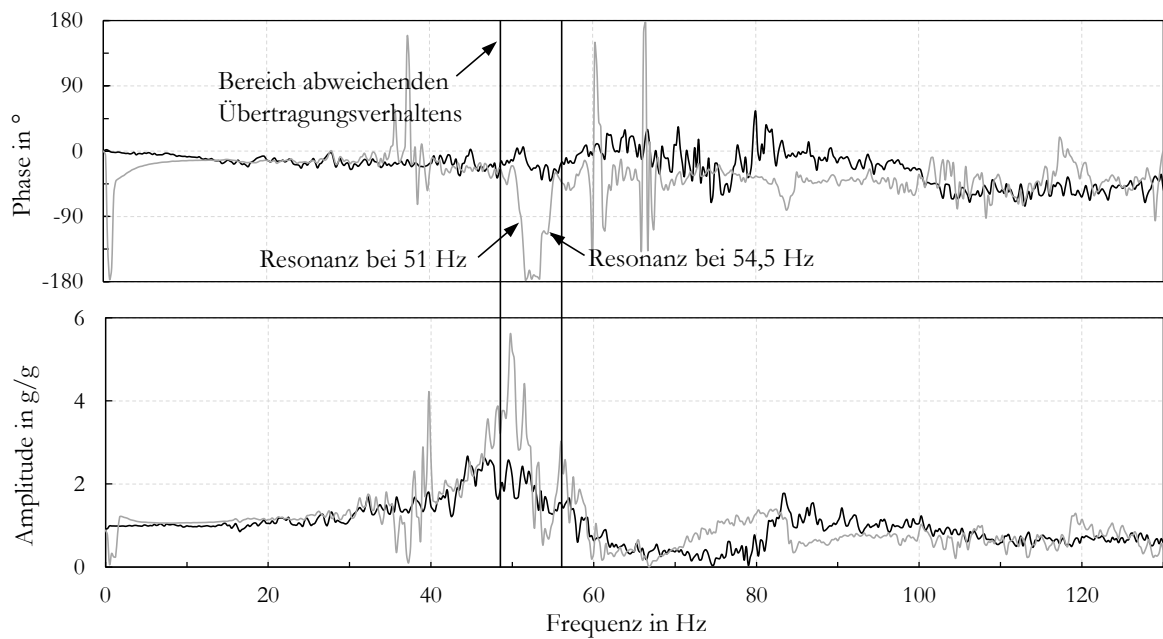


Abb. 46: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch $M_{DS_TK_3ax}$ (---) auf dem MAST

In folgenden Frequenzbereichen und bei folgenden Frequenzen bestehen ausgeprägte Abweichungen in den 18 Übertragungsfunktionen zwischen dem MAST- und Fahrversuch:

- 37,5 Hz → keine Zuordnung möglich
- 42-55 Hz → Koppelschwingung HVS, E-Maschine und Tank bei 43,4 Hz
→ Koppelschwingungen bei 50,9 Hz und 54,5 Hz aller mit Beschleunigungssensoren applizierten Komponenten in exp. Modalanalyse (Kap. 4.2.2)

- 58-65 Hz → 1. Eigenfrequenz der Teilkarosserie $f_{TK_1} = 58,3$ Hz
- 74 Hz → globale, nicht zuordenbare Eigenfrequenz des gesamten Prüfersatzaufbaus bei 74,2 Hz (Kap. 4.2.2)
- 84-87 Hz → Koppelschwingung von HVS, Tank, Teilkarosserie bei 86,3 Hz
- 101 Hz → keine Zuordnung möglich
- 117 Hz → nahegelegene 2. Eigenfrequenz der Teilkarosserie bei 118,4 Hz

Unter Zuhilfenahme der Ergebnisse aus der Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie (Kapitel 4.2.2) können die Abweichungen im Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie zwischen Fahrzeug- und MAST-Messung auf die grundsätzlich schwer regelbaren Koppelschwingungen des HVS mit den ihn umgebenden Fahrzeugkomponenten, beginnend ab 31 Hz, zurückgeführt werden (siehe Text nach →). Die Abweichung im Bereich 58-65 Hz kann beispielsweise u. a. der ersten Eigenfrequenz der Teilkarosserie zugeordnet werden. Demnach erweist sich die Teilkarosserie in der Gestaltung wie sie verwendet wird als ungeeignet, da diese im schädigungsrelevanten Frequenzbereich liegt und zu Unterschieden im Übertragungsverhalten zwischen HVS und Karosserie führt.

Der in Abb. 45 und Abb. 46 gekennzeichnete Bereich abweichenden Übertragungsverhaltens des HVS gegenüber der Karosserie im MAST-Versuch gegenüber dem Übertragungsverhalten im Fahrversuch ist vornehmlich auf zwei Resonanzen zurückzuführen. Die erste Resonanz tritt bei 51 Hz auf und die zweite bei 54,5 Hz. Die Resonanzen konnten auch in der experimentellen Modalanalyse im Kapitel 4.2.2 identifiziert, aber keiner Komponente allein zugeordnet werden. Es besteht die Vermutung, dass es sich hierbei um eine globale Eigenfrequenz des gesamten Versuchsaufbaus handelt, sprich das die Eigenfrequenz aus dem Beschnitt der Teilkarosserie, der Anbindung auf dem Schwingtisch und dem Schwingtisch selbst resultiert.

6.3.3 Thesen und allgemeine Versuchsergebnisse

Bevor in den nachfolgenden Unterkapiteln der Einfluss der einzeln variierten Einflussparameter auf die Dehnungsreproduktion analysiert wird, soll zunächst ein einleitender Überblick zu den Ergebnissen der MAST-Versuche gegeben werden. Hierfür werden die gleichen Nachfahrversuche der Schlechtweg- und Dynamikstrecke wie bei der Schwingungsanalyse ausgewählt, um deren Ergebnisse in den Kontext des hier dargestellten Schädigungsvergleiches zu setzen. Ergänzend wird auch ein Nachfahrversuch der Dynamikstrecke mit 6-axialer Anregung betrachtet.

- Schlechtwegstrecke: M_SWS_TK_3ax_lok_HL_2.25-40Hz (kurz: M_SWS_TK_3ax)
- Dynamikstrecke: M_DS_TK_3ax_lok_HL_2.25-40Hz (kurz: M_DS_TK_3ax)
- Dynamikstrecke: M_DS_TK_6ax_lok_3xTriax_2.25-40Hz (kurz: M_DS_TK_6ax)

Abb. 47 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ für die DMS der äußeren und inneren Struktur des HVS. Da einige Balken über den Diagrammrand hinausgehen, sind für die Balkenhöhen die Zahlenwerte (der relativen Schädigungen) eingetragen. Folgende zwei Aspekte sind in Abb. 47 besonders auffällig. Einerseits die weit oberhalb von $D_{r,zul}$ liegenden $D_{r,i}$ der DMS-Rosetten -02 und -08 sowie die der DMS-03 und DMS-12 des Nachfahrversuches der Dynamikstrecke bei 3-axialer

Anregung. Andererseits besteht für den Großteil der restlichen DMS ein allgemein niedriges Dehnungsniveau, das sich durch kleine $D_{r,i}$ nahe oder unterhalb von D_{r_zul} äußert.

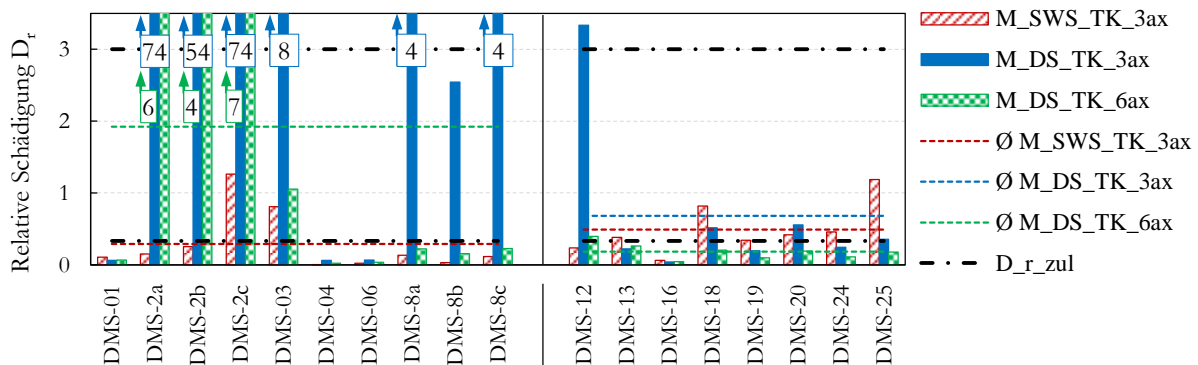


Abb. 47: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_SWS_TK_3ax, M_DS_TK_3ax und M_DS_TK_6ax

Bezüglich der erstgenannten Auffälligkeit, der hohen $D_{r,i}$ im Nachfahrversuch der Dynamikstrecke, kann deren Ursache auf die eingeschränkten Rotationsfreiheitsgrade bei 3-axialer Anregung in den translatorischen Achsen zurückgeführt werden. Die in diesem Bereich liegenden Resonanzen können dadurch nur ungenügend geregelt werden und der gesamte Prüfaufbau wird verstärkt in Schwingung versetzt. Die überhöhten $D_{r,i}$ treten nicht in gleichem Maße bei 6-axialer Anregung auf (siehe Abb. 47). Auch beim Nachfahren der Schlechtwegstrecke kommt es aufgrund der eingeschränkten Bewegungsfreiheit des Schwingtisches zu ungerechtfertigt hohen Dehnungen bzw. Leistungseinträgen bei ca. 40 Hz (siehe (1) in Abb. 48a). Weitere Ausführungen hierzu können dem Kapitel 6.3.7 entnommen werden.

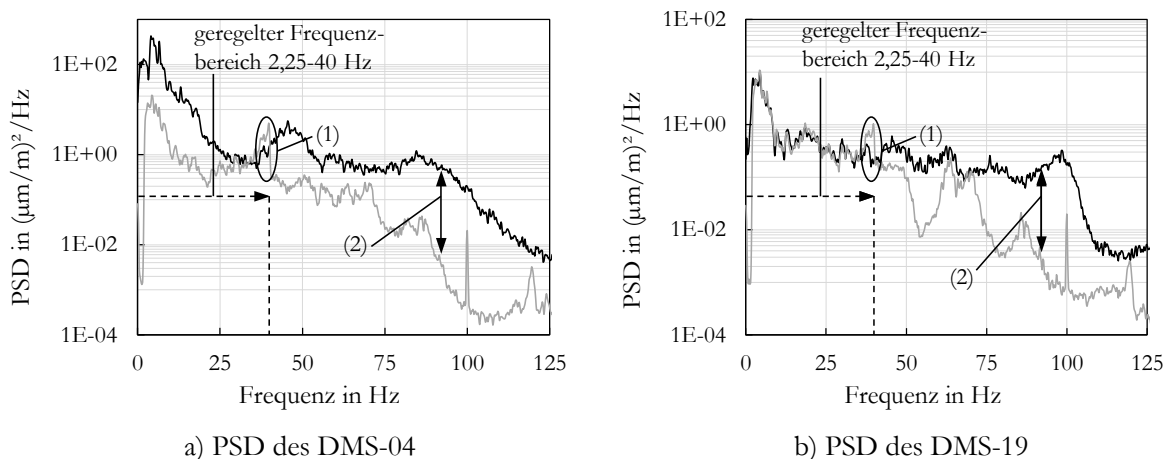


Abb. 48: PSD des DMS-04 und des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch M_SWS_TK_3ax (—) auf dem MAST

Bezüglich der zweitgenannten Auffälligkeit, des allgemein gering reproduzierten Dehnungsniveaus, ist zwischen den DMS der äußeren und inneren Struktur zu differenzieren. Die Dehnungen an der äußeren Struktur werden grundsätzlich unzureichend reproduziert (8 von 10 $D_{r,i}$ liegen außerhalb

von D_{r_zul} bei M_SWS_TK_3ax), wohingegen die Dehnungen im HVS-Inneren hinreichend gut reproduziert werden (6 von 8 $D_{r,i}$ innerhalb von D_{r_zul} bei M_SWS_TK_3ax). Die Zeitverläufe der im Inneren gemessenen Dehnungen weisen eine bemerkenswerte Übereinstimmung zu denen aus den Fahrversuchen auf. Als Beispiel hierfür ist in Abb. 49 ein normierter Zeitbereichsausschnitt des DMS-19 dargestellt. Dessen PSD in Abb. 48b) bekräftigt die Feststellung der guten Übereinstimmung im Frequenzbereich 3-37 Hz.

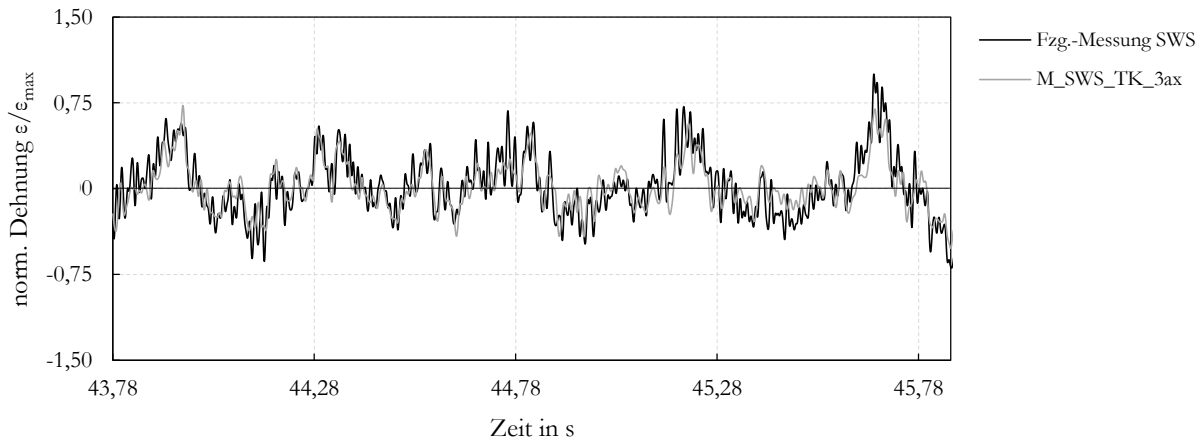


Abb. 49: Zeitbereichsausschnitt des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und der MAST-Messung M_SWS_TK_3ax

In Abb. 48 ist neben dem PSD-Diagramm des DMS-19 auch das des DMS-04 dargestellt. Dieses verdeutlicht repräsentativ für alle äußeren DMS die Diskrepanz in der Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des HVS. Weiterhin ist aus Abb. 48 ersichtlich, dass außerhalb des geregelten Frequenzbereiches Leistungseinträge fehlen (siehe Kennzeichnung (2)). Damit liegt der Schluss nahe, dass die notwendige Hoch- und Tiefpassfilterung der Anregungssignale die Hauptursache für die geringe Dehnungsreproduktion ist. Zweifelsohne werden diese einen Beitrag dazu leisten, jedoch fehlen die Leistungsinhalte beim DMS-04 im gesamten Frequenzbereich, sodass die Filterungen nicht die Hauptursache für die unzureichende Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des HVS sein können. Es ergeben folgende zwei Thesen:

Die Dehnungen an den betrachteten Messstellen der äußeren Struktur des HVS werden primär durch eine globale niederfrequente ($f \leq 15$ Hz) Verformung der Karosserie hervorgerufen (1. These) wohingegen die Dehnungen an den im Inneren des HVS betrachteten Messstellen maßgeblich durch die Massenkrafterregung des HVS, dessen Subkomponenten und benachbarten, massebehafteten Fahrzeugkomponenten verursacht werden (2. These).

Die 1. These steht im Einklang mit der in Tabelle 10 und Abb. 40 festgestellten Tendenz, dass die äußere Struktur niederfrequenter beansprucht wird als die innere Struktur. Durch die Versteifungsmaßnahmen an der Teilkarosserie sowie deren flächige Auflage auf dem Schwingtisch werden globale Verformungsmöglichkeiten eingeschränkt bzw. gänzlich unterbunden. Die Teilkarosserie wie auch das Prüfgestell können sich in der Folge nicht gleichwertig der originalen Fahrzeugkarosserie

verformen. Das Vorliegen von lokalen wie auch globalen Steifigkeiten, die mit den originalen Steifigkeiten aus dem Gesamtfahrzeug übereinstimmen, erscheint folglich Voraussetzung für eine ausreichende Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des HVS zu sein. Dabei steht die Notwendigkeit der globalen Verformungsmöglichkeit des Prüfaufbaus in keinem Zusammenhang mit einer Eigenfrequenz. Die Ergebnisse der experimentellen Modalanalysen in Kapitel 4.2 zeigen, dass weder das Gesamtfahrzeug noch die Teilkarosserie oder das Prüfgestell Eigenfrequenzen im Bereich unter 15 Hz aufweisen. Somit sind mit dem Ausdruck globale Verformungsmöglichkeit der Karosserie alljene Verformungen der Karosserie gemeint, die bei Straßenfahrt entstehen, wenn das Fahrzeug den Unebenheiten der Fahrbahntopologie folgt. Es liegt kein Resonanzfall vor. Die Stimmigkeit der globalen Steifigkeitsverhältnisse bezieht sich nicht auf die Stimmigkeit der Eigenfrequenzen der Teilkarosserie oder des Prüfgestells, sondern vielmehr darauf, dass sich die Prüfaufbauten gleichwertig wie das Gesamtfahrzeug verformen, wenn ein Nachfahrversuch auf dem MAST oder den 4-Stempel-Anlagen durchgeführt wird.

Demgegenüber ist es für eine ausreichende Dehnungsreproduktion im Inneren des HVS augenscheinlich ausreichend, wenn ein stimmiges Schwingungsverhalten des HVS und dessen Subkomponenten gegeben ist, denn dieses wird durch den MAST als einen beschleunigungsgeregelten Prüfstand gewährleistet. Mit stimmigen Schwingungsverhalten ist erneut die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen als auch jeglicher Betriebsschwingungen mit denen wie sie in der originalen Verbausituation auftreten, gemeint. Wenngleich die Dehnungsreproduktion im HVS-Inneren als hinreichend erachtet werden kann, liegt ein Großteil der $D_{r,i}$ der inneren DMS nahe der unteren Grenze von $D_{r,zul}$. Dies ist auf mehrere Ursachen zurückzuführen, auf die im Verlauf der weiteren Versuchsauswertung eingegangen wird. Weiterhin wird untersucht, inwieweit die Variation der ausgewählten Einflussparameter zu einer besseren Dehnungsreproduktion führt.

Im Gegensatz zur Schlechtwegstrecke zeigt sich beim Nachfahren der Dynamikstrecke auch im Inneren des HVS eine ungenügende Dehnungsreproduktion. Da die eingeschränkten Rotationsfreiheitsgrade bei 3-axialer Anregung ungerechtfertigt höhere Leistungseinträge bei 40 Hz in den HVS bewirken, wird dies aus der Messung mit 3-axialer Anregung nicht deutlich. Aus einer Messung mit 6-axialer Anregung wird dies hingegen ersichtlich, da es bei dieser Anregungsvariante weniger zu einem ungerechtfertigt hohen Leistungseintrag bei 40 Hz kommt. Aus diesem Grund sind in Abb. 47 auch die $D_{r,i}$ eines 6-axialen Nachfahrversuches der Dynamikstrecke abgebildet. Aus der Schwingungsanalyse des Kapitels 6.3.2 geht hervor, dass die x- und y-Beschleunigungen des HVS beim Nachfahrversuch der Dynamikstrecke schlechter simuliert werden als bei der Schlechtwegstrecke. Hierdurch wird der HVS weniger stark belastet, was in der Konsequenz zu geringeren Dehnungen führt und damit die Richtigkeit der 2. These, die Korrelation der Dehnungen mit einer Massenkrafterregung, bekräftigt.

6.3.4 Einfluss des Prüfersatzaufbaus

Als erster und zugleich wichtigster Einflussparameter wird der des Prüfersatzaufbaus ausgewertet und damit die im vorstehenden Kapitel begonnene Diskussion zu dessen Einfluss auf die Deh-

nungsreproduktion fortgesetzt. Zunächst werden die bereits in den Kapiteln 4.1.3 und 4.1.4 beschriebenen Aufbauten einer Teilkarosserie (TK) und eines Prüfgestells (PG) gegenübergestellt. Die Abb. 50 und Abb. 51 zeigen die Aufbauten ergänzend zu Abb. 32 und Abb. 33.

Die Aufbauten unterscheiden sich bezüglich Komplexität, Abmessungen und Masse maßgeblich. Das Prüfgestell wiegt inklusive des HVS lediglich ein Drittel der Teilkarosserie. Die Teilkarosserie weist intensive Aussteifungsmaßnahmen auf, um die iterative Regelung durch das Unterbinden freier Schnittenden zu erleichtern. Die Aussteifungsmaßnahmen haben den Nachteil, dass zusätzliche Krafteinleitungspunkte entstehen, die nicht im Fahrzeug vorliegen (siehe Kennzeichnungen in Abb. 50). Ferner unterbinden die Aussteifungen Biege- und Torsionsschwingungen der beschnittenen Karosserie.

Darüber hinaus liegen die Eigenfrequenzen des Prüfgestells beginnend ab 189 Hz oberhalb des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches 1-125 Hz, wohingegen die Teilkarosserie bereits bei 58,3 Hz die erste Eigenfrequenz aufweist.

Die Prüfung in einer Teilkarosserie hat den Vorteil der gleichzeitigen Prüfung mehrerer Fahrzeugkomponenten des gleichen Bauraums. Demgegenüber beschränkt sich die Prüfung im Prüfgestell auf das Wesentliche: das abzusichernde Bauteil. Zugleich weist das Prüfgestell eine geringere Komplexität als die Teilkarosserie auf, verfügt über einen wartungsfreundlichen und dauerfesten Aufbau und fördert durch die geringe Komplexität das Verständnis für aufgetretene Effekte.

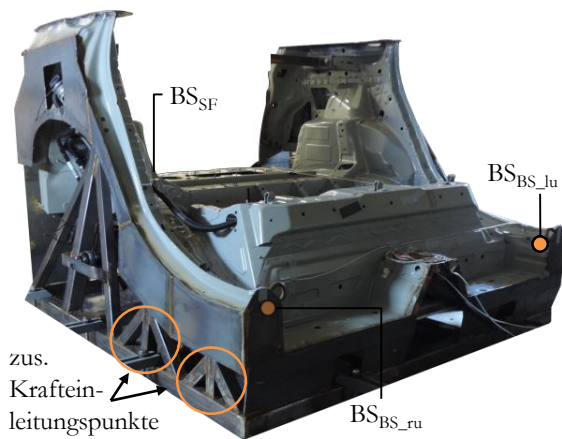


Abb. 50: Teilkarosserie

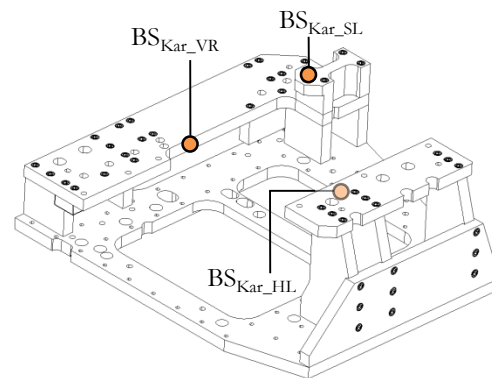


Abb. 51: Prüfgestell

Für den Vergleich der beiden Prüfersatzaufbauten liegen folgende zwei Messungen zugrunde:

- Teilkarosserie: M_SWS_TK_6ax_lok_3xTriax_2.25-40Hz (kurz: M_TK)
- Prüfgestell: M_SWS_PG_6ax_lok_3xTriax_2.25-40Hz (kurz: M_PG)

In Abb. 52 sind die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ beider Nachfahrversuche dargestellt. Analog den allgemeinen Versuchsergebnissen des vorherigen Kapitels zeigen sich auch hier weitgehend $D_{r,i}$, die nahe oder unterhalb von $D_{r,zul}$ liegen. Grundsätzlich führen die Versuche mit Teilkarosserie zu einer geringfügig besseren Dehnungsreproduktion – bewirken damit aber nicht, dass die Dehnungen an den äußeren DMS ausreichend reproduziert werden. Auch die Versuche mit HVS im Prüfgestell reproduzieren die Dehnungen ungenügend. Entsprechend der postulierten 1. These in

Kapitel 6.3.3 ist dies zu erwarten, weil das Prüfgestell noch weniger globale Verformungen zulässt als die Teilkarosserie.

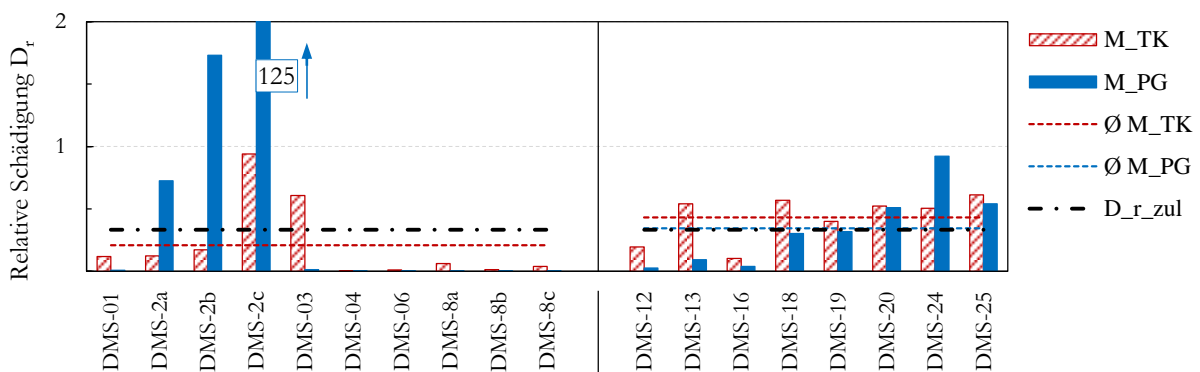


Abb. 52: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_PG und M_TK

Mit Ausnahme der DMS-2-Rosette und des DMS-24 sind die gemessenen Dehnungen bei den Versuchen des HVS im Prüfgestell geringer als bei der Teilkarosserie. Bei der DMS-2-Rosette wird als Ursache für die überhöhten $D_{r,i}$ der massiv ausgeführte Aluminiumblock im Prüfgestell (siehe Abb. 53) gegenüber dem grazilen Blechwinkel (blau) in der originalen Karosserie bzw. in der Teilkarosserie (siehe Abb. 54) für die Aufnahme des seitlichen HVS-Halters (gelb) gesehen.

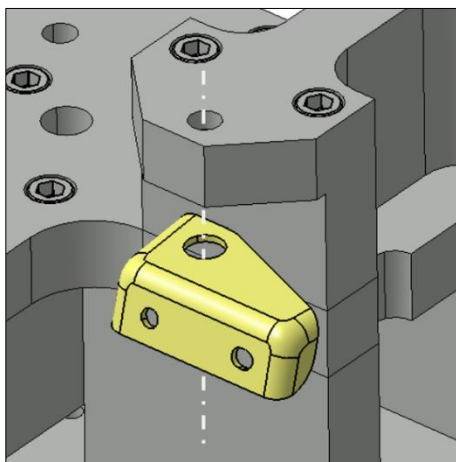


Abb. 53: Aufnahme des seitlichen Halters im Prüfgestell

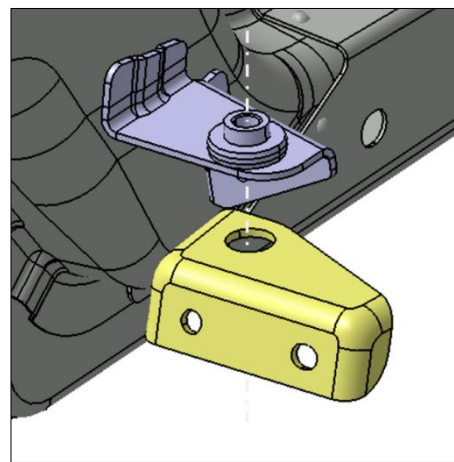


Abb. 54: Aufnahme des seitlichen Halters im Fahrzeug und in der Teilkarosserie

Bereits der optische Vergleich beider Konstruktionen lässt auf eine deutlich höhere Anbindungssteifigkeit der karosserieseitigen Aufnahme des seitlichen Halters im Prüfgestell im Vergleich zu der in der Teilkarosserie schließen. Die höhere Steifigkeit trägt dazu bei, dass sich die erste Eigenfrequenz des HVS im Prüfgestell um 19 Hz von $f_{HVS_Fzg_1} = 56$ Hz auf $f_{HVS_PG_1} = 75$ Hz verschiebt und sich folglich auch das systemimmanente Schwingungsverhalten des HVS ändert. Hierdurch schwingt der HVS anderes als im Fahrzeug und angrenzende Strukturen zur seitlichen Aufnahme, wie die auf dem die DMS-2-Rosette appliziert ist, werden stärker belastet.

Gegenüber der DMS-2-Rosette sind die an der Schubstrebe gemessenen Dehnungen (DMS-8-Rosette) in den Versuchen mit HVS im Prüfgestell deutlich geringer als im Fahrversuch und in der Teilkarosserie. Die Schubstrebe liegt wie kein anderer Halter des HVS im Kraftfluss der globalen Karosserieverformung, sodass sich insbesondere hier ein signifikanter Unterschied der $D_{r,i}$ zwischen den Versuchen des HVS im Prüfgestell und in der Teilkarosserie zeigt. Die in Abb. 52 dargestellten $D_{r,i}$ für den Versuch mit HVS im Prüfgestell sind im Grunde genommen null – bei der Teilkarosserie hingegen um bis zu Faktor 2300 höher, wenngleich die $D_{r,i}$ damit nach wie vor weit unterhalb von $D_{r,zul}$ liegen. Damit zeigt sich ein deutlicher Mehrwert in der Dehnungsreproduktion, wenn die Anbindungssteifigkeiten des Prüfersatzaufbaus denen des Gesamtfahrzeuges entsprechen, aber auch, dass dies nicht genügt. Es fehlt der Anteil aus den unterbundenen globalen Karosserieverformungen und bekräftigt damit die im vorstehenden Kapitel 6.3.3 postulierte 1. These.

Im Gegensatz zu den DMS an der äußeren Struktur des HVS zeigt sich für die DMS im Inneren eine bessere Dehnungsreproduktion, wenngleich auch hier die überwiegende Mehrheit der $D_{r,i}$ nahe der unteren Grenze von $D_{r,zul}$ liegt. Beim Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke mit Prüfgestell liegen lediglich die $D_{r,i}$ von drei der acht im HVS-Inneren applizierten DMS innerhalb von $D_{r,zul}$, beim Versuch mit Teilkarosserie sind es hingegen sechs von acht (siehe Abb. 52). Damit ergibt sich zunächst die Tendenz der geringfügig besseren Dehnungsreproduktion in der Teilkarosserie. Hierfür können zwei Ursachen konstatiert werden. Eine Ursache ist der fehlende Verbau von zum HVS nahegelegenen massebehafteten Fahrzeugkomponenten. Aus den Modalanalysen ist bekannt (Kapitel 4.2.1 und 4.2.2), dass ab 31 Hz verstärkt Koppelschwingungen des HVS mit dem Tank und der E-Maschine auftreten. Diese wirken bis in das HVS-Innere und beeinflussen die dortige Dehnungsreproduktion. Durch den fehlenden Verbau dieser Komponenten im Prüfgestell fehlen auch deren Leistungseinträge in den HVS. Das PSD-Diagramm des DMS-18 in Abb. 55 verdeutlicht dies.

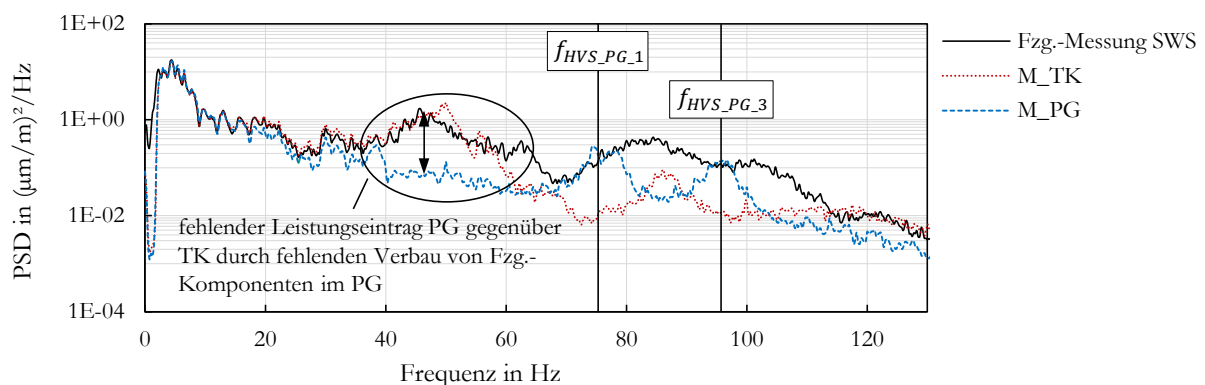


Abb. 55: PSD des DMS-18 der Fzg.-Messung SWS und deren Nachfahrversuche M_TK und MPG auf dem MAST

Als zweite Ursache sind die nicht mit den originalen Anbindungssteifigkeiten übereinstimmenden Anbindungssteifigkeiten des HVS im Prüfgestell zu nennen. Wie in Kapitel 6.3.3 postuliert, besteht die These, dass die Dehnungen der inneren DMS primär durch die Massenkrafterregung des HVS, dessen Subkomponenten wie auch benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten verursacht werden. Dies setzt ein zum Fahrversuch übereinstimmendes Schwingungsverhalten des HVS

und dessen Subkomponenten im Prüfgestell voraus, welches wiederum das Vorliegen der originalen Anbindungssteifigkeiten bedingt; nicht nur im HVS-Inneren, sondern auch außen an der Anbindung zum Prüfgestell. Letzteres ist beim Prüfgestell nicht gegeben. Dies zeigt die zu höheren Frequenzwerten verschobene erste Eigenfrequenz des HVS im Prüfgestell $f_{HVS_PG_1} = 75$ Hz gegenüber der im Fahrzeug $f_{HVS_Fzg_1} = 56$ Hz und der in der Teilkarosserie $f_{HVS_TK_1} = 55,5$ Hz. Bei der Teilkarosserie entsprechen die Anbindungssteifigkeiten des HVS zur Karosserie denen des Versuchsfahrzeuges, weswegen die fiktiven Schädigungen näher zu denen aus den Fahrzeugmessungen liegen.

Die zuvor erwähnte Tendenz der besseren Dehnungsreproduktion in der Teilkarosserie erübrigt sich, wenn die Anregungsfrequenz von 40 Hz auf 70 Hz erhöht wird. Dann liegt die gleiche Anzahl von $D_{r,i}$ innerhalb von D_{r_zul} im Versuch mit Teilkarosserie und Prüfgestell (siehe Kapitel 6.3.6.2). Des Weiteren zeigt sich eine höhere Korrelation der im Versuch mit Prüfgestell gemessenen Dehnungen im Inneren des HVS zur Fahrzeugmessung als bei der Teilkarosserie. Ferner weist die Teilkarosserie bei 58,3 Hz eine Eigenfrequenz auf (siehe Kapitel 4.2.2), die mitunter zur frühzeitigen Begrenzung der oberen Anregungsfrequenz beiträgt. Mit den vorstehenden Ausführungen soll verdeutlicht werden, dass die Teilkarosserie zwar eine geringfügig bessere Dehnungsreproduktion zeigt, damit aber nicht zwangsläufig die bessere Wahl darstellt. Ein einfach gehaltenes Prüfgestell weist gegenüber der Teilkarosserie eine Reihe von Vorteilen auf. Die wesentlichen Vorteile sind unter Einbezug der vorliegenden Versuchsergebnisse in Tabelle 11 aufgeführt.

Tabelle 11: Vorteile der Prüfersatzaufbauten

Prüfgestell	Teilkarosserie
- einfacher Aufbau mit geringem Auslegungs- und Herstellungsaufwand	- geringfügig bessere Dehnungsreproduktion
- schneller Versuchsaufbau auf dem Prüfstand mit guter Zugänglichkeit	- Berücksichtigung der Schwingungsbeeinflussung benachbarter Fzg.-Komponenten
- geringere Gefahr der Fehlauslegung durch Frequenzverhalten des Aufbaus [Dör14]	- Anbindungssteifigkeiten stimmen mit den originalen Anbindungssteifigkeiten aus dem Gesamtfahrzeug überein
- kompakter und steifer Aufbau ermöglicht hohe/höhere Anregungsfrequenz	- zeitgleiche Absicherung der Karosserie und weiterer Fzg.-Komponenten einschließlich deren Befestigungselemente möglich
- Eigenfrequenzen meist außerhalb des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches	
- dauerhaft und wartungsfreundlich	

Ein abschließendes allgemeingültiges Fazit ist nur bedingt möglich. Weder der eine noch der andere Prüfersatzaufbau erscheint das Mittel der Wahl zu sein. Für die Betriebsfestigkeitsprüfung der äußeren Struktur des HVS auf dem MAST sind beide Aufbauten unzureichend. Für die der inneren Struktur eignen sich beide gleichermaßen gut mit der Tendenz zur Teilkarosserie. Ob ein komplexer Aufbau wie die Teilkarosserie die geeigneteren Prüfumgebung darstellt, hängt auch davon ab,

inwieweit die innere Struktur des HVS auf das Schwingungsverhalten von benachbarten Fahrzeugkomponenten reagiert. Ein derart komplexer Aufbau, wie der der Teilkarosserie, erscheint grundsätzlich für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur eines Bauteils nicht angemessen. Das Prüfgestell stellt hier bezüglich des Auslegungs- und Herstellungsaufwandes eine bessere Alternative dar. Ausblickend stellt sich jedoch die Frage, inwieweit globale Verformungen der Karosserie der zukünftig großflächiger in die Fahrzeugstruktur eingebundenen HVS auch die Beanspruchungssituation im HVS-Inneren beeinflussen. Ist dies der Fall, dann ist ein Prüfersatzaufbau wie das vorliegend untersuchte Prüfgestell unzureichend.

6.3.5 Variation der Position der Kontrollsensoren

Zumeist besteht im Fahrzeug ein eng begrenzter Bauraum, der die Möglichkeiten für die Applikation der Kontrollsensoren (Beschleunigungssensoren) für die Prüfstandsregelung eingrenzt. Für die Wahl der Kontrollpunkte bestehen u. a. folgende Prämissen:

- plane Auflageflächen,
- zu den Achsen des Fzg.-Koordinatensystems orthogonal ausgerichtete Auflageflächen,
- steife Auflageflächen (z. B. Applikation in der Nähe von Kanten und Ecken),
- Zugänglichkeit im Fahrzeug und Prüfersatzaufbau gegeben,
- Lage außerhalb von Schwingungsknoten.

Neben diesen Prämissen besteht zugleich das Anliegen, Standardmessstellen zu definieren, deren Positionen allgemein definiert sind, sodass diese für die Prüfung verschiedener Fahrzeugkomponenten gleichen Bauraums verwendet werden können und somit eine zeitgleiche Betriebsfestigkeitsprüfung derer ermöglichen. Ein Nachteil standardisierter Kontrollpunkte ist, dass diese zuweilen weit von den zu prüfenden Fahrzeugkomponenten entfernt liegen und sich die Frage stellt, wie gut die Dehnungsreproduktion gegenüber möglichst nah zum prüfenden Bauteil gelegenen Kontrollsensoren ist – so wie es auch die DIN EN 60068-2-64:2009 [DIN09] empfiehlt. Die Untersuchung der Frage erfolgt auf Basis folgender zwei Messungen mit lokal und global zum HVS positionierten Kontrollsensoren:

- lokale Kontrollsensoren: M_SWS_TK_6ax_lok_3xTriax_2.25-40Hz (kurz: M_lok)
- globale Kontrollsensoren: M_SWS_TK_6ax_glo_3xTriax_2.25-40Hz (kurz: M_glo)

Die HVS-nahen (lokalen) Kontrollsensoren

- BS_{Kar_VR} ,
- BS_{Kar_SL} ,
- BS_{Kar_HL}

und die HVS-fernen (globalen) Kontrollsensoren

- BS_{BS_lu} ,
- BS_{BS_ru} ,
- BS_{SF}

sind in Abb. 37 dargestellt. Abb. 56 veranschaulicht die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ beider Nachfahrversuche. Anhand der niedrigen relativen Schädigungen, die nahe oder unterhalb der zulässigen Abweichung liegen, sind erneut die geringeren Dehnungen im Nachfahrversuch gegenüber denen im Fahrversuch ersichtlich. Die Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des HVS ist analog den Ergebnissen aus den vorherigen Kapiteln unzureichend, ganz gleich welche Variante für die Positionierung der Kontrollsensoren gewählt wird. Dies zeigt auch die Frequenzanalyse anhand von PSD-Diagrammen. Als repräsentatives Beispiel hierfür ist das PSD des DMS-8c in Abb. 57a) dargestellt.

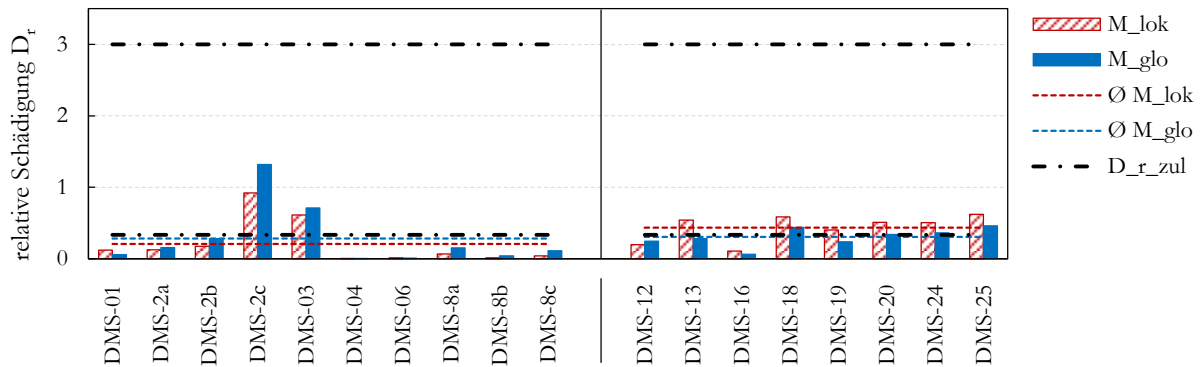


Abb. 56: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_lok und M_glo

Bei den DMS im Inneren des HVS zeigt sich eine geringfügig bessere und vor allem ausreichende Dehnungsreproduktion, wenn auf die lokal positionierten Kontrollsensoren geregelt wird (siehe Abb. 56 und Abb. 57b).

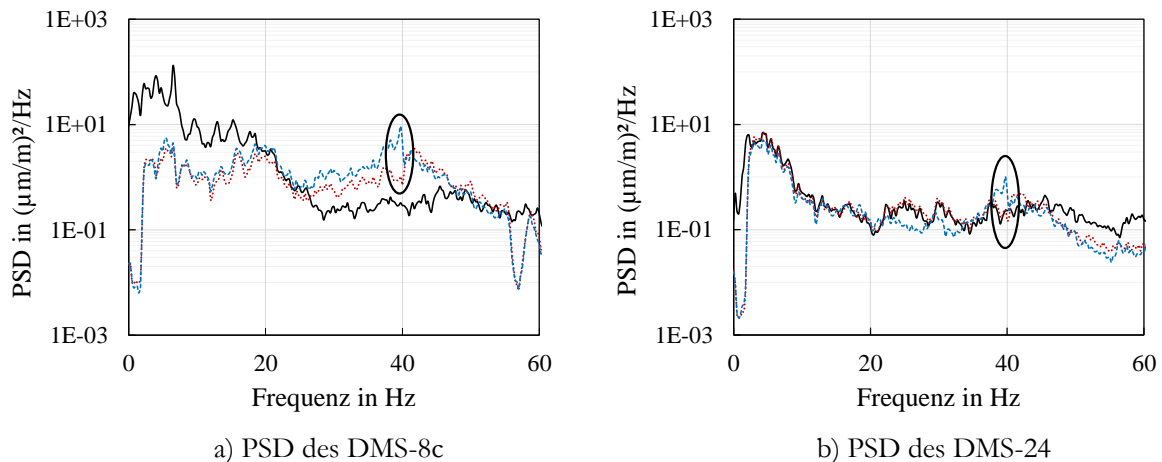


Abb. 57: PSD des DMS-8c und DMS-24 der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuche M_lok (····) und M_glo (----) auf dem MAST

Die Zeit- und Frequenzanalysen zeigen analog dem Schädigungsvergleich, dass die Unterschiede bezüglich der Dehnungsreproduktion zwischen lokal und global positionierten Kontrollsensoren unwesentlich sind. Auch die PSD-Diagramme ähneln sich zu großen Teilen mit der Ausnahme, dass bei der Regelung auf global positionierte Kontrollsensoren verstärkt Leistungseinträge im Frequenzbereich 30-40 Hz zu sehen sind (siehe Kennzeichnungen in Abb. 57a) und b)). Dies ist dem

Umstand geschuldet, dass sich die global positionierten Kontrollsensoren in der Fahrzeugmessung relativ zueinander bewegen und diese Relativbewegungen im MAST-Versuch aufgrund der Aussteifungen der Teilkarosserie unterbunden werden. Die Prüfstandssoftware versucht infolgedessen mit einem höheren Energieeintrag die Vorgaben an den drei Kontrollpunkten zu erreichen, was jedoch nicht gelingt und den gesamten Versuchsaufbau verstärkt in Schwingung versetzt. Hinzu kommt, dass ab 31 Hz Koppelschwingungen des HVS mit benachbarten Fahrzeugkomponenten angeregt werden, sodass der gesamte Versuchsaufbau in diesem Bereich besonders sensitiv reagiert.

Wenngleich die Unterschiede in der Dehnungsreproduktion bei Regelung auf global und lokal positionierte Kontrollsensoren gering ist, wird empfohlen, die Kontrollsensoren möglichst nah an den Anbindungsstellen des HVS zur Karosserie zu applizieren, wenn nicht gar unmittelbar auf den HVS. Je weiter die Kontrollsensoren auseinander liegen, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass sich diese im Kraftfluss der globalen Karosserieverformung befinden und somit Relativbewegungen zueinander ausführen, die bei einem ausgesteiften Prüfersatzaufbau zu Schwierigkeiten in der Prüfstandsregelung führen. Ferner zeigen die $D_{r,i}$ in Abb. 56 und die PSD-Diagramme in Abb. 57 eine geringfügig bessere Dehnungsreproduktion bei Regelung auf lokal zum HVS positionierte Kontrollsensoren. Dies ist schlüssig, denn je näher die Kontrollsensoren am abzusichernden Bauteil liegen, desto besser werden die Beschleunigungen des Bauteils simuliert. Grund hierfür sind die kurzen Übertragungswege zwischen Bauteil und Kontrollsensoren und dem damit verbundenen geringen Einfluss veränderter Übertragungspfade innerhalb des Prüfersatzaufbaus durch z. B. Aussteifungsmaßnahmen. Damit wird die in Kapitel 6.3.3 postulierte 2. These bekräftigt, weil die DMS im Inneren des HVS bei iterativer Regelung auf die näher zum HVS gelegenen Kontrollsensoren mit einer besseren Dehnungsreproduktion reagieren. Ferner wird auch die 1. These, die Korrelation der äußeren DMS-Messstellen mit einer globalen niederfrequenten Verformung der Karosserie, bekräftigt, da aufgrund des verstärkten Mehreintrages an Leistung bei 40 Hz festzustellen ist, dass Relativbewegungen zwischen den global zum HVS positionierten Kontrollsensoren vorliegen, was wiederum ein Beweis dafür ist, dass globale Karosserieverformungen im Fahrzeug auftreten.

6.3.6 Variation des Anregungsfrequenzbereiches

Ziel der Untersuchung verschiedener Anregungsfrequenzbereiche ist es, zu erörtern, wie stark der Einfluss einer Begrenzung oder Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches auf die Dehnungsreproduktion ist. Die Untersuchungen werden sowohl für die obere Anregungsfrequenz $f_{A,o}$ als auch für die untere Anregungsfrequenz $f_{A,u}$ durchgeführt. Dabei wird untersucht, ob eine niedrigere Anregungsfrequenz als die in Kapitel 5.4 ermittelte obere schädigungsrelevante Frequenz von 125 Hz für eine ausreichende Dehnungsreproduktion genügt. Entsprechend wird auch die untere Anregungsfrequenz betrachtet und untersucht, ob eine Anregung ab der ermittelten unteren schädigungsrelevanten Frequenz von 3 Hz (siehe Kapitel 5.4) notwendig ist. Die vorstehenden Werte 3 Hz und 125 Hz beziehen sich auf den schädigungsrelevanten Frequenzbereich der Schlechtwegstrecke.

In der Praxis wird die untere Anregungsfrequenz vielfach bei ca. $f_{A,u} = 2$ Hz festgelegt, obwohl eine Anregung bereits ab 0,8 Hz [MTS18] möglich ist. Dies erfolgt erfahrungsgemäß, um einem Anschlagen der Zylinder bei niedrigen Frequenzen und damit verbundenen großen Zylinderwegen

entgegenzuwirken. Ferner wird die untere Anregungsfrequenz auch von der Messgrenze der verwendeten Beschleunigungssensoren bestimmt.

Die Darlegung der Ergebnisse erfolgt ausschließlich anhand der Schlechtwegstrecke. Mit Hilfe einer sukzessiven Hochpass- und Tiefpassfilterung der Anregungssignale wird untersucht, wie die DMS auf den veränderten Frequenzinhalt der Anregung reagieren. Folgende Messungen liegen der Untersuchung zugrunde:

- $f_{A,u}$: M_SWS_PG_6ax_lok_3xTriax_j-55Hz (kurz: M_j-55Hz)
für $j = 1; 2,25; 3; 4$ und 5 Hz
- $f_{A,o}$: M_SWS_PG_6ax_lok_3xTriax_2.25-j (kurz: M_2.25-j)
für $j = 40; 45; 50; 55; 60$ und 70 Hz

Bei Variation von $f_{A,u}$ ist $f_{A,o} = 55$ Hz. Bei Variation von $f_{A,o}$ ist $f_{A,u} = 2,25$ Hz.

6.3.6.1 Variation der unteren Anregungsfrequenz

Beginnend mit der Variation der unteren Anregungsfrequenz ist festzustellen, dass eine Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches zu niedrigeren Frequenzen nicht ausreicht, um an den DMS der äußeren Struktur des HVS gleichwertige Amplituden, wie die im Fahrversuch gemessenen zu erlangen. Abb. 58 verdeutlicht dies am Beispiel eines Zeitbereichsausschnittes des DMS-04.

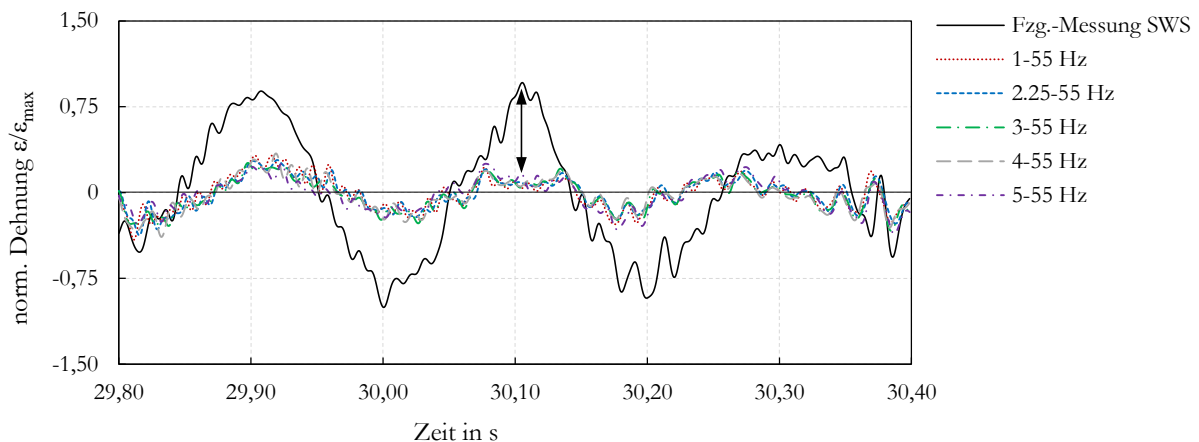


Abb. 58: Zeitbereichsausschnitt des DMS-04 der Fzg.-Messung SWS und den MAST-Messungen M_1-55Hz, M_2.25-55Hz, M_3-55Hz, M_4-55Hz und M_5-55Hz

Eine möglichst niedrige Anregungsfrequenz stellt demnach keine Alternative dar, die fehlenden Dehnungsanteile an der äußeren Struktur des HVS zu reproduzieren. Folglich kann die Massenkrafterregung auch nicht ursächlich für die Beanspruchungen an der äußeren Struktur sein. Damit wird die in Kapitel 6.3.3 postulierte 1. These gestützt, dass die Dehnungen an der äußeren Struktur des HVS primär durch eine globale Karosserieverformung verursacht werden.

Abb. 59 zeigt den Einfluss der variierten unteren Anregungsfrequenz auf die Dehnungsreproduktion der DMS der inneren Struktur. Hieraus ist ersichtlich, dass eine Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches zu niedrigeren Frequenzen zu einer besseren Dehnungsreproduktion führt. Die relative Schädigung der inneren DMS nimmt im Mittel um 6 % pro 1 Hz zu. Dies bedeutet für ein

Absenken von $f_{A_u} = 5 \text{ Hz}$ auf $f_{A_u} = 1 \text{ Hz}$, dass die relative Schädigung im Durchschnitt um 24 % zunimmt und damit bewirkt, dass bei Anregung $f_{A_u} \leq 1 \text{ Hz}$ ein Großteil der $D_{r,i}$ innerhalb von $D_{r_{zul}}$ liegt. Demgegenüber liegen bei einer Anregung $f_{A_u} \geq 5 \text{ Hz}$ nahezu alle $D_{r,i}$ unterhalb von $D_{r_{zul}}$. Erst für $f_{A_u} \leq 3 \text{ Hz}$ liegen über die Hälfte der $D_{r,i}$ der DMS der inneren Struktur innerhalb von $D_{r_{zul}}$. Folglich ist die Dehnungsreproduktion umso besser, je niederfrequenter angeregt wird.

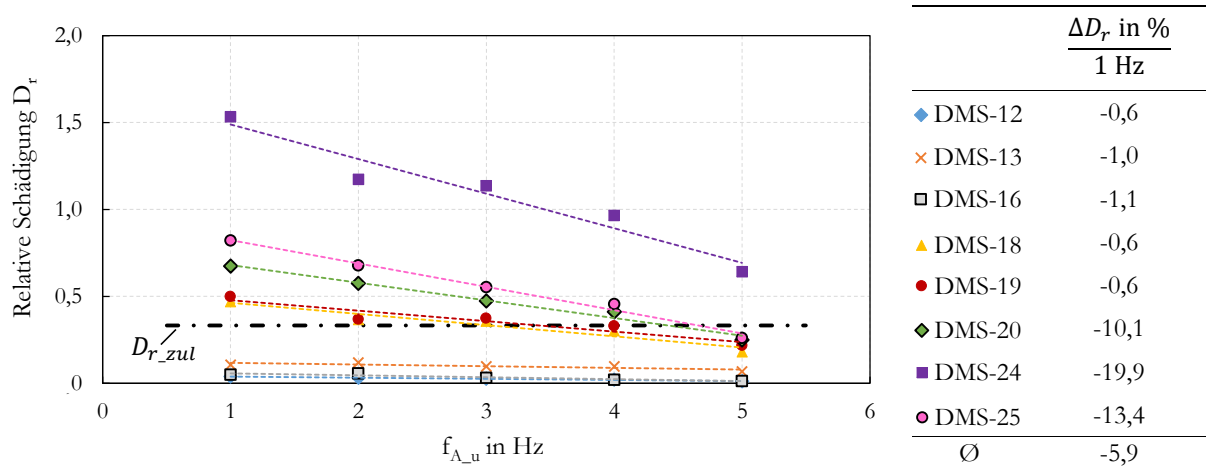


Abb. 59: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variierten unteren Anregungsfrequenz f_{A_u} der MAST-Versuche M_j-55Hz für $j=1; 2,25; 3; 4; 5 \text{ Hz}$

Durch die Reaktion der DMS der inneren Struktur auf den Frequenzinhalt der Anregungssignale stützt dies die in Kapitel 6.3.3 postulierte 2. These, dass die Dehnungen der inneren Struktur primär mit einer Massenkrafterregung korrelieren, da die Massenkrafterregung von der Beschleunigung abhängt und bei fehlenden Beschleunigungsanteilen durch Hochpassfilterung entsprechend geringer wird.

6.3.6.2 Variation der oberen Anregungsfrequenz

Die Darlegung des Einflusses der oberen Anregungsfrequenz auf die Dehnungsreproduktion erfolgt ebenfalls mit dem Fokus auf die DMS der inneren Struktur, weil sich auch hier zeigt, dass sich die Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur bei Variation der Anregungsfrequenz, in dem Fall der oberen Anregungsfrequenz, nicht verändert. Abb. 60 zeigt die Ergebnisse.

Aus Abb. 60 ist ersichtlich, dass mit Erhöhung der oberen Anregungsfrequenz die relative Schädigung im Mittel um 2,5 % pro 10 Hz steigt und damit die Dehnungsreproduktion geringfügig verbessert. Diese Verbesserung fällt im Vergleich zur Erweiterung der unteren Anregungsfrequenz zu niedrigeren Frequenzen deutlich geringer aus (vgl. Abb. 59). Niederfrequente Signalanteile leisten demnach einen höheren Schädigungsbeitrag als höherfrequente Signalanteile, sodass die untere Anregungsfrequenz den wesentlicheren Einflussparameter auf die Dehnungsreproduktion darstellt.

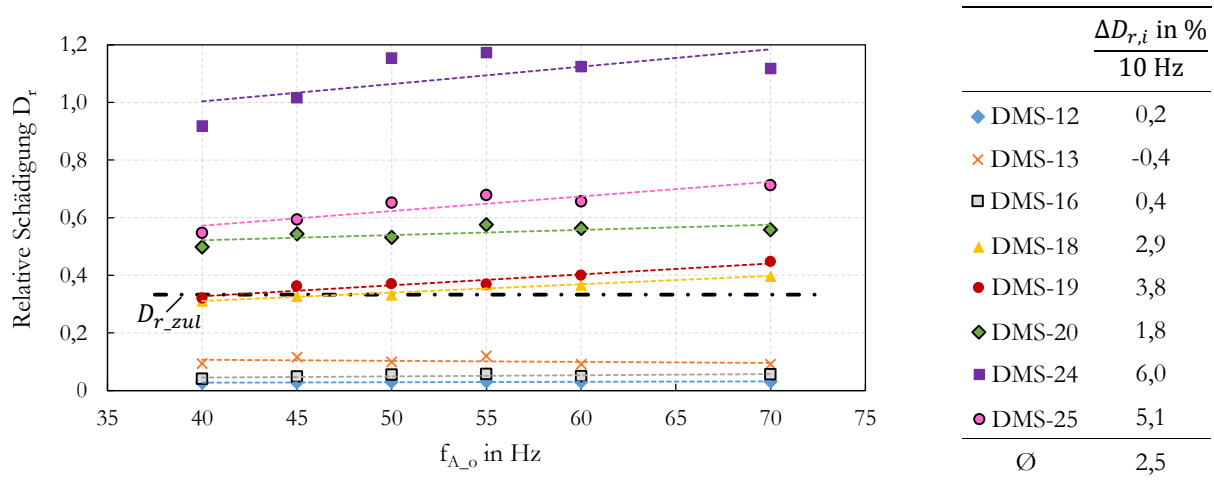


Abb. 60: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz $f_{A,o}$ der MAST-Versuche M_2.25-j für $j = 40; 45; 50; 55; 60; 70$ Hz

Darüber hinaus zeigen Frequenzanalysen, dass bei Erhöhung der Anregungsfrequenz die Leistungsdichte im Prüfstandsversuch zunimmt, aber nach wie vor weit unterhalb der Leistungsdichte der Fahrzeugmessung liegt. Abb. 61 verdeutlicht dies am Beispiel des DMS-16, bei dem die Leistungsdichte bei Erhöhung von $f_{A,o} = 40$ Hz auf $f_{A,o} = 70$ Hz im Frequenzbereich 40-70 Hz zunimmt (siehe Kennzeichnung (1)), aber nach wie vor weit unterhalb der Leistungsdichte der Fahrzeugmessung liegt.

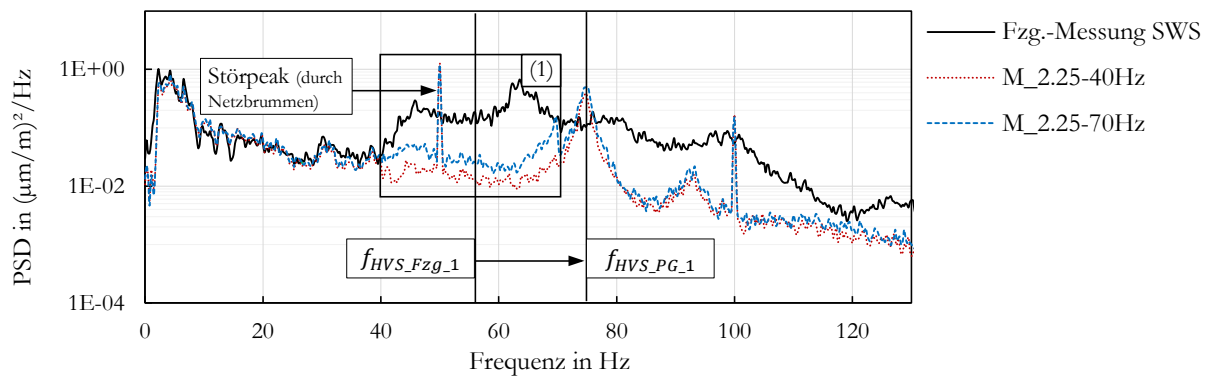


Abb. 61: PSD des DMS-16 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuche M_2.25-40Hz und M_2.25-70Hz auf dem MAST

Eine zu geringe obere Anregungsfrequenz stellt nicht die alleinige Ursache für die unzureichende Dehnungsreproduktion am DMS-16 dar. Diese Feststellung gilt gleichermaßen für alle DMS im Inneren des HVS. Auch dort führt die Erhöhung der Anregungsfrequenz zu keiner signifikanten Verbesserung der Dehnungsreproduktion. Grundsätzlich ist festzustellen, dass eine Begrenzung des Anregungsfrequenzbereiches nicht alleinig für die geringen Dehnungen im HVS-Inneren bei den MAST-Versuchen verantwortlich ist. Aus den bereits erfolgten Analysen der vorstehenden Kapitel ist das Zusammenspiel folgender Ursachen zu konstatieren:

- nicht verbaute benachbarte Fahrzeugkomponenten (gilt nur für Versuche mit PG),
- unstimmige Anbindungssteifigkeiten (gilt nur für Versuche mit PG),

- unstimmige globale Steifigkeitsverhältnisse,
- Begrenzung/Verkleinerung des Anregungsfrequenzbereiches (geringster Einfluss).

Aus den Modalanalysen im Gesamtfahrzeug und in der Teilkarosserie ist bekannt (siehe Kapitel 4.2.1 und 4.2.2), dass ab 31 Hz Koppelschwingungen des HVS mit den benachbarten Fahrzeugkomponenten auftreten. Diese wirken bis in das HVS-Innere und beeinflussen die dortige Dehnungsreproduktion. Durch den fehlenden Verbau dieser Komponenten im Prüfgestell fehlen auch deren Leistungseinträge. Eine Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches zu höheren Frequenzen bleibt demnach an Komponenten des HVS (z. B. Trägerblech → siehe DMS-16), wo sich die Koppelschwingungen bis in das Innere des HVS auswirken, nahezu wirkungslos. Als zweite Ursache sind die nicht stimmigen Anbindungssteifigkeiten des Prüfgestells zu nennen. Diese bewirken, dass sich die Eigenfrequenzen des Schwingungssystems aus HVS und Prüfgestell zu höheren Frequenzen verschieben (siehe Kennzeichnung in Abb. 61). Dabei verändert sich das systemimmanente Schwingungsverhalten des HVS. Dies äußert sich analog den zuvor erwähnten Koppelschwingungen auch messstellenspezifisch im Inneren des HVS. Als dritte Ursache sind die nicht stimmigen globalen Steifigkeitsverhältnisse zu nennen, die von denen des Gesamtfahrzeuges abweichen, sodass sich das Prüfgestell nicht analog dem Gesamtfahrzeug global verformen kann. Die eingeschränkte bis gänzlich unterbundene Verformungsmöglichkeit äußert sich insbesondere an Stellen wie die des DMS-12 und DMS-13 in geringeren Dehnungen, die nahe der HVS-Halterung zur Karosserie und damit im Kraftfluss der globalen Karosserieverformung liegen.

Die obere Anregungsfrequenz stellt demnach einen unwesentlichen Einflussparameter dar, solange kein Prüfersatzaufbau vorliegt, deren lokale wie globale Steifigkeitsverhältnisse denen des Gesamtfahrzeuges entsprechen. Erst wenn dies gegeben ist, ist eine Erhöhung der oberen Anregungsfrequenz wirkungsvoll. Dies gilt insbesondere für solche Komponenten, wie das Trägerblech (siehe DMS-16), bei dem sich auch im Frequenzbereich 60-90 Hz eine vergleichbare Leistungsdichte wie im niederfrequenten Bereich unter 15 Hz zeigt, sodass höhere Frequenzen, wie den beispielhaft genannten 60-90 Hz, in den Anregungsfrequenzbereich einzubeziehen ist.

6.3.7 Variation der Anregungsvariante

Der MAST verfügt über verschiedene Möglichkeiten, das zu prüfende Bauteil anzuregen. Diese werden nachfolgend als Anregungsvarianten bezeichnet und können aufgrund der Unterschiede zueinander auch zu unterschiedlich reproduzierten Dehnungen führen. Folgende Anregungsvarianten werden miteinander verglichen:

- 1-axiale Anregung in z-Richtung (1ax_z),
- 3-axial simultan erfolgende Anregung der translatorischen Raumachsen x, y, z (3ax),
- 6-axial simultan erfolgende Anregung aller Freiheitsgrade $x, y, z, \varphi, \theta, \psi$ (6ax).

Die in der Praxis vielfach verwendete 1-axial sequentiell erfolgende Anregung der x-, y- und z-Achse soll nicht betrachtet werden. Die in diesen Versuchen gemessenen Dehnungszeitreihen aus den alleinigen Anregungen der x- und y-Achse sind so niedrig, dass sie den in Kapitel 5.2 definierten minimal erforderlichen ϵ_{RMS} nicht aufweisen. Es kann aber die 1-axiale Anregung in z-Richtung

betrachtet werden, wenngleich diese streng genommen eine typische Anregungsvariante des elektrodynamischen Shakers ist und auf dem MAST selten bis gar nicht praktiziert wird. Dennoch erfolgt dies bewusst, um den Einfluss der unterschiedlichen Ansteuersignale des MAST und Shakers und der damit einhergehend notwendigen Signaltransformation zu umgehen. Ferner ermöglicht die Versuchsdurchführung im Zeitbereich eine bessere Deutung von physikalischen Phänomenen, da ein direkter Vergleich zu den Zeitsignalen aus dem Fahrversuch gegeben ist. Durch diese Vorgehensweise wird ein durchgängiger Vergleich der 1-, 3- und 6-axialen Anregung sichergestellt. Die 1-axiale Anregung erfolgt in z -Richtung, nicht nur weil die in den Versuchen gemessenen Dehnungen den minimal erforderlichen ϵ_{RMS} aufweisen, sondern auch, weil der HVS bei Überfahrt der Schlechtwegstrecke hauptsächlich in z -Richtung angeregt wird (siehe Kapitel 5.3). Die Dynamikstrecke wird bei der 1-axialen Anregung nicht betrachtet, weil die dort gemessenen Dehnungen nicht den minimal erforderlichen ϵ_{RMS} aufweisen.

Dem Vergleich liegen folgende Messungen zugrunde:

- M_SWS_PG_j_lok_2.25-55Hz (kurz: M_SWS_PG_j) für $j = 1ax_z, 3ax, 6ax$
- M_SWS_TK_j_lok_2.25-40Hz (kurz: M_SWS_TK_j) für $j = 1ax_z, 3ax, 6ax$
- M_DS_PG_j_lok_2.25-55Hz (kurz: M_DS_PG_j) für $j = 3ax, 6ax$
- M_DS_TK_j_lok_2.25-40Hz (kurz: M_DS_TK_j) für $j = 3ax, 6ax$

Abb. 62 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ aller Anregungsvarianten am Beispiel der Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke mit HVS in der Teilkarosserie. Die Grafik verdeutlicht erneut die ungenügende Dehnungsreproduktion an der äußeren gegenüber der hinreichenden Dehnungsreproduktion der inneren Struktur des HVS. Keine der Anregungsvarianten ist in der Lage, die Dehnungsreproduktion so zu verbessern, dass die $D_{r,i}$ nahe bzw. geringfügig oberhalb dem idealen Schädigungsverhältnis von eins liegen, um die Gefahr der Unterprüfung zu verringern.

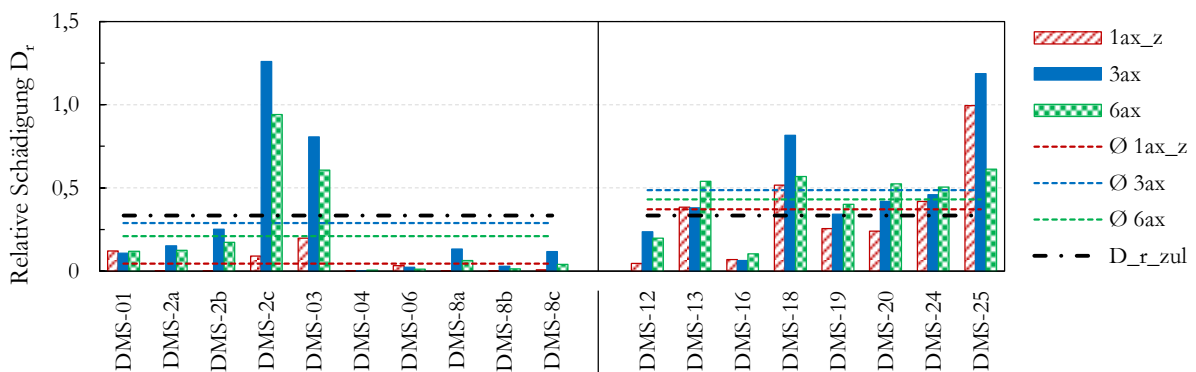


Abb. 62: Vergleich der relativen Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche M_SWS_TK_j für $j = 1ax_z, 3ax, 6ax$

Beginnend mit der Betrachtung der 1-axialen Anregung der z -Achse zeigt die Abb. 62, dass diese die Dehnungen gegenüber den anderen Anregungsvarianten am schlechtesten nachfährt. Dies zeigt sich insbesondere an den DMS der äußeren Struktur und wird durch die Gegenüberstellung der Leistungsdichtespektren des DMS-2a in Abb. 63a) und dessen normierte Spannenpaarzählung in

Abb. 63b) zur 3- und 6-axialen Anregung sowie zur Fahrzeugmessung deutlich (siehe Kennzeichnung (1)). Ursache der geringeren Dehnungen gegenüber den anderen Anregungsvarianten ist, dass der in unmittelbarer Nähe zum HVS sich befindende Tank in der Fahrzeugmessung ausgeprägte Schwingungen in x-Richtung vollzieht, die auf den HVS rückwirken. Diese Rückwirkung fehlt bei der alleinigen Anregung der z-Achse.

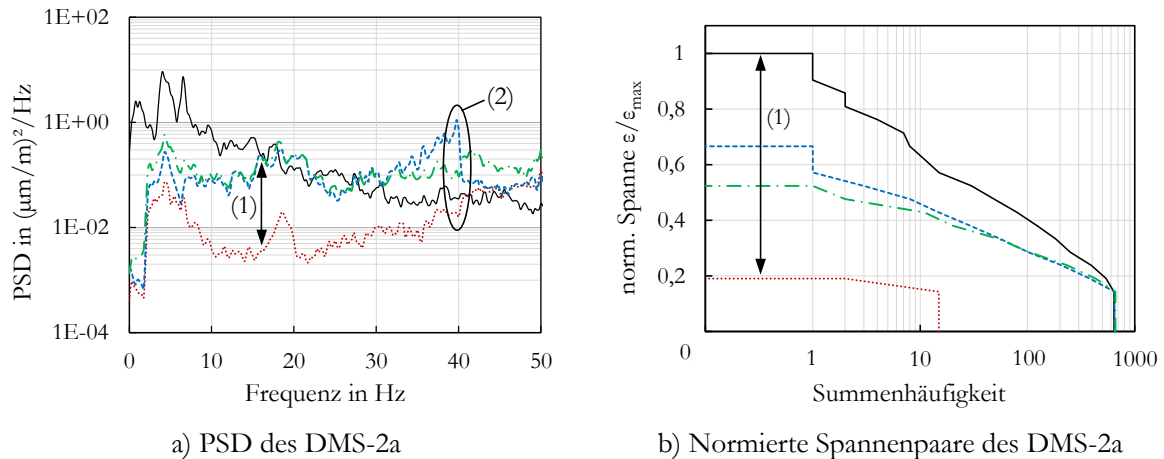


Abb. 63: PSD und normierte Spannenpaare des DMS-2a der Fzg.-Messung (—) und der MAST-Messungen M_SWS_TK_1ax_z (⋯), M_SWS_TK_3ax (- - -) und M_SWS_TK_6ax (- · - ·)

Gegenüber der äußeren Struktur zeigen die im Inneren des HVS gemessenen Dehnungszeitreihen bei alleiniger Anregung der z-Achse eine sehr gute Übereinstimmung zur Fahrzeugmessung sowie zur 3- und 6-axialen Anregung. Abb. 64 verdeutlicht dies am Beispiel der Leistungsdichtespektren und normierten Spannenpaare des DMS-24.

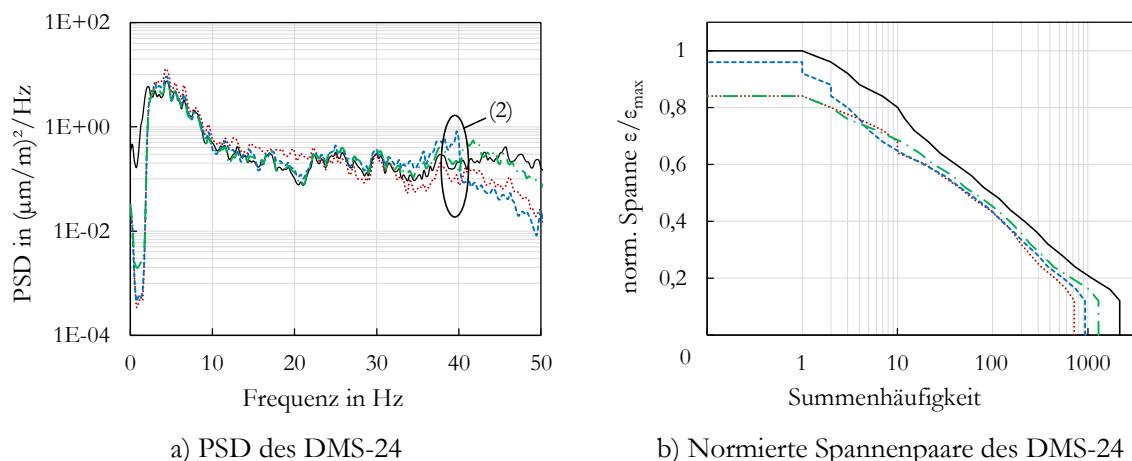


Abb. 64: PSD und normierte Spannenpaare des DMS-24 der Fzg.-Messung (—) und der MAST-Messungen M_SWS_TK_1ax_z (⋯), M_SWS_TK_3ax (- - -) und M_SWS_TK_6ax (- · - ·)

Demnach erscheint die alleinige Anregung der dominierenden Anregungsrichtung für eine hinreichende Dehnungsreproduktion ausreichend. Dabei gelten folgende Prämissen:

1. Die Dehnungen korrelieren primär mit der Massenkrafterregung.
2. Es besteht eine dominierende Anregungsrichtung.
3. Geringer Einfluss des Schwingungsverhaltens benachbarter Anbauteile.
4. Zwischen den Anregungsachsen besteht keine oder eine vernachlässigbare Korrelation.

Das Ergebnis, dass unter den vorstehend genannten Prämissen auch eine 1-axiale Anregung ausreichend für die Betriebsfestigkeitsprüfung erscheint, widerspricht teilweise der Literatur [Him95, Ern15, Whi02, Fre06, Gor13, Gre08]. Die Bedingungen²⁶ der den Veröffentlichungen zugrunde liegenden Versuche weichen zu den hier vorliegenden Bedingungen teils erheblich ab und sind der ausschlaggebende Grund für die gegensätzlichen Schlussfolgerungen. Demnach kann aufgrund des starken Einflusses von versuchs- und bauteilseitigen Bedingungen keine allgemeingültige Empfehlung für die 1-axiale Anregung gegeben werden – auch nicht innerhalb der Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS.

Ferner ist zu konstatieren, dass selbst ohne eine Beaufschlagung der Anregungssignale mit Sicherheitsfaktoren bei der Hälfte der im HVS applizierten DMS eine ausreichende Dehnungsreproduktion vorliegt. Eine Beaufschlagung der Anregungszeitsignale mit Sicherheitsfaktoren wird dennoch für einen konservativen Betriebsfestigkeitsnachweis empfohlen.

Auch wenn bei der 1-axialen Anregung die geringsten Dehnungen auftreten, so sind die Unterschiede zur 3- und 6-axialen Anregung gering. Bei allen Anregungsvarianten weisen die gemessenen Dehnungszeitverläufe eine hohe Ähnlichkeit mit $\rho_{yx} > 0,85$ zueinander auf. Die dicht beieinanderliegenden $D_{r,i}$ in Abb. 62 wie auch die nahezu deckungsgleichen Leistungsdichtespektren und Spannenpaare des DMS-24 in Abb. 64 stützen die hohe Ähnlichkeit der in allen Anregungsvarianten gemessenen Dehnungen. Bei dieser Feststellung ist zu den Strukturstellen des HVS zu differenzieren, wo benachbarte Anbauteile, wie der Tank bei DMS-2a, Einfluss auf die Beanspruchung haben.

Zudem fördern die mehraxialen Anregungen gegenüber der 1-axialen Anregung keine zusätzlichen Effekte zu Tage. Dies wird vermutlich durch die fehlende Korrelation zwischen den Anregungsbeschleunigungen in x-, y- und z-Richtung an den Fußpunkten des HVS begünstigt. Die Kreuzkorrelationskoeffizienten zwischen den Anregungsrichtungen liegen im Bereich $0,04 \leq \rho_{yx} \leq 0,3$. Je geringer die Korrelation zwischen den Anregungsachsen ist, desto geringer ist das Risiko, dass bei 1-axialer Anregung Schädigungsanteile aufgrund einer eigentlich stattfindenden additiven Überlagerung vernachlässigt werden. Dabei ist jedoch anzumerken, dass selbst wenn eine Korrelation zwischen den Anregungsachsen besteht, es nicht zwangsläufig zu einem neuen Effekt und daraus resultierenden Mehreintrag an Schädigung kommen muss. Wie ausgeprägt die Überlagerung ist, hängt auch davon ab, wie stark die Anregungen in den „Nicht-Hauptanregungsachsen“ sind. Sind diese bezüglich ihres Leistungseintrages vernachlässigbar, ist auch von einer vernachlässigbaren

²⁶ Zu den Randbedingungen zählen u. a.: Masse, Massenverteilung, Geometrie und Eigenfrequenzen des Prüflings, Prüfstand, Prüfersatzaufbau und die Ansteuersignale (Dauer, Art, Korrelation der Anregungsrichtungen).

additiven Überlagerung auszugehen. Andererseits muss nicht zwingend eine hohe Korrelation zwischen den Achsen gegeben sein, damit es zu einer additiven Überlagerung kommt. Wenn die Phasen der Anregungsachsen in einem kurzen Zeitabschnitt übereinstimmen, kann es auch zu einer betragsmäßig großen superponierten Anregung kommen. Folglich stellt die Korrelation zwischen den Anregungsachsen kein substanzielles Kriterium dar, um allein darüber zu entscheiden, ob eine 1-axiale oder eine mehraxiale Anregung erforderlich ist.

Der initial erwartete Mehrwert der 6-axialen gegenüber der 3-axialen Anregung bei Strukturen, deren Beanspruchungen primär mit der Massenkrafterregung korrelieren, kommt aufgrund der Signalvorbereitung am MAST nicht zum Tragen. Jegliche rotatorische Bewegungen, die aus der Längs- und Querdynamik des Fahrzeuges resultieren, sind derart niederfrequent ($f < 1$ Hz), dass diese durch die zur Wegbegrenzung der Zylinder notwendige Hochpassfilterung herausgefiltert werden. Somit unterscheiden sich die in den 3- und 6-axialen Versuchen gemessenen Dehnungen unmerklich. Aus dem unmittelbaren Vergleich der $D_{r,i}$ in Abb. 62 ergeht jedoch die vermeintliche Tendenz einer geringfügig besseren Dehnungsreproduktion bei 3-axialer Anregung. Ursache ist die bereits mehrfach erwähnte Thematik des schlechteren Ausregelns von angeregten Resonanzen bei 3- und 1-axialer Anregung gegenüber der 6-axialen Anregung. Dies führt zwischen 30-40 Hz zu Leistungseinträgen, die nicht in gleichem Maße in den Fahrzeugmessungen auftreten (siehe (2) in Abb. 63a) und Abb. 64a). Die zu hohen Leistungseinträge werden durch die schwer regelbaren Koppelschwingungen zwischen HVS und Tank verursacht. Infolgedessen wird die obere Anregungsfrequenz auf $f_{A_o} = 40$ Hz begrenzt. Die Begrenzung unterbindet jedoch nicht die Anregung der Koppelschwingungen beginnend ab 31 Hz (siehe Kapitel 4.2.2). Es ist bekannt, dass Resonanzen auch dann angeregt werden können, wenn die Anregungsfrequenz noch vor der eigentlichen Resonanzfrequenz liegt [Tei16].

Die zu hohen Leistungseinträge im Frequenzbereich 30-40 Hz bei 3- und 1-axialer Anregung gleichen die zu geringen Leistungsinhalte anderer Frequenzbereiche aus und führen zu den näher an dem Wert eins liegenden relativen Schädigungen. Dadurch besteht jedoch die Gefahr, dass Schadensbilder initiiert werden, die nicht auf die eigentliche Betriebsbelastung aus dem Anwendungsbetrieb zurückzuführen sind, sondern darauf, dass der MAST die Resonanzen nicht hinreichend gut ausregeln kann. Die damit verbundenen zu hohen Leistungseinträge im Frequenzbereich 30-40 Hz äußern sich besonders stark in den $D_{r,i}$ beim Nachfahren der Dynamikstrecke (siehe Abb. 47). Grund hierfür sind, die allgemein sehr niedrigen Dehnungen im ersten Teil der Dynamikstrecke, weswegen sich bereits kleine frequenzspezifische Änderungen in der Anregung, in einer signifikanten Änderung im Antwortsignal und entsprechend in den $D_{r,i}$ bemerkbar machen. Bei der 6-axialen Anregung tritt diese Überhöhung nicht in gleichem Maße auf. Durch die uneingeschränkte räumliche Bewegungsfreiheit bei dieser Anregungsvariante werden dem MAST mehr Möglichkeiten gegeben, Resonanzen des Versuchsaufbaus besser auszugleichen. Diesem sind jedoch Grenzen gesetzt, da Resonanzen nicht vollständig regelbar sind.

Das bessere Ausregeln von Resonanzen des Prüfersatzaufbaus bei 6-axialer Anregung spricht gegenüber den anderen Anregungsvarianten für diese, jedoch ist dieser Effekt so marginal, dass hieraus kein signifikanter Mehrwert ersichtlich ist.

Zusammenfassend ist zu konstatieren, dass bezüglich der Dehnungsreproduktion kein signifikanter Unterschied zwischen einer 1-axialen Anregung in z-Richtung und einer 3- wie auch 6-axial

simultan erfolgenden Anregung besteht. Auch eine alleinige Anregung derjenigen Achse, die den maßgeblichen Schädigungseintrag verursacht, erscheint unter den aufgeführten Prämissen hinreichend.

6.4 Vier-Stempel-Anlagenversuche

Nach der vorstehenden Darstellung der MAST-Versuche werden nun die Ergebnisse der in den 4-Stempel-Anlagenversuchen variierten verfahrens- und prüfstandsseitigen Parameter (siehe Abb. 41) dargelegt. Dazu werden die in Kapitel 6.3.3 getroffenen Thesen aufgegriffen und weiter analysiert.

6.4.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche werden auf drei 4-Stempel-Anlagen durchgeführt, die mit Anlage 1, 2 und 3 bezeichnet werden. Bei der Durchführung der 4-Stempel-Anlagenversuche wird darauf geachtet, dass jegliche in den Fahrversuchen erfolgten Einstellungen wie beispielsweise Tankfüllung, Fahrwerkseinstellung, Reifenfülldruck und Zuladung unverändert übernommen werden.

Als Ansteuerdaten dienen zum einen die im Fahrversuch gemessenen, vertikalen Beschleunigungen an den Radträgern und zum anderen die vertikalen Hübe der Räder als Wegsignale über der Zeit. Letztere werden nachfolgend Radhubzeitsignale genannt und mittels eines Matlab-Skriptes aus den digitalisierten Fahrbahntopologien berechnet. Als Eingangsdaten für die Berechnung dienen:

- Radstand,
- Spurweite,
- Geschwindigkeitsprofil aus der Fahrzeugmessung und
- die Datei des digitalisierten Fahrbahnprofils.

Aus der Datei des digitalisierten Fahrbahnprofils wird das für die Spurweite des Fahrzeuges geltende Fahrbahnprofil ausgeschnitten, sodass für alle vier Räder ein Diagramm der Fahrbahntopologie in Abhängigkeit der zurückgelegten Fahrstrecke vorliegt. Diese Daten werden im nächsten Schritt mit dem integrierten Geschwindigkeitsprofil verknüpft, sodass als Ergebnis die Radhübe der Räder der Vorderachse und die um den Radstand zeitlich verzögerten Radhübe der Räder der Hinterachse über der Zeit vorliegen.

Die Radhubzeitsignale werden vor dem Einlesen in die Prüfstandssoftware mit $f_E = 0,6$ Hz und die im Fahrversuch an den Radträgern gemessenen vertikalen Beschleunigungen mit $f_E = 2$ Hz hochpassgefiltert. Für die meisten Nachfahrversuche werden die Radhub- und Beschleunigungszeitsignale mit $f_E = 40$ Hz tiefpassgefiltert. Im Rahmen der Untersuchung der oberen Anregungsfrequenz erfolgen auch Tiefpassfilterungen mit $f_E = 20, 40, 50, 60$ und 80 Hz.

Das Nachfahren der Messstrecken auf Basis der im Fahrversuch gemessenen Radträgerbeschleunigungen erfordert eine iterative Regelung, die als Offline-Regelung mittels eines PID-Reglers durchgeführt wird. Um die iterative Regelung der Radträgerbeschleunigungssignale zu verbessern,

werden die Messstrecken in einzelne Segmente gleicher Streckencharakteristik unterteilt und separat iterativ geregelt. Nach der iterativen Regelung werden die einzeln iterierten Signalabschnitte wieder zusammengeführt und im Gesamten nachgefahren.

Die Radhubzeitsignale werden gegenüber den Radträgerbeschleunigungen ohne iterative Regelung nachgefahren. Grund hierfür ist, dass ein Vergleich eines Nachfahrversuches der Schlechtwegstrecke auf der 4-Stempel-Anlage 1 ohne und mit iterativer Regelung zeigt, dass die Dehnungen im Fall der nicht durchgeführten iterativen Regelung (blaue Balken) besser reproduziert werden (siehe Abb. 65). Auf Basis dessen wird entschieden, auch an den Anlagen 2 und 3 keine iterative Regelung beim Nachfahren der Radhubzeitsignale durchzuführen.

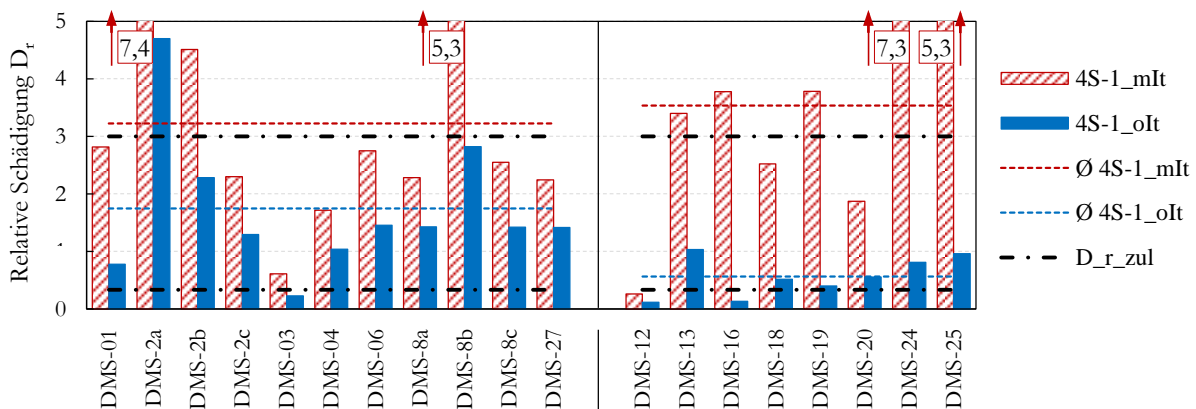


Abb. 65: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-1_mIt und 4S-1_oIt

In Abb. 76 und Abb. 77 wird gezeigt, dass die Anlagen 2 und 3 auch ohne iterative Regelung eine gute bis sehr gute Nachfahrgüte beim Nachfahren der Radhubzeitsignale aufweisen. Bei der Anlage 1 zeigt sich hingegen oberhalb von 10 Hz eine zunehmende Abweichung des Ist-Signales vom Target-Signal. Werden die Radhubzeitsignale an der 4-Stempel-Anlage 1 iterativ geregelt, stimmen die Ist-Zylinderwege zwar gut mit den Target-Signalen überein (siehe Abb. 66), führen aber zu deutlich zu großen Bewegungen des Fahrzeuges (siehe Abb. 67) und in der Konsequenz zu den in Abb. 65 gezeigten überhöhten $D_{r,i}$.

Die Ursache für die überhöhten Fahrzeugbewegungen bleibt ungeklärt. Es ist bewusst, dass mit der Entscheidung nicht iterativ zu regeln, anlagenspezifische Parameter zum Tragen kommen. Da es aber das Ziel einer Betriebsfestigkeitsprüfung ist, die Beanspruchungen bestmöglich zu reproduzieren, wird vorliegend von einer iterativen Regelung beim Nachfahren der Fahrbahntopologie, sprich der Radhubzeitsignale abgesehen.

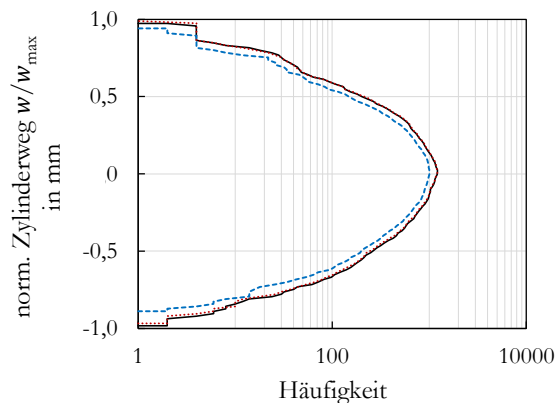


Abb. 66: Normierte KGÜZ des Radhubzeitsignals des Rades vorn links (—) und der Ist-Zylinderwege des Rades vorn links der Nachfahrversuche 4S-1_mIt (.....) und 4S-1_oIt (- - - -)

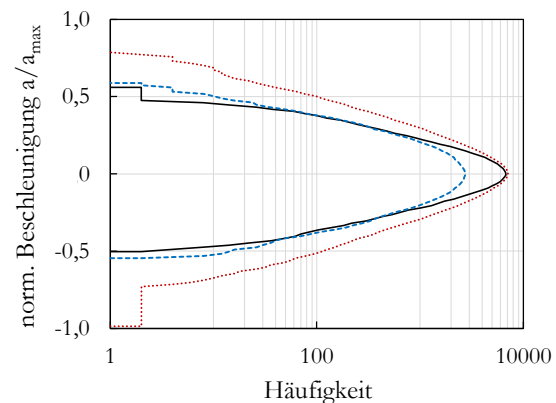


Abb. 67: Normierte KGÜZ der y-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-1_mIt (.....) und 4S-1_oIt (- - - -)

Bei den Nachfahrversuchen der Schlechtwegstrecke können die definierten Richtwerte für die Iterationsgüte (siehe Kapitel 3.3.3) gut eingehalten werden. Bei der Dynamikstrecke treten hingegen im ersten Teil der Strecke RMS-Fehler von bis zu 15 % auf. Beim zweiten Teil der Dynamikstrecke, dem Schlechtwegeanteil, können die Richtwerte für die Iterationsgüte hingegen eingehalten werden.

Ursache für die nicht eingehaltenen Richtwerte beim Nachfahren des 1. Teils der Dynamikstrecke ist die fehlende bzw. eingeschränkte Möglichkeit, längs- und querdynamische Beschleunigungen des Fahrzeuges darzustellen. Da keine Fesselung des Versuchsfahrzeuges besteht, droht dieses mit zunehmenden Iterationsschritten beim Nachfahren der Radträgerbeschleunigungen und damit einhergehenden größeren Leistungseinträgen von den Radaufstandstellern abzuheben und in den Prüfstandsschacht zu gleiten. Aus Sicherheitsgründen wird die iterative Regelung vorzeitig abgebrochen, wengleich die RMS-Fehler noch über dem Richtwert von 10 % liegen. Auch beim Nachfahren der Radhubzeitsignale hebt das Fahrzeug von den Radaufstandstellern ab. Ein Nachfahren der Dynamikstrecke auf Basis der Radhubzeitsignale ist mit angezogener Handbremse dennoch möglich, führt aber zu nicht plausiblen Messergebnissen, sodass die Messungen nicht verwendet werden können. Alle nachfolgenden Auswertungen zur Dynamikstrecke beziehen sich auf die Nachfahrversuche auf der 4-Stempel-Anlage 1, bei denen auf die vertikalen Radträgerbeschleunigungen iterativ geregelt wird.

Für den Nachweis der Reproduzierbarkeit der Messungen werden Wiederholmessungen durchgeführt. Diese zeigen eine hohe Reproduzierbarkeit der Nachfahrversuche beider Messstrecken. Die Reproduzierbarkeit wird analog derer für die MAST-Versuche anhand von Kreuzkorrelationen und Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen der gemessenen Dehnungszeitverläufe geprüft. Beispielsweise liegt der mittlere Kreuzkorrelationskoeffizient (Mittelung über 19 DMS) zwischen den gemessenen Dehnungen einer Erst- und Wiederholmessung des Nachfahrversuches der Schlechtwegstrecke 4S-3_SWS_Rad_2-80Hz_FR bei $\bar{\rho}_{yx} = 0,98$. Die RMS-Fehler zwischen den Ist- und Target-Zylinderwegen unterschieden sich dabei im Mittel um weniger als 0,2 %.

6.4.2 Schwingungsanalyse

Die Reproduktion von Dehnungen in 4-Stempel-Anlagenversuchen basiert auf einer bestmöglichen Simulation der in den Referenzstrecken aufgetretenen Gesamtfahrzeugbewegungen. Aus diesem Grund sowie in Analogie zur Auswertung der MAST-Versuche wird der Versuchsauswertung eine Schwingungsanalyse des Fahrzeuges und HVS für beide Messstrecken vorangestellt. Für die Analyse der Schlechtwegstrecke liegt der Nachfahrversuch auf Basis der aus der Fahrbahntopologie abgeleiteten Radhubzeitsignale im Frequenzbereich 0,6-50 Hz ohne iterative Regelung auf der Anlage 2 zugrunde. Für die Analyse der Dynamikstrecke wird der Nachfahrversuch mit iterativer Regelung auf die Radträgerbeschleunigungen im Frequenzbereich 2-80 Hz auf der Anlage 1 gewählt.

- Schlechtwegstrecke: 4S-2_SWS_Topo_0.6-50Hz_FR_oIt (kurz: 4S-2_SWS)
- Dynamikstrecke: 4S-1_DS_Rad_2-80Hz_RS_mIt (kurz: 4S-1_DS)

Die Analysen erfolgen analog derer für die MAST-Versuche auf Basis von normierten KGÜZ, PSD-Diagrammen und Übertragungsfunktionen der am HVS und der Karosserie gemessenen Beschleunigungen. Für die Bildung der Übertragungsfunktionen werden erneut die in Abb. 44 dargestellten Sensorpaare verwendet. Der Beschleunigungssensor BS_{UnVoRe} dient auch hier als repräsentativer Sensor. Dieser wird für die Darstellung der Gesamtfahrzeugbewegungen um den an der fahrerseitigen B-Säule applizierten Beschleunigungssensor $BS_{BS_{lu}}$ ergänzt. Die normierten KGÜZ beider Sensoren sind für die Schlechtwegstrecke in Abb. 68 in den Zellen (a)-(f) und die dazugehörigen PSD-Diagramme in den Zellen (g)-(l) dargestellt. Die analoge Darstellung für die Dynamikstrecke folgt in Abb. 69.

Beginnend mit der Analyse der longitudinalen Fahrzeugbeschleunigungen ist den KGÜZ unter (a) und den PSD-Diagrammen unter (g) in Abb. 68 und Abb. 69 zu entnehmen, dass das Fahrzeug auf der 4-Stempel-Anlage geringer als im Fahrversuch beschleunigt wird. Ursache dessen ist der fehlende Antrieb des Fahrzeuges auf der 4-Stempel-Anlage und die damit einhergehende Möglichkeit, längsdynamische Fahrmanöver, wie z.B. Bremsen und Beschleunigungen, zu simulieren.

In lateraler und vertikaler Richtung stimmen die Fahrzeugbeschleunigungen im Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke gut mit denen aus dem Fahrversuch überein (siehe (b), (c), (h) und (i) in Abb. 68). Dabei wird das Fahrzeug in den Nachfahrversuchen der Fahrbahntopologie geringfügig stärker y- und z-Richtung beschleunigt als im Fahrversuch.

Bei den Nachfahrversuchen der Dynamikstrecke wird das Fahrzeug in y-Richtung zu gering beschleunigt (siehe (b) und (h) in Abb. 69). Ursache dafür ist primär die fehlende Möglichkeit, längs- und querdynamische Fahrmanöver zu simulieren. Darüber hinaus werden durch die Hochpassfilterung der Ansteuersignale mit $f_E = 2$ Hz niederfrequente Wank- und Nickbewegungen kleiner 1 Hz, resultierend aus den längs- und querdynamischen Fahrmanövern, herausgefiltert, sodass selbst bei gegebener Möglichkeit der Simulation von längs- und querdynamischen Fahrmanövern, diese nur eingeschränkt dargestellt werden können.

Auch in z-Richtung wird das Fahrzeug im Nachfahrversuch der Dynamikstrecke vereinzelt zu gering beschleunigt (siehe (c) und (i) in Abb. 69). Ursachen dafür sind das frühzeitige Beenden der iterativen Regelung und die Hochpassfilterung der Ansteuersignale.

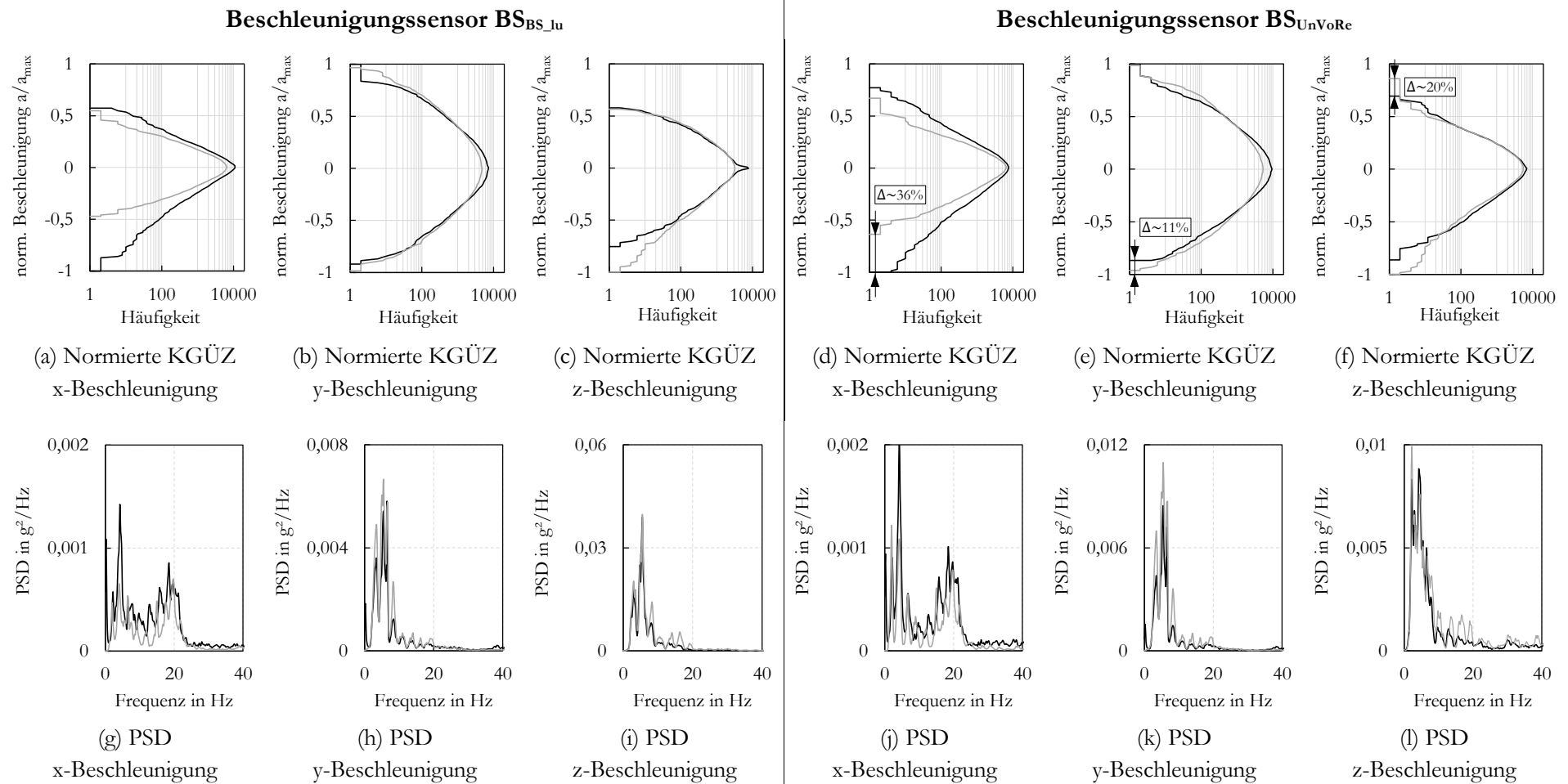


Abb. 68: Normierte KGÜZ des BS_{BS_lu} in (a)–(c) und PSD in (g)–(i) sowie normierte KGÜZ des BS_{UnVoRe} in (d)–(f) und PSD in (j)–(l) der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (---) auf der 4-Stempel-Anlage

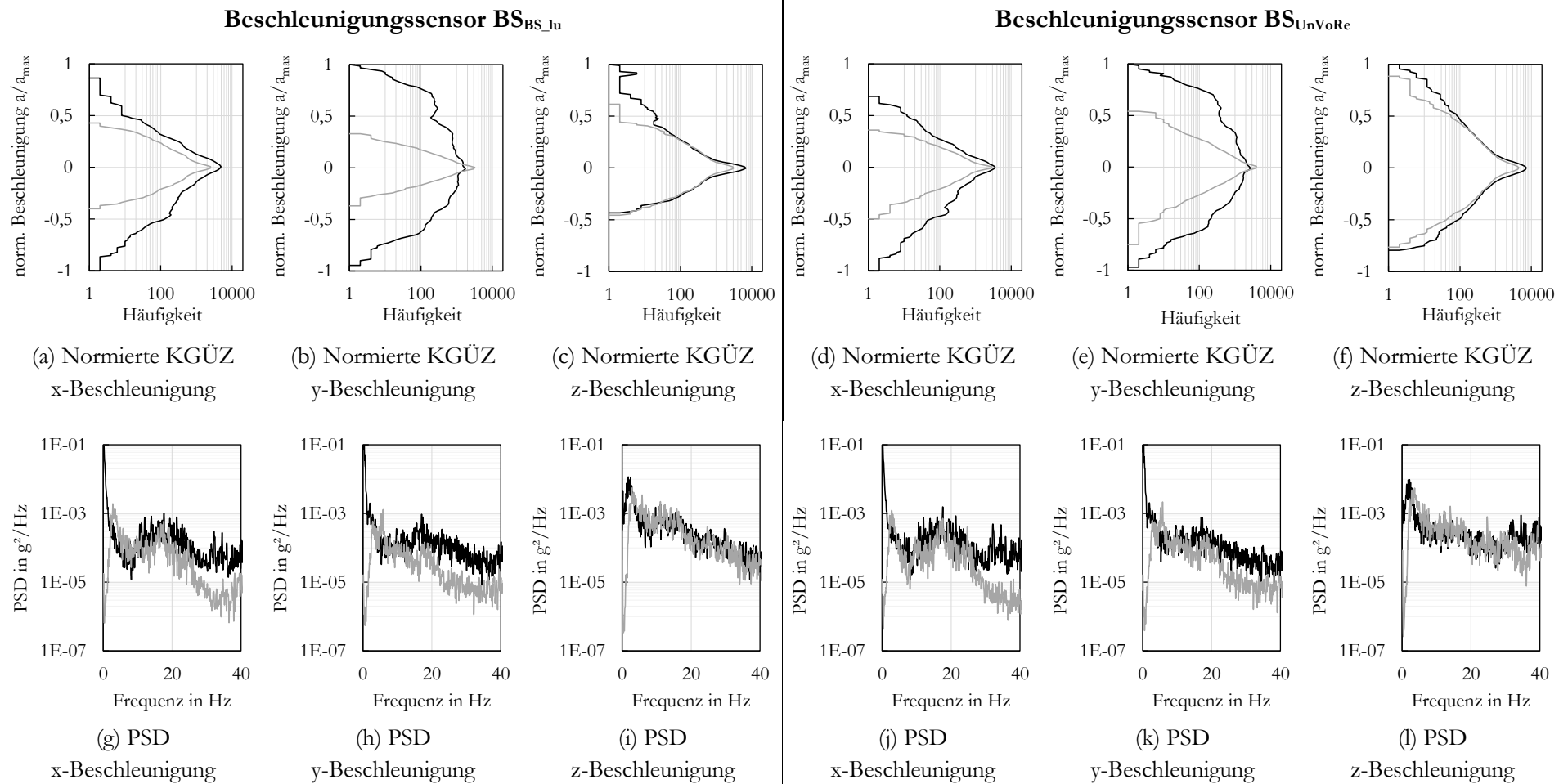


Abb. 69: Normierte KGÜZ des BS_{BS_lu} in (a)–(c) und PSD in (g)–(i) sowie normierte KGÜZ des BS_{UnVoRe} in (d)–(f) und PSD in (j)–(l) der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (---) auf der 4-Stempel-Anlage 1

Auf Basis der vorstehenden Ausführungen ist zu konstatieren, dass für die Schlechtwegstrecke eine gute bis teilweise sehr gute Simulation der Fahrzeugbewegungen auf der 4-Stempel-Anlage besteht, wohingegen sich für die Dynamikstrecke eine eingeschränkte Simulation des Schwingungsverhaltens des Fahrzeuges zeigt. Diese Schlussfolgerung lässt sich auch auf den HVS übertragen. Durch dessen starre Anbindung an die Karosserie wird das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges nahezu eins zu eins auf den HVS übertragen. Die normierten KGÜZ und PSD-Diagramme des Beschleunigungssensors BS_{UnVoRe} ähneln denen des BS_{BS_lu} (vgl. beispielsweise die KGÜZ (a) mit (d) und die PSD-Diagramme (g) mit (j) in Abb. 68 und Abb. 69). Bei der Schlechtwegstrecke wird der HVS auf der 4-Stempel-Anlage

- in x-Richtung zu gering beschleunigt (bis zu 36 % niedrigere Amplituden),
- in y-Richtung geringfügig zu stark beschleunigt (bis zu 11 % höhere Amplituden),
- in z-Richtung ebenfalls zu stark beschleunigt (bis zu 20 % höhere Amplituden).

Bei der Dynamikstrecke wird der HVS in den 4-Stempel-Anlagenversuchen in allen Raumrichtungen gegenüber der Fahrzeugmessung zu gering beschleunigt. Die Amplituden sind bis zu 67 % niedriger.

Abschließend zeigen Abb. 70 und Abb. 71 das Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im 4-Stempel-Anlagen- und Fahrversuch der Schlechtweg- und Dynamikstrecke. Die Darstellung erfolgt am Beispiel des Amplituden- und Phasenfrequenzganges des Beschleunigungssensors BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung.

In den 4-Stempel-Anlagenversuchen zeigt sich eine grundsätzlich bessere Übereinstimmung des Übertragungsverhaltens des HVS zur Karosserie als in den MAST-Versuchen (siehe Abb. 93). Geringfügige Abweichungen im Übertragungsverhalten zeigen sich bei den 4-Stempel-Anlagenversuchen erst bei Frequenzen größer 50 Hz und dies vornehmlich bei den Übertragungsfunktionen in z-Richtung (siehe Abb. 70 und Abb. 71). In y-Richtung zeigt sich bei der Dynamikstrecke eine sehr gute Übereinstimmung des Übertragungsverhaltens im 4-Stempel-Anlagen- zum Fahrversuch (siehe Anhang H), wenngleich die vorherigen Analysen auf Basis von normierten KGÜZ und PSD-Diagrammen einen deutlich zu geringen Leistungseintrag konstatieren (siehe (b)/(h) und (e)/(k) in Abb. 69). Bei der Schlechtwegstrecke zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Übertragungsfunktionen des MAST- und Fahrversuches in x-Richtung (siehe Anhang I), wenngleich auch hier dasselbe wie für die Dynamikstrecke gilt (siehe hierzu (a)/(g) und (d)/(j) in Abb. 68).

In Verbindung mit den eingangs analysierten normierten KGÜZ und PSD-Diagrammen kann zusammengefasst werden, dass eine gute bis sehr gute Simulation des Schwingungsverhaltens des Fahrzeuges und HVS im Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke auf der 4-Stempel-Anlage besteht. Für die Dynamikstrecke ist dies aufgrund der geringeren Beschleunigungen in longitudinaler und lateraler Richtung, aber zugleich guten Übereinstimmung der Übertragungsfunktionen, nicht unmittelbar ableitbar.

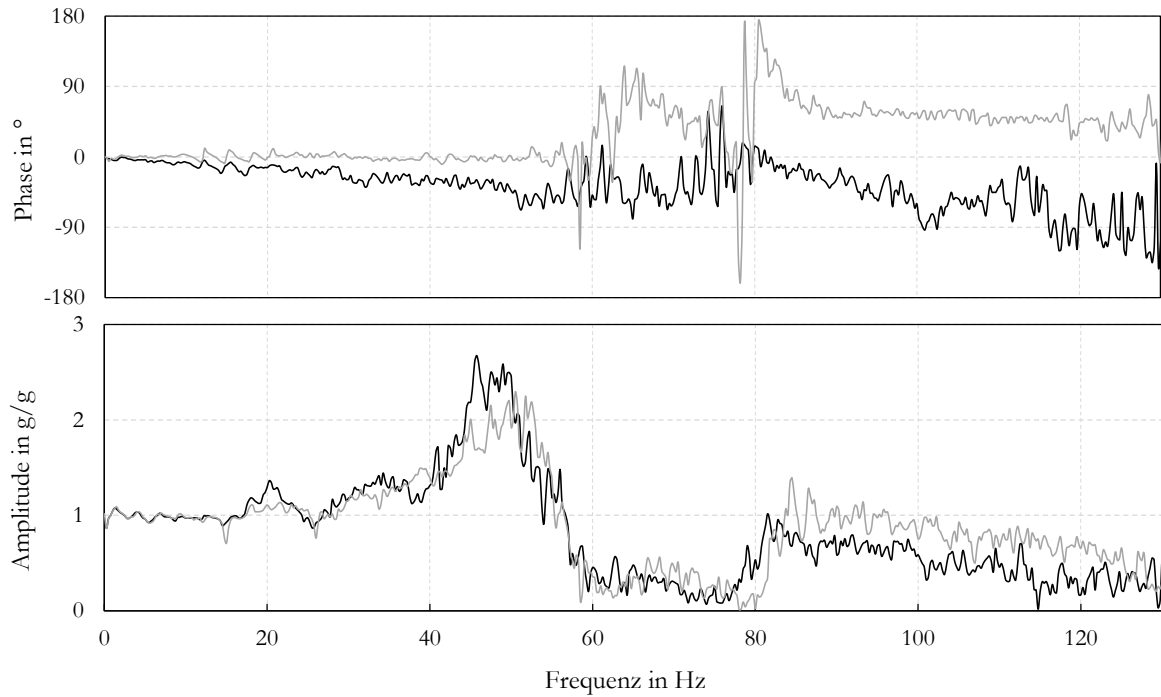


Abb. 70: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (---) auf der 4-Stempel-Anlage 2

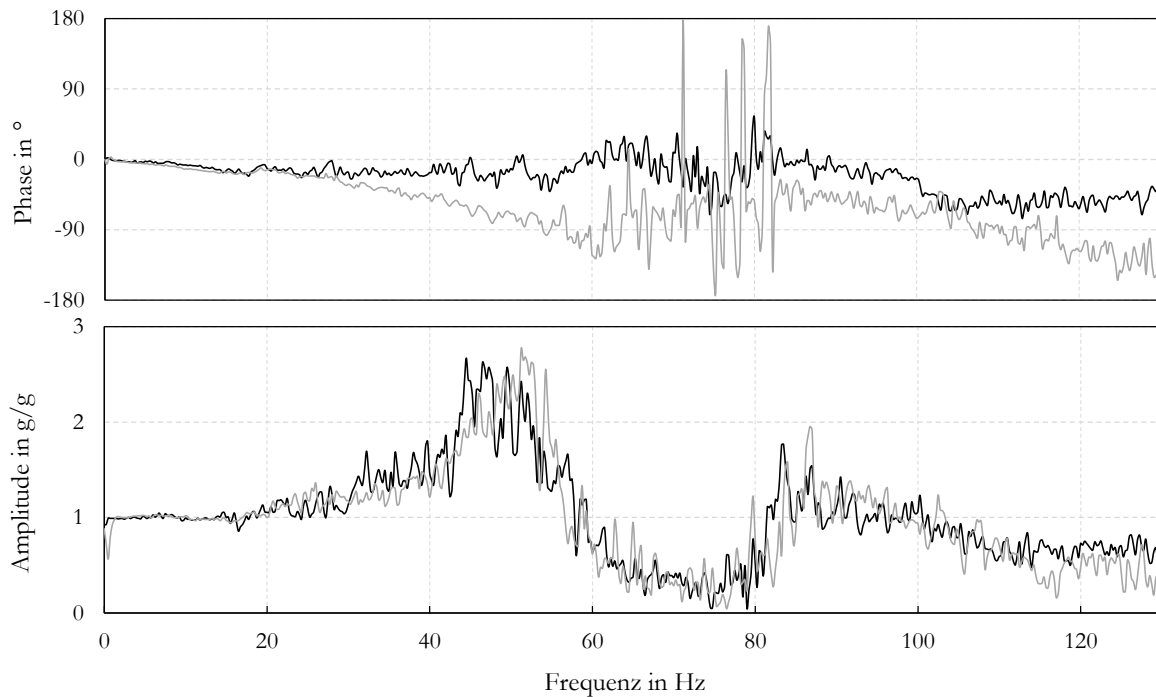


Abb. 71: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in z-Richtung der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (---) auf der 4-Stempel-Anlage 1

6.4.3 Thesen und allgemeine Versuchsergebnisse

Analog der Vorgehensweise für die Auswertung der MAST-Versuche wird auch für die 4-Stempel-Anlagenversuche zunächst ein einleitender Überblick zu deren allgemeinen Versuchsergebnissen gegeben. Um diese in den Kontext der vorstehenden Schwingungsanalyse zu setzen, werden auch hier die gleichen Nachfahrversuche wie im Kapitel der Schwingungsanalyse zugrunde gelegt.

- Schlechtwegstrecke: 4S-2_SWS_Topo_0.6-50Hz_FR_oIt (kurz: 4S-2_SWS)
- Dynamikstrecke: 4S-1_DS_Rad_2-80Hz_RS_mIt (kurz: 4S-1_DS)

Abb. 72 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ beider Nachfahrversuche.

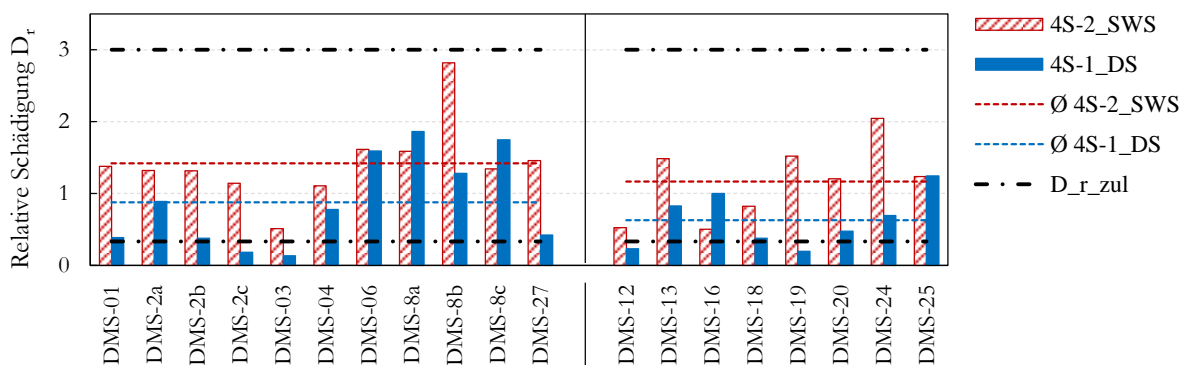


Abb. 72: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-2 SWS und 4S-1_DS

Für die Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke ist grundsätzlich eine gute bis teilweise sehr gute Dehnungsreproduktion zu konstatieren. Dies gilt insbesondere für die DMS an der äußeren Struktur des HVS (siehe hierfür als Beispiel einen Zeitbereichsausschnitt des DMS-27 in Abb. 73).

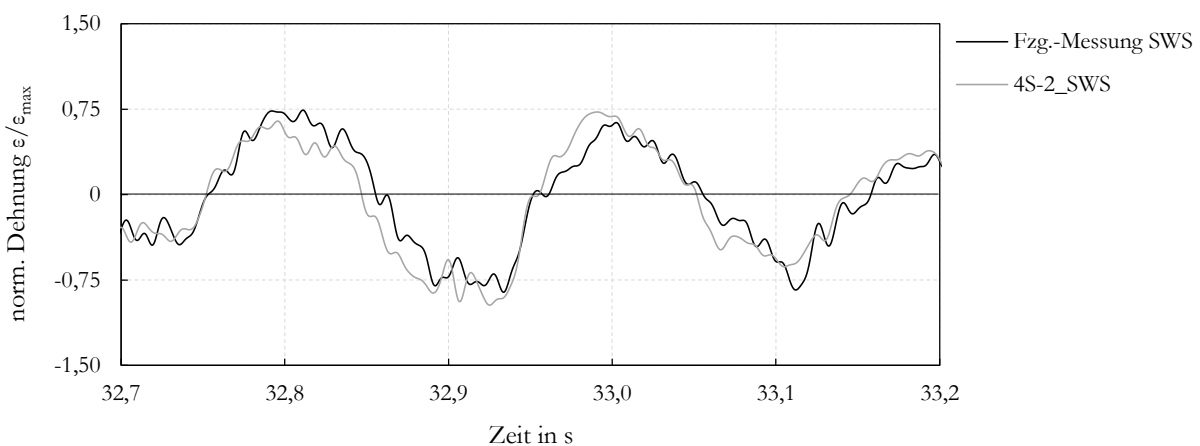


Abb. 73: Zeitbereichsausschnitt des DMS-27 der Fzg.-Messung SWS und dessen Nachfahrversuch 4Pos-2_SWS auf der 4-Stempel-Anlage 2

Die $D_{r,i}$ aus dem vorliegend betrachteten Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke liegen alle innerhalb von D_{r_zul} und nahe dem Schädigungsverhältnis von eins. Je nach Variation der Einfluss-

parameter kommt es im weiteren Untersuchungsverlauf zu vereinzelt Über- bzw. Unterschreitungen von D_{r_zul} , was nicht als nachteilig zu bewerten ist, sondern vielmehr dazu beiträgt, geeignete verfahrens- und prüfstandsseitige Parameter einzustellen. Auf die Über- bzw. Unterschreitungen wird in den entsprechenden Kapiteln eingegangen.

Die vorstehend konstatierte gute bis teilweise sehr gute Dehnungsreproduktion im Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke steht im Einklang mit der im vorherigen Kapitel 6.4.2 festgestellten guten Simulation der Fahrzeug- und HVS-Bewegungen auf der 4-Stempel-Anlage. Die zu geringen Anregungen vom Fahrzeug und HVS in x-Richtung auf der 4-Stempel-Anlage äußern sich lediglich an vereinzelt DMS im Inneren des HVS in geringeren Dehnungen (z. B. DMS-18 und DMS-12). Für die DMS der äußeren Struktur gilt Gegenteiliges. Die dort gemessenen Dehnungen sind mit Ausnahme des DMS-03 größer als die im Fahrversuch gemessenen und zeigen somit keine Reaktion auf die zu geringen x-Beschleunigungen des Fahrzeuges auf der 4-Stempel-Anlage. Vielmehr zeigt die Schwingungsanalyse an zwei Betrachtungsstellen, dass unterhalb von 10 Hz größere Relativbewegungen in x-Richtung zwischen HVS und Karosserie auf der 4-Stempel-Anlage als im Fahrversuch auftreten. Dies wird in Verbindung mit den geringfügig höheren Beschleunigungen in z-Richtung (siehe Abb. 68) als Ursache für die höheren Dehnungen an der äußeren Struktur des HVS im Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke gesehen. Mit dieser Feststellung und der in Abb. 72 gezeigten guten Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur bestätigt sich die in Kapitel 6.3.3 postulierte 1. These, dass die Dehnungen der DMS an der äußeren Struktur primär durch eine globale Karosserieverformung verursacht werden. Durch den Versuch im Gesamtfahrzeug liegen die originalen globalen Steifigkeitsverhältnisse vor. Die DMS der äußeren Struktur befinden sich im Lastpfad der Karosserieverformung, sodass deren erfasste Dehnungen primär von dieser bestimmt werden.

Darüber hinaus wird mit den vorgestellten Versuchsergebnissen die zweite in Kapitel 6.3.3 postulierte These bekräftigt, die besagt, dass gegenüber den Dehnungen an der äußeren Struktur die Dehnungen im Inneren des HVS vorrangig mit einer Massenkrafterregung des HVS selbst, dessen Subkomponenten wie auch benachbarten Fahrzeugkomponenten korrelieren. Da durch die geringere Beschleunigung von Fahrzeug und HVS in x-Richtung auf der 4-Stempel-Anlage auch die Massenkrafterregung geringer ausfällt, trägt dies zu geringeren Dehnungen im HVS-Inneren bei (siehe Abb. 72). Dies äußert sich insbesondere beim Nachfahrversuch der Dynamikstrecke, bei dem neben den geringeren x-Beschleunigungen auch die y-Beschleunigungen niedriger als im Fahrversuch sind.

Zurückkommend zu den Versuchsergebnissen der Nachfahrversuche der Dynamikstrecke ist zu ergänzen, dass durch die Hochpassfilterung der Anregungssignale mit $f_E = 2$ Hz die im ersten Teil der Dynamikstrecke ausgelösten niederfrequenten Dehnungen unzureichend nachgestellt werden können. Dies zeigt sich im Zeitverlauf der DMS – jedoch aber nicht im Schädigungsvergleich, sodass dies in Abb. 72 nicht zu Tage tritt. Grund hierfür ist, dass viele der im ersten Teil der Dynamikstrecke auftretenden Dehnungsamplituden kleiner $15 \mu\text{m}/\text{m}$ sind und somit bei der Rainflow-Zählung unberücksichtigt bleiben (siehe Kapitel 5.5). Grundsätzlich werden die Dehnungen, die durch schnelle Richtungswechsel mit vorausgehenden starken Bremsmanövern ausgelöst werden, unzureichend auf der 4-Stempel-Anlage reproduziert. Dies ist insofern akzeptabel, weil die

durch diese Fahrmanöver resultierenden Dehnungen gering sind und keine Bedeutung für die Betriebsfestigkeit haben.

Abschließend ist für die Dynamikstrecke zu konstatieren, dass trotz des frühzeitigen Abbruchs der iterativen Regelung und der geringeren Beschleunigungen von Fahrzeug und HVS in y -Richtung die Dehnungen gut reproduziert werden. In Summe weisen 15 von 19 DMS $D_{r,i}$ auf, die sich innerhalb von D_{r_zul} befinden.

6.4.4 4-Stempel-Anlagenvergleich

Die 4-Stempel-Anlagenversuche werden auf drei Prüfständen durchgeführt. Dabei sind die Anlagen 2 und 3 baugleich. Die Tabelle 6 gibt eine Übersicht über die wichtigsten Kenndaten der Anlagen. Anhand derer erfolgt nachstehend eine kurze Gegenüberstellung der Anlagen. Diese bildet die Grundlage für die sich anschließende Untersuchung, zu welchen Streuungen es in der Dehnungsreproduktion kommen kann, wenn die Betriebsfestigkeitsprüfung des HVS auf verschiedenen und baugleichen 4-Stempel-Anlagen durchgeführt wird.

Die baugleichen 4-Stempel-Anlagen gleichen sich bezüglich des Aufbaus eins zu eins und sind aus diesem Grund in der zweiten Spalte der Tabelle 6 zusammengefasst. Unterschiede sind lediglich aufgrund von unterschiedlich schnell voranschreitendem Verschleiß und Streuungen in den Eigenschaften der Anlagen möglich. Da Wartungsarbeiten an beiden Anlagen stets zeitgleich erfolgen, wird der Einfluss dessen auf die Dehnungsreproduktion als gering eingeschätzt.

Alle 4-Stempel-Anlagen haben die Verwendung eines PID-Reglers gemein. Die Regelelektronik stammt jedoch von verschiedenen Firmen, sodass abweichende und vor allem an den jeweiligen Prüfstand angepasste Regelparameter vorliegen.

Einer der wesentlichen Unterschiede zwischen den baugleichen 4-Stempel-Anlagen und der 4-Stempel-Anlage 1 sind die verwendeten Servoventile und deren Übertragungsverhalten. Der Hersteller der Servoventile ist bei allen Anlagen der selbe, die Servoventile stammen jedoch aus unterschiedlichen Baureihen und weisen grundlegend verschiedene Aufbauten auf. Das zweistufige Servoventil G761 der Anlage 1 verfügt mit 63 l/min [MOO14] über einen deutlich kleineren Nennvolumenstrom als das dreistufige Servoventil D792 mit 400 l/min [MOO04] der baugleichen 4-Stempel-Anlagen 2 und 3. Die Kennlinie des G761 für 40 % der maximalen Öffnung weist beispielsweise bei 50 Hz einen Abfall des Istwertes gegenüber dem Sollwert von ca. 1 dB auf [MOO14]. Das D792 der baugleichen Anlagen weist demgegenüber bei gleicher Frequenz und gleicher Öffnung noch keinen Abfall auf. Dieser beginnt erst bei ca. 120 Hz [MOO04] und verspricht damit ein besseres Übertragungsverhalten bei höheren Frequenzen der baugleichen 4-Stempel-Anlagen als bei der Anlage 1.

Aus dem Verhältnis der Nennvolumenströme der Servoventile pro Zylinder zur Zylindergröße ergibt sich, dass an den baugleichen 4-Stempel-Anlagen 2 und 3 mehr als das doppelte an Ölvolumen zur Verfügung steht als bei der Anlage 1. Dies bedeutet, dass an den baugleichen 4-Stempel-Anlagen größere Zylindergeschwindigkeiten möglich sind als an der Anlage 1.

Zusammengefasst ergibt sich für die baugleichen 4-Stempel-Anlagen ein leistungsstärkeres und dynamischeres Prüfstandsbild. Dies muss jedoch nicht zu einer besseren Dehnungsreproduktion gegenüber der Anlage 1 führen. Die Gegenüberstellung der 4-Stempel-Anlagen erfolgt anhand folgender Nachfahrversuche:

- 4-Stempel-Anlage 1: 4S-1_SWS_Topo_0.6-40Hz_FR_oIt (kurz: 4S-1)
- 4-Stempel-Anlage 2: 4S-2_SWS_Topo_0.6-40Hz_FR_oIt (kurz: 4S-2)
- 4-Stempel-Anlage 3: 4S-3_SWS_Topo_0.6-40Hz_FR_oIt (kurz: 4S-3)

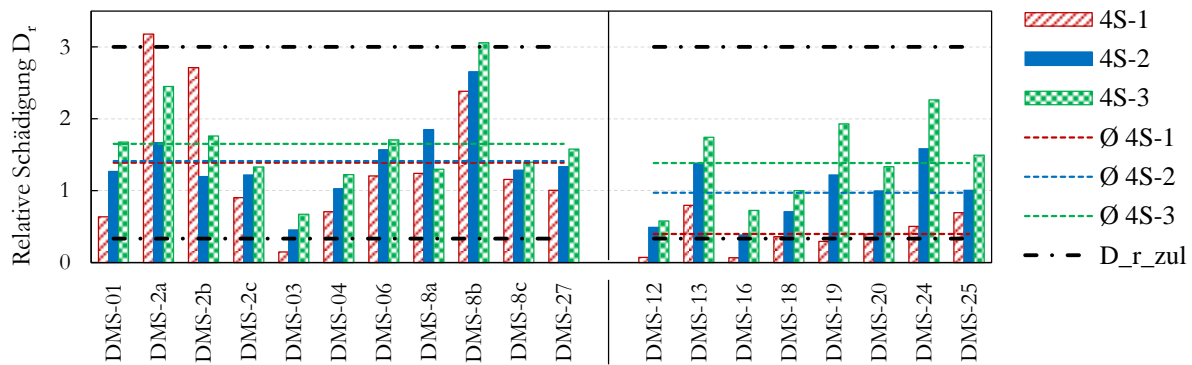


Abb. 74: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke 4S-1, 4S-2 und 4S-3 auf den 4-Stempel-Anlagen 1-3

Abb. 74 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ der zuvor erwähnten Nachfahrversuche auf den drei 4-Stempel-Anlagen. Es zeigt sich, dass im Nachfahrversuch auf der Anlage 3 durchschnittlich die größten Dehnungen gemessen werden, gefolgt von dem Nachfahrversuch auf der Anlage 2. Dabei ruft die Anlage 3 bei knapp 80 % der DMS und die Anlage 2 bei knapp 70 % der DMS größere Dehnungen als die im Fahrversuch gemessenen hervor. Demgegenüber treten beim Nachfahrversuch auf Anlage 1 mit Ausnahme des DMS-2a und des DMS-2b die geringsten Dehnungen auf. Dabei liegt die fiktive Schädigung von ca. 63 % der DMS unterhalb derer aus dem Fahrversuch. Weiterhin liegen die $D_{r,i}$ von drei DMS unterhalb des Bereiches für die akzeptable Abweichung. Ursache dessen sind sowohl zu geringe Schwingungszahlen, als auch zu geringe Schwingbreiten. Die normierten Spannenpaare des DMS-19 in nachstehender Abb. 75 verdeutlichen dies.

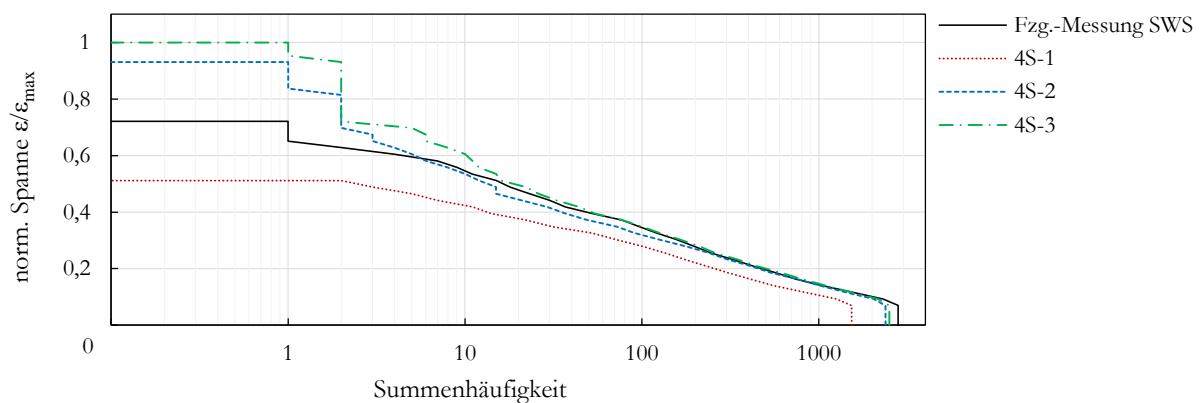


Abb. 75: Normierte Spannenpaare des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuchen 4S-1, 4S-2 und 4S-3

Ein Vergleich der Ist-Zylinderwege zu den vorgegebenen Radhubzeitsignalen zeigt, dass die Ursache der geringen Dehnungen im Nachfahrversuch auf der Anlage 1 eine zu geringe Anregung von Schwingspielen im Frequenzbereich größer 10 Hz ist. Zur Veranschaulichung sind in Abb. 76 die Leistungsdichtespektren der Ist-Zylinderwege des Rades vorn links der eingangs erwähnten drei Nachfahrversuche zum vorgegebenen Radhubzeitsignal dargestellt. Im Gegensatz zur Anlage 1 zeigt sich darin für die Anlage 2 eine gute Übereinstimmung des Ist-Zylinderweges zum Vorgabesignal für den Frequenzbereich kleiner 75 Hz und bei der Anlage 3 für den Frequenzbereich kleiner 105 Hz. Dies ist auch der Grund für die bessere Dehnungsreproduktion auf den Anlagen 2 und 3.

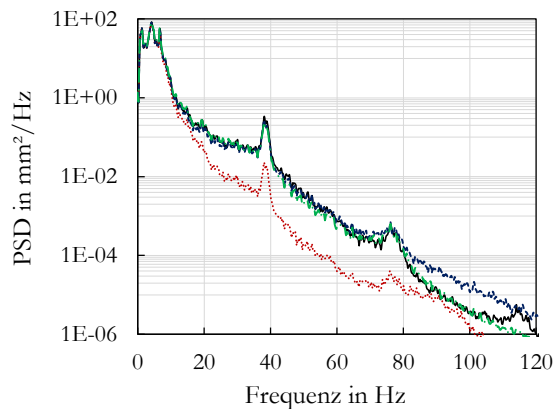


Abb. 76: PSD des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades vorn links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad vorn links der Nachfahrversuche 4S-1 (.....), 4S-2 (- - - -) und 4S-3 (- · - · -)

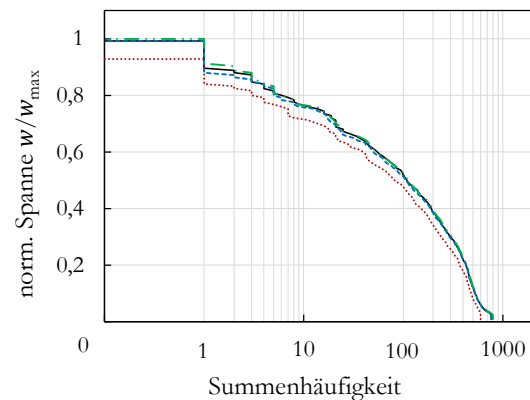


Abb. 77: Normierte Spannenpaare des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades vorn links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad vorn links der Nachfahrversuche 4S-1 (.....), 4S-2 (- - - -) und 4S-3 (- · - · -)

Ferner zeigen die normierten Spannenpaare in Abb. 77, dass bei der Anlage 1 der Ist-Zylinderweg ca. 3,5-6,5 % unter dem vorgegebenen Zylinderweg, in dem Fall dem Radhubzeitsignal, liegt. Gleiches gilt für die anderen Zylinder. Demgegenüber weichen die Zylinderwege der baugleichen Anlagen 2 und 3 um 0,5-4 % gegenüber deren Vorgaben ab. Die Ursache für die zu geringen Zylinderwege der Anlage 1 wird ein Stück weit in der nicht durchgeführten iterativen Regelung der Radhubzeitsignale gesehen. Diese wird aber bewusst nicht durchgeführt, da es andernfalls aufgrund nicht erklärbarer Prüfstandseffekte zu deutlich zu hohen Beanspruchungen am HVS kommt (siehe Kapitel 6.4.1).

Abschließend ist zu konstatieren, dass die im gleichen Nachfahrversuch auf den baugleichen 4-Stempel-Anlagen aufgetretenen $D_{r,i}$ im Mittel um 20 % voneinander abweichen. Zugleich unterscheiden sich die RMS-Werte der Ist-Zylinderwege beider Anlagen im Mittel um ca. 2,5 %, was in vergleichbarer Größenordnung liegt, wie wenn ein Wiederholversuch auf derselben 4-Stempel-Anlage durchgeführt wird. Das bedeutet, dass die Zylinderwege der beiden baugleichen 4-Stempel-Anlagen im Mittel im gleichen Maße zueinander schwanken, wie die von Wiederholmessungen zu deren Vorgabesignalen. Hieraus kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass es allein durch den Prüfstand im Mittel zu einer gegebenen und nicht beeinflussbaren Abweichung der $D_{r,i}$ von 20 % kommen kann. Diese Abweichung lässt sich vermutlich verringern, wenn eine iterative Regelung durchgeführt wird.

6.4.5 Variation der oberen Anregungsfrequenz

Analog zu den MAST-Versuchen werden auch auf der 4-Stempel-Anlage Versuche zum Einfluss der oberen Anregungsfrequenz auf die Dehnungsreproduktion durchgeführt. Auch hier ist es das Ziel, zu erörtern, wie stark der Einfluss einer Begrenzung oder Erweiterung der oberen Anregungsfrequenz auf die Dehnungsreproduktion ist. Dabei wird erneut untersucht, ob eine geringere obere Anregungsfrequenz als die in Kapitel 5.4 ermittelte, obere schädigungsrelevante Frequenz von 125 Hz für eine ausreichende Dehnungsreproduktion genügt. Der Untersuchung liegen folgende Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke zu Grunde:

- 4S-2_SWS_Topo_0.6-j_FR_oIt (kurz: 4S-2_0.6-j) für $j = 20; 40; 50; 60$ und 80 Hz

Die Untersuchungen zum Anregungsfrequenzbereich beschränken sich ausschließlich auf die Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke und die obere Anregungsfrequenz $f_{A,o}$. Die untere Anregungsfrequenz wird indirekt bei der Untersuchung des Einflusses der Ansteuersignale betrachtet (siehe Kapitel 6.4.6).

Laut Datenblatt können die eingesetzten 4-Stempel-Anlagen bis ca. 100 Hz anregen [AIP06]. In der Praxis sind Anregungen bis 50 Hz üblich, womit der maximale Leistungsinhalt vieler Straßenprofile, der sich laut HEIBING ET AL. unterhalb von 30 Hz [Hei07] erstreckt, abgedeckt wird. In Anlehnung an die gängige Praxis wie auch die eingeschränkte Umsetzbarkeit hoher Anregungsfrequenzen auf 4-Stempel-Anlagen wird die obere Anregungsfrequenz im Frequenzbereich 20-80 Hz variiert. Dabei wird die untere Anregungsfrequenz mit $f_{A,u} = 0,6$ Hz konstant gehalten.

Abb. 78 zeigt die Änderung der relativen Schädigungen $D_{r,i}$ der äußeren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz.

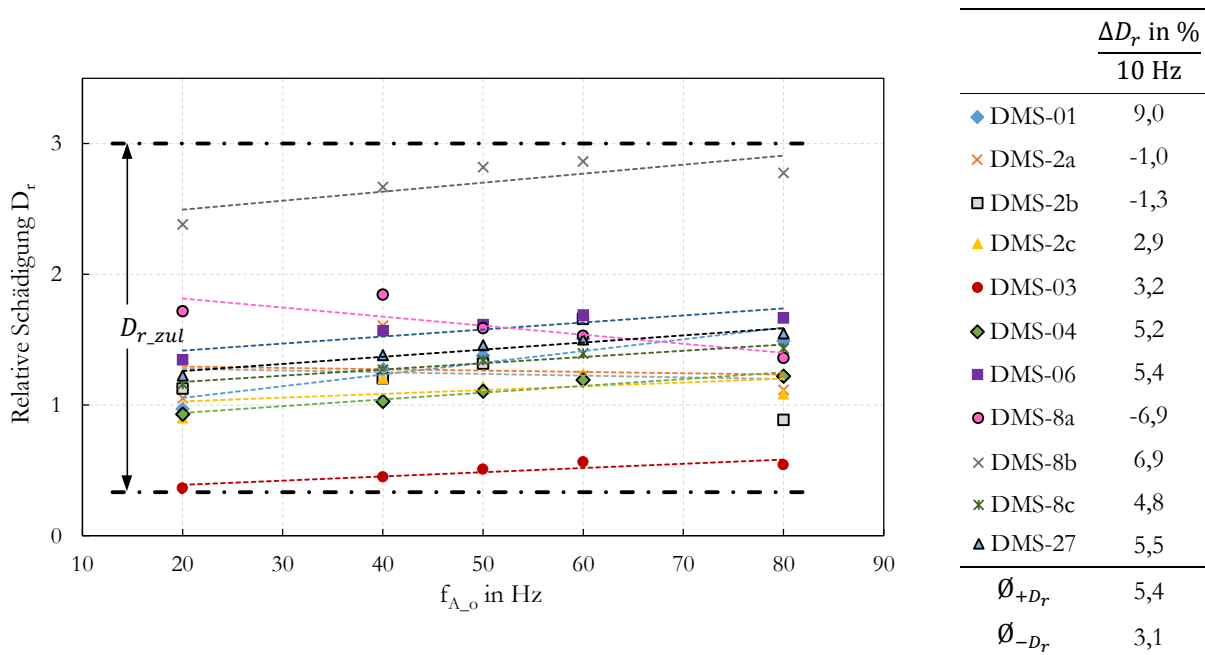


Abb. 78: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der äußeren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz $f_{A,o}$ der 4-Stempel-Anlagenversuche 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60$ und 80 Hz

Aus Abb. 78 ist ersichtlich, dass die Variation der oberen Anregungsfrequenz einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Güte der Dehnungsreproduktion der äußeren DMS hat. Die Graphen verlaufen nahezu parallel zur Abszisse. Mit steigender Anregungsfrequenz nimmt die relative Schädigung aller äußeren DMS mit Ausnahme des DMS-2a, DMS-2b und DMS-8a im Durchschnitt um 5,4 % pro 10 Hz zu. Bei den DMS-2a, DMS-2b und DMS-8a nimmt die relative Schädigung hingegen bei zunehmender Anregungsfrequenz um durchschnittlich 3,1 % pro 10 Hz ab.

Abb. 79 zeigt für die DMS im HVS-Inneren, dass die Erhöhung der oberen Anregungsfrequenz zu einer deutlich besseren Dehnungsreproduktion führt.

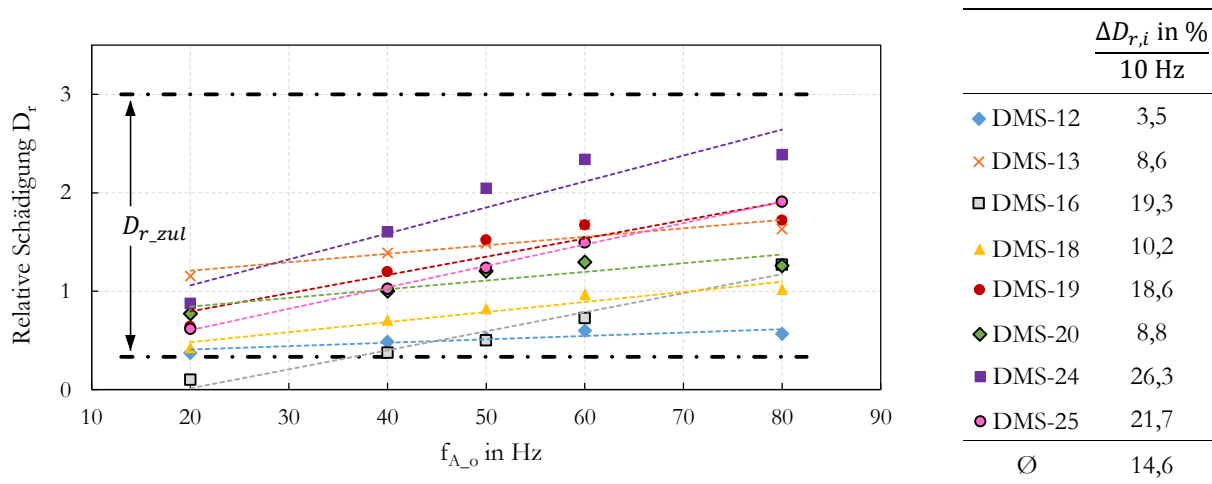


Abb. 79: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der inneren DMS in Abhängigkeit der variierten oberen Anregungsfrequenz $f_{A,o}$ der 4-Stempel-Anlagenversuche 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60$ und 80 Hz

Die relative Schädigung der DMS im HVS-Inneren nimmt im Durchschnitt um 14,6 % pro 10 Hz zu. Egal welche der variierten oberen Anregungsfrequenzen betrachtet wird, liegen die $D_{r,i}$ mit Ausnahme des DMS-16 für $f_{A,o} = 20$ Hz aller DMS innerhalb von $D_{r,zul}$. Weiterhin lässt sich aus Abb. 79 schlussfolgern, dass für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur des HVS eine Anregung mit $f_{A,o} \leq 20$ Hz nicht optimal ist, da sieben von acht DMS unterhalb des Schädigungsverhältnisses von eins liegen. Für eine optimale Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur des untersuchten HVS bedarf es einer Mindestanregung von $f_{A,o} = 50$ Hz. Ab dieser Anregungsfrequenz liegen alle $D_{r,i}$ innerhalb von $D_{r,zul}$. Ab einer Anregungsfrequenz von 50 Hz kommt es zu keiner nennenswerten Verbesserung der Dehnungsreproduktion. Abb. 80 zeigt dies am Beispiel eines Zeitbereichsausschnitts des DMS-16.

Das in Abb. 80 gekennzeichnete Schwingenspiel mit einer Frequenz von 68 Hz kann bei keinem Versuch reproduziert werden; auch nicht bei einer Anregung bis 80 Hz. Die Ursache für die zu niedrige Amplitude ist demnach nicht eine zu geringe Anregungsfrequenz. Vielmehr besteht die Vermutung, dass die zu geringe Beschleunigung des Fahrzeuges in x-Richtung die Ursache für die zu niedrige Amplitude ist (siehe Kapitel 6.4.2). Eine Anregung bis 125 Hz führt somit zu keiner Verbesserung der Dehnungsreproduktion und ist folglich nicht notwendig. Ferner liegen die $D_{r,i}$ der inneren DMS bereits bei $f_{A,u} = 50$ Hz nahe dem Schädigungsverhältnis von eins. Weiterhin ist zu konstatieren, dass eine stetige Erhöhung der Anregungsfrequenz nicht zwangsläufig mit einer stetigen Erhöhung der Antwortamplitude einhergehen muss. Dies zeigt der unter (1) markierte Bereich in Abb. 80.

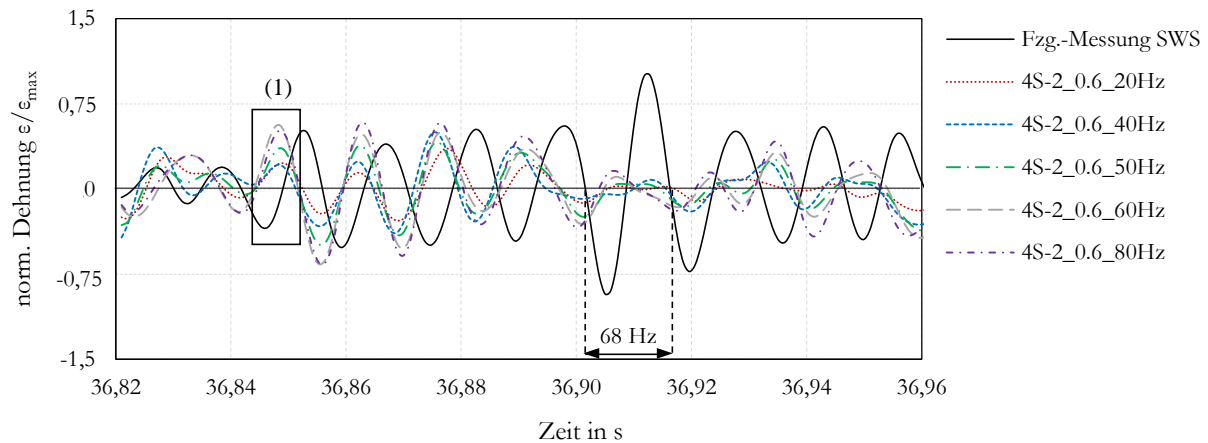


Abb. 80: Zeitbereichsausschnitt des DMS-16 der Messungen 4S-2_0.6-j für $j = 20; 40; 50; 60; 80$ Hz

Folglich ist eine Anregung auf der 4-Stempel-Anlage mit dem vorliegend untersuchten HVS bis 20 Hz ausreichend, um die wichtigsten Schädigungsanteile der äußeren DMS zu reproduzieren. Je höherfrequenter angeregt wird, desto mehr Schwingspiele kleinerer Amplitude werden angeregt, die zu einer zunehmend konservativen Betriebsfestigkeitsprüfung mit $D_r > 1$ führen. Somit wird empfohlen, den Anregungsfrequenzbereich auf den schädigungsrelevanten Frequenzbereich einzugrenzen und nicht unnötig zu erweitern. Vorliegend sind dies $f_{A,o} = 20$ Hz für die Betriebsfestigkeitsprüfung der äußeren Struktur des untersuchten HVS und $f_{A,o} = 50$ Hz für die der inneren Struktur.

Die vorstehenden Analysen lassen den Schluss zu, dass vom Leistungsinhalt der Teststrecken-Messsignale nicht auf den notwendigen Anregungsfrequenzbereich der 4-Stempel-Anlage geschlossen werden kann. Die Leistungsdichtespektren der Radhübe in Abb. 35 zeigen maximale Leistungseinträge der Schlechtwegstrecke unterhalb von 15 Hz. Eine Anregung bis zu dieser Frequenz mag für die Betriebsfestigkeitsprüfung der äußeren Struktur des HVS ausreichend sein – für die der inneren Struktur hingegen nicht.

Im Zusammenhang mit den Ergebnissen aus den analogen Untersuchungen am MAST in Kapitel 6.3.6 zeigt sich, dass die notwendige Anregungsfrequenz von der Art der Ansteuersignale, dem Versuchsaufbau sowie den Ein- und Weiterleitungspfaden im Prüfaufbau abhängt. So ist eine Anregung der Räder auf der 4-Stempel-Anlage bis $f_{A,o} = 50$ Hz für eine hinreichende Dehnungsreproduktion im HVS-Inneren und –Äußeren ausreichend. Beim MAST liegen die relativen Schädigungen selbst bei einer Anregung bis $f_{A,o} = 70$ Hz nahe der unteren Grenze von $D_{r,zul}$.

6.4.6 Variation der Ansteuersignale

Die 4-Stempel-Anlage ist in der Lage, eine Vielzahl von Ansteuersignalen nachzufahren. Vorliegend wird untersucht, zu welchen Unterschieden es in der Dehnungsreproduktion kommt, wenn zum einen der Nachfahrversuch auf Basis von im Fahrversuch gemessenen, vertikalen Radträgerbeschleunigungen erfolgt und zum anderen die Fahrbahntopologie, sprich die daraus abgeleiteten Radhubzeitsignale nachgefahren werden. Folgende Messungen liegen der Untersuchung zugrunde:

- Radträgerbeschleunigungen: 4S-3_SWS_Rad_2-50Hz_FR_mIt (kurz: 4S-3_Rad)
- Fahrbahttopologie: 4S-3_SWS_Topo_0.6-50Hz_FR_oIt (Kurz: 4S-3_Topo)

Wie der Benennung der Messungen zu entnehmen ist, wird neben der Art des Ansteuersignals auch die untere Anregungsfrequenz mit $f_{A_u} = 2$ Hz und $f_{A_u} = 0,6$ Hz variiert. Diese zusätzliche Variation erfolgt bewusst, um den Vorteil der niedrigeren Anregungsfrequenz beim Nachfahren der Radhubzeitsignale in die Untersuchung einzubeziehen.

Abb. 81 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ vorstehend genannter Nachfahrversuche. Hieraus ist ersichtlich, dass die $D_{r,i}$ des Versuches auf Basis des Nachfahrens von Radträgerbeschleunigungen stets kleiner sind als jene beim Nachfahren der Radhubzeitsignale. Darüber hinaus weisen beim Nachfahren der Radträgerbeschleunigungen nahezu alle DMS $D_{r,i} < 1$ auf, die zum Teil nahe oder unterhalb von D_{r_zul} liegen.

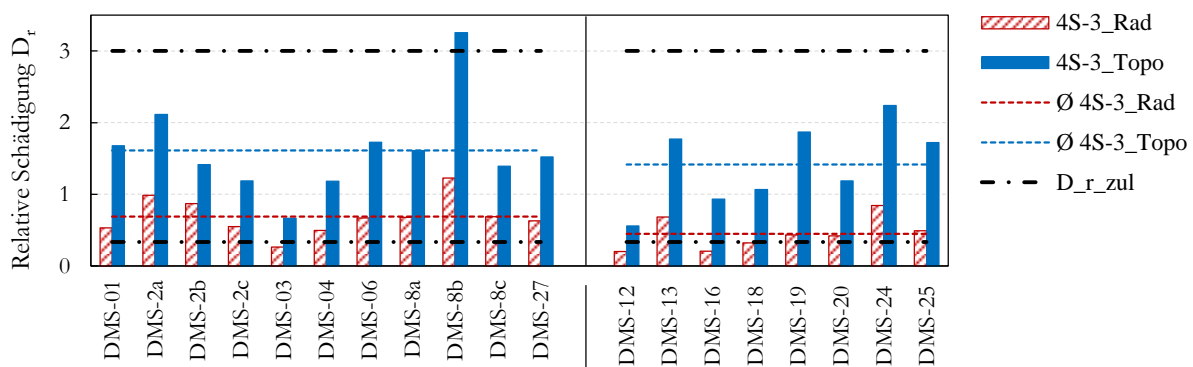


Abb. 81: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-3_Rad und 4S-3_Topo

Demgegenüber kommt es beim Nachfahren der Radhubzeitsignale bei nahezu allen DMS zu $D_{r,i} > 1$. Die $D_{r,i}$ beider Nachfahrversuche liegen jedoch im Mittel gleich weit vom Schädigungsverhältnis von eins entfernt ($\bar{D}_{r_{4S-3_Rad}} = 0,59$ und $\bar{D}_{r_{4S-3_Topo}} = 1,53$).

Die Ursache der geringen Dehnungen beim Nachfahren der Radträgerbeschleunigungen sind zu niedrige Schwingbreiten und Schwingspielhäufigkeiten. Die nachstehende Abb. 82 verdeutlicht dies anhand der repräsentativen normierten Spannenpaare des DMS-19 für die sich im HVS befindenden DMS. Das danebenstehende PSD-Diagramm des DMS-6 in Abb. 83 verdeutlicht dies anhand eines zu geringen Leistungsinhaltes repräsentativ für die DMS der äußeren Struktur des HVS.

Die Abb. 83 verdeutlicht darüber hinaus, dass durch die niedrigere Anregungsfrequenz beim Nachfahren der Radhubzeitsignale niederfrequente Dehnungen deutlich besser reproduziert werden (siehe Schraffur). Die niedrigere Anregungsfrequenz beim Nachfahren von Radhubzeitsignalen ist ein wesentlicher Vorteil gegenüber dem Nachfahren von Radträgerbeschleunigungen oder Beschleunigungen anderer Messstellen, weil dabei Anregungen bis in den quasistationären Bereich von 0,1 Hz möglich sind. Grundsätzlich ist dies auch beim Nachfahren auf Basis von Beschleunigungen unter Verwendung von kapazitiven Beschleunigungssensoren möglich. Dabei besteht jedoch das Problem, dass die Aufbaueigenfrequenzen vieler Fahrzeuge im Frequenzbereich 1-5 Hz

liegen. Mit den Aufbaubewegungen sind zugleich große Schwingwege verbunden, sodass es passieren kann, dass die Zylinder in ihre Endanschläge fahren. Um diesem entgegenzuwirken, erfolgt in der Praxis zumeist eine Hochpassfilterung mit $f_E = 2$ Hz.

Im Hinblick darauf, dass niederfrequente globale Karosserieverformungen einen essentiellen Schädigungsbeitrag leisten und dessen Bedeutung sich in zukünftigen HVS-Architekturen verstärken wird, kommt einer möglichst niederfrequenten Anregung eine entscheidende Bedeutung zu.

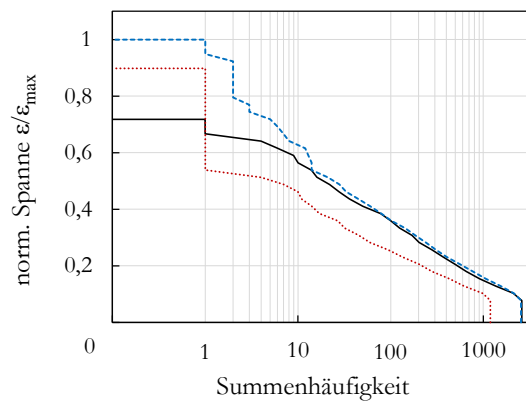


Abb. 82: Normierte Spannenpaare des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (⋯) und 4S-3_Topo (---) auf der 4-Stempel-Anlage 3

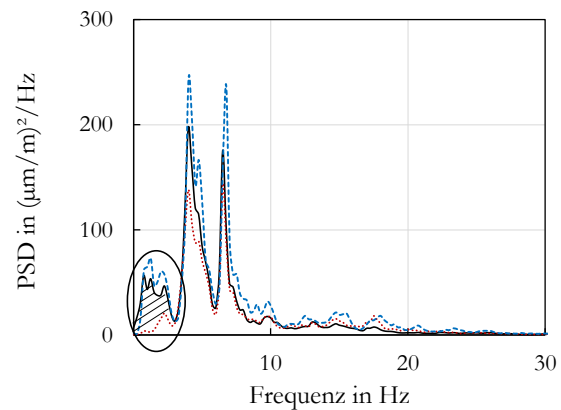


Abb. 83: PSD des DMS-06 der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (⋯) und 4S-3_Topo (---) auf der 4-Stempel-Anlage 3

Zurückkommend auf die Feststellung, dass sich die reproduzierten Dehnungen beider Nachfahrversuche deutlich unterscheiden, wird die Ursache dafür durch die Gegenüberstellung der normierten KGÜZ der in den Versuchen gemessenen Radträgerbeschleunigungen am Rad hinten links in Abb. 84 und den gemessenen Zylinderwegen in Abb. 85 für das Rad hinten links gegenüber deren Vorgaben deutlich.

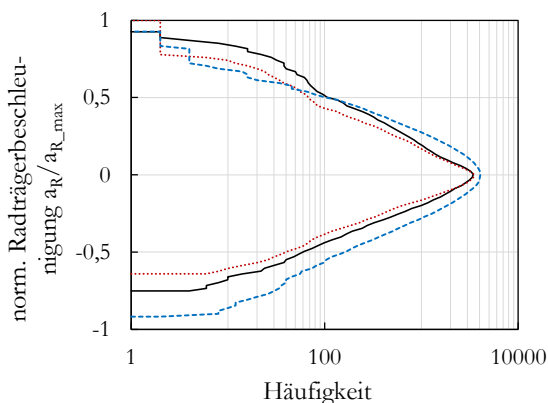


Abb. 84: Normierte KGÜZ der im Fahrversuch gemessenen z-Beschleunigung am Radträger hinten links (—) und der in den Nachfahrversuchen 4S-3_Rad (⋯) u. 4S-3_Topo (---) auf der 4-Stempel-Anlage am Rad hinten links gemessenen vertikalen Radträgerbeschleunigung

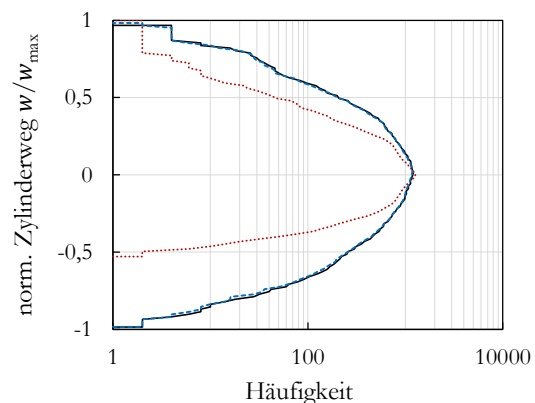


Abb. 85: Normierte KGÜZ des vorgegebenen Radhubzeitsignals des Rades hinten links (—) und der Ist-Zylinderwege für das Rad hinten links der Nachfahrversuche 4S-3_Rad (⋯) und 4S-3_Topo (---) auf der 4-Stempel-Anlage 3

Die Ursache der geringeren Dehnungen im Nachfahrversuch auf Basis der Radträgerbeschleunigungen ist, dass die gemessenen Radträgerbeschleunigungen an den hinteren Rädern unter deren Vorgabe liegen. Durch die Nähe zum HVS wirkt sich dies unmittelbar auf diesen aus. Im Gegensatz dazu zeigt die Abb. 85, dass der gemessene Zylinderweg für das Rad hinten links beim Nachfahren der Fahrbahntopologie deckungsgleich mit der Vorgabe übereinstimmt. Der Vergleich beider Abbildungen zeigt, dass die 4-Stempel-Anlage beim Nachfahren der Radhubzeitsignale eine bessere Nachfahrgüte erzielt, als beim Nachfahren der im Fahrversuch gemessenen vertikalen Radträgerbeschleunigungen. Dies zeigt wiederum, dass die Radträgerbeschleunigung eine unscharfe Regelgröße für die iterativ lernende Regelung der 4-Stempel-Anlage darstellt. Diese ist stets ein Resultat aus der Fahrbahnanregung und den rückwirkenden Aufbaubewegungen des Fahrzeuges. Letzteres kann auf der 4-Stempel-Anlage nicht beeinflusst werden. Die Regelelektronik der 4-Stempel-Anlage versucht die gemessenen vertikalen Beschleunigungen an den Radträgern bestmöglich in Übereinstimmung zu den Target-Signalen zu bringen, was aber nicht vollständig gelingt, weil sich das Fahrzeug geringfügig anders verhält als im Fahrversuch (siehe Kapitel 6.4.2).

Da die Radträger in der Regelkette nach den Zylindern liegen (siehe Abb. 24), beeinflussen veränderte Randbedingungen auf der 4-Stempel-Anlage die Nachfahrgüte stärker, wenn auf Radträgerbeschleunigungen iterativ geregelt wird, als wenn Radhubzeitsignale nachgefahren werden. Die Radhubzeitsignale stellen demnach eine robustere – sprich unempfindlichere Regelgröße dar.

Das Nachfahren der Fahrbahntopologie auf Basis von Radhubzeitsignalen hat gegenüber dem Nachfahren auf Basis von im Fahrversuch gemessenen vertikalen Radträgerbeschleunigungen den Vorteil, dass keine Fahrzeugmessung und auch keine Applikation von Beschleunigungssensoren erforderlich sind. Auch eine Systemidentifikation sowie iterative Regelung sind nicht notwendig (zumindest nicht vorliegend). Diese Vorteile bilden eine gute Grundlage für eine Versuchsstandardisierung, die zugleich weniger Wissenstransfer erfordert und somit das Potenzial für Fehler minimiert.

Aufgrund der vorstehend genannten Vorteile in der Versuchsdurchführung beim Nachfahren der Fahrbahntopologie auf Basis von Radhubzeitsignalen sowie der besseren niederfrequenten Dehnungsreproduktion und der robusten Regelgröße Radhub als Zylinderweg wird das Nachfahren der Fahrbahntopologie für die Betriebsfestigkeitsprüfung empfohlen. Das Nachfahren von vertikalen Radträgerbeschleunigungen stellt hierzu jedoch eine gute Alternative dar.

6.4.7 Variation der Geometrie der Radaufstandsteller

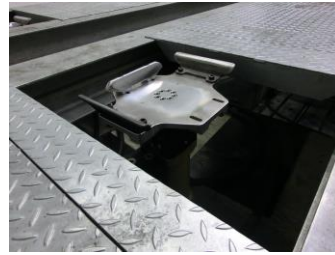
Für die Radaufstandsteller von 4-Stempel-Anlagen bestehen verschiedene Geometrien. Abb. 86 zeigt die an den 4-Stempel-Anlagen 1, 2 und 3 verwendeten Radaufstandsteller. Diese werden im Hinblick ihres Einflusses auf die Dehnungsreproduktion untersucht.

An den baugleichen 4-Stempel-Anlagen 2 und 3 werden die gleichen Radaufstandsteller verwendet. Nur an der Anlage 1 erfolgt ein Wechsel zwischen zwei verschiedenen Geometrien. Um den Einfluss verschiedener Prüfstände auszuschließen, werden lediglich die an der 4-Stempel-Anlage 1 (siehe Abb. 86a) und b)) verwendeten Radaufstandsteller bezüglich ihres Einflusses auf die Dehnungsreproduktion untersucht. Die Untersuchung erfolgt anhand folgender Nachfahrversuche der Schlechtwegstrecke:

- Radschale: 4S-1_SWS_Topo_0.6-40Hz_RS_oIt (kurz: 4S-1_RS)
- flache Radaufstandsteller: 4S-1_SWS_Topo_0.6-40Hz_FR_oIt (kurz: 4S-1_FR)



a) Radschale mit innenliegenden Bördelung der 4-Stempel-Anlage 1



b) Flache Radaufstandsteller mit äußerer und innerer Bördelung der 4-Stempel-Anlage 1



c) Flache Radaufstandsteller mit umlaufender Bördelung der 4-Stempel-Anlage 2 und 3

Abb. 86: Geometrien der an den 4-Stempel-Anlagen 1-3 eingesetzten Radaufstandsteller

Die Radaufstandsteller stellen das Bindeglied zwischen den Rädern und den Hydraulikzylindern dar. Sie definieren die Radaufstandsfläche und den Bewegungsfreiraum, der den Rädern bei dynamischer Anregung der 4-Stempel-Anlage gegeben wird.

Die Radschale in Abb. 86a) weist eine konkave Form auf und nimmt das Rad in sich auf. Hierdurch wird die Radaufstandsfläche gegenüber dem Fahrbetrieb geringfügig vergrößert. Die halbrunde Form verhindert ein Abgleiten der Räder von den Radschalen in x-Richtung. In y-Richtung wird das Abgleiten der Räder durch die innenliegende Bördelung unterbunden und das Fahrzeug zugleich zentriert. Der Vorteil der innen liegenden Bördelung ist, dass dem Fahrzeug kein bzw. sehr wenig Bewegungsfreiraum in y-Richtung gegeben wird. Anders ist dies bei den in Abb. 86c) dargestellten, flachen Radaufstandstellern mit außen umlaufender Bördelung. Diese weisen einen Durchmesser von 482 mm auf, innerhalb dessen sich das Rad frei bewegen kann. Dabei kann es zum seitlichen Versatz des Fahrzeuges kommen, der im Fahrbetrieb aufgrund der wirkenden Seitenführungskräfte nicht auftritt. Die flachen Radaufstandsteller weisen gegenüber der Radschale eine ebene Fläche auf, sodass die Radaufstandsfläche eher derjenigen im realen Fahrbetrieb gleicht, als die der Radschale.

Abb. 87 zeigt die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ beider Nachfahrversuche.

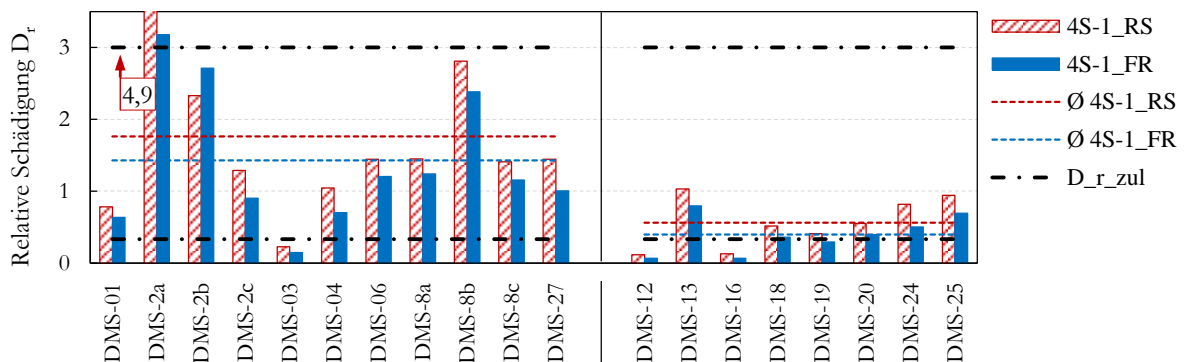


Abb. 87: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-1_RS und 4S-1_FR

Aus dem vorstehenden Schädigungsvergleich in Abb. 87 ist ersichtlich, dass beim Nachfahrversuch mit Radschalen mit Ausnahme des DMS-2b größere Dehnungen resultieren als beim Nachfahrversuch mit flachen Radaufstandstellern. Als Ursache dafür wird die größere Radaufstandsfläche der Räder in den Radschalen gesehen. Dies führt zu einem größeren Kräfteintrag in die Feder-/Dämpferelemente und somit auch in die Karosserie. In der Konsequenz kommt es zu den in Abb. 89 gezeigten geringfügig höheren vertikalen Fahrzeugbeschleunigungen. Zugleich vermindert die Radschale gegenüber den flachen Radaufstandstellern Beschleunigungen des Fahrzeuges in x-Richtung im Frequenzbereich 10-24 Hz (siehe (1) in Abb. 88) – wohingegen im Frequenzbereich 43-56 Hz höhere Beschleunigungen gemessen werden (siehe (2) in Abb. 88).

In Summe liegen die $D_{r,i}$ von 12 der 19 DMS des Nachfahrversuches mit Radschalen näher am Schädigungsverhältnis von eins. Dies zeigt die Tendenz auf, dass der Nachfahrversuch mit Radschalen die Dehnungen besser reproduziert. Ergänzende Betrachtungen im Frequenz- und Zeitbereich zeigen hingegen kaum Unterschiede zwischen den beiden Nachfahrversuchen. Weder die Radschale noch die flachen Radaufstandsteller stellen die im Fahrversuch gemessenen Dehnungen besser nach. Dies verdeutlicht auch die annähernd gleiche Anzahl von DMS, die sich außerhalb von $D_{r,zul}$ befinden. Beim Versuch mit flachen Radaufstandstellern liegen fünf DMS und beim Versuch mit Radschalen vier DMS außerhalb von $D_{r,zul}$.

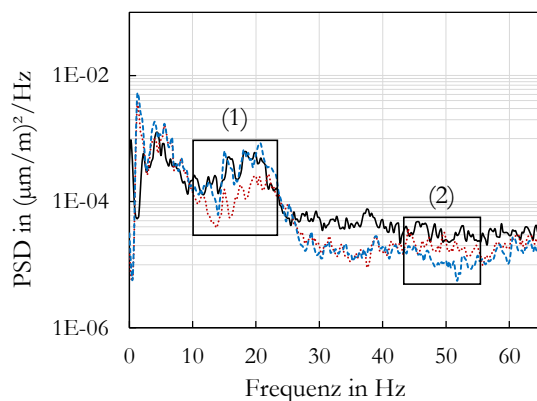


Abb. 88: PSD der x-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-1_RS (⋯) und 4S-1_FR (- - - -)

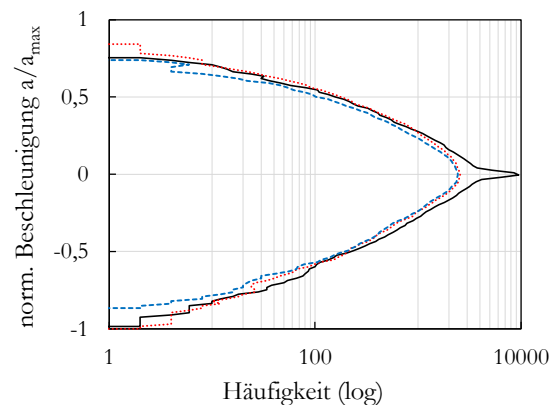


Abb. 89: Normierte KGÜZ der z-Beschleunigung der B-Säule links der Fzg.-Messung SWS (—) und den Nachfahrversuchen 4S-1_RS (⋯) und 4S-1_FR (- - - -)

Die mittlere prozentuale Abweichung der relativen Schädigungen $\bar{D}_{4S-1_{RS}}$ zu $\bar{D}_{4S-1_{FR}}$ liegt mit 21,5 % in der gleichen Größenordnung wie die bei dem Vergleich der baugleichen 4-Stempel-Anlagen (siehe Kapitel 6.4.4). Demnach wird der Einfluss der Geometrie der Radaufstandsteller auf die Dehnungsreproduktion als nicht signifikant erachtet.

6.5 Abschließende Betrachtungen

Ziel der Prüfstandsversuche ist es, die Eignung der in der Praxis gängig eingesetzten Prüfkonzepte einer 4-Stempel-Anlage und eines MAST für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS zu bewerten.

Die Bewertung erfolgt im Rahmen einer Einflussgrößenanalyse ausgewählter verfahrens- und prüfstandseitiger Parameter. Bereits zu Beginn der Versuche zeigt sich, dass die Prüfumgebung, die den wesentlichen Unterschied zwischen den Prüfkonzepthen darstellt, einen signifikanten Einfluss auf die Dehnungsreproduktion hat und eine Erklärung dafür darstellen kann, dass es in den MAST-Versuchen zu einer unzulänglichen Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur und zu einer ausreichenden Dehnungsreproduktion im Inneren des HVS kommt. Die Vermutungen sind als Thesen im Kapitel 6.3.3 formuliert und bestätigen sich im Zuge der Einflussgrößenanalyse auf dem MAST und der 4-Stempel-Anlage. Abschließend erfolgt eine Betrachtung der bestätigten Thesen im übergeordneten Kontext des Prüfkonzepthvergleiches.

Darüber hinaus fördert die Einflussgrößenanalyse eine Reihe wertvoller Erkenntnisse für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS zu Tage. Die wichtigsten hiervon werden im Anschluss an die Betrachtung der bestätigten Thesen und dem Prüfkonzepthvergleich dargestellt.

6.5.1 Bestätigte Thesen

Im Rahmen der Einflussgrößenanalyse bestätigen sich beide in Kapitel 6.3.3 postulierten Thesen. Demnach müssen für eine ausreichende Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des HVS die globalen Steifigkeitsverhältnisse des Prüfersatzaufbaus möglichst denen des originalen Einbauortes des HVS entsprechen. Die damit einhergehende globale Verformungsmöglichkeit der Karosserie ist essentiell, um die Dehnungen an der äußeren Struktur des HVS hinreichend gut zu reproduzieren. Ist die globale Verformungsmöglichkeit des Prüfersatzaufbaus nicht gegeben, kommt es zu einer deutlich schlechteren Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur. Abb. 90 verdeutlicht diese anhand der Gegenüberstellung der Leistungsdichtespektren des DMS-06 aus den Nachfahrversuchen auf dem MAST mit Teilkarosserie und Prüfgestell und dem gleichen Nachfahrversuch auf der 4-Stempel-Anlage. Darin zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung des Leistungsinhaltes im Nachfahrversuch auf der 4-Stempel-Anlage mit dem aus der Fahrzeugmessung, wohingegen die Leistungsinhalte des DMS-06 bei den Nachfahrversuchen auf dem MAST deutlich abweichen.

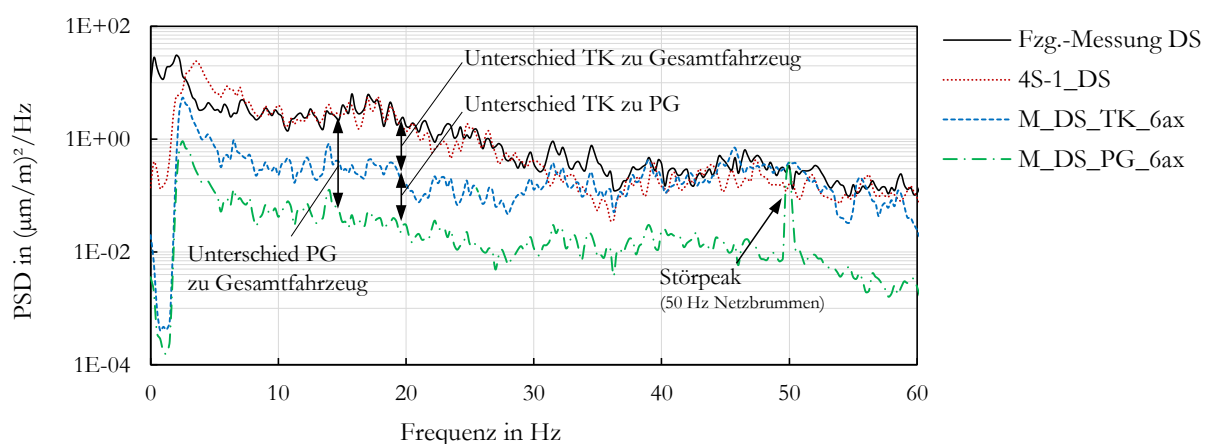


Abb. 90: PSD des DMS-06 der Fzg.-Messung DS und den Nachfahrversuchen 4S-1_DS auf der 4-Stempel-Anlage sowie M_DS_TK_6ax und M_DS_PG_6ax auf dem MAST)

Im Gegensatz zu den DMS der äußeren Struktur korrelieren die Dehnungen im Inneren des HVS primär mit einer Massenkrafterregung des HVS und dessen Subkomponenten wie auch benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten. Diese als 2. These formulierte Aussage kann im Rahmen der Einflussgrößenanalyse auf dem MAST, der zu den beschleunigungsgeregelten Prüfständen zählt und damit ein stimmiges Schwingungsverhalten gewährleistet, bestätigt werden. Mit stimmigem Schwingungsverhalten ist erneut die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen des HVS wie auch allen auftretenden Betriebsschwingungen mit denen wie sie im Gesamtfahrzeug auftreten, gemeint. Auch wenn die erste Eigenfrequenz des HVS im Prüfgestell nicht der entspricht, wie sie im Gesamtfahrzeug auftritt, verdeutlicht Abb. 91 eine ausreichende Dehnungsreproduktion im HVS anhand der sehr guten Übereinstimmung des Leistungsdichtespektrums des DMS-19 im Frequenzbereich 3-42 Hz im Nachfahrversuch der Schlechtwegstrecke mit Prüfgestell (blaue Kurve) zu dem in der Fahrzeugmessung gemessenen Leistungsdichtespektrum (schwarze Kurve). Gleiches gilt für den Nachfahrversuch mit HVS in der Teilkarosserie (blaue Kurve) wie auch auf der 4-Stempel-Anlage (rote Kurve).

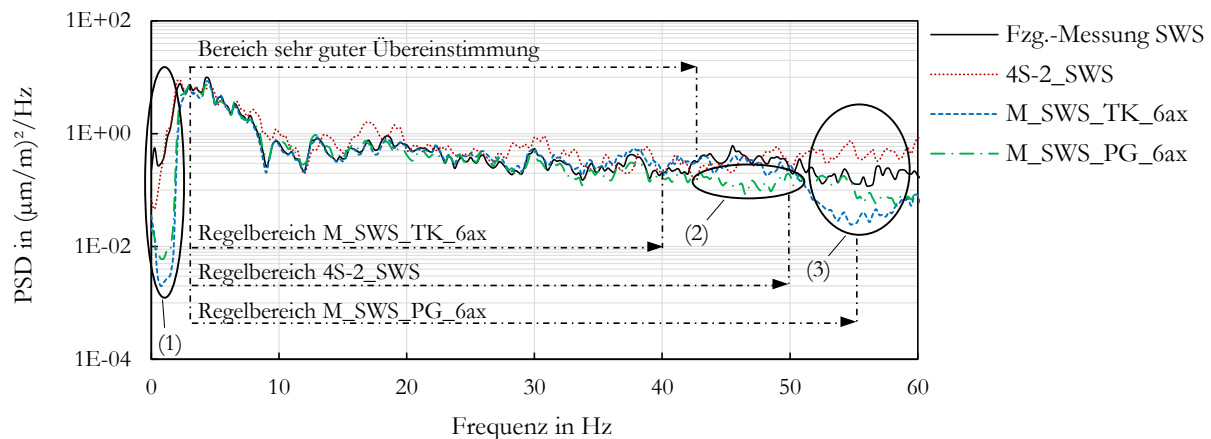


Abb. 91: PSD des DMS-19 der Fzg.-Messung SWS und den Nachfahrversuchen 4S-2_SWS auf der 4-Stempel-Anlage sowie M_SWS_TK_6ax und M_SWS_PG_6ax auf dem MAST

Unterhalb des Bereiches 3-42 Hz kommt es aufgrund der Hochpassfilterung (siehe (1) in Abb. 91) und oberhalb aufgrund des Einflusses benachbarter Anbauteile (siehe (2) in Abb. 91) sowie des nicht geregelten Frequenzbereiches (siehe (3) in Abb. 91) zu Unterschieden in den Kurvenverläufen. Die nahezu deckungsgleich verlaufenden Leistungsdichtespektren der Versuche mit HVS in der Teilkarosserie und im Prüfgestell zu dem aus der Fahrzeugmessung verdeutlichen, dass die globale Verformung der Karosserie im Fall der primären Korrelation der Dehnung mit einer Massenkrafterregung eine untergeordnete Rolle spielt. Das Leistungsdichtespektrum des DMS-19 aus dem 4-Stempel-Anlagenversuch zeigt sogar im geregelten Frequenzbereich eine schlechtere Übereinstimmung zur Fahrzeugmessung. Auch wenn die Übereinstimmung der globalen Steifigkeiten in den Prüfaufbauten mit denen im Gesamtfahrzeug eine untergeordnete Rolle spielt, ist die Übereinstimmung der lokalen Steifigkeiten, sprich den Anbindungssteifigkeiten, mit denen des Gesamtfahrzeuges auch für die Dehnungsreproduktion von Strukturbereichen des HVS wichtig, die primär mit einer Massenkrafterregung korrelieren. Das systemimmanente Schwingungsverhalten des HVS im Prüfaufbau stimmt nur dann mit dem im Gesamtfahrzeug vorliegenden überein, wenn

neben den Massen auch die Anbindungssteifigkeiten und damit einhergehend die Eigenfrequenzen, denen wie sie im Gesamtfahrzeug vorliegen, entsprechen. Da letzteres im Prüfgestell nicht gegeben ist, führt auch dies zu den Unterschieden oberhalb von 42 Hz.

Vorliegend besteht eine klare Trennung zwischen den äußeren und inneren DMS. Die DMS der äußeren Struktur reagieren primär auf eine Verformung der Karosserie, wohingegen die im Inneren gemessenen Dehnungen primär mit der Massenkrafterregung des HVS, dessen Subkomponenten wie auch benachbarten Fahrzeugkomponenten korrelieren. Eine solch klare Trennung zwischen außen und innen darf nicht verallgemeinert werden. Auch wenn dies vorliegend der Fall ist, prägen sich die Grenzen zwischen primärer Korrelation mit der Massenkraft und primärer Korrelation mit der Karosserieverformung individuell in Abhängigkeit der globalen Steifigkeitsverhältnisse, der Anbindungssteifigkeiten sowie der Massen und Dämpfungen aus und sind ohne Finite-Elemente-Simulation nicht zu ermitteln. Als Simulationsmethode für die Berechnung von kritischen Strukturen des HVS, die primär auf eine Massenkrafterregung reagieren, wird eine dynamische Berechnung im Frequenzbereich mit anschließender Lebensdauerabschätzung empfohlen. Für die Berechnung von kritischen Strukturen, deren Dehnungen primär von einer globalen Karosserieverformung hervorgerufen werden, wird eine quasistatische Simulation empfohlen. Um den Aufwand der getrennten Berechnungen zu minimieren, streben Fachexperten das Vereinen beider Simulationsmethoden an [Tei16].

Da stets zeitgleich Dehnungsanteile aus einer Massenkrafterregung und einer globalen Verformung der Karosserie vorliegen, ist mit den empfohlenen Simulationsmethoden zu untersuchen, welche der beiden Ursachen den dominierenden Anteil an der Gesamtdehnung bestimmt. Dies bietet wiederum die Basis für die Prüfkonzeptwahl, auf die im nachfolgenden Kapitel des Prüfkonzeptvergleiches eingegangen wird.

6.5.2 Prüfkonzeptvergleich

Aus den bestätigten Thesen ergeht die Schlussfolgerung, dass eine Betriebsfestigkeitsprüfung von Strukturbereichen des HVS, die im Kraftfluss der globalen Karosserieverformung liegen, nur im Verbund aus HVS und Karosserie zielführend ist. Versuche von DÖRNHÖFER zeigen, dass es selbst „[...] bei rechnerischer Optimierung nicht möglich sein wird, die Steifigkeitssituation einer Fahrzeugkarosserie [...] in einer fahrzeugfernen Prüfvorrichtung exakt nachzubilden.“ [Dör14]. Auch eine 6-axiale Anregung und eine Erweiterung des Anregungsfrequenzbereiches können dies nicht ausgleichen. Die 4-Stempel-Anlage als Gesamtfahrzeugprüfstand stellt demnach ein geeignetes Prüfkonzept dar. Der Prüfstand kann als ein Universal-Prüfstand angesehen werden, weil dieser im Gegensatz zum MAST sowohl Dehnungen aus der globalen Karosserieverformung als auch aus der Massenkrafterregung hinreichend gut reproduzieren kann. Abb. 92 zeigt dies anhand der relativen Schädigungen $D_{r,i}$ eines Nachfahrversuches der Schlechtwegstrecke auf der 4-Stempel-Anlage 2 und auf dem MAST mit Teilkarosserie und 6-axialer Anregung. Resultieren die Beanspruchungen am zu prüfenden Bauteil vornehmlich aus querdynamischen Betriebslasten, ist die Eignung der 4-Stempel-Anlage zu prüfen, da querdynamische Fahrmanöver eingeschränkt auf der 4-Stempel-Anlage simuliert werden können. Vorliegend ist dies nicht der Fall.

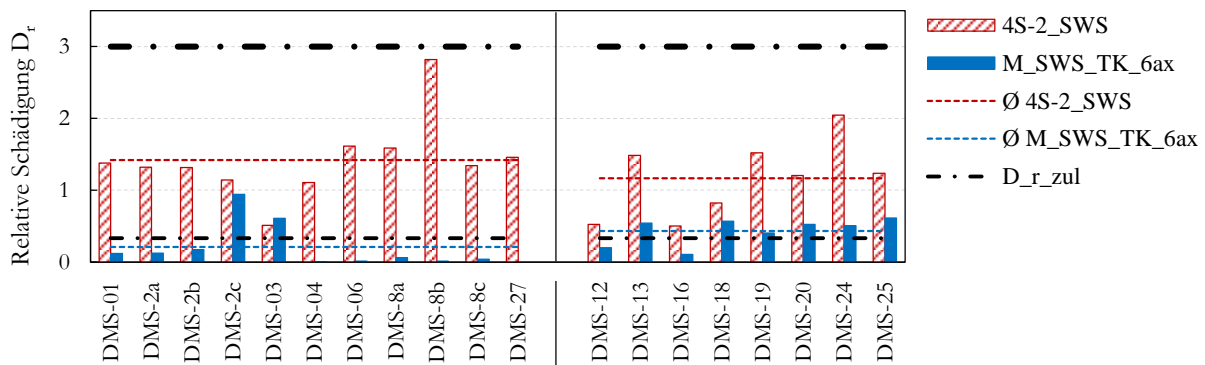


Abb. 92: Relative Schädigungen $D_{r,i}$ der Nachfahrversuche 4S-2_SWS und M_SWS_TK_6ax

Der guten Dehnungsreproduktion auf der 4-Stempel-Anlage sind die Herausforderungen gegenüberzustellen, die mit einer aus Betriebsfestigkeitssicht notwendigen Überhöhung des Prüfprofils (mit Sicherheitsfaktoren) einhergehen. Prüfprofilüberhöhungen sind für die Ermittlung der mechanischen Grenzen einer Struktur und für die zeitlich geraffte Betriebsfestigkeitsprüfung erforderlich. Auf Basis dessen können Optimierungen an der Struktur vorgenommen werden. Bei der 4-Stempel-Anlage besteht dabei die Schwierigkeit, dass die in der Schadenskette vorgelagerten Bauteile wie beispielsweise Stoßdämpfer oder Schweißnähte der Karosserie vor dem HVS versagen. Die Prüfung muss in diesen Fällen abgebrochen werden noch bevor eine Aussage zu den mechanischen Grenzen des HVS vorliegt. Der Ersatz der versagten Bauteile ist grundsätzlich möglich, birgt aber einen nicht zu unterschätzenden zeitlichen und finanziellen Aufwand.

Im Gegensatz zur Absicherung der Komponenten des HVS, die im Kraftfluss der globalen Karosserieverformung liegen, ist es bei denen, die primär mit der Massenkraft korrelieren akzeptabel, den HVS aus der Karosserie herauszulösen und die Betriebsfestigkeitsprüfung in einem Prüfersatzaufbau durchzuführen. Der MAST stellt hierfür ein geeignetes Prüfkonzept dar.

Bei den MAST-Versuchen hat sich mehrfach gezeigt, dass die relativen Schädigungen $D_{r,i}$ nahe der unteren Grenze für die zulässige Abweichung liegen (siehe u. a. Abb. 92). Dies ist nicht optimal, da die Gefahr der Unterprüfung besteht. Dennoch besteht die Überzeugung, dass der MAST in Verbindung mit folgenden Maßnahmen ein geeignetes Prüfkonzept für die Betriebsfestigkeitsprüfung der Komponenten des HVS darstellt, deren Beanspruchungen mit der Massenkraft korrelieren:

- Der notwendige Prüfersatzaufbau ist möglichst steif zu gestalten.
- Es sind frequenzspezifische Anpassungen, sprich ein Erhöhen oder Verringern des Leistungsinhaltes der Anregungssignale, vorzunehmen.

Mit einem möglichst steifen Prüfersatzaufbau besteht das Ziel, dass die Eigenfrequenzen des Prüfersatzaufbaus oberhalb des Anregungsfrequenzbereiches liegen. Dies erleichtert die iterative Regelung. Zugleich besteht der Nachteil, dass sich das Schwingungsverhalten des HVS frequenzspezifisch ändert (siehe Abb. 93). Dadurch besteht die Gefahr, dass Schadensbilder initiiert werden, die im Anwendungsbetrieb nicht auftreten. Um diesem zu begegnen, wird empfohlen, frequenzspezifische Anpassungen der Anregungssignale vorzunehmen. Das bedeutet beispielsweise, dass der Leistungseintrag gezielt in Frequenzbereichen erhöht wird, wo die eigentlichen Eigenfrequenzen des originalen Schwingungssystems (im Fahrzeug) liegen – und in Frequenzbereichen, in die

sich die Eigenfrequenzen aufgrund des steifen Prüfersatzaufbaus verschoben haben, reduziert wird.

Die vorstehenden Ausführungen werden durch einen Vergleich des Schwingungsverhaltens des HVS gegenüber der Karosserie aus einem Versuch auf der 4-Stempel-Anlage und zwei Nachfahrversuchen auf dem MAST in Abb. 93 gestützt. Hierin sind die Übertragungsfunktionen des BS_{MfHLi} am HVS zum karosserieseitigen Sensor BS_{Kar_HL} (Positionen siehe Abb. 44) in x-Richtung aus den gleichen Nachfahrversuchen auf der 4-Stempel-Anlage und dem MAST im Vergleich zur Fahrzeugmessung der Schlechtwegstrecke dargestellt.

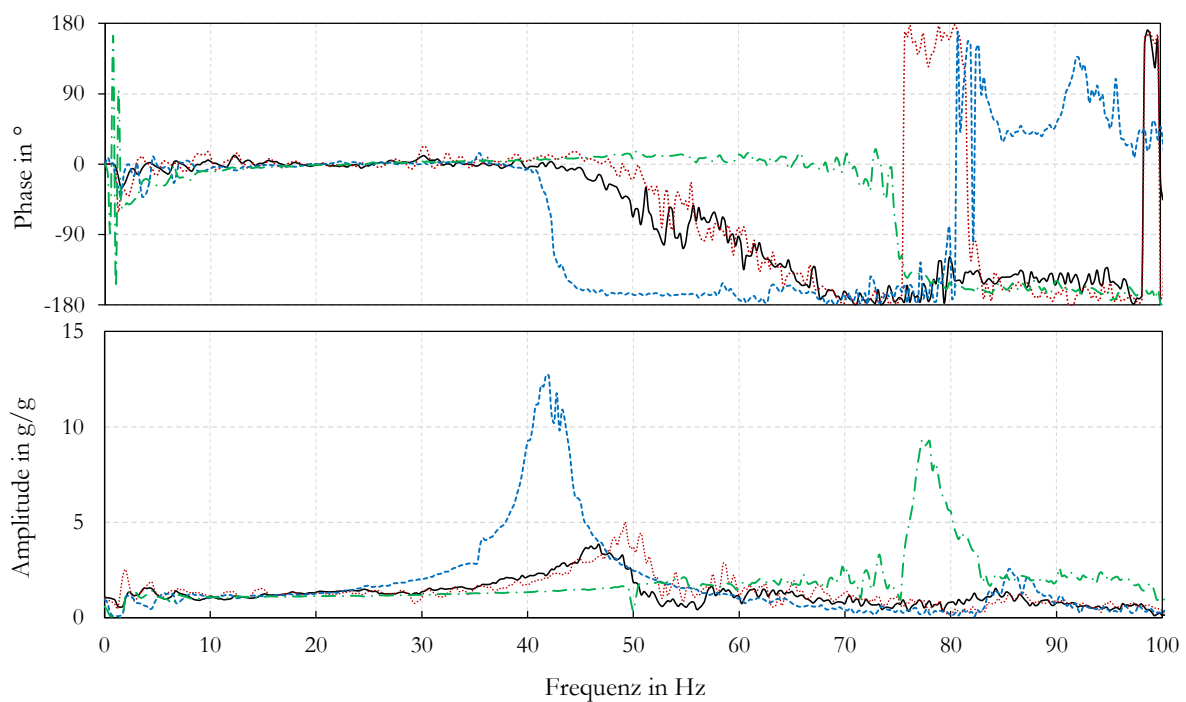


Abb. 93: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{MfHLi} zum BS_{Kar_HL} in x-Richtung der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (.....) auf der 4-Stempel-Anlage sowie $M_SWS_TK_3ax$ (- - - -) und $M_SWS_PG_3ax$ (- · - ·) auf dem MAST

Der Vergleich der Übertragungsfunktionen zeigt, dass das Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im Gesamtfahrzeugversuch auf der 4-Stempel-Anlage zu einem weit höheren Frequenzbereich dem Übertragungsverhalten in der Fahrzeugmessung als dem in den MAST-Versuchen entspricht. Bei den MAST-Versuchen schwingt der HVS gegenüber der Karosserie im Frequenzbereich kleiner 31 Hz ähnlich wie in der Fahrzeugmessung. Oberhalb von 31 Hz, sprich genau dann, wenn die Koppelschwingungen des Mehrfreiheitsgradschwingungssystems aus HVS, Karosserie und umliegenden Fahrzeugkomponenten beginnen, kommt es zu einem deutlich abweichenden Übertragungsverhalten. Dieses trägt u. a. dazu bei, dass die Dehnungen in den MAST-Versuchen nahe der unteren Grenze für die zulässige Abweichung liegen.

Aus dem frühzeitigen Abfall der Übertragungsfunktion für den Versuch in der Teilkarosserie bei ca. 40 Hz ist ersichtlich, dass eine höhere Anregungsfrequenz notwendig gewesen wäre, um das Verhalten des HVS gegenüber der Karosserie besser simulieren zu können. Eine Erhöhung ist jedoch aufgrund des ausgeprägten Resonanzverhaltens der Fahrzeugkomponenten, beginnend ab

31 Hz nicht möglich (siehe Kapitel 4.2.2). Dies verdeutlicht, dass auch für das Nachstellen von Dehnungen, die mit der Massenkraft korrelieren, übereinstimmende Anbindungssteifigkeiten (mit denen aus der originalen Einbausituation) vorliegen müssen.

Abschließend werden in nachfolgender Tabelle 12 die Vor- und Nachteile beider Prüfkonzepte aus technischer Sicht zusammengefasst.

Tabelle 12: Vor- und Nachteile der Prüfkonzepte MAST und 4-Stempel-Anlage

MAST		4-Stempel-Anlage	
Vorteile	Nachteile	Vorteile	Nachteile
Prüfung von Fahrzeugkomponenten in Prüfersatzaufbauten ohne Notwendigkeit eines Gesamtfahrzeuges möglich	unzulängliche Absicherung von Strukturen, deren Dehnung primär mit einer globalen Verformung der Karosserie korrelieren	zeitgleiche Absicherung von kritischen Strukturen, die auf Massenkrafterregung und globale Karosserieverformung reagieren möglich	eingeschränkte Fzg.-Verfügbarkeit in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase
in Abhängigkeit der Aufbaumasse hohe $f_A \approx 100\text{-}200$ Hz möglich	Gefahr der Fehlauslegung des Prüfersatzaufbaus (EF im Anregungsfrequenzbereich)	originale Anbindungssteifigkeiten durch Prüfung im Gesamtfahrzeug gegeben	Lastüberhöhung nur begrenzt möglich
gute Zugänglichkeit zum Prüfteil für die Schadensdetektion	Zusatzaufwand und Wissen für Prüfersatzaufbau erforderlich	kein Zusatzaufwand für Prüfersatzaufbau	Kühlstrategie für starke Erwärmung von Federn und Dämpfern bei Dauerlauf erforderlich
einfache Lastüberhöhung für die Untersuchung der mechanischen Grenzen der Struktur möglich	begrenzte Tischabmessungen erschweren/verhindern die Prüfung von HVS-Konzepten großer volumetrischer Abmessungen	gleichzeitige Prüfung von Karosserie, HVS und dessen Anbindung an die Karosserie möglich	Aufgrund mangelnder Sicherheitskonzepte bei bestehenden Anlagen eingeschränkte Möglichkeit, HVS mit scharfen Zellen in der frühen Entwicklungsphase zu prüfen
Prinzipuntersuchungen mittels einfacher Versuchsaufbauten möglich		Lasteinleitung über Reifen und Fahrwerk entspricht Lasteinleitung im Fahrbetrieb	

6.5.3 Ergebnisse der Einflussgrößenanalyse

Neben dem wichtigsten Ergebnis dieser Arbeit, dass in Abhängigkeit der dominierenden Ursache für die Beanspruchung unterschiedliche Prämissen an die Prüfumgebung zu stellen sind, die in ihrer Folge wiederum die Wahl eines geeigneten Prüfkonzeptes beeinflussen, kann aus der Einflussgrößenanalyse der verfahrens- und prüfstandsseitig variierten Parameter eine Reihe weiterer

bedeutungsvoller Erkenntnisse gewonnen werden. Einige dieser Erkenntnisse gelten nur für den vorliegend untersuchten HVS. Diese können weder verallgemeinert noch auf andere HVS-Konzepte übertragen werden und werden aus diesem Grund mit einem Stern (*) gekennzeichnet. Die wichtigsten Erkenntnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Die an servohydraulischen und elektrodynamischen Prüfständen vielfach praktizierte konventionelle Hochpassfilterung mit $f_E = 2$ Hz stellt ein limitierendes und zugleich entscheidendes Kriterium für die Güte der Dehnungsreproduktion dar (siehe Abb. 59). Es wird empfohlen, von der konventionellen Vorgehensweise abzuweichen, um möglichst niederfrequent anzuregen. Dies setzt die vorherige Prüfung der notwendigen gegenüber den maximal möglichen Zylinderwegen voraus.
- * Koppelschwingungen des HVS mit benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten wirken bis in das HVS-Innere und beeinflussen die dortige Dehnungsreproduktion (siehe Abb. 55).
- Agiert ein HVS primär als massenkrafterregte Fahrzeugkomponente, wird empfohlen, die Beschleunigungen von Beschleunigungssensoren zu regeln, die direkt auf den HVS oder an zum HVS nahegelegenen, karosserieseitigen Stellen appliziert sind (siehe Abb. 56).
- Je mehr der Prüfersatzaufbau bezüglich der lokalen und globalen Steifigkeiten von denen wie sie im Fahrzeug vorliegen abweicht, desto fehleranfälliger ist die Dehnungsreproduktion, wenn auf globale, weit auseinanderliegende Kontrollpunkte geregelt wird (siehe Kapitel 6.3.5).
- * Die Anregungsvariante des MAST, ob 1-axial in z-Richtung, 3-axial oder 6-axial, hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Güte der Dehnungsreproduktion (siehe Kapitel 6.3.7).
- Eine 6-axiale Anregung regelt Eigenfrequenzen bzw. Koppelschwingungen von Mehrfreiheitsgradschwingungssystemen besser aus als eine 1- oder 3-axiale Anregung (siehe Abb. 63a).
- * Für die Betriebsfestigkeitsprüfung des untersuchten HVS auf der 4-Stempel-Anlage ist eine obere Anregungsfrequenz von 50 Hz für eine gute bis teilweise sehr gute Dehnungsreproduktion ausreichend (siehe Abb. 78). Wird der HVS hingegen auf dem MAST geprüft, zeigt sich, dass die relativen Schädigungen selbst bei einer oberen Anregungsfrequenz von 70 Hz nahe der unteren Grenze für die zulässige Abweichung der relativen Schädigung liegen (siehe Abb. 60). Folglich reagiert der HVS sensitiver auf die Anregungsfrequenz wenn dieser aus der Karosserie herausgelöst wird, als wenn er an seinem ursprünglichen Einbauort im Gesamtfahrzeug geprüft wird.
- * Für eine ausreichende Dehnungsreproduktion auf dem MAST von Strukturen des vorliegend untersuchten HVS, deren Beanspruchungen primär mit der Massenkrafterregung korrelieren, ist mindestens eine untere Anregungsfrequenz von 3 Hz erforderlich (siehe Abb. 59).

- * Die alleinige Anregung der dominierenden Anregungsrichtung auf dem MAST erscheint für eine hinreichende Dehnungsreproduktion ausreichend, wenn folgende Prämissen erfüllt werden (siehe Kapitel 6.3.7):
 - Die Dehnungen korrelieren primär mit der Massenkrafterregung.
 - Es besteht eine dominierende Anregungsrichtung.
 - Geringer Einfluss des Schwingungsverhaltens benachbarter Anbauteile.
 - Zwischen den Anregungsachsen besteht keine bzw. eine vernachlässigbare Korrelation.
- * Trotz dessen, dass die Dynamikstrecke nur eingeschränkt auf der 4-Stempel-Anlage nachgefahren werden kann, zeigt sich eine ausreichende Dehnungsreproduktion (siehe Abb. 72). Aus Sicherheitsgründen wird jedoch das Nachfahren eines Ersatzkollektives empfohlen, das den gleichen Schädigungseintrag im HVS verursacht, wie die Dynamikstrecke, aber keine längs- und querdynamischen Fahrmanöver beinhaltet.
- Als Anregungssignale für die 4-Stempel-Anlage werden aus Fahrbahnprofilen abgeleitete Radhubzeitsignale empfohlen (siehe Kapitel 6.4.6).
- * Für eine hinreichend gute Dehnungsreproduktion an der äußeren Struktur des vorliegend untersuchten HVS auf der 4-Stempel-Anlage ist bereits eine Anregung bis 20 Hz ausreichend (siehe Abb. 78). Für die im HVS liegenden DMS ist hingegen bis mindestens 50 Hz anzuregen (siehe Abb. 79).
- Vom maximalen Leistungseintrag der Messtrecken kann nicht auf den schädigungsrelevanten Anregungsfrequenzbereich geschlossen werden (vgl. hierzu Abb. 35 mit den Ergebnissen aus Kapitel 6.3.6 und 6.4.5).
- * Der Einfluss der Geometrie der Radaufstandsteller auf die Dehnungsreproduktion ist als vernachlässigbar einzuschätzen (siehe Abb. 87).
- Aus dem Vergleich zweier baugleicher 4-Stempel-Anlagen ergibt die Feststellung, dass es allein durch den Prüfstand im Mittel zu einer gegebenen und nicht beeinflussbaren Streuung der relativen Schädigung von bis zu 20 % kommen kann.

Jeder Einflussparameter wurde für sich alleinstehend untersucht. Die vorstehend aufgeführten Ergebnisse berücksichtigen demnach nicht, dass es bei Kombination verschiedener Einstellungen der untersuchten Einflussparameter zum Aufsummieren oder Ausgleichen der relativen Schädigungen kommen kann.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die Eignung der heute in der Betriebsfestigkeit gängig eingesetzten Prüfkonzepte einer 4-Stempel-Anlage und eines mehraxial anregenden Schwingtisches (MAST) für die Betriebsfestigkeitsprüfung von Hochvoltspeichern (HVS) zu untersuchen. Die 4-Stempel-Anlage stellt einen Gesamtfahrzeugprüfstand dar, bei dem der HVS in der Karosserie, sprich im Gesamtfahrzeug geprüft wird. Der MAST ist hingegen ein Komponentenprüfstand, bei dem die Betriebsfestigkeitsprüfung des HVS losgelöst aus der Karosserie in einem Prüfersatzaufbau erfolgt.

Ergänzend wird geklärt, inwieweit es erforderlich ist, HVS in Betriebsfestigkeitsprüfungen zu Laden und zu Entladen, weil aus dem elektrischen Betrieb festigkeitsrelevante Aspekte zu erwarten sind. Es wird untersucht, ob der Lade- und Alterungszustand, der in Zellmodulen zusammengefassten Zellen, die Eigenfrequenzen des gesamten Zellmoduls und damit einhergehend die Beanspruchungen an den Anbindungsstellen beeinflusst. Darüber hinaus wird der Einfluss von Magnetfeldern auf das Festigkeitsverhalten von ferromagnetischen Werkstoffen anhand einer Literaturrecherche betrachtet.

Die Gegenüberstellung der Prüfkonzepte erfolgt anhand eines Vergleiches der im Fahr- und Prüfstandsversuch gemessenen Dehnungen an einem ausgewählten HVS-Konzept. Es wird untersucht, wie gut die Dehnungen aus dem Fahrversuch im Prüfstandsversuch reproduziert werden können (Güte der Dehnungsreproduktion). Die Messungen finden auf drei 4-Stempel-Anlagen und einem MAST statt. Als Messstrecken dienen eine Strecke hoher Vertikaldynamik und eine Strecke hoher Längs- und Querdynamik.

Da innerhalb beider Prüfkonzepte eine Vielzahl von verfahrens- und prüfstandsseitigen Parametern variiert werden können, die einen Einfluss auf die Güte der Dehnungsreproduktion haben, wird die Variation entsprechender Parameter, wie beispielsweise der Anregungsfrequenzbereich, untersucht. Die Ergebnisse dieser als Einflussgrößenanalyse betitelten Untersuchung stellt die Grundlage für den Prüfkonzeptvergleich dar.

Das Ergebnis des Prüfkonzeptvergleiches ist, dass für die Beanspruchungen der direkt mit der Karosserie verbundenen Halter und der sich anschließenden äußeren Struktur des vorliegend untersuchten HVS hauptsächlich die niederfrequenten globalen Karosserieverformungen unter 15 Hz maßgeblich sind. Dementsprechend ist es für eine ausreichende Dehnungsreproduktion an

der äußeren Struktur des HVS notwendig, dass die globalen Steifigkeitsverhältnisse des Prüfersatzaufbaus denen des Gesamtfahrzeuges entsprechen. Die Übereinstimmung der globalen Steifigkeitsverhältnisse bezieht sich dabei nicht auf die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeuges und Prüfersatzaufbau, sondern vielmehr darauf, dass sich der Prüfersatzaufbau gleichwertig wie das Gesamtfahrzeug verformen kann. Maßgebend für die Schädigung der äußeren Struktur des HVS sind die globalen Karosserieverformungen, die bei Straßenfahrt durch das Folgen des Fahrzeuges der Fahrbahnunebenheiten entstehen.

Demgegenüber resultieren die Beanspruchungen der nur indirekt mit der Karosserie verbundenen Subkomponenten im HVS vornehmlich aus der Massenkrafterregung des HVS selbst, dessen Subkomponenten wie auch benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten.

Auf Basis dieses Ergebnisses ergibt sich eine differenzierte Auslegungs- und Absicherungsstrategie für die innere und äußere Struktur des vorliegend untersuchten HVS. Die Betriebsfestigkeitsprüfung der äußeren Struktur und deren Anbindung an die Karosserie erfordert Prüfstände und Verfahren, die in der Lage sind, Dehnungen zu reproduzieren, die primär mit einer globalen Verformung der Karosserie korrelieren. Die 4-Stempel-Anlage weist ein solches Prüfverfahren auf. Für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur eignen sich sowohl die 4-Stempel-Anlage als auch der MAST. Ferner ist es für die mechanische Absicherung der inneren Struktur zulässig, den HVS aus der Karosserie herauszulösen – für die äußere Struktur hingegen nicht.

Es kann weder verallgemeinert werden, dass die äußere Struktur eines HVS primär auf globale Karosserieverformungen reagiert noch, dass die Beanspruchungen der inneren Struktur vornehmlich mit der Massenkraft einhergehen. Dies hängt maßgeblich davon ab, ob die Struktur oder Komponente im Lastpfad der Karosserieverformung liegt. Um dies festzustellen, ist der Betriebsfestigkeitsprüfung eine quasistatische und dynamische Finite-Elemente-Simulation in Verbindung mit einer rechnerischen Lebensdauerabschätzung voranzustellen. Oftmals bedingen sowohl globale Karosserieverformung als auch Massenkkräfte die Beanspruchung gleichermaßen. In diesem Fall ist das Prüfkonzept der 4-Stempel-Anlage dem des MAST vorzuziehen.

Der vorliegend untersuchte HVS, der aufgrund seiner kompakten Abmessungen zu den kleinen HVS-Konzepten zählt, ist bereits als integraler Bestandteil der Karosserie zu sehen. Dessen äußere Struktur inklusive der Anbindung an die Karosserie kann nur im Verbund aus dieser und benachbarten massebehafteten Fahrzeugkomponenten vollumfänglich in einer Betriebsfestigkeitsprüfung abgesichert werden.

Aus der Untersuchung zum Einfluss des Lade- und Alterungszustandes auf die Eigenfrequenzen eines Zellmoduls geht hervor, dass kein quantifizierbarer Einfluss festgestellt werden kann. Demnach erscheint für die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS mit den vorliegend untersuchten Zellmodulen kein zeitgleiches Laden und Entladen erforderlich.

Aus der Literaturrecherche zum Einfluss von Magnetfelder auf das Festigkeitsverhalten von ferromagnetischen Werkstoffen ergibt sich ein unheitliches Bild. Bei zwei der recherchierten Veröffentlichungen wird ein lebensdauerverkürzender Effekt durch Wirkung eines Magnetfeldes beobachtet, wohingegen bei drei der recherchierten Untersuchungen ein lebensdauerverlängernder Effekt festgestellt wird. Bei drei weiteren Veröffentlichungen kann keine eindeutig positive oder negative Wirkung durch ein Magnetfeld konstatiert werden.

Vor dem Hintergrund, dass sich die Fahrzeugbranche immer mehr in Richtung Elektromobilität bewegt, stellt die Betriebsfestigkeitsprüfung von HVS einen essentiellen Teil des heutigen Fahrzeugentwicklungsprozesses dar. Neuartige Komponenten wie der vorliegend untersuchte HVS unterliegen einer schnellen Entwicklung und bedingen eine stetige Weiterentwicklung und Optimierung von Auslegungs- und Absicherungsmethoden. Die vorliegende Arbeit liefert hierzu einen Beitrag. Ausblickend verbleibt zu überprüfen, ob das Prüfkonzept des MAST als ein geeignetes Prüfkonzept für die Betriebsfestigkeitsprüfung der inneren Struktur zukünftiger HVS bestehen bleiben kann. Im Hinblick auf die zukünftig volumetrisch und gravimetrisch größer werdende HVS wird der Anteil globaler Karosserieverformungen im Belastungskollektiv zunehmen. Zudem werden die Subkomponenten zukünftiger HVS verstärkt in das Gehäuse der HVS integriert, sodass die Subkomponenten zur Gesamtsteifigkeit des HVS beitragen und damit im unmittelbaren Lastpfad der globalen Karosserieverformungen liegen können. Demnach besteht für zukünftige HVS die Tendenz, dass die Massenkrafterregung als Ursache für die Beanspruchung und damit einhergehend das Prüfkonzept des MAST eine abnehmende Bedeutung erfahren wird. Dies gilt es, anhand von HVS der neuen Generation analog der in dieser Arbeit beschriebenen Vorgehensweise zu prüfen. Darüber hinaus ist für die Klärung der Frage, inwieweit HVS in Betriebsfestigkeitsprüfungen zu Laden und zu Entladen sind, der Einfluss des SoH und SoC von im HVS eingebauten, gealterten Zellmodulen auf das Struktur- und Schwingungsverhalten des gesamten HVS ausblickend zu untersuchen. Da der reine Prozess des Ladens und Entladens nicht zu einer Änderung des systemimmanenten Schwingungsverhaltens der Zellmodule führen wird, sondern allenfalls die Worstcase-Zustände derjenigen Lade- und Alterungszustände, bei denen der HVS strukturell am schwächsten ist, sind diese genauer zu betrachten. Ergänzend wird aufgrund des uneinheitlichen Bildes zum Einfluss von Magnetfeldern auf das Festigkeitsverhalten von ferromagnetischen empfohlen, gezielte Untersuchungen hierzu durchzuführen und zunächst mit Messungen zu beginnen, die die im HVS vorherrschenden Magnetfeldstärken bestimmen. Gleiches gilt für die im HVS wirkenden elektrischen Felder.

Literaturverzeichnis

- [AIP06] AUTOMOTIVE INDUSTRY PRODUCTS. Road Simulator HYD-4/55 Sn 201: zur Simulation von Betriebslasten an PKW. Unveröffentlicht (AIP-internes Dokument), 2006.
- [ASC18] ADVANCED SENSORS CALIBRATION. Datenblatt MEMS Capacitive Accelerometer. ASC 5411IN/ASC 5415LN, online unter: <http://www.asc-sensors.de/> [abgerufen: 01.06.2018].
- [Ata11] ATAMER S. Schädigungsberechnung zur Lebensdauerprognose von Rohbaukaros-serien unter Berücksichtigung von dynamischen Effekten [Dissertation]. Darmstadt. Technische Universität Darmstadt Fachbereich Maschinenbau, 2011.
- [Aud15] AUDI MEDIACENTER. Audi Q7 e-tron 3.0 TDI quattro, 25.11.2015, online unter: <https://www.audi-mediacenter.com/de/> [abgerufen: 25.04.2018].
- [Awa07] AWATE C, PANSE S, DOODS C. Validation of an Accelerated Test on a 4-Post Road Simulator. SAE Paper No. 2007-26-070, DOI: 10.4271/2007-26-070.
- [Bao99] BAO-TONG L, SHENG-RU Q, XIAO-YAN S. Exploration on repairing fatigue damage of steel specimens with magnetic treatment. In: Scripta Materialia 1999, Band 40(7): S.767-771.
- [BEM18] BUNDESVERBAND EMOBILITÄT E.V. 130 Jahre eAuto, online unter: <https://www.bem-ev.de/> [abgerufen: 19.04.2018].
- [Bha93] BHAT IK, MUJU MK, MAZUMDAR PK. Possible effects of magnetic fields in fatigue. In: International Journal of Fatigue 1993, Band 15(3): S.193-197.
- [BMU17] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT. Elektromobilität (Definition i.S. der Bundesregierung), online unter: <https://www.erneuerbar-mobil.de/> [abgerufen: 15.04.2018].
- [BMW1] BMW PRESSCLUB. BMW Concept ActiveE, online unter: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland> [abgerufen: 19.04.2018].
- [BMW2] BMW PRESSCLUB. BMW i8 (Technical Art), 08/2014, online unter: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland> [abgerufen: 01.05.2018].
- [BMW3] BMW PRESSCLUB. Die BMW i8 Produktion, 08/2014, online unter: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland> [abgerufen: 01.05.2018].
- [BMW4] BMW PRESSCLUB. Der BMW i8, 09/3013, online unter: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland> [abgerufen: 01.05.2018].
- [BMW5] HARNOS D. Ergebnis Swelling Force Messung PHEV-Zellmodul C3-Muster. Präsentation. Unveröffentlicht (BMW-internes Dokument). 15.10.2014, München.
- [Bok17] BOK W. Warum die Zukunft nicht in den Elektroautos liegt. In: Cicero Magazin für politische Kultur 27.04.2017.
- [Bos84] BOSE MSC, Effect of Saturated Magnetic Field on Fatigue Life of Carbon Steel. In: Physica Status Solidi 1984, Band 86: S.649-654.
- [Bos86] BOSE MSC, KANITKAR SL. Magneto-fatigue: the behavior of two ferromagnetic materials in a magnetic field. In: International Journal of Fatigue 1986, Band 8(2): S.79-82.
- [Bra11] BRANDT A. Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures.UK. Wiley and Sons 2011.
- [Brk88] BRÜEL UND KJÆR. Structural Testing: Part1 Mechanical Mobility Measurements. Dänemark 2008.
- [Bux92] BUXBAUM O. Betriebsfestigkeit. Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile. 2. Auflage, Düsseldorf: Stahl Eisen 1992.

- [Cel04] CELIK A, YETIM AF, ALSARAN A, KARAKAN M. Effect of magnetic treatment on fatigue life of AISI 4140 steel. In: *Materials and Design* 2005, Band 26: S.700-704.
- [Che16] BOWER GS, RITTER K. 2017 Chevy Bolt Battery Cooling and Gearbox Details, 18.01.2016, online unter: <https://www.hybridcars.com> [abgerufen: 01.05.2018].
- [Cho13] CHOI HY, LEE I, LEE JS, KIM YM, KIM H. A Study on Mechanical Characteristics of Lithium-Polymer Pouch Cell Battery for Electric Vehicle. 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV) 27.-30.05.2013, Seoul, Südkorea.
- [Con02] CONRAD H. Thermally activated plastic flow of metals and ceramics with an electric field or current. In: *Materials Science and Engineering: A* 2002, Band 322: S.100-107.
- [Con05] CONRAD H. Enhanced Phenomena in Metals with Electric and Magnetic Fields. In: *Materials Transactions* 2005, Band 46(6): S.1083-1087.
- [Con79] CONLE FA. An examination of variable amplitude histories in fatigue [Dissertation]. University of Warteloo, 1979.
- [DGUV12] DEUTSCHE GESETZLICHE UNFALLVERSICHERUNG. Qualifizierung für Arbeiten an Fahrzeugen mit Hochvoltssystemen, 2012, online unter: <https://www.dguv.de>.
- [DIN00a] DIN 1311-1:2000-02. Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung.
- [DIN00b] DIN 1311-2:2002-08. Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad.
- [DIN06] DIN EN 60068-2-47:2006-03. Umgebungseinflüsse – Teil 2-47: Prüfverfahren – Befestigung von Prüflingen für Schwing-, Stoß- und ähnliche dynamische Prüfungen (IEC 60068-2-47:2005).
- [DIN09] DIN EN 60068-2-64:2009-04. Umgebungseinflüsse – Teil 2-64: Prüfverfahren – Prüfung Fh: Schwingen, Breitbandrauschen (digital geregelt) und Leitfaden (IEC 60068-2-64:2008).
- [DIN11] DIN EN 55022:2011-12. Einrichtungen der Informationstechnik – Funkstöreigenschaften – Grenzwerte und Messverfahren (CISPR 22:2008, modifiziert).
- [Din16] DINKLER D. Einführung in die Strukturdynamik: Modelle und Anwendungen. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016.
- [DIN69] DIN 45667:1969-10. Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen.
- [Dör14] DÖRNHÖFER A, BATHE M, HEULER P, KRAUS M. Absicherungskonzept für die Betriebsfestigkeit von Hochvolt-Speicherbatterien für Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In: *Materials Testing* 2014, Band 56, Ausgabe 7-8:S.550-558, DOI: 0.3139/120.110596.
- [Dör16] DÖRNHÖFER A, BAUER N, HEULER P, KINSCHERF S, DECKER M. Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit elektrischer Steckkontakte unter Vibrationsanregung. 43. Tagung Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. Potenziale im Zusammenspiel von Versuch und Berechnung in der Betriebsfestigkeit. 12-13.10.2016, Steyr, Österreich.
- [Dou06] DOUGHTY DH, CRAFTS CC. FreedomCAR Electrical energy storage system abuse test manual for electric and hybrid vehicle Applications, 2006.
- [Dre07] DRESIG H, HOLZWEIBIG F. Maschinendynamik. 8. Auflage, Berlin Heidelberg. Springer Verlag 2007.
- [ECE14a] UNECE R100:2014-06. Regulation No 100 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train [2015/5055].
- [ECE14b] UNECE R10:2016-10. Regulation No 10 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to electromagnetic compatibility [2017/260].

- [Ede17] EDELSTEIN S. Electric-car market share in 2020: estimates vary widely, 02.01.2017.
- [Ern15] ERNST M, HABTOUR E, DASGUPTA A, POHLAND M, ROBESON M, PAULUS M. Comparison of Electronic Component Durability Under Uniaxial and Multiaxial Random Vibrations. In: Journal of Electronic Packaging 2015, Band 137: S. 1-8.
- [Eul08] EULITZ KG, KOTTE K L. Betriebsfestigkeit 1. bis 3. Studienbrief, Technische Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Arbeitsgruppe Fernstudium, Ausgabe 2008.
- [FAB17] FRAUENHOFER-ALLIANZ BATTERIEN (HRSG). Entwicklungsperspektiven für Zellformate von Lithium-Ionen-Batterien in der Elektromobilität [Forschungsbericht] 2017.
- [Fah98] FAHMY Y, HARE T, TOOKE R, CONRAD H. Effects of a pulsed magnetic treatment on the fatigue of low carbon steel. In: Scripta Materialia 1998, Band 38(9): S.1355-1358.
- [FAT17] FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOMOBILTECHNIK E.V. Filterung anstatt von Schirmung für Hochvolt-Komponenten in Elektrofahrzeugen [Forschungsbericht], 2007.
- [Fin76] FINKEL VM, GOLOVIN YI, SLETKOV AA. About possibility of deceleration of rapid cracks by current pulses. In: Proceedings of the USSR Academy of Sciences 1976, Band 227: S.848-851.
- [Foc12] FOCUS ONLINE. Brandgefährliche Elektromobilität. In: FOCUS-Online 02.07.2012.
- [Foc17] FOCUS ONLINE. Umwelthilfe gewinnt Prozess: Fahrverbote ab Januar 2018. In: Focus Online 28.07.2017.
- [Fre06] FRENCH RM, HANDY R, COOPER HL. A Comparison of simultaneous and sequential single-axis durability testing. In: Experimental Techniques 2006, S. 32-37.
- [Gaß39] GASSNER E. Festigkeitsversuche mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau. In: Institut für Festigkeit der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt e.V. 1939, Band 6: S. 61-64.
- [GBT15a] GB/T 31467.1:2015. Lithium-ion traction battery pack and system for electric vehicles – Part 1: Test specification for high power applications.
- [GBT15b] GB/T 31467.2:2015. Lithium-ion traction battery pack and system for electric vehicles – Part 2: Test specification for high energy applications.
- [Gei13] GEINITZ, C. Chinas erstes Elektro-SUV. In: Frankfurter Allgemeine Zeitung 20.11.2013.
- [Ger12] GERINGER B, TOBER WK. Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis. In: Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik 10.2012.
- [Gor13] GORGAS S, Betriebsfestigkeitserprobung grosser HV-Speicher auf Mehraxialen Schwingtischen. 40. Tagung Deutscher Verband für Materialforschung und –prüfung e.V. Elektromobilität – Zuverlässigkeit und Sicherheit des Elektrofahrzeugs 24.-26.04.2013, Berlin.
- [Gre08] GREGORY D, BITSIE F, SMALLWOOD DO. Comparison of the Response of a Simple Structure to Single Axis and Multiple Axis Random Vibration Inputs, 2008.
- [Grü14] VON GRÜNIGEN DC. Digitale Signalverarbeitung: mit einer Einführung in die kontinuierlichen Signale und Systeme. 5. Auflage, Leipzig. Carl Hanser Verlag.
- [Gru88] GRUBISIC V. Nutzfahrzeugräder aus Aluminium, Eigenschaften und Bemessungskriterien. In: 3. Symposium Aluminium und Automobil. Düsseldorf: Aluminium-Verlag 1988: S.195-202.
- [Haa14] HAAS R. Tutorial Hammermessung. Köln. Fachhochschule Köln Fakultät für Fahrzeugsysteme und Produktion 2014.
- [Hai06] HAIBACH E. Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 2. Auflage. Berlin: Springer 2002.
- [Har02] HARRIS CM, PIERSOL GA. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5. Auflage, USA. McGraw-Hill 2002.

- [Har15] HARTL P. Einfluss der ein- und mehraxialen Anregung auf die mechanische Schädigung eines HochvoltSpeichers [Diplomarbeit]. Hochschule für angewandte Wissenschaften München, 2015 (siehe auch Kapitel: Betreute studentische Arbeiten).
- [Has11] HASSANZADA T. Marktübersicht Elektroautos: technologische Herausforderung im Elektroautomarktsegment. Hamburg: Diplomica Verlag 2011.
- [Hei07] HEIBING B, ERSOY M (HRSG). Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 1. Auflage, Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag 2007.
- [Her16] HERMANN M. Analyse des schädigungsrelevanten Frequenzbereiches eines automobil eingesetzten HochvoltSpeichers [Bachelorarbeit]. Hochschule Furtwangen University, 2016 (siehe auch Kapitel: Betreute studentische Arbeiten).
- [Him95] HIMELBLAU H, HINE MJ, FRYDMAN AM, BARETT PA. Effects of Triaxial and Uniaxial random Excitation on the Vibration Response and Fatigue Damage of typical Spacecraft Hardware 1995, S. 15-32.
- [Hom17] HOMANN J, REIMER E. Design Trends for Lithium-Ion Battery Modules – Cost Reduction via Function Integration. In: 26th Aachen Colloquium, 2017.
- [Hoo14] HOOPER JM, MARCO J. Characterising the in-vehicle vibration inputs to the high voltage battery of an electric vehicle. In: Journal of Power Sources 2014, Band 245: S. 510-519.
- [Hoo15] HOOPER JM, MARCO J. Experimental modal analysis of lithium-ion pouch cells. In: Journal of Power Sources 2015, Band 285: S.247-259, DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2015.03.098>.
- [Hoo16] HOOPER JM, MARCO J. Defining a Representative Vibration Durability Test for Electric Vehicle (EV) Rechargeable Energy Storage Systems (RESS). EVS29th Symposium, Montréal, Québec, Canada 19-22.2016.
- [Hos12] HOSOI A, NAGAHAMA T, JU Y. Fatigue crack healing by a controlled high density electric current field. In: Materials Science and Engineering: A 2012, Band 533: S.38-42.
- [ISO09] ISO 6469-1:2009. Electrically propelled road vehicles – safety specifications – Part 1: On-board rechargeable energy storage system (RESS) – in Ausarbeitung [Stand 04/2018].
- [ISO11] ISO 12405-1:2011-08. Electrically propelled road vehicles – Test specification for lithium-ion traction battery packs and systems – Part 1: High-power applications.
- [ISO12a] ISO 16750-3:2012-12. Road vehicles – Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment – Part 3: Mechanical loads.
- [ISO12b] ISO 12405-2:2012-07. Electrically propelled road vehicles – Test specification for lithium-ion traction battery packs and systems – Part 2: High-energy applications.
- [ISO19] ISO 19453-6:2019. Road vehicles – Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment for drive system of electric propulsion vehicles – Part 6: Lithium-ion battery packs and systems – in Ausarbeitung [Stand 04/2018].
- [Jen04] JENNE S. Ermittlung und Bewertung von Beanspruchungs- und Belastungskollektiven von Radsatzwellen eines ICE 3 der Deutschen Bahn AG [Dissertation]. Technische Universität Clausthal, 2004.
- [Kam14] KAMPKER A. Elektroproduktion. 1.Auflage, Berlin: Springer-Vieweg 2015: S.117.
- [Kan70] KANITKAR SL, BOSE MSC. Influence of magnetic field on steel fatigue. In: The Indian and Eastern Engineer 1970, Band 112: S.319-322.
- [Kat16] KATEMANN J. Keine Angst vor Tesla oder Google!. In: Auto Motor und Sport 2016, Heft 18.
- [Kba18] KRAFTFAHRTBUNDESAMT. Personenkraftwagen am 1. Januar 2018 nach Kraftstoffarten, online unter: <https://www.kba.de/> [abgerufen: 17.04.2018].

- [KIS15] KISTLER. Datenblatt PiezoStar Miniatur Beschleunigungssensor Typ 8766AxAx, Ausgabe 2015, online unter: <https://www.kistler.com/de/>
- [Kit18] KITTEL C. Introduction to Solid State Physics. New York: Wiley 2004.
- [Klo13] KLÖCKNER J. Trendforscher erwartet baldigen Durchbruch der E-Autos. In: Zeit Online 05.11.2013.
- [Koc11] KOCH RU. Modellbasierte Regelung elektromagnetischer Aktoren für Störgeräuschprüfstände [Dissertation]. München. Technische Universität München Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, 2011.
- [Koe67] KOESSLER P, KRAUSS J, SCHNADEL G. Lueger Lexikon der Technik: Lexikon der Fahrzeugtechnik. Band 12, Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt Stuttgart 1967.
- [Köh12] KÖHLER M, JENNE S, PÖTTER K, ZENNER H. Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2012.
- [Kor13] KORTHAUER R (HRSG). Handbuch Lithium-Ionen-Batterien. Berlin. Springer Vieweg 2013.
- [Krü00] KRÜGER L. Experimenteller Betriebsfestigkeitsnachweis im Personenfahzeugbau. Koblenz: DVM-Weiterbildungsseminar 17.10.2000.
- [Kut15] KUTTNER T. Praxiswissen Schwingungsmesstechnik. Wiesbaden. Springer Vieweg 2015.
- [MAK15] MAKROSS SIMULATION AND TESTING. Leistungsdaten-4Poster. Unveröffentlicht (MAKROSS-internes Dokument), 2015.
- [Mam16] MANAGER MAGAZIN. Sieben Gründe, warum das Elektrozeitalter jetzt beginnt. In: Manager Magazin 29.11.2016.
- [Max12] MAXWILL P. Elektroauto-Revolution 1912: Summsumm statt Brummbrumm. In: Spiegel Online 11.06.2012.
- [Mei17] MEINERS J. Interview mit Friedrich Indra "Es gibt einen Hass gegen Verbrenner": Motoren-Papst rechnet mit Elektromobilität ab. In FOCUS-Online 19.01.2017.
- [Mil17] MILOVANOVIC N. Modular Energy Storage Systems for Future Automotive Applications. 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 09-11.10.2017, Aachen.
- [Min45] MINER AM. Cumulative Damage in Fatigue. In: Journal of applied mechanics 1945, Band 12: S.159-164.
- [MOO04] MOOG. Servovalves with integrated Electronics D791 and D792 Series, Ausgabe 2004, online unter: <http://www.moog.com/> [abgerufen: 28.04.2018].
- [Moo09] MOOSMAYR TA. Objektivierung von transienten Störgeräuschen im Fahrzeuginnenraum [Dissertation]. München. Technische Universität München Lehrstuhl für Mensch-Maschinen-Kommunikation, 2009.
- [MOO14] MOOG. Servo valves. Pilot operated flow control valve with analog interface. G761/761 Series, Size 04, Ausgabe 2014, online unter: <http://www.moog.com/> [abgerufen: 28.04.2018].
- [MTS18] MTS SYSTEMS GMBH. MAST (mehrxiale Schwingtische) Systeme, online unter: <http://www.mts.com/> [abgerufen: 28.04.2018].
- [Muc18] STADTPORTAL MÜNCHEN. Entscheidung des Bundesverwaltungsgerichts: Diesel-Fahrverbote zulässig, 27.02.2018, online unter: <http://www.muenchen.de/> [abgerufen am 01.06.18]
- [NAC11] NACHI. Gear Pumps IPH Series, Unveröffentlicht (NACHI-internes Dokument).

- [Pal24] PALMGREN A. Die Lebensdauer von Kugellagern. In: VDI-Zeitschrift 1924, Band 58: S.339-341.
- [Pin90] PINTELON R, SCHOUKENS J. Real-time integration and differentiation of analog signals by means of digital filtering. In: IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. Band 39, Ausgabe 6:S923-927, DOI: 10.1109/19.65799.
- [Pis16] PISCHINGER S, SEIFFERT U (HRSG). Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 8. Auflage. Wiesbaden. Springer Vieweg. 2016.
- [Ran16] RANDALL T. Here's How Electric Cars Will Cause the Next Oil Crisis. In: Bloomberg 25.02.2016.
- [Ren12] RENNERT R, KULLIG E, VORMWALD M, ESDERTS A, SIEGELE D. Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile: Aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. 6. Auflage, Frankfurt Main: VDMA Verlag 2012.
- [Rui18] RUIZ V, PFRANG A, KRISTON A, OMAR N, VAN DEN BOSSCHE P, BOON-BRETT L. A review of international abuse testing standards and regulations for lithium ion batteries in electric and hybrid electric vehicles. In: Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews 2018, Band 1, Teil 1: S.1427-1452, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.195>.
- [Rup13] RUPRECHTER F, KEPPLINGER G, WENZL G, ZIGO M. FEM-Simulation von elektrischen Energiespeichern zufolge mechanischer Belastung wie Schocks und Schwingungen. 40. Tagung Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. Die Betriebsfestigkeit als eine Schlüsselfunktion für die Mobilität der Zukunft. 09-10.10.2013, Herzogenaurach.
- [SAE13a] SAE J2380:2013. Vibration testing of electric vehicle batteries.
- [SAE13b] SAE J2929:2013. Safety standards for electric and hybrid vehicle propulsion battery systems utilizing lithium-based rechargeable cells.
- [Sch08] SCHINDLER V, SIEVERS I. Forschung für das Auto von morgen: Aus Tradition entsteht Zukunft. Berlin Heidelberg. Springer-Verlag 2008.
- [Sch16] SCHIEDER J, SLAVIK A. Weltretter-Wahnsinn. In: Süddeutsche Zeitung 2016, Nr.76: S.23.
- [Sch73] SCHÜTZ W, ZENNER H. Schadensakkumulationshypothesen zur Lebensdauervorhersage bei schwingender Beanspruchung: Ein kritischer Überblick. In: Materialwissenschaften und Werkstofftechnik 1973, Teil 1: S. 25-33.
- [Son05] SONSINO CM. 'Dauerfestigkeit' – Eine Fiktion. In: Konstruktion Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe 2005, Band 4: S.87-92.
- [Son07] SONSINO CM. Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety. In: International Journal of Fatigue 2007, Band 29: S. 2246-2258.
- [Son08] SONSINO CM. Betriebsfestigkeit – Eine Einführung in die Begriffe und ausgewählte Bemessungsgrundlagen. In: MP Materials Testing 2008, Band 50 Nr.1-2: S.77-90. DOI: <https://doi.org/10.3139/120.100862>.
- [Spe03] SPERLING L, SCHMIDT B, DUCKSTEIN H. Skript zur Vorlesung Schwingungslehre I. Magdeburg. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg Lehrstuhl Schwingungslehre und Technische Dynamik 2003.
- [Sta14] STANGL S. Schädigungsbezogene Schwingungsanalyse komplexer massenkrafterregter Systeme am Beispiel eines Hochvoltspeichers [Diplomarbeit]. Technische Universität München Institut für Luft- und Raumfahrt, 2014 (siehe auch Kapitel: Betreute studentische Arbeiten).
- [Sta16] STATISTA. Worldwide number of battery electric vehicles in usw from 2012 to 2016, <https://www.statista.com/> [abgerufen: 15.04.2018].

- [Sta18] STATISTA. Size of the global market for electric vehicles in 2012 and 2019, online unter: <https://www.statista.com/> [abgerufen: 15.04.2018].
- [Ste13] STEPANOV GV, KHARCHENKO VV, KOTLIARENKO A, BABUTSKII AI. Effect of Pulsed Magnetic Field Treatment on the Fracture Resistance of a Cracked Specimen. In: Strength of Materials 2013, Band 45(2): S.154-162.
- [Tei16] TEIWES L. Abbildung von stochastischen Belastungen im Frequenzbereich durch multi-korrelierte Anregung mit Berücksichtigung der Mittelspannung im Rahmen der Betriebsfestigkeitsanalyse von Fahrzeugkarosserien [Masterarbeit]. Technische Universität München Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen, 2016.
- [Tes12b] DILLARD T. Rare look inside a Tesla Model S Battery Pack, 2014, online unter: <https://insideevs.com/> [abgerufen: 22.10.2017].
- [Til14] TILLINGER M. Betriebsfestigkeitsbewertung von Hochvolt-speicher-konzepten und deren mechanische Anbindung im automobilen Einsatz [Diplomarbeit]. München. Technische Universität München Institut für Luft- und Raumfahrt, 2014 (siehe auch Kapitel: Betreute studentische Arbeiten).
- [Tro84] TROITSKII OA. Electroplastic effect in metals. In: Strength of Materials 1984, Band 16(2): S.277-281, DOI: 10.1007/BF01530075.
- [Uba17] UMWELTBUNDESAMT DEUTSCHLAND. Aktuelle Luftdaten: Überschreitungstabelle Feinstaub (P10), online unter: <https://www.umweltbundesamt.de/daten/luftbelastung/> [abgerufen: 29.07.2017].
- [UL13] UL 2580:2013. Batteries for use in electric vehicles.
- [Unk99] USABC:1999. United States Advanced Battery Consortium: Electrochemical storage system abuse test procedure manual, <http://www.uscar.org/> [abgerufen: 01.06.2018].
- [Vol16a] VOLK FM, WINKLER M, HERMANN B, HIEBL A, IDIKURT T, RAPP H, KUTTNER. Influence of state of charge and state of health on the vibrational behavior of lithium-ion cell packs. 23rd International Congress on Sound & Vibration 10-14.07.2016, Athen, Griechenland.
- [Vol16b] VOLK FM, HARTL P, BREZGER B, RAPP H, KUTTNER T. Schädigungsäquivalente Anregung eines Hochvolt-speichers auf dem Prüfstand. 43. Tagung Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. Potenziale im Zusammenspiel von Versuch und Berechnung in der Betriebsfestigkeit. 12-13.10.2016, Steyr, Österreich.
- [Vol16c] VOLK F. BMW beendet Produktion des China-Stromers Zinoro 1E. In: Automobil Produktion 02.08.2016.
- [Vöt06] VÖTH S. Dynamik schwingungsfähiger Systeme. Wiesbaden. Vieweg Verlag 2006.
- [Wel13] ANKER S. Jetzt hat auch Tesla sein Feuer-Problem. In: Die Welt 04.10.2013.
- [Whi02] WHITEMAN WE, BERMAN MS. Fatigue failure results for multi-axial versus uniaxial stress screen vibration testing. In: IOS Press Shock and Vibration 2002, Band 9: S. 319-328.
- [Win15] WINKLER M, Einfluss des Lade- und Alterungszustandes auf das Schwingverhalten eines Zellmoduls eines Hochvolt-speichers [Bachelorarbeit]. Technische Universität München Lehrstuhl für Elektrische Energiespeichertechnik, 2015 (siehe auch Kapitel: Betreute studentische Arbeiten).
- [Win59] WINTERTON K, The magnetostrictive contribution to endurance life. In: Trans. Metal. Soc. A.I.M.E. 1959, Band 215: S.72-74.
- [Wit96] WITTENBURG J. Schwingungslehre: Lineare Schwingungen, Theorie und Anwendung. Heidelberg. Springer-Lehrbuch 1996.

-
- [Zel12] ZELLER P. Handbuch Fahrzeugakustik. 2. Auflage, Wiesbaden. Vieweg und Teubner Verlag 2012.
- [ZVEI13] ZVEI – ZENTRALVERBAND ELEKTROTECHNIK- UND ELEKTRONIKINDUSTRIE (HRSG). Spannungsklassen in der Elektromobilität, 2013, online unter: <https://www.zvei.org/> [abgerufen: 15.03.2018].

Betreute studentische Arbeiten

Folgende studentische Abschlussarbeiten entstanden unter der inhaltlichen, fachlichen und wissenschaftlichen Betreuung des Autors. An dieser Stelle sei nochmals ein großer Dank an die jeweiligen Autoren gerichtet. Nachfolgend sind die Arbeiten und Kapitel aufgeführt, in die die Ergebnisse eingeflossen sind.

- Michael Tillinger (Kapitel 2.2) [Til14] nicht öffentlich zugänglich
- Simon Stangl (Kapitel 6.3) [Sta14] nicht öffentlich zugänglich
- Philipp Hartl (Kapitel 6.3) [Har15] öffentlich zugänglich
- Manuel Winkler (Kapitel 2.5) [Win15] öffentlich zugänglich
- Matthias Hermann (Kapitel 5.4) [Her16] öffentlich zugänglich

Zugleich gilt mein Dank folgenden Studenten, die mich während ihres Praktikums und ihrer Werkstudententätigkeit bei der BMW Group tatkräftig bei Formatierungen, fachlichen Ausarbeitungen sowie bei der Organisation und Durchführung der Fahrzeug- und Prüfstandsmessungen unterstützten:

- Anna Rehr
- Philipp Richter
- Jan Laufkötter
- Luis Villa Arevalo
- Moritz Rittreiser

Ferner möchte ich einen besonderen Dank an Martin Brand richten, der mich über die Betreuung der Bachelorarbeit von Manuel Winkler hinaus mit bereichernden Gesprächen und wertvollen Anmerkungen beim Sichten meiner Veröffentlichung [Vol16a] für den Kongress Sound & Vibration und der finalen Promotionsschrift unterstützte.

Anhang

A Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855

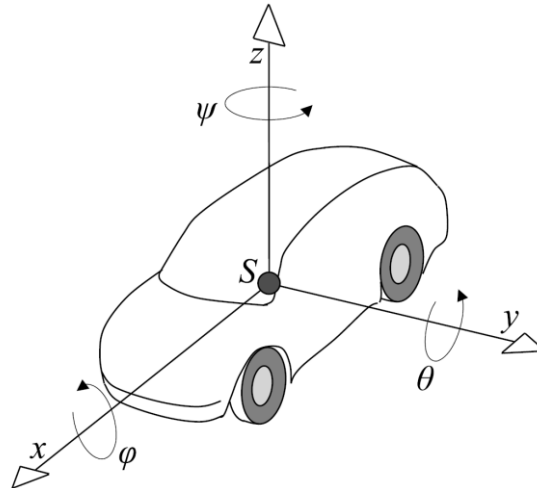


Abb. A – 1: Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 [DIN8855, Hak13]

B Messstellenliste DMS

Tabelle A – 1: Übersicht aller am HVS und Fahrzeug applizierten DMS

	Messstelle	Applikationsort (Beschreibung)	Messrichtung ²⁷
HVS außen	DMS-01	am HVS-Halter vorn ²⁸	x
	DMS-2a	am HVS-Halter vorn	y
	DMS-2b	am HVS-Halter vorn	45° zu 2a/2c
	DMS-2c	am HVS-Halter vorn	x
	DMS-03	am HVS-Halter vorn	z
	DMS-04	am HVS-Halter hinten	z
	DMS-06	am HVS-Halter hinten	z
	DMS-8a	auf Schubstrebe (HVS-Halter)	x
	DMS-8b	auf Schubstrebe (HVS-Halter)	45° zu 8a/8c
	DMS-8c	auf Schubstrebe (HVS-Halter)	y
	DMS-27	an Karosserie nah zum HVS-Halter hinten	x

²⁷ Bezug: Fahrzeugkoordinatensystem aus Anhang A

²⁸ Die Bezeichnungen vorn und hinten sowie links und rechts sind in Fahrzeuginnenrichtung zu sehen.

	Messstelle	Applikationsort (Beschreibung)	Messrichtung
HVS innen	DMS-12	am Boden des Gehäuseunterteils nahe Zellmodul 2	x
	DMS-13	am Boden des Gehäuseunterteils nahe Zellmodul 1	x
	DMS-16	am Trägerblech des BMS	y
	DMS-18	am Zwischenboden nahe Zellmodul 4 (vorn)	ca. 30° zu x
	DMS-19	am Zwischenboden nahe Zellmodul 4 (vorn)	ca. 30° zu x
	DMS-20	am Zwischenboden nahe Zellmodul 3 (vorn)	ca. 30° zu x
	DMS-24	am Zwischenboden nahe Zellmodul 4 (hinten)	ca. 10° zu x
	DMS-25	am Zwischenboden nahe Zellmodul 4 (hinten)	x

C Messstellenliste Beschleunigungssensoren

Tabelle A – 2: Übersicht aller am HVS und Fahrzeug applizierten Beschleunigungssensoren

	Messstelle	Applikationsort (Beschreibung)	Messrichtung
HVS außen	BS _{MiVoLi}	am Gehäuseunterteil mittig vorn links	x, y, z
	BS _{UnVoLi}	am Gehäuseunterteil unten vorn links	
	BS _{UnHiLi}	am Gehäuseunterteil unten hinten links	
	BS _{UnHiRe}	am Gehäuseunterteil unten hinten rechts	
	BS _{MiVoRe}	am Gehäuseunterteil mittig vorn rechts	
	BS _{MiHiRe}	am Gehäuseunterteil mittig hinten rechts	
	BS _{UnVoRe}	am Gehäuseunterteil unten vorn rechts	
	BS _{MiHiLi}	am Gehäuseunterteil mittig hinten links	
HVS innen	BS _{ZM1_D}	an der Druckplatte des Zellmoduls 1	x, y, z
	BS _{ZM1_Zv}	am Zuganker des Zellmoduls 1 (vorn)	
	BS _{ZM1_Zh}	am Zuganker des Zellmoduls 1 (hinten)	
	BS _{BMS}	am BMS	
	BS _{ZM2}	an der Druckplatte des Zellmoduls 2	
	BS _{ZM3}	an der Druckplatte des Zellmoduls 3	
	BS _{ZM4}	an der Druckplatte des Zellmoduls 4	
	BS _{ZM5}	an der Druckplatte des Zellmoduls 5	
Karosserie	BS _{Kar_VR}	Fußpunkt Karosserie HVS-Halter vorn	x, y, z
	BS _{Kar_HL}	Fußpunkt Karosserie HVS-Halter hinten	
	BS _{Kar_SL}	Fußpunkt Karosserie HVS-Halter seitlich	
	BS _{BS_ru}	an B-Säule rechts unten	
	BS _{BS_lu}	an B-Säule links unten	
	BS _{BS_ro}	an B-Säule rechts oben	
	BS _{SF}	am Stoßfängerlängsträger	
Radträger	BS _{Rad_VL}	Radträger vorn links	x, y, z
	BS _{Rad_VR}	Radträger vorn rechts	
	BS _{Rad_HL}	Radträger hinten links	
	BS _{Rad_HR}	Radträger hinten rechts	

D HVS-Aufbau und Messstellen

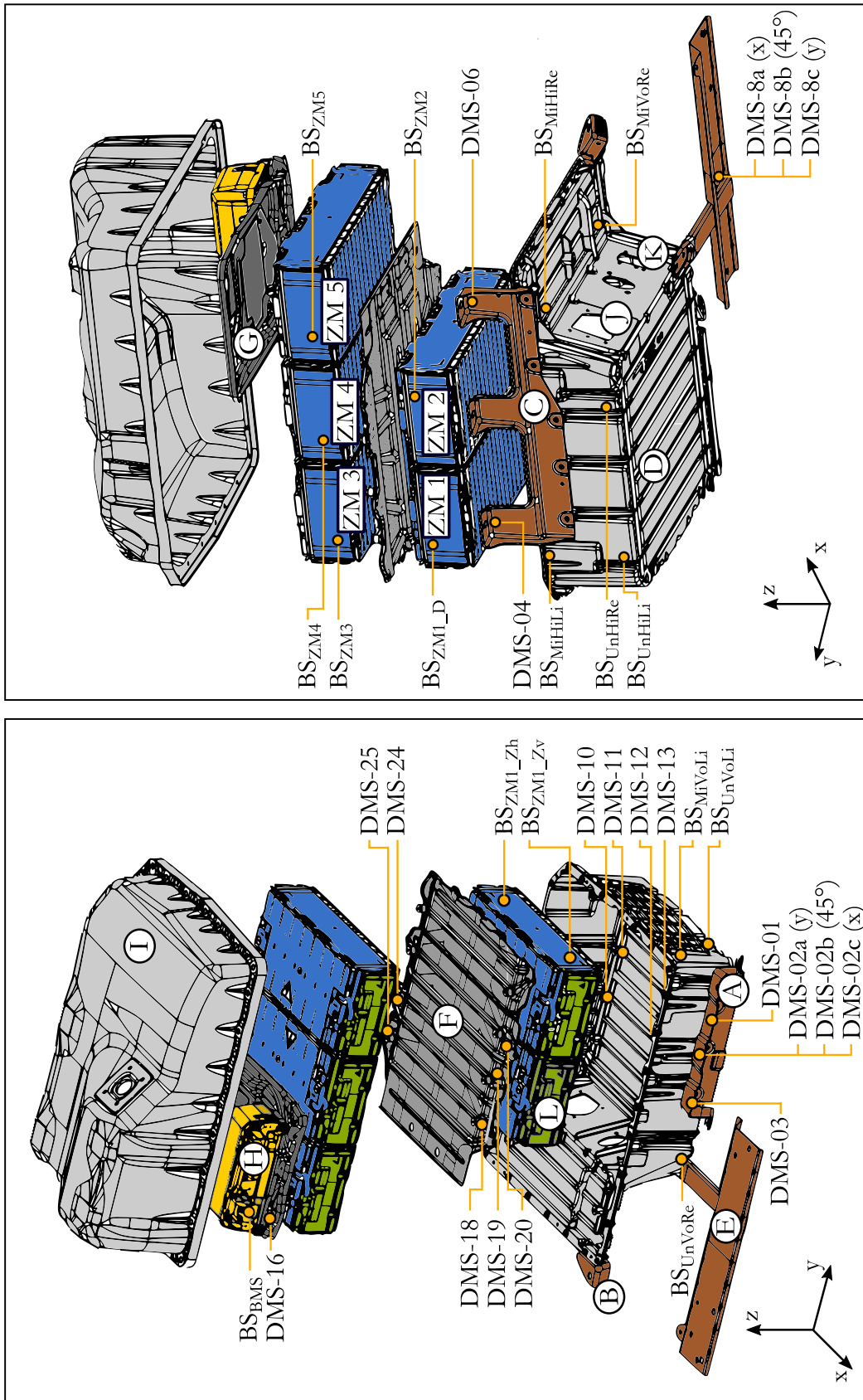


Abb. A – 2: HVS-Aufbau und Messstellen

E Versuchsaufbauten der experimentellen Modalanalysen

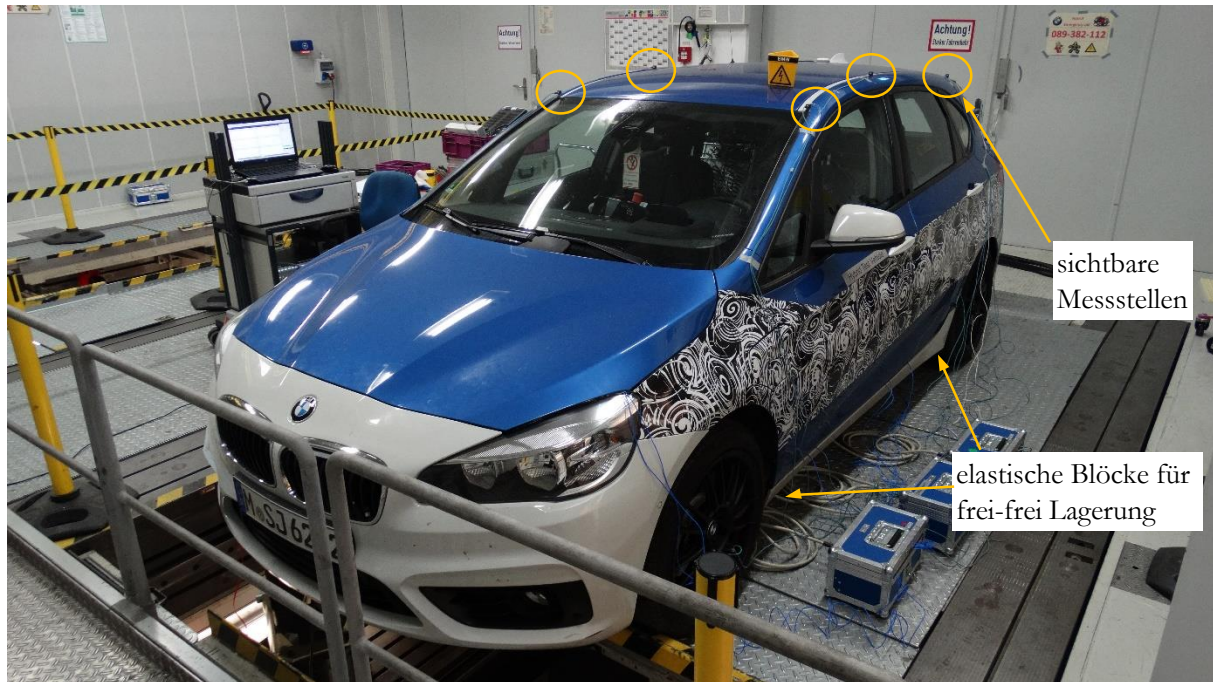


Abb. A – 3: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS im Gesamtfahrzeug

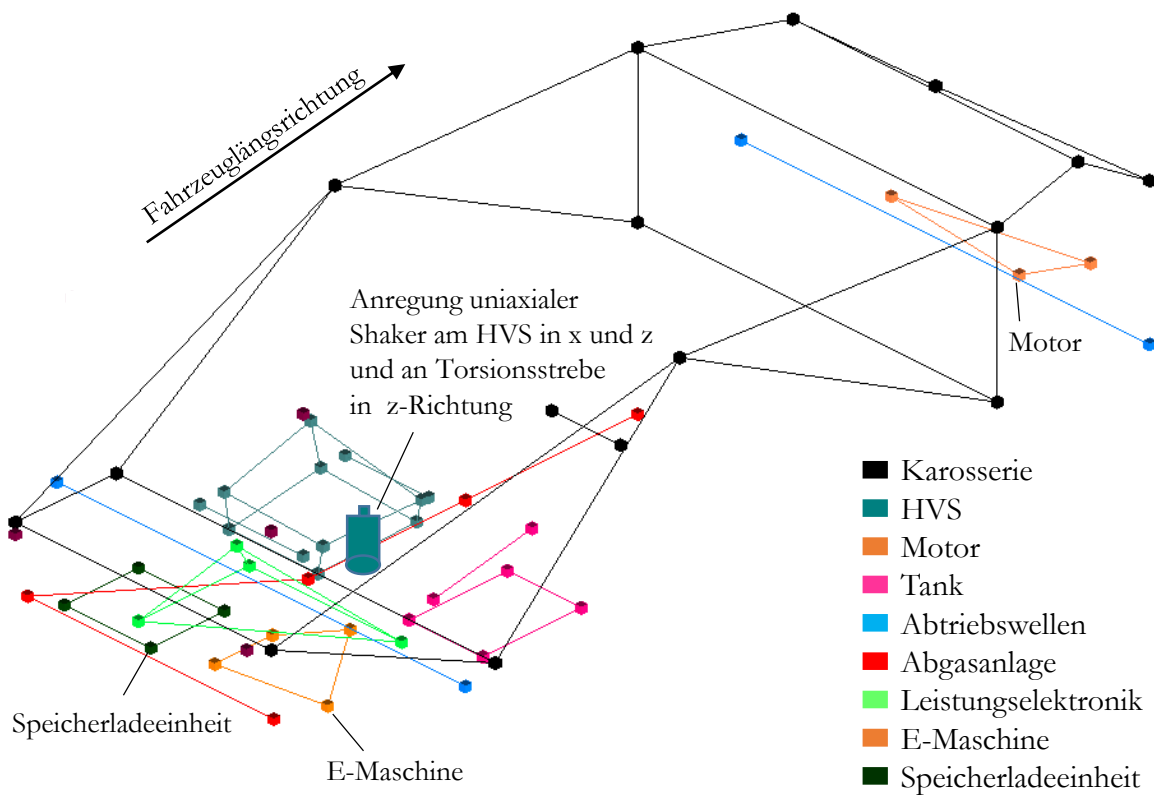


Abb. A – 4: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS im Gesamtfahrzeug



Abb. A – 5: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie

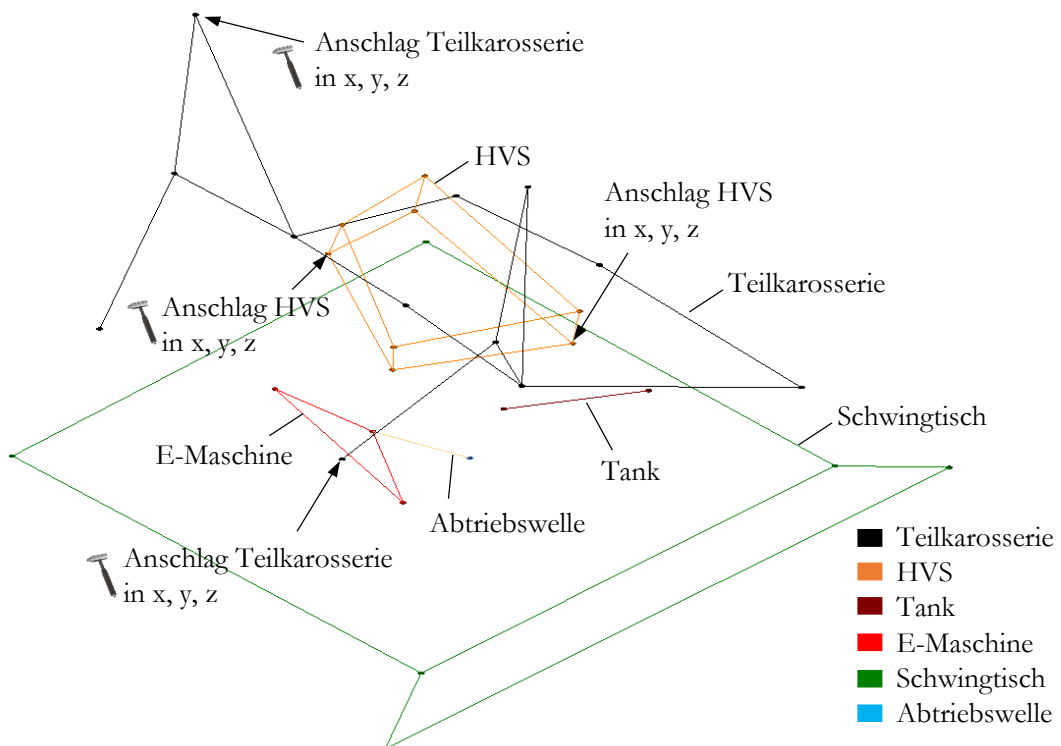


Abb. A – 6: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS in der Teilkarosserie

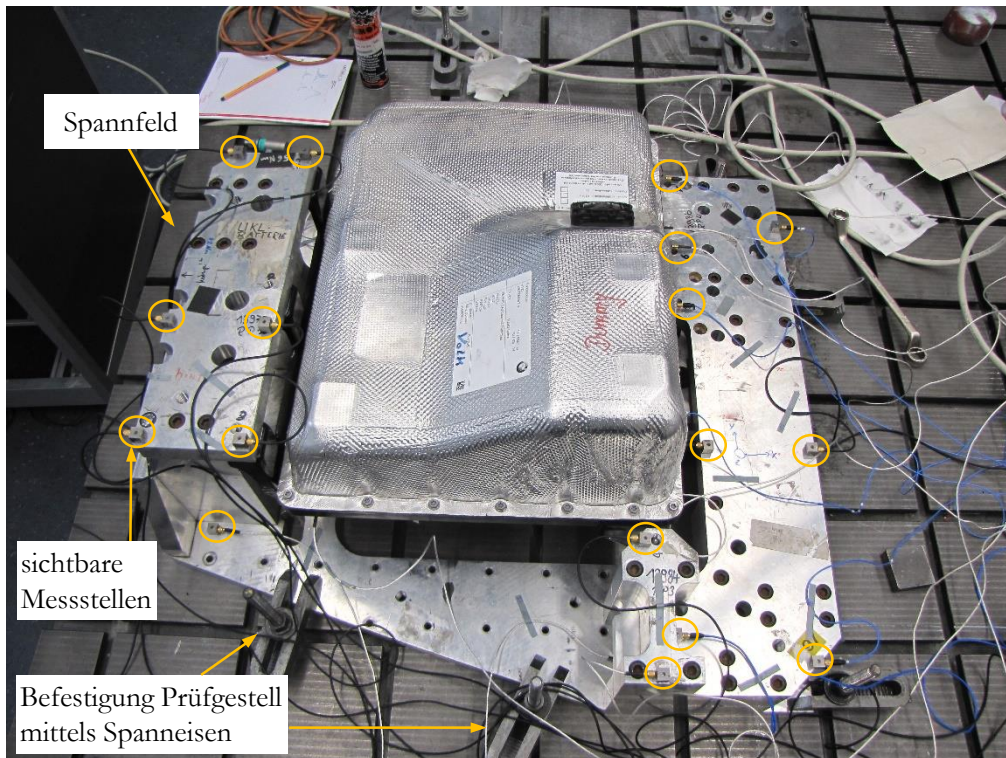


Abb. A – 7: Versuchsaufbau experimentelle Modalanalyse des HVS im Prüfgestell

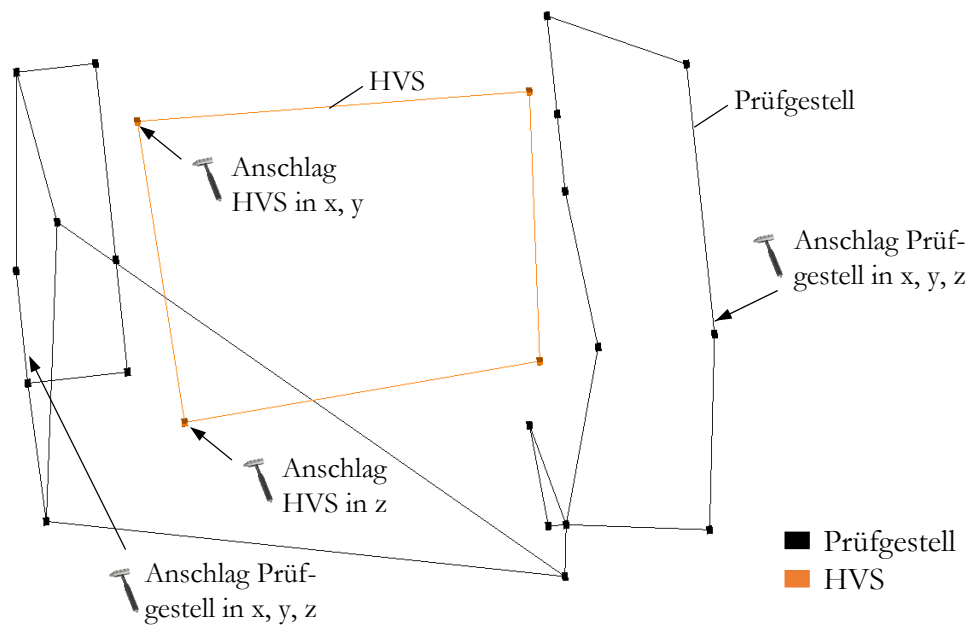


Abb. A – 8: Schematische Darstellung der Mess- und Anregungsstellen der experimentellen Modalanalyse des HVS im Prüfgestell

F Simulationsmodell numerische Modalanalyse

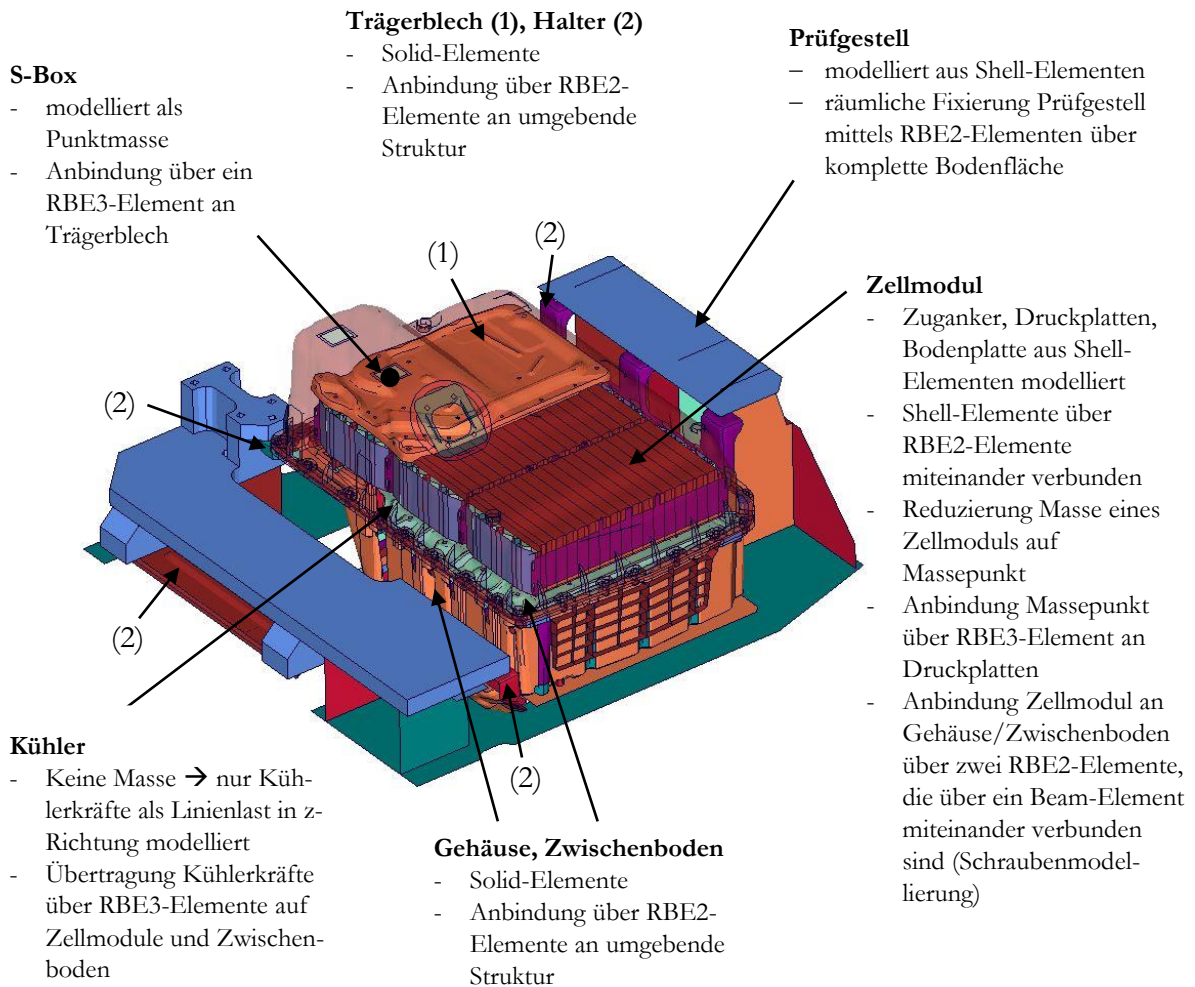


Abb. A – 9: Simulationsmodell des HVS und Prüfgestells für die numerische Modalanalyse

G Messnamennomenklatur

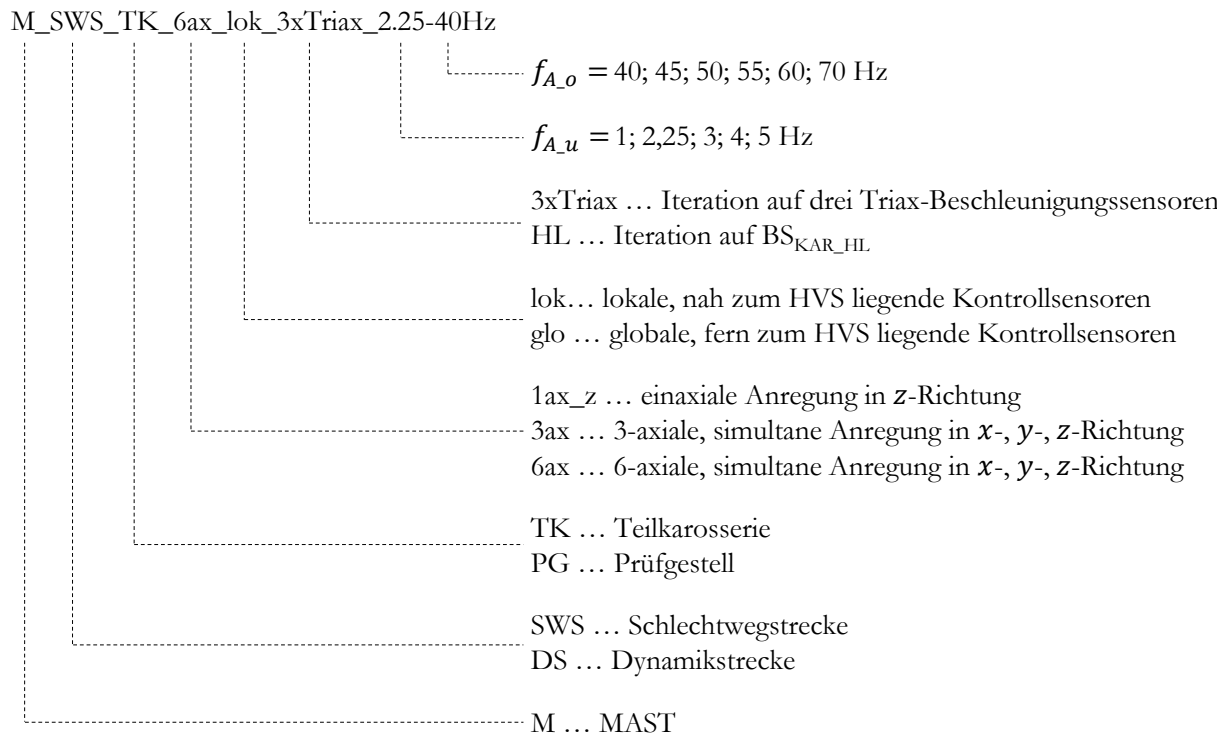


Abb. A – 10: Namenskonvention der MAST-Versuche

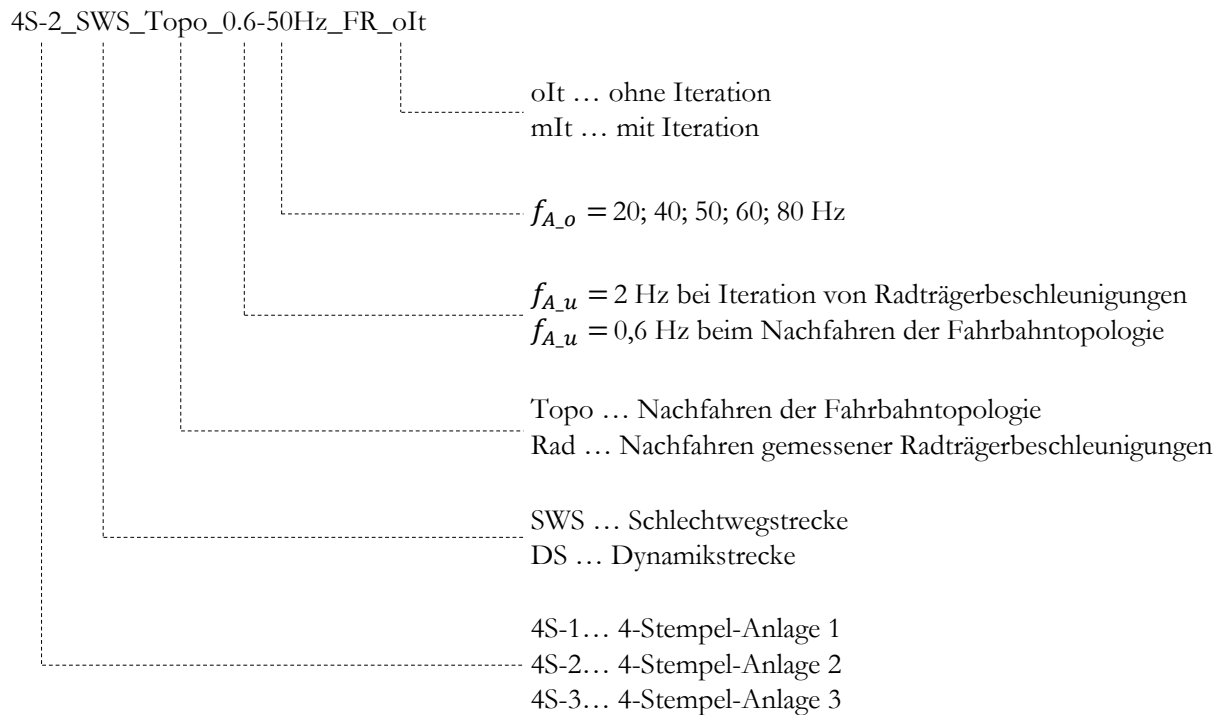


Abb. A – 11: Namenskonvention der 4-Stempel-Anlagenversuche

H Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im 4-Stempel-Anlagen- und Fahrversuch der Dynamikstrecke

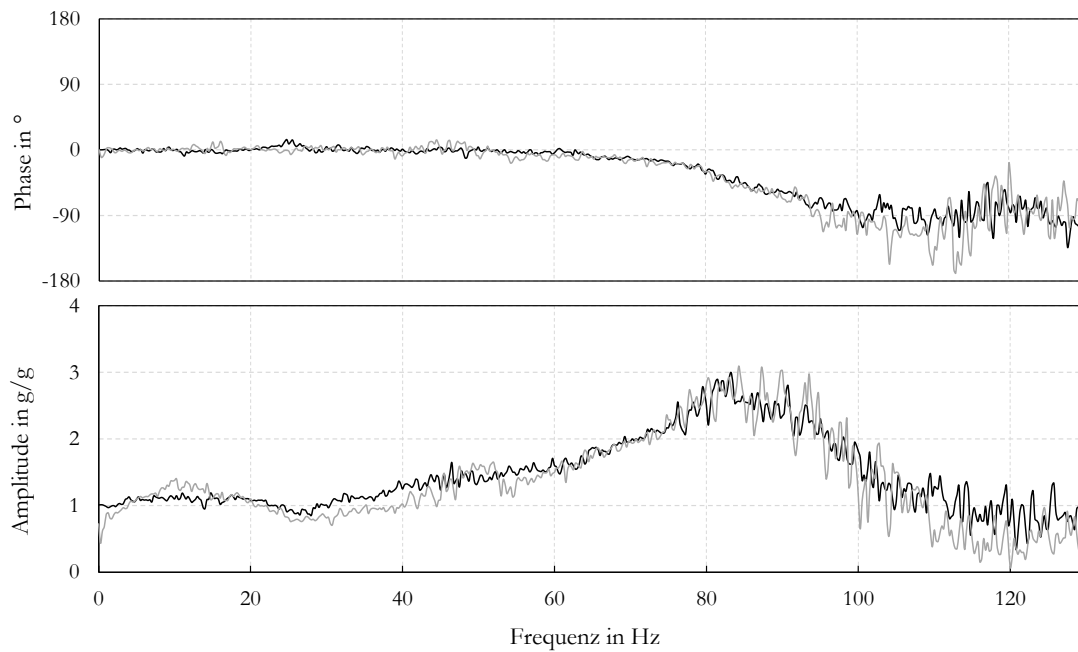


Abb. A – 12: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{MHHLi} zum BS_{Kar_HL} in y-Richtung der Fzg.-Messung DS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-1_DS (---) auf der 4-Stempel-Anlage 1

I Übertragungsverhalten des HVS zur Karosserie im 4-Stempel-Anlagen- und Fahrversuch der Schlechtwegstrecke

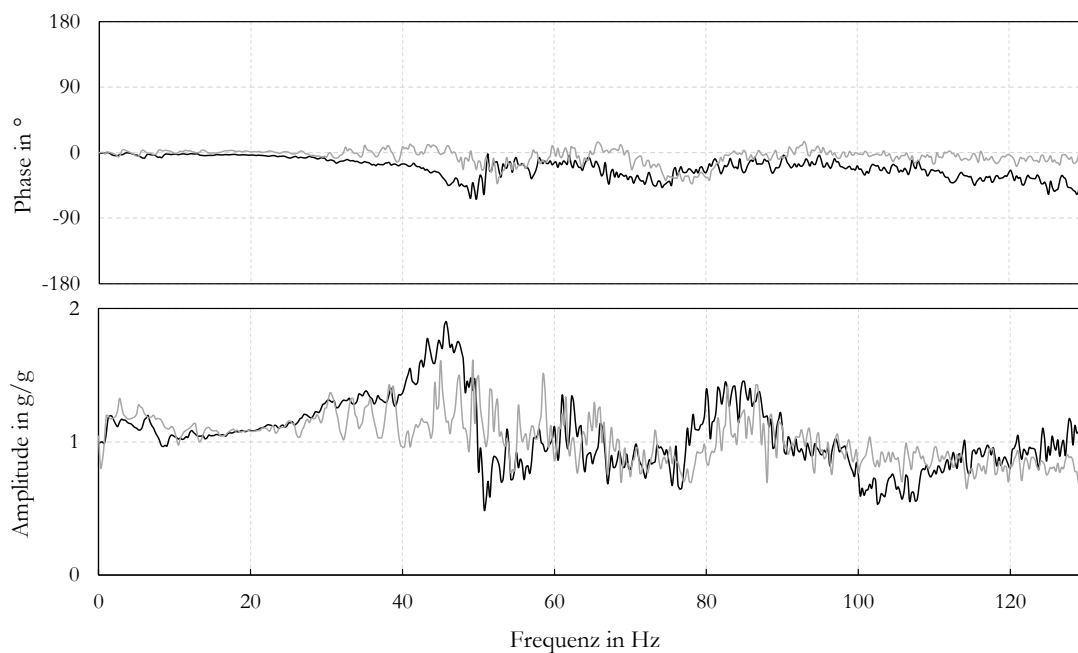


Abb. A – 13: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des BS_{UnVoRe} zum BS_{Kar_VR} in x-Richtung der Fzg.-Messung SWS (—) und dessen Nachfahrversuch 4S-2_SWS (---) auf der 4-Stempel-Anlage