

Auslegung partikelgedämpfter Strukturbauteile für die Additive Fertigung

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
Dr.-Ing.
genehmigte

Dissertation

von
M.Sc. Tobias Ehlers
geb. am 19. Juli 1992 in Gehrden

2023

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. R. Lachmayer
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. S. Kaierle
Tag der Promotion: 20. April 2023

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produktentwicklung und Gerätebau der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Meinen ausdrücklichen Dank möchte ich Prof. Dr.-Ing. Roland Lachmayer für das Vertrauen in meine wissenschaftliche Arbeit, die konstruktiven Anregungen sowie die Möglichkeit zur Promotion aussprechen. Weiterhin danke ich Prof. Dr.-Ing. Stefan Kaieler sehr herzlich für die kurzfristige Übernahme des Korreferats und Prof. Dr.-Ing. Berend Denkena als Vorsitzender der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich allen aktiven und ehemaligen Kolleginnen, Kollegen und Studierenden am Institut für Produktentwicklung und Gerätebau, die zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen haben. Insbesondere danke ich Bastian Lippert für die hervorragende Einarbeitung während meiner Anfangszeit. Auch danke ich Paul Christoph Gembarski für die fachliche Unterstützung und die kontinuierliche Motivation. Ein besonderer Dank gilt meiner Arbeitsgruppe Printed Effects bestehend aus Nicola Ganter, Ina Meyer, Behrend Bode, Marcus Oel, Jens Niedermeyer und Patrik Müller für die wertschätzende und vertrauensvolle Zusammenarbeit. Auch danke ich Sebastian Tatzko und Gleb Kleyman vom Institut für Dynamik und Schwingungen für den intensiven fachlichen Austausch und der Bereitstellung von Versuchstechniken.

Des Weiteren danke ich der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung eines Forschungsgroßgeräts (Projektnummer: 429422101), welches ich im Rahmen meiner Arbeit verwendet habe.

Mein ausdrücklicher Dank gebührt meinen Eltern Karola und Klaus für ihre uneingeschränkte Unterstützung in allen Lebensphasen. Ich danke meiner Verlobten Khatia für ihren Rückhalt und Motivation von ganzem Herzen.

Tobias Ehlers

Hannover, im April 2023

Kurzfassung

Das kontinuierliche Streben, Strukturbauteile immer ressourcenschonender und effizienter zu gestalten, führt zu einer Reduktion der Bauteilmasse, aber auch der Dämpfung. Allerdings stellen Dämpfungsmechanismen einen entscheidenden Faktor zur Beeinflussung des Schwingungsverhaltens dynamischer Systeme dar. So können z. B. Fahrzeugschwingungen den Fahrkomfort mindern oder im schlimmsten Fall zum Bauteilversagen führen. Einen effektiven, kostengünstigen und einfach zu integrierenden Ansatz zur Schwingungsreduktion, stellt der Effekt der Partikeldämpfung dar. Insbesondere in pulverbettbasierten additiven Fertigungsverfahren wie dem PBF-LB/M, kann während des Bauprozesses unverschmolzenes Pulver in dafür vorgesehenen Bauteilkavitäten belassen und so ein hochintegrierter Partikeldämpfer gefertigt werden. Durch eine Integration der pulvergefüllten Kavitäten im Bereich der neutralen Faser kann eine hohe Dämpfung bei geringfügiger Beeinflussung der Bauteilmasse und -steifigkeit realisiert werden. Neben den zahlreichen Vorteilen ist der Einsatz laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer jedoch aktuell noch stark limitiert. Die Ursachen sind vor allem die zahlreichen Auslegungsparameter, die hochgradig nichtlineare Wechselwirkungen aufweisen. Infolge dessen liegen noch keine ausreichenden Auslegungswerkzeuge wie Kennfelder, mechanische Ersatzmodelle oder Gestaltungsrichtlinien vor.

Der erste Aspekt dieser Arbeit widmet sich der experimentellen Charakterisierung laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer aus Aluminium AlSi10Mg und Werkzeugstahl 1.2709. Neben dem Material, werden die relevanten Einflussfaktoren Anregungskraft, Frequenz und Hohlraumvolumen analysiert. Dazu wird eine Impulshammeranregung von Biegebalken durchgeführt und die Dämpfung über das Circle-Fit Verfahren ausgewertet. Dabei konnte für ausgewählte partikelgedämpfte Balken die Dämpfung um bis zu einem Faktor von 20 gegenüber einem vollversinterten Referenzbalken gesteigert werden. Anschließend wird ein mechanisches Ersatzmodell in Form eines Zweimassenschwingers aufgebaut, welches sowohl die Stoß-, als auch die Reibvorgänge im Partikeldämpfer abbilden kann. Im Ergebnis liegt ein verifiziertes mechanisches Ersatzmodell vor, welches eine Genauigkeit von 85 % verglichen zum Experiment aufweist.

Darauf aufbauend werden Gestaltungsrichtlinien abgeleitet und eine Auslegungsmethode erarbeitet. Abschließend wird ein Demonstrator (Motorradgabelbrücke) unter den Gesichtspunkten einer niedrigen Masse bei gleichzeitig hoher Steifigkeit und Dämpfung ausgelegt. Die Auslegungsmethode konnte erfolgreich am Anwendungsbeispiel Gabelbrücke angewendet und die Dämpfung, verglichen zur vollversinterten Gabelbrücke, merklich gesteigert werden.

Schlagwörter: Additive Fertigung, Partikeldämpfung, Pulverbettbasiertes Schmelzen von Metall mittels Laserstrahl (PBF-LB/M), Effect-Engineering, Motorradgabelbrücke

Abstract

Title: Design of particle-damped structural components for additive manufacturing

The continuous striving to make structural components ever more efficient leads to a reduction in component mass, but also in damping. However, damping mechanisms are a decisive factor in influencing the vibration behavior of dynamic systems. For example, vehicle vibrations can reduce driving comfort or, in the worst case, lead to component failure. An effective, inexpensive and easy-to-integrate approach for reducing vibrations is the effect of particle damping. In particular, in powder bed-based additive manufacturing processes such as PBF-LB/M, unmelted powder can be left in specially designed component cavities during the manufacturing process to produce a highly integrated particle damper. By integrating the powder-filled cavities in the area of the neutral fiber, high damping can be realized with few influence on the component mass and stiffness. In addition to the numerous advantages, however, the application of laser beam melted particle dampers is currently still severely limited. This is mainly due to the numerous design parameters, which exhibit highly nonlinear interactions. As a consequence, there are not yet sufficient design tools such as performance curves, mechanical equivalent models or design guidelines available.

The first aspect of this work is dedicated to the experimental characterization of laser beam melted particle dampers made of aluminum AlSi10Mg and tool steel 1.2709. Besides the material, the relevant influencing factors excitation force, frequency and cavity volume are analyzed. For this purpose, impulse hammer excitation of bending beams is carried out and the damping is calculated by using the circle-fit method. In this process, the damping could be increased by up to a factor of 20 for selected particle-damped beams compared to a fully-fused reference beam. Subsequently, a mechanical substitute model in the form of a two-mass oscillator is constructed, which can represent both the impact and the friction processes in the particle damper. The result is a verified mechanical substitute model with an accuracy of 85 % compared to the experiment.

Based on this, design guidelines are derived and a design method is developed. Finally, a demonstrator (motorcycle triple clamp) is designed under the aspects of a low mass combined with high stiffness and damping. The design method was successfully applied to the application example of a triple clamp and the damping, compared to the fully-fused triple clamp, was noticeably increased.

Key words: Additive manufacturing, particle damping, powder bed fusion of metals using a laser beam (PBF-LB/M), effect-engineering, motorcycle triple clamp.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	IV
Abstract	V
Abkürzungs- und Formelverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
1.1 Additive Fertigung als Enabler	1
1.2 Damping for Free	2
1.3 Gliederung der Arbeit	3
2 Stand der Technik und Forschung	6
2.1 Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung	6
2.1.1 Prozesskette	7
2.1.2 Potenzialabschätzung	9
2.1.3 Kreative Methoden	9
2.1.4 Simulation und Optimierung	12
2.1.5 Restriktive Methoden	13
2.2 Partikeldämpfung	13
2.2.1 Einflussparameter	15
2.2.2 Modellierung und Charakterisierung	17
2.2.3 Herstellung im PBF-LB/M	21
2.2.4 Forschungsaktivitäten und Anwendungsgebiete	22
3 Problemanalyse	27
3.1 Experimentelle Ansätze	29
3.2 Modellierungsansätze	30
3.3 Auslegungsmethoden	32
4 Experimentelle Charakterisierung	34
4.1 Versuchsplanung	34
4.1.1 Versuchsaufbau	36
4.1.2 Festlegung der Versuchsparameter	37
4.1.3 Maschinen- und Prozessparameter	41
4.2 Ergebnisse	41
4.2.1 Vollversinterte Balken	41

4.2.2	Partikelgedämpfte Balken	44
4.2.2.1	Packungsdichte	44
4.2.2.2	Erste Messkampagne	46
4.2.2.3	Zweite Messkampagne	50
4.2.2.4	Dritte Messkampagne	54
4.2.2.5	Vierte Messkampagne	57
4.3	Diskussion	60
5	Entwicklung eines mechanischen Ersatzmodells	65
5.1	Zielformulierung und Ableitung des mathematischen Modells	66
5.2	Parameteridentifizierung	69
5.3	Verifizierung und Validierung des Modells	76
5.3.1	Matlab Implementierung	76
5.3.2	Ergebnisdarstellung	77
5.4	Analyse von Parameterfeldern	82
5.4.1	Hohlraumhöhe	82
5.4.2	Hohlraumlänge	85
5.4.3	Anregungskraft und Anregungsfrequenz	88
5.5	Diskussion	90
5.5.1	Limitationen und Optimierungsstrategien	90
5.5.2	Erkenntnisgewinn	94
6	Auslegungsmethode des Effect-Engineerings	96
6.1	Gestaltungsrichtlinien	96
6.2	Auslegungs- und Simulationsansatz	101
7	Effect-Engineering am Beispiel einer Motorradgabelbrücke	104
7.1	Folgen von HAV und Maßnahmen zur Schwingungsminderung am Motorrad	105
7.2	Identifizierung der Last- und Randbedingungen	107
7.2.1	HAV-Messung	107
7.2.2	Maximalkräfte	112
7.2.3	Reaktionskräfte	114
7.3	Auslegung der Gabelbrücke	114
7.3.1	Masse- und Steifigkeitsoptimierung	115
7.3.2	Bauteilrekonstruktion	116
7.3.3	Integration der Partikeldämpfung	118
7.3.4	Abschätzung des Effekts der Partikeldämpfung	121
7.3.5	Statischer Festigkeitsnachweis	121
7.3.6	Additive Fertigung und Qualitätssicherung	124
7.4	Experimentelle Charakterisierung	126
7.4.1	Versuchsaufbau und Messtechnik	126
7.4.2	Versuchsplanung und Softwareeinstellungen	128
7.4.3	Ergebnisse	130

7.5 Diskussion	132
8 Zusammenfassung und Ausblick	136
8.1 Schlussfolgerungen	136
8.2 Kritische Würdigung	138
8.3 Weitere Forschungsfragen	139
Literaturverzeichnis	143
Anhang	161
A Forschungsdatenmanagement	161
B Experimentelle Charakterisierung	162
C Mechanisches Ersatzmodell	168
C.1 Simulationsergebnisse für Partikeldämpfer aus Aluminium AlSi10Mg	168
C.2 Simulationsergebnisse für Partikeldämpfer aus Werkzeugstahl 1.2709	172
D Fahrversuche	178
E Einstellungen Shaker	184
F Ergebnisse Motorradgabelbrücke	187
G Matlab-Skripte	193
G.1 Filterfunktion zur Frequenzbewertung der HAV	193
G.2 Messwerterfassung der HAV am Motorrad	194
H Betreute studentische Arbeiten	197
I Liste der eigenen Veröffentlichungen	200

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
Brep	Boundary Representation / Begrenzungsflächenmodell
B-Sensor	Beschleunigungssensor
CAD	Computer-Aided Design / computerunterstützte Verfahren zur Konstruktion von Zeichnungen
CFD	Computational Fluid Dynamics / Numerische Strömungsmechanik
CT	Computertomographie
DEM	Diskrete Elemente Methode
DoE	Design of Experiment / statistische Versuchsplanung
DRM	Design Research Methodology / Forschungsmethodik
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation / Schnelle Fourier-Transformation
FR	Fertigungsrestriktionen
FRF	Frequency Response Function / Übertragungsfunktion
HAV	Hand-Arm-Schwingungen
HAVS	Hand-arm vibration syndrome / Hand-Arm-Vibrationssyndrom
HV	Hohlraumverhältnis
Par.	Parameter
PBF-LB/M	Pulverbettbasiertes Schmelzen von Metall mittels Laserstrahl
STEP	Standard for the Exchange of Product model data
STL	Standard Triangulation Language
SubD	Subdivision / Unterteilungsfläche
TRLV	Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung

Lateinische Notation

$a_{hw,i}$	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung der Hand-Arm-Schwingung in einer Richtung
$a_{h,i}$	Beschleunigungseffektivwert des i -ten Terzbandes
a_{hv}	Schwingungsgesamtwert der Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung
b	Breite
b	Abstand zwischen Hinterrad und Massenschwerpunkt in horizontaler Richtung

c	Steifigkeit
d	Dämpfungskonstante
d	Durchmesser
e	Hohlraumvolumen
f	Frequenz
f_o	Eigenfrequenz
f_s	Abtastrate
g	Gravitationskraft
h	Höhe
h	Abstand zwischen Hinterrad und Massenschwerpunkt in vertikaler Richtung
i	Partikelschichten
i	Laufvariable (1, 2, 3,...)
j	Partikel pro Schicht
k	Spannungsverhältnis
k	Laufvariable (1, 2, 3,...)
l	Länge
m	Masse
p	Radstand
s	freie Bewegungslänge
s	Sensitivität
s	Sicherheitsfaktor
s	Standardabweichung
s	Wanddicke
t	Zeit
v	Geschwindigkeit
x	Überhöhungsfaktor
x, y, z	Auslenkung in x-, y-, z-Richtung
A	Querschnitt
$A(8)$	Tages-Schwingungsbelastung
A	Fläche
B	Vorfaktor
D	Dämpfungsgrad, Dämpfungsmaß
D_y	Jahr
E	Elastizitätsmodul
E	Energie
F	Kraft
G_0	Schubmodul
H	Übertragungsfunktion
I	Flächenträgheitsmoment
I	Impuls
L	Länge
P_{xx}	Leistungsdichtespektrum

P_{xy}	Kreuzleistungsdichtespektrum
R	Radius
R_m	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	Streckgrenze
$RMSE$	Root Mean Square Error / Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers
T	Temperatur
T_0	Bezugsdauer
U	Umfang
V	Volumen
W_h	Frequenzbewertung für Hand-Arm-Schwingungen

Griechische Notation

α	Lage des Lenkergriffs gegenüber der Horizontalebene durch das Schultergelenk
α_L	Lenkkopfwinkel
β	Lage des Lenkergriffs gegenüber der Medianebene des Körpers
δ	Partikelverformung
δ	Down-Skin-Winkel
ε	Restitutionskoeffizient
η	Frequenzverhältnis
η	Packungsdichte
μ	Reibwert
ν	Querkontraktionszahl
ξ	Breitenverhältnis
ξ	kritisches Dämpfungsverhältnis
ϱ_s	Schüttdichte
$\varrho_{B,ref}$	Bauteildichte
σ	Druck
σ	Spannung
σ	Dauerfestigkeit
τ	Scherspannung
φ	Winkel
φ	Winkel der inneren Reibung
φ_x	Wandreibungswinkel
ω	Eigenkreisfrequenz
Θ	Winkel
Ω	Winkel

Indices und weitere Formelzeichen

$\hat{()}$	Amplitude
$\overline{()^*}$	reduzierte Größe
$\overline{()}$	Mittelwert
$()_0$	Nominalwert
$()_b$	Bremsung
$()_e$	Element
$()_{ep}$	einzelner Partikel
$()_d$	Bremsscheibe
$()_h$	horizontal
$()_h$	Hand
$()_h$	Hohlraum
$()_p$	Partikeldämpfer
$()_r$	Reibung
$()_s$	Step
$()_{zu}$	zugeführt
$()_{Al}$	Aluminium
$()_B$	Balken
$()_{B,ref}$	Referenzbalken
$()_D$	Dämpfer
$()_{Exp}$	Experiment
$()_K$	Kurve
$()_{Sim}$	Simulation
$()_W$	Rad
$()_W$	Wand

1 Einleitung

1.1 Additive Fertigung als Enabler

Zur Lösung der aktuellen politischen und gesellschaftlichen Herausforderungen wie der Klimakrise rückt die Entwicklung nachhaltiger Produkte in den Fokus von Öffentlichkeit und Industrie [Newe19]. Der Schlüssel zur Umsetzung der Nachhaltigkeitsziele stellt dabei die Identifizierung, der Ausbau und die Nutzung zukunftsfähiger Technologien, gepaart mit einer nachhaltigen Produktentwicklung dar, um maximale Produktfunktionen und -eigenschaften bei minimalem Ressourceneinsatz zu realisieren [Berg13]. Dazu müssen die Produkte energie- und materialeffizient entwickelt und gefertigt werden.

Heruntergebrochen auf System- und Komponentenebene können die Funktionen, die aus den Anforderungen und Zielen abgeleitet werden, mithilfe von physikalischen Effekten¹ realisiert werden [Roth00]. Dazu werden eine Reihe von Effekträgern miteinander kombiniert, die in Summe die Wirkstruktur ergeben [Roth00]. Insbesondere mittels der additiven Fertigung können hohe werkstofftechnische und gestalterische Freiheiten realisiert werden, sodass zahlreiche Effekte in ein einziges Bauteil integriert werden können [Lach22b, Ehle23a]. Hierzu zählt bspw. die Funktionsintegration von lokalen thermischen, elektrischen, magnetischen, biomedizinischen oder dämpfenden Effekten [Lach22b, Gies12, Ehle23a]. Mit Hilfe der additiven Fertigung können somit bekannte Effekte durch neue Effekträger hochintegriert in einem Fertigungsschritt hergestellt werden. Dadurch können hocheffiziente Bauteile hinsichtlich Ressourcenverbrauch, Performance und Belastbarkeit realisiert werden. Ausgehend vom Rapid Prototyping, über die Gestaltoptimierung, stellt die Integration von Effekten somit die nächste Generation der Produktentwicklung für die additive Fertigung dar. [Grab22, Schu17].

Diese drei Produktgenerationen bestehend aus Rapid Prototyping, Gestaltoptimierung und Effektivintegration sollen exemplarisch anhand einer Halterung von Motorradspiegeln veranschaulicht werden, siehe Abbildung 1.1. Das einfache Substituieren bestehender Komponenten ist lediglich im Rahmen kleiner Stückzahlen oder des Rapid Prototypings sinnvoll. Um darüber hinaus eine nachhaltige additive Fertigung zu ermöglichen, wird aktuell die Gestalt hinsichtlich Form und Topologie optimiert und gegebenenfalls das Material variiert, um eine Gewichts-

¹Nach ROTH wird der Begriff Effekt im Sprachgebrauch der Konstruktionslehre als das „Vorhandensein eines physikalischen, chemischen oder biologischen Gesetzes, einer Gesetzmäßigkeit einer Erscheinung, eines physikalischen Ablaufs von Naturerscheinungen“ bezeichnet. Zur Realisierung eines Effekts ist ein materieller Träger (Effekträger) zwingend erforderlich [Roth01], S. 408.

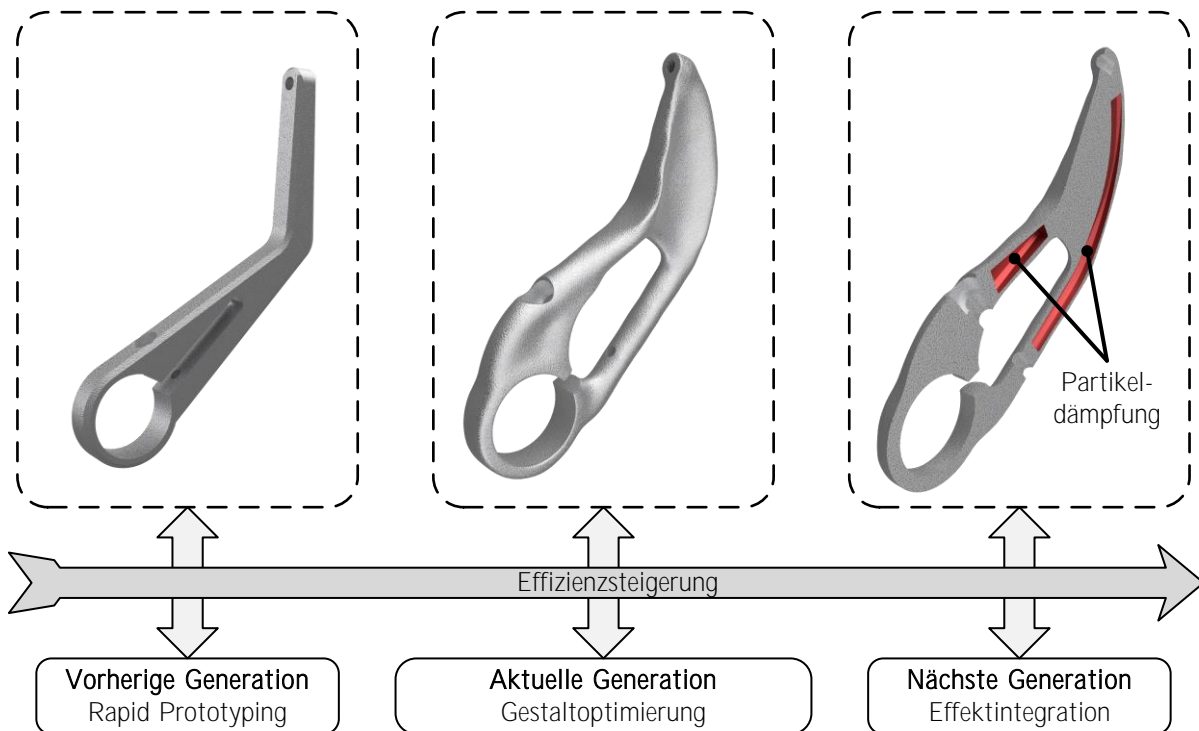


Abbildung 1.1: Produktgenerationen der additiven Fertigung zur Realisierung hocheffizienter Produkte, am Beispiel eines Motorradspiegelhalters, nach [Grab22, Schu17].

ersparnis für die Nutzungsphase zu realisieren [Prat22]. Dabei werden die oftmals höheren Fertigungskosten durch den Mehrwert in der Nutzungsphase amortisiert [Khor22]. Um diesen Mehrwert durch die additive Fertigung weiter zu steigern, müssen zusätzliche Kundenanforderungen in einem einzigen Bauteil realisiert werden, wie bspw. eine Schwingungsreduktion durch Partikeldämpfung. Dadurch wäre eine maximale Effizienzsteigerung zu erwarten.

1.2 Damping for Free

Die rasante Anlagenentwicklung in der additiven Fertigung hin zu immer größeren Bauräumen und Aufbauraten erfordert ein Umdenken in der Produktentwicklung [Lach22b]. Der Fokus des "Design for Additive Manufacturing" wird in Zukunft nicht mehr überwiegend auf Bauteilen, sondern vielmehr auf Baugruppen liegen [Tang16]. Im besten Fall kann die gesamte Baugruppe in einem Stück nach dem Prinzip der einteiligen Maschine gefertigt werden [Kumk18]. Um das Ziel der einteiligen Maschine bestmöglich umzusetzen, müssen eine Vielzahl an physikalischen Effekten verstanden und in das Bauteil integriert werden. Das methodische Vorgehen zur Integration von Effekten in Strukturbauteile wird dabei als Effect-Engineering bezeichnet [Ehle23a].

Der Effekt der Partikeldämpfung stellt im Bereich der additiven Fertigung, insbesondere bei pulverbettbasierten Verfahren, eine bislang wenig erforschte aber sehr wirkungsvolle Methode zur Schwingungsreduzierung dar [Bier13, Künn17, Scot18, Voge19c, Schm20b]. Mittels Par-

tikeldämpfern, hergestellt im pulverbettbasierten Schmelzen von Metall mittels Laserstrahl (engl.: Powder bed fusion of metals using a laser beam; kurz: PBF-LB/M), können Schwingungen zum Teil um mehr als Faktor 20 in einem breiten Frequenzbereich reduziert werden [Ehle21b].

Für die Produktentwicklung weisen laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer ein hohes Potenzial auf, da der Zielkonflikt zwischen einer hohen Steifigkeit bei gleichzeitig hoher Dämpfung und minimalem Materialeinsatz gelöst werden kann [Gant21]. Beispielsweise können die Partikel im Bereich der neutralen Faser integriert und Bauteile hinsichtlich Masse, Steifigkeit und Dämpfung optimiert werden [Ehle21a]. Da während der additiven Fertigung zur Integration des Effekts der Partikeldämpfung sowohl die Masse, als auch die Fertigungszeit und Kosten kaum zunehmen, könnte auch von "damping for free" gesprochen werden [Ehle21b].

Aufgrund zahlreicher Auslegungsparameter und Wirkzusammenhänge, die bisher noch immer nicht vollständig verstanden sind, befindet sich die Forschung zu additiv gefertigten Partikeldämpfern in den Anfängen [Bier13, Künn17, Scot18, Voge19c, Schm20b]. Demzufolge existieren noch keine ausführlichen und allgemeingültigen Gestaltungsmethoden und Werkzeuge. Hinzu kommt, dass sich die Modellierung aufgrund hochgradig nichtlinearer Eigenschaften als herausfordernd darstellt [Lu17b]. Erste Ansätze zur Beschreibung des Effekts der Partikeldämpfung fokussieren sich auf limitierte Parameterstudien an additiv gefertigten Probekörpern bzw. Primitiven [Künn17, Scot18, Schm20b]. Auch vereinzelte Demonstratoren wie Wendeschneidplattenhalter wurden betrachtet [Bier13, Voge19c]. Den Studien ist gemein, dass die Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf andere Anwendungen fehlt.

Der Fokus dieser Arbeit liegt somit auf der experimentellen Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung mit anschließender Modellbildung, um ein tiefgreifendes Verständnis aufzubauen. In diesem Zuge können Auslegungsmethoden abgeleitet und diese an einem Demonstrator angewendet werden.

1.3 Gliederung der Arbeit

Die Gliederung der Arbeit wird nach der Design Research Methodology (DRM) aufgebaut [Bles09]. Somit lässt sich die Arbeit in die Kategorien *Klärung der Forschungsziele*, *Deskriptive Studie I*, *Präskriptive Studie* und *Deskriptive Studie II* einteilen, siehe Abbildung 1.2. Ergänzt wird diese Gliederung um eine Einleitung und eine Schlussbetrachtung. Im Folgenden erfolgt eine Beschreibung der Inhalte zu den einzelnen Kapiteln.

- **Kapitel 2 - Stand der Technik und Forschung:** In diesem Kapitel werden die Grundlagen für diese Arbeit vorgestellt und können zum einen in den Abschnitt Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung und zum anderen in den Abschnitt Partikeldämpfung eingeteilt werden. Das Ziel ist vor allem auf die Aspekte der experimentellen Charakterisierung, der Modellbildung und der Gestaltungsrichtlinien zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern einzugehen.

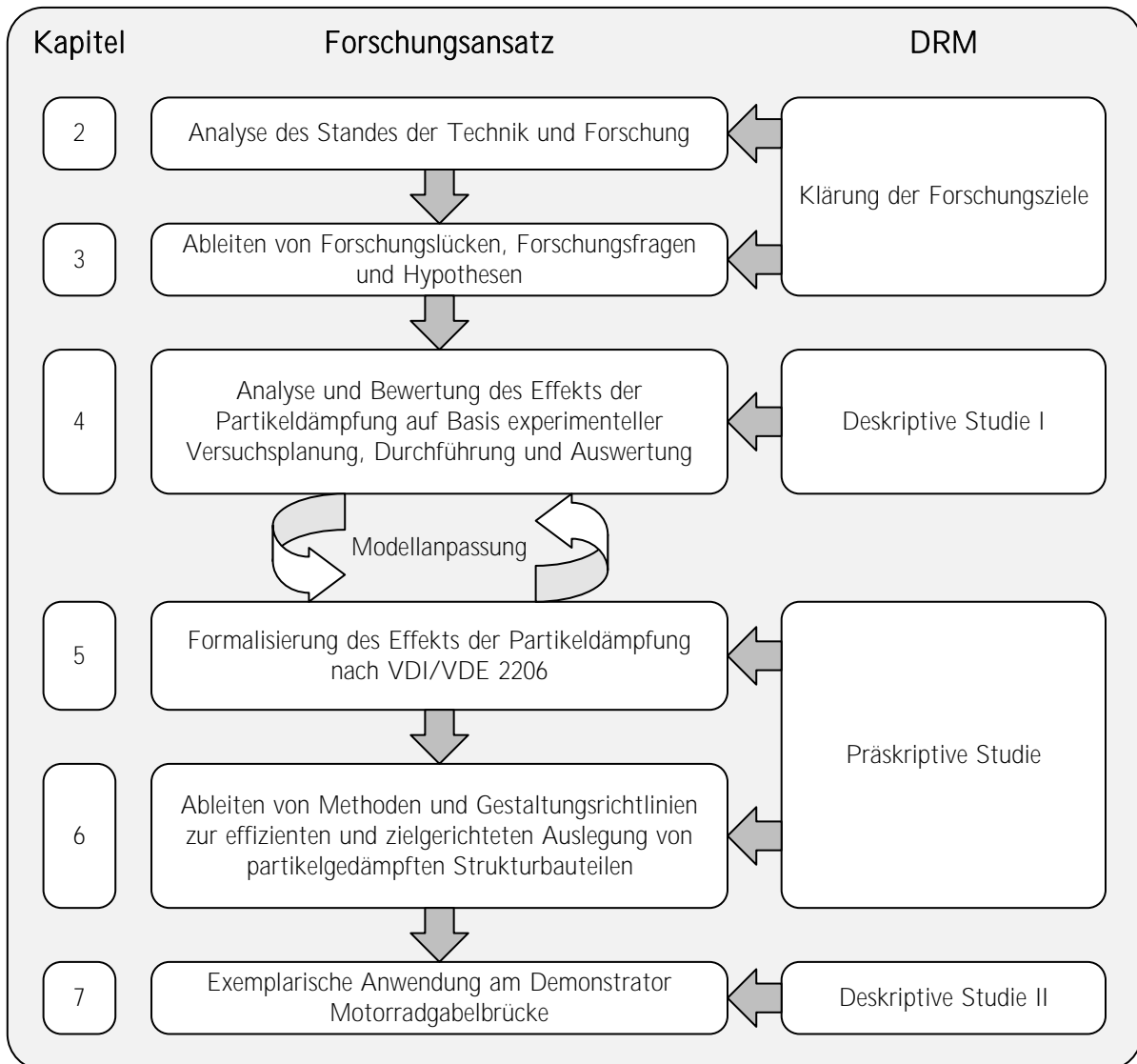


Abbildung 1.2: Forschungsansatz dieser Arbeit, in Anlehnung an die DRM, nach [Bles09].

- Kapitel 3 - Problemanalyse:** Aus den Grundlagen kann eine Übersicht zu den Forschungsaktivitäten zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern abgeleitet werden. Auf Basis der Übersicht zu den Forschungsaktivitäten können die Forschungslücken zur experimentellen Charakterisierung, der Modellbildung und den Gestaltungsrichtlinien spezifiziert werden. Daran anschließend werden Forschungsfragen abgeleitet und entsprechende Hypothesen aufgestellt.
- Kapitel 4 - Experimentelle Charakterisierung:** In diesem Kapitel wird der Effekt der Partikeldämpfung anhand von Parameterstudien experimentell charakterisiert. Dazu wird ein statistischer Versuchsplan erarbeitet, um den Effekt der Partikeldämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft, Frequenz, des Hohlraumvolumens und unterschiedlicher Materialien zu charakterisieren. Das besondere dabei ist, dass diese Einflussparameter infolge eines optimierten Versuchsaufbaus auch für die erste Schwingungsmode und in Gravitationsrichtung charakterisiert werden können. Die Ergebnisse werden in Form von Regressionskurven für die Auslegung aufbereitet. Abschließend werden die Ergebnisse

diskutiert und Ansätze zur Ableitung eines mechanischen Ersatzmodells aufgezeigt.

- **Kapitel 5 - Entwicklung eines mechanischen Ersatzmodells:** Zu Beginn des Kapitels werden die Untersuchungsziele und -aufgaben definiert. Dabei steht die zielgerichtete Verbesserung der Modellierung von additiv gefertigten Partikeldämpfern im Fokus. Daran anschließend wird ein abstrahiertes mechanisches Ersatzmodell aufgebaut, welches die Gesamtaufgabe hinreichend genau abbildet. Gegenüber dem Stand der Technik ist es durch den gewählten Modellierungsansatz möglich, sowohl die Reibkräfte über den Silo-Effekt, als auch eine Anregung in Gravitationsrichtung berücksichtigen zu können. Anschließend werden die Differentialgleichungen des Modells abgeleitet und die Anfangs- und Randbedingungen definiert. Darauf aufbauend erfolgt die Aufbereitung in ein numerisches Modell, sodass dieses durch eine Zeitschrittintegration mittels eines Solvers gelöst werden kann. Nachdem das Modell für die Simulation vorbereitet ist, werden die entsprechenden Systemparameter identifiziert und eine Modellanpassung (Model-Updating) zur Kalibrierung der Systemparameter durchgeführt. Für die Verifizierung des Modells erfolgt ein Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen aus Kapitel 4. Mittels des verifizierten Ersatzmodells werden weitere Parameterfelder analysiert. Dabei liegt der Fokus auf der Variation der Hohlraumhöhe, der Hohlraumlänge sowie dem Einfluss der Anregungskraft und Anregungsfrequenz. Abschließend wird auf die Limitationen und Optimierungsstrategien eingegangen und der erzielte Erkenntnisgewinn aufgezeigt.
- **Kapitel 6 - Auslegungsmethode des Effect-Engineerings:** Neben der Quantifizierung des Effekts der Partikeldämpfung stellt sich die Frage, wie dieser zielgerichtet in Strukturbauteile integriert werden kann. Dazu wird in diesem Kapitel eine Auslegungsmethode erarbeitet. Die Auslegungsmethode beinhaltet zum einen eine umfassende und strukturierte Sammlung an Gestaltungsrichtlinien, welche aus den vorherigen Kapiteln abgeleitet werden. Zum anderen wird ein generischer Simulationsansatz zur Integration des Effekts der Partikeldämpfung vorgestellt, mit dem Strukturbauteile hinsichtlich einer niedrigen Masse, hohen Steifigkeit und hohen Dämpfung ausgelegt werden können.
- **Kapitel 7 - Effect-Engineering am Beispiel einer Motorradgabelbrücke:** In diesem Kapitel wird die Auslegungsmethode aus Kapitel 6 erfolgreich an einer Motorradgabelbrücke als Demonstrator angewendet. Die Motorradgabelbrücke wird unter den Gesichtspunkten einer niedrigen Masse bei gleichzeitig hoher Steifigkeit und hoher Dämpfung ausgelegt. Nach der Auslegung der Motorradgabelbrücke wird diese gefertigt und mittels CT-Scans auf Fertigungsabweichungen untersucht. An die Qualitätssicherung anschließend wird der Effekt der Partikeldämpfung mittels Shakeranregung untersucht. Gegenüber einer additiv gefertigten Gabelbrücke ohne integrierte Dämpfungselemente konnte durch den Effekt der Partikeldämpfung eine spürbare Erhöhung der Bauteildämpfung nachgewiesen werden. Abschließend erfolgt eine Diskussion der Ergebnisse.
- **Kapitel 8 - Zusammenfassung und Ausblick:** Abschließend werden die Schlussfolgerungen dieser Arbeit vorgestellt. Darauf aufbauend erfolgt eine kritische Würdigung der Ergebnisse. Zuletzt wird weiterer Forschungsbedarf aufgezeigt.

2 Stand der Technik und Forschung

In diesem Kapitel wird mit einer Einführung in die Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung begonnen (Abschnitt 2.1). Dabei wird der Fokus sowohl auf die Prozesskette, als auch auf die Potenziale und kreativen und restriktiven Methoden zur Bauteilauslegung gelegt. Anschließend wird der aktuelle Kenntnisstand zum Effekt der Partikeldämpfung vorgestellt (Abschnitt 2.2). Dazu werden insbesondere die Vorteile dieses Lösungsprinzips aufgezeigt und die Einflussparameter beschrieben. Infolge der zahlreichen Einflussparameter wird auf eine Auswahl an Methoden zur Modellierung und experimentellen Charakterisierung eingegangen. Abschließend werden aktuelle Forschungsaktivitäten und Anwendungsgebiete zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern vorgestellt.

2.1 Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung

Durch die kontinuierliche Weiterentwicklung der additiven Fertigungstechnologien werden diese zunehmend für die Herstellung von Endprodukten, dem sogenannten "Direct Manufacturing", eingesetzt [Wohl22]. Bei der additiven Fertigung werden die Bauteile durch den voxelweisen Materialauftrag Voxel für Voxel und Schicht für Schicht aus formlosem Stoff hergestellt [Lach22b]. Infolge dessen ist die Gestaltungsfreiheit gegenüber den konventionellen Fertigungsverfahren deutlich erhöht [Kumk18]. Hinzu kommt, dass keine Werkzeuge oder Formen für die Bauteilfertigung benötigt werden [Gebh16]. Somit zeichnet sich die additive Fertigung durch die schnelle Realisierung von gestalt- und topologieoptimierten Bauteilen aus [Lach22b, Kumk18]. Für die belastungsangepasste Auslegung können sowohl Konzepte aus der Bionik, insbesondere für innere Strukturen, übernommen oder Topologieoptimierungen durchgeführt werden [Rose07, Reih18]. Anwendungen finden diese Lösungen vor allem im Leichtbau, sodass die oftmals höheren Herstellungskosten gegenüber konventionellen Fertigungsverfahren über die Nutzungsphase infolge erhöhter Ressourceneinsparung kompensiert werden [Lach22b]. Neben der Topologie- und Formoptimierung einzelner Bauteile können anliegende Komponenten oder Funktionen mit dem Ziel den Montageaufwand, den Bauraum oder die Masse weiter zu reduzieren, in das Bauteil integriert werden [Kumk18]. Darüber hinaus können Effekte hinsichtlich Thermik, Elektrik oder Dämpfung in Strukturbauteile integriert werden [Ehle23a]. Die Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung ist dabei in eine Prozesskette eingebettet, auf die im Folgenden eingegangen wird.

2.1.1 Prozesskette

In Abbildung 2.1 ist die Prozesskette der additiven Fertigung dargestellt und gliedert sich in die Phasen *Konstruktion*, *Pre-Prozess*, *In-Prozess*, *Post-Prozess* und *Finishing*.

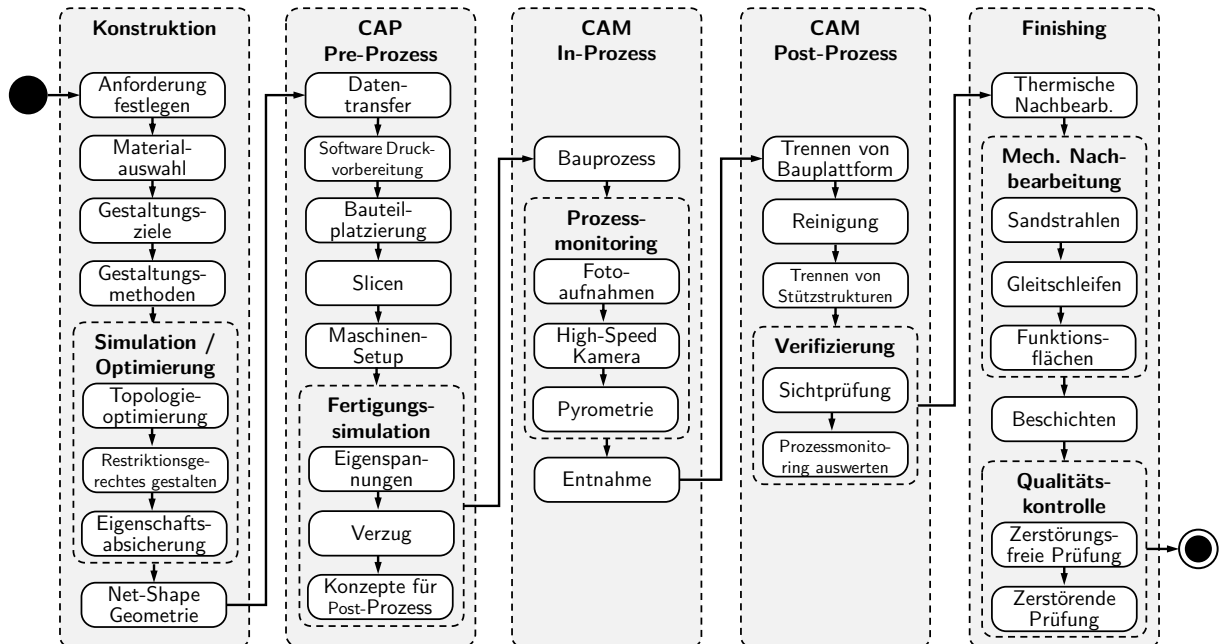


Abbildung 2.1: Prozesskette der additiven Fertigung, nach [Lach22b].

Konstruktion: Der Konstruktionsprozess zur additiven Fertigung umfasst zahlreiche Aktivitäten, auf die in den nachfolgenden Abschnitten noch detailliert eingegangen wird. Grundsätzlich umfasst die Konstruktion das Festlegen von Anforderungen, das Priorisieren von Gestaltungszielen und die Auswahl der dazugehörigen Gestaltungsmethoden [Lach22b]. Unterstützungswerkzeuge sind dabei Simulationsprogramme zur Strukturoptimierung und Auslegung sowie das fertigungsgerechte Gestalten [Reih18, Kran15]. Daran anschließend folgt eine Eigenschaftsabsicherung durch bspw. Festigkeits- oder Lebensdauersimulationen. Somit setzt sich die Entwicklungsmethodik der additiven Fertigung aus kreativen und restriktiven Ansätzen, Methoden und Hilfsmitteln zusammen [Kumk18, Prad18]. Das "Design **with** Additive Manufacturing" zielt auf die Ausnutzung der konstruktiven Freiheiten und Potenziale und somit zur Erweiterung des Lösungsraums ab [Kumk18, Lach22b]. Hingegen unterstützt das "Design **for** Additive Manufacturing" das fertigungsgerechte Gestalten und schränkt somit den Lösungsraum ein [Kumk18, Lach22b], siehe Abbildung 2.2. Am Ende der Konstruktion liegt eine digitale Near-Net-Shape Geometrie vor.

Pre-Prozess: Im Pre-Prozess wird das Bauteil für den additiven Fertigungsprozess vorbereitet. Dazu zählt das Ausrichten und Orientieren des Bauteils auf der Bauplattform und das generieren von Stützstrukturen. Unabhängig vom gewählten Fertigungsverfahren werden die Bauteile in Schichten zerteilt und den einzelnen Schichten entsprechende Prozess- und Maschinenparameter zugewiesen, dem sog. Slicen. Abhängig vom gewählten Verfahren und der Kompliziertheit der Bauteilgeometrie kann eine Fertigungssimulation zur Detektion und Kompensation von

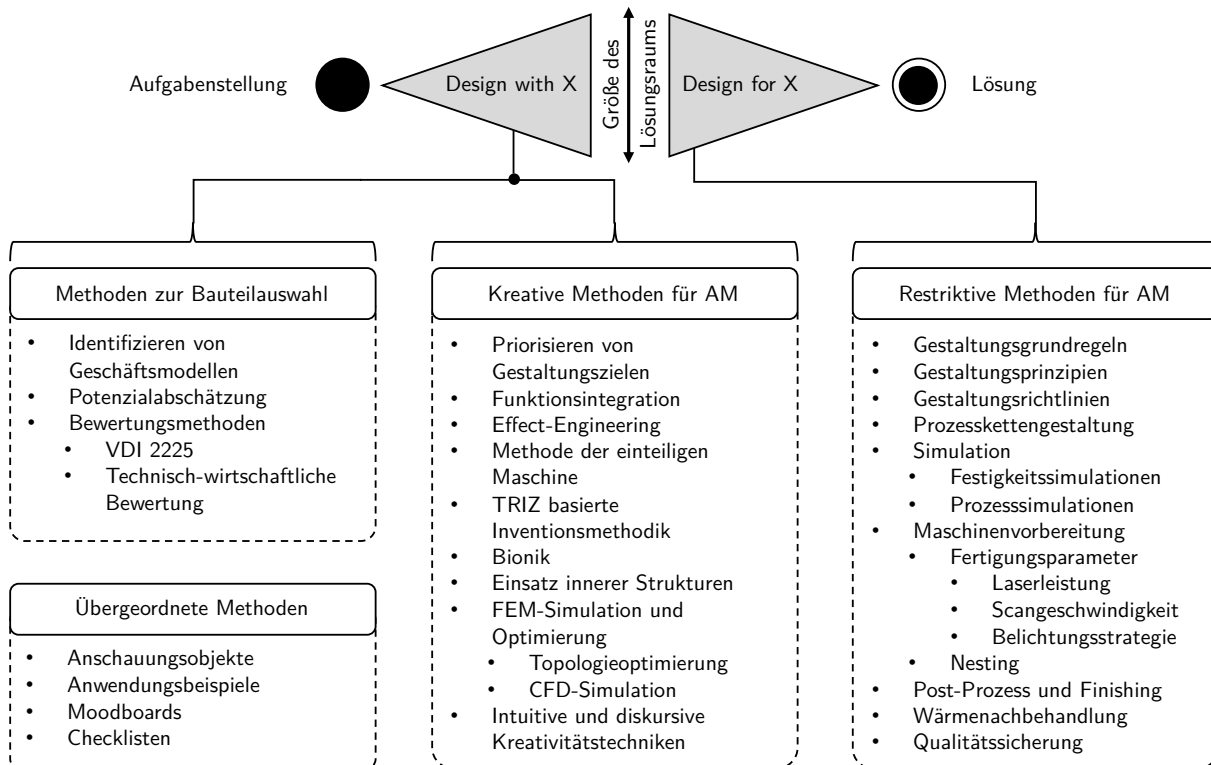


Abbildung 2.2: Methodenübersicht zur additiven Fertigung, nach [Lach22b].

Eigenspannungen oder Verzug durchgeführt werden. Anschließend erfolgt der Datentransfer an die additive Fertigungsanlage, gefolgt vom Maschinen-Setup. [Lipp18b, Lach22b]

In-Prozess: Während des Bauprozesses wird das Bauteil voxel- und schichtweise aus formlosem Stoff aufgebaut. Je nach Fertigungsverfahren können Kunststoffe, Metalle, Keramiken oder auch Glas verarbeitet werden [Gies16, Witz18, Grab21, Rett20]. Hinzu kommt, dass ausgewählte Verfahren auch multimaterialfähig sind. Zur Qualitätskontrolle werden mitunter High-Speed Kameras oder Pyrometer verbaut. [Lipp18b, Lach22b]

Post-Prozess: An den Bauprozess anschließend wird das Bauteil von der Bauplatzform und von den Stützstrukturen getrennt und bspw. von Pulver gereinigt. Des Weiteren erfolgt eine erste Überprüfung auf Risse und Maßhaltigkeit sowie das Auswerten des Prozessmonitorings. [Lipp18b, Lach22b]

Finishing: Neben dem Post-Prozess müssen oftmals bauteil- und anwendungsspezifische Nachbearbeitungsschritte erfolgen. Hierzu zählen Wärmenachbehandlungen wie Spannungsarmglühen oder Härten sowie eine mechanische Nachbearbeitung, insbesondere von Funktionsflächen. Des Weiteren kann eine chemische Nachbearbeitung bspw. für eine Beschichtung erfolgen. Abschließend wird eine Qualitätskontrolle durchgeführt. [Lipp18b, Lach22b]

2.1.2 Potenzialabschätzung

In der frühen Phase der Produktentwicklung und vor allem während der Potenzialabschätzung können Heuristiken verwendet werden, um schnell und effizient zu einer zufriedenstellenden Lösung zu gelangen [Prad18]. Diese muss aber nicht zwangsweise die optimale Lösung darstellen [Prad18]. Heuristiken für die Bauteilgestaltung sind in der Regel nicht explizit validiert, sondern beruhen auf Intuition oder Erfahrung und finden insbesondere in der Phase des Konzipierens Anwendung [Prad18]. Der Umgang mit Heuristiken kann vor allem in Workshops vermittelt werden. Dazu dienen bspw. Anschauungsobjekte, Anwendungsbeispiele, Moodboards oder Karten [Blös19, Prad18, Lach22b]. Weiterhin helfen Checklisten bei der Überprüfung von relevanten Aspekten während der Bauteilauslegung. Neben Workshops lassen sich Datenbanken zur Potenzialabschätzung verwenden. Beispielsweise verknüpft KUMKE in einem Wiki-basierten System die Nutzenversprechen bzw. den Mehrwert der additiven Fertigung mit den konstruktiven Freiheiten [Kumk18]. In Summe können die Potenziale zur Bauteilgestaltung zu elf Gestaltungszielen zusammengefasst werden [Lipp18b, Lach22b].

In der Vergangenheit lag der Fokus vor allem auf dem Gestaltungsziel der Zeitersparnis für eine schnelle Materialisierung von Prototypen, auch als "Rapid Prototyping" bezeichnet [Wohl22]. Inzwischen dominiert die direkte Herstellung von Endprodukten, das sogenannte "Direct Manufacturing", da in hohem Maße Gestaltungsziele wie Materialersparnis, Funktionsintegration oder Kraftflussanpassung konsequent verfolgt werden [Wohl22, Lach22b, Kumk18]. In der zukünftigen Entwicklung wird der Fokus jedoch verstärkt auf dem Gestaltungsziel zur Integration von lokalen inneren Effekten liegen. Hierzu können elektrische und magnetische Effekte zählen, die bspw. in einem hochintegrierten Elektromotor Anwendung finden [Ehle23a, Lach22b].

2.1.3 Kreative Methoden

Besonders die kreativen Methoden sind für die nächste Generation der Produktentwicklung, in der hocheffiziente Produkte bei maximaler Bauteilperformance realisiert werden sollen, von entscheidender Bedeutung [Ehle23a, Lach22b]. Der Fokus der kreativen Methoden liegt jedoch überwiegend auf der Potenzialidentifizierung, dem Leichtbau und der Funktionsintegration [Schm16, Kumk18, Kran17]. Im Bereich der Funktionsintegration wird überwiegend die Einsparung von Fügestellen wie Schraubverbindungen thematisiert und durch die Methode der einteiligen Maschine unterstützt [Kumk18]. Für die Bauteilauslegung haben sich Methoden zur wirkflächenbasierten Gestaltung und der Strukturoptimierung etabliert [Lipp18b, Reih18]. Bei den Optimierungsverfahren wird vor allem die Topologieoptimierung für die Grobgestaltung und die Form- oder Parameteroptimierung für den Feinentwurf eingesetzt [Lach22b]. Neben den klassischen Methoden werden auch Methoden spezifisch für die additive Fertigung entwickelt, die den Einsatz von inneren Strukturen, kombinierter oder gradiert Materialien unterstützen [Kran17, Safa21, Yao18]. Der Frage, wie weitere Effekte integriert und optimiert werden können, um konstruktive Widersprüche aufzulösen und somit Systemgrenzen weiter zu verschieben, wird nur vereinzelt nachgegangen

[Sing17, Rudo18, Urba20, Bier21, Mome17, Gust18, Schn22]. Dieser Punkt ist von besonderer Relevanz, da durch die stetige Weiterentwicklung der Anlagentechnologie sowohl die Bauräume der additiven Fertigungsanlagen kontinuierlich größer werden, als auch die additive Multimaterialfertigung immer wettbewerbsfähiger wird [Wohl22, Band18]. Hinzu kommt, dass immer mehr Materialien für die additive Fertigung verfügbar sind und die Fertigungskosten zunehmend sinken [Wohl22]. Dadurch hängt der Grad der Funktionsintegration und damit die Bauteileffizienz und Bauteilperformance zukünftig weniger von der Größe des Bauraums, sondern zunehmend von den konstruktiven Möglichkeiten zur Lösung von Zielkonflikten durch neue Effekträger ab.

Die Effekte zur Lösung von Zielkonflikten können aus Datenbanken wie von *asknature* oder *TRIZ Innovation Centre* entnommen werden [Gadd16]. Aus den Domänen der Produktentwicklung, Werkstoffkunde und Fertigungstechnik ergeben sich kontinuierlich neue Klassen an Effekträgern, mit denen diese Effekte realisiert werden können, siehe Tabelle 2.1. Den Wechselwirkungen und Zusammenhängen zwischen der Realisierung, Charakterisierung, Optimierung und Formalisierung von Effekten widmen sich nur vereinzelte Arbeiten im Bereich der additiven Fertigung [Pfei13, Sing17, Rudo18, Urba20, Bier21, Mome17, Gust18, Schn22]. Das hat bspw. zur Folge, dass Effekträger gefertigt werden können, aber noch keine Auslegungswerkzeuge und -methoden vorliegen oder umgekehrt.

Tabelle 2.1: Sammlung gedruckter Effekte, nach [Ehle23a].

Nr.	Effekte	Anwendung	Quelle
1	Biomedizinische Effekte	Medikamentenabgabe Bioprinting	[Sing17] [Ahan19]
2	Dämpfungseffekte	Innere Strukturen Partikeldämpfung	[Chen18] [Scot18]
3	Elektrische Effekte	Elektromotoren Heizelemente	[Rudo18] [Koop19]
4	Magnetische Effekte	Elektromotoren optische Linsen	[Urba20] [Bier21]
5	Formgedächtnis-Effekte	4D-Druck hochbelastbare Aktoren	[Mome17] [Gust18]
6	Thermische Effekte	Wärmeübertrager Einspritzdüsen	[Zhan20] [Schn22]

Wenn in einem Bauteil mehrere Teilfunktionen, wie die Erhöhung der Dämpfung, dem Leiten von elektrischen und thermischen Feldern und eine Selbstreparatur realisiert werden sollen, entstehen Zielkonflikte, die durch Effekte gelöst werden müssen. Die Frage, welche spezifischen Effekte mittels der additiven Fertigung in ein funktionsfähiges Bauteil integriert werden können und wie dafür konstruiert werden muss, ist weitestgehend unbeantwortet. Zum einen müssen die Effekte den Zielkonflikten zugeordnet werden. Zum anderen müssen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Effekten untereinander quantifiziert und die Effekträger mittels Mehrzieloptimierung ausgelegt werden. In Abbildung 2.3 ist ein exemplarischer Optimierungsprozess

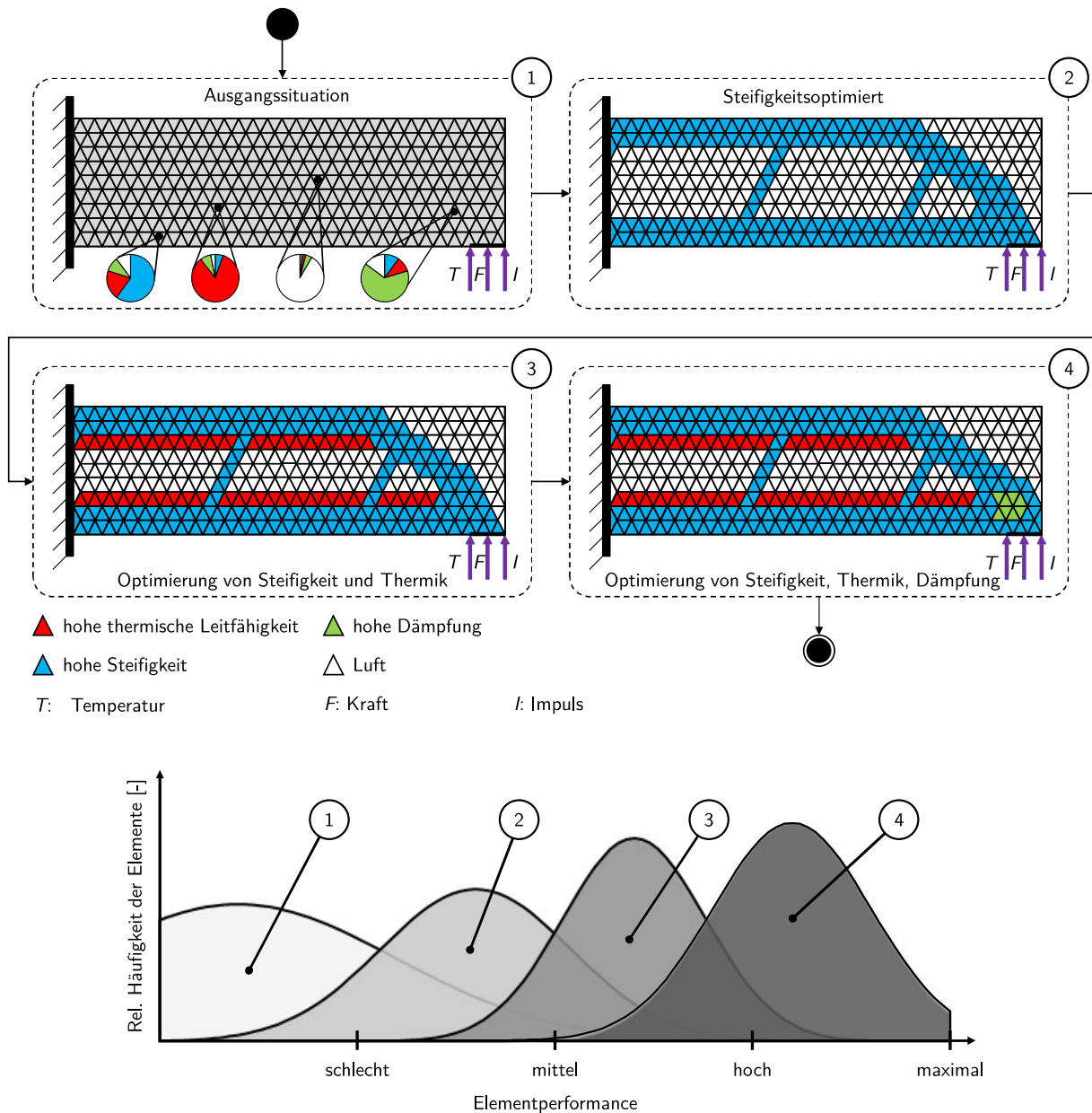


Abbildung 2.3: Leistungssteigerung durch Effect-Engineering, nach [Ehle23a].

zur Integration von Effekten anhand eines diskretisierten Balkens gezeigt. Auf den Balken wirkt ein Lastkollektiv aus thermischen (T), statischen (F_S) und dynamischen (F_D) Lasten. In der Ausgangssituation 1) weist der Großteil der Elemente eine schlechte Elementperformance auf, da die einzelnen Elemente entweder kaum belastet werden oder die Zuordnung zwischen Material und Beanspruchung nicht optimal ist. Durch eine Steifigkeitsoptimierung 2) können im ersten Schritt die Elemente mit niedriger Beanspruchung entfernt und dadurch die Bauteilmassse reduziert werden. Für eine weitere Effizienzsteigerung hinsichtlich der thermischen 3) und dynamischen 4) Lasten müssen thermische Effekte bspw. mittels Multimaterialfertigung und Dämpfungseffekte bspw. mittels Pulvereinlagerung integriert werden. Das Ziel der Integration von Effekten ist folglich eine Verschiebung des Schwerpunkts im Histogramm hin zu vielen Elementen mit einer hohen Elementperformance. Um diese Ziele zu erreichen, müssen expe-

rimentelle und theoretische Modelle zur Auslegung der Effekträger entwickelt werden. Dazu sind je nach Effekt die jeweiligen Kenntnisse der entsprechenden Fachdisziplin erforderlich.

2.1.4 Simulation und Optimierung

Die virtuelle Produktentwicklung zur additiven Fertigung kann erst das volle Potenzial ausschöpfen, wenn die Strukturoptimierung und die digitale Geometrieverarbeitung miteinander verknüpft werden [Reih18]. Mittels Optimierungsrechnungen können Bauteilschnittstellen reduziert und Bauteilmasse eingespart werden [Tang16]. Dadurch ergibt sich über den gesamten Produktlebenszyklus betrachtet eine Kosten- und Ressourcenersparnis [Tang16]. In vielen Fällen basieren die Optimierungsrechnungen auf der Finite Elemente Methode (FEM).

Die FEM ist ein numerisches Berechnungsverfahren, um mathematische Probleme von technisch komplizierten Aufgabenstellungen zu lösen [Lash21, Reih18]. Da es sich bei der FEM um ein Näherungsverfahren handelt, können gegenüber analytischen Lösungsverfahren deutlich kompliziertere Strukturen berechnet werden [Gros18]. Dazu wird die Struktur in beliebig viele Elemente unterteilt [Gros18]. Die Elementgröße wird dabei unter den Gesichtspunkten einer hohen Ergebnisgüte bei gleichzeitig akzeptabler Rechenzeit ausgewählt. Hauptanwendungsgebiete sind Festigkeits- sowie Multiphysikprobleme mit dem Ziel Spannungen, Dynamik, Frequenzen, Temperaturen oder auch Magnetfelder zu berechnen [Reih18].

Neben der FEM nimmt die numerische Strömungsmechanik (engl.: Computational Fluid Dynamics; kurz: CFD) einen hohen Stellenwert für die Auslegung von additiv gefertigten Strukturbauteilen ein, da komplexe Strömungsvorgänge abgebildet werden können [Lach22a]. Auch kann durch entsprechende Optimierer die optimale Strömungsgeometrie identifiziert werden. Grundlage der CFD bilden die Erhaltungssätze der Physik in Form der Navier-Stokes-Gleichungen. Hinzu kommen empirische Ansätze wie das Turbulenzmodell [Lash21].

Neben den numerischen Berechnungsverfahren der FEM und CFD werden auch Auslegungswerkzeuge verwendet, die auf Basis künstlicher Intelligenz arbeiten. Hierzu zählt bspw. das "Generative Design" [Shre21]. Der Vorteil des generativen Designs liegt in der Erzeugung mehrerer Bauteilwürfe für ein gegebenes Optimierungsziel [Bria20]. Des Weiteren entfällt gegenüber den klassischen Programmen der Topologieoptimierung die teils aufwendige Rekonstruktion der Optimierungsergebnisse, ausgehend von einem Flächenmodell hin zu einem Volumenmodell [Sbru21].

Darüber hinaus werden für die Simulation und Optimierung physikalische Zusammenhänge auf Basis von Ersatzmodellen benötigt, um biomedizinische, elektrische, magnetische oder Formgedächtnis-Effekte beschreiben zu können. Das Ziel ist es dabei diese Ersatzmodelle in die FEM oder CFD zu integrieren. Durch die detaillierte Beschreibung und Verknüpfung von zahlreichen Effekten können multi-physikalische Problemstellungen gelöst werden. Hierzu zählt bspw. auch die Auslegung unter den Gesichtspunkten einer hohen Steifigkeit bei gleichzeitig hoher Dämpfung.

2.1.5 Restriktive Methoden

Während der Bauteilgestaltung müssen eine Reihe von Konstruktionshinweisen berücksichtigt werden, die nach KIRCHNER UND NEUDÖRFER [Kirc21] in die folgenden drei Kategorien eingeteilt werden können:

- **Gestaltungsgrundregeln:** Die Grundregeln der Gestaltung lauten *einfach, eindeutig* und *sicher* und müssen in jeder Konstruktionsphase angewendet werden. Unter Berücksichtigung dieser Grundregeln können in der Regel funktionssichere und kostengünstige Produkte realisiert werden.
- **Gestaltungsprinzipien:** Dienen zur Optimierung und Lösung häufig wiederkehrender Aufgaben bzw. Gestaltungsproblemen. Dabei steht primär für jedes Gestaltungsprinzip ein spezifischer Aspekt wie Kraftleitung oder Gestaltfestigkeit im Fokus.
- **Gestaltungsrichtlinien:** Sammlung an konkreten Methoden und Grenzwerten, die unter spezifischen Randbedingungen und für das ausgewählte Fertigungsverfahren gelten.

Der Grad der Konkretisierung nimmt von den Gestaltungsgrundregeln über die Gestaltungsprinzipien hin zu den Gestaltungsrichtlinien zu, wohingegen die Übertragbarkeit abnimmt. Im Bereich der additiven Fertigung werden seit geraumer Zeit Gestaltungsrichtlinien erarbeitet und kontinuierlich an die voranschreitende Anlagenentwicklung angepasst, wohingegen die Gestaltungsgrundregeln und die Gestaltungsprinzipien aus der klassischen Entwicklungsmethodik übernommen werden [Adam14, Lipp18a, Bend21]. Bei der Analyse der Gestaltungsrichtlinien fällt auf, dass sich diese gegenseitig bedingen und widersprechen können. Aus diesem Grund sollten Gestaltungsrichtlinien klassifiziert und in eine Reihenfolge für deren Anwendung gebracht werden. Beispielweise klassifiziert LIPPERT die Gestaltungsrichtlinien in die folgenden vier Kategorien [Lipp18b], ergänzt um je ein Beispiel:

- **Platzieren:** Sowohl der Treppenstufeneffekt als auch die anisotropen Materialeigenschaften ergeben sich aus der Platzierung des Bauteils auf der Bauplattform.
- **Dimensionieren:** Es müssen Mindestabmessungen, wie Wandstärken, Kanaldurchmesser, Spalte oder Down-Skin-Winkel eingehalten werden.
- **Reinigen:** Für die Pulverentfernung nach dem Bauprozess müssen Reinigungsöffnungen vorgesehen werden.
- **Abstützen:** Um Prozessabbrüche oder Fertigungsfehler zu minimieren, müssen selbsttragende Strukturen konstruiert werden, indem entweder maximale Überhänge und Down-Skin-Winkel eingehalten oder Stützstrukturen verwendet werden.

2.2 Partikeldämpfung

Der vorliegende Abschnitt basiert in weiten Teilen auf der Literaturrecherche von EHLERS UND LACHMAYER [Ehle20]. Die Einführung von technischen Systemen zur Partikel-

dämpfung erfolgte im Jahr 1985, als ARAKI ET AL. das einzige Partikel eines Aufpralldämpfers durch mehrere und kleinere Partikel ersetzt haben [Arak85, Arak86, Lu17b]. Gegenüber den Aufpralldämpfern sind Partikeldämpfer deutlich weniger sensitiv in Bezug auf externe Parameteränderungen wie Anregungslevel und Anregungsfrequenz [Lu17b].

Infolge einer Vielzahl von Stoß- und Reibungsvorgängen, sowohl durch Partikel-Partikel als auch Partikel-Wand-Interaktionen, wird die schwingende Hauptstruktur effektiv gedämpft, da ein Teil der kinetischen Energie absorbiert wird [Lu17b, Frie00]. Die konstruktive Umsetzung des Partikeldämpfers erfolgt dabei entweder über die Integration von Partikeln in Hohlräume bzw. Kavitäten einer Hauptstruktur oder über die Montage eines zuvor mit Pulver gefüllten Containers an die schwingende Hauptstruktur [Lu17b].

Insgesamt existieren vier traditionelle Ausführungsformen von Partikeldämpfern [Lu17b], siehe Abbildung 2.4. Dabei wird nach der Anzahl der Partikel und nach der Anzahl der Kammern unterschieden. Für einen Partikel hat sich die Bezeichnung Aufpralldämpfer und für mehrere Partikel die Bezeichnung Partikeldämpfer etabliert. Aufgrund der unterschiedlichen Ausführungsformen wird der Begriff Partikeldämpfer im Rahmen dieser Arbeit als ein Dämpfer mit mehreren Partikeln definiert. Partikeldämpfer weisen eine Reihe von Vorteilen gegenüber anderen Maßnahmen und deren Ausführungsformen zur Schwingungsminderung auf und sind aus diesen Gründen weit verbreitet.

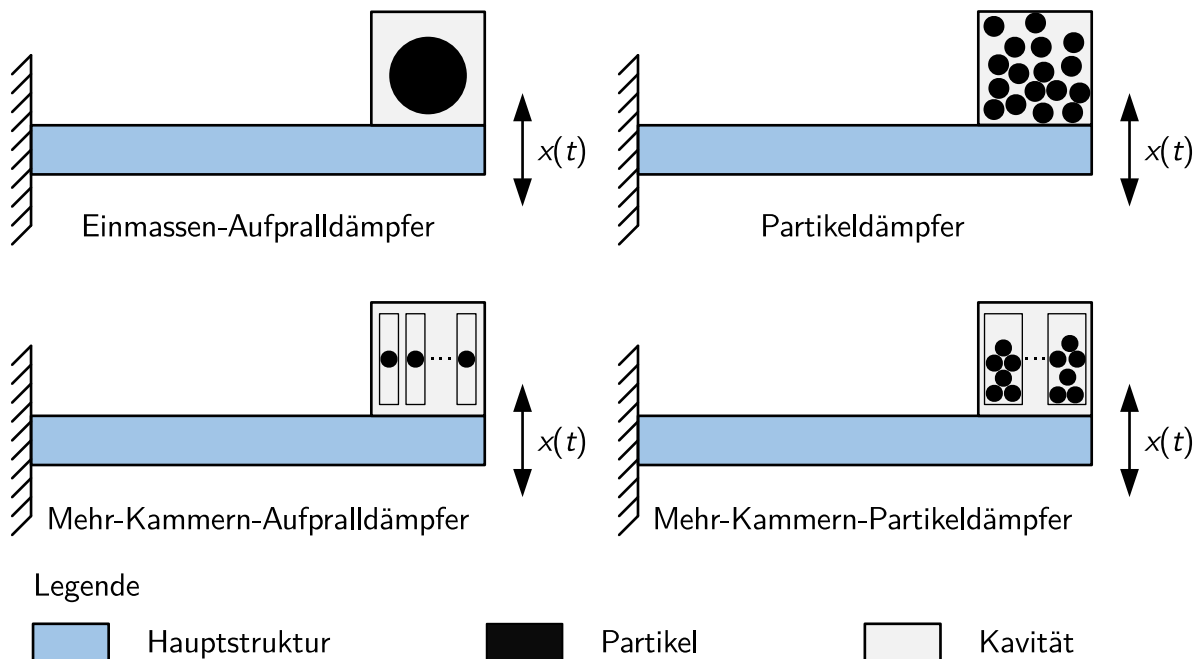


Abbildung 2.4: Übersicht verschiedener Ausführungsformen von Partikeldämpfern, nach [Lu17b].

Einfache und kostengünstige Konstruktion: Partikeldämpfer bestehen aus mehreren, meist kugelförmigen Partikeln oder Kugeln. Da die Partikel entweder direkt in die Hauptstruktur integriert werden oder der mit Partikeln gefüllte Container auf die Hauptstruktur montiert wird, wird die Masse und die Steifigkeit des Systems nur in geringem Maße beeinflusst [Lu17b, Scot18, Xiao16]. Des Weiteren sind Partikeldämpfer ein passives System zur Schwin-

gungsminderung, sodass keine externe Energiezufuhr benötigt wird [Lu17b, Frie00]. Somit stellen Partikeldämpfer insgesamt eine kostengünstige Maßnahme zur Schwingungsminderung dar [Lu17b, Zhan16, Simo95, Mao04].

Hohe Lebensdauer: Da infolge der Partikeldämpfung die Schwingungsamplituden reduziert werden, kann die Lebensdauer von dynamisch beanspruchten Systemen erhöht werden [Zhan16]. Des Weiteren sind Partikeldämpfer für den permanenten Einsatz unter rauen Umgebungseinflüssen geeignet. Hierzu zählen sowohl Anwendungen von der Kryotechnik [Olso03] bis hin zu Hochtemperaturanwendungen [Lu17b, Saek05], als auch ein Einsatz unter Ölverschmutzung [Lu17b, Xiao16]. Außerdem zeigen Partikeldämpfer geringe Verschleißerscheinungen auf und sind wartungsarm [Lu17b]. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass Partikeldämpfer dort eingesetzt werden können, wo andere Dämpfungsmechanismen versagen würden [Lu17b].

Temperaturunempfindlichkeit: Unter der Voraussetzung, dass die Partikel einen höheren Schmelzpunkt als die Einsatztemperatur des Partikeldämpfers aufweisen, können Partikeldämpfer auch für Hochtemperaturanwendungen von bis zu 2000 °C eingesetzt werden [Lu17b, Saek05, Fowl01]. Für solche Hochtemperaturanwendungen eignet sich aufgrund des hohen Schmelzpunktes insbesondere Pulver aus Wolframpartikeln [Lu17b].

Breitbandige Dämpfung: Eine signifikante Dämpfung kann bei Partikeldämpfern in einem breiten Frequenzbereich realisiert werden. Diese können einen Frequenzbereich von wenigen Hz bis hin zu mehreren kHz abdecken [Papa96, Pano92, Frie00, Fowl00].

2.2.1 Einflussparameter

Die Energiedissipation in Partikeldämpfern wird durch eine Kombination verschiedener Verlustmechanismen verursacht, die im Allgemeinen nichtlinear sind und von verschiedenen Auslegungsparametern und Randbedingungen wie Hohlraumgestalt, Eigenfrequenz und Anregungskraft beeinflusst werden [Mao04, Fowl01]. Der Einfluss bestimmter Auslegungsparameter auf das Dämpfungsverhalten konnte bereits abgeschätzt werden, eine zuverlässige Modellierung der Zusammenhänge steht allerdings noch aus. Im Folgenden wird eine Übersicht über die relevanten Einflussparameter auf den Effekt der Partikeldämpfung gegeben.

Anregungslevel: Der Effekt der Partikeldämpfung ist erst messbar, nachdem die Reibkräfte zwischen den einzelnen Partikeln überwunden werden und Partikelbewegungen und Partikelwechselwirkungen auftreten [Papa96]. Mit zunehmender Kraft steigt anschließend die Dämpfung bis zu einem Optimum an [Simo95]. Ober- oder unterhalb des Optimums nimmt die Systemdämpfung ab [Fowl01, Xiao17]. Dabei hängt das Optimum von der Größe der Kavität, insbesondere der Abmessung in Schwingungsrichtung, ab [Fowl01, Holl98]. Neben dem Anregungslevel stellt die Anregungsart eine weitere Einflussgröße dar. Beispielsweise sind Unterschiede in der Systemdämpfung zwischen freien und erzwungenen Schwingungen festzustellen [Simo95], welche bereits bei der Auslegung berücksichtigt werden sollten.

Partikelmasse: Die wichtigsten Einflussgrößen auf die Energiedissipation sind die Partikelmasse und Anregungsamplitude [Masm16]. Selbst bei einem geringen Verhältnis von $\leq 4\%$ aus Partikel- zu Hauptstrukturmasse kann die Dämpfung von leicht gedämpften Systemen signifikant erhöht werden [Papa96, Scot18, Scot19b]. Aus Untersuchungen von HOLLKAMP UND GORDON geht hervor, dass mit zunehmender Partikelmasse die Systemdämpfung bis zu einem Grenzwert steigt und darüber hinaus konstant verläuft [Holl98]. Um die Partikelmasse zu erhöhen, können entweder das Volumen oder die Dichte der Partikel erhöht werden. Für letzteres wird insbesondere Wolfram aufgrund der hohen Dichte empfohlen [Pano92]. Bei der Variation der Partikelmasse über dem Partikelvolumen muss allerdings berücksichtigt werden, dass dieses in direkter Wechselwirkung mit weiteren Einflussparametern, wie Partikelanzahl, Packungsdichte oder den geometrischen Abmessungen des Hohlraumvolumens steht [Holl98]. Des Weiteren konnten FOWLER ET AL. eine signifikante Verschiebung der Eigenfrequenz infolge der erhöhten Partikelmasse feststellen [Fowl01].

Packungsdichte: Die Packungsdichte beschreibt das Verhältnis aus Partikelvolumen zu Hohlraumvolumen. Um die Packungsdichte unabhängig von der Partikelmasse zu untersuchen, haben HOLLKAMP UND GORDON Partikel, bestehend aus unterschiedlichen Materialien und somit unterschiedlicher Dichte, miteinander vermischt. Durch dieses Vorgehen konnte eine optimale Packungsdichte von 45 % ermittelt werden. Für eine Packungsdichte von 67 % bis 78 % konnte ein geringfügiger Abfall der Systemdämpfung verzeichnet werden. Hingegen ist bei einer Packungsdichte von 100 % keine zusätzliche Systemdämpfung festzustellen [Holl98]. Das Optimum kann dadurch erklärt werden, dass bei einer niedrigen Packungsdichte und damit geringer Partikelanzahl die Anzahl der Partikelinteraktionen sowohl durch Reibungs- als auch durch Stoßvorgänge minimiert ist. Beim anderen Extremum, einer Packungsdichte von 100 %, sind die Partikelinteraktionen aufgrund von Platzproblemen limitiert [Holl98]. Weitere Studien bestätigen, dass ein Optimum für die Packungsdichte in einem Bereich von 40 % bis 80 % liegt [Schm17, Drag12, Veer16]. Im Bereich des Optimums ist das Verhältnis aus Reibungs- und Stoßvorgängen gut abgestimmt, sodass eine hohe Energiedissipation realisiert werden kann [Schm17]. Des Weiteren hängt die optimale Packungsdichte von der Anregungsfrequenz ab. XU ET AL. schlagen als Richtwert eine geringe Packungsdichte bei niedrigen Anregungsfrequenzen und eine hohe Packungsdichte bei hohen Anregungsfrequenzen vor [Xu04].

Abmessungen und Kavitäten: Mit Zunahme der Kavitätsgröße können mehr Partikel und damit mehr Partikelmasse in das System integriert werden, sodass die Systemdämpfung steigt. Allerdings werden in Gravitationsrichtung die unteren Partikelschichten besonders bei einer hohen Packungsdichte stärker zusammengedrückt. Dies hat zur Folge, dass die Partikelbewegung in den unteren Schichten limitiert ist und eine maximale effektive Hohlraumgröße existiert [Papa96, Holl98]. Neben der Hohlraumgröße ist die Position des Hohlraums ein entscheidender Einflussparameter. Partikeldämpfer sollten immer im Bereich der höchsten Schwingungsamplitude bzw. der höchsten kinetischen Energie der Hauptstruktur integriert werden [Holl98].

Neben den hier vorgestellten Einflussparametern haben zahlreiche weitere Parameter wie Partikelgröße bzw. -durchmesser, Partikelform, Partikelmaterial, Partikelhärte usw. Einfluss auf den Effekt der Partikeldämpfung [Papa96, Pano92, Schm17, Holl98, Xiao16, Pour16, Sath14]. Al-

lerdings können diese Einflussparameter mittels additiver Fertigung nur in geringem Maße angepasst werden, da diese bspw. das Aufschmelzen des Pulvers während des additiven Fertigungsprozesses und damit die resultierenden Bauteileigenschaften der Hauptstruktur maßgeblich beeinflussen. Aus diesem Grund werden diese Einflussparameter für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern oftmals vernachlässigt [Ehle20].

2.2.2 Modellierung und Charakterisierung

Diskrete Elemente Methode (DEM): Die DEM wurde 1979 von CUNDALL UND STRACK für die Simulation von granularen Materialien auf mikromechanischer Ebene entwickelt [Cund79, Clea04]. Die DEM zählt zu den Lagrange'schen Berechnungsverfahren, bei der die meist sphärischen Elemente diskret dargestellt werden. Im Gegensatz zur FEM wird bei der DEM kein Netz (Mesh) verwendet und ist somit eine netzfreie Methode. Bei der DEM basieren die einzelnen Elementbewegungen auf den Newton'schen Bewegungsgesetzen, Materialeigenschaften und Kontaktbedingungen [Clea04]. Da sich die einzelnen Elemente frei bewegen können, wird ein Kontaktsuchalgorithmus verwendet. Um Simulationszeit einzusparen, werden die möglichen Kontaktpartner eines Elements nur im unmittelbaren Umkreis gesucht und in einer Liste gespeichert. Dieses Vorgehen ermöglicht es Modelle mit bis zu einer Million Partikeln in annehmbarer Rechenzeit zu simulieren [Clea04, Bion22]. Nachdem die möglichen Kontaktpartner in Listen abgespeichert wurden, können sämtliche Kontaktkräfte zwischen den Kontaktpartnern innerhalb des Zeitschritts berechnet werden. Für den Kontakt wird ein Feder-Dämpfer-Modell verwendet. Daran anschließend werden alle Kräfte aufsummiert und die Nettokräfte und -momente, die auf jedes Partikel wirken, berechnet. Schlussendlich werden die kinematischen und Newton'schen Gleichungen gelöst, um die Position, Geschwindigkeit, Orientierung und den Spin der Partikel zu berechnen [Clea04]. Die Simulationsdauer hängt sowohl vom Rechenaufwand pro Zeitschritt, als auch von der Größe des stabilen Zeitinkrements ab. Daraus kann abgeleitet werden, dass die Simulationsdauer sowohl mit steigender Partikelanzahl als auch mit kleineren Partikeldurchmessern zunimmt [Clea04, Bion22, Kira21].

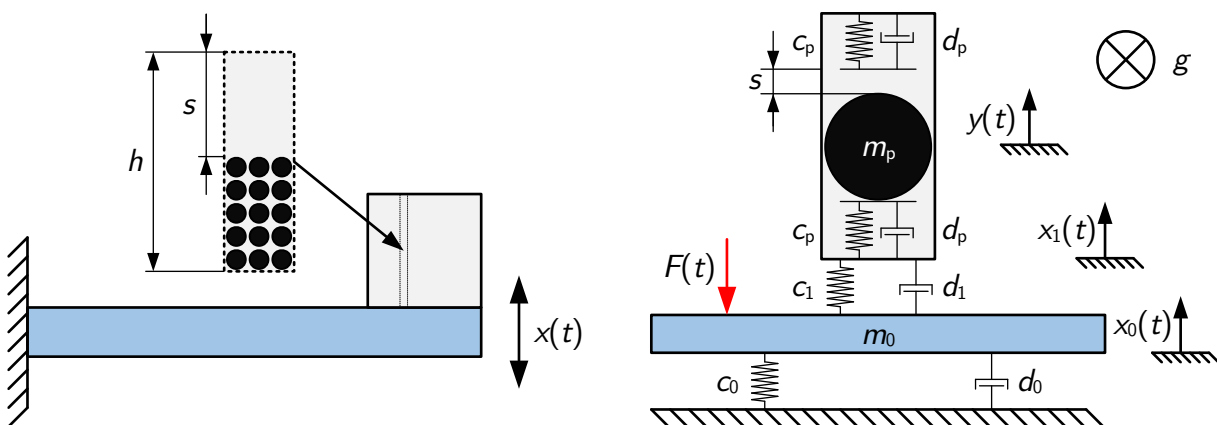
Die DEM wurde bereits erfolgreich für die Simulation von Partikeldämpfern eingesetzt [Mao04, Pour16, Bion22, Kira21]. Bei konventionellen Partikeldämpfern konnten MAO ET AL. für 1246 Partikel und einem Partikeldurchmesser von 0,88 mm eine gute Übereinstimmung zwischen DEM und Experiment nachweisen [Mao04]. Hingegen fällt die Korngrößenverteilung für die Fertigung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern deutlich geringer aus und kann je nach Material auch unter $d_{50} = 25 \mu\text{m}$ liegen [Kira21]. Somit führt eine Kavitätsgröße mit Abmessungen von wenigen Millimetern zu einer Berechnung von mehreren Million an Partikeln. Dabei liegt die Simulationszeit von einer Million Partikeln bei über 30 h [Bion22]. Erste Arbeiten zur Reduzierung der Simulationszeit für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer verwenden einen Homogenisierungsansatz [Kira21]. Dazu wurden 5000 Domänen á 5000 Partikel erstellt. Dabei wurde angenommen, dass sich alle Domänen gleich verhalten, sodass nur eine Domäne explizit simuliert werden muss. Je nach Größe des Hohlraums kann die Simulationszeit bis zu mehrere Tage in Anspruch nehmen. Anschließend wurde das Simulationsergebnis

mit dem Experiment verglichen und festgestellt, dass die Ergebnisse um eine Größenordnung abweichen [Kira21]. Somit liegen noch keine präzisen DEM Modelle zur Simulation laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer vor. Hinzu kommt, dass aufgrund langer Simulationszeiten die DEM Modelle nicht für Parameterstudien während der Bauteillegung, sondern höchstens als Validierungswerkzeug eingesetzt werden können.

Minimalmodelle: Neben der DEM können vereinfachte Modelle bzw. Minimalmodelle zur Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung verwendet werden. Im Gegensatz zur DEM können mittels vereinfachter Modelle die Auslegungsparameter in kürzester Zeit berechnet werden. Dafür ist oftmals die Übertragbarkeit und die Ergebnisgüte eingeschränkt.

Ein weit verbreitetes mechanisches Ersatzmodell ist der Dreimassenschwinger (siehe Abbildung 2.5). Dabei wird aufgrund des hohen Berechnungsaufwands der Partikelhaufen als ein einzelnes Partikel angenommen [Lu17b, Lu17a, Arak86, Papa96]. Zwar werden die Kollisionen zwischen den Partikeln vernachlässigt, aber es wird vermutet, dass die Interaktion zwischen den Partikeln und der Wand den relevanten Faktor zur Schwingungsminderung der Hauptstruktur darstellen [Lu17b]. Dieser vereinfachte Modellierungsansatz ist durch Experimente und numerische Simulationen bestätigt und führt zu hinreichend genauen Ergebnissen [Lu17b, Sánc13, Sánc12]. Beispielsweise zeigen SÁNCHEZ ET AL., dass bei einer hohen Partikelanzahl, wie es bei additiv gefertigten Partikeldämpfern immer der Fall ist, die Dämpfungswirkung unabhängig von Partikel-Partikel Interaktionen zu sein scheint [Sánc12]. Des Weiteren zeigen SÁNCHEZ UND CARLEVARO, dass sich die Partikel bei der optimalen Dämpfung als eine zusammenhängende Masse verhalten und dementsprechend als ein Partikel modelliert werden können [Sánc13]. SÁNCHEZ ET AL. stellen auch fest, dass der Zustand der zusammenhängenden Masse bei feinen bzw. kleineren Partikeln schwerer erreicht wird als bei größeren Partikeln [Sánc12].

Der Dreimassenschwinger aus Abbildung 2.5 hat sich in der Literatur etabliert. Die Hauptstruktur wird dabei über die Masse m_0 , Steifigkeit c_0 und Dämpfungskonstante d_0 beschrieben. Des



Legende

Hauptstruktur Partikel Kavität

Abbildung 2.5: Mechanisches Ersatzmodell eines Partikeldämpfers, nach [Lu17a, Lu17b].

Weiteren werden die dynamischen Eigenschaften des Behälters für die Pulverfüllung durch m_1 , c_1 und d_1 berücksichtigt. Die Partikeleigenschaften werden schließlich über die Größen m_p , c_p und d_p abgebildet. Da bei den konventionellen Partikeldämpfern die Packungsdichte eingestellt werden kann und die Behälter meistens nicht komplett gefüllt werden, wird eine freie Bewegungslänge s , für die freie Flugphase des Ersatzpartikel m_p , berücksichtigt.

Allerdings weisen die Zweifreiheitsgradmodelle bisher nur eine eingeschränkte Funktionalität auf. Beispielsweise werden bei diesen Ansätzen oftmals die Schwerkraft und die Reibkräfte für eine einfachere Modellierung vernachlässigt. Die Vernachlässigung der Gewichtskraft stellt insbesondere eine zu starke Vereinfachung dar, wenn die Partikel und das Bauteil in Gravitationsrichtung schwingen. Auch die Reibung stellt einen relevanten Faktor dar, den es zu berücksichtigen gilt [Wong09, Liu05].

Ein weiteres Ersatzmodell wurde von TATZKO ET AL. aufgebaut, siehe Abbildung 2.6. Dabei wird die Partikelmasse als zusammenhängende Masse m_p angenommen und ausschließlich über Coulombsche Reibung mit der Hauptstruktur verbunden [Tatz22]. Die Reibkraft wird sowohl von der Relativgeschwindigkeit der beiden Massen als auch dem Faktor μF_n beeinflusst. Die Bewegungsgleichung wird in einem Matlab-Simulink-Modell abgebildet und mittels einer Zeitschrittintegration gelöst. Für das Minimalmodell konnte durch einen Vergleich mit akustischen Messergebnissen eine gute Übereinstimmung für einzelne Schwingungsformen erreicht werden [Tatz22].

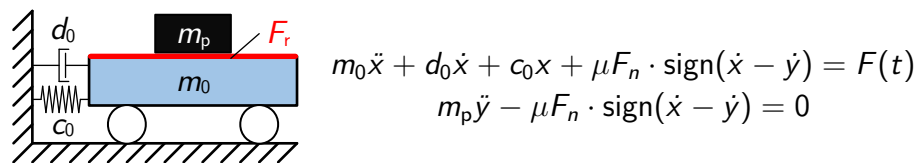


Abbildung 2.6: Mechanisches Ersatzmodell und Bewegungsgleichung eines Partikeldämpfers, nach [Tatz22].

Experimentelle Charakterisierung der Dämpfung: Um die Dämpfung eines Bauteils oder Systems experimentell zu bestimmen, kann entweder der Zeit- oder der Frequenzbereich eines Messsignals analysiert werden. Weit verbreitete und einfach zu implementierende Verfahren zur Analyse des Frequenzbereichs sind das Peak-Picking (auch als Half-Powerbandwidth Verfahren bezeichnet) und das Circle-Fit Verfahren [Ewin00, Mend88, Wang12, Zray19]. Im Folgenden wird nur auf das Circle-Fit Verfahren eingegangen, da die Beschreibung des Peak-Picking Verfahrens zahlreichen Grundlagenbüchern entnommen werden kann [Ewin00].

Der Frequenzgang wird beim Circle-Fit Verfahren als Nyquist-Diagramm in der komplexen Ebene dargestellt. Jede Resonanzstelle ergibt näherungsweise einen Kreis in der komplexen Ebene. Mithilfe des Circle-Fit Verfahrens können sowohl die Eigenkreisfrequenz ω bzw. Eigenfrequenz f_0 nach Gl. (2.1), als auch das Dämpfungsmaß D nach Gl. (2.2) berechnet werden [Ewin00]:

$$\omega = \frac{\Omega_b - \Omega_a}{\varphi_b - \varphi_a} \cdot (\pi - \varphi_a) + \Omega_a \quad (2.1)$$

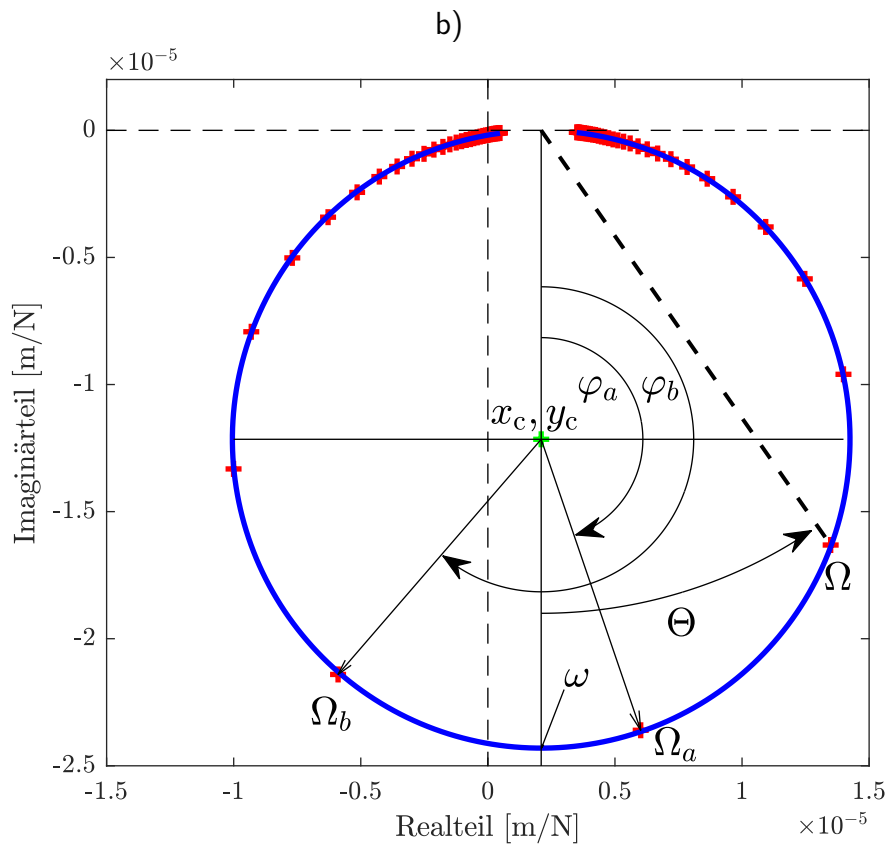
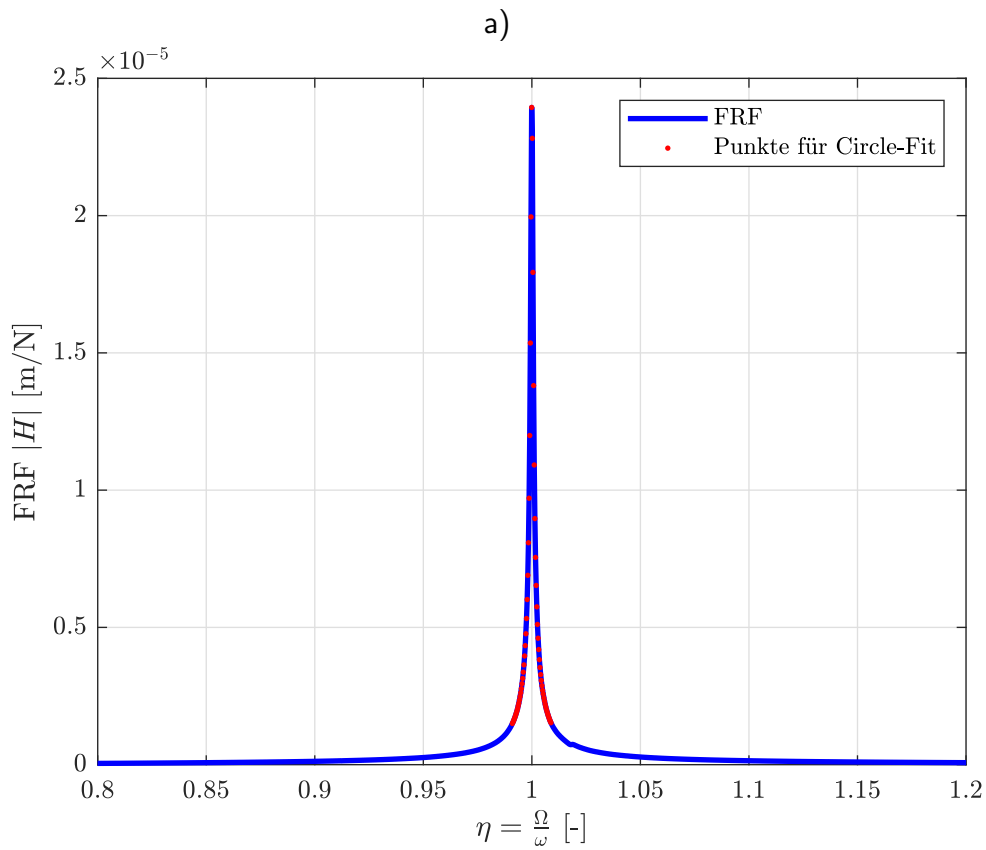


Abbildung 2.7: Übertragungsfunktionen a) und Circle Fit b), nach [Ewin00, Ehle21b].

$$D = \frac{\Omega_b^2 - \Omega_a^2}{2 \cdot \omega \cdot (\Omega_a \cdot \tan(\Theta_a) - \Omega_b \cdot \tan(\Theta_b))} \quad (2.2)$$

Eine exemplarische Übertragungsfunktion (engl.: Frequency Response Function; kurz: FRF), mit einer Resonanzstelle und das dazugehörige Circle-Fit sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Das Dämpfungsmaß D kann für verschiedene Punktepaare Ω_a und Ω_b berechnet und anschließend deren Mittelwert bestimmt werden. Infolge der Mittelung der Dämpfung über mehrere Punktepaare wird die Robustheit der Methode gesteigert, indem Ausreißer kompensiert werden.

2.2.3 Herstellung im PBF-LB/M

Pulverbettbasierte additive Fertigungsverfahren und insbesondere das PBF-LB/M werden seit 2013 eingesetzt, um Partikeldämpfer in einem Fertigungsschritt in Strukturbauteile zu integrieren [Bier13, Künn17, Scot18, Voge19c, Schm20b]. Dazu wird unverschmolzenes Pulver während des Bauprozesses in dafür vorgesehene Kavitäten eingebracht mit dem Ziel, die Bauteildämpfung signifikant zu erhöhen. In Abbildung 2.8 ist eine schematische Darstellung des PBF-LB/M-Prozesses für die Fertigung eines partikelgedämpften Zahnrads dargestellt. Dazu wird das Pulver aus dem Pulvervorratsbehälter nach oben befördert, mit einem Beschichter auf die Bauplattform aufgetragen und das überschüssige Pulver in den Überlaufbehälter geschoben. Im darauffolgenden Schritt wird mit einem Laserstrahl, der über einen x-y-Scanner umgelenkt wird, die Bauteilkontur aufgeschmolzen. Anschließend wird die Bauplattform um eine Schichtdicke in negative z-Richtung verfahren. Der Prozess aus Beschichten, Aufschmelzen und Schichtzustellung wird so lange fortgeführt, bis das Bauteil mit integriertem Partikeldämpfer fertiggestellt ist.

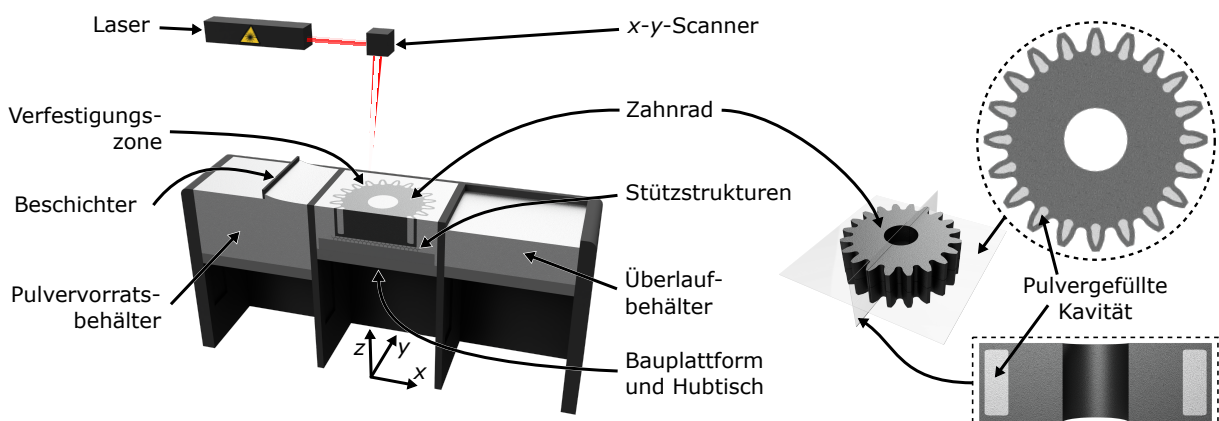


Abbildung 2.8: Schematische Darstellung des PBF-LB/M Prozesses für die Fertigung eines partikelgedämpften Zahnrads.

Für Bauteile, die ohnehin additiv gefertigt werden, kann durch den Partikeldämpfer Fertigungszeit infolge geringerer Belichtungszeiten eingespart werden. Hinzu kommt, dass die Partikeldämpfer im Bereich der neutralen Faser integriert werden können, sodass die Bauteilsteifigkeit und -festigkeit nur geringfügig beeinflusst wird [Gome21, Scot18]. Ganz nach dem Slogan

"Complexity for free" gilt für additiv gefertigte Partikeldämpfer "Damping for free", da verglichen zum additiv gefertigten Referenzbauteil weder die Bauteilmasse noch die Bauteilkosten mit zunehmender Dämpfung steigen [Ehle21b]. Für Baugruppen, die bisher nicht additiv gefertigt werden, stellen laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer einen neuen Effekträger dar, sodass Schnittstellen, Masse und Montageaufwand minimiert werden können [Ehle21a].

Allerdings liegen auch im Bereich laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer Fertigungsrestriktionen vor, welche die Auslegungsmöglichkeiten limitieren. Beispielsweise ist es nicht möglich die Packungsdichte infolge der prozessbedingten Beschichtungsstrategie anzupassen. Allerdings liegt die Packungsdichte im PBF-LB/M in einem Bereich von 50 % bis 60 % [Xian16] und damit in einem Bereich, der eine hohe Dämpfung erwarten lässt [Holl98]. Eine Alternative wäre die Packungsdichte über die Korngrößenverteilung des Pulvers anzupassen oder mehrere Partikel zu einem größeren Partikel zu verschmelzen [Schm17]. Des Weiteren weist das Pulver die gleiche chemische Zusammensetzung wie das Bauteil auf. Diese Limitation kann durch eine Modifizierung der Anlagentechnik, bspw. durch die Integration eines Multimaterialbeschichters, umgangen werden [Anst16, Bedo17, Lach22b]. Mittels eines Multimaterialbeschichters könnte Pulver mit einer hohen Dichte wie bspw. Wolframpulver in Leichtbaustrukturen integriert werden, um die Dämpfung signifikant zu erhöhen. Des Weiteren müssen die allgemeinen Gestaltungsrichtlinien und Fertigungsrestriktionen der additiven Fertigung beachtet werden.

2.2.4 Forschungsaktivitäten und Anwendungsgebiete

Grundlagenuntersuchungen: Der Großteil der Anwendungsgebiete und Forschungsaktivitäten im Bereich laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer bezieht sich auf Grundlagenuntersuchungen an Primitiven. Die umfangreichsten Untersuchungen zu diesem Themengebiet wurden von dem Air Force Research Laboratory (AFRL) durchgeführt. Diese Forschergruppe charakterisiert partikelgedämpfte Balken aus Inconel 718 [Scot18, Scot19a, Scot19b, Scot19c, Scot19d, Scot20b, Scot21b, Scot21c, Kira21, Holl22] und Edelstahl 316L [Scot20c, Scot20a, Scot21a]. Für den experimentellen Aufbau werden die Balken einseitig auf einem Shaker eingespannt und die erzwungenen Balkenschwingungen mit einem Laservibrometer und die Shakerschwingungen mit einem Beschleunigungssensor gemessen. Infolge parasitärer Reibung in der Einspannstelle konnte die erste Balkenbiegemode nicht zuverlässig ausgewertet werden, sodass der Fokus der Untersuchungen auf der zweiten und dritten Balkenbiegemode lag. Als Kernergebnis konnte festgestellt werden, dass die Bauteildämpfung um Faktor 10 bis 16 bei einem Hohlraumvolumen von nur 1 % bis 4 % des gesamten Balkenvolumens zunimmt [Scot18, Scot19b]. CT-Scans ergaben, dass ein Luft- bzw. Gasspalt im partikelgefüllten Hohlraum vorliegt, sodass sich die Partikel frei bewegen können [Scot19c]. Die Packungsdichte konnte auf ca. 75 % bestimmt werden [Scot18].

Ein Untersuchungsgegenstand des AFRL ist die Bewertung der Einflüsse Anzahl, Position und Anordnung der Kavitäten im Bauteil [Scot18, Holl22]. Dabei wird die Position der Kavität so gewählt, dass diese im Bereich der Schwingungsmaxima der ersten, zweiten oder dritten Schwingungsmode liegen, mit dem Ziel die Dämpfung zu maximieren [Scot19c, Holl22]. Es

wurde festgestellt, dass die Bauteildämpfung sowohl von der Amplitude als auch von der Frequenz abhängt. Dieser Zusammenhang wurde anschließend mittels einer Regressionsanalyse mathematisch beschrieben [Scot19a, Scot19d]. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die Dämpfung mit zunehmender Kavitätsgröße zunimmt. Auch dieser Zusammenhang wurde durch eine Regressionsanalyse abgebildet [Scot21a].

In weiteren Untersuchungen wurde die Degeneration des Effekts der Partikeldämpfung untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass eine deutliche Abnahme der Dämpfung sowohl bei hohen Schwingungsamplituden als auch bei hoher Zyklenzahl zu verzeichnen ist [Scot19a, Scot19d]. Beispielsweise wurde die Bauteildämpfung nach mehr als sieben Millionen Lastzyklen, um 70 % bis 80 % reduziert [Scot19a, Scot19d]. Die kraftabhängige Dämpfung verläuft bis zu einem Übergangsbereich mit zunehmender Anregungsamplitude näherungsweise konstant. Im Übergangsbereich nimmt die Dämpfung signifikant ab und erreicht abschließend ein Dämpfungsplateau [Scot21b]. Das Plateau kann dadurch erklärt werden, dass sich einige Partikel fest mit der Wand verschweißen und dadurch die freie Bewegungslänge abnimmt [Scot20b, Scot21c, Scot21b]. Eine mögliche Pulveragglomeration zwischen den Partikeln selbst konnte ausgeschlossen werden, da nach dem Aufsägen der Balken weiterhin loses unverschmolzenes Pulver vorlag [Scot18]. Es wurde vermutet, dass die Reib- und Stoßkräfte zwischen den Partikeln und der Wand zu groß sind und sich deshalb eine Degeneration der Bauteildämpfung einstellt [Scot21b]. Um eine Degeneration der Bauteildämpfung bei hohen Schwingungsamplituden zu minimieren, wurde die Hohlraumgeometrie angepasst. Von den fünf untersuchten Querschnitten hatte sich gezeigt, dass für einen ellipsenförmigen Querschnitt die Dämpfung am wenigsten abnimmt, da infolge der Kantenverrundung die Stoßvorgänge weniger intensiv ausfallen [Scot21b]. Allerdings ist die initiale Dämpfung für den ellipsenförmigen Querschnitt geringer als für einen rechteckigen Querschnitt gewesen, da weniger Partikelinteraktionen auftreten [Scot21b]. In weiteren Arbeiten wurde festgestellt, dass die Position der Kavität einen Einfluss auf die initiale Dämpfung hat, aber der Degeneration der Dämpfung nur bedingt entgegenwirken kann [Holl22].

Darauf aufbauend wurde der Einfluss des Effekts der Partikeldämpfung auf die Bauteillebensdauer untersucht. Es hat sich gezeigt, dass näherungsweise keine Unterschiede zwischen den vollversinterten und partikelgedämpften Proben vorlagen [Scot20b, Scot21c]. Somit stellt die Kavität keine Schwachstelle dar. Darüber hinaus muss die Anregungskraft der partikelgedämpften Proben aufgrund der größeren Dämpfungswirkung deutlich größer ausfallen, um die gleiche Bauteilspannung wie in den vollversinterten Proben hervorzurufen und infolgedessen auch eine Zerstörung auszulösen [Scot20b, Scot21c].

In weiteren Arbeiten wurde der Einfluss der Scanstrategien und Bauteilorientierung untersucht. Als Ergebnis wurde festgestellt, dass der Effekt der Partikeldämpfung auf das unverschmolzene Pulver in den Hohlräumen zurückzuführen ist und die Scanstrategien und Bauteilorientierung keinen nennenswerten Einfluss auf die Bauteildämpfung haben [Scot19b].

KÜNNEKE UND ZIMMER haben Probekörper aus Edelstahl 316L auf einem Shaker charakterisiert und die Bauteilschwingungen mit einem Laservibrometer gemessen [Künn21]. Für die Auswertung wurde der Leistungsansatz von YANG ET AL. [Yang05] verwendet. Mittels des Leistungsansatzes ist es möglich, den Effekt der Partikeldämpfung unabhängig von einer schwingenden Hauptstruktur bewerten zu können [Künn21, Yang05]. Somit konnte die Partikeldynamik abgebildet und ein Kennfeld der Dämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft (0,25 g bis 12 g) und Anregungsfrequenz (100 Hz bis 5000 Hz) erarbeitet werden [Künn21]. Die Kennfelder werden für verschiedene Volumina der Hauptstruktur und des Hohlraums erstellt. Des Weiteren wird die Form des Hohlraums (Würfel, Quader, Zylinder und Kugel) variiert. Es wurde festgestellt, dass mit zunehmendem Hohlraumverhältnis die Dämpfung steigt und für den quaderförmigen Hohlraum die höchste Dämpfung zu verzeichnen ist. Hingegen führt eine zylindrische oder kugelförmige Kavität zu einer breitbandigeren Dämpfung [Künn21].

Neben den erzwungenen Schwingungen wurden von weiteren Forschungsgruppen freie Schwingungen untersucht [Künn17, Schm20a, Schm20b, Gome21, Cors21]. KÜNNEKE UND ZIMMER haben laserstrahlgeschmolzene Proben aus Edelstahl 316L im Ausschwingversuch charakterisiert und die Bauteildämpfung über ein modifiziertes logarithmisches Dekrement berechnet [Künn17]. Sowohl mit einer Vergrößerung der Hohlraumlänge, als auch der Hohlraumhöhe konnte die Bauteildämpfung durch den Effekt der Partikeldämpfung gesteigert und die Ausschwingzeit um bis zu 83 % reduziert werden. Neben der Variation der Hohlraumabmessungen wurde der Einfluss einer Hohlraumunterteilung untersucht. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Ausrichtung der Hohlraumunterteilung nur einen geringen Einfluss hat. Allerdings führt die Hohlraumunterteilung zu einer deutlichen Abnahme der Dämpfung im Vergleich zu einem äquivalenten Hohlraumvolumen ohne Unterteilung [Künn17].

Die University of Tennessee, Knoxville untersucht den Effekt der Partikeldämpfung am Beispiel von laserstrahlgeschmolzenen Balken und Wänden aus Edelstahl 316L mittels Impulshammeranregung [Schm20b, Gome21, Cors21]. Für die laserstrahlgeschmolzenen Wände wurde die Dämpfung in Abhängigkeit der Hohlraumhöhe für die ersten drei Schwingungsmoden charakterisiert. Mit zunehmender Hohlraumhöhe konnte eine Zunahme der Dämpfung festgestellt werden. Auch nahm die Dämpfung von der ersten bis zur dritten Mode kontinuierlich zu. Der höchste Dämpfungszugewinn war für die dritte Schwingungsmoden und den größten Hohlraum zu verzeichnen. Gegenüber der vollversinterten Wand konnte so die Dämpfung um Faktor 225 gesteigert werden [Schm20b]. Des Weiteren wurde eine Frequenzverschiebung infolge des Effekts der Partikeldämpfung beobachtet. Um neben der Dämpfungsoptimierung auch Steifigkeitsaspekte zu berücksichtigen, wurden in weiteren Arbeiten biologisch inspirierte Rippenstrukturen in den Hohlraum integriert. Durch die Rippenstrukturen konnten die dynamischen Eigenschaften gezielt eingestellt und die Dämpfung gesteigert werden [Gome21]. Für den laserstrahlgeschmolzenen Balken wurde eine Steigerung der Dämpfung von Faktor 20 bis 28 verglichen zum vollversinterten Balken realisiert [Cors21]. Dabei wurden zwei Hohlraumunterteilungen sowie eine durchgängige Kavität untersucht. Neben den Grundlagenuntersuchungen wurden auch vereinzelt Demonstratoren untersucht, auf die im Folgenden eingegangen werden soll.

Elektromagnetische Federkraftbremse: Um die Schallabstrahlung einer elektromagnetischen Federkraftbremse zu reduzieren, integrieren KÜNNEKE UND ZIMMER den Effekt der Partikeldämpfung in eine Ankerscheibe [Künn17, Künn19]. Mittels eines Elektromagneten wird die Bremse gelöst, indem die Ankerscheibe vom Rotor abgezogen wird. Für die Einleitung des Bremsvorgangs wird der Elektromagnet ausgeschaltet, sodass die Ankerscheibe impulsartig auf den Rotor prallt. Die durch den Impuls entstehenden Schwingungen führen zu einer unerwünschten Schallabstrahlung. Um dieser Schallabstrahlung entgegenzuwirken, werden in die Bremscheibe pulvergefüllte Kavitäten integriert. Die optimierte Bremscheibe wird anschließend im PBF-LB/M aus Edelstahl 316L gefertigt. Durch Messungen des Schalldruckpegels konnte eine Minimierung der Schallabstrahlung um 7,86 dB(C) durch den Effekt der Partikeldämpfung nachgewiesen werden [Künn17].

Wendeschnidplattenhalter und Werkzeugaufnahmen: Im Rahmen des DFG geförderten Forschungsvorhabens „*Schwingungsreduzierung bei der Dreh- und Fräsbearbeitung von Leichtbaumaterialien durch den Einsatz strahlgeschmolzener Werkzeugaufnahmen*“ (PN: 315697914) werden laserstrahlgeschmolzene Wendeschnidplattenhalter und Werkzeugaufnahmen mit integrierter Partikeldämpfung entwickelt [Bier13, Voge18b, Voge19b, Voge19c, Voge19a, Voge20a]. Neben der Charakterisierung von integrierten Partikeldämpfern wird eine Variation des Pulvermaterials und der Packungsdichte untersucht [Voge19b]. Dazu werden die Kavitäten mit Auslassöffnungen versehen, welche reversibel verschlossen werden können. Bei den Wendeschnidplattenhaltern wurde zusätzlich neben der Variation des Pulvermaterials und der Packungsdichte der Einfluss von inneren Strukturen auf das Dämpfungsverhalten untersucht [Voge18b]. Die Wendeschnidplattenhalter, hergestellt aus Werkzeugstahl 1.2709, werden in eine Drehmaschine fest eingespannt und mittels eines Impulshammers zu Schwingungen angeregt. Das Antwortsignal wird über einen Beschleunigungssensor erfasst und anschließend die Übertragungsfunktion zur Berechnung der Dämpfung gebildet [Voge19a]. Für eine Ausspannlänge von 75 mm hat sich gezeigt, dass das Tungsten carbide-Zirconium dioxides ($WC-ZrO_2$) Pulver von den untersuchten Materialien und für eine Packungsdichte von 50 % das höchste Potenzial zur Schwingungsreduktion aufweist [Voge19c]. Für diese Kombination konnte gegenüber des Referenzbauteils die Amplitude in Schnittrichtung um 71 % und in Vorschubrichtung um 58 % reduziert werden [Voge19c]. Des Weiteren war eine veränderte Eigenfrequenz zu detektieren. Aus Zerspanversuchen am Titanwerkstoff TiAl6V4 geht hervor, dass die maximale Amplitude in Schnittrichtung nur noch 12 % und in Vorschubrichtung 13 % gegenüber der Referenz beträgt [Voge19c]. Des Weiteren konnte aufgrund geringerer Oberflächenzerrüttung die Standzeit um 10 % erhöht werden [Bier13].

Auch für die Werkzeugaufnahme hergestellt aus Werkzeugstahl 1.2709 wurde beim Fräsen von Aluminiumbauteilen aus dem Werkstoff Al7075 und einer Drehzahl von 20.000 U/min eine Verbesserung der Bauteildämpfung erreicht. Der stärkste Dämpfungseffekt wurde für Wolframcarbide-Cobalt ($WC-Co$) Partikel und einer Packungsdichte von 50 % erzielt [Voge20a]. Die kritische Stabilitätsgrenze $a_{p,krit}$ wurde gegenüber der konventionellen Referenz um 67 % erhöht [Voge20a]. In Summe wurden sowohl für das Drehen als auch das Fräsen die Betriebs-

bedingungen und das dynamische Verhalten verbessert [Voge19c, Bier13, Voge20a].

Schaufelblätter: Aufbauend auf den Forschungsergebnissen von SCOTT-EMUAKPOR ET AL. haben GOLDIN ET AL. Schaufelblätter aus Inconel 718 für die Anwendung in Turbinen oder Verdichtern untersucht [Gold20, Gold21]. Dazu wurden die Schaufelblätter erzwungenen Schwingungen auf einem Shaker ausgesetzt und die Schaufelschwingungen über ein Laser-vibrometer und die des Shakers über einen Beschleunigungssensor gemessen [Gold20]. Die Schwingungsamplituden konnten durch zwei pulvergefüllte Hohlräume in den Schaufelblättern mit nur ca. 1% Volumenanteil um 80% bis 83% reduziert werden [Gold20]. Damit liegen die erzielten Dämpfungswerte in einem ähnlichen Bereich wie aus den Vorstudien am Balken [Scot19c, Scot19a]. Des Weiteren wurden durch die Pulvertaschen keine Veränderungen an den Eigenschwingungsformen beobachtet. Allerdings wurden bei einigen Schaufeln kleinere Verformungen nach dem Bauprozess festgestellt.

Darauf aufbauend haben MONETA ET AL. eine Matrix an pulvergefüllten Kavitäten in Schaufelblätter integriert [Mone22]. Zusätzlich wurden in jede pulvergefüllte Kavität eine unterschiedliche Anzahl an festverschmolzenen Stab- und Ast-Strukturen vorgesehen, die als Schwingungstilger fungieren. Außerdem wurden die geometrischen Abmessungen der Stab- und Ast-Strukturen und damit deren spezifische Eigenfrequenz variiert, um eine breitbandige Schwingungsdämpfung zu erzielen. Die einzelnen Schaufelblätter, welche frei-frei auf Schaumstoff gelagert wurden, wurden aus einer Cobalt-Chrom Legierung gefertigt und mittels eines Impulshammers zu Schwingungen angeregt. Die Eigenschwingungsformen wurden anschließend mit einem Laser-Scanning Vibrometer gemessen und die Bauteildämpfung berechnet. Mittels des Effekts der Partikeldämpfung konnten die Schwingungen von der ersten bis zur sechsten Mode zwischen 95% bis 98% reduziert werden [Mone22]. Darüber hinaus wurde der Einfluss jeder einzelnen Kavität in der Schaufel analysiert, um diejenigen Kavitäten zu identifizieren, die einen hohen Beitrag zur Schwingungsminderung leisten [Mone22].

Weitere Anwendungsgebiete: Neben den bisher ausgeführten Anwendungsgebieten wird das Potenzial von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern für Getriebeanwendungen, insbesondere Zahnräder und in der Raumfahrt zur Schwingungsminderung von Optiken diskutiert [Schm17, Voge18a].

3 Problemanalyse

Im Rahmen einer Schlagwortsuche, gefolgt von einer "backward reference"-Suche konnten 34 Publikationen (ohne eigene Vorarbeiten) zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern identifiziert werden. In Bezug zur Gesamtanzahl an Publikationen rund um das Thema der Partikeldämpfung im Allgemeinen stellen laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer bisher ein relativ kleines Forschungsgebiet dar. Je nach Suchplattform beträgt die Gesamtanzahl an Publikationen in den letzten 10 Jahren 1910 (Google Scholar) bzw. 367 (Scopus) Veröffentlichungen. Auffällig ist, dass die Anzahl an Publikationen zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern seit 2018 kontinuierlich ansteigen, siehe Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1: Publikationen zu Partikeldämpfern in Abhängigkeit der letzten 3, 5 und 10 Jahren.

Kategorie	2013-2022	2018-2022	2020-2022
laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer	34	31	21
Partikeldämpfer insgesamt (Google Scholar ¹)	1910	1190	805
Partikeldämpfer insgesamt (Scopus ²)	367	224	138

¹ Suchbegriff: "particle damping" OR "particle damper" OR "particle dampers"

² Suchbegriff: (TITLE-ABS-KEY ("particle damping") OR TITLE-ABS-KEY ("particle damper") OR TITLE-ABS-KEY ("particle dampers")) AND PUBYEAR > X mit X[2013; 2018; 2020]

Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass erste methodische Ansätze und Erkenntnisse zur experimentellen Charakterisierung, Modellbildung und zu Gestaltungsrichtlinien von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern vorliegen. Für die Analyse des Forschungsbedarfs sind in Tabelle 3.2 die Forschungsaktivitäten zu den bisherigen Erkenntnissen laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer, mit Ausnahme von Patenten, dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Air Force Research Laboratory (Nr. 1-16) die größte Forschungsaktivität aufweist, gefolgt von der TU Dortmund (Nr. 23-28) .

Der Großteil der Forschungsaktivitäten im Bereich der experimentellen Charakterisierung liegt auf den erzwungenen Schwingen mittels Shakeranregung. Weitere Arbeiten beschäftigen sich mit den freien Schwingungen infolge einer Impulshammeranregung und nur ein geringer Anteil mit Aussagen zur Lebensdauer und Degeneration des Effekts der Partikeldämpfung. Im Bereich der Modellbildung werden oftmals empirische Modelle mithilfe von Regressionsanalysen aus Experimenten abgeleitet. Nur ein Bruchteil der Arbeiten fokussiert sich auf eine numerische Modellbildung. Auf Basis der Experimente und der Modellbildung konnten bereits Gestaltungsrichtlinien abgeleitet werden, die sich in die fünf Kategorien *Positionieren*, *Hohlraumgeometrie*

Tabelle 3.2: Forschungsaktivitäten zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern.

Nr.	Quelle	Experiment		Modellierung		Gestaltungsrichtlinien				Objekt		Material							
		Erzwungene Schwingungen	Freie Schwingungen	Lebensdauer / Degeneration	Empirisch	Numerisch	Positionieren	Hohlraumgeometrie festlegen	Dimensionieren	Ausrichten und Abstützen	Post-Prozess	Probekörper	Demonstrator	Inconel 718	Edelstahl 316L	Aluminium AISI10Mg	Werkzeugstahl 1.2709	Titan Ti6AlV4	Cobalt-Chrom CoCr
1	[Scot19c]	x					x				x		x						
2	[Scot18]	x			x		x				x		x						
3	[Scot19a]	x		x	x						x		x						
4	[Scot19d]	x		x	x						x		x						
5	[Scot19b]	x			x				x		x		x						
6	[Scot21b]	x			x		x				x		x						
7	[Kira21]					x					x		x						
8	[Scot20c]	x			x		x				x		x	x					
9	[Scot20a]	x			x		x				x		x	x					
10	[Gold21]	x										x							
11	[Scot21a]	x		x	x		x		x		x		x	x					
12	[Holl22]	x			x		x				x		x						
13	[Post23]	x									x		x						
14	[Scot20b]	x		x							x		x						
15	[Scot21c]	x		x							x		x						
16	[Holl23]	x		x			x				x		x						
17	[Schm20a]		x		x		x				x				x				
18	[Schm20b]		x		x		x				x			x					
19	[Gome21]		x		x		x				x			x					
20	[Cors21]		x		x		x				x			x					
21	[Künn17]		x		x		x	x	x		x	x		x					
22	[Künn21]	x			x		x	x			x			x					
23	[Voge19c]	x	x				x		x		x				x				
24	[Voge18b]	x	x				x		x		x				x				
25	[Voge19b]	x	x				x		x		x				x				
26	[Bier13]	x		x							x				x				
27	[Voge19a]	x	x							x					x				
28	[Voge20b]	x							x		x				x				
29	[Guo21]		x			x	x				x			x					
30	[Mone22]		x									x							x
31	[Hard22]				x						x					x			
32	[Hard23]				x						x								x
33	[Schm17]						x		x	x		x							
34	[Voge18a]											x							
Summe		27	11	7	15	4	8	10	9	6	6	27	11	16	9	2	6	2	1
			31			19			26			34				32			

festlegen, Dimensionieren, Ausrichten und Abstützen sowie *Post-Prozess* unterteilen lassen. Bei den untersuchten Objekten ist festzustellen, dass überwiegend Probekörper analysiert werden. Bei den Anwendungsbeispielen sticht der Wendeschneidplattenhalter (Nr. 23-27) mit fundierten Untersuchungen hervor. Bei den untersuchten Materialien liegt der Fokus auf Inconel 718, gefolgt von Edelstahl 316L, Werkzeugstahl 1.2709, Aluminium AlSi10Mg, Titan Ti6AlV4 und Cobalt-Chrom CoCr. Mit Ausnahme von Nr. 21 wird in den Arbeiten aus Tabelle 3.2 der Lastfall Biegung analysiert.

Im Folgenden wird durch die Analyse der aktuellen Erkenntnisse zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern in Kombination mit dem Wissen zu konventionellen Partikeldämpfern der aktuelle Forschungsbedarf für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern abgeleitet. Sofern nicht anders angegeben bezieht sich im Nachfolgenden der Begriff Partikeldämpfer immer auf laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer und der Stand der Forschung auf die Forschungsaktivitäten aus Tabelle 3.2.

3.1 Experimentelle Ansätze

Forschungslücke: Aus Tabelle 3.2 ist ersichtlich, dass 31 von 34 Arbeiten einen experimentellen Teil zur Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung aufweisen. Dies hat den Hintergrund, dass die nichtlinearen Zusammenhänge durch eine Modellbildung bisher nicht ausreichend abgebildet werden können. Insbesondere weisen aktuelle Modelle einen verhältnismäßig kleinen Gültigkeitsbereich in Bezug auf die Anzahl und Spannweite der Auslegungsparameter auf. Somit muss für den Fall, dass der Gültigkeitsbereich verlassen wird, eine experimentelle Charakterisierung, sei es zur Modellanpassung, durchgeführt werden. Durch umfangreiche experimentelle Studien können somit bestehende mechanische Ersatzmodelle adaptiert und zukünftiger experimenteller Aufwand minimiert werden.

Bei der experimentellen Charakterisierung von partikelgedämpften und laserstrahlgeschmolzenen Balken ist es bisher herausfordernd gewesen, die erste Biegemode zu analysieren [Scot18, Scot19c]. Ursache ist, dass die Balken bisher überwiegend am Balkenende in einen Shaker eingespannt und über den Shaker zu Schwingungen angeregt werden. Für diese Art der Anregung tritt jedoch vermehrt parasitäre Reibung in der Einspannung auf, sodass SCOTT-EMUAKPOR ET AL. den Fokus auf die dritte Biegemode gelegt haben [Scot18, Scot19c]. HARDUF ET AL. umgehen diese Herausforderung, indem sie die Balken elastisch aufhängen und zentral mit einem Shaker, der über eine Koppelstange mit dem Balken verbunden ist, zu Schwingungen anregen [Hard22, Hard23]. Aufgrund dieses Versuchsaufbaus können allerdings nur Schwingungen orthogonal zur Gravitationsrichtung untersucht werden. Mittels einer Impulshammeranregung können SCHMITZ ET AL. Probekörper in Gravitationsrichtung anregen. Allerdings wird der Einfluss der Anregungskraft nicht berücksichtigt [Schm20a]. Somit liegen für Biegebalken keine Dämpfungswerte in Abhängigkeit der Anregungskraft, -frequenz, -richtung und des Hohlraumvolumens für eine Anregung der ersten Biegemode in Gravitationsrichtung vor.

Auch liegen noch keine detaillierten Dämpfungsverläufe für das weit verbreitete Leichtbaumaterial AlSi10Mg vor. Die Aluminiumlegierung AlSi10Mg wird bspw. in der Luft- und Raumfahrtindustrie für Halterungen oder Befestigungselemente sowie in der Automobilindustrie für Radträger oder Bremsbackenhalter eingesetzt [Wohl21]. Bei Aluminiumpartikeln konnte bereits bei konventionell gefertigten Partikeldämpfern festgestellt werden, dass sich die Dämpfungseigenschaften signifikant zu denen anderer Materialien unterscheiden und sich ein chaotisches Verhalten einstellt. Somit ist ein Vergleich von Aluminiumpartikeln mit Partikeln anderer Materialklassen zwingend erforderlich.

Forschungsfragen: Aus der Forschungslücke können die folgenden Forschungsfragen abgeleitet werden:

- Kann der Effekt der Partikeldämpfung reproduzierbar für die erste Balkenbiegemode in Gravitationsrichtung charakterisiert werden?
- Wie verhält sich der Effekt der Partikeldämpfung in Abhängigkeit seiner relevanten Einflussparameter (Anregungskraft, -frequenz, -richtung und Hohlraumvolumen)?
- Weisen laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer aus AlSi10Mg ein chaotisches Dämpfungsverhalten auf?

Forschungsansatz und Hypothesen: Mittels einer automatisierten Impulshammeranregung kann die erste Biegemode der Partikeldämpfer reproduzierbar angeregt werden. Das methodische Vorgehen richtet sich dabei nach einer statistischen Versuchsplanung (engl. Design of Experiments; kurz: DoE), sodass der Effekt der Partikeldämpfung systematisch und experimentell charakterisiert werden kann. Als Ergebnis soll die Dämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft, -frequenz, -richtung und des Hohlraumvolumens vorliegen. Für die Interpretation der Ergebnisse sollen diese in Form von Regressionskurven aufbereitet werden, mit dem Ziel den Effekt der Partikeldämpfung während der Bauteilauslegung abschätzen zu können. Die Regressionskurven sollen letztlich für die Verifizierung von mechanischen Ersatzmodellen dienen. Um das Dämpfungsverhalten für Partikeldämpfer aus dem Leichtbauwerkstoff AlSi10Mg quantifizieren zu können soll ein Vergleich mit dem Werkzeugstahl 1.2709 erfolgen. Der Werkzeugstahl eignet sich bspw. für die potenziellen Anwendungsbeispiele Wendeschneidplattenhalter, Kurbelwellen oder Zahnräder.

3.2 Modellierungsansätze

Forschungslücke: Die experimentelle Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung ist kosten- und zeitaufwendig. Aus diesem Grund weisen die Versuchspläne nur eine geringe Anzahl an Stützstellen auf, sodass zahlreiche Parameterkombinationen und Wirkzusammenhänge unberücksichtigt bleiben. Auch sind die Konstruktionshinweise für eine Auslegung von Partikeldämpfern nicht ausreichend, da diese keine qualitativen Aussagen über den Effekt der Dämpfung zum aktuellen Zeitpunkt ermöglichen. In Summe fehlen für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern, insbesondere für die Phasen des Konzipierens und

Entwerfens, entsprechende Auslegungswerkzeuge.

Weit verbreitete Modellierungsansätze aus dem Bereich der konventionell gefertigten Partikeldämpfer basieren auf dem Zweifreiheitsgradmodell (siehe auch Abbildung 2.5). Der große Vorteil der Zweifreiheitsgradmodelle, verglichen zur Diskreten Elemente Methode (DEM), ist die geringe Rechenzeit, sodass in kürzester Zeit zahlreiche Parameterkombinationen für die Auslegung der Partikeldämpfer berechnet werden können.

Allerdings weisen die Zweifreiheitsgradmodelle bisher nur eine eingeschränkte Funktionalität auf. Beispielsweise werden bei diesen Ansätzen oftmals die Schwerkraft und die Reibkräfte für eine einfachere Modellierung vernachlässigt. Die Vernachlässigung der Gewichtskraft stellt insbesondere eine zu starke Vereinfachung dar, wenn die Partikel und das Bauteil in Gravitationsrichtung schwingen. Auch die Reibung stellt einen relevanten Faktor dar, den es zu berücksichtigen gilt [Wong09, Liu05].

Darüber hinaus sind die mechanischen Ersatzmodelle noch nicht an die Besonderheiten der additiven Fertigung angepasst. Dabei ist zu betonen, dass die Simulation mittels DEM aufgrund kleinerer Partikeldurchmesser und damit einhergehender größerer Partikelanzahl mit $n > 1.000.000$ herausfordernder wird. Eine weitere Besonderheit laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer ist die geringe freie Bewegungslänge der Partikel in der Kavität. Je kleiner die freie Bewegungslänge ausfällt, desto einfacher gestaltet sich die Modellbildung.

Forschungsfragen: Aus der Forschungslücke können die folgenden Forschungsfragen abgeleitet werden:

- Welche Unterschiede liegen in Bezug auf die Anforderungen an die Modellbildung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern im Vergleich zu konventionellen Partikeldämpfern vor?
- Kann der Effekt der Partikeldämpfung durch ein Minimalmodell in Form eines Zweimasenschwingermodells mit einer Genauigkeit von 90 % im Vergleich zum experimentell ermittelten Dämpfungsmaß abgebildet werden?
- Wie lässt sich der Effekt der Partikeldämpfung mathematisch beschreiben?

Forschungsansatz und Hypothesen: Um für die Phasen des Konzipierens und Entwerfens ein Auslegungswerkzeug für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer bereitzustellen, soll ein Zweifreiheitsgradmodell aufgebaut werden. Dieses Modell soll die Reibkräfte zwischen den Partikeln und der Wand sowie die Gewichtskraft berücksichtigen. Des Weiteren wird das mechanische Ersatzmodell an die Besonderheiten der additiven Fertigung angepasst. Abhängig von der Packungsdichte weisen die Partikel in konventionell gefertigten Partikeldämpfern eine mehr oder weniger lange Flugphase auf. Besonders bei einer geringen Packungsdichte muss die Flugphase und damit die freie Bewegungslänge der Partikel berücksichtigt werden. Hingegen können bei additiv gefertigten Partikeldämpfern die Packungsdichte und damit die freie Bewegungslänge aufgrund des Fertigungsverfahrens nicht eingestellt werden. Aus CT-Aufnahmen von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern geht hervor, dass die freie Bewegungslänge weniger als 10 % der Hohlraumhöhe ausmacht [Scot19c], sodass postuliert wird, dass die freie

Bewegungslänge vernachlässigt werden kann. Die Vernachlässigung der freien Bewegungslänge führt zu den folgenden zwei wesentlichen Vorteilen:

- (1) Ohne die freie Bewegungslänge muss nicht wie im Modell von LU ET AL. (siehe Abbildung 2.5) eine komplexe Signalfunktion für die Feder- und Dämpferkräfte zwischen Partikel und Wand berücksichtigt werden, sodass die analytische Berechnung vereinfacht wird [Lu17a, Lu17b]. Stattdessen können die Feder- und Dämpferkräfte als linear angenommen werden.
- (2) Hinzu kommt, dass in der Ruhelage der Gewichtskraft eine gleich große Federkraft entgegenwirkt, sodass sich die Kräfte aufheben und die Gewichtskraft nicht in die Bewegungsgleichung miteinbezogen wird. In der freien Flugphase der Partikel muss die Gewichtskraft der Partikel allerdings beachtet werden. Die Berücksichtigung der Gewichtskraft in Abhängigkeit der Bewegungszustände gestaltet sich somit als herausfordernd. Aus diesem Grund wird oftmals die Gewichtskraft in den Bewegungsgleichungen nicht berücksichtigt.

3.3 Auslegungsmethoden

Forschungslücke: Aus dem aktuellen Stand der Forschung und Tabelle 3.2 geht hervor, dass sich erste Arbeiten mit der Auslegung laserstrahlgeschmolzener Partikeldämpfer beschäftigen und bereits erste Gestaltungsrichtlinien abgeleitet werden. Allerdings liegen noch keine gebündelten Gestaltungsrichtlinien vor, die den dezentral verteilten Kenntnisstand zusammenfassen und kategorisieren.

Neben spezifischen Gestaltungsrichtlinien liegt ebenfalls noch keine Auslegungsmethode vor, um den Effekt der Partikeldämpfung in Strukturbauteile zu integrieren. Insbesondere fehlt ein methodisches Vorgehen zur Lösung des Zielkonflikts zwischen einer hohen Steifigkeit bei gleichzeitig hoher Dämpfung und niedriger Masse. Des Weiteren fehlen rechnerunterstützte Ansätze zur Lösung dieses Zielkonflikts.

Forschungsfragen: Aus der Forschungslücke können die folgenden Forschungsfragen abgeleitet werden:

- Welche Gestaltungsrichtlinien können auf Basis dieser Arbeit in Kombination mit dem aktuellen Stand der Forschung abgeleitet werden, um laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer auszulegen?
- Welche Phasen muss eine Auslegungsmethode beinhalten, um Strukturbauteile hinsichtlich einer hohen Steifigkeit bei gleichzeitig hoher Dämpfung und niedriger Masse auslegen zu können?
- Kann auf Basis der Auslegungsmethode ein reales Demonstratorbauteil ausgelegt und ein Mehrwert durch den Effekt der Partikeldämpfung festgestellt werden?

Forschungsansatz und Hypothesen: Aus den Erkenntnissen dieser Arbeit und dem aktuellen Stand der Forschung sollen spezifische Gestaltungsrichtlinien für die Auslegung laserstrahlgescholzener Partikeldämpfer abgeleitet werden. Anschließend wird eine Reihenfolge für deren Anwendung festgelegt, um zuerst die Gestaltungsrichtlinien anzuwenden, die möglichst wenig darauffolgende Gestaltungsrichtlinien beeinflussen. Dazu werden entsprechende Kategorien eingeführt, die die gesamte Prozesskette abbilden.

Zur methodischen Integration des Effekts der Partikeldämpfung in Strukturbauteile wird eine Methode, bestehend aus drei Phasen, aufgebaut. In der ersten Phase der Wissensgenerierung muss Wissen über den Effekt der Partikeldämpfung, entweder über eine Modellbildung oder experimentellen Charakterisierung, erarbeitet oder über Gestaltungsrichtlinien recherchiert werden. In der darauffolgenden Phase der Strukturoptimierung werden die Bauteile hinsichtlich Masse und Steifigkeit optimiert. In der dritten Phase kann die Position der Kavitäten über eine Modalanalyse identifiziert und die Größe des Hohlraums über die Phase der Wissensgenerierung abgeschätzt werden. Zur Verifizierung des methodischen Vorgehens wird ein Demonstrator (Motorradgabelbrücke) ausgelegt, gefertigt und erprobt.

4 Experimentelle Charakterisierung

Im folgenden Kapitel wird der Effekt der Partikeldämpfung anhand von Parameterstudien experimentell charakterisiert. Das Fundament des Kapitels stellen dabei die Vorarbeiten aus [Ehle21b, Ehle22a] dar. Zuerst wird in Abschnitt 4.1 die experimentelle Versuchsplanung vorgestellt. Dabei wird insbesondere auf das methodische Vorgehen zur Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung eingegangen. Daran schließt sich die Beschreibung des Versuchsaufbau und die Festlegung der Versuchsparameter an, bevor auf die Wahl der Maschinen- und Prozessparameter eingegangen wird. Darauf aufbauend werden in Abschnitt 4.2 die Ergebnisse vorgestellt. Abschließend werden in Abschnitt 4.3 die Ergebnisse diskutiert und Ansätze zur Ableitung eines mechanischen Ersatzmodells aufgezeigt.

4.1 Versuchsplanung

In diesem Abschnitt soll ein Versuchsplan (DoE) erarbeitet werden. Das methodische Vorgehen ist in Abbildung 4.1 in Form eines Flow Charts dargestellt und wird im Folgenden beschrieben. Nachdem der Effekt der Partikeldämpfung als vielversprechende Maßnahme zur Schwingungsminderung im Bereich der additiven Fertigung identifiziert wurde, müssen die relevanten Einflussparameter identifiziert werden. Anschließend muss dieser Effekt experimentell in Abhängigkeit der identifizierten Einflussparameter beschrieben werden, da aktuell keine verifizierten Ersatzmodelle vorliegen. Dazu werden Balken mittels automatisiertem Impulshammer zu Schwingungen angeregt. Die explorative Untersuchung des Lösungsraums erfolgt an Probekörpern bzw. Primitiven. Als Ergebnis soll die Dämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft, Frequenz, Hohlraumvolumen und unterschiedlicher Materialien vorliegen. Des Weiteren sollen die Ergebnisse in Form von Regressionskurven aufbereitet werden, mit dem Ziel den Effekt der Partikeldämpfung während der Bauteilauslegung abschätzen zu können. Außerdem können die Regressionskurven in Wissensspeicher oder FEM-Modelle integriert werden, um partikelgedämpfte Bauteile schneller als mittels der DEM auszulegen. Des Weiteren dienen die Regressionskurven der Verifizierung von mechanischen Ersatzmodellen.

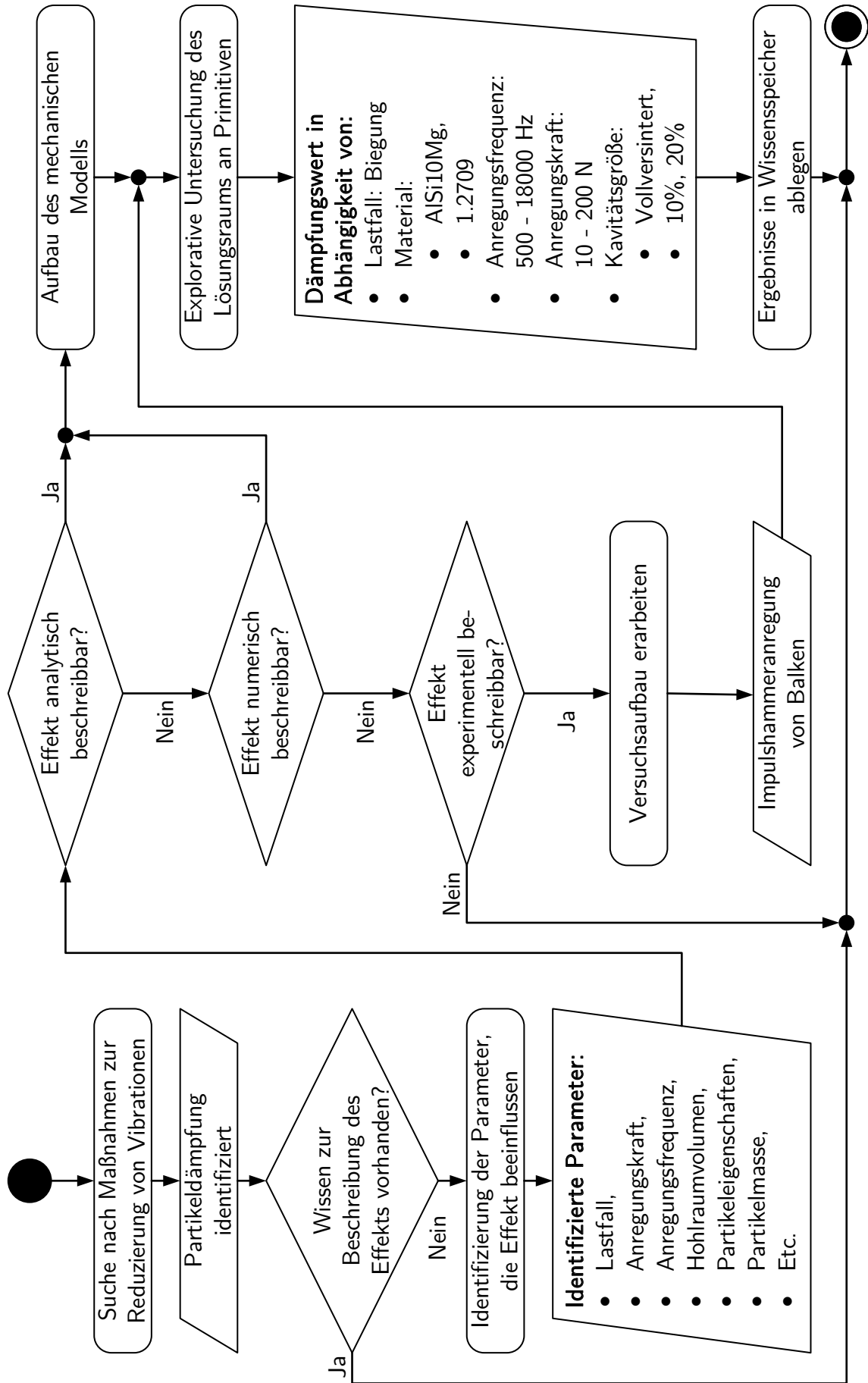


Abbildung 4.1: Flow Chart zur Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung, nach [Ehle22a].

4.1.1 Versuchsaufbau

Für die experimentelle Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung werden auf Schaumstoff gelagerte Probekörper mittels eines automatisierten Impulshammers (5800SL von Dytran) zu Schwingungen angeregt, siehe Abbildung 4.2. Die Anregung soll mittig auf dem Probekörper in vertikaler Richtung erfolgen. Die Bauteilschwingungen werden über einen Beschleunigungssensor (M353B17 von PCB Piezotronics), welcher mittig an der Probenunterseite befestigt ist, erfasst. Diese Form der Anregung und Lagerung der Probekörper weist gegenüber einer Shakeranregung den Vorteil auf, dass keine parasitäre Reibung in der Einspannung auftritt, welche die Dämpfungsmessung beeinflusst. Für eine gute Reproduzierbarkeit bzw. Wiederholgenauigkeit, welche händisch nicht zu erreichen ist, wird der Impulshammer durch einen Motor angesteuert. Hinzu kommt, dass durch die Automatisierung der Versuchsaufwand minimiert wird, da Doppelschläge und somit fehlerhafte Messungen vermieden werden. Ein weiterer Vorteil, der mit der Automatisierung einhergeht, ist, dass die Schlagkraft des Impulshammers präzise eingestellt werden kann. Dies ist von besonderer Bedeutung, da ein nichtlinearer kraftabhängiger Dämpfungsverlauf zu erwarten ist.

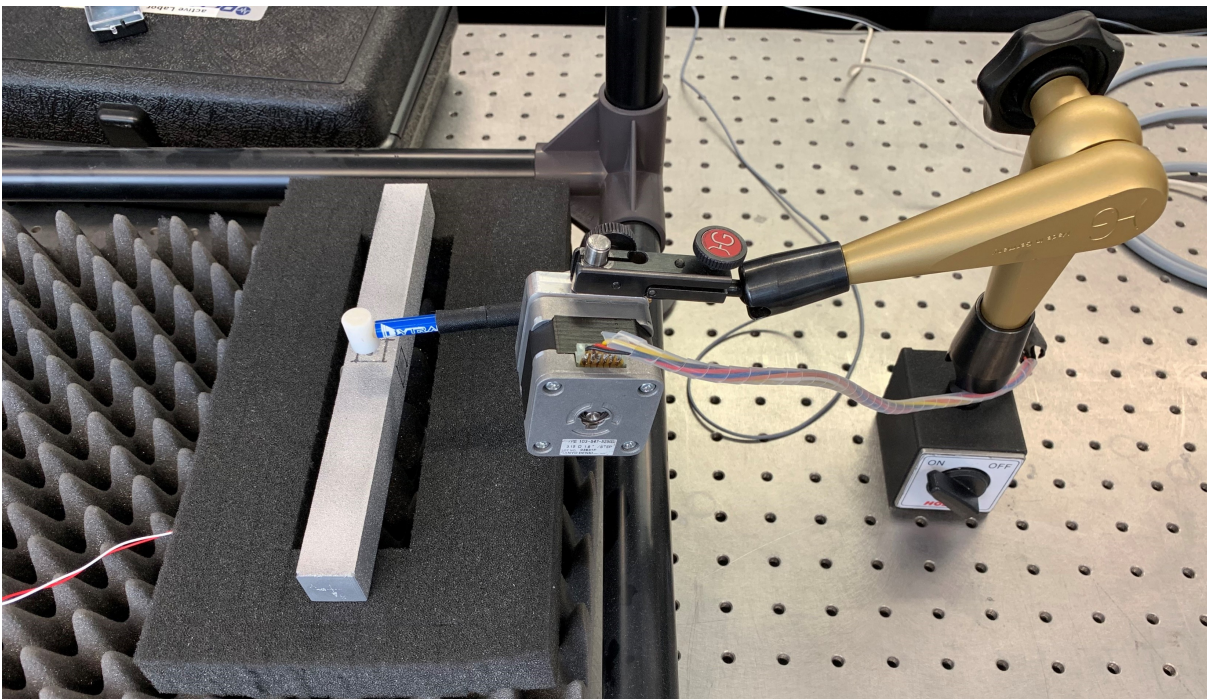


Abbildung 4.2: Versuchsaufbau, nachgedruckt mit Genehmigung von [Ehle21b]. Copyright Elsevier.

Für eine reproduzierbare Versuchsdurchführung wird die Probengeometrie so ausgewählt, dass sich die Probe nicht durch einen Impulshammerschlag verdreht. Durch anisotrope Materialeigenschaften, wie sie im "as-build" Zustand vorliegen und durch eine nicht rotationssymmetrische Kavität würde bei einer Verdrehung der Probe ein anderes Antwortverhalten bei gleicher Anregung auftreten. Aus diesem Grund wird ein Balken mit quadratischem Querschnitt als Probekörper und kein Zylinder ausgewählt.

Des Weiteren beinhaltet die Messkette ein Datenerfassungsgerät (VibRunner von m+p International) und die Software m+p Analyzer. Mittels der Software können die Zeitdaten vom Impulshammer und vom Beschleunigungssensor aufgezeichnet und anschließend die Übertragungsfunktion berechnet werden. Final kann die Dämpfung in Matlab über das Circle-Fit Verfahren im Frequenzbereich berechnet werden.

4.1.2 Festlegung der Versuchsparameter

Der Effekt der Partikeldämpfung soll in Abhängigkeit der aus dem Stand der Technik und Forschung hervorgehenden wichtigsten Parameter charakterisiert werden. Dazu zählen Hohlraumvolumen, Eigenfrequenz, Anregungskraft, Anregungsrichtung und Material. Die Charakterisierung erfolgt für den in Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Versuchsaufbau.

Hohlraumvolumen: Über die Größe des Hohlraumvolumens wird bei laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern die Partikelmasse indirekt eingestellt, da die Packungsdichte prozessbedingt nicht eingestellt werden kann. Bevor jedoch die Größe der Kavität festgelegt wird, muss zuerst die Gestalt der Kavität definiert werden. Ziel ist es selbsttragende Strukturen zu realisieren, sodass auf Stützstrukturen in der Kavität verzichtet werden kann und somit das Hohlraumvolumen maximiert wird. Aus diesem Grund wird eine quaderförmige Kavität verwendet, da bei einer liegenden Ausrichtung der Balken auf der Bauplattform auf Stützstrukturen in der Kavität verzichtet werden kann. Dazu werden die Balken auf deren Längskante orientiert (siehe Abbildung 4.3), sodass der Down-Skin Winkel $\delta = 45^\circ$ eingehalten wird.

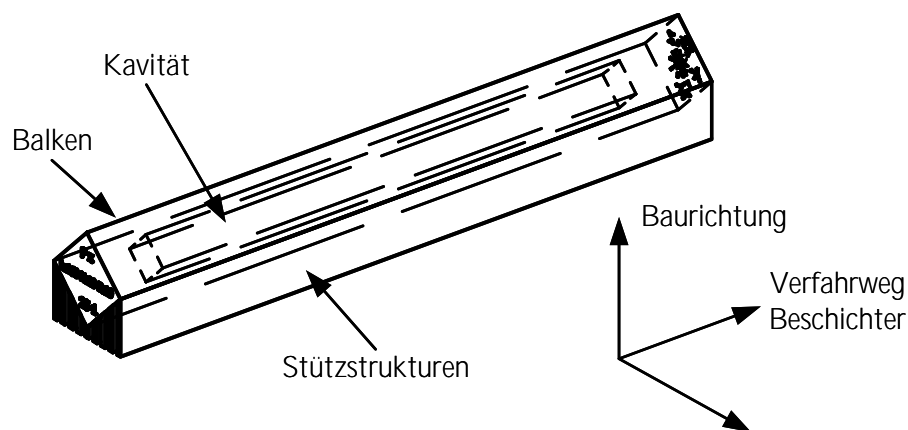


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung eines partikelgefüllten Balkens in Fertigungsrichtung, nach [Ehle22a].

Eine Unterteilung des Hohlraums in mehrere kleinere Hohlräume würde zu einer geringeren Dämpfung führen [Künn17], sodass die Kavität mittig im Balken platziert und der Hohlraum durchgängig über eine Länge von $l_h = 0,8 \cdot l$ gefertigt wird. Um den Versuchsaufwand zu minimieren, wird in diesem Kapitel das Hohlraumverhältnis (HV) nur über die Hohlraumbreite b_h variiert. Insgesamt werden die drei Hohlraumverhältnisse $HV = 0\%$ (vollversintert), $HV = 10\%$ und $HV = 20\%$ analysiert. Ein Hohlraumverhältnis von $HV = 0\%$ wird als Referenz

benötigt, um den Effekt der Partikeldämpfung bewerten zu können. Die $HV = 10\%$ und $HV = 20\%$ Stützstellen wurden im Rahmen einer Literaturrecherche als sinnvolle Kavitätsgrößen identifiziert. Der Einfluss der Variation der Hohlraumlänge wird in Kapitel 5 betrachtet und kann im Detail in [Ehle22b] nachgeschlagen werden.

Frequenz: Partikeldämpfer sind in einem breiten Frequenzbereich wirkungsvoll und weisen einen frequenzabhängigen Dämpfungsverlauf auf. Aufgrund der Art der Anregung (Impulshammeranregung) kann die Anregungsfrequenz nicht variiert werden. Aus diesem Grund wird die Eigenfrequenz über die Balkenabmessungen festgelegt. Der Fokus der Auswertung liegt auf der ersten Eigenfrequenz, wobei höhere Moden auch vereinzelt ausgewertet werden. Die Balkenabmessungen werden so variiert, dass die Grenzen der Fertigungstechnologie ausgeschöpft werden. Der kleinste Balkenquerschnitt wird auf $5 \times 5 \text{ mm}^2$ festgelegt, sodass gezielt eine geringe Fließfähigkeit im Balken eingestellt und somit die Partikelinteraktionen limitiert wird. Über die zuvor definierten prozentualen Kavitätsgrößen ergibt sich für ein Hohlraumverhältnis von $HV = 10\%$ ein Hohlraumquerschnitt von nur $2,5 \times 1,25 \text{ mm}^2$. Die maximale Balkenlänge ergibt sich aus der Größe der Bauplattform zu 200 mm. Insgesamt sollen 4 Stützstellen für die erste Eigenfrequenz verwendet werden, die gleichmäßig auseinander liegen. Aus der Euler-Bernoulli Balkentheorie (siehe auch Gl. (5.3)) geht hervor, dass die Eigenfrequenz bei einer Vervierfachung des quadratischen Balkenquerschnitts verdoppelt wird. Somit werden die ersten drei Balkenabmessungen wie folgt festgelegt: $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$, $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ und $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$. Für die vierte Stützstelle soll der Querschnitt nicht weiter vervierfacht werden, um ein ausreichendes Längen- zu Breitenverhältnis zu gewährleisten. Aus diesem Grund wird der vierte Querschnitt zu $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$ festgelegt¹. Das Einbringen einer Kavität in die zuvor festgelegten Balkenabmessungen beeinflusst das Verhältnis aus Steifigkeit zu Masse, sodass eine geringfügige Verschiebung der Eigenfrequenz auftritt. Dieser Einfluss soll allerdings vernachlässigt werden.

Anregungskraft: Die Anregungskraft wird im Experiment von 10 N bis 180 N variiert. Bis 100 N wird die Kraft in 10 N Schritten und darüber hinaus in 40 N Schritten erhöht, um den Versuchsaufwand zu minimieren. Da allerdings die Sättigungsgrenze des Beschleunigungssensors berücksichtigt werden muss, können mitunter nicht alle Kraftniveaus bei hohen Schwingungsamplituden getestet werden.

Anregungsrichtung: Um die richtungsabhängigen Dämpfungseigenschaften sowohl durch die fertigungsbedingte Anisotropie als auch durch die Hohlraumgeometrie vollumfänglich quantifizieren zu können, werden die Balken ebenso in y - wie auch in z -Richtung zu Schwingungen angeregt. Um eine eindeutige Zuordnung zwischen der Baurichtung und der Anregungsrichtung zu gewährleisten wird ein Koordinatensystem auf die Balken gedruckt und folgende Notation verwendet:

¹Aus Gl. (5.3) kann der folgende Zusammenhang für die Berechnung der angepassten Balkenlänge L^* , in Abhängigkeit der Referenzbalkenlänge L und dem Faktor x , um welche die Eigenfrequenz angepasst werden soll, abgeleitet werden: $L^* = \sqrt{\frac{L^4}{x^2}}$. Rein rechnerisch muss für eine Verdoppelung der Eigenfrequenz die Balkenlänge auf $L^* = 141,42 \text{ mm}$ angepasst werden, soll der Einfachheit halber aber auf $L^* = 150 \text{ mm}$ festgelegt werden.

- x-Richtung: Verfahrensweg des Beschichters
- y-Richtung: Senkrecht zum Verfahrensweg des Beschichters
- z-Richtung: Baurichtung.

Material: Mittels des PBF-LB/M werden überwiegend Monomaterialbauteile gefertigt, sodass das unverschmolzene und verschmolzene Pulver immer die gleiche chemische Zusammensetzung aufweisen. Eine Ausnahme stellt hier die Multimaterialfertigung im PBF-LB/M dar, die sich momentan jedoch in den Anfängen befindet und hier nicht näher betrachtet werden soll. Die größten Anwendungsgebiete für die additive Fertigung sind die Luft- und Raumfahrtindustrie und die Automobilindustrie [Wohl21]. Aus diesem Grund wird in diesen Anwendungsgebieten nach möglichen Demonstratoren gesucht, um die Materialwahl festzulegen. Im Bereich der Luft- und Raumfahrt weisen Halterungen oder Befestigungselemente für Elektroniken Potenzial für Partikeldämpfung auf. Als Material kommen hier überwiegend Aluminium und Titan zum Einsatz. Im Bereich der Automobilindustrie sind Motorradgabelbrücken, Bremsbackenhalter oder Motorradspiegel Beispiele für Demonstratoren aus Aluminium. Für Zahnräder oder Bremscheiben können überwiegend Stahllegierungen verwendet werden. Des Weiteren eignet sich Stahl im Anlagenbau für Werkzeuge oder Spannelemente wie Wendeschneidplattenhalter oder Fräser. Aufgrund geringer Materialkosten wird AlSi10Mg als Leichtbauwerkstoff und 1.2709 als Werkzeugstahl ausgewählt.

Die Variation des Materials hat Auswirkungen auf die zuvor definierte Partikelmasse und Eigenfrequenz des Bauteils. Dabei soll die Eigenfrequenz zwischen identischen Parameterkombinationen gleich sein. Dazu wird die Eigenfrequenz der vollversinterten Balken ohne Kavität mittels der Euler-Bernoulli Balkentheorie für die zuvor festgelegten Balkengeometrien aus AlSi10Mg berechnet. Anschließend können mittels der Euler-Bernoulli Balkentheorie die Abmessung der Balken aus Stahl berechnet werden. Als Randbedingung muss dabei das Längen- zu Breitenverhältnis berücksichtigt werden. Die Materialparameter können den Materialdatenblättern der Hersteller entnommen werden. Der Frequenzbereich der ersten Mode erstreckt sich somit von ca. 600 Hz bis 5000 Hz. Für die Berechnung der Hohlraumvolumina der Balken aus 1.2709 wird die folgende Randbedingung gemäß Gl. (4.1) eingeführt

$$\xi = 2,5 \cdot HV. \quad (4.1)$$

Dabei stellt ξ das Breitenverhältnis und HV das Hohlraumverhältnis V_h/V bzw. die Größe der Kavität dar. Anschließend kann die Breite b_h des Hohlraums über Gl. (4.2) berechnet werden

$$b_h = \xi \cdot b. \quad (4.2)$$

In Tabelle 4.1 ist der statistische Versuchsplan für die Herstellung der Balken dargestellt. Insgesamt werden die Balken in 7 Chargen gefertigt, da nicht alle Balken in einem Baujob gefertigt werden können. In dieser Arbeit werden nicht alle Chargen und Parameter betrachtet, sodass die Parameter nicht fortlaufend nummeriert sind. Im Hinblick auf das Forschungsdatenma-

nagement und der Vergleichbarkeit mit anderen Arbeiten [Ehle21b, Ehle22a, Ehle22b] führt diese Nummerierung zu einer klaren und konsistenten Zuordnung. Auch wird nur ein Balken pro Parameter gedruckt, da bereits in [Ehle21b] festgestellt worden ist, dass die Standardabweichung bei drei gedruckten Balken pro Parameter gering ist und so der Versuchsaufwand deutlich reduziert werden kann.

Tabelle 4.1: Statistischer Versuchsplan zur additiven Fertigung der untersuchten Balken.

Par.	Material	Charge	Äußere Balkenabmessung			Hohlraumabmessung			Kavität
			in mm			in mm			
			Länge	Höhe	Breite	Breite	Höhe	Länge	
1	AlSi10Mg	1	200	20	20	vollversintert			
12	AlSi10Mg	3	200	10	10	vollversintert			
13	AlSi10Mg	3	200	10	10	5	5	160	20 %
14	AlSi10Mg	3	200	10	10	5	2,5	160	10 %
15	AlSi10Mg	3	200	5	5	vollversintert			
16	AlSi10Mg	3	200	5	5	2,5	2,5	160	20 %
17	AlSi10Mg	3	200	5	5	2,5	1,25	160	10 %
18	AlSi10Mg	3	200	20	20	vollversintert			
19	AlSi10Mg	3	150	20	20	10	10	120	20 %
20	AlSi10Mg	3	150	20	20	10	5	120	10 %
23	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	5	160	10 %
25	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	10	160	20 %
40	1.2709	7	168,60	16,90	16,90	8,50	8,50	134,9	20 %
41	1.2709	7	168,60	16,90	16,90	8,50	4,25	134,9	10 %
42	1.2709	7	168,60	16,90	16,90	vollversintert			
43	1.2709	7	168,60	8,40	8,40	4,20	4,20	134,9	20 %
44	1.2709	7	168,60	8,40	8,40	4,20	2,10	134,9	10 %
45	1.2709	7	168,60	8,40	8,40	vollversintert			
46	1.2709	8	168,60	4,20	4,20	2,10	2,10	134,9	20 %
47	1.2709	8	168,60	4,20	4,20	2,10	1,05	134,9	10 %
48	1.2709	8	168,60	4,20	4,20	vollversintert			
49	1.2709	7	126,40	16,90	16,90	8,50	8,50	99,9	20 %
50	1.2709	7	126,40	16,90	16,90	8,50	4,25	99,9	10 %
51	1.2709	7	126,40	16,90	16,90	vollversintert			

4.1.3 Maschinen- und Prozessparameter

Alle Balken aus Tabelle 4.1 werden auf der additiven Fertigungsanlage EOS M280 mit den Standardparametern unter einer Schutzgasatmosphäre gefertigt. Für die Balken aus AlSi10Mg wird dazu Argon und für die Balken aus 1.2709 Stickstoff als Schutzgas verwendet. Die Schichtdicke beträgt $30\ \mu\text{m}$. Der mittlere Korngrößendurchmesser des Aluminiumpulvers liegt bei $d_{50} = 47\ \mu\text{m}$ und für das Stahlpulver bei $d_{50} = 31\ \mu\text{m}$. Für jeden Baujob werden 70 % neues und 30 % aufbereitetes Pulver verwendet. An den Bauprozess anschließend werden die Balken mit einer Säge von der Bauplattform entfernt. Eine Wärmenachbehandlung ist nicht erfolgt, da die hier verwendeten Materiallegierungen oftmals im "as-build" Zustand eingesetzt werden. Die Stützstrukturen werden bei den Aluminiumbauteilen mit einer Zange abgebrochen und bei den Balken aus Stahl spanend abgetragen. Anschließend werden alle Balken mittels Sandstrahlen nachbearbeitet. Um Rückschlüsse auf die Packungsdichte und Partikelmasse zu erhalten, werden alle Balken gewogen und ausgewählte Balken mittels CT-Scan analysiert.

4.2 Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der experimentellen Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung vorgestellt. Zuerst werden in Abschnitt 4.2.1 die Ergebnisse der vollversinterten Balken vorgestellt. Daran anschließend werden in Abschnitt 4.2.2 die Ergebnisse der partikelgedämpften Balken beschrieben. Dabei wird auf die Partikelmasse, Packungsdichte und vereinzelte CT-Scans eingegangen. Anschließend liegt der Fokus des Kapitels auf der Vorstellung der kraftabhängigen Dämpfungsverläufe und vereinzelter Übertragungsfunktionen. Dazu werden die kraftabhängigen Dämpfungsverläufe in vier Messkampagnen vorgestellt. Der Fokus der Auswertung liegt auf der ersten Schwingungsmode, wobei die Ergebnisse der dritten Mode dem Anhang B entnommen werden können. Anhand einer Auswahl an exemplarischen Übertragungsfunktionen kann die Bauteildämpfung teilweise bis zur siebten Schwingungsmode analysiert werden.

4.2.1 Vollversinterte Balken

Um den Effekt der Partikeldämpfung bewerten zu können, muss zuerst die Ausgangssituation analysiert werden. Dazu werden vollversinterte Balken aus AlSi10Mg (Parameter 1, 12, 15, 18) und 1.2709 (Parameter 42, 45, 48, 52) mittels des Versuchsaufbaus aus Abschnitt 4.1.1, zu Schwingungen angeregt. Anschließend wird die Übertragungsfunktion aus den Zeitdaten gebildet und die Dämpfung über das Circle-Fit Verfahren nach Gl. (2.2) berechnet.

In Abbildung 4.4 sind exemplarisch die Übertragungsfunktionen des $20 \times 20 \times 200\ \text{mm}^3$ Balkens (Parameter 1) dargestellt. Der Balken wird sowohl in y - als auch in z -Richtung von 10 N bis 180 N zu Schwingungen angeregt. Pro Kraftlevel werden 5 Versuche durchgeführt. Es ist zu erkennen, dass die Anregungsrichtung einen Einfluss auf die Eigenfrequenz hat. Insgesamt

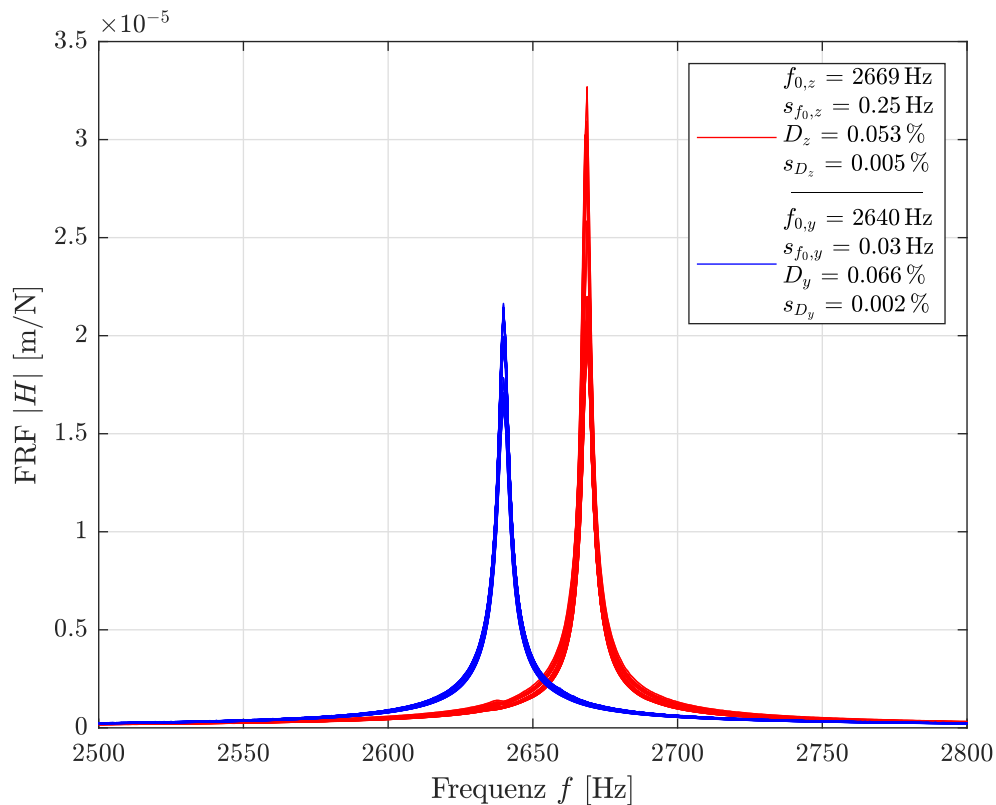


Abbildung 4.4: Übertragungsfunktion von vollversinterten Balken (Parameter 1, in Abhängigkeit von F_y und F_z im Intervall [10 - 180 N]).

ist die Eigenfrequenz bei einer Anregung in y -Richtung ($f_{0,y} = 2640$ Hz) ca. 30 Hz niedriger als in z -Richtung ($f_{0,z} = 2669$ Hz). Somit liegen leicht anisotrope Materialeigenschaften vor.

Des Weiteren geht aus Abbildung 4.4 hervor, dass die Dämpfung in y -Richtung höher als in z -Richtung ausfällt. Insgesamt wird für die 60 Messungen pro Anregungsrichtung eine geringe Standardabweichung und in Folge dessen eine gute Reproduzierbarkeit erreicht. Die größte Abweichung tritt beim Dämpfungsmaß bei einer Anregung in z -Richtung auf. Hier liegt die Standardabweichung bezogen auf den Mittelwert des Dämpfungsmaßes um ca. Faktor 10 niedriger.

Die Charakterisierung der Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes ist exemplarisch für eine Übertragungsfunktion aus Abbildung 4.4 in Abbildung 4.5 mittels des Circle-Fit Verfahrens dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Punkte in der komplexen Ebene sehr gut durch einen Kreis approximiert werden können. Somit liegt für diese Messung lineares Verhalten vor.

Im weiteren Verlauf wird die Eigenfrequenz und Dämpfung für vollversinterte Balken aus AISi10Mg und 1.2709 berechnet. Das Ergebnis der Dämpfung, welches auf die erste Eigenfrequenz bezogen wird, ist für die vollversinterten Balken in Abbildung 4.6 dargestellt. Jede Stützstelle stellt die Mittelung aus fünf Schlägen pro Kraftlevel dar. Die Eigenfrequenz wird dabei durch die Balkenabmessungen eingestellt. Für alle Balken ist leicht anisotropes Materialverhalten sichtbar, da sich die Eigenfrequenz und das Dämpfungsmaß in Abhängigkeit der Anregungsrichtung geringfügig ändern. Es ist zu erkennen, dass die Dämpfungswerte für

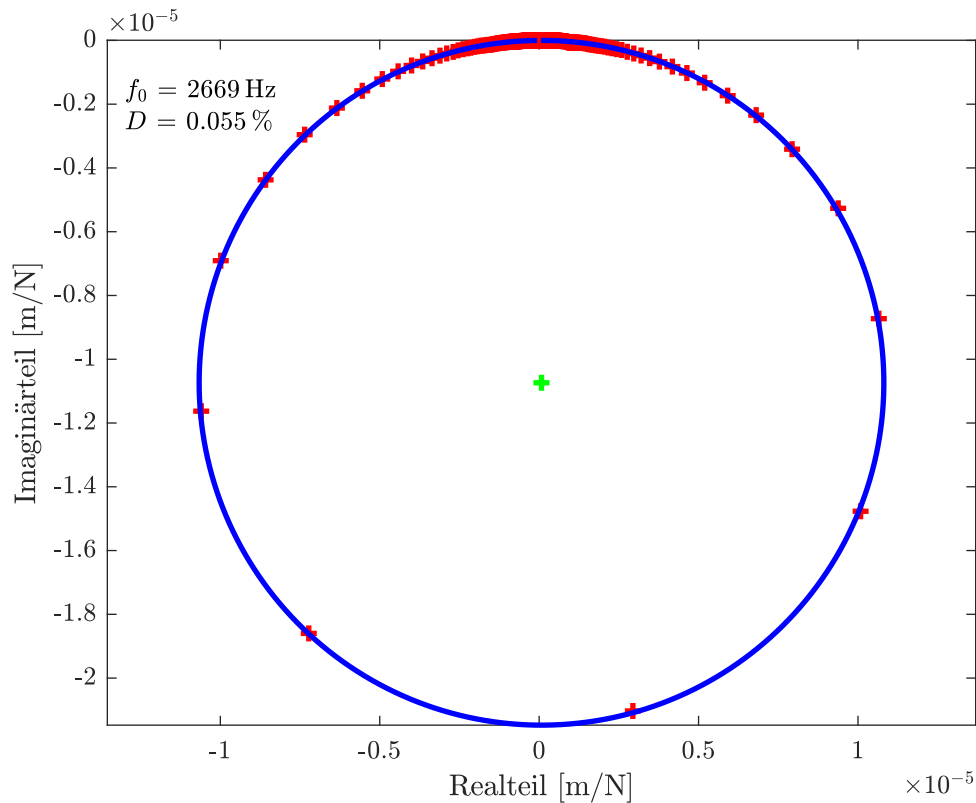


Abbildung 4.5: Ergebnis des Circle-Fit Verfahrens eines vollversinterten Balkens (Par. 1) aus AISi10Mg bei $F_z = 100$ N, nach [Ehle21b].

die Balken aus AISi10Mg höher ausfallen, als für die Balken aus 1.2709. Dabei sind die ausschlaggebenden Materialparameter in den Dämpfungsverläufen der E-Modul und die Dichte. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Bauteildämpfung mit höherer Eigenfrequenz abnimmt. Dieser Verlauf ist durch die Euler-Bernoulli Balkentheorie, siehe Gl. (5.3) zu erklären. Der Dämpfungsverlauf wird durch eine Hyperbelfunktion nach Gl. (4.3) angenähert

$$D = p_1 \cdot f_0^{q_1} + c_1. \quad (4.3)$$

Die identifizierten Parameter der Approximation sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Parameter der Hyperbelfunktion zur Approximation der frequenzabhängigen Dämpfung, mit Bezug zu Gl. (4.3) und Abbildung 4.6.

Material	p_1	q_1	c_1
AISi10Mg	$8,128 \cdot 10^5$	-2,199	0,04997
1.2709	$6,41 \cdot 10^{13}$	-5,092	0,04921

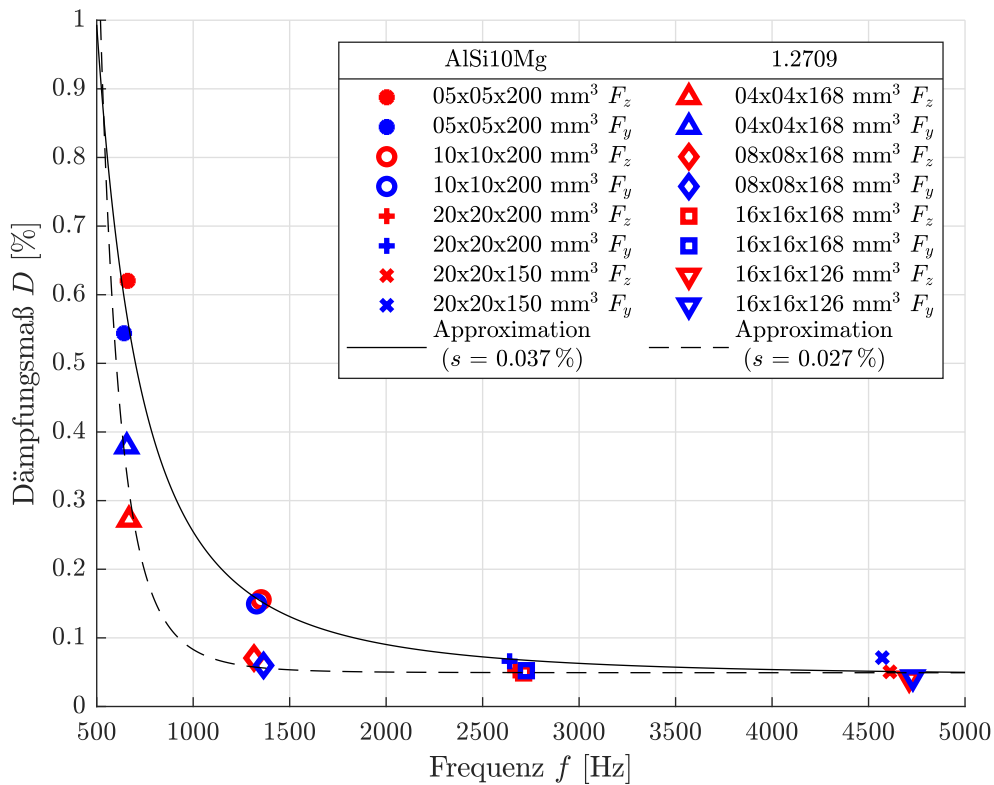


Abbildung 4.6: Frequenzabhängige Dämpfung von vollversinterten Balken aus AlSi10Mg und Werkzeugstahl 1.2709, nach [Ehle21b].

4.2.2 Partikelgedämpfte Balken

Zu Beginn werden die Balkenmassen, Partikelmassen und die Packungsdichten aller Balken ermittelt. Anschließend werden vier Messkampagnen vorgestellt, in denen die Balken aus AlSi10Mg und 1.2709 verglichen werden. Dazu wird die Dämpfung für die erste und dritte Schwingungsmoden ausgewertet. Jede Messkampagne besteht aus einem vollversinterten und zwei partikelgedämpften Balken, die sich in ihrer Kavitätsgröße (HV = 10 % und HV = 20 %) unterscheiden.

4.2.2.1 Packungsdichte

Eine erste Abschätzung über den Effekt der Partikeldämpfung kann über die Packungsdichte getroffen werden. Für konventionell gefertigte Partikeldämpfer liegt die optimale Packungsdichte zwischen 40 % bis 80 % [Holl98, Schm17, Drag12, Veer16]. Des Weiteren kann über die Streuung der Packungsdichte die Reproduzierbarkeit der Pulverfüllung während des Fertigungsprozesses bewertet werden. Beispielsweise könnten sich Ausreißer in der Packungsdichte im Dämpfungsverlauf widerspiegeln. Die Packungsdichte η kann über das Verhältnis der Schüttdichte ϱ_S zur Bauteildichte $\varrho_{B, \text{reff}}$ berechnet werden, siehe Gl. (4.4)

$$\eta = \frac{\varrho_S}{\varrho_{B, \text{reff}}} . \quad (4.4)$$

Der Einfachheit halber soll die Bauteildichte $\varrho_{B, \text{reff}}$ für einen vollversinterten Referenzbalken

(Index: reff) mit den gleichen äußeren Abmessungen wie der zu untersuchende partikelgedämpfte Balken bestimmt werden. An dieser Stelle wird angenommen, dass die Dichte des versinterten Bauteilvolumens sowohl für partikelgedämpfte als auch für die vollversinterten Balken identisch ist. Die Bauteildichte $\rho_{B,ref} = m_{B,ref}/V_{B,ref}$ kann über die Balkenmasse und das Balkenvolumen berechnet werden. Die Balkenmasse kann mittels einer Waage gemessen und das Balkenvolumen analytisch berechnet werden.

Die Schüttdichte ρ_S vom Pulver kann nach Gl. (4.5) über die Partikelmasse m_P und der Volumendifferenz zwischen vollversinterten $V_{B,ref}$ und partikelgedämpften V_B Balken berechnet werden

$$\rho_S = \frac{m_P}{V_{B,ref} - V_B} \quad (4.5)$$

Die Partikelmasse kann schließlich nach Gl. (4.6) berechnet werden

$$m_P = m_B - \frac{m_{B,ref}}{V_{B,ref}} \cdot V_B \quad (4.6)$$

Tabelle 4.3: Balkenmasse m_B , Partikelmasse m_P und Packungsdichte η , nach [Ehle22a].

Parameter	1	12	13	14	15	16
m_B [g]	212,20	53,75	48,45	50,85	13,95	13,05
m_P [g]	0	0	5,45	2,48	0	1,89
η [%]	1	1	50,70	46,05	1	67,74
Material	AlSi10Mg					
Parameter	17	18	19	20	23	25
m_B [g]	12,5	159	144,2	151,2	197,6	193,05
m_P [g]	-0	0	17,00	8,1	6,62	23,29
η [%]	-1	1	53,46	50,94	31,20	54,88
Material	AlSi10Mg					
Parameter	40	41	42	43	44	45
m_B [g]	343,90	360,53	384,00	87,55	91,05	93,68
m_P [g]	36,70	14,93	0	12,61	6,74	0
η [%]	47,79	38,88	1	67,28	71,93	1
Material	1.2709					
Parameter	46	47	48	49	50	51
m_B [g]	21,75	22,65	23,75	261,95	273,75	288,45
m_P [g]	2,75	1,28	0	31,19	14,15	0
η [%]	57,89	53,68	1	54,06	49,04	1
Material	1.2709					

In Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse der Balkenmasse, Partikelmasse und der Packungsdichte dargestellt. Die Packungsdichte liegt durchschnittlich bei 50 % bis 60 % und damit in einem Bereich, der eine hohe Dämpfung zu erwarten lässt. In Abbildung 4.7 sind für zwei Balken aus dem Material 1.2709 entsprechende CT-Scans dargestellt. Da die Balken stehend eingescannt wurden, ist das Pulver in der Kavität in sich zusammengesackt. Dadurch ergibt sich im Hohlraum eine zusammenhängende gasförmige Kavität, die eine Größe von ca. 5 % bis 10 % des gesamten Hohlraums einnimmt. Die berechnete Packungsdichte fällt niedriger aus als es die CT-Scans vermuten lassen. Hintergrund ist, dass zwischen den einzelnen Pulverpartikeln weitere Leerstellen vorliegen, die mit dem CT-Scan nicht aufgelöst werden können. Es wird festgestellt, dass sich die höhere Packungsdichte vom Balken 43 aus Tabelle 4.3 auch in den CT-Scans gegenüber Balken 40 widerspiegelt.

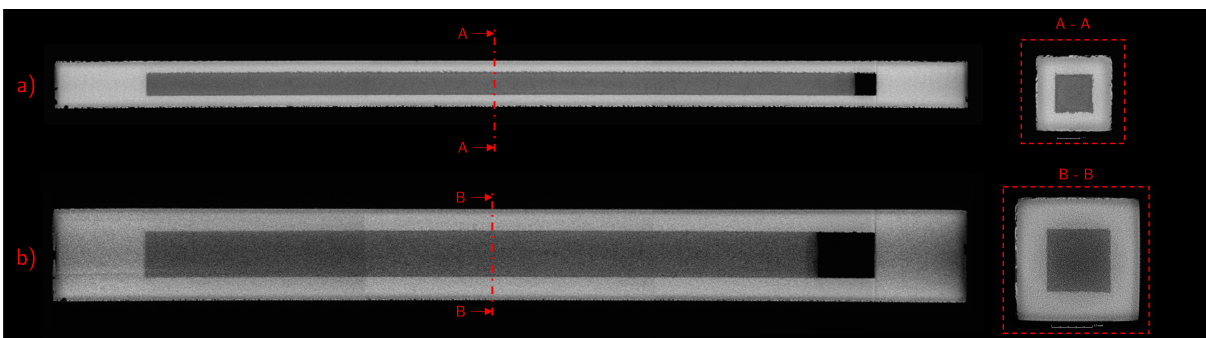


Abbildung 4.7: CT-Scan von partikelgefüllten Balken aus 1.2709:

- a) äußere Abmessungen: $8,4 \times 8,4 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 43,
- b) äußere Abmessungen: $16,9 \times 16,9 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 40.

4.2.2.2 Erste Messkampagne

In dieser Messkampagne werden die Ergebnisse der $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg und die $4,2 \times 4,2 \times 169 \text{ mm}^3$ Balken aus dem Material 1.2709 vorgestellt. Aufgrund des hohen Aspektverhältnisses und der damit einhergehenden niedrigeren Steifigkeit gegenüber den Balken aus den weiteren Messkampagnen, erreicht der Beschleunigungssensor bereits bei 20 N bis 25 N seine Sättigungsgrenze, sodass die Anregungskraft nicht weiter erhöht werden kann.

Eine erste Abschätzung des dynamischen Antwortverhaltens der Balken bietet der Vergleich der Übertragungsfunktionen. Dazu sind in Abbildung 4.8 drei exemplarische Übertragungsfunktionen für AlSi10Mg (a) und 1.2709 (b) bei einer Anregungskraft von $F_z = 20 \text{ N}$ dargestellt. Die lokalen Maxima geben die Resonanzen und die lokalen Minima die Antiresonanzen an. Die Resonanzen stellen dabei die ungeraden Schwingungsmoden und die Antiresonanzen die geraden Schwingungsmoden dar. Da der Beschleunigungssensor auf der Balkenmitte befestigt und der Balken näherungsweise frei-frei gelagert ist, stellt die Position des Beschleunigungssensors den Schwingungsknoten der geraden Schwingungsmoden dar. Dies hat zur Folge, dass die geraden Schwingungsmoden (Antiresonanzen) nicht ausgewertet werden können. Durch die automatisierte Impulshammeranregung kann ein breiter Frequenzbereich bis zu 18000 Hz für die Balken aus AlSi10Mg (a) und bis zu 25000 Hz für die Balken aus 1.2709 (b) angeregt werden. Es ist ersichtlich, dass der Effekt der Partikeldämpfung für den hier untersuchten Fre-

quenzbereich und teilweise bis zur neunten Schwingungsmode wirkungsvoll ist. Die höchste Amplitudenreduktion ist für die dritte Schwingungsmode zu verzeichnen. Eine Ausnahme stellt dabei der Balken aus AlSi10Mg mit $HV = 10\%$ dar, bei dem die Dämpfung hin zu höheren Mode zunimmt. Um dies zu verdeutlichen, ist im Anhang in Tabelle B.1 die Amplitudenreduktion der partikelgedämpften Balken bezogen auf den vollversinterten Balken dargestellt und die entsprechende Eigenfrequenz aufgelistet. Die Ergebnisse zeigen, dass bei den Balken aus 1.2709 eine größere Kavität zu einer höheren Dämpfung führt. Hingegen kann bei den Balken aus AlSi10Mg keine allgemeingültige Aussage, bezogen auf die Kavitätsgröße, getroffen werden.

Um den Einfluss der Anregungskraft bewerten zu können, ist in Abbildung 4.9 der kraftabhängige Dämpfungsverlauf für Balken aus AlSi10Mg (a) und 1.2709 (b) für die erste Schwingungsmode dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Dämpfung der partikelgedämpften Balken höher als die der vollversinterten Balken ist und die Dämpfung mit steigender Anregungskraft leicht zunimmt. Der Dämpfungsverlauf wird dabei durch eine Hyperbelfunktion angenähert. Auffällig ist, dass die Dämpfung der Balken aus AlSi10Mg höher als bei denen aus 1.2709 ausfällt. Da allerdings auch die Dämpfung der vollversinterten Balken aus 1.2709 niedriger ausfällt, ist der Zugewinn an Dämpfung bei beiden Materialklassen näherungsweise identisch. Des Weiteren ist kein Unterschied in Bezug auf die Kavitätsgröße und die Anregungsrichtung ersichtlich.

Bei der dritten und fünften Mode ist auffällig, dass die Dämpfung mit steigender Anregungskraft abnimmt. Ab der siebten Schwingungsmode kommt erschwerend hinzu, dass die Dämpfung nicht mehr erfolgreich mit dem Circle-Fit Verfahren ausgewertet werden kann. Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der dritten Mode ist im Anhang in Abbildung B.1 dargestellt.

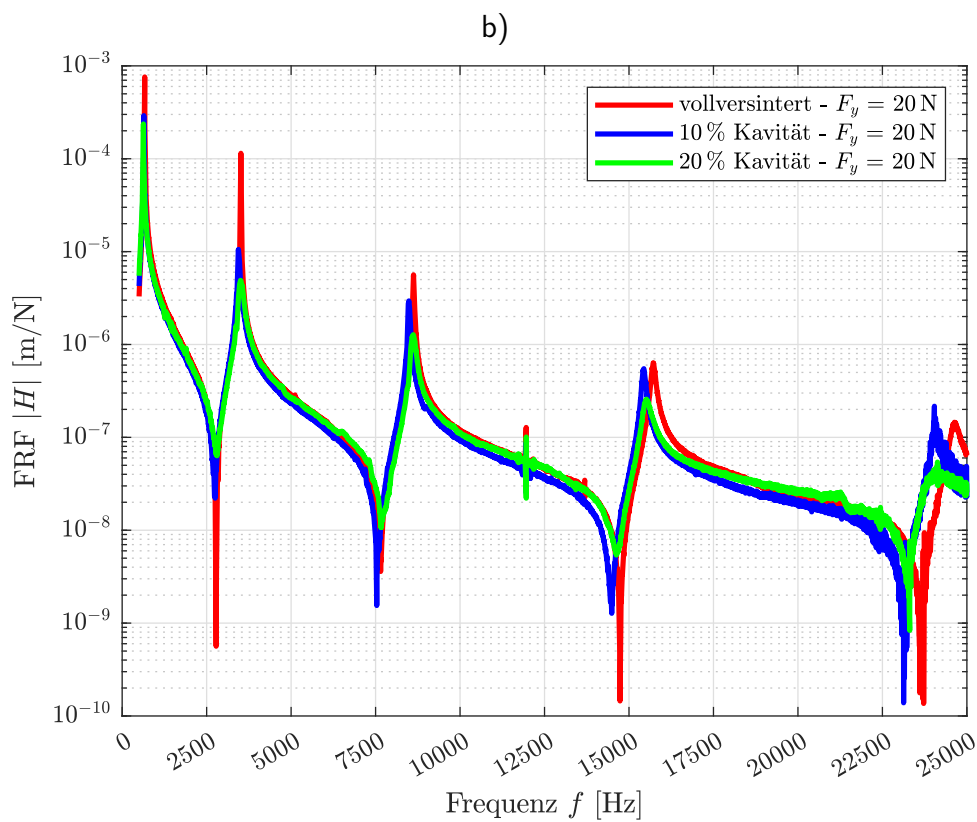
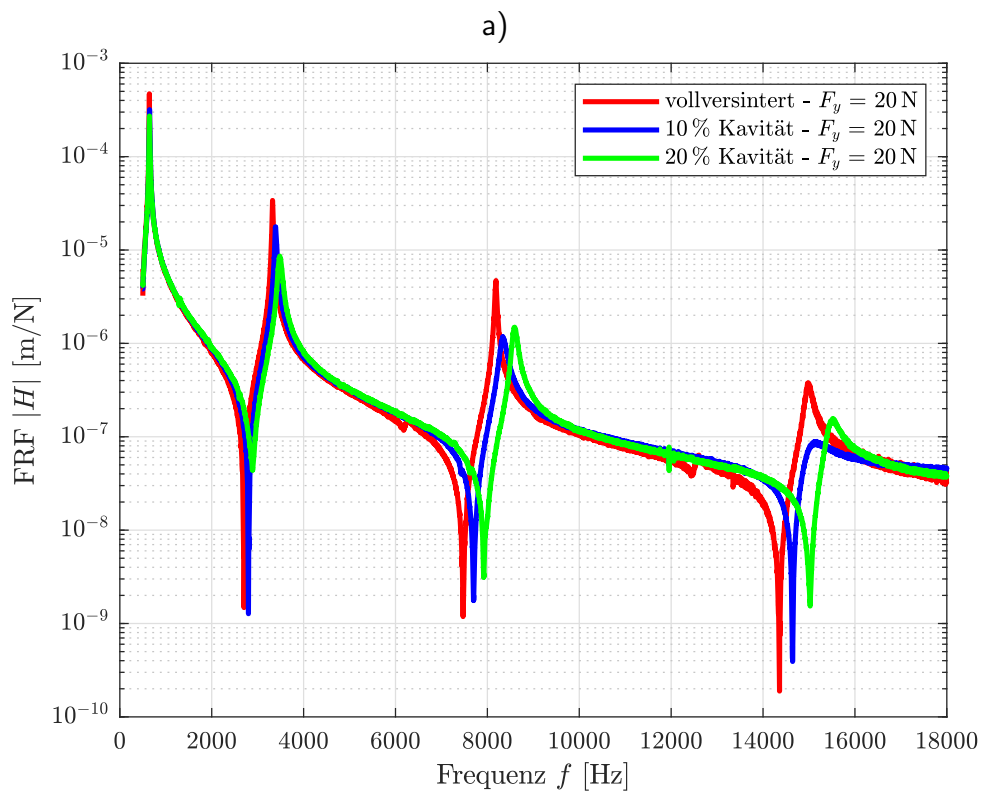


Abbildung 4.8: Übertragungsfunktionen für vollversinterte und partikelgedämpfte Balken aus:
 a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 15-17,
 b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $4,2 \times 4,2 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 46-48.

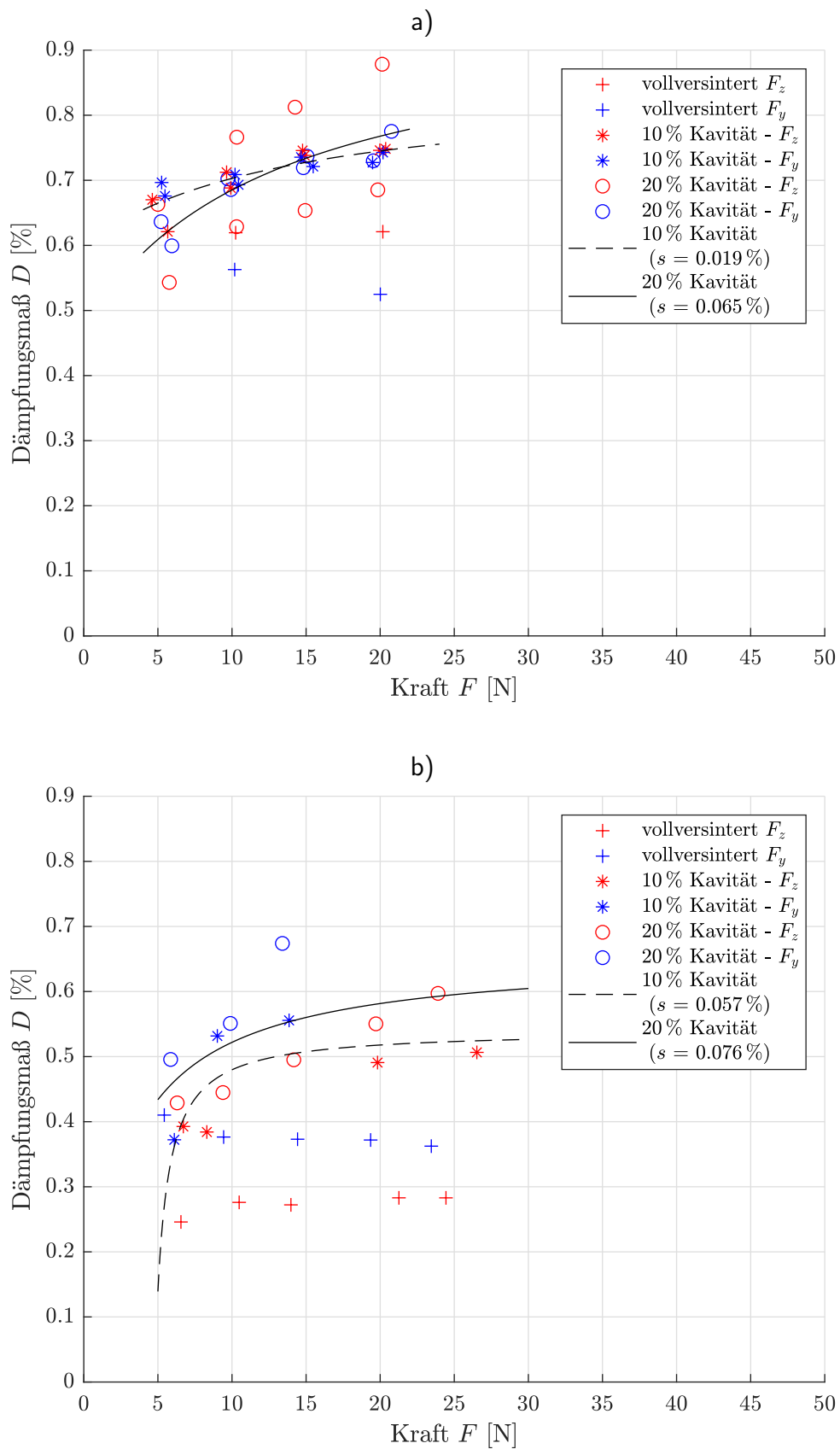


Abbildung 4.9: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 1. Mode für Balken aus:
 a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 15-17,
 b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $4,2 \times 4,2 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 46-48.

4.2.2.3 Zweite Messkampagne

In dieser Messkampagne werden die Ergebnisse der $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg und die $8,4 \times 8,4 \times 169 \text{ mm}^3$ Balken aus dem Material 1.2709 vorgestellt. Aufgrund der Sättigungsgrenze des Beschleunigungssensors kann der Dämpfungsverlauf nur bis 100 N charakterisiert werden. Für eine erste Abschätzung des dynamischen Antwortverhaltens der Balken sind in Abbildung 4.10 drei exemplarische Übertragungsfunktionen für AlSi10Mg (a) und 1.2709 (b) bei einer Anregungskraft von $F_z = 50 \text{ N}$ dargestellt. Durch die automatisierte Impulshammeranregung kann ein Frequenzbereich von bis zu 30000 Hz angeregt werden. Auffällig ist, dass der Effekt der Partikeldämpfung insbesondere bis zur dritten Schwingungsmode wirkungsvoll ist. Um dies zu verdeutlichen, ist im Anhang in Tabelle B.2 die Amplitudenreduktion der partikelgedämpften Balken bezogen auf den vollversinterten Balken dargestellt. Die höchste Amplitudenreduktion konnte bei allen Balken für die erste Mode realisiert werden und liegt je nach Kavitätsgröße und Anregungsrichtung zwischen 85 % bis 97 %.

Bei genauer Betrachtung der Frequenzgänge fällt auf, dass die erste Resonanzerhöhung aller partikelgedämpften Balken eine starke Abweichungen gegenüber dem idealisierten Verlauf eines äquivalenten Einmassenschwingermodells aufweist. Dies tritt gleichermaßen sowohl für die Balken aus AlSi10Mg als auch für die Balken aus 1.2709 auf. Verdeutlicht wird dieser Zusammenhang anhand von Abbildung 4.11, in der zwei Frequenzgänge für eine Anregung von 10 N und einer Kavität von $HV = 20 \%$ dargestellt sind. Aufgrund der starken Abweichungen gegenüber des idealisierten Verlaufs kann die Dämpfung nicht mehr mit dem Circle-Fit Verfahren ausgewertet werden. Beispielsweise werden bei der Anwendung des Circle-Fit Verfahrens zwei ineinander verschlungene Kreise charakterisiert, welches auf weitere Resonanzen im untersuchten Frequenzbereich hindeutet. Auch eine Neupositionierung der Balken auf Schaumstoff hat keine Verbesserung mit sich geführt. Um dennoch einen Dämpfungswert abschätzen zu können, werden die Dämpfungswerte der vollversinterten Balken mit dem Circle-Fit Verfahren charakterisiert und diese mit den einzelnen Werten der Amplitudenreduktion bezogen auf den vollversinterten Balken multipliziert. Diese Ersatzdämpfung ist in Abbildung 4.12 in Form eines kraftabhängigen Dämpfungsverlaufs dargestellt.

Auffällig ist, dass die Dämpfung der ersten Mode gegenüber der ersten Messkampagne mit steigender Kraft hyperbelförmig zunimmt. Auch ist gegenüber der ersten Messkampagne die Dämpfungssteigerung bezogen auf den vollversinterten Balken deutlich höher und liegt bei Kräften ab 50 N und einer großen Kavität bei einem Faktor von >20 . Wie auch bei der ersten Messkampagne treten keine auffälligen richtungsabhängigen Dämpfungseigenschaften auf.

Der Frequenzgang der dritten Schwingungsmode weist einen charakteristischen Verlauf ohne Nebenresonanzen auf, sodass die Dämpfung wieder mittels des Circle-Fit Verfahrens ausgewertet werden kann. Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der dritten Mode ist im Anhang in Abbildung B.2 dargestellt und nimmt mit steigender Anregungskraft hyperbelförmig ab. Dabei fällt auf, dass ausgeprägte richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften für die Kavität mit $HV = 10 \%$ der Balken aus AlSi10Mg auftreten. Sowohl für die erste als auch die dritte Mode wird durch eine größere Kavität eine höhere Dämpfung realisiert.

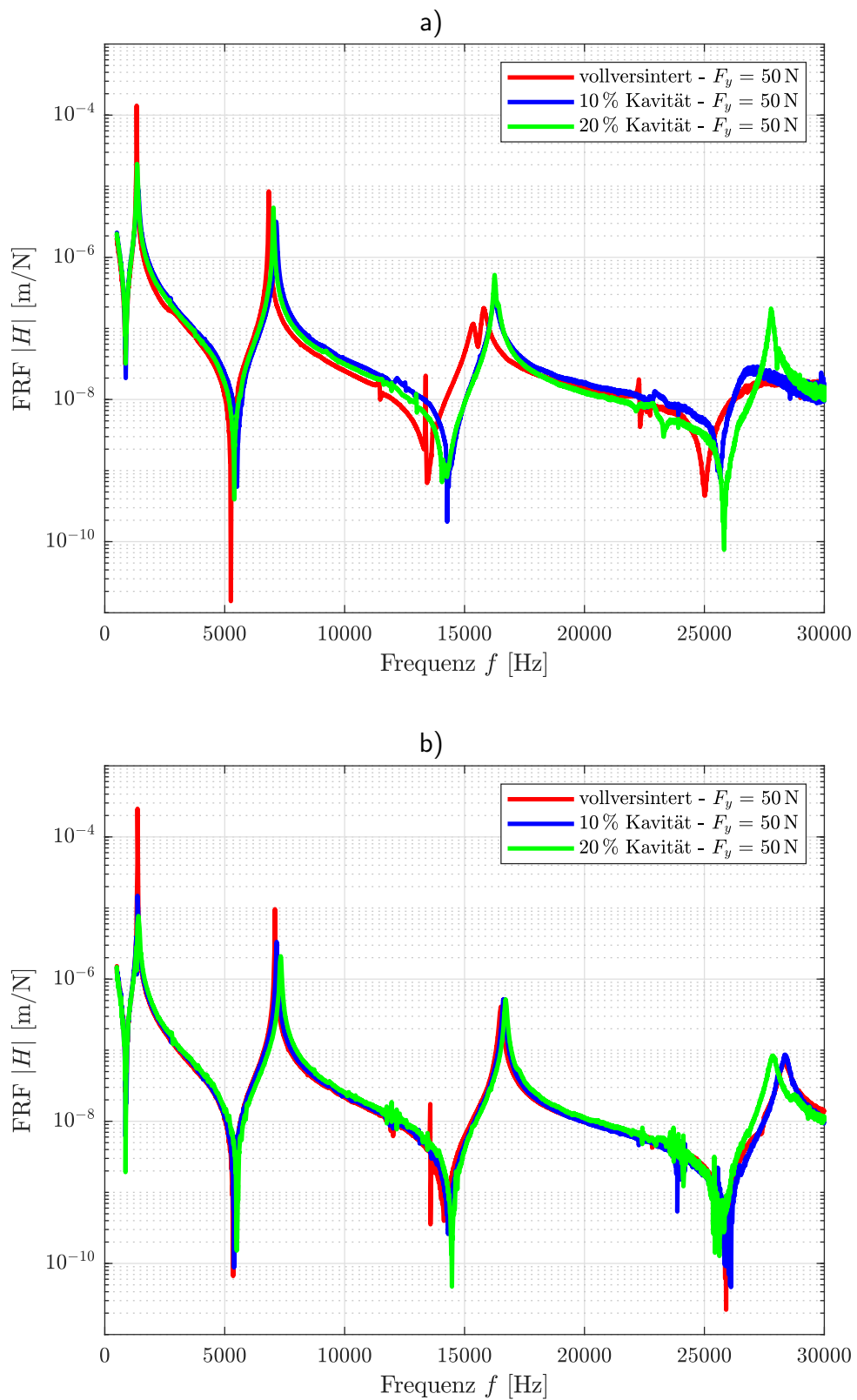


Abbildung 4.10: Übertragungsfunktionen für vollversinterte und partikelgedämpfte Balken aus:
a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $10 \times 10 \times 200\text{ mm}^3$, Par. 12-14,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $8,4 \times 8,4 \times 169\text{ mm}^3$, Par. 43-45.

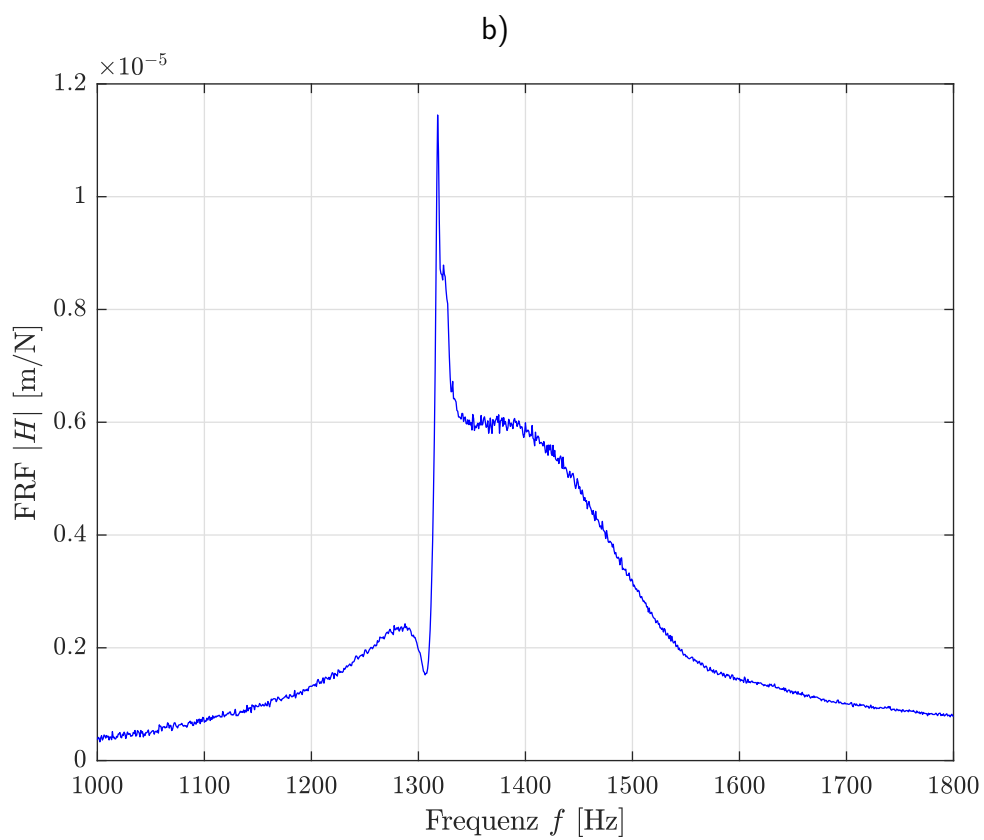
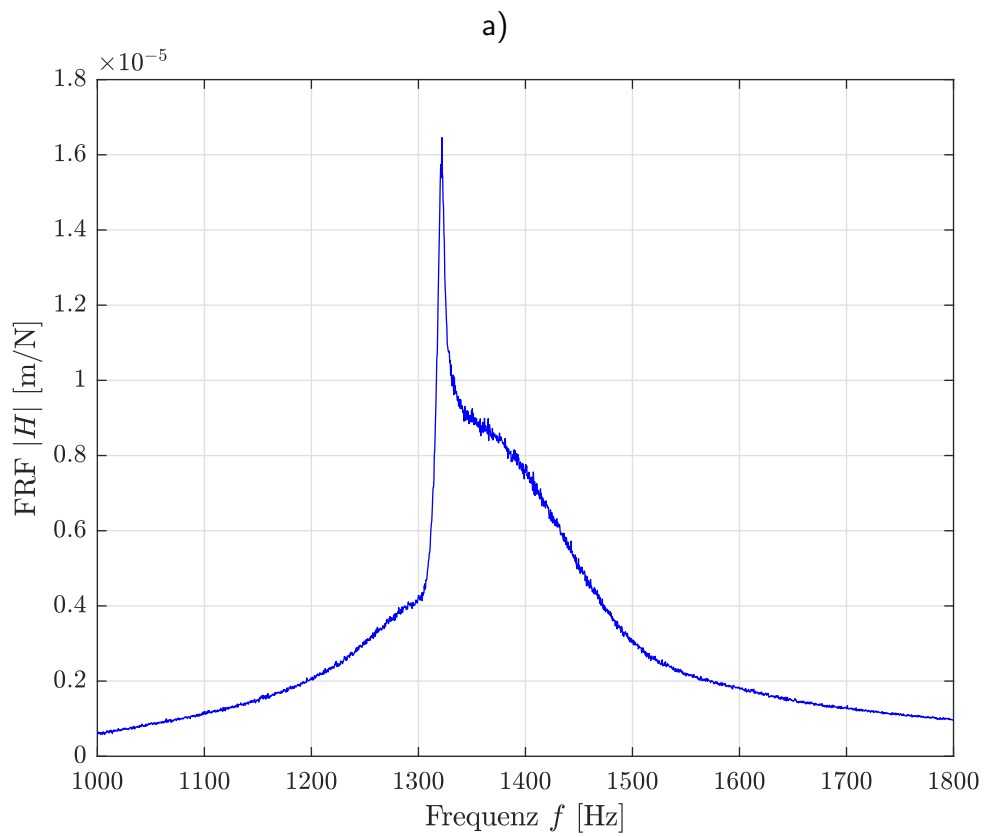


Abbildung 4.11: Übertragungsfunktionen für partikelgedämpfte Balken aus:
a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 13,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $8,4 \times 8,4 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 43.

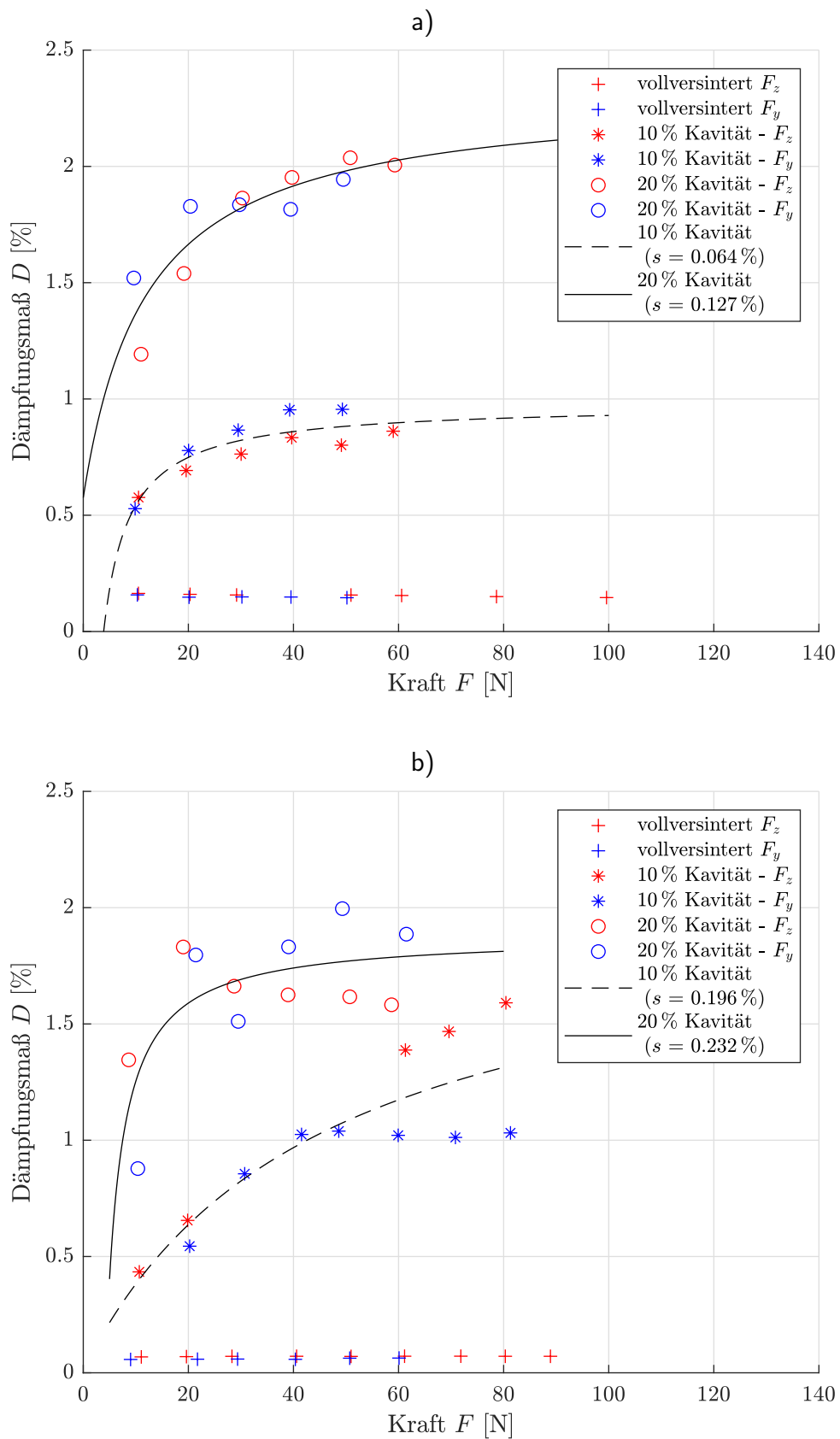


Abbildung 4.12: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 1. Mode für Balken aus:
a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 12-14,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $8,4 \times 8,4 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 43-45.

4.2.2.4 Dritte Messkampagne

In dieser Messkampagne werden die Ergebnisse der $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg und die $16,9 \times 16,9 \times 169 \text{ mm}^3$ Balken aus dem Material 1.2709 vorgestellt. Aufgrund der Sättigungsgrenze des Beschleunigungssensors kann der Dämpfungsverlauf nur bis 180 N charakterisiert werden. Für eine erste Abschätzung des dynamischen Antwortverhaltens der Balken sind in Abbildung 4.13 drei exemplarische Übertragungsfunktionen für AlSi10Mg (a) und 1.2709 (b) bei einer Anregungskraft von $F_z = 100 \text{ N}$ dargestellt. Durch die automatisierte Impulshammeranregung kann ein Frequenzbereich von bis zu 30000 Hz angeregt werden. Es ist ersichtlich, dass der Effekt der Partikeldämpfung bis zur dritten Mode effektiv ist. Dabei kann insbesondere die Resonanzamplitude für die erste Mode um mehr als 84 % reduziert werden. Tabelle B.3 fasst die wichtigsten Größen, darunter die Eigenfrequenz und die prozentuale Amplitudenreduktion, zusammen.

Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der ersten Mode ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Dieser nimmt mit steigender Anregungskraft ab und wird durch eine Hyperbelfunktion approximiert. Bei den Balken aus AlSi10Mg ist auffällig, dass die Dämpfungsverläufe der kleinen und der großen Kavität dichter beieinander liegen als für die Balken aus 1.2709. Bei der dritten Mode weisen die Aluminiumbalken mit einer Kavitätsgröße von $HV = 10 \%$ (Balken 23) sogar den höchsten kraftabhängigen Dämpfungsverlauf auf. Der auffällig hohe Dämpfungsverlauf des Balkens 23 kann möglicherweise durch die Packungsdichte erklärt werden, vgl. Tabelle 4.3. Von allen untersuchten Balken aus Tabelle 4.3 weist der Balken 23 die niedrigste Packungsdichte von 31,2 % auf, wohingegen die Packungsdichte im Schnitt zwischen 50 % und 60 % liegt. Des Weiteren kann für die dritte Mode des Balkens 23 die Dämpfung nur in z-Richtung ausgewertet werden, da in y-Richtung Nebenresonanzen zu verzeichnen sind.

Die Dämpfungsverläufe zwischen den Balken aus AlSi10Mg und 1.2709 weisen sowohl für die erste als auch die dritte Mode eine gute Übereinstimmung für die große Kavität bei hohen Anregungskräften auf. Bei niedrigeren Kräften fällt die Dämpfung bei 1.2709 leicht höher aus. Bei der ersten Mode kann eine Dämpfungssteigerung bezogen auf den vollversinterten Balken bei Kräften ab 100 N und einer großen Kavität von einem Faktor von ca. 18 realisiert werden. Insgesamt fällt die Dämpfung für die dritte Mode niedriger als für die erste Mode aus. Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der dritten Mode ist der Vollständigkeit halber im Anhang in Abbildung B.3 dargestellt. Da bei der ersten Messkampagne die höchste Dämpfung bei der dritten Mode auftritt, scheint die Eigenfrequenz einen Einfluss auf die Dämpfung zu haben.

Abschließend bleibt anzumerken, dass bei der ersten Mode leichte richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften insbesondere bei der kleinen Kavität bei Anregungskräften $F < 50 \text{ N}$ auftreten. Bei dem Balken aus AlSi10Mg und der großen Kavität treten durchweg richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften auf, die sich auch im RMSE-Wert der Approximation widerspiegeln.

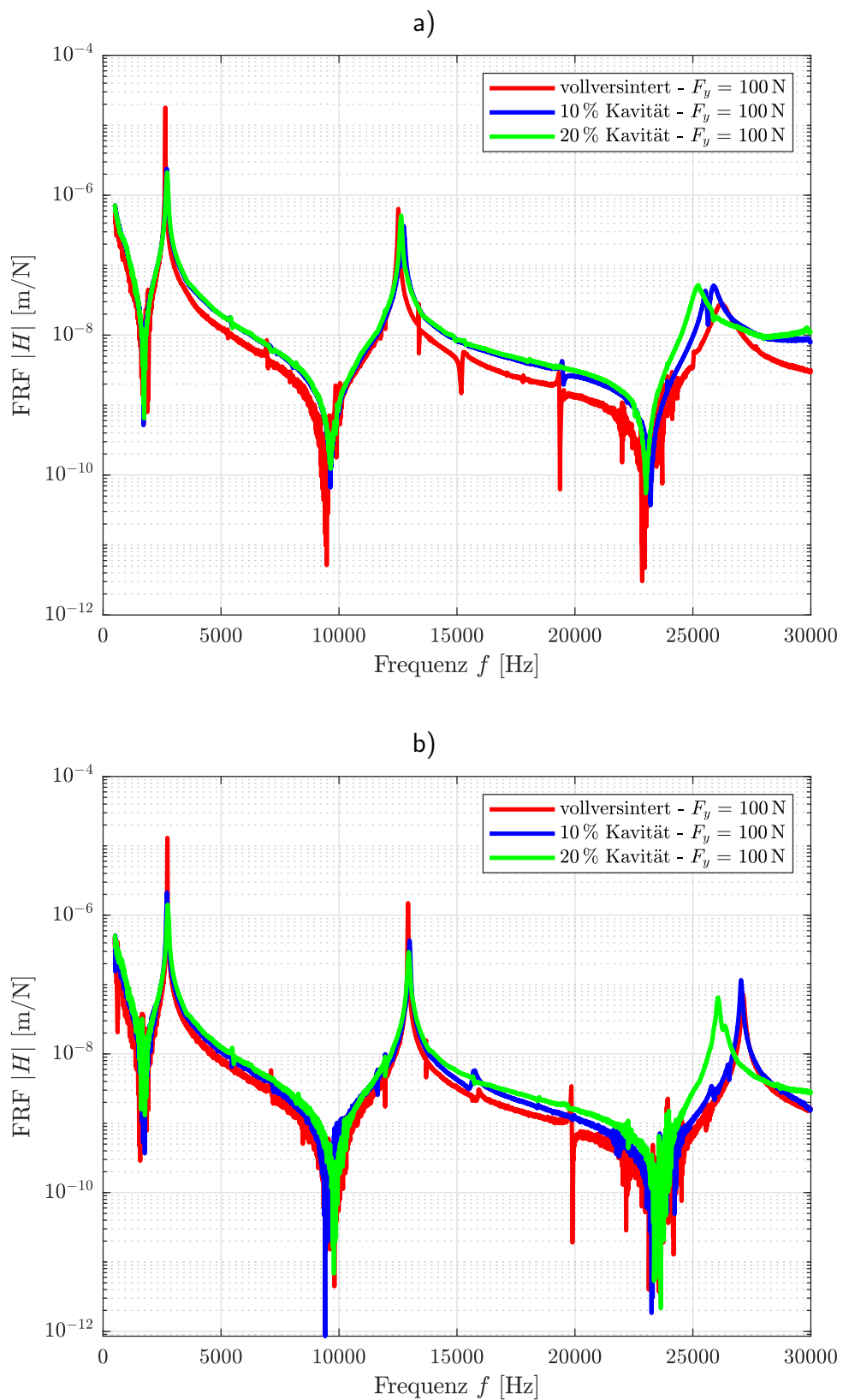


Abbildung 4.13: Übertragungsfunktionen für vollversinterte und partikelgedämpfte Balken aus:
a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200$ mm³, Par. 1,23,25,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 169$ mm³, Par. 40-42.

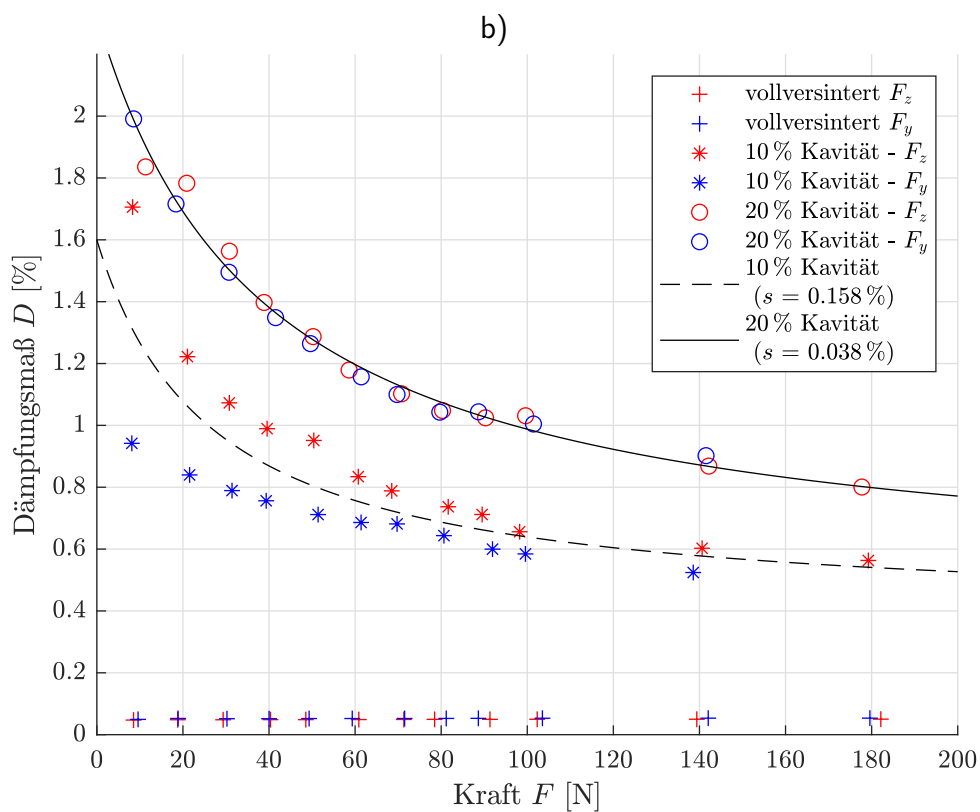
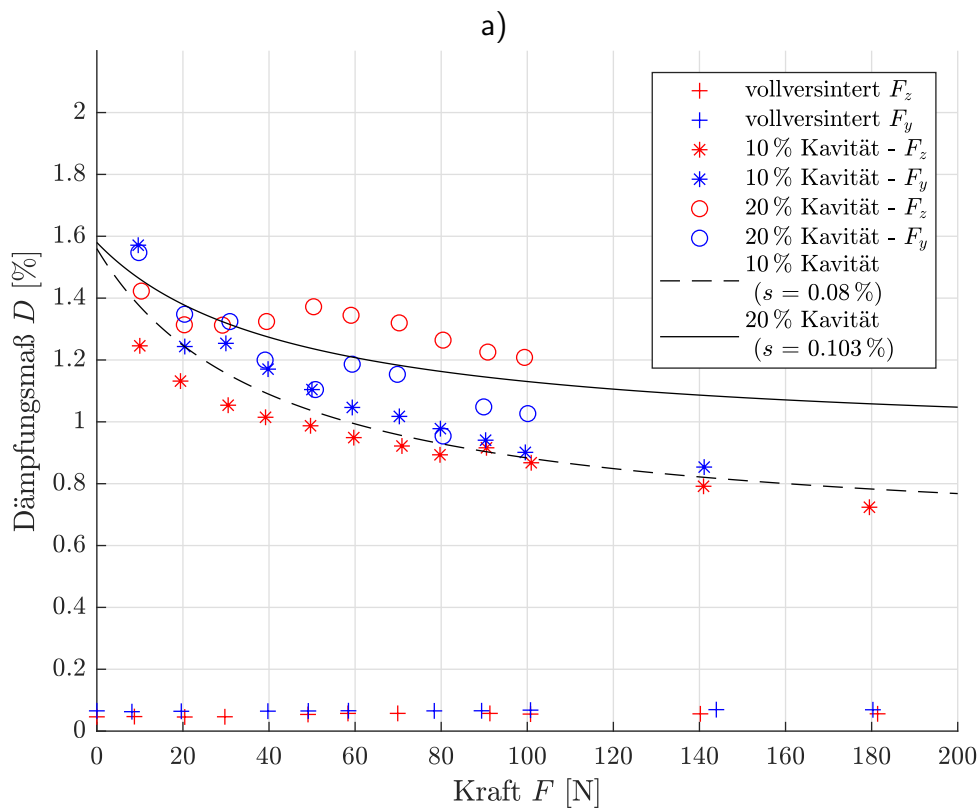


Abbildung 4.14: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 1. Mode für Balken aus:

- a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 1,23,25,
 b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 40-42.

4.2.2.5 Vierte Messkampagne

In dieser Messkampagne werden die Ergebnisse der $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg und die $16,9 \times 16,9 \times 126 \text{ mm}^3$ Balken aus dem Material 1.2709 vorgestellt. Aufgrund der Sättigungsgrenze des Beschleunigungssensors kann der Dämpfungsverlauf nur bis 180 N charakterisiert werden. Für eine erste Abschätzung des dynamischen Antwortverhaltens der Balken sind in Abbildung 4.15 drei exemplarische Übertragungsfunktionen für AlSi10Mg (a) und 1.2709 (b) bei einer Anregungskraft von $F_z = 100 \text{ N}$ dargestellt. Durch die automatisierte Impulshammeranregung kann ein Frequenzbereich von bis zu 30000 Hz angeregt werden. Es ist ersichtlich, dass der Effekt der Partikeldämpfung für die erste Mode effektiv ist. Dabei wird die Resonanzamplitude für die erste Mode um mehr als 75 % reduziert, wobei für die Balken aus 1.2709 eine höhere Amplitudenreduktion zu verzeichnen ist. Im Anhang werden in Tabelle B.4 die wichtigsten Größen, darunter die Eigenfrequenz und die prozentuale Amplitudenreduktion, zusammengefasst.

Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der ersten Mode ist in Abbildung 4.16 dargestellt. Dabei nimmt die Dämpfung mit steigender Anregungskraft hyperbelförmig ab. Insgesamt wird, wie bei den exemplarisch dargestellten Übertragungsfunktionen aus Abbildung 4.15, eine höhere kraftabhängige Dämpfung bei den Balken aus 1.2709 erzielt. Dies fällt insbesondere bei niedrigen Anregungskräften unter 60 N ins Gewicht. Bei der ersten Mode wird für beide Materialklassen eine höhere Dämpfung für die große Kavität realisiert. Bei der ersten Mode kann eine Dämpfungssteigerung bezogen auf den vollversinterten Balken bei Kräften ab 100 N und einer großen Kavität von einem Faktor von ca. 8 für die Balken aus AlSi10Mg und einem Faktor von ca. 14 für die Balken aus 1.2709 realisiert werden. Richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften sind für die erste Mode nicht zu verzeichnen.

Bei der dritten Mode sind mehrere Auffälligkeiten zu erkennen. Für den Balken aus AlSi10Mg konnte die Dämpfung für den vollversinterten Balken in z-Richtung aufgrund von Nebenresonanzen nicht charakterisiert werden. Für den Balken mit der kleinen Kavität konnte ebenfalls aufgrund von Nebenresonanzen nur ein Messpunkt in y-Richtung charakterisiert werden. Bei der großen Kavität treten ausgeprägte richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften auf. Für die Balken aus 1.2709 ist eine auffällig hohe Dämpfung für den vollversinterten Balken in y-Richtung zu verzeichnen, welche die Dämpfungswerte des partikelgedämpften Balkens mit der kleinen Kavität überschreitet. Für die kleine Kavität treten keine spürbaren richtungsabhängigen Dämpfungseigenschaften auf, wohingegen bei der großen Kavität verstärkte richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften zu verzeichnen sind.

Für beide Materialklassen ist bei der dritten Mode ein Abfall der Dämpfung mit steigender Anregungskraft zu erkennen. Abschließend bleibt anzumerken, dass der Dämpfungsverlauf der dritten Mode für die große Kavität der Balken aus AlSi10Mg in einer ähnlichen Größenordnung wie bei der ersten Mode liegt. Bei den Balken aus 1.2709 liegt die Dämpfung leicht unter dem Verlauf der ersten Mode. Der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der dritten Mode ist der Vollständigkeit halber im Anhang in Abbildung B.4 dargestellt.

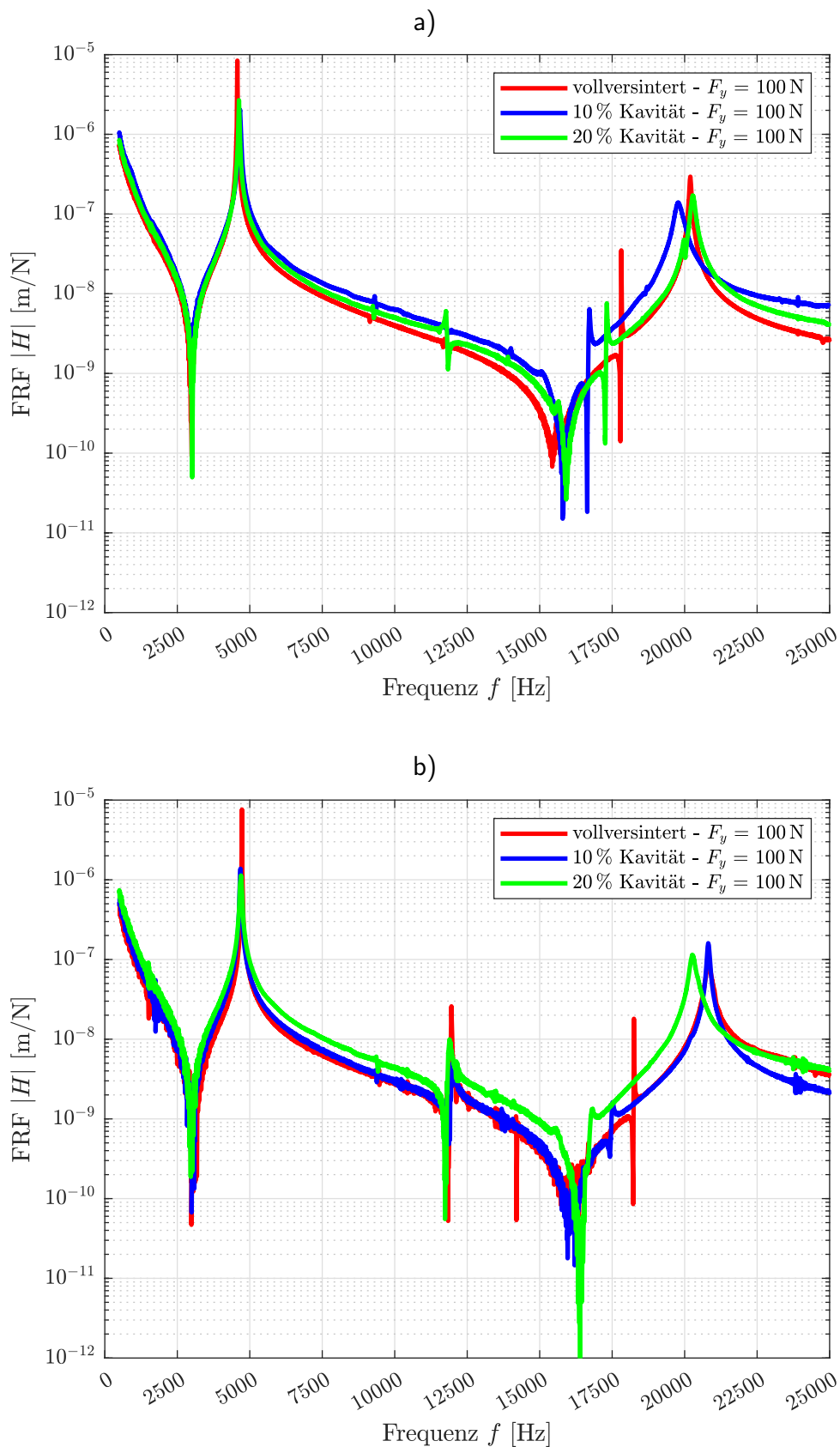


Abbildung 4.15: Übertragungsfunktionen für vollversinterte und partikelgedämpfte Balken aus:
 a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 150$ mm³, Par. 18-20,
 b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 126$ mm³, Par. 49-51.

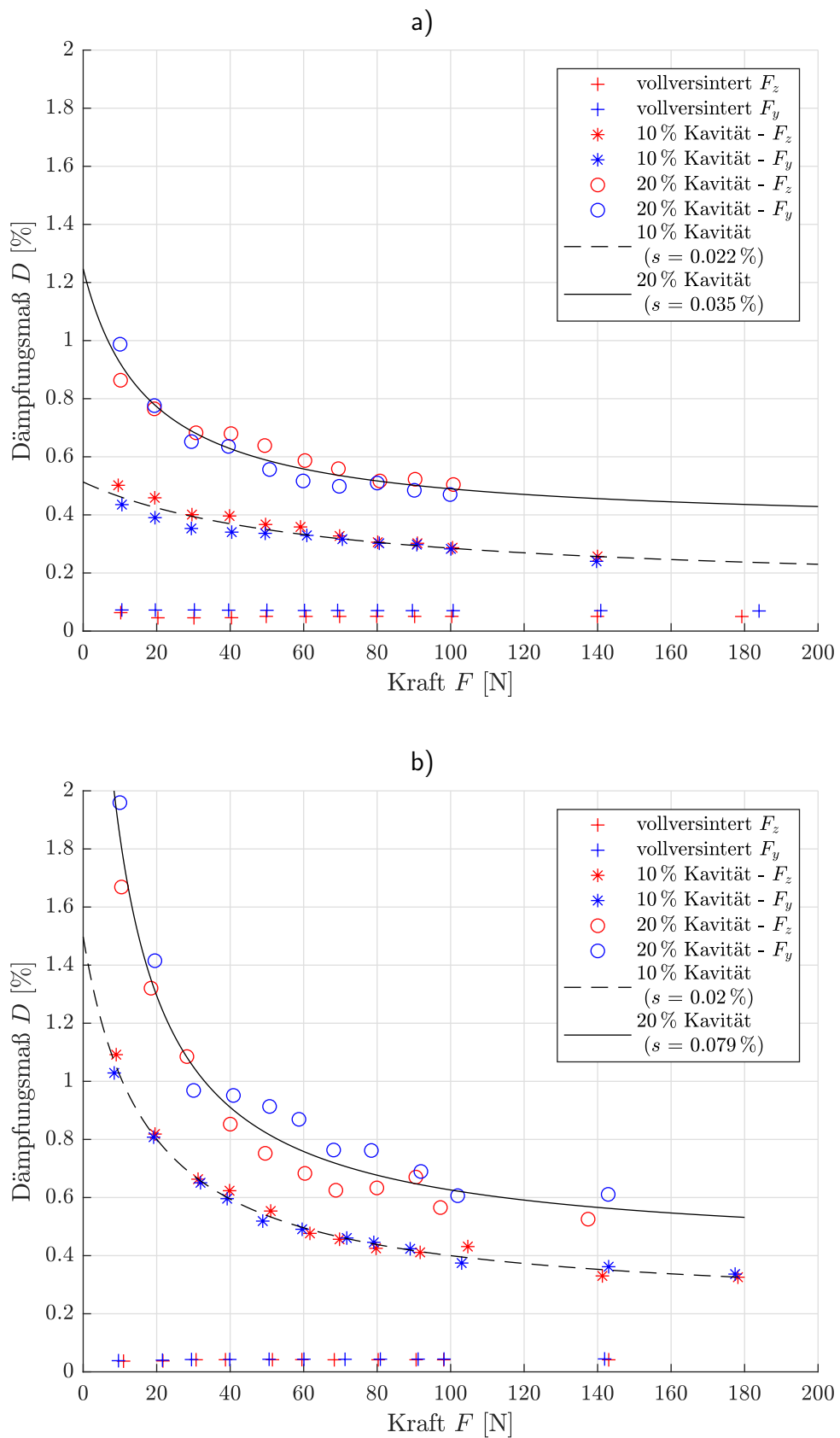


Abbildung 4.16: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 1. Mode für Balken aus:
a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$, Par. 18-20,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 126 \text{ mm}^3$, Par. 49-51.

4.3 Diskussion

In diesem Kapitel wird erstmalig die Dämpfung für die Materialklassen Aluminium AlSi10Mg und Werkzeugstahl 1.2709 in Gravitationsrichtung charakterisiert und miteinander verglichen. Dazu wird ein Frequenzbereich von 500 Hz bis 30000 Hz und ein Anregungslevel bis zu 180 N mittels Impulshammeranregung von Balken untersucht. Für beide Materialklassen kann ein starker frequenz- und kraftabhängiger Dämpfungsverlauf festgestellt werden.

Um die Qualität der hier vorgestellten Ergebnisse einzuordnen, soll im Folgenden auf die Reproduzierbarkeit und Fehlerbetrachtung eingegangen werden. Dazu soll exemplarisch der kraftabhängige Dämpfungsverlauf der Balken aus 1.2709 mit den Parametern 49-51 für ein bzw. fünf Schläge pro Anregungslevel analysiert werden. In Abbildung 4.17a) sind die Ergebnisse für einen Schlag pro Anregungslevel dargestellt. Der RMSE-Wert - in der Abbildung gekennzeichnet mit s - liegt für die kleine Kavität bei 0,02 %. Dies führt bei einer Kraft von 140 N und einer Dämpfung von 0.4 % zu einem relativen Fehler von 5 %. Bei der großen Kavität ergibt sich analog ein relativer Fehler von 13.2 %. In Abbildung 4.17b) ist der kraftabhängige Verlauf der Dämpfung für fünf Schläge pro Anregungslevel dargestellt. Auffällig ist, dass sich der RMSE-Wert in Abbildung 4.17a) zu Abbildung 4.17b) um ca. 10 % verändert, sowohl für die kleine als auch für die große Kavität. Dies führt dazu, dass sich der relative Fehler von 5 % auf 5.5 % für die kleine Kavität und von 13.2 % auf 11.7 % für die große Kavität verändert. Die Abweichung, zwischen einem und fünf Schlägen pro Anregungslevel, liegt somit eine Größenordnung kleiner als der Gesamtfehler, sodass ein Schlag pro Anregungslevel hinsichtlich Ergebnisgüte und Versuchsaufwand zu vertreten ist.

Neben der Anzahl der Schläge spielt die Anzahl der untersuchten Balken hinsichtlich der Reproduzierbarkeit eine entscheidende Rolle. Dazu wurden bereits in EHLERS ET AL. mehrere Balken aus AlSi10Mg pro Parameter gefertigt und die kraftabhängige Dämpfung charakterisiert [Ehle21b]. Dabei wurde festgestellt, dass die Höhe des RMSE-Werts, ein Maß für die Streuung, nur ca. 10 % in Bezug auf die Messwerte beträgt. Somit kann für dieses Versuchsetup festgehalten werden, dass ein relativer Fehler von 10 % bis 15 % berücksichtigt werden sollte. Dies ist insbesondere für die robuste Auslegung von additiv gefertigten Partikeldämpfern relevant.

Darüber hinaus hat sich für alle Messungen gezeigt, dass ab 100 N ein näherungsweise konstanter Dämpfungsverlauf auftritt. Bezüglich des frequenzabhängigen Dämpfungsverlaufs fällt durch die Auswertung der ersten und dritten Schwingungsmode auf, dass bis ca. 1300 Hz die Dämpfung bis zum Erreichen der Asymptote mit steigender Kraft zunimmt und ab einer Frequenz von 1300 Hz abnimmt.

Des Weiteren kann bei hohen Kräften das Dämpfungsplateau genutzt werden, um den frequenzabhängigen Dämpfungsverlauf zu bewerten. Dazu ist in Abbildung 4.18 für die erste und dritte Mode der frequenzabhängige Dämpfungsverlauf der partikelgedämpften Balken im Verhältnis zur Dämpfung der vollversinterten Balken dargestellt. Dabei fällt auf, dass die Dämpfungssteigerung für die Balken aus 1.2709 b) verglichen zu AlSi10Mg a) deutlich hö-

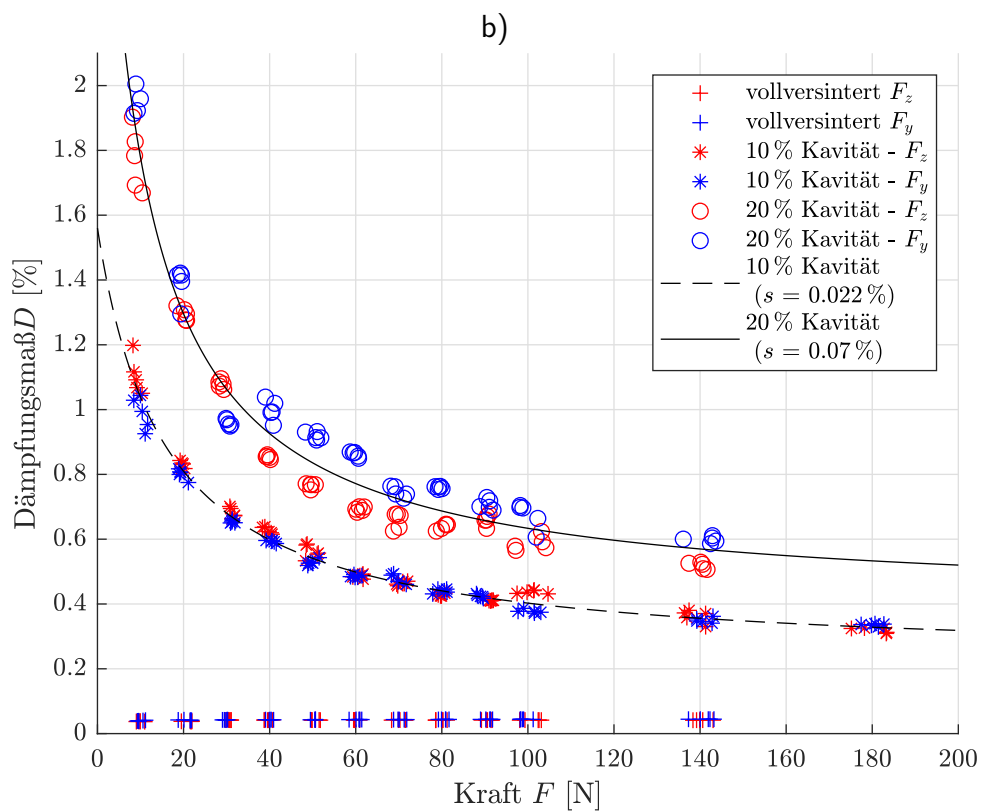
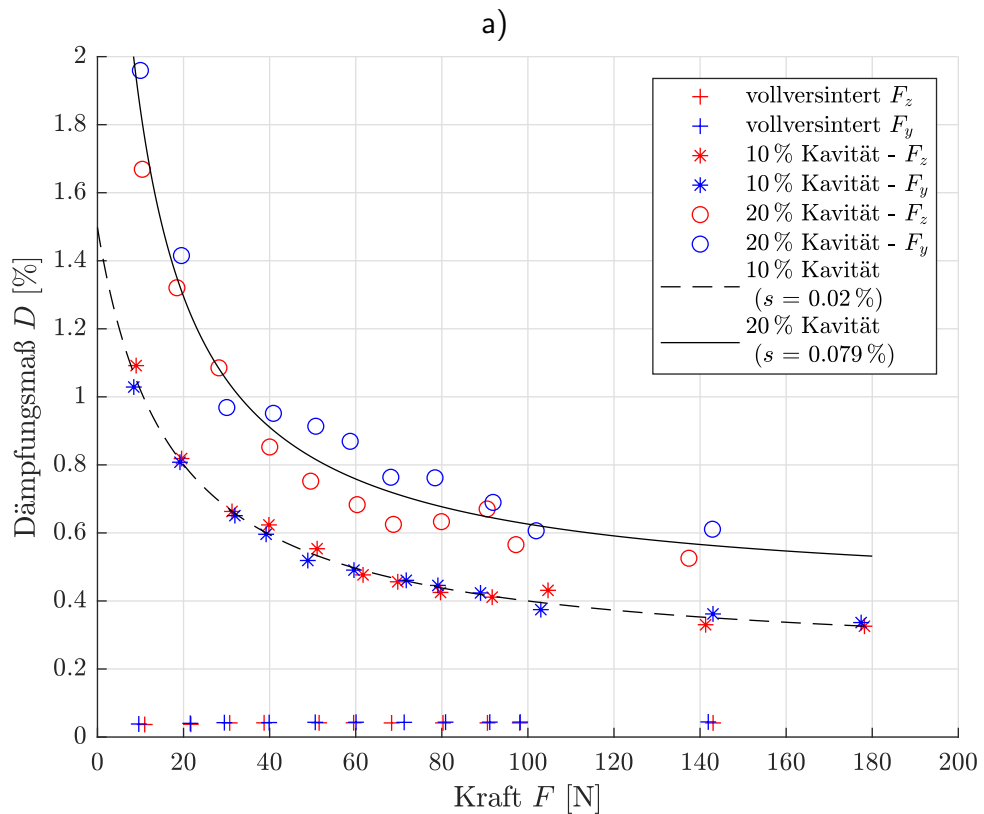


Abbildung 4.17: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 1. Mode für Balken aus 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 126 \text{ mm}^3$, Par. 49-51: a) ein Schlag pro Anregungskraft, b) fünf Schläge pro Anregungskraft.

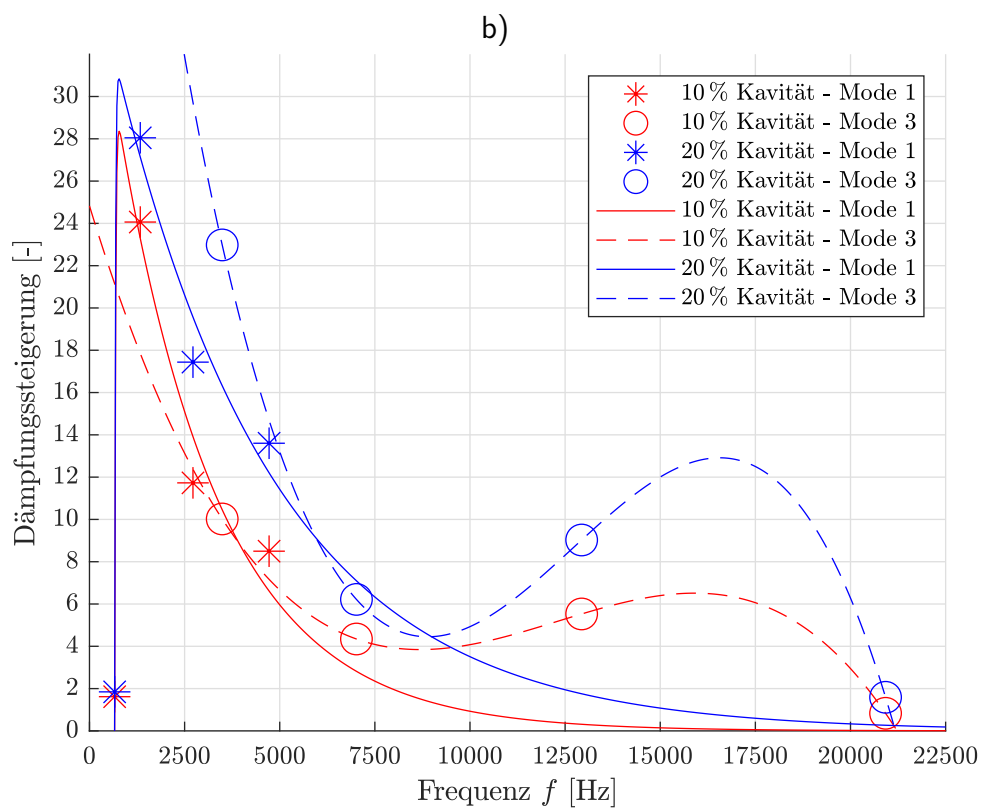
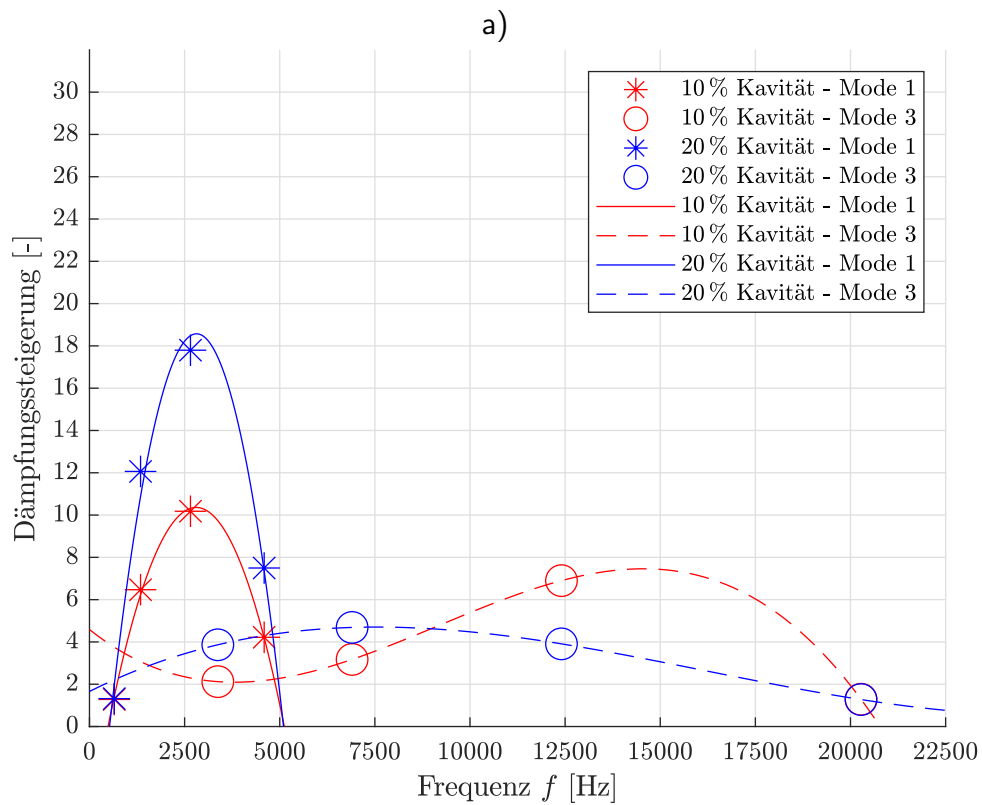


Abbildung 4.18: Dämpfungssteigerung durch den Effekt der Partikeldämpfung in Abhängigkeit der Frequenz für die erste und dritte Schwingungsmode für eine Kavitätsgröße von 10 % und 20 % für Balken aus: a) AISi10Mg, b) 1.2709, nach [Ehle22a].

her ausfällt. So fällt bei gleichem Dämpfungsmaß der partikelgedämpften Balken von 1.2709 und AlSi10Mg die Dämpfungssteigerung von 1.2709 höher aus. Insbesondere für die erste und dritte Schwingungsmode wurde eine deutliche Steigerung der Dämpfung durch den Effekt der Partikeldämpfung realisiert.

Für beide Materialklassen wurde festgestellt, dass bei ca. 2000 Hz die höchste Dämpfungssteigerung von Faktor von 28 auftritt. Bei gleicher Energiezufuhr und gleicher Beschleunigung tritt bei niedrigen Frequenzen eine höhere Auslenkungsamplitude auf als bei hohen Frequenzen. Dies kann möglicherweise dazu führen, dass die Balkenauslenkung signifikant höher ist als die Relativbewegung zwischen Balken und Partikel. Beispielsweise geben XU ET AL. an, dass der Grenzwert aus Auslenkung und Frequenz größer als $x \cdot f^2 = 3,5 \text{ m/s}^2$ sein sollte, um einen spürbaren Effekt der Partikeldämpfung zu erzielen [Xu04]. Auf der anderen Seite ist die Auslenkung der Partikel ab Frequenzen oberhalb 10000 Hz so klein, dass durch die Partikelinteraktionen kaum Energie mehr dissipiert wird. Somit liegt in dieser Arbeit ein Optimum im Frequenzbereich von ca. 2000 Hz vor. Ein weiterer Einflussfaktor auf den vergleichsweise geringen Partikeldämpfungseffekt bei niedrigeren Frequenzen von $<700 \text{ Hz}$ könnte auf die Lagerung auf Schaumstoff zurückgeführt werden, sodass parasitäre Reibeffekte die Messung beeinflussen. Die Lagerung könnte besonders bei den filigranen vollversinterten Balken zu einer höheren Dämpfung führen. Um dies auszuschließen, könnten die Balken in Zukunft an Saiten (dünnen Fäden) aufgehängt werden.

In der zweiten Messkampagne sind die Übertragungsfunktionen für beide Materialklassen durch chaotische Bewegungen verzerrt. Eine mögliche Erklärung sind zufällig ablaufende Stick-Slip Effekte infolge der Reibung [Liu05], welche bei genau dieser Parameterkombination verstärkt auftreten. Diese Stick-Slip Effekte hängen sowohl von der Anregungskraft als auch von der Anregungsfrequenz ab [Abba14, Sánc12]. Eine weitere Erklärung könnten auch mögliche Tilgungseffekte sein, da der Partikelhaufen verschiedene Eigenfrequenzen aufweisen kann, wenn sich der Partikelhaufen dynamisch wie ein Fluid verhält. Eine der Eigenfrequenzen des Partikelhaufens könnte bei dieser Parameterkombination mit der des Balkens (ca. 1300 Hz) übereinstimmen. In weiterführenden Arbeiten sollte der Versuchsplan dahingehend erweitert werden, dass weitere Stützstellen für die Eigenfrequenz insbesondere zwischen 1000 Hz und 2000 Hz untersucht werden.

Der Einfluss der Kavitätsgröße wird in diesem Kapitel durch zwei Stützstellen untersucht, indem die Hohlraumhöhe angepasst wird. In weiteren Arbeiten sollten zusätzliche Stützstellen für die Hohlraumhöhe charakterisiert werden, um den nichtlinearen Einfluss detailliert abzubilden. Neben dem Einfluss der Hohlraumhöhe muss in weiteren Arbeiten auch der Einfluss der Hohlraumlänge untersucht werden. Insbesondere ist die Frage zu beantworten, ob bei gleicher Kavitätsgröße die Hohlraumbreite oder Hohlraumlänge einen stärkeren Einfluss auf den Dämpfungseffekt aufweist.

Aufgrund des hohen Versuchsaufwands ist es nicht möglich, den Effekt der Partikeldämpfung für die zahlreichen Parameterkombinationen in Form eines vollfaktoriellen Versuchsplans experimentell zu charakterisieren. Aus diesem Grund wird im folgenden Kapitel ein mechanisches

Ersatzmodell auf Basis der hier vorgestellten Ergebnisse abgeleitet. Dabei liegt der Fokus auf einer feinmaschigen Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft, Anregungsfrequenz, Anisotropie, Hohlraumlänge und Hohlraumbreite.

5 Entwicklung eines mechanischen Ersatzmodells

Das methodische Vorgehen zum Aufbau des mechanischen Ersatzmodells richtet sich nach den ersten beiden Phasen des modellbasierten Entwurfs der Richtlinie VDI/VDE 2206 aus dem Jahr 2004 [VDI/04] und ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

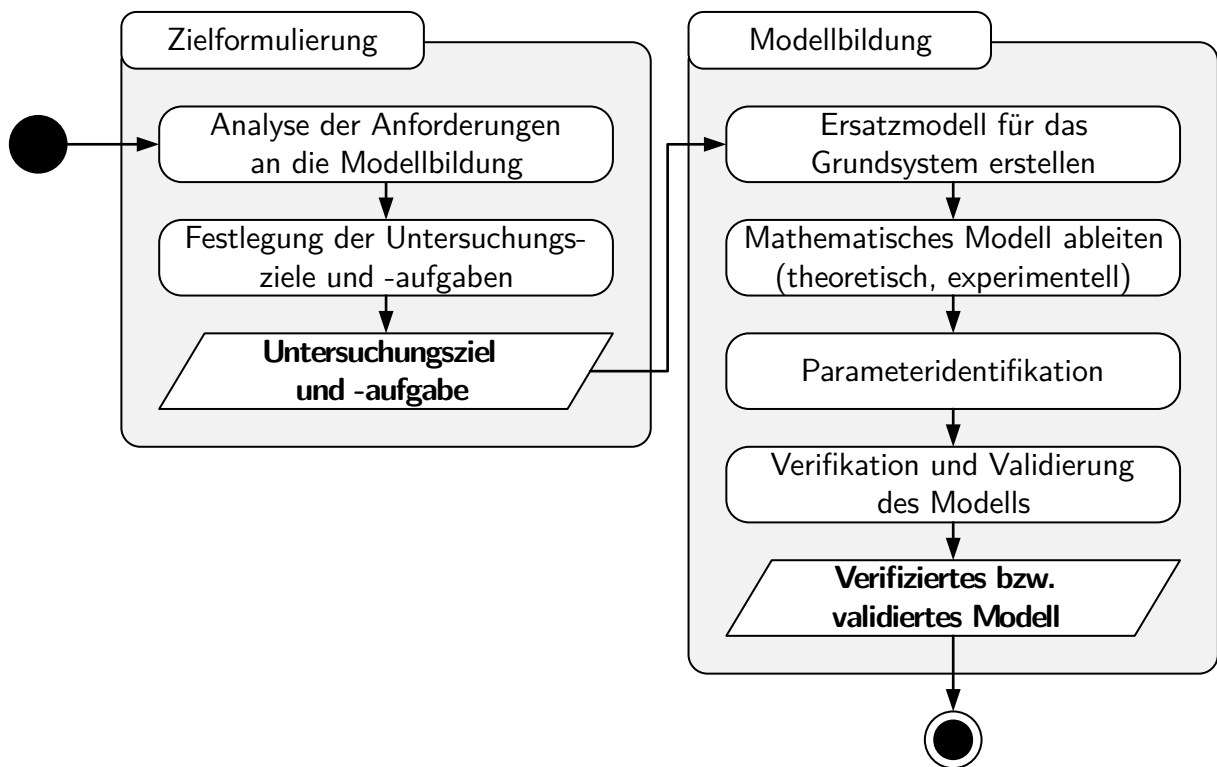


Abbildung 5.1: Verwendetes Vorgehen zum Aufbau eines mechanischen Ersatzmodells für partikelgedämpfte Strukturbauteile, auf Basis der Richtlinie VDI/VDE 2206 aus dem Jahr 2004 [VDI/04].

Zu Beginn des Kapitels werden in Abschnitt 5.1 die Untersuchungsziele und -aufgaben definiert. Dabei steht die zielgerichtete Verbesserung der Modellierung von additiv gefertigten Partikeldämpfern im Fokus. Daran anschließend wird ein abstrahiertes mechanisches Ersatzmodell aufgebaut, welches die Gesamtaufgabe hinreichend genau abbildet. Nachfolgend werden die Differentialgleichungen des Modells aufgestellt und die Anfangs- und Randbedingungen definiert. Darauf aufbauend erfolgt die Aufbereitung in ein numerisches Modell, sodass dieses durch eine Zeitschrittintegration mittels eines Solvers gelöst werden kann. Nachdem das Modell für die Simulation vorbereitet ist, werden in Abschnitt 5.2 die entsprechenden Systemparame-

ter identifiziert. Für die Verifizierung und Validierung des Modells erfolgt in Abschnitt 5.3 ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen aus Kapitel 4. Mittels des verifizierten Ersatzmodells werden in Abschnitt 5.4 Parameterfelder analysiert. Dabei liegt der Fokus auf der Variation der Hohlraumhöhe, der Hohlraumlänge sowie dem Einfluss der Anregungskraft und Anregungsfrequenz. Abschließend wird in Abschnitt 5.5 auf die Limitationen und Optimierungsstrategien eingegangen und der erzielte Erkenntnisgewinn aufgezeigt.

5.1 Zielformulierung und Ableitung des mathematischen Modells

Aus Kapitel 4 geht hervor, dass die experimentelle Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung kosten- und zeitaufwendig ist. Aus diesem Grund weisen die Versuchspläne nur eine geringe Anzahl an Stützstellen auf, sodass zahlreiche Parameterkombinationen und Wirkzusammenhänge unberücksichtigt bleiben. Auch sind die Gestaltungsrichtlinien für eine Auslegung von Partikeldämpfern nicht ausreichend, da diese keine quantitativen Aussagen über den Effekt der Dämpfung ermöglichen. In Summe fehlen für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern, insbesondere für die Phasen des Konzipierens und Entwerfens, entsprechende Auslegungswerkzeuge. Weit verbreitete Modellierungsansätze aus dem Bereich der konventionell gefertigten Partikeldämpfer, basieren auf Minimalmodellen wie dem Zwei- oder Dreifreiheitsgradmodell (siehe auch Abbildung 2.5). Der große Vorteil der Zweifreiheitsgradmodelle, verglichen zur Diskreten Elemente Methode (DEM), ist die geringe Rechenzeit, sodass in kürzester Zeit zahlreiche Parameterkombinationen für die Auslegung der Partikeldämpfer berechnet werden können. Aus diesen Gründen wird im Folgenden der Fokus auf die Optimierung und Adaptierung bestehender Zweifreiheitsgradmodelle für additiv gefertigte Partikeldämpfer gelegt, die bisher nur eine eingeschränkte Funktionalität aufweisen. Beispielsweise werden bei diesen Ansätzen oftmals die Schwerkraft und die Reibkräfte für eine einfachere Modellierung vernachlässigt. Die Vernachlässigung der Gewichtskraft stellt insbesondere eine zu starke Vereinfachung dar, wenn die Partikel und das Bauteil in Gravitationsrichtung schwingen. Auch die Reibung stellt einen relevanten Faktor dar, den es zu berücksichtigen gilt [Wong09, Liu05]. Demzufolge sollen die Reibkräfte zwischen den Partikeln und der Wand sowie die Gewichtskraft bei der Modellierung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern berücksichtigt werden.

Des Weiteren soll die Bauteildämpfung binnen weniger Sekunden berechnet werden können, um in der Phase des Entwerfens umfangreiche Parameterstudien in Abhängigkeit zahlreicher Auslegungsparameter in kurzer Zeit durchführen zu können. Dadurch sollen umfangreiche DEM Simulationen und experimentelle Parameterstudien obsolet werden und nur zur Verifizierung ausgewählter Stützstellen zum Einsatz kommen. Als Simulationsergebnis sollen der Frequenzgang und die Dämpfung für sämtliche Parameterkombinationen aus Abschnitt 4.2.2 berechnet werden. Dadurch soll ein Vergleich und eine Verifizierung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen aus Abschnitt 4.2.2 ermöglicht werden.

Aus Kapitel 4 geht hervor, dass die Dämpfung von partikelgefüllten Kavitäten aufgrund von Fertigungseinflüssen um ca. 10 % bis 15 % schwanken kann. Somit wird für die Verifizierung des Modells eine Abweichung von Simulation zu Experiment von $<15\%$ in Bezug auf das Dämpfungsmaß gefordert. Ein schmaleres Toleranzband würde keine höhere Aussagegüte liefern. Des Weiteren können mittels einer Fehlertoleranz von 15 % weitere Vereinfachungen in der Modellbildung getroffen werden, um hohen Rechenzeiten entgegenzuwirken.

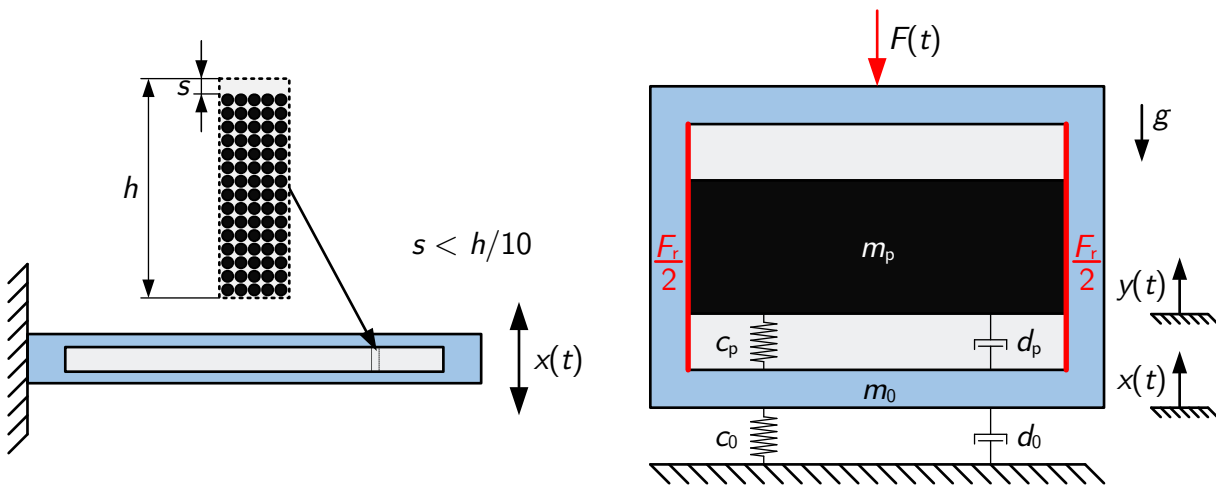
Bisher werden die mechanischen Ersatzmodelle der Partikeldämpfung noch nicht an die Besonderheiten der additiven Fertigung angepasst. Ein Faktor, der bei der Modellierung konventionell gefertigter Partikeldämpfer einen hohen Stellenwert einnimmt, ist die freie Bewegungslänge s (siehe Abbildung 2.5). Abhängig von der Packungsdichte weisen die Partikel in konventionell gefertigten Partikeldämpfern eine mehr oder weniger lange Flugphase auf. Besonders bei einer geringen Packungsdichte muss die Flugphase und damit die freie Bewegungslänge der Partikel berücksichtigt werden. Hingegen können bei additiv gefertigten Partikeldämpfern die Packungsdichte und damit die freie Bewegungslänge aufgrund des Fertigungsverfahrens nicht frei eingestellt werden. Auch ein Austausch des Pulvers nach dem additiven Fertigungsprozess, kann sich als nicht praktikabel herausstellen. Insbesondere limitieren eine fehlende Zugänglichkeit oder eine Strukturschwächung durch den Verschlussmechanismus den Pulverwechsel. Aus CT-Aufnahmen von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern ist zu erkennen (siehe Abbildung 4.7), dass die freie Bewegungslänge im "as-build" Zustand weniger als 10 % der Hohlraumhöhe ausmacht, sodass postuliert wird, dass die freie Bewegungslänge vernachlässigt werden kann. Die Vernachlässigung der freien Bewegungslänge führt zu den folgenden zwei wesentlichen Vorteilen:

- (1) Ohne die freie Bewegungslänge muss nicht wie im Modell von LU ET AL. (siehe Abbildung 2.5), eine komplexe Signalfunktion für die Feder- und Dämpferkräfte zwischen Partikel und Wand berücksichtigt werden, sodass die analytische Berechnung vereinfacht wird [Lu17a, Lu17b]. Stattdessen können die Feder- und Dämpferkräfte als linear angenommen werden.
- (2) Hinzu kommt, dass in der Ruhelage der Gewichtskraft eine gleich große Federkraft entgegenwirkt, sodass sich die Kräfte aufheben und die Gewichtskraft nicht in die Bewegungsgleichung miteinbezogen wird. In der freien Flugphase der Partikel muss die Gewichtskraft der Partikel allerdings beachtet werden. Die Berücksichtigung der Gewichtskraft in Abhängigkeit der Bewegungszustände gestaltet sich somit als herausfordernd. Aus diesem Grund wird oftmals die Gewichtskraft in den Bewegungsgleichungen nicht berücksichtigt.

Für den Schritt der Modellbildung ist die Wahl der Geometrie des Ersatzpartikels und des Hohlraums relevant. Eine weit verbreitete Annahme für die Form des Ersatzpartikels ist die Kugel [Lu17a, Lu17b]. Aus dem Stand der Technik und Forschung geht jedoch hervor, dass bei maximaler Dämpfung sich die Partikel wie eine zusammenhängende Masse verhalten [Sánc13, Sánc12]. Für einen quaderförmigen Hohlraum bedeutet dies, dass der Partikelhaufen bzw. das Ersatzpartikel als Quader und nicht wie oft in der Literatur beschrieben als eine

Kugel angenommen wird. Aus der Sicht des Partikelschwarms kommt hinzu, dass sich der Kontakt zwischen den Partikeln und der Oberfläche des Hohlraums als Mehrpunktkontakt einstellt. Wenn nun diese Partikeldurchmesser wie bei der additiven Fertigung hinreichend klein sind und im Mikrometerbereich liegen, kann dieser Mehrpunktkontakt zwischen den Partikeln und der Kavität als Oberflächenkontakt angesehen werden. Aus diesen Gründen bildet ein quaderförmiges Ersatzpartikel die Realität besser, als ein sphärisches Ersatzpartikel, ab.

Auf Basis dieser Annahmen ist in Abbildung 5.2 das mechanische Ersatzmodell für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer dargestellt. Bereits HARDUF ET AL. konnten zeigen, dass mittels eines Zweifreiheitsgradmodells die hochgradig nichtlinearen Dämpfungseigenschaften von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern abgebildet werden können [Hard22, Hard23]. Aus Abbildung 5.2 wird deutlich, dass aufgrund der geringen freien Bewegungslänge s in der Realität diese für die Modellbildung vernachlässigt werden kann. Aus diesem Grund sind die Feder- und Dämpferelemente c_p bzw. d_p fest mit der Hauptstruktur m_0 und dem Ersatzpartikel m_p verbunden. Die Hauptstruktur ist gegenüber der Umgebung mit den Feder- und Dämpferelementen c_0 bzw. d_0 verbunden. Die Auslenkung der Hauptstruktur wird über die Größe $x(t)$ und die des Ersatzpartikels über $y(t)$ beschrieben. Die Gewichtskraft g und Anregungskraft $F(t)$ wirken in negative x -Richtung. Des Weiteren wird die Reibkraft $F_r(t)$ berücksichtigt.



Legende



Abbildung 5.2: Laserstrahlgeschmolzener Biegebalken mit integriertem Partikeldämpfer und zugehörigem mechanischen Ersatzmodell.

Aus dem mechanischen Ersatzmodell (Abbildung 5.2) kann die Bewegungsgleichung in Form des Gleichungssystems nach Gl. (5.1) abgeleitet werden. Die Reibkraft wird im weiteren Verlauf durch eine Signumfunktion beschrieben, sodass Gl. (5.1) eine nichtlineare Differentialgleichung darstellt

$$\begin{bmatrix} m_0 & 0 \\ 0 & m_p \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_0 + d_p & -d_p \\ -d_p & d_p \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_0 + c_p & -c_p \\ -c_p & c_p \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) - F_r(t) \\ F_r(t) \end{bmatrix}. \quad (5.1)$$

Für die anschließende Verarbeitung der Bewegungsgleichung in Matlab-Simulink muss das Gleichungssystem aus Gl. (5.1) gemäß Gl. (5.2) umgeformt werden

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{d_0 + d_p}{m_0} \cdot \dot{x} + \frac{d_p}{m_0} \cdot \dot{y} - \frac{c_0 + c_p}{m_0} \cdot x + \frac{c_p}{m_0} \cdot y + \frac{F(t)}{m_0} - \frac{F_r(t)}{m_0} \\ \ddot{y} = -\frac{d_p}{m_p} \cdot \dot{y} + \frac{d_p}{m_p} \cdot \dot{x} - \frac{c_p}{m_p} \cdot y + \frac{c_p}{m_p} \cdot x + \frac{F_r(t)}{m_p} \end{cases}. \quad (5.2)$$

Durch diese Darstellung kann die Differentialgleichung mittels des Runge-Kutta-Verfahrens gelöst werden. Dabei zeichnet sich das Runge-Kutta-Verfahren durch eine hohe Stabilität aus.

5.2 Parameteridentifizierung

Die Parameteridentifikation soll exemplarisch für den partikelgedämpften Balken 25 (siehe auch Tabelle 4.1) aus AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ und einem quaderförmigen Hohlraum mit $HV = 20\%$ erfolgen. Begonnen wird mit der Identifizierung der Parameter der Hauptstruktur. Um die Steifigkeit c_0 der Hauptstruktur berechnen zu können, muss zuerst die Eigenfrequenz bestimmt werden. Diese kann mithilfe der Euler-Bernoulli Balkentheorie nach Gl. (5.3) berechnet werden [Gros18]

$$f_k = \frac{(\gamma_k \cdot L)^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A \cdot L^4}}. \quad (5.3)$$

Der Faktor $\gamma_k \cdot L$ ist abhängig von der Lagerung und Eigenform des Balkens. Für eine frei-frei Lagerung und die erste Biegemode ergibt sich $(\gamma_k \cdot L)^2$ zu 22.4 [Gros18]. Die Dichte und der Elastizitätsmodul können für das Material AlSi10Mg aus dem Materialdatenblatt entnommen werden und ergeben sich zu $\rho_{Al} = 2670 \text{ kg/m}^3$ bzw. $E_{Al} = 7 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$.

Die Größe I beschreibt das Flächenträgheitsmoment. Für einen partikelgedämpften Balken ergibt sich für den Querschnitt die Eigenschaft, dass dieser nicht über die gesamte Länge konstant ist, da der Hohlraum zu den Enden hin geschlossen wird. Es wird angenommen, dass das Flächenträgheitsmoment am Besten durch ein Kastenprofil approximiert werden kann und ergibt sich zu $I = 1,25 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$. Begründet wird diese Annahme, dass der kastenförmige Querschnitt sich über eine Länge von 80% der Gesamtlänge erstreckt.

Der Balkenquerschnitt A ist wie oben erwähnt, nicht über die gesamte Balkenlänge L konstant. Aus diesem Grund soll der Balkenquerschnitt über das Verhältnis des Balkenvolumens der Hauptstruktur V und der Balkenlänge L gemittelt werden. Somit ergibt sich nach Gl. (5.3) eine Eigenfrequenz der Hauptstruktur ohne Pulverfüllung von $f_0 = 2852,2 \text{ Hz}$.

Da die Länge der Kavität für die hier untersuchten Balken 80 % der Gesamtlänge beträgt und das Längen- zu Breitenverhältnis einen Faktor von 10 aufweist, beläuft sich der Fehler für die Berechnung der Eigenfrequenz, durch die Annahmen bei der Berechnung des Flächenträgheitsmoments I und des Querschnitts A , auf ca. 1 % und wird somit als akzeptabel angesehen. Für kürzere Kavitäten oder höhere Breiten- zu Längenverhältnisse sollte entweder auf die FEM zurückgegriffen oder die Gleichung angepasst werden.

Die Masse m_0 , Steifigkeit c_0 und die Dämpfungskonstante d_0 der Hauptstruktur werden nach den Gln. (5.4) bis (5.6) berechnet:

$$m_0 = \varrho_{Al} \cdot l_0 \cdot b_0 \cdot h_0 \cdot (1 - HV) = 2670 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 0,8 = 0,1709 \text{ kg} \quad (5.4)$$

$$c_0 = m_0 \cdot \omega_0^2 = 0,1709 \text{ kg} \cdot (2\pi \cdot 2852,2 \text{ Hz})^2 = 5,488 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (5.5)$$

$$d_0 = 2\sqrt{c_0 \cdot m_0} \cdot D_0 = 2\sqrt{5,488 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0,1709 \text{ kg} \cdot 0,0007} = 4,3169 \frac{\text{kg} \cdot \text{N}}{\text{m}} \quad (5.6)$$

D_0 stellt dabei das Dämpfungsmaß des vollversinterten Balkens dar. Eine Überführung in modale Parameter erfolgt nicht, da die Eigenschwingungsformen so skaliert¹ werden, dass die modalen Massen den physikalischen Massen entsprechen. Gerechtfertigt wird diese Annahme dadurch, dass sowohl die Massenbelegung des Balkens als auch der Partikel über die Balkenlänge als konstant angenommen werden. Des Weiteren wird postuliert, dass die Partikelschwingungen der Eigenschwingungsform des Balkens folgen.

Aus Abschnitt 4.2.1, insbesondere Abbildung 4.6 und Gl. (4.3), konnte bereits festgestellt werden, dass das Dämpfungsmaß der vollversinterten Balken frequenzabhängig ist und einen hyperbelförmigen Verlauf aufweist. Somit ergibt sich für eine Eigenfrequenz von $f_0 = 2852,2 \text{ Hz}$ nach Gl. (4.3) ein Dämpfungsmaß von $D_0 = 0,0007$.

Im nächsten Schritt müssen die noch fehlenden Parameter des Ersatzpartikels (Masse m_p , Steifigkeit c_p und Dämpfungskonstante d_p) identifiziert werden. Die Partikelmasse kann mittels des Hohlraumvolumens V_h und der Schüttdichte $\varrho_{Al,S}$ nach Gl. (5.7) berechnet werden

$$m_p = V_h \cdot \varrho_{Al,S} = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 1300 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,0208 \text{ kg} \quad (5.7)$$

Die Schüttdichte kann aus dem Materialdatenblatt nachgeschlagen werden. Verglichen zu den gedruckten Balken ($m_{p,\text{real}} = 0,02329 \text{ kg}$) aus Tabelle 4.3 ist die theoretisch berechnete Masse m_p ca. 10 % niedriger.

¹siehe auch MAGNUS ET AL. [Magn16] S. 289

Der bisherige Ansatz, die Ersatzkoeffizienten c_p und d_p zu bestimmen, folgt der Beobachtung von MASRI UND IBRAHIM [Masr73]. Dabei wurde festgestellt, dass die Interaktion zwischen den Partikeln und der Hauptstruktur besser abgebildet werden kann, wenn die Eigenkreisfrequenz der Partikel ω_{ep} viel größer als die der Hauptstruktur ω_0 ist [Masr73, Lu11, Lu17b]. Für die Berechnung der Eigenfrequenz ω_{ep} der einzelnen Partikel hat sich der folgende Formelzusammenhang nach Gl. (5.8) ergeben [Masr73]:

$$\omega_{ep} = 20 \cdot \omega_0. \quad (5.8)$$

Nach dieser Theorie haben allerdings alle Partikel mit identischem Durchmesser je nach Hohlraumgröße unterschiedliche Steifigkeiten, siehe Gl. (5.9)

$$c_{ep} = \omega_{ep}^2 \cdot m_{ep}. \quad (5.9)$$

Ein weiterer Ansatz kann aus der Geotechnologie herangezogen werden. Hierbei besteht die Herausforderung in körnigen Materialien Gewerke zu befestigen [Diho10]. Hierzu liegen experimentelle und analytische Modelle zur Berechnung der Steifigkeit eines Partikelhaufens vor. Beispielsweise kann die Steifigkeit über den Schubmodul G_0 nach Gl. (5.10) berechnet werden

$$G_0 = \frac{6,6 \times (2,17 - e)^2}{1 + e} \times \sigma^{0.52}. \quad (5.10)$$

Dabei stellt e das Hohlraumvolumen und σ den Druck dar. Diese experimentell bestimmten Parameter der Gleichung gelten für Sand und müssen für Pulver der additiven Fertigung erst noch charakterisiert werden.

Die genannten Probleme und Herausforderungen sollen im Folgenden durch die klassische Kontaktmechanik von HEINRICH HERTZ gelöst werden [Hert82]. Mittels der klassischen Kontaktmechanik kann die Partikelsteifigkeit c_{ep} infolge von Partikelinteraktionen berechnet werden, siehe Abbildung 5.3 und Gln. (5.11) bis (5.13) [Paul14, Toma01, Toma07]

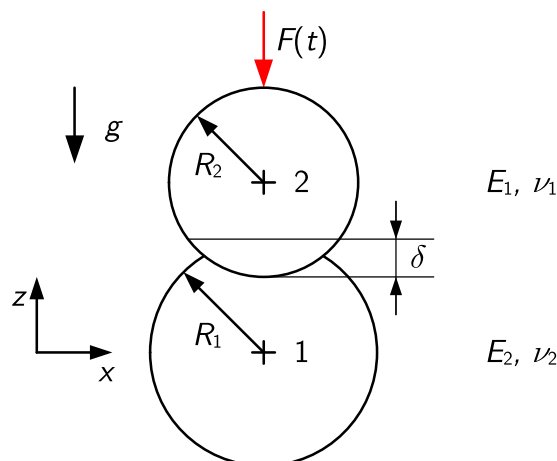


Abbildung 5.3: Kugel-Kugel Kontaktmechanik von Heinrich Hertz, nach [Paul14].

$$R^* = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (5.11)$$

$$E^* = 2 \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (5.12)$$

$$c_{ep} = E^* \cdot \sqrt{R^* \cdot \delta}. \quad (5.13)$$

E_1 und E_2 sind hier die Elastizitätsmoduln, R_1 und R_2 die Radien der Partikel sowie ν_1 und ν_2 die Poisson-Zahlen beider Partikel. Zusätzlich ist $F(t)$ die Anregung und δ die Verformung des Partikels. Des Weiteren sind E^* der reduzierte E-Modul und R^* der reduzierte Radius. Unter der Annahme, dass alle Partikel gleich groß sind, einem mittleren Durchmesser d_{50} entsprechen und der Elastizitätsmodul aller Partikel identisch ist, ergibt sich folgender Ausdruck:

$$R^* = \left(\frac{4}{d_{50}} \right)^{-1} = \left(\frac{4}{47 \cdot 10^{-6} \text{ m}} \right)^{-1} = 1,175 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (5.14)$$

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right)^{-1} = \left(\frac{1 - 0,33^2}{7 \cdot 10^{10} \text{ Pa}} \right)^{-1} = 7,8555 \cdot 10^{10} \text{ Pa}. \quad (5.15)$$

Der Partikeldurchmesser kann aus der Inspektionsbescheinigung des Pulvers AlSi10Mg nachgeschlagen werden und beträgt $d_{50} = 47 \mu\text{m}$. Dabei gibt d_{50} den Mittelwert der Korngrößenverteilung an. Die Poissonzahl ν wird mit 0,33 angenommen.

Für die Berechnung der Ersatzsteifigkeit c_{ep} aus Gl. (5.13) wird die Verformung δ benötigt. Die Verformung δ jedes einzelnen Partikels wird mit den auf das jeweilige Partikel wirkenden Kräften berechnet [Toma01, Toma07]. Während der Bewegung des Gesamtsystems ändern sich die Partikelinteraktionen und infolge dessen die Stoßkräfte zwischen den Partikeln und der Hauptstruktur ständig. Eine Beobachtung aus der Literatur zeigt jedoch, dass die Energiedissipation durch die Partikel hoch ist, wenn sich die Partikel wie eine zusammenhängende Masse verhalten [Sánc13, Sánc12]. Um jedoch eine Energiedissipation zu erzielen, müssen sich die Partikel dennoch untereinander bewegen und mindestens die Haftreibung überwinden. Für den Extremfall, dass gerade die Haftreibung überwunden wird, ist folglich die Relativbeschleunigung, -geschwindigkeit und -auslenkung zwischen den benachbarten Partikeln gering und kann somit vernachlässigt werden. Des Weiteren wird angenommen, dass die Anzahl an Stoßvorgängen pro Schwingungsperiode der Partikelanzahl entspricht. Dazu wird angenommen, dass bei jedem Stoßvorgang nur zwei Partikel miteinander in Kontakt stehen. Somit ist die auf das Partikel wirkende Kraft gleich der Gewichtskraft des darüber liegenden Partikels zum Ende des Stoßvorgangs, unter der Voraussetzung, dass sich die einzelnen Partikelschichten nacheinander setzen. Pro Schwingungsperiode der Hauptstruktur soll nur ein Stoß zwischen zwei benachbarten Partikeln erfolgen.

Für die Berechnung der Gewichtskraft des Partikels wird die Masse eines einzelnen Partikels m_{ep} benötigt. Diese kann über die Anzahl der Partikel berechnet werden. Durch Gl. (5.16) wird die Anzahl der Partikelschichten i berechnet

$$i = \left\lfloor \frac{h}{d_{50}} \right\rfloor = \left\lfloor \frac{0,01\text{m}}{47 \cdot 10^{-6}\text{m}} \right\rfloor = 212. \quad (5.16)$$

Anbei ist [...] die Abrundungsfunktion. Zusätzlich wird die Anzahl j der Partikel pro Schicht benötigt, siehe Gl. (5.17)

$$j = \left\lfloor \frac{b}{d_{50}} \right\rfloor \times \left\lfloor \frac{l}{d_{50}} \right\rfloor = \left\lfloor \frac{0,01\text{m}}{47 \cdot 10^{-6}\text{m}} \right\rfloor \times \left\lfloor \frac{0,16\text{m}}{47 \cdot 10^{-6}\text{m}} \right\rfloor = 721648. \quad (5.17)$$

Die Masse m_{ep} eines einzelnen Partikels kann folglich nach Gl. (5.18) berechnet werden

$$m_{ep} = \frac{m_p}{i \cdot j} = \frac{0,0208\text{kg}}{212 \cdot 721648} = 1,3596 \cdot 10^{-10}\text{kg}. \quad (5.18)$$

Anschließend kann die auf das Partikel wirkende Kraft F_{ep} nach Gl. (5.19) berechnet werden

$$F_{ep} = m_{ep} \cdot g = 1,3596 \cdot 10^{-10}\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1,3337 \cdot 10^{-9}\text{N}. \quad (5.19)$$

Durch Gl. (5.20) [Toma01, Toma07] wird die Verformung des einzelnen Partikels δ berechnet

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F_{ep}^2}{4R^* \cdot E^{*2}}} = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot (1,3337 \cdot 10^{-9}\text{N})^2}{4 \cdot 1,175 \cdot 10^{-5}\text{m} \cdot (7,8555 \cdot 10^{10}\text{Pa})^2}} = 3,8076 \cdot 10^{-12}\text{m}. \quad (5.20)$$

Anschließend kann die Steifigkeit des einzelnen Partikels c_{ep} nach Gl. (5.21) berechnet werden [Paul14]

$$c_{ep} = E^* \cdot \sqrt{R^* \cdot \delta} = 7,8555 \cdot 10^{10}\text{Pa} \cdot \sqrt{1,175 \cdot 10^{-5}\text{m} \cdot 3,8076 \cdot 10^{-12}\text{m}} = 525,43 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (5.21)$$

Nach der Berechnung der Steifigkeit zwischen zwei Partikeln, muss im nächsten Schritt die Steifigkeit des gesamten Partikelhaufens berechnet werden. Es wird angenommen, dass die Steifigkeit des Partikelhaufens identisch zum einzelnen Partikel ist, sodass sich $c_p = c_{ep}$ ergibt. Bereits SÁNCHEZ ET AL. zeigen, dass sich die Partikel bei optimaler Dämpfung als eine zusammenhängende Masse verhalten und dementsprechend als ein Partikel modelliert werden können [Sánc13, Sánc12].

Im nächsten Schritt gilt es, die Ersatzdämpfung zu bestimmen. Dazu wird der Restitutionskoeffizient ε benötigt und dieser ist über das Verhältnis der Normalkomponente nach der Kollision zur Normalkomponente vor der Kollision der Relativgeschwindigkeit definiert [Clea04, Mang07]. Für Granulate kann der Wert mit $\varepsilon = 0.35$ angenommen werden [Mang07]. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Restitutionskoeffizient nicht konstant ist, sondern mit steigender Aufprallgeschwindigkeit abnimmt. Dieser Einfluss soll allerdings der Einfachheit halber vernachlässigt werden. Auch könnte dieser Materialparameter in weiteren Arbeiten genauer analysiert werden. Anschließend kann das kritische Dämpfungsverhältnis ξ nach Gl. (5.22) berechnet werden [Clea04, Coet17]

$$\xi = -\frac{\ln(\varepsilon)}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2(\varepsilon)}} = -\frac{\ln(0,35)}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2(0,35)}} = 0,3169. \quad (5.22)$$

Zum Schluss wird die Dämpfungskonstante d_p zwischen Partikel und Wand nach der Formel der Diskreten Elemente Methode berechnet, siehe Gl. (5.23) [Coet17]

$$d_p = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{m_p \cdot c_p}. \quad (5.23)$$

An dieser Stelle muss berücksichtigt werden, dass bereits der Dämpfungsverlauf der vollversinterten Balken ohne Partikeldämpfung einen frequenzabhängigen Verlauf aufweist, vgl. Abbildung 4.6. Somit sollte diese frequenzabhängige Dämpfung auch bei der Berechnung der Dämpfungskonstanten d_p der Partikel berücksichtigt werden. Es wird angenommen, dass bei gleicher externer Energiezufuhr E_{zu} die Energiedissipation bei niedrigeren Frequenzen höher ist als bei hohen Frequenzen, da die Partikelauslenkung höher ausfällt, siehe Gl. (5.24)

$$\begin{aligned} E_{zu} &= \frac{1}{2} m_{ep} \cdot v_{ep}^2 = \frac{1}{2} m_{ep} \cdot x_{ep}^2 \cdot f^2 = \text{konst.} \\ &\rightarrow x_1^2 \cdot f_1^2 = x_2^2 \cdot f_2^2. \end{aligned} \quad (5.24)$$

Folglich ergibt sich für die Dämpfungskonstante ein hyperbelförmiger Verlauf in Abhängigkeit der Frequenz und kann nach Gl. (5.25) berechnet werden

$$d_p = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{m_p \cdot c_p} \cdot \frac{B}{f^2}. \quad (5.25)$$

Der Faktor B gibt dabei einen Korrekturfaktor an, welcher aus den Versuchsergebnisse bestimmt werden kann. Dazu wird im späteren Verlauf eine Parameterstudie des mechanischen Ersatzmodells für den Parameter B durchgeführt und die Simulationsergebnisse mit den Versuchsergebnissen aus Abschnitt 4.2 verglichen.

Für die Lösung des Gleichungssystems aus Gl. (5.2) wird abschließend noch die Reibkraft $F_R(t)$ benötigt. Dazu können Formelzusammenhänge zur Berechnung der Spannungen im Silo herangezogen werden [Liu05, Schu09, Schu07]. In Abbildung 5.4 ist dieser Zusammenhang

graphisch dargestellt. Für ein mit Pulver gefülltes Silo a) nimmt die Spannung σ_v in vertikaler Richtung mit steigender Füllhöhe z am Boden zu b). Allerdings steigt die Spannung σ_v am Boden nicht linear mit steigender Füllhöhe h an und nimmt aufgrund der durch die Partikel auf die Wand auswirkenden Spannungen σ_h und τ ab einer gewissen Füllhöhe nicht mehr zu und bleibt konstant. In Abbildung 5.4c) ist das Kräftegleichgewicht für eine endlich dicke Schicht dz dargestellt [Schu09]. Die Scherspannung τ_W zwischen Partikel und Wand kann nach Gl. (5.26) berechnet werden [Schu09]

$$\tau_W = \frac{g \cdot \rho_{Al,S} \cdot A}{U} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot \tan(\varphi_x) \cdot U \cdot z}{A}}\right). \quad (5.26)$$

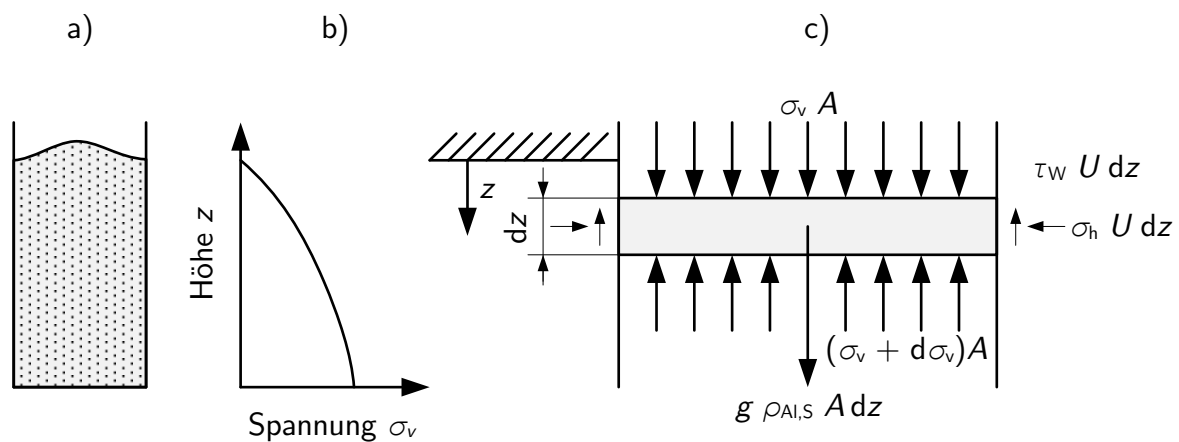


Abbildung 5.4: Silo-Effekt nach [Schu09], a) schematische Darstellung des Silos, b) Spannungsverlauf im Silo, c) Kräftegleichgewicht in der Schicht dz .

Dabei stellen g die Schwerkraft, $\rho_{Al,S}$ die Schüttdichte von AlSi10Mg, A den Querschnitt des Partikelhaufens, U den Umfang des Partikelhaufens, z die Höhe, k das Spannungsverhältnis und φ_x den Wandreibungswinkel (wall friction angle) dar. Das Spannungsverhältnis k ist nach Gl. (5.27) definiert [Kézd62, Schu07, Schu09, DIN87]

$$k = 1,2 \cdot (1 - \sin(\varphi)). \quad (5.27)$$

Dabei stellt φ den Winkel der inneren Reibung (internal friction angle) dar. Die Winkel φ bzw. φ_x aus den Gleichungen (5.26)-(5.27) müssen durch Schertests für das jeweilige Pulver ermittelt werden. ZEGZULKA ET AL. haben für verschiedene Metalle den Winkel der inneren Reibung mit einem Schulze Ring Shear Tester ermittelt [Zegz18]. Für Aluminium wird dabei der Winkel der inneren Reibung auf $\varphi = 32,9^\circ$ festgelegt. Jedoch ist das untersuchte Pulver in ZEGZULKA ET AL. für Aluminiumpartikel mit einem mittleren Durchmesser $d_{50} = 79,1 \mu\text{m}$ und irregulärer Partikelform ermittelt worden [Zegz18]. Da allerdings das in dieser Arbeit verwendete AlSi10Mg Pulver einen mittleren Durchmesser $d_{50} = 47 \mu\text{m}$ und eine reguläre sphärische Form aufweist, müssen die Werte von ZEGZULKA ET AL. [Zegz18] mit Vorsicht betrachtet werden. Mit geringer werdender Partikelgröße und hin zu einer scharfkantigeren Partikelform nimmt der Winkel der inneren Reibung zu, da die Packungsdichte ansteigt und

sich die Partikel stärker ineinander verkeilen [Zegz18, Shin00].

Die Werte der Wandreibungswinkel φ_x sind i. d. R. kleiner als die Winkel der inneren Reibung [Schu07]. Der Wandreibungswinkel ist ein Maß für die adhäsive Anziehungskraft zwischen dem Pulver und der Wand [Camp12]. Des Weiteren sinkt der Wandreibungswinkel mit zunehmendem Normaldruck und steigt mit zunehmender Oberflächenrauheit der Wand an [Han11]. Da bei dem hier untersuchten Pulver geringe Normaldrücke auftreten und die Oberflächenrauheit der additiv gefertigten Kavität hoch ist, ist ein hoher Wandreibungswinkel zu erwarten. Jedoch spielen die Fließigenschaften des Pulvers auch eine entscheidende Rolle, sodass der Wert niedriger ausfallen kann. Da ZEGZULKA ET AL. [Zegz18] nur den Winkel der inneren Reibung und nicht den Wandreibungswinkel bestimmt haben, wird der Wandreibungswinkel im Folgenden mit $\varphi_x = 18^\circ$ angenommen. Dennoch dienen die hier bestimmten Winkel φ und φ_x als Anfangsparameter und werden durch eine Parameterstudie optimiert.

Nachdem alle Parameter zur Berechnung der Scherspannung τ_W aus Gl. (5.26) identifiziert sind, kann im nächsten Schritt die Reibkraft über die Scherspannung τ_W , den Umfang U und die Höhe z berechnet werden. Da die Scherspannung von der Höhe z abhängt, siehe Gl. (5.26) und Abbildung 5.4, muss die Scherspannung über die Höhe des Partikelhaufens integriert werden. Da die Reibkraft der Relativbewegung zwischen Partikelhaufen und Hauptstruktur entgegengerichtet ist, wird dieser Zusammenhang über eine Signumfunktion (sign) berücksichtigt. Der Formelzusammenhang zur Berechnung der Reibkraft $F_R(t)$ ist schließlich in Gl. (5.28) dargestellt

$$F_R(t) = \hat{F}_R \cdot \text{sign}(\dot{y} - \dot{x}) = U \cdot \int_0^z \tau_W(z) dz \cdot \text{sign}(\dot{y} - \dot{x}) . \quad (5.28)$$

Die Parameter und Berechnungsergebnisse zu allen in diesem Abschnitt vorgestellten Gleichungen sind im Anhang C für zwei exemplarische Balken aus dem Werkstoff AlSi10Mg (Par. 25) und der Legierung 1.2709 (Par. 40), zusammengefasst.

5.3 Verifizierung und Validierung des Modells

Das vorliegende mechanische Ersatzmodell soll im Folgenden verifiziert werden. Dazu wird in Abschnitt 5.3.1 die Implementierung des Ersatzmodells in Matlab vorgestellt. Anschließend werden in Abschnitt 5.3.2 die Simulationsergebnisse ausgewertet und mit den experimentellen Ergebnissen aus Abschnitt 4.2 verglichen.

5.3.1 Matlab Implementierung

Das mechanische Ersatzmodell wird in Form von Gl. (5.2) in Matlab-Simulink implementiert. Zu Beginn muss das mechanische Ersatzmodell kalibriert werden, da die Parameter B aus Gl. (5.25) und die Winkel φ bzw. φ_x noch identifiziert werden müssen. Dies soll für den

$20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg mit $HV = 20\%$ (Par. 25) erfolgen. Dazu werden für verschiedene Parameterkombinationen die kraftabhängigen Dämpfungsverläufe berechnet. Ziel ist es, durch Parameterstudien die Parameter B , φ und φ_x so zu optimieren, dass das Simulationsergebnis die experimentell ermittelten Ergebnisse aus Kapitel 4 bestmöglich widerspiegelt. Dazu erfolgt eine händische Parameterstudie, da eine robuste automatisierte Parameteroptimierung durch die Formulierung einer geeigneten Zielfunktion den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde.

Für die Matlab-Implementierung müssen noch die Anregung und der Solver definiert werden. Die Anregung wird über eine Impulsanregung mit linearem Kraftanstieg und Kraftabfall über eine Anregungsdauer von $8 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ abgebildet und entspricht damit in guter Näherung der realen Anregungsdauer. Die Amplitude wird von 10 N bis 180 N in 10 N Schritten durchlaufen. Für den Solver wird das Runge-Kutta-Verfahren ausgewählt und ein fester Zeitschritt von $t_s = 1 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ eingestellt. Anschließend werden die berechneten Zeitdaten vom Anregungs- und Antwortsignal mittels einer Fast Fourier Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführt und die Übertragungsfunktion berechnet. Anschließend wird die Dämpfung mit Hilfe des Circle-Fit Verfahrens analog zu Kapitel 4 berechnet. Nach der Kalibrierung des Modells werden die Parameter wie folgt festgelegt: $B = 2 \cdot 10^8$, $\varphi = 60^\circ$ und $\varphi_x = 20^\circ$.

Danach werden für die Verifizierung des mechanischen Ersatzmodells alle Übertragungsfunktionen und kraftabhängigen Dämpfungsverläufe für die in Kapitel 4 charakterisierten Balken simuliert. Die Simulationsergebnisse werden schließlich mit den experimentellen Versuchsergebnissen verglichen.

5.3.2 Ergebnisdarstellung

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der numerischen Dämpfungsberechnung mit den experimentellen Versuchsergebnissen verglichen. Dabei wird der Fokus der Auswertung auf die Balken aus AlSi10Mg gelegt. Die Simulationsergebnisse für die Partikeldämpfer aus 1.2709 sind im Anhang in Abschnitt C.2 dargestellt. Zu Beginn werden die Partikelmassen und Eigenfrequenzen verglichen. Anschließend wird eine Auswahl an kraftabhängigen Dämpfungsverläufen vorgestellt.

In Tabelle 5.1 sind die Partikelmassen und die Eigenfrequenzen aus der Simulation und dem Experiment gegenübergestellt. Auffällig ist, dass bei sehr kleinen Kavitäten (Parameter 16 und 17) eine hohe prozentuale Abweichung bei der Partikelmasse auftritt. Die höchste Abweichung tritt bei Parameter 23 auf. In Kapitel 4 wird bereits vermutet, dass die niedrige Pulvermasse auf Fertigungseinflüsse zurückgeführt werden kann. Um eine generelle Aussage über die prozentuale Abweichung treffen zu können, soll im Folgenden der Median verwendet werden, welcher bei 6,4 % liegt. Bei der Darstellung der Eigenfrequenz wird diese über alle Kraftniveaus und Anregungsrichtungen (y, z) gemittelt. Der Mittelwert der Abweichung aller Eigenfrequenzen liegt bei 4,6 %. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit den Materialparametern aus dem Materialdatenblatt Genauigkeiten realisiert werden, die im Mittel zwischen 5 %

Tabelle 5.1: Simulationsergebnisse für AlSi10Mg: Pulvermasse und Eigenfrequenz.

Parameter	13	14	16	17	19	20	23	25
$m_{P, \text{Sim.}}$ [g]	5,20	2,60	1,30	0,65	15,60	7,80	10,40	20,80
$m_{P, \text{Exp.}}$ [g]	5,45	2,48	1,89	~ 0	17,00	8,10	6,62	23,29
Abweichung [%]	4,6	4,8	31,2	-	8,2	3,7	57,1	10,7
$f_0, \text{Sim.}$ [Hz]	1355,2	1341,6	673,3	669,6	5069,0	4888,0	2745,2	2845,7
$f_0, \text{Exp.}$ [Hz]	1359,7	1343,2	641,6	645,6	4657,2	4627,0	2702,1	2707,4
Abweichung [%]	1,8	0,1	4,9	8,4	8,8	5,6	1,6	5,1

und 10 % für die Partikelmasse und Eigenfrequenz liegen. Die Ergebnisse für 1.2709 sind im Anhang in Tabelle C.2 dargestellt.

Im Folgenden werden die kraftabhängigen Dämpfungsverläufe vorgestellt. In Abbildung 5.5a) ist das Simulationsergebnis des kraftabhängigen Dämpfungsverlaufs für den $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken dargestellt. Insgesamt wird eine kleine Kavität ($HV = 10 \%$) und eine große Kavität ($HV = 20 \%$) jeweils mit einer Anregung in y - und z -Richtung simuliert. Für quadratische Hohlraumquerschnitte ($HV = 20 \%$) verhält sich die Dämpfung in y - und z -Richtung identisch, da sowohl das Flächenträgheitsmoment und dementsprechend die Eigenfrequenz als auch die Partikelstapel in y - und z -Richtung identisch sind. Bei der kleinen Kavität mit rechteckigem Hohlraumquerschnitt unterscheiden sich hingegen die zuvor genannten Parameter in y - und z -Richtung, sodass eine Abweichung in den Simulationsergebnissen auftritt. Insgesamt sind die Dämpfungswerte für die Kavität mit $HV = 20 \%$ höher als für die Kavität mit $HV = 10 \%$. Für alle Verläufe ist zu erkennen, dass mit steigender Anregungskraft die Dämpfung hyperbelförmig abnimmt. Aus diesem Grund werden die Dämpfungsverläufe sowohl für die kleine als auch für die große Kavität durch eine Hyperbelfunktion angenähert.

Des Weiteren kann aus den Parameterstudien festgestellt werden, dass die Reibkraft für den kraftabhängigen bzw. hyperbelförmigen Verlauf verantwortlich ist. Für den Fall, dass die Reibung vernachlässigt wird, ergibt sich für die Dämpfung ein konstanter Verlauf. Dabei stellt die Konstante die Asymptote dar, welche durch den Dämpfungsverlauf bei Berücksichtigung der Reibkraft bei hohen Kräften angenähert werden würde.

Besonders bei hohen Anregungskräften weisen die Simulationsergebnisse eine gute Übereinstimmung zu den experimentellen Ergebnissen, dargestellt in Abbildung 5.5b), auf. Für die Kavität mit $HV = 20 \%$ liegt die Differenz zwischen Simulation und Experiment für Kräfte $F > 100 \text{ N}$ bei unter 0,05 % und bei der Kavität mit $HV = 10 \%$ bei unter 0,2 %. An dieser Stelle ist anzumerken, dass aus Vorstudien, in denen 3 Balken pro Parameter gefertigt worden sind, insbesondere bei niedrigen Kräften hohe Schwankungen aufgetreten sind [Ehle21b]. Des Weiteren fallen die Simulationsergebnisse für die Kavität mit $HV = 10 \%$ leicht niedriger aus als im Experiment. Wie aus Tabelle 5.1 und Kapitel 4 hervorgeht, unterscheidet sich die Pulvermasse im Experiment signifikant von dem erwartbaren Wert. Insbesondere führt dies dazu,

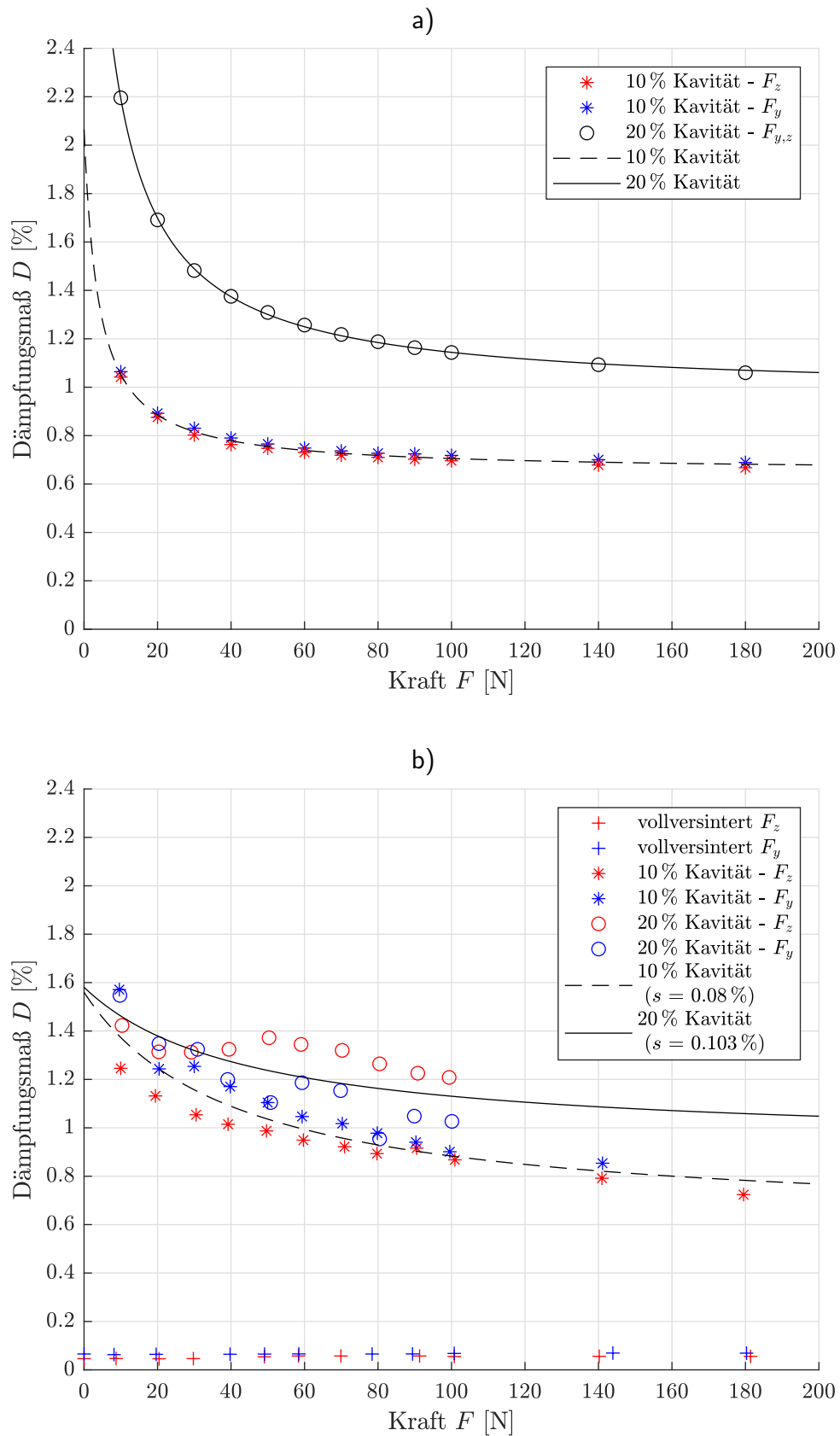


Abbildung 5.5: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$:
 a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 1, 23, 25.

dass die Dämpfung im Experiment höher ausfällt. Dieser Sachverhalt kann überprüft werden, indem in der Simulation die Partikelmasse an die des Experiments angepasst wird. Eine weitere Auffälligkeit ist, dass für die Kavität mit $HV = 10\%$ die Ergebnisse sowohl aus der Simulation als auch aus dem Experiment in y -Richtung leicht höher ausfallen als in z -Richtung. Eine Aussage, ob diese Tendenz in den experimentellen Daten charakteristisch oder zufällig ist, kann aufgrund der Charakterisierung eines einzelnen Balkens pro Parameter nicht getroffen werden.

Da das Simulationsmodell für die Kavität mit $HV = 20\%$ des $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens kalibriert ist, war eine hinreichend gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment zu erwarten. Aus diesem Grund sollen im Folgenden die Ergebnisse für den $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ Balken vorgestellt werden. Dieser wies Auffälligkeiten bei der experimentellen Charakterisierung in Kapitel 4 auf. Dazu zählen insbesondere der Verlauf der Übertragungsfunktion und, dass die Dämpfung mit zunehmender Anregungskraft ansteigt. Das Simulationsergebnis des $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens ist in Abbildung 5.6a) und das Versuchsergebnis in Abbildung 5.6b) dargestellt. Auffällig ist, dass die Dämpfung mit steigender Anregungskraft ansteigt. Bei der Kavität mit $HV = 20\%$ wird sowohl für die Simulation als auch im Experiment ein asymptotischer Verlauf der Dämpfung bei hohen Anregungsamplituden von $2,1\%$ erreicht. Ab Kräften von $>20 \text{ N}$ wird die geforderte Genauigkeit von $<15\%$ sowohl für die große als auch für die kleine Kavität realisiert. Es sei jedoch anzumerken, dass bei der Kavität mit $HV = 10\%$ die Simulationsergebnisse leicht niedriger ausfallen als im Experiment. Insgesamt hat sich gezeigt, dass die schwierig zu berechnenden Dämpfungswerte aus dem Experiment durch die Simulation bestätigt werden können. Der zunehmende Dämpfungsverlauf mit steigender Anregungskraft kann durch hohe Reibwerte erklärt werden. Die weiteren Simulationsergebnisse für AlSi10Mg und 1.2709 sind im Anhang in Abschnitten C.1 bzw. C.2 dargestellt. Insgesamt wird für alle Simulationen die geforderte Abweichung zum Experiment von $<15\%$ eingehalten.

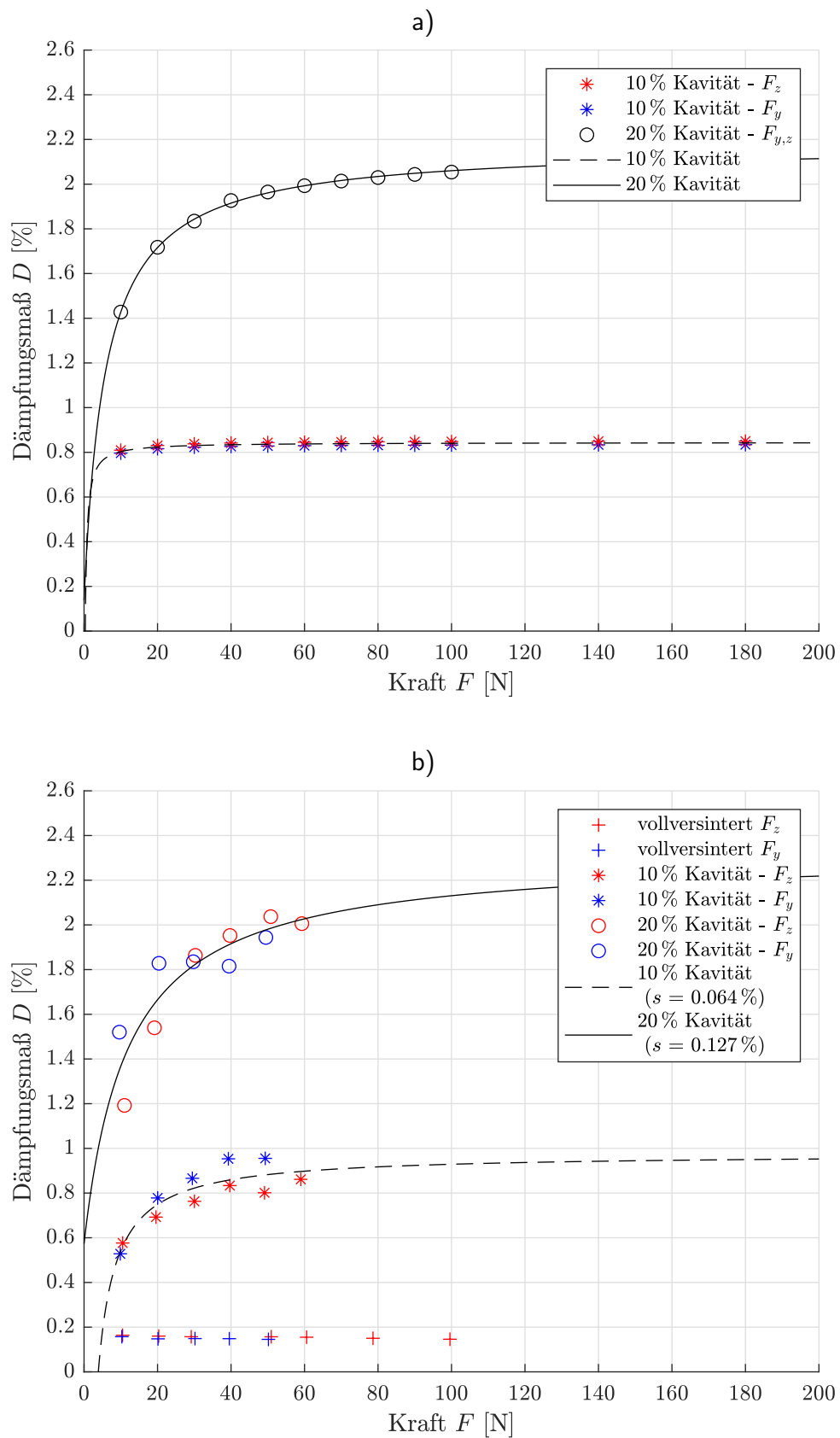


Abbildung 5.6: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$:
a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 12-14.

5.4 Analyse von Parameterfeldern

Das mechanische Ersatzmodell wurde im vorherigen Abschnitt für eine Auswahl an Stützstellen verifiziert, mit dem Ergebnis, dass die Versuchsdaten auf ca. 10 % genau angenähert werden können. Da diese Anzahl der Stützstellen für eine Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern nicht ausreichend ist, soll im Folgenden ein feinmaschiges Parameterfeld analysiert werden. Ziel ist es präzise Aussagen über den Einfluss der Hohlraumbreite und der Hohlraumlänge treffen zu können. Des Weiteren soll abgeschätzt werden, in welchem Frequenz- und Kraftbereich laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer wirkungsvoll sind.

Dazu werden in Abschnitt 5.4.1 die Hohlraumhöhe und in Abschnitt 5.4.2 die Hohlraumlänge anhand von jeweils fünf Stützstellen sowohl simulativ als auch experimentell charakterisiert. Die Form des Hohlraums wird weiterhin als quaderförmig angenommen. Die Charakterisierung erfolgt dabei für Balken aus AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen von $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$. Daran anschließend wird in Abschnitt 5.4.3 die Dämpfung in Abhängigkeit der Frequenz im Intervall von [500 Hz, 5000 Hz] durch 200 Stützstellen und einer Anregungskraft im Intervall von [10 N, 200 N] mit einer Schrittweite von 4 N simuliert und somit ein detaillierter kraft- und frequenzabhängiger Dämpfungsverlauf für Balken mit einer Kavitätsgröße von $HV = 20 \%$ berechnet.

5.4.1 Hohlraumhöhe

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Hohlraumhöhe exemplarisch für Balken mit den äußeren Abmessungen von $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ aus AlSi10Mg anhand von fünf Stützstellen charakterisiert. Gegenüber der dritten Messkampagne aus Abschnitt 4.2.2 werden mehr Stützstellen verwendet, sodass nichtlineare Einflussgrößen besser aufgezeigt werden können. Dazu wird die Hohlraumhöhe so variiert, dass ein Hohlraumverhältnis zwischen $HV = 5 \%$ bis $HV = 25 \%$ abgedeckt wird. Neben der Simulation der Stützstellen erfolgt ein Vergleich mit experimentellen Ergebnissen. Der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung erfolgen dabei analog zu Kapitel 4 und der Versuchsplan ist in Tabelle 5.2 dargestellt.

Die simulativen Ergebnisse (a) und experimentellen Ergebnisse (b) sind für fünf verschiedene Hohlraumhöhen in Abbildung 5.7 dargestellt. Für die simulierten Ergebnisse ist zu erkennen, dass die Dämpfung mit größer werdendem Hohlraumvolumen zunimmt. Auch ist auffällig, dass der hyperbelförmige Dämpfungsverlauf besonders bei großen Kavitäten stärker ausgeprägt ist als bei kleinen Kavitäten. Des Weiteren sind richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften sowohl in der Simulation als auch im Experiment zu verzeichnen. Besonders bei den experimentellen Ergebnissen treten bei der kleinsten Kavität ($HV = 5 \%$) ausgeprägte richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften auf. Für diesen Parameter liegt ein Breiten- zu Höhenverhältnis des Hohlraumquerschnitts von 4:1 vor. Dabei wird eine höhere Dämpfung realisiert, wenn die kleinere Abmessung des Kavitätenquerschnitts parallel zur Schwingungsrichtung ausgerichtet ist. Hingegen sind in der Simulation mit $HV = 5 \%$ kaum richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften zu verzeichnen. Hier nähert sich das Simulationsergebnis dem Experiment für eine

Tabelle 5.2: Versuchsplan: Variation der Hohlraumhöhe.

Par.	Material	Charge	Äußere Balkenabmessung			Hohlraumabmessung			Kavität
			in mm			in mm			
			Länge	Höhe	Breite	Breite	Höhe	Länge	
1	AlSi10Mg	1	200	20	20	vollversintert			
22	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	7,5	160	15 %
23	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	5	160	10 %
24	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	2,5	160	5 %
25	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	10	160	20 %
26	AlSi10Mg	4	200	20	20	10	12,5	160	25 %

Anregung in y -Richtung mit einer Abweichung von $<15\%$ bei Kräften $>100\text{ N}$ an.

Bei der Verteilung der einzelnen Dämpfungsverläufe fällt auf, dass die Kurvenschar in der Simulation näherungsweise gleichmäßig verteilt ist, wohingegen die Kurvenschar im Experiment dichter beieinander liegt, mit Ausnahme von $HV = 5\%$ bei einer Anregung in y -Richtung. Dabei übertrifft der Dämpfungsverlauf der Kavität mit $HV = 10\%$ an vielen Stützstellen die Dämpfungswerte der Kavität mit $HV = 15\%$. Aus diesem Grund ist im Experiment ab einer Kavitätsgröße von $HV = 10\%$ kein signifikanter Zuwachs der Dämpfung mit steigender Hohlraumhöhe zu verzeichnen. Wie bereits in Abschnitt 4.2 beschrieben fällt die Packungsdichte bei dem Balken 23 mit $HV = 10\%$ auffällig niedrig aus, sodass sich ein erhöhter Dämpfungsverlauf ergibt. Die Ergebnisse der experimentell bestimmten Partikelmasse und Packungsdichte sind in Tabelle 5.3 dargestellt. Die Kavität mit $HV = 15\%$ kann ab Kräften von $F > 40\text{ N}$ mit der geforderten Genauigkeit von $<15\%$ angenähert werden. Hingegen liegt in der Simulation der Dämpfungsverlauf für die Kavität mit $HV = 25\%$ deutlich oberhalb des geforderten Toleranzbands von 15% .

Tabelle 5.3: Experimentell bestimmte Balkenmasse m_B , Partikelmasse m_P und Packungsdichte η , nach [Ehle22b].

Parameter	1	22	23	24	25	26
Kavitätsgröße [%]	0	15	10	5	20	25
m_B [g]	212,20	197,5	197,6	206,6	193,1	188,5
m_P [g]	0	17,1	6,6	5,0	23,3	29,4
η [%]	1	53,66	31,20	47,22	54,88	55,58

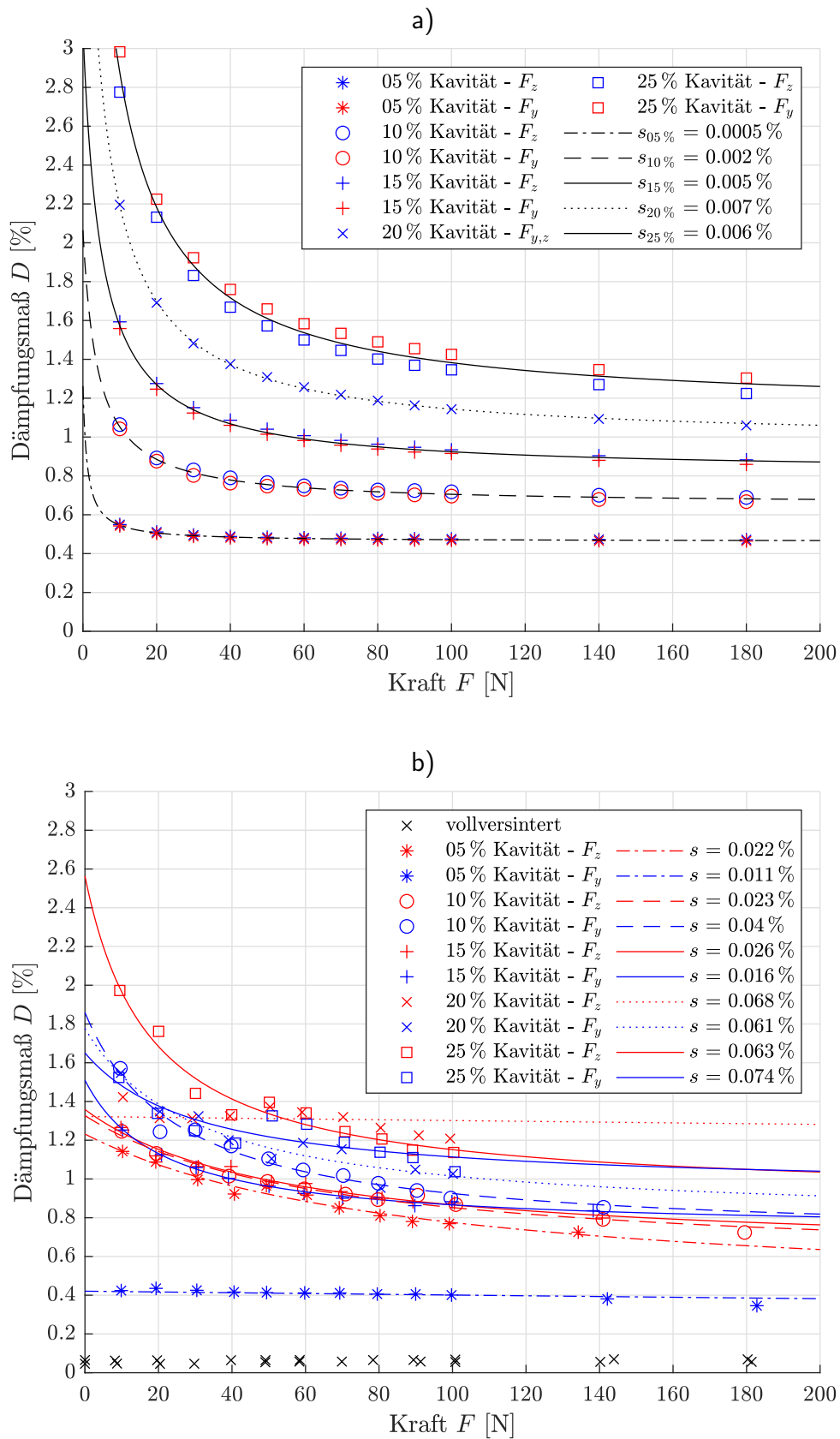


Abbildung 5.7: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf für fünf unterschiedliche Hohlräume von Balken aus AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$: a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 1, 22-26.

5.4.2 Hohlraumlänge

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Hohlraumlänge exemplarisch für Balken mit den äußeren Abmessungen von $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ aus AISi10Mg anhand von fünf Stützstellen charakterisiert. Ziel ist es in Kombination mit Abschnitt 5.4.1 Aussagen zu treffen, ob bei gegebenem Hohlraumvolumen eine Variation der Hohlraumbreite oder der Hohlraumlänge zu bevorzugen ist. Dazu wird die Hohlraumlänge so variiert, dass ein Hohlraumverhältnis zwischen $HV = 2,5\%$ bis $HV = 20\%$ abgedeckt wird. Die Kavität ist mittig im Balken angeordnet. Neben der Simulation der Stützstellen erfolgt ein Vergleich mit experimentellen Ergebnissen. Der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung erfolgen dabei analog zu Kapitel 4 und der Versuchsplan ist in Tabelle 5.4 dargestellt.

Tabelle 5.4: Versuchsplan: Variation der Hohlraumlänge.

Par.	Material	Charge	Äußere Balkenabmessung			Hohlraumabmessung			Kavität
			in mm			in mm			
			Länge	Höhe	Breite	Breite	Höhe	Länge	
1	AISi10Mg	1	200	20	20	vollversintert			
27	AISi10Mg	5	200	20	20	10	10	160	20 %
28	AISi10Mg	5	200	20	20	10	10	120	15 %
29	AISi10Mg	5	200	20	20	10	10	80	10 %
30	AISi10Mg	5	200	20	20	10	10	40	5 %
31	AISi10Mg	5	200	20	20	10	10	20	2,5 %

Die simulativen Ergebnisse a) und experimentellen Ergebnisse b) sind für fünf verschiedene Hohlraumlängen in Abbildung 5.8 dargestellt. Für die simulierten und experimentellen Ergebnisse ist zu erkennen, dass die Dämpfung mit größer werdendem Hohlraumvolumen zunimmt. In der Simulation ist auffällig, dass der hyperbelförmige Dämpfungsverlauf bei den kleinen Kavitäten mit steigender Anregungskraft zunimmt und bei den großen Kavitäten mit steigender Anregungskraft abnimmt. Eine Sonderstellung nimmt dabei die Kavität $HV = 10\%$ ein, bei der die Dämpfung von 10 N auf 20 N zunimmt und anschließend abnimmt. Da der Hohlraum einen quadratischen Querschnitt aufweist, liegen keine richtungsabhängigen Dämpfungseigenschaften in der Simulation vor. Hingegen treten im Experiment vermehrt bei der Kavität $HV = 2,5\%$ richtungsabhängige Dämpfungseigenschaften auf.

Beim Vergleich zwischen Simulation und Experiment kann festgestellt werden, dass für alle Dämpfungsverläufe außer der Kavität $HV = 2,5\%$ die geforderte Genauigkeit von $<15\%$ ab Kräften $F > 60 \text{ N}$ realisiert werden kann. Dabei muss allerdings angemerkt werden, dass im Experiment nur Kräfte bis 100 N ausgewertet werden konnten. Da bei der Annahme des mechanischen Ersatzmodells für die Berechnung der Eigenfrequenz ein Kastenprofil mit durchgängiger Kavität verwendet wird, können dadurch die Fehler bei der kleinen Kavität begründet werden. Die Ergebnisse der experimentell bestimmten Partikelmasse und der Packungsdichte

sind in Tabelle 5.5 dargestellt.

Verglichen zu Abschnitt 5.4.1 fällt auf, dass bei gleicher Kavitätsgröße eine höhere Dämpfung realisiert werden kann, wenn die Hohlraumlänge und nicht die Hohlraumhöhe reduziert wird. Die Dämpfung liegt in Abbildung 5.8a) ca. 0,1% höher als in Abbildung 5.7a) bei Kräften $>100\text{ N}$.

Tabelle 5.5: Experimentell bestimmte Balkenmasse m_B , Partikelmasse m_P und Packungsdichte η , nach [Ehle22b].

Parameter	1	27	28	29	30	31
Kavitätsgröße [%]	0	20	15	10	5	2,5
m_B [g]	212,20	193,4	197,8	202,1	206,8	209,0
m_P [g]	0	23,6	17,4	11,1	5,2	2,06
η [%]	1	55,58	54,76	52,40	49,10	38,74

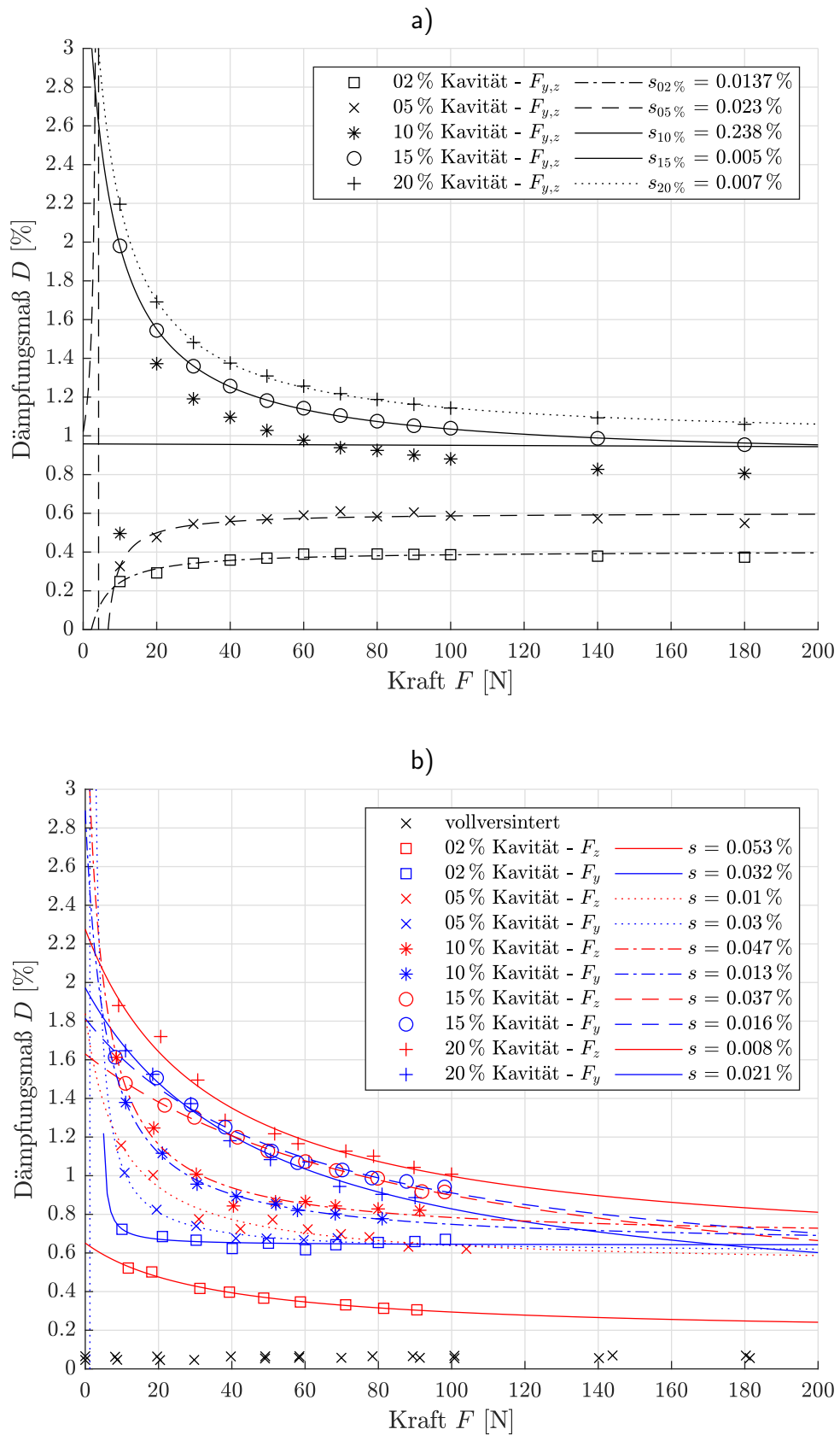


Abbildung 5.8: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf für fünf unterschiedliche Hohlräumlichkeiten von Balken aus AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$: a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 1, 27-31.

5.4.3 Anregungskraft und Anregungsfrequenz

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Anregungskraft und Anregungsfrequenz für Balken aus AlSi10Mg und 1.2709 mit einem exemplarischen Hohlraumverhältnis von $HV = 20\%$ untersucht. Dazu wird die Dämpfung in Abhängigkeit der Frequenz im Intervall von [500 Hz, 5000 Hz] durch 200 Stützstellen und einer Anregungskraft im Intervall von [10 N, 200 N] mit einer Schrittweite von 4 N berechnet. Die Frequenzanpassung erfolgt über die Variation der äußeren Balkenabmessungen.

In Abschnitt 4.1 wurden dazu sowohl der Balkenquerschnitt als auch die Balkenlänge angepasst, um einen Frequenzbereich von ca. 700 Hz bis 5000 Hz durch vier Stützstellen abzudecken. Aus diesem Grund werden bei den Balken aus AlSi10Mg der Balkenquerschnitt von $5 \times 5 \text{ mm}^2$ bis $20 \times 20 \text{ mm}^2$ bei einer konstanten Balkenlänge von 200 mm variiert, um einen Frequenzbereich von ca. 700 Hz bis 2700 Hz zu analysieren. Um den Frequenzbereich von 2700 Hz bis ca. 5000 Hz zu analysieren, wird die Hohlraumlänge von 150 mm bis 200 mm für einen konstanten Balkenquerschnitt von $20 \times 20 \text{ mm}^2$ variiert. Gleiches gilt analog für die Balken aus 1.2709.

In Abbildung 5.9 ist das Parameterfeld für die Balken aus AlSi10Mg a) und 1.2709 b) dargestellt. Auffällig ist, dass die Dämpfung von 700 Hz bis 1500 Hz von ca. 1 % auf 2 % zunimmt. Ab 1500 Hz ist ein markantes Dämpfungsband bis ca. 2500 Hz zu erkennen. Dieses Dämpfungsband weist einen hyperbelförmigen Dämpfungsverlauf mit Spitzenwerten $>3\%$ auf. Anschließend nimmt die Dämpfung wieder ab, wobei bei niedrigen Kräften eine höhere Dämpfung als bei hohen Kräften zu verzeichnen ist.

Für die Balken aus 1.2709, dargestellt in Abbildung 5.9b), verhalten sich die Dämpfungswerte ähnlich verglichen zu den Balken aus AlSi10Mg. Auffällig ist, dass das markante Dämpfungsband von 1500 Hz bis 2500 Hz bei Kräften $>20 \text{ N}$ schmalbandiger ist. Hingegen ist bei Kräften $<20 \text{ N}$ eine breitbandigere Dämpfung bis 4000 Hz zu verzeichnen.

Dieser kraft- und frequenzabhängige Dämpfungsverlauf kann für diverse Hohlraumgeometrien, die in der Hohlraumbreite und Hohlraumlänge variiert werden, berechnet werden. Dadurch kann der Effekt der Partikeldämpfung präzise vorhergesagt werden. Zum einen dienen die graphisch dargestellten Dämpfungsverläufe als erster Anhaltswert zur Abschätzung der Bauteildämpfung und zum anderen kann mittelfristig das mechanische Ersatzmodell in die FEM hinterlegt werden.

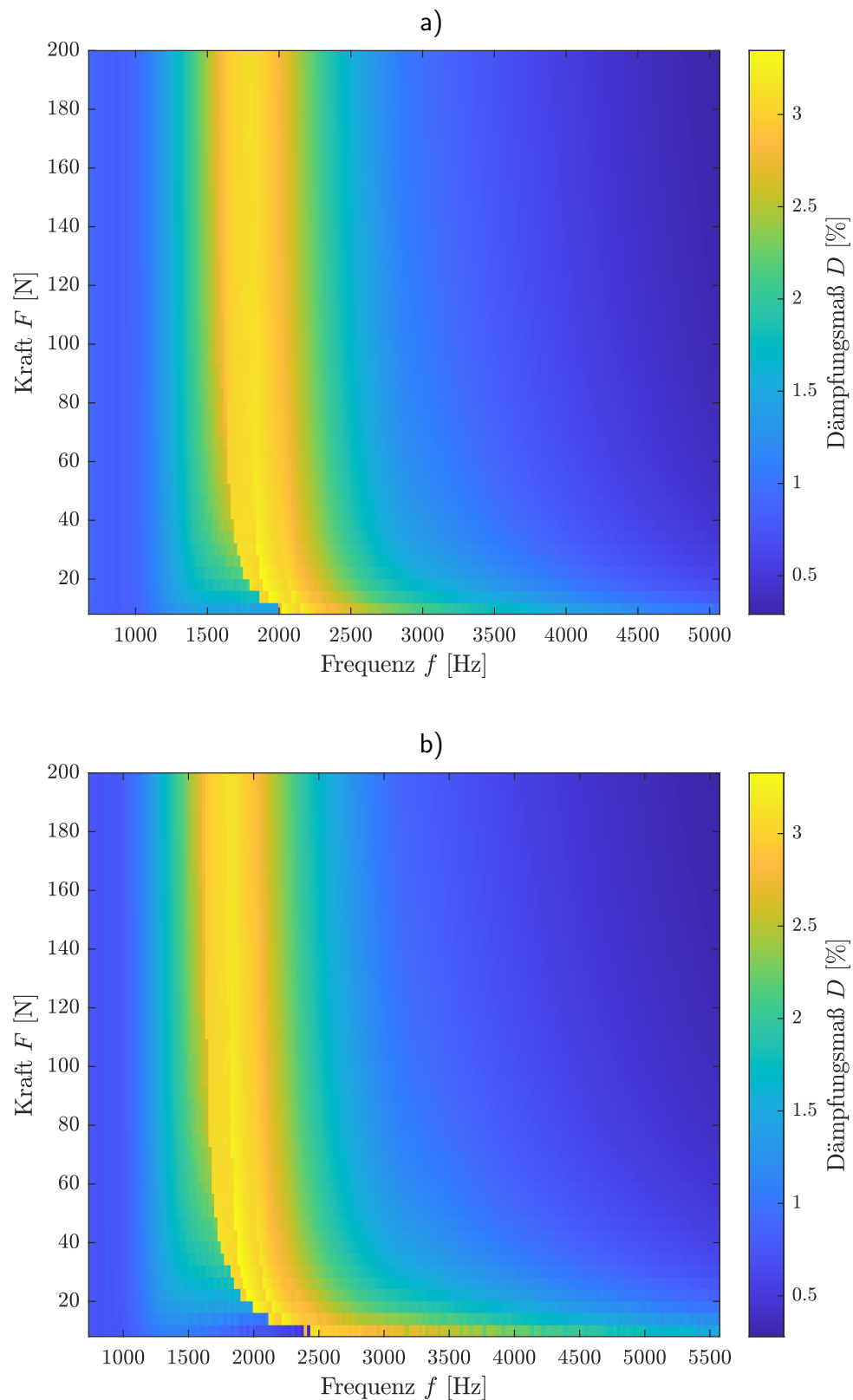


Abbildung 5.9: Kraft- und frequenzabhängiger Dämpfungsverlauf:

- a) Simulationsergebnis von Balken aus AlSi10Mg mit einer Kavität von 20 %,
- b) Simulationsergebnis von Balken aus 1.2709 mit einer Kavität von 20 %.

5.5 Diskussion

In diesem Abschnitt werden die bisher vorgestellten Erkenntnisse in einen übergeordneten Kontext eingeordnet. Dazu werden in Abschnitt 5.5.1 Limitationen und Optimierungsstrategien des mechanischen Ersatzmodells thematisiert. Abschließend wird in Abschnitt 5.5.2 auf den Erkenntnisgewinn eingegangen.

5.5.1 Limitationen und Optimierungsstrategien

Gültigkeitsbereich

Das hier vorgestellte mechanische Ersatzmodell ist für einen Frequenzbereich von 700 Hz bis 5000 Hz, für Kräfte von 10 N bis 200 N und für die Materialklassen Aluminium AlSi10Mg und Werkzeugstahl 1.2709 verifiziert. Dabei ist zu berücksichtigen, dass als Randbedingung frei-frei gelagerte Balken mittels Impulshammeranregung für die erste Balkenbiegemode untersucht werden. In Bezug auf die Hohlraumgeometrie können mittig im Balken angeordnete quaderförmige Kavitäten charakterisiert werden, die sowohl in der Hohlraumlänge als auch der Hohlraumbreite angepasst werden. Dabei beschränkt sich der Gültigkeitsbereich des Ersatzmodells auf Hohlraumvolumina, die zwischen 5 % bis 25 % des gesamten Balkenvolumens betragen. Mittels des mechanischen Ersatzmodells kann eine Genauigkeit von $>85\%$ für Kräfte $>100\text{ N}$ realisiert werden.

Reibung

Aus den vorherigen Abschnitten geht hervor, dass die Dämpfung verglichen zum Experiment i. d. R. auf ca. 15 % genau berechnet werden kann. Bei der Analyse der Übertragungsfunktionen (FRF) zwischen Simulation und Experiment fällt hingegen auf, dass die Amplituden in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Allerdings unterscheidet sich jedoch die maximale Amplitude oftmals um mehr als Faktor 2. Besonders bei kleinen Anregungskräften ist, wie auch beim Dämpfungsverlauf, eine höhere Abweichung zu verzeichnen. Des Weiteren sind besonders bei kleinen Anregungskräften Nebenresonanzen in der Simulation zu erkennen, die beim Experiment nicht festgestellt werden (siehe Abbildung 5.10a-d). Infolge einer Parameterstudie, in der die Reibkraft und die Dämpfungskonstante variiert werden, können diese Nebenresonanzen auf den Einfluss der Reibung zurückgeführt werden. Insbesondere wird festgestellt, dass die Nebenresonanzen besonders bei niedrigen Anregungskräften auftreten.

Bei der experimentellen Charakterisierung der Dämpfung in Abschnitt 4.2.2.3 können für die $10 \times 10 \times 200\text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg und die $8,4 \times 8,4 \times 169\text{ mm}^3$ Balken aus 1.2709 festgestellt werden, dass die Resonanzerhöhung der ersten Mode aller partikelgedämpften Balken eine starke Abweichung gegenüber dem idealisierten Verlauf eines äquivalenten Einmassenschwingermodells aufweist. Auf Basis einer Parameterstudie, in der die Reibkraft \hat{F}_R und die Dämpfungskonstante d_p variiert werden, wird geschlussfolgert, dass diese Resonanz durch die Reibkraft dominiert wird und die Dämpfungskonstante bei niedrigen Kräften näherungsweise

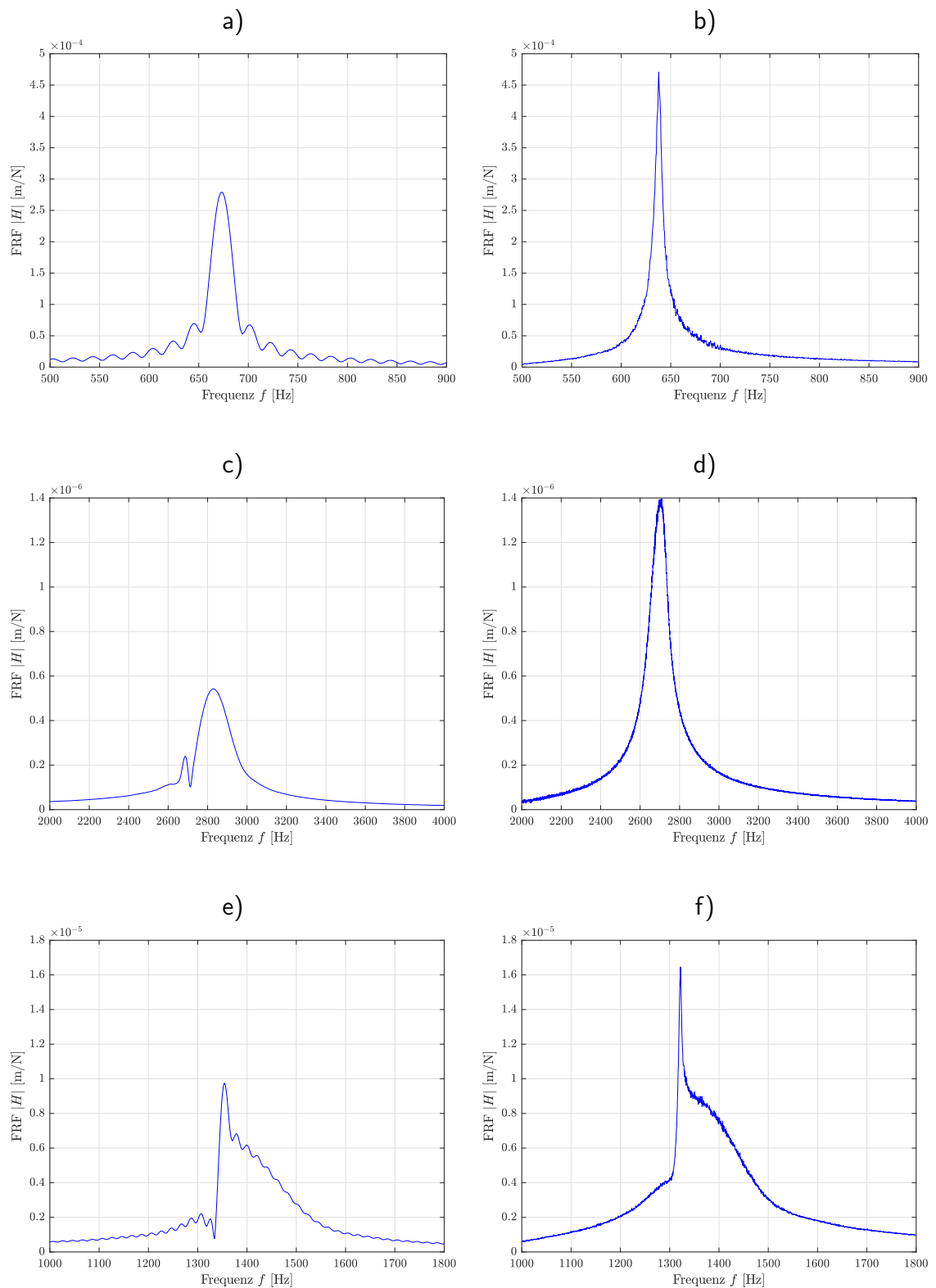


Abbildung 5.10: Übertragungsfunktionen für partikelgedämpfte Balken aus AlSi10Mg:

- a) Simulation und b) Experiment des $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens, Par. 16,
- c) Simulation und d) Experiment des $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens, Par. 25,
- e) Simulation und f) Experiment des $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens, Par. 13.

vernachlässigt werden kann. In Abbildung 5.10e-f) ist die Resonanzerhöhung für den berechneten und experimentell ermittelten Verlauf des $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens (Par. 13) aus AlSi10Mg dargestellt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass für die Berechnung der FRF in Abbildung 5.10e) die Parameter des mechanischen Ersatzmodells neu identifiziert werden, um den experimentellen Verlauf quantitativ abbilden zu können. Mittels der identifizierten Parameter aus Abschnitt 5.3.2 wird die Übertragungsfunktion nicht hinreichend genau abgebildet.

Dieser hochgradig nichtlineare Einfluss der Reibung könnte auf einen deutlich komplizierteren Zusammenhang hindeuten, als es in diesem mechanischen Ersatzmodell erfasst wird. Beispielsweise könnte zukünftig bei der Reibkraft nicht mehr die statische Gewichtskraft $m_p \cdot g$ sondern die Partikeldynamik durch $m_p \cdot (\ddot{x} - \ddot{y})$ berücksichtigt werden. Da niedrige Kräfte durch das Simulationsmodell nicht hinreichend genau vorhergesagt werden, sollte bei der Optimierung des mechanischen Ersatzmodells die Abhängigkeit des Wandreibungswinkels φ_x und des Winkels der inneren Reibung φ berücksichtigt werden. Mitunter müssen auch bei der Reibkraft frequenzabhängige Faktoren beachtet werden.

Modellanpassung

Relevante Einflussfaktoren, die Auswirkungen auf die Aussagegüte des mechanischen Ersatzmodells haben, sind die Materialparameter. Diese werden im Rahmen dieser Arbeit aus den entsprechenden Materialdatenblättern entnommen. Eine Abweichung in den Materialparametern, insbesondere dem E-Modul, führt zu einer Fehlerfortpflanzung, angefangen mit der Berechnung der Eigenfrequenz (siehe Gl. (5.3)), hin zur Berechnung der Dämpfung (siehe Gl. (4.3)). Beispielsweise kann für den $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$ Balken aus AlSi10Mg festgestellt werden, dass die Eigenfrequenz in der Simulation bei ca. 5050 Hz und nicht wie im Experiment bei ca. 4600 Hz liegt. Infolge der zu hoch berechneten Eigenfrequenz in der Simulation fällt der kraftabhängige Dämpfungsverlauf in der Simulation signifikant niedriger aus als im Experiment (siehe Abbildung C.2 im Anhang).

Um den Effekt der Partikeldämpfung optimal abbilden zu können, sollte im Zuge dessen eine Modellanpassung (Model-Updating) erfolgen. Für die Berechnung des E-Moduls können zum einen Zugversuche durchgeführt oder über die Eigenfrequenz der vollversinterten Balken darauf zurückgerechnet werden. Die Berechnung der Dichte kann über die Balkenmasse der vollversinterten Balken (siehe Tabelle 4.3) und das Balkenvolumen erfolgen. Letztlich bleibt anzumerken, dass das Schwingungsverhalten neben den Materialparametern durch den Versuchsaufbau und insbesondere der Art der Lagerung beeinflusst wird. Durch die Lagerung der Balken auf Schaumstoff sollte dieser Faktor bereits minimiert werden, kann jedoch in weiteren Arbeiten optimiert werden, indem die Balken an Saiten (dünnen Fäden) aufgehängt werden. Des Weiteren bringt der bisher verwendete Beschleunigungssensor zusätzliche Masse in das System ein, sodass dieser ebenfalls die Eigenfrequenzen beeinflusst. Aus diesem Grund kann in weiteren Arbeiten ein Laservibrometer zur berührungsfreien Schwingungsmessung verwendet werden.

Der Wandreibungswinkel φ_x und der Winkel der inneren Reibung φ werden in dieser Arbeit aufgrund fehlender experimenteller Ergebnisse mittels einer Parameterstudie festgelegt. Um den

Einfluss der Reibung und die physikalischen Zusammenhänge zu verstehen, sollten diese Winkel experimentell bspw. mit einem "Schulze Ring Shear Tester" für verschiedene Normaldrücke identifiziert werden.

Für das mechanische Ersatzmodell wird die Partikelmasse über die Schüttdichte des Pulvers und das Hohlraumvolumen berechnet. Die Schüttdichte des Pulvers wird dabei aus dem Materialdatenblatt entnommen. Für die gedruckten Balken konnte allerdings festgestellt werden, dass die Packungsdichte durch den additiven Fertigungsprozess schwankungsbehaftet ist (siehe Tabelle 4.3). Somit stellt sich ein Fehler bei der Berechnung der Partikelmasse zwischen Simulation und Experiment ein. Dies konnte insbesondere für den Parameter 23 in Abschnitt 5.3.2 festgestellt werden. Für eine erste Abschätzung des Effekts der Partikeldämpfung kann die Partikelmasse weiterhin aus dem Datenblatt entnommen werden. Allerdings sollte der Dämpfungseffekt nach dem additiven Fertigungsprozess durch die experimentell bestimmte Packungsdichte präzisiert werden. Für Aluminium AlSi10Mg ergibt sich dabei im Mittel eine Packungsdichte von $\bar{\eta}_{Al, exp.} = 50,7\%$ mit einer Standardabweichung $s_{Al, exp.} = 10,9\%$, wohingegen sich für Werkzeugstahl 1.2709 eine Packungsdichte von $\bar{\eta}_{St, exp.} = 55,1\%$ mit einer Standardabweichung $s_{Al, exp.} = 10,7\%$ ergibt. Hierbei wird deutlich, dass das feinere Stahlpulver im Mittel eine höhere Packungsdichte aufweist.

Für die Berechnung der Dämpfungskonstanten d_p des Ersatzpartikels wird angenommen, dass alle Partikel den gleichen mittleren Durchmesser d_{50} aufweisen. Bei der Optimierung des mechanischen Ersatzmodells besteht die Option, die Korngrößenverteilung bei der Berechnung der Dämpfungskonstanten d_p zu berücksichtigen.

Modale Parameter

Neben der Eigenfrequenz und Dämpfung stellen die modale Masse und modale Steifigkeit relevante Größen für die Übertragbarkeit der Ergebnisse dar. Bei der Charakterisierung der Anregungsfrequenz werden die reale bzw. modale Masse und die reale bzw. modale Steifigkeit der Hauptstruktur variiert, da für jede Stützstelle die Balkenabmessungen angepasst werden. Diese Problematik lässt sich für eine Impulshammeranregung nicht verhindern, sodass die Übertragbarkeit der Ergebnisse eingeschränkt ist. Für eine bessere Übertragbarkeit wären Sweeps mittels einer Shakeranregung geeignet, da hier die modalen Parameter zumindest für den vollversinterten Balken unabhängig von der Anregungskraft und der Frequenz sind. Hier stellt jedoch wie oben beschrieben die Einspannung und die daraus resultierende parasitäre Reibung eine Herausforderung dar. Eine Lösungsalternative stellt der Versuchsaufbau von HARDUF ET AL. dar, indem die Balken elastisch aufhängt und zentral mit einem Shaker, der über eine Koppelstange mit dem jeweiligen Balken verbunden ist, zu Schwingungen angeregt werden [Hard22, Hard23].

Weitere Optimierungsstrategien

Bisher kann durch das mechanische Ersatzmodell die erste Mode analysiert werden. Um höhere Moden zu analysieren, ist es notwendig die Parameter (f, c_0, d_0, c_p, d_p) aus Abschnitt 5.2 für die jeweilige Mode zu identifizieren. Die Massen m_0 und m_p können dabei wie zuvor angenommen

werden. Beispielsweise ist es möglich, die Eigenfrequenz wie zuvor über die Euler-Bernoulli Gleichung nach Gl. (5.3) zu berechnen, indem der Vorfaktor $(\gamma_k \cdot L)^2$ an die jeweilige Eigenform angepasst wird. Für die zweite bzw. dritte Biegemode ergibt $(\gamma_k \cdot L)^2$ 61,7 bzw. 120,9. Die weiteren Parameter können analog zu Abschnitt 5.2 berechnet werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung ist die Erweiterung vom Zweifreiheitsgradmodell auf ein Mehrfreiheitsgradmodell. Dabei sollte der Fokus auf der Unterteilung des Ersatzpartikels in mehrere Partikel liegen, um die Partikelinteraktionen abbilden zu können. Mitunter bietet es sich an dieser Stelle an, den einzelnen Partikeln unterschiedliche Parameter zuzuordnen, um die Korngrößenverteilung zu berücksichtigen.

Des Weiteren besteht die Option eine Entwicklungsumgebung bestehend aus FEM zur Abbildung der Balkenschwingung und einer Mehrkörpersimulation zur Abbildung der Partikelinteraktion aufzubauen.

Neben diesem hier vorgestellten Ansatz, die Partikel weiter zu unterteilen, kann im nächsten Schritt die Hauptstruktur durch mehrere Elemente ersetzt werden, sodass so ein FEM Modell aufgebaut wird. Beispielsweise wurde in BIONDANI ET AL. ein gekoppeltes FEM-DEM Modell aufgebaut [Bion22].

5.5.2 Erkenntnisgewinn

Mittels des mechanischen Ersatzmodells ist es möglich den Effekt der Partikeldämpfung binnen Sekunden auf ca. 85 % genau zu quantifizieren. Dadurch ist ein Auslegungswerkzeug für die Kavität bereitgestellt, sodass zahlreiche Parameterstudien durchgeführt werden können.

Es wird festgestellt, dass Doppelresonanzen oder Stick-Slip Effekte auf den Einfluss der Reibung zurückgeführt werden können. Je höher dabei der Einfluss der Reibung ausfällt, desto stärkere Doppelresonanzen bzw. Stick-Slip Effekte sind zu verzeichnen. Hinzu kommt, dass die Reibkraft für den hyperbelförmigen Verlauf der kraftabhängigen Dämpfung verantwortlich ist. Besonders bei niedrigen Anregungskräften wird der Dämpfungsverlauf durch die Reibung dominiert. Je nach Parameterkombination kann die Dämpfung dabei mit steigender Anregungskraft steigen oder fallen. Hingegen kann für hohe Anregungskräfte >100 N nur ein geringer Einfluss der Reibung festgestellt werden, sodass infolgedessen ein näherungsweise kraftunabhängiger Dämpfungsverlauf realisiert wird. Des Weiteren führen hohe Reibräfte zu einer starken Frequenzverschiebung im kraftabhängigen Dämpfungsverlauf. Die wichtigsten Erkenntnisse aus diesem Kapitel sind der Übersichtlichkeit halber in Tabelle 5.6 zusammengefasst.

Tabelle 5.6: Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.

<ul style="list-style-type: none"> • Das Zweimassenschwingermodell ist geeignet den Effekt der Partikeldämpfung auf 15 % genau zu bestimmen.
<ul style="list-style-type: none"> • Vernachlässigung der freien Bewegungslänge s gerechtfertigt.
<ul style="list-style-type: none"> • Erfolgreiche Abbildung der Stoßvorgänge mittels der DEM.
<ul style="list-style-type: none"> • Erfolgreiche Abbildung der Reibkräfte über den Silo-Effekt.
<ul style="list-style-type: none"> • Die Reibkraft ist für den hyperbelförmigen Kraftverlauf sowie für Doppelresonanzen oder Stick-Slip Effekte verantwortlich.
<ul style="list-style-type: none"> • Auslegungsparameter:
<ul style="list-style-type: none"> • Dämpfung nimmt mit zunehmendem Hohlraumvolumen zu.
<ul style="list-style-type: none"> • Selbst bei einem relativ kleinem Verhältnis aus Hohlraumvolumen zu Gesamtvolumen von 2,5 % bis 5 % kann eine Erhöhung der Dämpfung um mehr als Faktor 10 nachgewiesen werden.
<ul style="list-style-type: none"> • Ab einem Hohlraumverhältnis von 10 % steigt die Dämpfung nur noch geringfügig an.
<ul style="list-style-type: none"> • Bei vorgegebenem Hohlraumvolumen ist eine kleine Hohlraumlänge bei einem großem Hohlraumquerschnitt zu bevorzugen.
<ul style="list-style-type: none"> • Zwischen 1500 Hz bis 2500 Hz ist ein markantes hyperbelförmiges Dämpfungsband mit Spitzenwerten von über 3 % Dämpfung sichtbar. Gegenüber dem Werkzeugstahl 1.2709 weist Aluminium AISi10Mg ein breitbandigeres Dämpfungsband auf.

6 Auslegungsmethode des Effect-Engineerings

Die vorherigen Kapitel 4 und 5 haben den Fokus auf die Quantifizierung des Effekts der Partikeldämpfung gelegt, wohingegen dieses Kapitel Werkzeuge und Hilfsmittel zur Integration des Effekts der Partikeldämpfung in Strukturbauteile bereitstellt. Dieses methodische Vorgehen wird dabei als Effect-Engineering bezeichnet. Dazu werden zuerst Gestaltungsrichtlinien erarbeitet und anschließend ein Auslegungs- und Simulationsansatz aufgezeigt.

6.1 Gestaltungsrichtlinien¹

Aufgrund der zahlreichen und hochgradig nichtlinearen Einflussparameter ist eine exakte Repräsentation des Effekts der Partikeldämpfung über ein weites Parameterfeld herausfordernd. Aus diesem Grund müssen neben dem Experiment und der Modellbildung verallgemeinerte Zusammenhänge zur Entwurfsunterstützung mit einem weiten Gültigkeitsbereich aber geringerer Konkretisierung abgeleitet werden. Somit liegt der Fokus dieses Abschnitts auf der Erarbeitung von Gestaltungsrichtlinien für die Auslegung laserstrahlgescholzener Partikeldämpfer, die sich aus den Erkenntnissen dieser Arbeit und dem aktuellen Stand der Forschung ableiten lassen. Erst durch das Erarbeiten von Gestaltungsrichtlinien in Zusammenhang mit mechanischen Ersatzmodellen können darauf aufbauend regelbasierte Mehrzieloptimierer erarbeitet werden.

Generell muss bei Gestaltungsrichtlinien beachtet werden, dass sich diese teilweise widersprechen und gegenseitig bedingen. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft eine Reihenfolge für deren Anwendung festzulegen und zuerst die Gestaltungsrichtlinien anzuwenden, die möglichst wenig darauffolgende Gestaltungsrichtlinien beeinflussen. Eine solche Kategorisierung ist bspw. von LIPPERT für laserstrahlgeschmolzene innere Strukturen erarbeitet worden und gliedert die Gestaltungsrichtlinien in *Platzieren*, *Dimensionieren*, *Reinigen* und *Abstützen* [Lipp18a].

In Bezug auf laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer ist es sinnvoll die Kategorien anzupassen, sodass die fünf Kategorien *Positionieren*, *Hohlraumgeometrie festlegen*, *Dimensionieren*, *Ausrichten* und *Abstützen* und *Post-Prozess beachten* eingeführt werden. Gegenüber LIPPERT [Lipp18a] kann die Kategorie *Reinigen* vernachlässigt werden, da das unverschmolzene Pulver nicht aus dem Hohlraum entfernt werden soll, sondern in den Kavitäten verbleibt. Zusätzlich wird die Kategorie *Hohlraumgeometrie festlegen* mit aufgenommen, da diese den

¹Dieser Abschnitt basiert in weiten Teilen auf den Vorarbeiten aus [Ehle23b]

Effekt der Partikeldämpfung maßgeblich beeinflusst. Auch müssen Limitationen und Einflüsse, die sich aus dem *Post-Prozess* ergeben, bereits in der Konstruktionsphase berücksichtigt werden, sodass hierzu ebenfalls Gestaltungsrichtlinien erarbeitet werden. Im Folgenden werden die fünf Kategorien der Gestaltungsrichtlinien beschrieben und daran anschließend in den Abbildungen 6.1 und 6.2 zusammengefasst.

Kategorie I: In dieser Kategorie wird die Position des Partikeldämpfers festgelegt. Um die Steifigkeit und Festigkeit wenig zu beeinflussen, sollte der Partikeldämpfer in der Nähe der neutralen Faser angeordnet werden. Des Weiteren sollte die Kavität im Bereich der maximalen Schwingungsamplitude integriert werden [Scot19c, Kira21]. Um diese Position(en) zu identifizieren, kann bspw. eine Modalanalyse durchgeführt werden.

Kategorie II: In dieser Kategorie wird die Hohlraumgeometrie festgelegt. Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass eine durchgängige gegenüber einer unterteilten Kavität zu einer höheren Dämpfung führt [Guo21, Künn17]. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass eine Hohlraumunterteilung hinsichtlich Steifigkeit, Festigkeit oder weiterer Bauteilanforderungen Vorteile mit sich bringen kann. Somit sollte individuell in Abhängigkeit der Problemstellung entschieden werden, ob eine durchgängige oder unterteilte Kavität verwendet wird. Bezogen auf die Hohlraumgeometrie führen quaderförmige Hohlräume im Allgemeinen zu einer höheren Dämpfung, wohingegen, zylinder- und kugelförmige Hohlräume zu einer breitbandigeren Dämpfung führen [Künn21].

Kategorie III: Diese Kategorie widmet sich der Dimensionierung der Partikeldämpfer. Als Auslegungswerkzeug zur Dimensionierung des Hohlraums eignet sich bspw. das in dieser Arbeit entwickelte mechanische Ersatzmodell, um den kraft- und frequenzabhängigen Dämpfungsverlauf bewerten zu können, sodass darauf aufbauend die Kavitätsgröße festgelegt werden kann. Generell führt ein großer gegenüber einem kleinen Hohlraum zu einer höheren Dämpfung. Bereits bei einem Hohlraumverhältnis von nur 3 % kann ein spürbarer Dämpfungseffekt realisiert werden und steigt bis zu einem Hohlraumverhältnis von 10 % signifikant. Darüber hinaus ist nur noch eine leichte Steigerung des Dämpfungseffekts zu verzeichnen.

Bei festgelegtem Hohlraumverhältnis sollte der Hohlraumquerschnitt, der senkrecht zur neutralen Faser verläuft, maximiert werden, wohingegen die Hohlraumlänge reduziert werden kann. Des Weiteren sind bei der Dimensionierung minimale Bohrungsdurchmesser, Spaltbreiten und Wanddicken zu berücksichtigen. Diese minimalen Strukturgrößen können aus der Literatur zu den allgemeinen Gestaltungsrichtlinien der additiven Fertigung nachgeschlagen werden [Adam14, Lipp18a].

Kategorie IV: In dieser Kategorie wird das Ausrichten und Abstützen der Kavität fokussiert. Wenn der Hohlraumquerschnitt senkrecht zur neutralen Faser ein Seitenverhältnis von $\neq 1$ aufweist, sollte dieser so ausgerichtet werden, dass die Seite mit der kleinsten Hohlraumabmessung parallel zur Schwingungsrichtung zeigt, um die Dämpfung zu maximieren. Für den Fall, dass eine schwingende Belastung in mehreren Raumrichtungen auf den Partikeldämpfer wirkt, müssen bei quaderförmigen Hohlraumquerschnitten mit einem großen Aspektverhältnis von $>4:1$ anisotrope Dämpfungseigenschaften in die entsprechende Raumrichtung berücksich-

tigt werden.

Des Weiteren beeinflusst die Ausrichtung der Kavität auf der Bauplattform die späteren Dämpfungseigenschaften [Ehle21b]. Hintergrund ist, dass die oben liegenden Pulverschichten die darunterliegenden zusammendrücken. Diese Kompression der Pulverschichten ist umso höher, je mehr Pulverschichten aufgetragen werden. Somit stellt sich letztlich eine höhere Packungsdichte und damit höhere Dämpfung bei einer stehenden gegenüber einer liegenden Kavität ein.

Außerdem muss bei der Ausrichtung des Hohlraums der Bauprozess berücksichtigt werden, um eine selbsttragende Hohlraumstruktur zu realisieren. Selbsttragende Strukturen sind in diesem Zusammenhang durch die Einhaltung maximaler Überhänge l und kritischer Down-Skin-Winkel δ definiert. Neben der Ausrichtung des Hohlraumes im Bauteil kann auch die Bauteilausrichtung angepasst werden. So können bspw. Balken mit rechteckigem Querschnitt auf der Bauplattform so ausgerichtet werden, dass die Down-Skin-Winkel genau $\delta = 45^\circ$ betragen, wodurch die Down-Skin Flächen selbsttragend ausgeführt werden. In Summe ergibt sich daraus ein iteratives Vorgehen der Bauteil- und Hohlraumorientierung, wobei verschiedene Randbedingungen wie Anisotropie, selbsttragende Strukturen oder Bauzeit zu berücksichtigen sind.

Sollte es dennoch nicht möglich sein eine selbsttragende Struktur für die Kavität zu realisieren, dürfen keine Stützstrukturen, sondern ausschließlich innere Strukturen vorgesehen werden. Dies hat den Hintergrund, dass Stützstrukturen nicht für den Einsatz ausgelegt sind, da sie keine Lasten aufnehmen können. Dadurch besteht die Gefahr, dass sich die Stützstrukturen im Betrieb ablösen und sich somit die Bauteil- und Dämpfungseigenschaften verändern können. Hier ist auf innere Strukturen zurückzugreifen, die belastungsgerecht ausgelegt werden müssen.

Kategorie V: Diese Kategorie adressiert Aspekte des Post-Prozesses, die bereits während der Konstruktion berücksichtigt werden müssen. Beispielsweise hat die Wahl der Wärmenachbehandlung einen entscheidenden Einfluss auf die Partikeldynamik und die Dämpfung. Bei hohen Temperaturen und über einen längeren Zeitraum kann das Pulver angesintert werden, sodass sich Agglomerate bilden können.

Bei Bauteilen mit Hohlräumen sind standardmäßig Pulverauslassöffnungen integriert, um das Pulver nach dem Fertigungsprozess zu entfernen. In Kavitäten, die als Partikeldämpfer fungieren, dürfen hingegen keine Pulverauslassöffnungen vorgesehen werden.

Zu berücksichtigen ist auch, dass keine mechanische Nachbearbeitung der Kavitäten möglich ist. Besonders Down-Skin-Flächen zeichnen sich durch eine erhöhte Oberflächenrauheit aus. Mitunter müssen hier die Down-Skin-Winkel oder die Überhänge in der Kavität angepasst werden.

Eine Alternative diese Herausforderungen zu minimieren bzw. zu lösen sind zum einen die Multimaterialfertigung im PBF-LB/M und das Austauschen des Pulvers. Bei der Multimaterialfertigung können gezielt Partikel mit einem hohen Schmelzpunkt wie bspw. Wolfram [Lu17b] in die Kavität abgelegt werden, bei denen die Gefahr der Agglomeration des Pulvers bei hohen

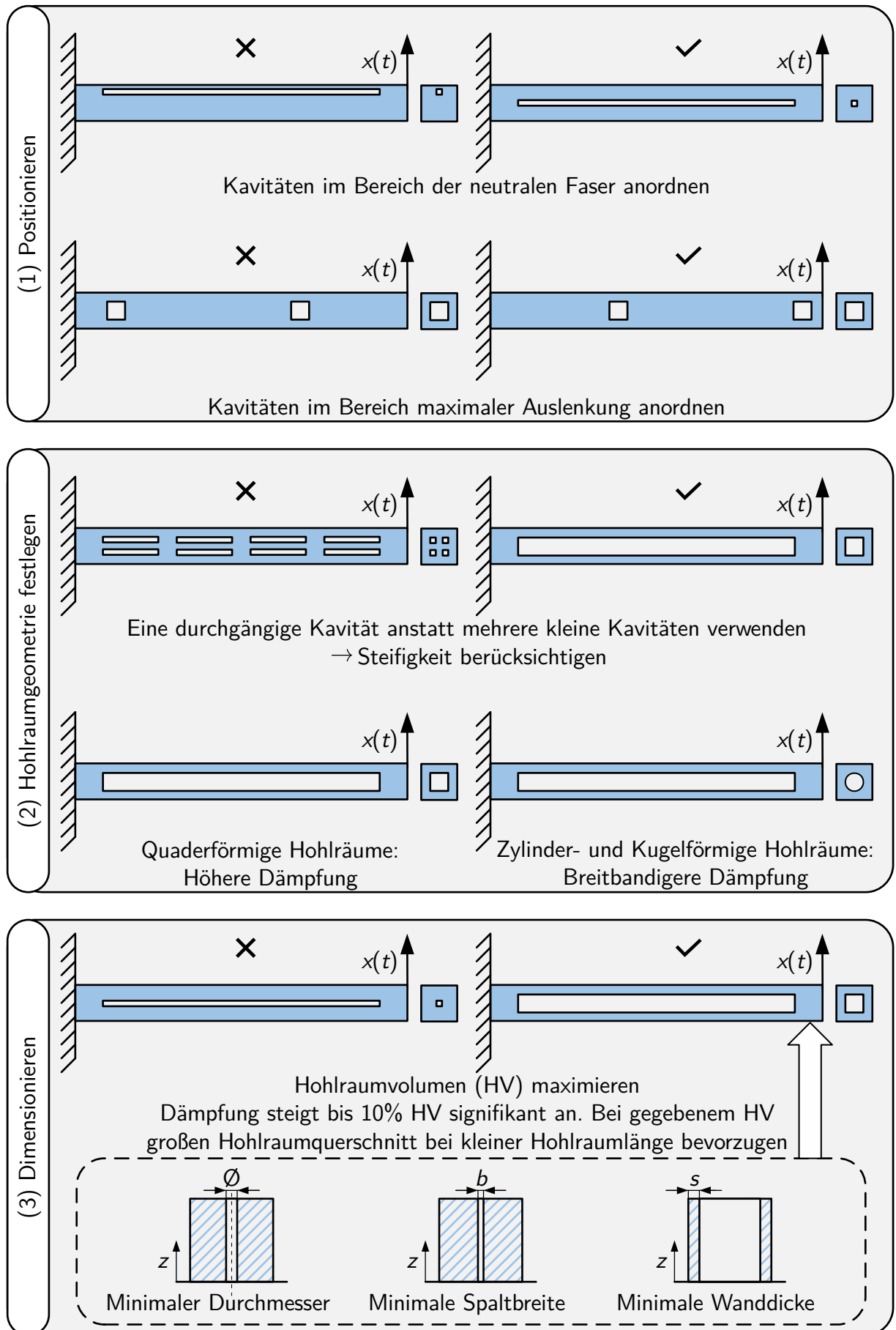


Abbildung 6.1: Gestaltungsrichtlinien für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer, nach [Ehle23b].

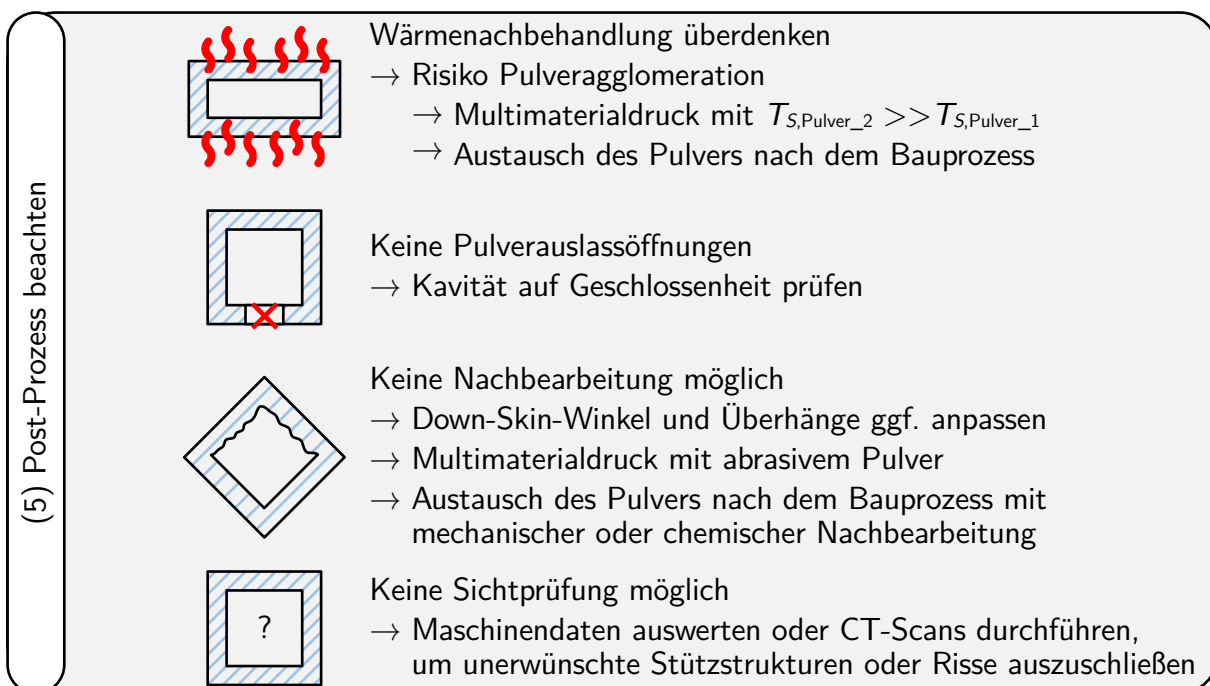
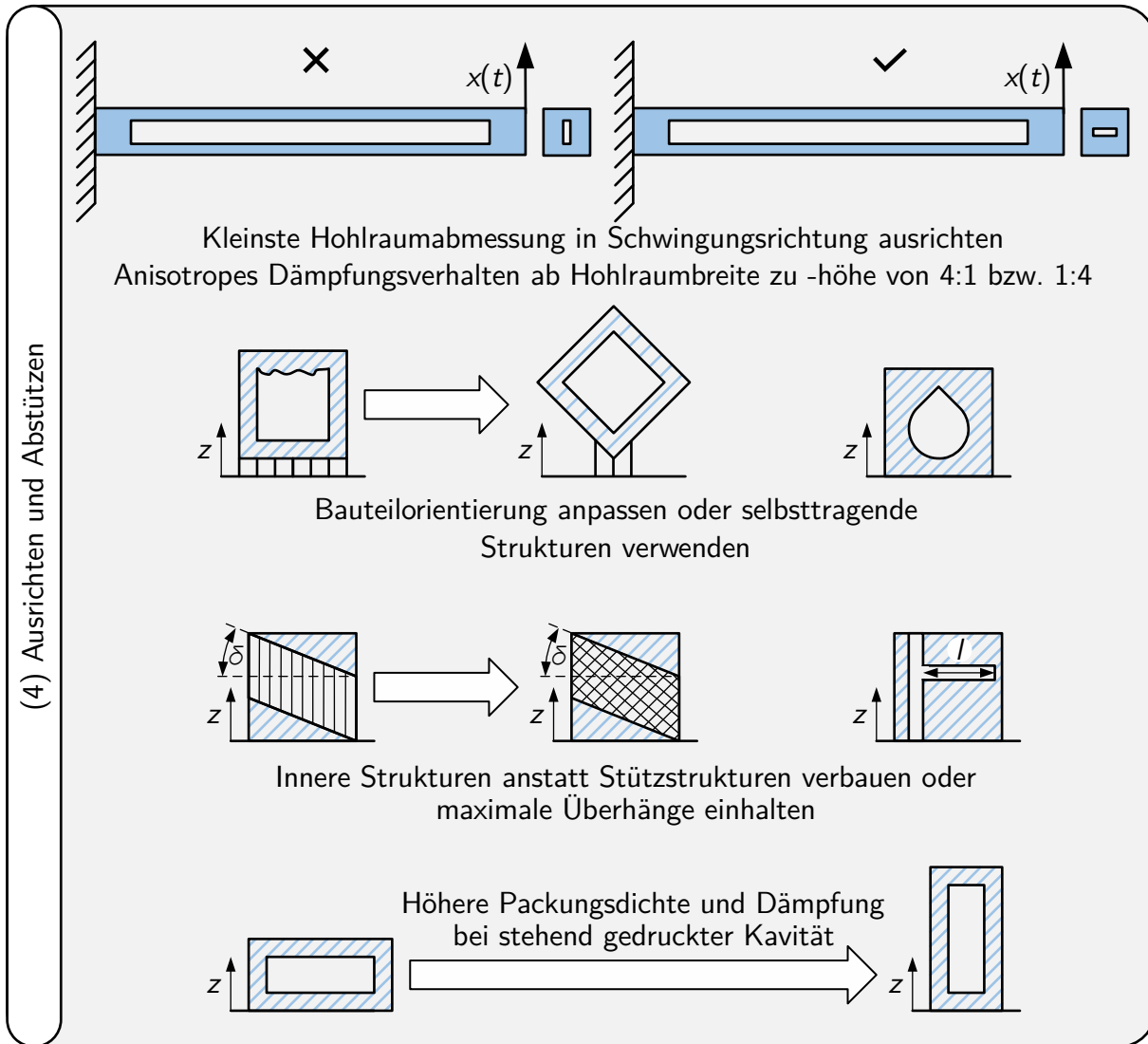


Abbildung 6.2: Gestaltungsrichtlinien für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer (Fortsetzung), nach [Ehle23b].

Temperaturen reduziert ist. Des Weiteren können auch Partikel mit einer höheren Härte abgelegt werden, sodass die rauen Oberflächen der Hauptstruktur potenziell während des Betriebs geglättet werden.

Alternativ kann das Pulver in der Kavität nach dem Bauprozess entleert werden. [Voge19c, Voge18b, Voge19b, Voge19a, Voge20b]. Anschließend kann eine Wärmenachbehandlung sowie eine mechanische oder chemische Nachbearbeitung der rauen Oberflächen bspw. durch Strömungsschleifen erfolgen. Im Anschluss kann das Pulver in die Kavitäten gefüllt und diese verschlossen werden [Voge19c, Voge18b, Voge19b, Voge19a, Voge20b]. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Zugänglichkeit für die Pulverfüllung und den Verschlussmechanismus gegeben sein muss.

Abschließend ist zu berücksichtigen, dass keine Sichtprüfung der Hohlräume möglich ist, was die Erkennung von Bauteilfehlern erschwert. Neben Rissen o. ä. können auch Fehler im Pre-Prozess auftreten. Dazu gehört zum einen das manuelle Entfernen von Stützstrukturen aus den Kavitäten, die von Programmen zur Datenaufbereitung automatisch erzeugt werden. Dadurch kommt es zu einem unvorhersehbarem und nicht reproduzierbarem Bauteil- und Dämpfungsverhalten. Außerdem kann es je nach Datenaufbereitungsprogramm vorkommen, dass Werkzeuge zur Reparatur der CAD-Daten die Kavitäten als Defekte identifizieren und automatisch schließen. Dies hat zur Folge, dass vollversinterte Bauteile ohne Hohlräume gefertigt werden. Als Maßnahme sollte zum einen eine Schulung und zum anderen eine Qualitätssicherung durchgeführt werden. Dazu eignen sich zum Beispiel eine Analyse der Maschinendaten, Prozessüberwachung oder CT-Scans.

In den Abbildungen 6.1 und 6.2 werden die zuvor beschriebenen Gestaltungsrichtlinien zusammengefasst. Je nach Problemstellung kann es vorkommen, dass nicht alle Gestaltungsrichtlinien angewendet werden. Andererseits müssen mitunter weitere Gestaltungsrichtlinien, bspw. für das fertigungsgerechte Gestalten oder für innere Strukturen, angewendet werden. Darüber hinaus gibt es weitere Einflussfaktoren wie den Fertigungsprozess und den Werkstoff, die sich auf die Gestaltungsrichtlinien auswirken [Kirc21, Lipp18a]. Zu den Einflussfaktoren des Fertigungsprozesses gehören die Prozessparameter, die Schichtdicke und das Schutzgas. Zu den Faktoren des Werkstoffs gehören die Korngrößenverteilung, die Schmelztemperatur, die Feuchtigkeit, der Anteil an recyceltem Pulver und die Legierung selbst [Lipp18a].

6.2 Auslegungs- und Simulationsansatz

Neben Gestaltungsrichtlinien sind rechnerunterstützte Entwicklungswerkzeuge für die Bauteilauslegung nicht mehr wegzudenken. Aus diesem Grund soll im Folgenden ein Auslegungs- und Simulationsansatz vorgestellt werden, der in Ergänzung zu den Gestaltungsrichtlinien angewendet werden kann. Insgesamt besteht die Auslegungsmethode aus drei Phasen, der Wissensgenerierung zum Effekt der Partikeldämpfung (Phase 1), der Strukturoptimierung hinsichtlich Masse und Steifigkeit (Phase 2) und der Integration der Kavitäten mithilfe des in Phase 1 generierten Wissens inklusive einer Modalanalyse (Phase 3).

Der Effekt der Partikeldämpfung zeichnet sich vor allem durch das Lösen des Zielkonflikts zwischen einer hohen Steifigkeit bei gleichzeitig hoher Dämpfung aus, indem die Kavitäten in den Bereichen der neutralen Faser integriert werden. Somit sollte der Effekt der Partikeldämpfung überwiegend zur Lösung dieses Zielkonflikts unter der Randbedingung einer geringen Bauteilmasse eingesetzt werden, da andernfalls konventionelle Alternativen, wie ein Elastomerdämpfer, eine kostengünstigere Lösung darstellen.

Für die Bewertung des Effekts der Partikeldämpfung müssen vor allem die Randbedingungen wie Eigenfrequenz, Eigenmoden und Anregungskräfte bekannt sein. Diese Informationen können entweder durch die Analyse der vorherigen Produktgeneration oder aus Simulationen wie Modalanalysen oder Festigkeitsanalysen identifiziert werden. Sollten für diese Randbedingungen keine Dämpfungswerte vorhanden sein, muss entweder ein Modell (Zweimassenschwingermodell, DEM, etc.) aufgebaut oder ein Versuchsaufbau für eine Anregung mittels Shaker oder Impulshammer erstellt werden. Die anschließende simulative oder experimentelle Charakterisierung sollte anstatt am Referenzbauteil an Probekörpern durchgeführt werden, um Ressourcen einzusparen. Im Anschluss sollten die Erkenntnisse in Wissensspeichern abgelegt werden. Sollte sowohl eine Modellbildung als auch ein Experiment zur Charakterisierung der Dämpfungseigenschaften zu aufwendig sein, könnten die Kavitäten auf Basis von Gestaltungsrichtlinien integriert werden. Nachteilig ist dabei, dass die Dämpfungseigenschaften nicht abgeschätzt werden können.

Nachdem Wissen zur Auslegung des Effekts zur Partikeldämpfung aufgebaut ist oder bereits vorhanden war, muss das Strukturbauteil hinsichtlich Masse und Steifigkeit optimiert werden. Aus der Literatur geht hervor, dass der Effekt der Partikeldämpfung i. d. R. erst in das Bauteil integriert wird, nachdem die äußere Bauteilgestalt feststeht [Voge19c, Künn17, Gold21]. Beispielsweise kann das Bauteil erst klassisch mittels einer Topologieoptimierung hinsichtlich Masse und Steifigkeit ausgelegt werden. Anschließend kann eine Modalanalyse durchgeführt werden, um die Bereiche maximaler Schwingungsamplituden zu identifizieren. In diesen Bereichen können die Kavitäten anschließend manuell auf Basis von Gestaltungsrichtlinien in der Nähe der neutralen Faser integriert werden. Herausfordernd ist hierbei die CAD-Modellierung von Freiformflächen sowie eine Parametrisierung dieser. Darauf basierend kann eine Parameterstudie durchgeführt werden, mit dem Ziel, die Kavität unter den gegebenen Randbedingungen zu maximieren. Beispielsweise müssen infolge der Kavitäten weiterhin Anforderungen hinsichtlich Steifigkeit und Festigkeit eingehalten werden. Mitunter kann es sinnvoll sein, filigrane Strukturen, in die der Effekt der Partikeldämpfung integriert werden soll, lokal aufzudicken.

Zur Evaluierung der Bauteildämpfung können entweder die zuvor aufgebauten Modelle (Zweimassenschwingermodell, DEM, etc.) angewendet oder experimentelle Versuche durchgeführt werden. Langfristig könnte auf Basis von mechanischen Ersatzmodellen eine Ersatzdämpfung abgeleitet werden, die in die FE-Modelle integriert wird. Damit wäre es möglich, die Dämpfungseigenschaften des Partikeldämpfers in wenigen Sekunden im Simulationsmodell abzuschätzen. In Abbildung 6.3 ist dieses methodische Vorgehen, zur Auslegung von partikelgedämpften Strukturbauteilen in Form eines Flow Charts zusammengefasst.

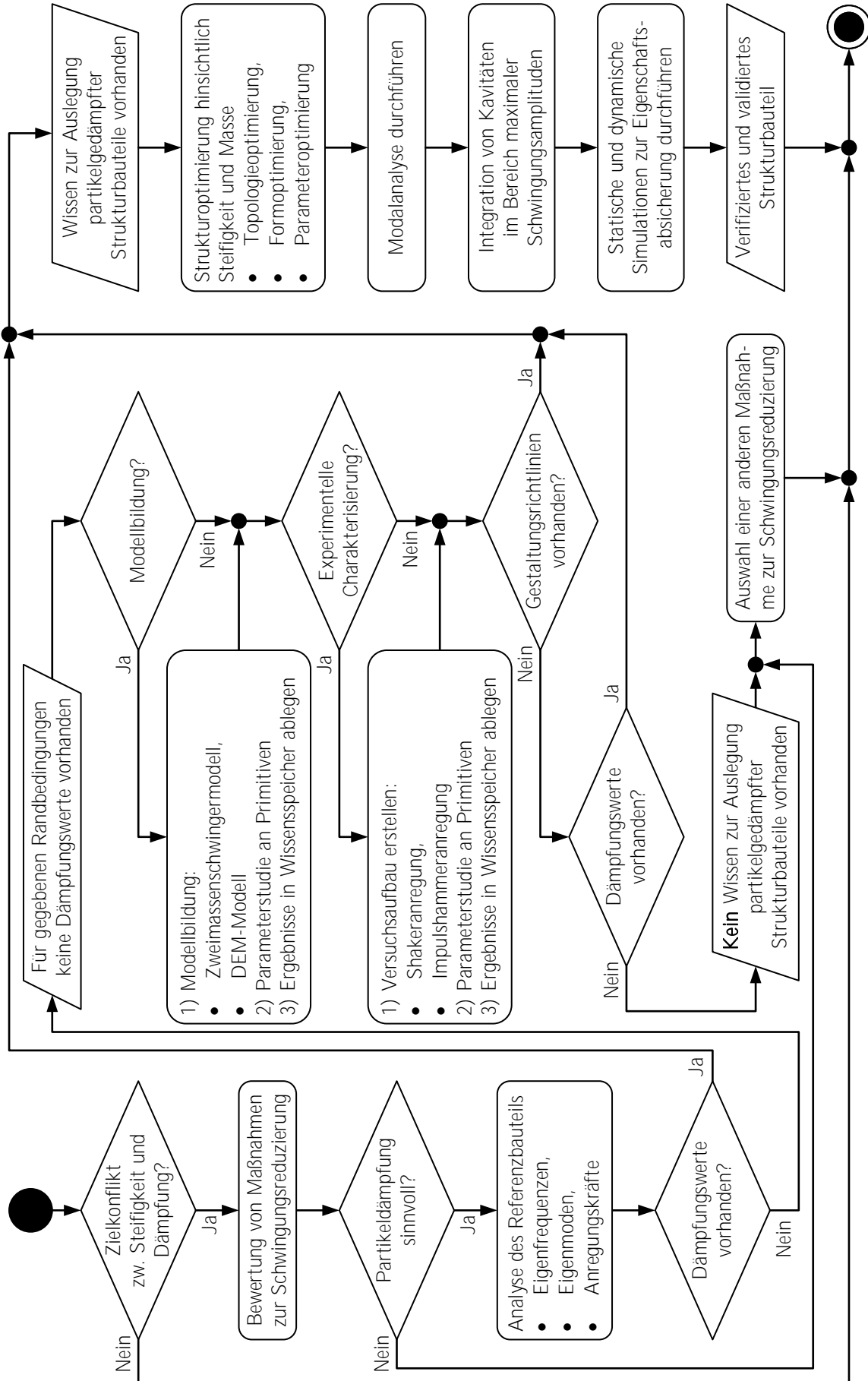


Abbildung 6.3: Flow Chart zum Auslegung von Strukturbauteilen hinsichtlich Masse, Steifigkeit und Dämpfung, nach [Ehle21a].

7 Effect-Engineering am Beispiel einer Motorradgabelbrücke

In diesem Kapitel wird die zuvor entwickelte Auslegungsmethode des Effect-Engineerings an einer Motorradgabelbrücke als Demonstrator angewendet. Zu Beginn werden in Abschnitt 7.1 die Folgen von Hand-Arm-Schwingungen (engl.: Hand-Arm-Vibrations; kurz: HAV) diskutiert und aktuelle Maßnahmen zur Schwingungsminderung am Motorrad vorgestellt.

Darauf aufbauend werden in Abschnitt 7.2 die HAV am Motorrad, einer Ducati Monster 796 ABS, gemessen. Dazu werden Fahrprofile für die Stadt-, Land- und Autobahnfahrt mittels Beschleunigungssensoren aufgezeichnet. Um zu ermitteln, ob ein Bedarf an schwingungsmindernden Maßnahmen für das ausgewählte Motorrad besteht, werden die Schwingungsmessdaten aus den Fahrprofilen mit den gesetzlich zulässigen Grenzwerten verglichen. Des Weiteren werden die Last- und Randbedingungen für die Auslegung der Motorradgabelbrücke ermittelt. Hierzu gehören bspw. die statischen Maximalkräfte, die auf die Gabelbrücke wirken.

In Abschnitt 7.3 wird schließlich die Motorradgabelbrücke ausgelegt. Dabei liegt der Fokus zum einen auf einer hohen Funktionsintegration und zum anderen auf der Lösung des Zielkonflikts zwischen niedriger Masse bei gleichzeitig hoher Steifigkeit und hoher Dämpfung. Da der Effekt der Partikeldämpfung im Bereich der neutralen Faser integriert werden kann, werden sowohl die Steifigkeit als auch die Masse nur geringfügig beeinflusst, sodass dieser Effekt als Lösungsprinzip zur Schwingungsreduktion ausgewählt wird. Die Auslegung der Gabelbrücke richtet sich nach dem Auslegungs- und Simulationsansatz aus Abschnitt 6.2. Somit wird zuerst eine Topologieoptimierung durchgeführt, um die Motorradgabelbrücke hinsichtlich Steifigkeit und Masse zu optimieren. Für die Integration der Kavitäten in die Motorradgabelbrücke werden die Gestaltungsrichtlinien aus Abschnitt 6.1 angewendet und eine Modalanalyse zur Identifizierung der Schwingungsmaxima durchgeführt. Daran anschließend erfolgt eine Eigenschaftsabsicherung, sowohl in Bezug zu den statischen Maximalkräften durch eine statisch-mechanische Analyse, als auch in Bezug auf die Bauteildämpfung.

Nach der Auslegung der Motorradgabelbrücke wird diese gefertigt und mittels CT-Scans auf Fertigungsabweichungen untersucht. An die Qualitätssicherung anschließend wird in Abschnitt 7.4 der Effekt der Partikeldämpfung mittels Shakeranregung experimentell charakterisiert. Abschließend erfolgt in Abschnitt 7.5 eine Diskussion der Ergebnisse.

7.1 Folgen von HAV und Maßnahmen zur Schwingungsminderung am Motorrad

Schwingungen auf das Hand-Arm-System können nicht nur den Komfort mindern, sondern über einen längeren Zeitraum hinweg zu Krankheiten führen [Tara20, Pool16, Fasa10, DIN01]. Diese Krankheiten werden als Hand-Arm-Vibrationssyndrom (HAVS) bezeichnet und beinhalten überwiegend vaskuläre, neurologische und muskulo-skeletale Störungen [Tara20, Pool16, DIN01]. Nach ISO 5349-1 ist das HAVS europaweit als Berufskrankheit anerkannt [DIN01].

Besonders bei kalten Temperaturen treten vaskuläre Störungen auf, die sich durch ein Blass- oder Weißwerden der Finger bemerkbar machen [Tara20, Bove98, DIN01]. Diese Störung ist auf ein zeitweises Unterbrechen der Fingerdurchblutung zurückzuführen und wird als Raynaudsches Phänomen bezeichnet [Tara20, Bove98, DIN01]. Zu den Folgen der Störung zählt zum einen, dass der Tastsinn beeinträchtigt oder vollständig verloren geht [Tara20, DIN01] und zum anderen, dass die Fingerbeweglichkeit eingeschränkt wird. Die vaskulären Symptome verschlimmern sich, sollte die Schwingungsexposition über einen längeren Zeitraum erfolgen [DIN01]. Nach ISO 5349-1 kann das Auftreten des Raynaudsches Phänomen gemäß Gl. (7.5) abgeschätzt werden [DIN01]. Besonders im Umgang mit Maschinen ist durch diese Störung das Risiko zu Unfällen erhöht [DIN01]. In nördlichen Ländern mit kälterem Klima tritt das Raynaudsche Phänomen bei ca. 80 % bis 100 % der Arbeitnehmer auf, die starken Expositionswerten durch ihren Beruf ausgesetzt sind [Bove98]. Die Auswirkungen der vaskulären Störungen hängen von der Amplitude, Frequenz, Richtung, Stoßhaltigkeit und Dauer der Schwingungsbelastung ab [DIN01].

Zusätzlich zu den vaskulären Symptomen können bei lang andauernder Schwingungsexposition neurologische Erkrankungen, wie bspw. das Karpaltunnelsyndrom, auftreten [DIN01]. Nachteilig ist hier, dass die Chancen auf Heilung bei den neurologischen Erkrankungen geringer als bei den vaskulären Störungen ausfallen [Bove98]. Des Weiteren können länger andauernde Schwingungsbelastungen zu muskulären Erkrankungen wie Schmerzen im Hand-Arm-System, zu einer Minderung der Muskel- oder Greifkraft aber auch zu Arthritis oder Tendinitis führen [Tara20, DIN01]. Die Folgen der HAV sind schematisch in Abbildung 7.1 dargestellt.

Für die Berechnung und Bewertung der Schwingungsexposition kann die Richtlinie ISO 5349-1 verwendet werden [DIN01]. Bei Personen, die weniger als 8 h pro Tag einer Beschleunigung von 2 m/s^2 ausgesetzt sind, ist mit geringen Erkrankungen des Hand-Arm-Systems zu rechnen. Für den Arbeitnehmer müssen laut der EU Richtlinie 2002/44/EG ab einem Auslösewert von $2,5 \text{ m/s}^2$, bezogen auf 8 h, Maßnahmen getroffen werden, um Schwingungen zu reduzieren [Eur02]. Der maximal zulässige Expositionsgrenzwert liegt bei 5 m/s^2 .

Motorradschwingungen werden durch eine Vielzahl an Faktoren beeinflusst. Dazu zählen der Motor, unvorteilhafte Massenträgheitsmomente, Unwuchten oder externe Kräfte wie Fahrbahnunebenheiten [Stof18, Noh17, Burg17]. 1997 wurde eine der ersten Studien mit Bezug zu HAV an Motorrädern veröffentlicht [Tara20, Mirb97]. Anhand einer Polizeimotorradstaf-

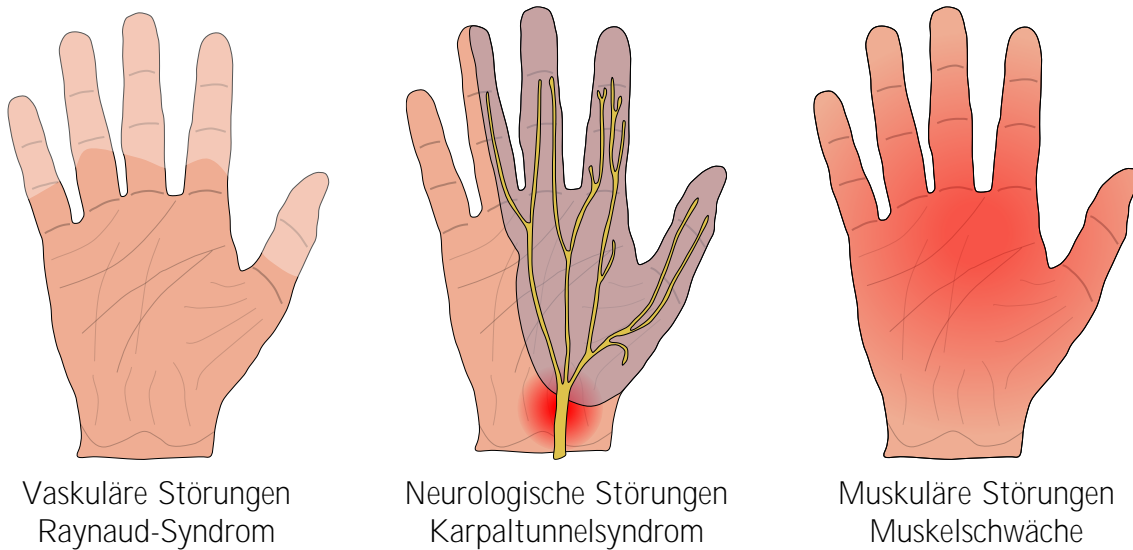


Abbildung 7.1: Mögliche Erkrankungen durch Hand-Arm-Schwingungen (HAV), [Ehle21a].

fel wurde festgestellt, dass Fingertaubheit, Fingersteifheit und Schulterschmerzen vermehrt auftreten [Tara20, Mirb97]. In alltäglichen Fahrsituationen ist bereits ab ca. 2h Fahrzeit zu erwarten, dass die Schwingungsexposition höher ausfällt als in den internationalen Richtlinien vorgegeben ist [Jela19, Chen09, Noh17]. Des Weiteren gaben in einer Studie 19 von 23 Motorradfahrenden an, schon einmal körperliche Auswirkungen infolge der Motorradschwingungen erfahren zu haben [Adam16].

Neben den Maßnahmen zur Schwingungsminderung muss eine ausreichende Fahrsicherheit durch eine hohe Steifigkeit bei der Auslegung der Motorradkomponenten gewährleistet werden. Herausfordernd ist dabei, dass Fahrsicherheit und Fahrkomfort im Zielkonflikt zueinander stehen [Stof18]. Aus diesem Grund werden im Premiumsegment oftmals semiaktive oder in seltenen Fällen aktive Feder- und Dämpferelemente im Motorradvorbau verbaut [Stof18]. Über die entsprechenden Fahrmodi wird zwischen einem sportlichen Fahrverhalten (hohe Steifigkeit), einem hohen Fahrkomfort (hohe Dämpfung) oder einem Kompromiss aus beiden gewählt. Eine maximale Steifigkeit bei maximaler Dämpfung kann allerdings auch bei den aktiven Systemen nicht realisiert werden. Im Bereich der Motorlagerung und in der Motorradgabelbrücke werden zur Schwingungsminderung oftmals Gummilager oder eine anderweitige elastische Entkopplung verwendet, um HAV zu reduzieren [Stof18]. Allerdings muss auch hier auf eine ausreichende Fahrsicherheit und Steifigkeit geachtet werden. Insbesondere bei Sportmotorrädern wird höchste Fahrsicherheit realisiert, sodass Schwingungen mit einhergehenden Komforteinbußen Inkauf genommen werden [Stof18]. Somit müssen weitere Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung in Betracht gezogen werden, die den Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort lösen. Ein vielversprechender Lösungsansatz ist bspw. die Integration von Partikeldämpfung in den Lenker [Baad17]. An dieser Stelle wird eine Motorradgabelbrücke zur Optimierung ausgewählt, die im Transferpfad liegt.

7.2 Identifizierung der Last- und Randbedingungen

Nachdem aus dem vorherigen Abschnitt hervorgegangen ist, dass HAV zu einer Beeinträchtigung führen können, werden in diesem Abschnitt zum einen Referenzmessungen am Motorrad (Ducati Monster 796 ABS) durchgeführt (Abschnitt 7.2.1) und zum anderen die statischen Maximalkräfte aus der Simulation des Motorradvorbaus identifiziert (Abschnitt 7.2.2). Das übergeordnete Ziel ist es, zu identifizieren, ob Maßnahmen zur Schwingungsminderung für das aktuelle Motorrad getroffen werden müssen.

7.2.1 HAV-Messung

Für die Messung der HAV muss die ISO-Norm 5349-2 berücksichtigt werden [DIN15]. Diese besagt unter anderem, dass die Schwingungen in allen drei Raumrichtungen zeitgleich und in der Greifzone der Maschine gemessen werden sollten. Die Anforderungen an entsprechende Schwingungsmesser sind in ISO 8041-1 und ISO 5349-2 festgelegt [DIN17, DIN15]. Dabei ist zu beachten, dass das Schwingungsverhalten der Struktur durch die Befestigung des Schwingungsmessers und dessen Halterung beeinflusst wird [DIN15]. Für den Fall, dass die Masse des Schwingungsmessers und dessen Halterung weniger als 5 % der Masse des Maschinengriffs beträgt, kann dieser Einfluss vernachlässigt werden [DIN15]. Hinzu kommt, dass die Bedienperson nicht durch den angebrachten Schwingungsmesser im ordnungsgemäßen Betrieb der Maschine einschränkt oder behindert werden darf [DIN15].

Für die Berechnung der Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ wird zunächst der Schwingungsgesamtwert a_{hv} benötigt, welcher wiederum über die frequenzbewerteten Beschleunigungseffektivwerte $a_{hw,i}$ berechnet wird [DIN01, DIN15, TRL15]. Die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen $a_{hw,i}$ können aus den Beschleunigungszeitdaten mittels eines Frequenzbewertungsfilters aus der ISO 8041-1 berechnet werden [DIN17]. Das entsprechende Matlab-Skript ist im Anhang im Abschnitt G.1 dargestellt. Der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{hw,i}$ berechnet sich nach Gl. (7.1)

$$a_{hw,i} = \sqrt{\sum_i^n (W_{h,i} \cdot a_{h,i})^2}. \quad (7.1)$$

Die Frequenzbewertung W_h berücksichtigt dabei die unterschiedliche Schädigung der einzelnen Frequenzbereiche i auf das Hand-Arm-System. Dabei wird angenommen, dass nur Frequenzen bis 1250 Hz zu einer Schädigung führen [DIN01]. Somit stellen die Faktoren $W_{h,i}$ den Bewertungsfaktor für das i -te Terzband und $a_{h,i}$ den Beschleunigungseffektivwert des i -ten Terzbandes dar.

In Summe treten die HAV beim Motorradfahren in allen drei Raumrichtungen auf, sodass der Schwingungsgesamtwert a_{hv} unter Berücksichtigung der frequenzbewerteten Beschleunigungseffektivwerte $a_{hw,i}$ nach Gl. (7.2) berechnet wird [DIN01, DIN15, TRL15]

$$a_{hv} = \sqrt{a_{hw x}^2 + a_{hw y}^2 + a_{hw z}^2} \quad (7.2)$$

Dabei wird angenommen, dass das Schädigungspotenzial infolge der auftretenden Schwingungen richtungsunabhängig ist [DIN01]. Der Schwingungsgesamtwert a_{hv} kann in das Expositionsdiagramm aus der TRLV¹ eingeordnet werden [TRL15]. Das entsprechende Expositionsdiagramm ist im Anhang in Abbildung D.1 dargestellt. In diesem Diagramm können Expositionspunkte in Abhängigkeit des Schwingungsgesamtwerts a_{hv} und der entsprechenden Expositionszeit abgelesen werden. Der Auslösewert wird ab 100 Expositionspunkten und der Expositionsgrenzwert ab 400 Expositionspunkten überschritten [TRL15]. Die Expositionspunkte können für verschiedene Tätigkeiten addiert werden, um die Gesamtanzahl der Expositionspunkte pro Tag berechnen zu können.

Eine weitere Möglichkeit die Schwingungseinwirkungen in Abhängigkeit der Einwirkdauer und Intensität bewerten und miteinander vergleichen zu können, stellt die Berechnung der Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ gemäß Gl. (7.3) dar [DIN01, DIN15, TRL15]

$$A(8) = a_{hv} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (7.3)$$

Dabei stellt T die Gesamtdauer der Einwirkung des Schwingungsgesamtwerts a_{hv} an einem Tag und T_0 die Bezugsdauer von 8 h dar. Für den Fall, dass sich die Schwingungsbelastung über den Tag hinweg aus mehreren Tätigkeiten i mit unterschiedlichen Schwingungsbelastungen $a_{hv,i}$ über den Zeitraum T_i zusammensetzt, kann die Tages-Schwingungsbelastung nach Gl. (7.4) berechnet werden [DIN01, DIN15, TRL15]

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{T_0} \cdot \sum_{i=1}^n a_{hv,i}^2 \cdot T_i} \quad (7.4)$$

Bei einer Tages-Schwingungsbelastung von $A(8) \leq 2 \text{ m/s}^2$ treten bei einer Bezugsdauer von 8 h die Symptome einer Erkrankung durch HAV selten auf [DIN01]. Für den Arbeitnehmer müssen laut der EU Richtlinie 2002/44/EG ab einem Auslösewert von $2,5 \text{ m/s}^2$, bezogen auf 8 h, Maßnahmen getroffen werden, um Schwingungen zu reduzieren [Eur02]. Der maximal zulässige Expositionsgrenzwert liegt bei 5 m/s^2 .

Die Tages-Schwingungsbelastung dient auch zur Abschätzung, ab wie vielen Jahren D_y bei durchschnittlich 8 h Expositionsdauer 10 % der exponierten Personen an der Weißfingerkrankheit erkranken, siehe Gl. (7.5) [DIN01]

$$\frac{D_y}{\text{Jahr}} = 31,8 \cdot \left(\frac{A(8)}{\text{m/s}^2} \right)^{-1,06} \quad (7.5)$$

¹TRLV: Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung

Versuchsaufbau und Messtechnik

Für die Versuchsfahrten wird eine Ducati Monster 796 ABS verwendet, siehe Abbildung 7.2a). Die technischen Daten können den Tabellen D.1 und D.2 aus dem Anhang entnommen werden. Zur Charakterisierung der HAV wird ein triaxialer Beschleunigungssensor (PCB 356A45) am Lenkerende mithilfe eines Sensorhalters nach den Vorgaben der ISO 5349-2 befestigt [DIN15], siehe Abbildung 7.2b). Damit die Sensorhalterung rückstands- und beschädigungsfrei vom Motorrad entfernt werden kann, erfolgt die Befestigung der Sensorhalterung aus Kunststoff mittels einer Schlauchschelle. Zusätzlich sollen während der Fahrt die Einschränkungen bei der Bedienung des Motorrads minimiert werden, sodass die Sensorhalterung Innen an dem linken Motorradgriff befestigt und nach unten ausgerichtet wird. Allerdings kann somit der Sensor nicht wie in ISO 5349-1 [DIN01] vorgesehen an der Stelle des dritten Mittelhandknochens montiert werden. Der Beschleunigungssensor wird mittels des Klebstoffs Loctite 454 in der dafür vorgesehenen Aussparung der Sensorhalterung festgeklebt. Zusätzlich wird ein weiterer baugleicher Beschleunigungssensor mittels des Klebstoffs Loctite 454 an eine zentrale Stelle der Motorradgabelbrücke geklebt (Abbildung 7.2c), um ein Eingangssignal in Form eines Fahrprofils für die geplante Shakeranregung der Motorradgabelbrücke aufzeichnen zu können.

Die Kabel der Beschleunigungssensoren werden für eine sichere Fahrt mittels Klebeband an dem Motorrad befestigt und die Enden in einen Rucksack geführt und mit zwei mobilen 4-Kanal-Messwerterfassungssystemen vom Modell DT9837C verbunden. Die Einstellungen für die Datenerfassung und Speicherung erfolgt über ein Matlab-Skript, welches im Anhang im Abschnitt G.2 dargestellt ist. Das Matlab-Skript wird über einen Dell Precision 7730 Laptop ausgeführt, welcher mit den Messwerterfassungssystemen per USB-Kabel verbunden ist.

Für eine Frequenzbewertung, die innerhalb der geforderten Grenzabweichung liegen soll, muss die Abtastrate mindestens das neunfache der oberen Eckfrequenz betragen [DIN17]. Für HAV liegt diese obere Eckfrequenz bei 1258,9 Hz, sodass sich eine Abtastrate > 11322 Hz ergibt. Mittels dieser Abtastrate können Frequenzen bis zu 4000 Hz ausgewertet werden. Allerdings liegt der primäre Frequenzbereich zur Charakterisierung der HAV zwischen 6,3 Hz bis 1250 Hz [DIN01]. Frequenzen die außerhalb des Frequenzbereichs liegen, beeinflussen den Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{hw,i}$ nur geringfügig, sodass diese vernachlässigt werden können [DIN01]. Des Weiteren fließt in die Auswahl der Abtastrate die zu erwartende Datenmenge aus der Messfahrt mit ein, die auf ca. 60 min festgelegt werden soll. Aus diesen Gründen wird eine Abtastrate von 9000 Hz gewählt, sodass der primäre Frequenzbereich abgebildet und eine 60 minütige Testfahrt mit akzeptabler Datenmenge aufgezeichnet werden kann.

Als Basis für die Auswahl der Teststrecke dienen die Vorgaben zur Ermittlung des Normkraftstoffverbrauchs nach dem Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP). Dabei wird zwischen Fahrten auf Stadtstraßen, Landstraßen und Autobahnen unterschieden. Das Ziel ist es eine 60 minütige Teststrecke zu identifizieren, aus der jeweils 15 minütige Fahrten auf Stadtstraßen, Landstraßen und Autobahnen extrahiert werden können. Die restlichen 15 Minuten Messzeit werden als Puffer für unvorhergesehene Verkehrsaufkommen wie Staus



Abbildung 7.2: a) Verwendetes Versuchsfahrzeug Ducati Monster 796 ABS,
 b) Position des Beschleunigungssensors und dessen Halterung am Griff,
 c) Position des Beschleunigungssensors an der Motorradgabelbrücke.

oder ähnliches vorgesehen. Die identifizierte Teststrecke ist in Abbildung 7.3 dargestellt. Zusätzlich werden die Geschwindigkeits- und GPS-Daten mittels der App phybox auf dem Handy OnePlus6, mit einer Abtastrate von 1 Hz aufgenommen, welches mit Hilfe einer Handyhalterung am Lenker befestigt ist, siehe Abbildung 7.2b). Somit können den Beschleunigungsdaten mit guter Näherung entsprechende Geschwindigkeits- und GPS-Daten für die Auswertung zugeordnet werden.

Ergebnisse der Fahrversuche

Die Zusammenfassung der Fahrversuche ist in Tabelle 7.1 in Form von Mittelwerten aus fünf Testfahrten dargestellt. Die ausführlichen Ergebnisse der fünf Testfahrten können der Tabelle D.3 des Anhangs entnommen werden. Auffällig, aber nicht überraschend ist, dass der Schwingungsgesamtwert für die Stadtfahrt mit $\bar{a}_{hv} = 2,85 \text{ m/s}^2$ am niedrigsten ausfällt. Zu begründen ist dies durch die zahlreichen Ampelphasen. Der höchste Schwingungsgesamtwert konnte für

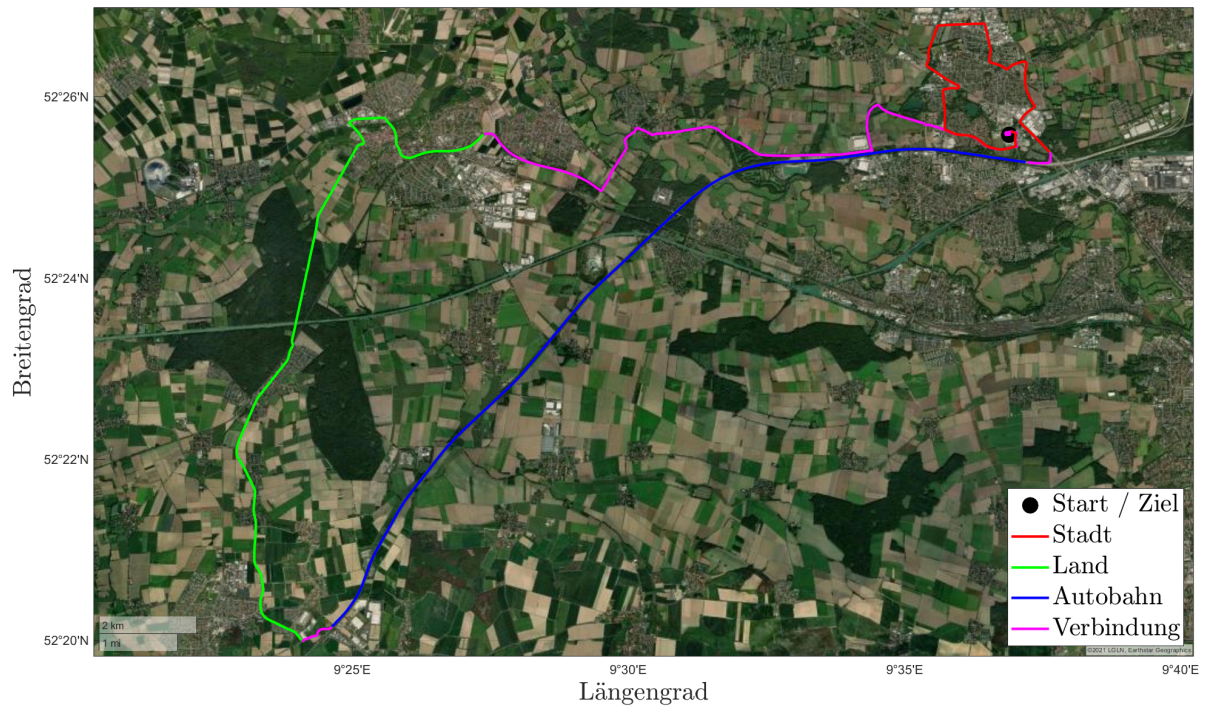


Abbildung 7.3: Teststrecke für die Fahrversuche.

die Autobahnfahrt mit $\bar{a}_{hv} = 5,83 \text{ m/s}^2$ gemessen werden. Der Schwingungsgesamtwert für die gesamte Strecke von Start bis Ziel liegt bei $\bar{a}_{hv} = 3,79 \text{ m/s}^2$. Die detaillierten Fahrprofile der einzelnen Testfahrten, in Bezug auf die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten, können dem Anhang D entnommen werden.

Tabelle 7.1: Ergebnistabelle der Fahrversuche (Auszug aus Tabelle D.3).

Messstrecke	\bar{a}_{hv} [m/s ²]	\bar{t} [s]	$\bar{A}(8)[1 \text{ h}]$ [m/s ²]	$\bar{A}(8)[8 \text{ h}]$ [m/s ²]
Stadtstraße	2,85	1014	1,01	2,85
Landstraße	3,66	1041	1,29	3,66
Autobahn	5,83	661	2,06	5,83
Fahrprofil von Start bis Ziel	3,79	3600	1,34	3,79
Kombination aus 1/3 Stadt, Land, Autobahn			1,43	4,05

Für die Beurteilung des Schädigungspotenzials der gemessenen HAV können die Schwingungsgesamtwerte in das Expositionsdiagramm in Abbildung D.1 des Anhangs eingeordnet werden. Bereits ab 4 h Fahrzeit wird der Auslösewert überschritten, wenn ein Streckenprofil mit einem Schwingungsgesamtwert von $\bar{a}_{hv} = 3,79 \text{ m/s}^2$ verwendet wird, welches im hier dargestellten Fall die gesamte Teststrecke ist. Für Autobahnfahrten wird der Auslösewert hingegen schon im Durchschnitt nach 2 h und der Expositionsgrenzwert ab 6 h Fahrzeit überschritten. Dabei ist anzumerken, dass bei einer der fünf Testfahrten auf der Autobahn ein Schwingungsgesamtwert von $\bar{a}_{hv} = 8,04 \text{ m/s}^2$ bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 130 km/h aufgetreten ist. Für diesen Fall wird der Auslösewert schon nach 1 h Fahrzeit und der Expositionsgrenzwert ab 4 h

Fahrzeit überschritten. Bei zwei weiteren Testfahrten ist auf der Autobahn hingegen ein Stau aufgetreten, sodass der Schwingungsgesamtwert dieser Messfahrten mit $\bar{a}_{hv} = 4,78 \text{ m/s}^2$ bzw. $\bar{a}_{hv} = 3,79 \text{ m/s}^2$ vergleichsweise niedrig ausfällt. Auch bei der alternativen Darstellung der Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ wird deutlich, dass die zulässigen Grenzwerte von $2,5 \text{ m/s}^2$ bzw. 5 m/s^2 überschritten werden. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die zulässigen Grenzwerte besonders bei hohen Geschwindigkeiten überschritten werden und demzufolge weitere Maßnahmen zur Schwingungsminderung getroffen werden müssen.

7.2.2 Maximalkräfte

Im Folgenden soll die Motorradgabelbrücke einer Ducati Monster 1100S / 796 ABS optimiert werden. Die für die Optimierung benötigten CAD Daten wurden von KRONSEV [Kron13] auf GrabCAD zur Verfügung gestellt. Um die Kräfte zu ermitteln, die auf die Motorradgabelbrücke wirken, wird ein FE-Modell des Motorradvorbaus aufgebaut. Auf Basis des FE-Modells können schließlich die Kontaktkräfte zwischen der Gabelbrücke und deren Anbauteilen berechnet werden. Für die Auslegung werden zuerst die statischen Maximalkräfte für die drei relevanten Lastfälle Konstantfahrt, Kurvenfahrt und Vollbremsung berücksichtigt.

Für die Berechnung der Bremskraft wird der Extremfall einer Vollbremsung mit abhebendem Hinterrad angenommen, sodass das gesamte Gewicht des Motorrads auf das Vorderrad wirkt. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass sich das Motorrad nicht überschlagen darf. Der entsprechende Formelzusammenhang ist in Gl. (7.6) dargestellt [Croc12b, Croc13]

$$F_{b,\max} = \min \left[\mu \cdot m \cdot g; m \cdot g \cdot \frac{p-b}{h} \right] = \min [5356 \text{ N}; 4855 \text{ N}] . \quad (7.6)$$

Dabei ist angemerkt, dass der Luftwiderstand F_w vernachlässigt wird. Auf trockenem und griffigem Asphalt, in Kombination mit einer geeigneten Reifenmischung und somit optimalen Bedingungen, kann ein Reibwert von $\mu = 1,4$ zwischen Reifen und Fahrbahn realisiert werden [Stof18, Croc12b, Croc13]. Als Fahrzeuggesamtmasse m wird das maximal zulässige Gesamtgewicht von 390 kg festgelegt. Die weiteren Parameter stellen den Radstand p sowie den Abstand zwischen Hinterrad und Massenschwerpunkt in horizontaler b bzw. vertikaler h Richtung dar, siehe Abbildung 7.4.

Infolge des Anlegens der Bremsen wirkt gemäß Gl. (7.7) die Kraft F_d auf die Bremsscheibe [Croc12b, Croc13, Croc12a]

$$F_d = F_{b,\max} \cdot \frac{d_w}{d_d} = 9678 \text{ N} . \quad (7.7)$$

Dabei bezeichnen d_w den Durchmesser des Rads und d_d den Durchmesser der Bremsscheibe. Des Weiteren wirkt aufgrund von Gleichgewichtsbedingungen die Kraft F_d sowohl auf die Bremsscheibe als auch auf die Radachse. Zusätzlich muss bei einer Vollbremsung die Armkraft

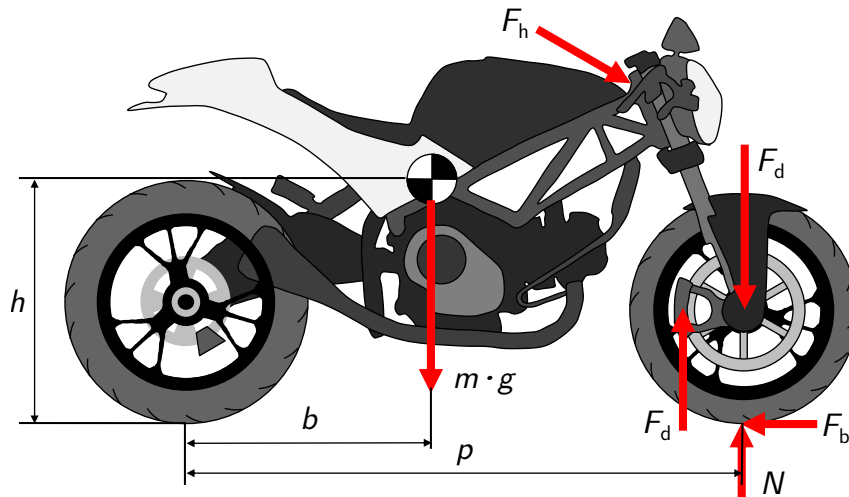


Abbildung 7.4: Kräfte während der Vollbremsung am Motorrad, nach [Ehle21a].

des Fahrers, welche auf den Lenker übertragen wird, berücksichtigt werden. Für die Armkraft ist die Armposition von entscheidender Bedeutung. Für eine entspannte Sitzposition auf dem Motorrad wird vor der Vollbremsung ein Winkel $\alpha = -30^\circ$ angenommen, der die Lage des Lenkergriffs gegenüber der Horizontalebene durch das Schultergelenk angibt. Zusätzlich wird der Winkel, der die Lage des Lenkergriffs gegenüber der Medianebene des Körpers angibt, auf $\beta = 30^\circ$ festgelegt. Die Entfernung des Lenkergriffs l wird auf 75 % der maximalen Armreichweite festgelegt. Ein stehender Mann ist unter diesen Randbedingungen in der Lage, eine Kraft F_{Hand} von 186 N pro Arm aufzubringen [Rohm66]. Da der Mensch in Normalsituationen nur $\eta = 30\%$ bis 40% der Absolutkraft abrufen kann, muss während der Notbremsung die Absolutkraft berücksichtigt werden [Frit20]. Zusätzlich wird noch ein Sicherheitsfaktor von $s = 2$ beaufschlagt. Somit ergibt sich die Kraft F_L , die vom Fahrer auf den Lenker ausgeübt wird, nach Gl. (7.8)

$$F_L = F_{\text{Hand}}(\alpha, \beta, l) \cdot \frac{s}{\eta} \approx 1250 \text{ N}. \quad (7.8)$$

Für die Auslegung der Motorradgabelbrücke muss neben der Bremskraft auch die Kurvenfahrt berücksichtigt werden. Die Kraft F_K , die während der Kurvenfahrt auf das Vorderrad wirkt, muss in horizontale Gl. (7.9) und vertikale Richtung Gl. (7.10) aufgeteilt werden:

$$F_{K,y} = m \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{b}{p} = 2308 \text{ N} \quad (7.9)$$

$$F_{K,z} = m \cdot g \cdot x \cdot \frac{b}{p} = 4947 \text{ N}. \quad (7.10)$$

In vertikaler Richtung muss infolge von Fahrbahnunebenheiten ein Überhöhungsfaktor x berücksichtigt werden, der auf europäischen Straßen i.d.R. Werte zwischen 3 bis 5 annimmt

[Stof18]. Im Folgenden wird ein Überhöhungsfaktor von $x = 3$ angenommen, da bei einem zu hohen Überlastfaktor der Fahrbahnkontakt während der Kurvenfahrt verloren gehen würde.

Als letzten Fahrzustand soll die Konstantfahrt auf gerader Strecke berücksichtigt werden. Dabei wird aufgrund von Fahrbahnunebenheiten ein Überlastfaktor von $x = 5$ berücksichtigt, siehe Gl. (7.11)

$$F_z = m \cdot g \cdot x \cdot \frac{b}{p} = 8245 \text{ N} . \quad (7.11)$$

Luft und Rollwiderstände spielen eine untergeordnete Rolle und können vernachlässigt werden.

7.2.3 Reaktionskräfte

Nachdem die Kräfte am Motorrad identifiziert sind, gilt es auf die Reaktionskräfte an der Motorradgabelbrücke zu schließen, um diese optimieren zu können. Dazu wird eine statisch-mechanische Analyse des Motorradvorbaus in Ansys Workbench 2021 R1 durchgeführt. Die CAD Daten des Motorradvorbaus werden von KRONSLÉV [Kron13] übernommen. Als Lastbedingungen werden die Belastungszustände der Konstantfahrt, Kurvenfahrt und der Vollbremsung gemäß der Gln. (7.6)-(7.11) in unterschiedlichen Lastschritten und zusätzlich die Gewichtskraft berücksichtigt. Die Radkräfte und die Bremskräfte greifen an den Radlagern und die Reaktionskräfte der Bremskräfte an der Bremskolbenaufnahme in den Bremszangen an. Die Festlager für die statisch-mechanische Analyse werden an den Lagerstellen der Lenkkopf- bzw. Steuerkopflager definiert. Der Lenkkopfwinkel beträgt $\alpha_L = 21,5^\circ$ und beschreibt den Winkel der Radlenkachse gegenüber der Vertikalen. Die Elastomerlager in der Motorradgabelbrücke werden genauso wie eine mögliche Einfederung der Teleskopgabeln vernachlässigt, um den Simulationsaufwand zu minimieren. Sämtliche Kontaktbedingungen werden als Verbund ohne die Möglichkeit auf Relativbewegungen definiert. Des Weiteren wird jeder Komponente das Standardmaterial Baustahl zugewiesen, da die genaue chemische Zusammensetzung der einzelnen Komponenten des Motorradvorbaus nicht bekannt ist. Außer für die Vernetzung, bei der eine adaptive Elementgröße von 4 mm verwendet wird, werden die Standardeinstellungen in Ansys Workbench 2021 R1 verwendet. Das FE Modell des Vorbaus ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Die Kraftreaktionen der Gabelbrücke werden an den Stellen der Teleskopgabelklemmungen, der Steuerkopfklemmung und der Lenkerklemmung berechnet.

7.3 Auslegung der Gabelbrücke

In diesem Abschnitt wird die obere Motorradgabelbrücke nach dem methodischen Vorgehen aus Abschnitt 6.2 optimiert. Dazu erfolgt in Abschnitt 7.3.1 eine Optimierung hinsichtlich Masse und Steifigkeit. Anschließend wird das Ergebnis aus der Topologieoptimierung in Abschnitt 7.3.2 rekonstruiert. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 7.3.3 der Effekt der Partikel-

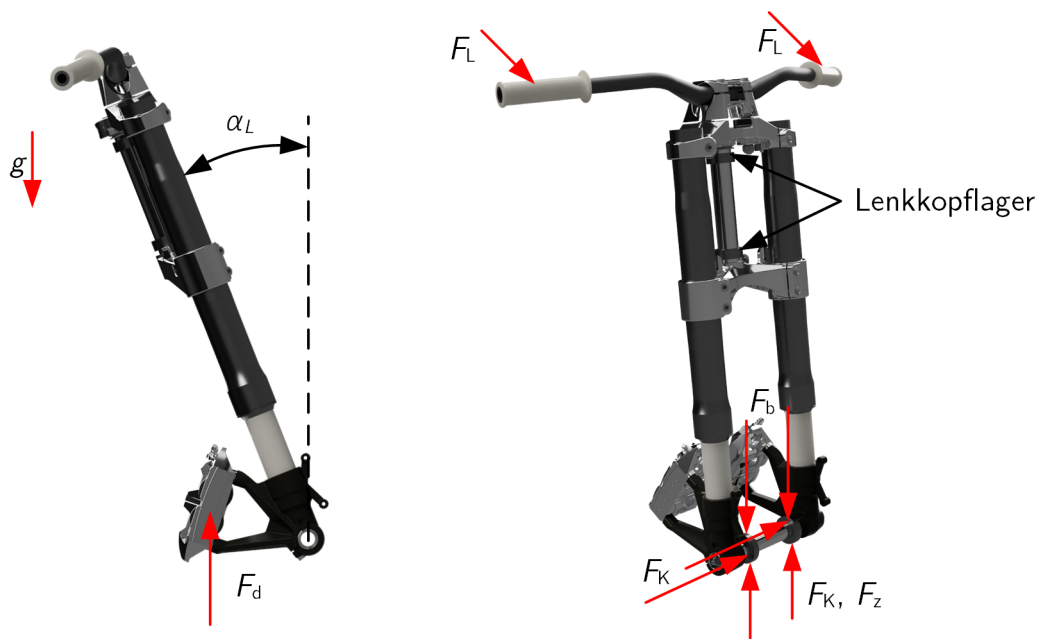


Abbildung 7.5: Simulationsmodell des Motorradvorbaus mit angreifenden Kräften.

dämpfung in die Gabelbrücke integriert und in Abschnitt 7.3.4 abgeschätzt. Im Anschluss folgt der statische Festigkeitsnachweis in Abschnitt 7.3.5, sodass abschließend in Abschnitt 7.3.6 die additive Fertigung und Qualitätssicherung erfolgen kann.

7.3.1 Masse- und Steifigkeitsoptimierung

Um die Masse und Steifigkeit der oberen Motorradgabelbrücke zu optimieren wird eine klassische Topologieoptimierung durchgeführt. Des Weiteren soll eine hohe Funktionsintegration realisiert werden, mit dem Ziel, die in Abbildung 7.6 dargestellte Baugruppe der oberen Motorradgabelbrücke zu einer Komponente zusammenzufassen. Dadurch können bis zu 20 Komponenten eingespart und somit der Montageaufwand reduziert werden. Auf Basis dieser Optimierungsziele wird der erweiterte Gestaltungsraum, dargestellt in Abbildung 7.7a), aufgebaut. Bei der Konstruktion des erweiterten Gestaltungsraums werden die Schraubenverbindungen für die Klemmungen der Teleskopgabeln und des Steuerkopfes vernachlässigt und durch Vollmaterial ersetzt. Auch werden die Lampenhalter nicht berücksichtigt, da diese nachträglich während der Rekonstruktion des Optimierungsergebnisses integriert werden können.

Für die Topologieoptimierung werden in Ansys Workbench 2021 R1 die zuvor ermittelten Kraftreaktionen als Lastbedingungen und die Steuerkopfklemmung als Festlager definiert. Als Material wird die Aluminiumlegierung AlSi10Mg gewählt, da bereits für die konventionelle Gabelbrücke eine Aluminiumgusslegierung verwendet wird. Hinzu kommt, dass diese Legierung als Leichtbauwerkstoff weit verbreitet ist. Bei der Vernetzung wird eine Elementgröße von 1,5 mm gewählt und die adaptive Vernetzung ausgeschaltet, um eine homogene Elementgröße über das gesamte Volumen zu realisieren. Zusätzlich wird die Netzabweichung (Netz-Defeating) auf 7,5 μm gestellt, um eine erfolgreiche Vernetzung zu realisieren. Als Zielfunktion wird eine Mini-

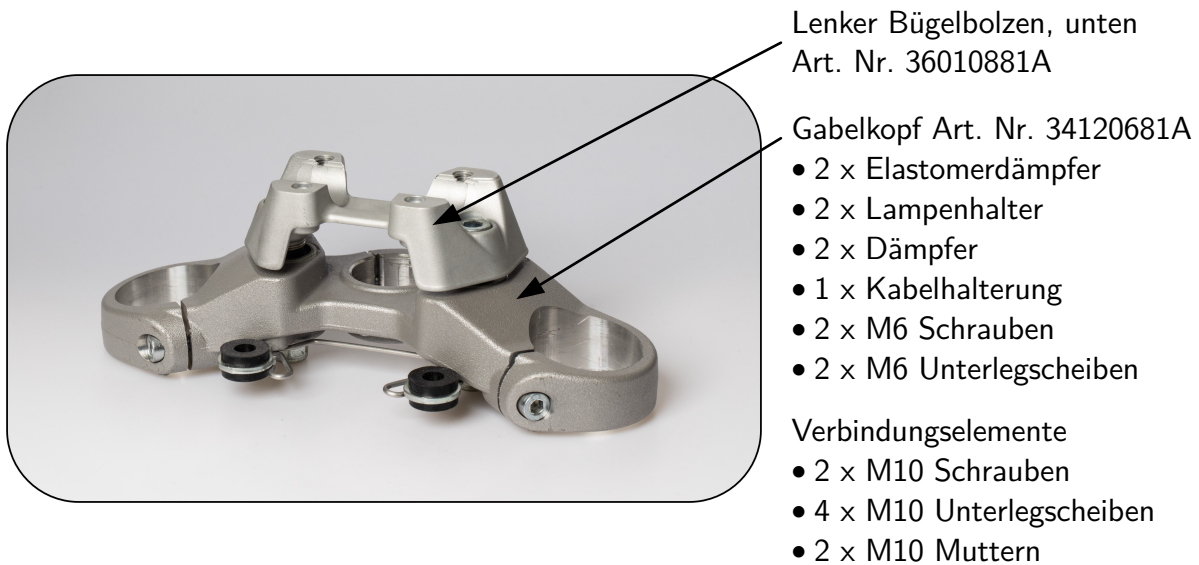


Abbildung 7.6: Baugruppe der kommerziellen oberen Motorradgabelbrücke.

mierung der Nachgiebigkeit gewählt und als Randbedingungen wird zum einen die Minimierung der Masse auf max. 1 kg und zum anderen eine Strukturgröße zwischen $10 \text{ mm} \leq s \leq 27 \text{ mm}$ festgelegt. Des Weiteren wird die x - z Ebene als Symmetrieebene definiert. Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist nach einer ersten Flächenglättung und Flächenreduktion in Abbildung 7.7b) dargestellt.



Abbildung 7.7: a) Erweiterter Gestaltungsraum der Motorradgabelbrücke,
b) Ergebnis der Topologieoptimierung nach Reparatur und Glättung.

7.3.2 Bauteilrekonstruktion

Das Netz bzw. Mesh, welches als Ergebnis aus der Topologieoptimierung vorliegt, wird anschließend in den Programmen Ansys SpaceClaim und Autodesk Netfabb teilautomatisiert repariert, reduziert, homogenisiert und geglättet. Zu den häufigsten Netzfehlern zählen falsch orientierte oder sich überlappende Facetten sowie Löcher. Hinzu kommt, dass Facetten, die signifikant kleiner als der Durchschnitt sind, die Flächenglättung negativ beeinflussen können, da die Glättungsalgorithmen in diesen Bereichen sensibler sind und somit Beulen oder Kerben schlechter geglättet werden können. Dieser negative Effekt kann mittels einer Homogenisie-

nung der Facetten gelöst werden. Um die Simulationszeiten entlang der Prozesskette für die Bauteilrekonstruktion zu reduzieren, ist eine Flächenreduktion notwendig.

Anschließend wird mit der graphischen Programmiersprache Grasshopper, welche auf das CAD Programm Rhino zugreift, ein Algorithmus zur Flächenrückführung und Rekonstruktion aufgebaut. Im ersten Schritt erfolgt eine Vierecksneuvermaschung und daran anschließend die Ableitung eines Unterteilungsflächenmodells (engl.: Subdivision-Model; kurz: (SubD)-Model) zur Flächenmodellierung, sodass als Ergebnis ein Begrenzungsflächenmodell (engl. Boundary Representation; kurz: Brep) zur Volumenmodellierung vorliegt. Der Fokus wird auf die Volumenmodellierung gelegt, da die Funktionsflächen aus dem Ergebnis der Topologieoptimierung aufbereitet werden müssen. Bei der Flächenmodellierung von SubD-Modellen ist hingegen eine exakte Abbildung von klassischen Konstruktionselementen wie Bohrungen oder Zylindern herausfordernd, da zwischen den Kontrollpunkten G2 stetige Übergänge realisiert werden müssen.

Aus dem Ergebnis der Topologieoptimierung, dargestellt in Abbildung 7.7b), ist zu erkennen, dass die Funktionsflächen der Lenker-, Teleskopgabel- und der Steuerkopfklemmung Beulen und Ausbrüche aufweisen. Für die Aufbereitung der Funktionsflächen werden diese separat konstruiert, siehe Abbildung 7.8 und mit dem Volumenmodell der Gabelbrücke verschmolzen. Aufgrund der spanenden Nachbearbeitung muss bei der Konstruktion der Funktionsflächen der Teleskopgabelklemmung ein Aufmaß von 2 mm und bei der Steuerkopfklemmung von 1,5 mm vorgesehen werden. Da für die Lenkerklemmung keine spanende Nachbearbeitung erfolgen soll, wird kein Aufmaß vorgesehen. Daran anschließend werden die weiteren Funktionsflächen (Lampenhalter, Kabelführungen und eine Halterung für Anbauteile), die bei der Topologieoptimierung vernachlässigt wurden, modelliert und hinzugefügt. Abschließend müssen noch Aussparungen für das Lenkradschloss sowie Bohrungen und Aussparungen für die Steuerkopf- und Teleskopgabelklemmung vorgesehen werden. Die Bohrungen stellen dabei die Kernlochbohrungen für die Gewinde dar, welche erst im Post-Prozess geschnitten werden. Als Ergebnis der Rekonstruktion liegt das Ergebnis nach Abbildung 7.9 in Form einer STEP-Datei vor.

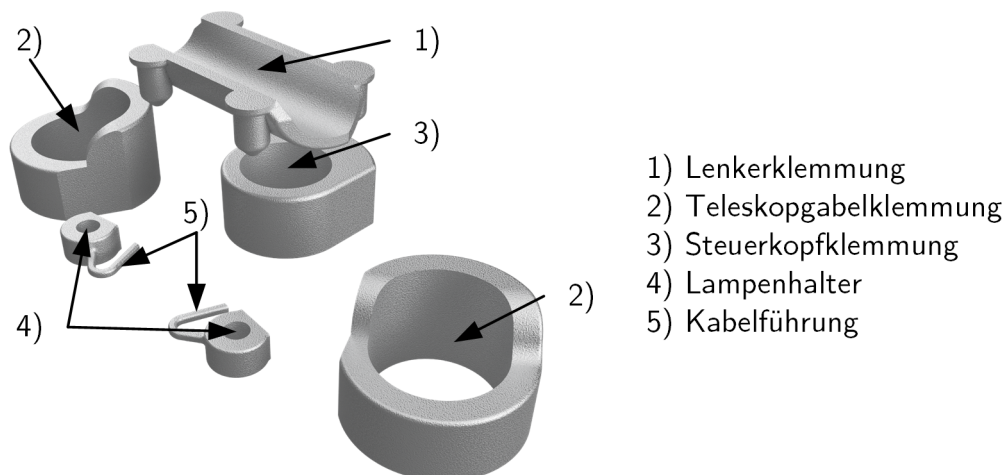


Abbildung 7.8: Funktionsflächen für die Bauteilauflbereitung.

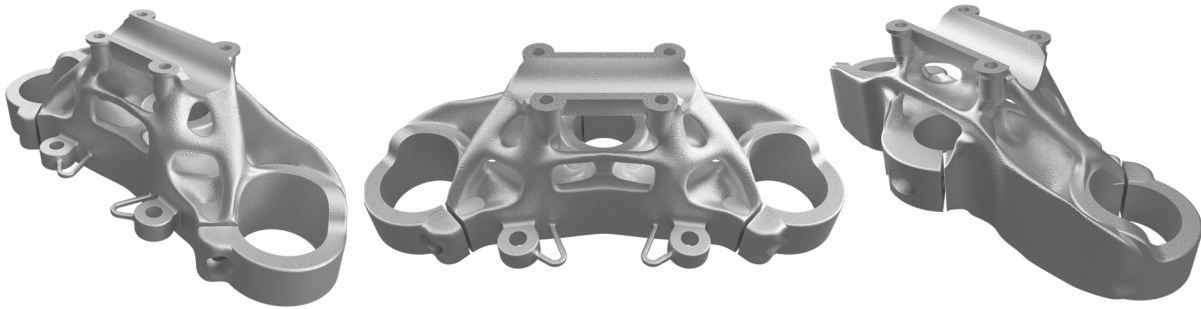


Abbildung 7.9: Darstellung der Motorradgabelbrücke im CAD für verschiedene Ansichten.

7.3.3 Integration der Partikeldämpfung

Für die Integration der Partikeldämpfung werden die Konstruktionshinweise aus Abschnitt 6.1 der Reihe nach angewendet.

Positionieren: Um die Position der Kavitäten zu identifizieren, wird eine Modalanalyse des reduzierten Motorradvorbaus durchgeführt, siehe Abbildung 7.10. In den Motorradvorbau ist dazu die zuvor topologieoptimierte Motorradgabelbrücke integriert. Für die Modalanalyse wird eine Festlagerung an den Lagerstellen der Steuerkopfklemmung vorgesehen und eine adaptive Vernetzung mit einer Elementgröße von 1 mm für die Gabelbrücke und 2 mm für die Anbauteile festgelegt. Insgesamt sollen die Eigenschwingungsformen bis 3000 Hz berechnet werden. In Abbildung 7.10 ist eine Auswahl an Eigenschwingungsformen des Motorradvorbaus dargestellt. In Bezug auf den Einfluss der Motorradgabelbrücke kann festgestellt werden, dass die höchsten Auslenkungen im Bereich der Lenkerklemmung vorliegen. Weitere Bereiche mit hohen Schwingungsamplituden treten an den Teleskopgabelklemmungen und den Verbindungsstreben zwischen Gabelkopf und Lenkerklemmung auf. Des Weiteren soll der Transferpfad der Schwingungen vom Motor zu den Armen minimiert werden, sodass auch im Bereich der Steuerkopfklemmung Dämpfungselemente vorgesehen werden.

Hohlraumgeometrie festlegen: Die Gabelbrücke wird primär unter den Lastfällen Biegung und Zug/Druck belastet. Während der Fahrt resultiert die Biegebelastung aus den Reaktionskräften an den Teleskopgabelklemmungen bezogen auf das Steuerkopflager. Die Zug/Druck Belastungen resultieren hingegen aus den Hand-Arm Kräften, welche auf die Lenkeraufnahme wirken. Um somit eine hohe Dämpfung bei gleichzeitig hoher Bauteilfestigkeit und Bauteilsteifigkeit zu realisieren, wird eine Hohlraumunterteilung vorgesehen. Für die Definition der Hohlraumgeometrie wird ein Flächenversatz ins Bauteilinnere durchgeführt. Durch den Flächenversatz kann eine konstante Wandstärke für die Freiformgeometrie realisiert und somit teilautomatisiert nachkonstruiert werden.

Dimensionieren: Der erste Schritt bei der Dimensionierung der Kavitäten beinhaltet die Festlegung der Wandstärken. Die minimal realisierbaren Wandstärken liegen für AlSi10Mg und einem Aufbauwinkel von 45° bei $s = 0,8 \text{ mm}$ [Lipp18b]. Diese Gestaltungsrichtlinie berücksichtigt allerdings nicht das Risiko gegenüber Pulveraustritt, da die Kanäle bisher gereinigt werden [Lipp18b]. Aus diesem Grund wird nach Beaufschlagung eines Sicherheitsfaktors die Wandstärke auf $s = 2 \text{ mm}$ festgelegt. Mittels des Befehls "Generate Shell" kann teilauto-

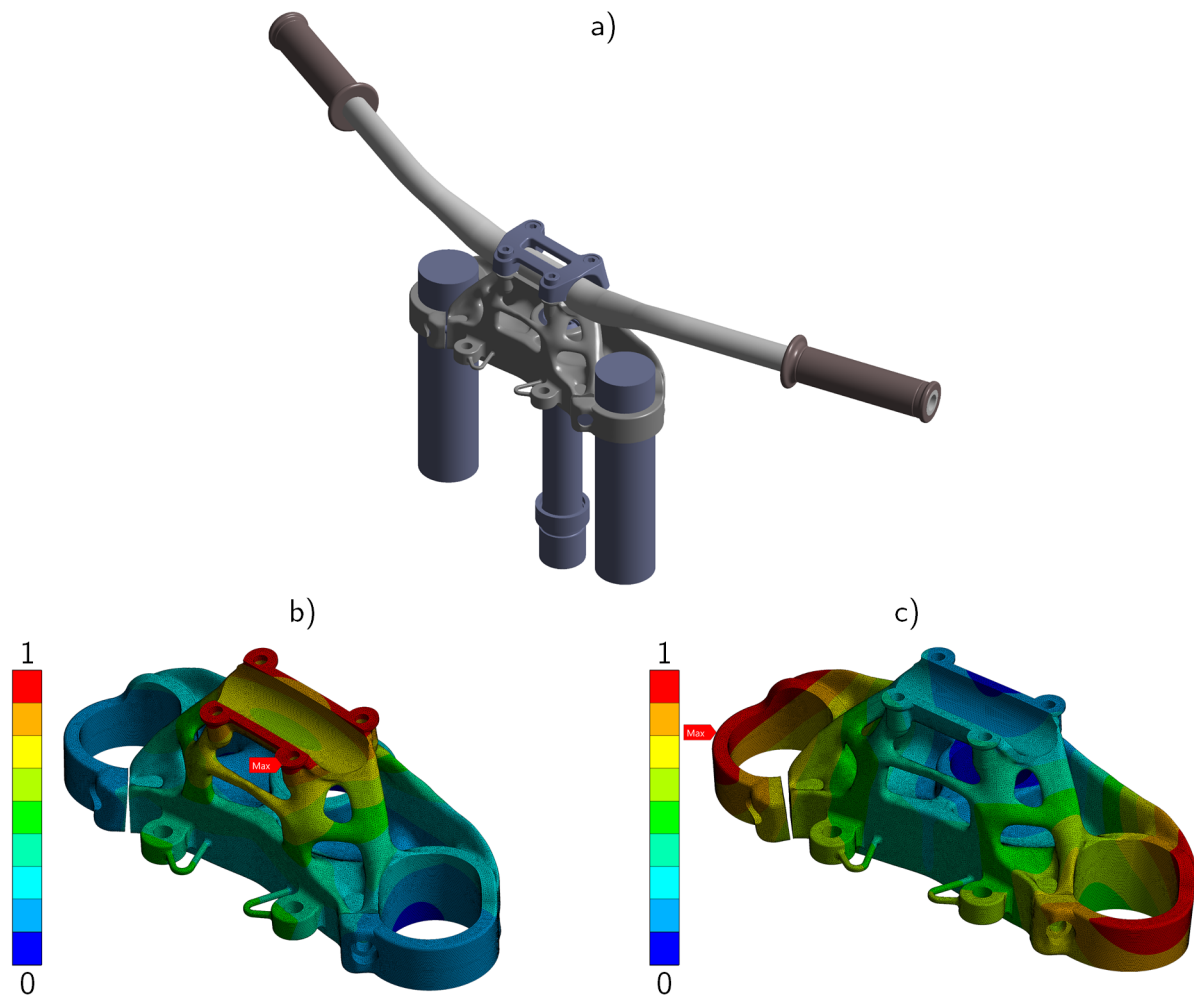


Abbildung 7.10: Modalanalyse des Motorradvorbaus: a) Baugruppe zur Analyse, Simulationsergebnis der Gabelbrücke bei: b) $f_0 = 764,1 \text{ Hz}$ und c) $f_0 = 1028,1 \text{ Hz}$.

matisiert im Programm Autodesk Netfabb ein Flächenversatz von $s = 2 \text{ mm}$ durchgeführt werden, siehe Abbildung 7.11a). Aus diesem Flächenversatz können anschließend die Grundkörper herausgeschnitten werden, in welche die Partikeldämpfung integriert werden soll, siehe Abbildung 7.11b). Dazu kann im Programm Autodesk Netfabb der Befehl "Cut" genutzt werden.

Da für die Erstellung des Flächenversatzes eine Vernetzung der Gabelbrücke notwendig ist, liegen die Grundkörper für die Partikeldämpfung im STL-Format vor. Um diese in ein Brep umzuwandeln, erfolgt in Rhino 7 eine Flächenrückführung der STL-Dateien. Mithilfe der Vierecksneuvermaschung werden die Grundkörper in SubD-Modelle und schließlich in ein Brep umgewandelt. Durch die Vierecksneuvermaschung der STL-Geometrien werden die scharfen Kanten, welche beim Schneiden mit Netfabb entstanden sind, abgerundet. Die Grundkörper der Partikeldämpfung, die nach der Flächenrückführung vorliegen, sind in Abbildung 7.12a) dargestellt.

Die Kavitäten in den Verbindungsstreben zwischen Gabelkopf und Lenkerklemmung sowie die

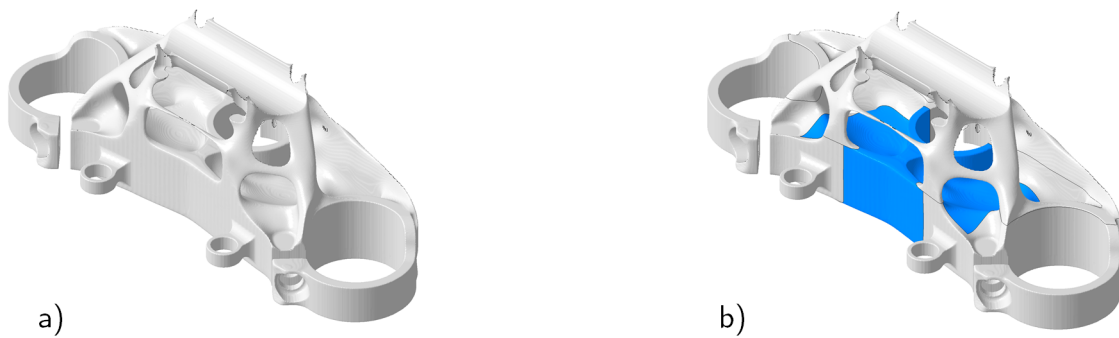


Abbildung 7.11: a) Gabelbrücke mit einem Flächenversatz von $s = 2\text{ mm}$,
b) Erstellung eines Grundkörpers für eine Kavität.

Kavität in der Scheinwerferhalterung können ohne weitere Bearbeitung verwendet werden. Aufgrund von Festigkeits-, Steifigkeits- und Fertigungsaspekten müssen sowohl die Kavität in der Nähe der Steuerkopfklemmung als auch die Kavitäten in der Nähe der Lenkerklemmung in kleinere Bereiche unterteilt werden. Die Gabelbrücke soll für den additiven Fertigungsprozess mit der Unterseite auf der Bauplattform positioniert werden, sodass die Achsen der Teleskopgabelklemmungen in Baurichtung zeigen. Um die maximale Länge von Überhängen einzuhalten, werden die Kavitäten in jeweils 3 mm breite Scheiben geschnitten. Bei dieser Festlegung ist mit eingeflossen, dass die Überhänge nicht nachbearbeitet werden können und die Oberflächenrauheit, als Indikator für Rissinitiierung, umso kleiner ausfällt, je kleiner die Länge des Überhangs ist. Hinsichtlich der Festigkeits- und Steifigkeitsanforderungen, werden zwischen den einzelnen Scheiben jeweils 3 mm dicke Stege vorgesehen. Die Kavitäten werden so orientiert, dass die Gabelbrücke der größtmöglichen Biegebeanspruchung standhält. Des Weiteren wird in der Symmetrieebene eine Verstärkungsstrebe vorgesehen. Die Kavitäten der Teleskopgabelklemmung werden manuell im Konstruktionsprogramm über den Umfang erweitert und mit zwei Verstärkungsstreben versehen. Abschließend müssen die Wandstärken der Kavitäten so überarbeitet werden, dass nach der spanenden Bearbeitung weiterhin eine Mindestwandstärke von $s = 2\text{ mm}$ realisiert wird.

Da die Kavitäten als Volumenmodell vorliegen, müssen diese noch von der Gabelbrücke subtrahiert werden. Dafür werden alle Volumenmodelle der Kavitäten in einer Baugruppe zusammengefasst, welche das Negativmodell der Kavitäten darstellen. Im Konstruktionsprogramm



Abbildung 7.12: a) Grundkörper der Kavitäten, b) final unterteilte Kavitäten.

kann anschließend das Negativmodell der Kavitäten von der Gabelbrücke subtrahiert werden.

7.3.4 Abschätzung des Effekts der Partikeldämpfung

Das Hohlraumvolumen der Motorradgabelbrücke beträgt ca. 14,5 % vom Gesamtbauteilvolumen und liegt damit zwischen der 10 % und der 20 % Stützstelle der experimentell ermittelten Regressionskurven aus Kapitel 4. Allerdings liegt die erste Eigenfrequenz der Motorradgabelbrücke mit 136 Hz außerhalb des Gültigkeitsbereichs der Regressionskurven und somit auch des mechanischen Ersatzmodells aus Kapitel 5. Die minimale Eigenfrequenz innerhalb des Gültigkeitsbereichs aus Kapitel 4 beträgt 650 Hz. Bei den 650 Hz konnte mittels des Effekts der Partikeldämpfung eine Steigerung der Dämpfung um 10 % bis 20 % realisiert werden. Da die Dämpfung von der 1350 Hz Stützstelle auf die 650 Hz Stützstelle abgenommen hat, ist für eine Extrapolation der Ergebnisse auf 136 Hz mit einer weiteren Abnahme der Dämpfung zu rechnen, sodass eine zehnpromtente Dämpfungssteigerung zu erwarten ist. Eine weitere Limitation ist, dass die dynamischen Kräfte, welche auf die Gabelbrücke wirken, nicht bekannt sind und so der kraftabhängige Dämpfungsverlauf nicht abgeschätzt werden kann. Des Weiteren sind die Kavitäten in der Gabelbrücke unterteilt und über das Bauteil dezentral verteilt. Hingegen lag in den vorherigen Kapiteln eine durchgängige Kavität vor. Diese Limitationen machen deutlich, dass eine Übertragbarkeit der vorherigen Ergebnisse auf das Anwendungsbeispiel Motorradgabelbrücke eingeschränkt ist und letztlich eine experimentelle Verifizierung der Dämpfungseigenschaften erfolgen muss.

7.3.5 Statischer Festigkeitsnachweis

Im Anschluss an die CAD Modellierung erfolgt ein statischer Festigkeitsnachweis für die partikelgedämpfte Motorradgabelbrücke unter den maximalen Reaktionskräften aus Abschnitt 7.2.3. Da es sich um eine statische Analyse handelt, werden die Dämpfungseigenschaften vernachlässigt. Die Materialeigenschaften von AlSi10Mg werden der Materialdatenbank von Ansys Workbench 2021 R1 entnommen und sind in Tabelle 7.2 aufgelistet. Die verwendeten Materialeigenschaften liegen innerhalb der Toleranz vom Fertigungsdienstleister

Tabelle 7.2: Materialeigenschaften von AlSi10Mg prozessiert im PBF-LB/M.

Mechanische Eigenschaften	Legierung AlSi10Mg	
	PROTOTEC [Prot20]	Workbench 2021 R1
Dichte ρ [g/cm ³]	2,65	2,67
E-Modul [GPa]	70 ± 10	76
Querkontraktionszahl ν [-]	-	0,33
Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]	220 ± 50	251
Zugfestigkeit R_m [MPa]	360 ± 50	-
Dauerfestigkeit σ [MPa]	110 [Awd18]	

PROTOTECH [Prot20], sodass ein verifiziertes Materialmodell vorliegt. Des Weiteren wird für die Simulation ein isotropes Materialverhalten angenommen.

Für die Analysen werden Schraubenverbindungen in den Bohrungen der Teleskopgabelklemmungen sowie der Steuerkopfklemmung vorgesehen und als „Verbund“ mit einer Schraubenvorspannkraft von 15 kN definiert. Des Weiteren werden für die Vorspannungen entsprechende Zylinder in den Klemmungen für die Teleskopgabeln und dem Steuerkopf vorgesehen. Die Gabelbrücke sowie die Schrauben werden mit einer Elementgröße von 1 mm und deaktivierter adaptiver Elementgröße vernetzt. Die Zylinder für die Teleskopgabelklemmungen sowie der Steuerkopfklemmung werden mit einer Elementgröße von 3 mm im Inneren des Körpers und an den Mantelflächen mit 1 mm vernetzt. Für die Simulation wird der Gabelbrücke das Material AlSi10Mg und den Schrauben und Zylindern das Material Baustahl zugewiesen. Als fixierte Lagerung wird der Zylinder in der Steuerkopfklemmung gewählt. Insgesamt greifen an der Gabelbrücke sechs verschiedene Kräfte an, siehe Tabelle 7.3 und Abbildung 7.13a). Neben den Reaktionskräften aus Abschnitt 7.2.3 werden fiktive Trägheitskräfte an den Lampenhalterungen angenommen.

Der statische Festigkeitsnachweis der partikelgedämpften Motorradgabelbrücke ist in Abbil-

Tabelle 7.3: Kräfte an der Motorradgabelbrücke in Abhängigkeit der Lastschritte.

Kraft	Kraftangriffspunkt	Kraftrichtung	Kraftwert [N]		
			Lastschritt 1 Vollbremsung	Lastschritt 2 Kurvenfahrt	Lastschritt 3 Konstantfahrt
1	Stirnflächen beider Lampenhalterungen	x	0	0	0
		y	0	0	0
		z	-300	-300	-300
2	Mantelflächen beider Lampenhalterungen	x	-300	-300	-300
		y	0	0	0
		z	0	0	0
3	Linke Teleskopgabel- klemmung	x	5171	-1561	-2863
		y	-71	766	-1240
		z	-1528	135	2981
4	Linke Fläche der Lenkerhalterung	x	-827	100	-100
		y	-2192	0	0
		z	899	0	0
5	Rechte Teleskopgabel- klemmung	x	5144	-1966	-2840
		y	35	2311	1258
		z	-1501	3504	2946
6	Rechte Fläche der Lenkerhalterung	x	-848	100	-100
		y	2190	0	0
		z	894	0	0

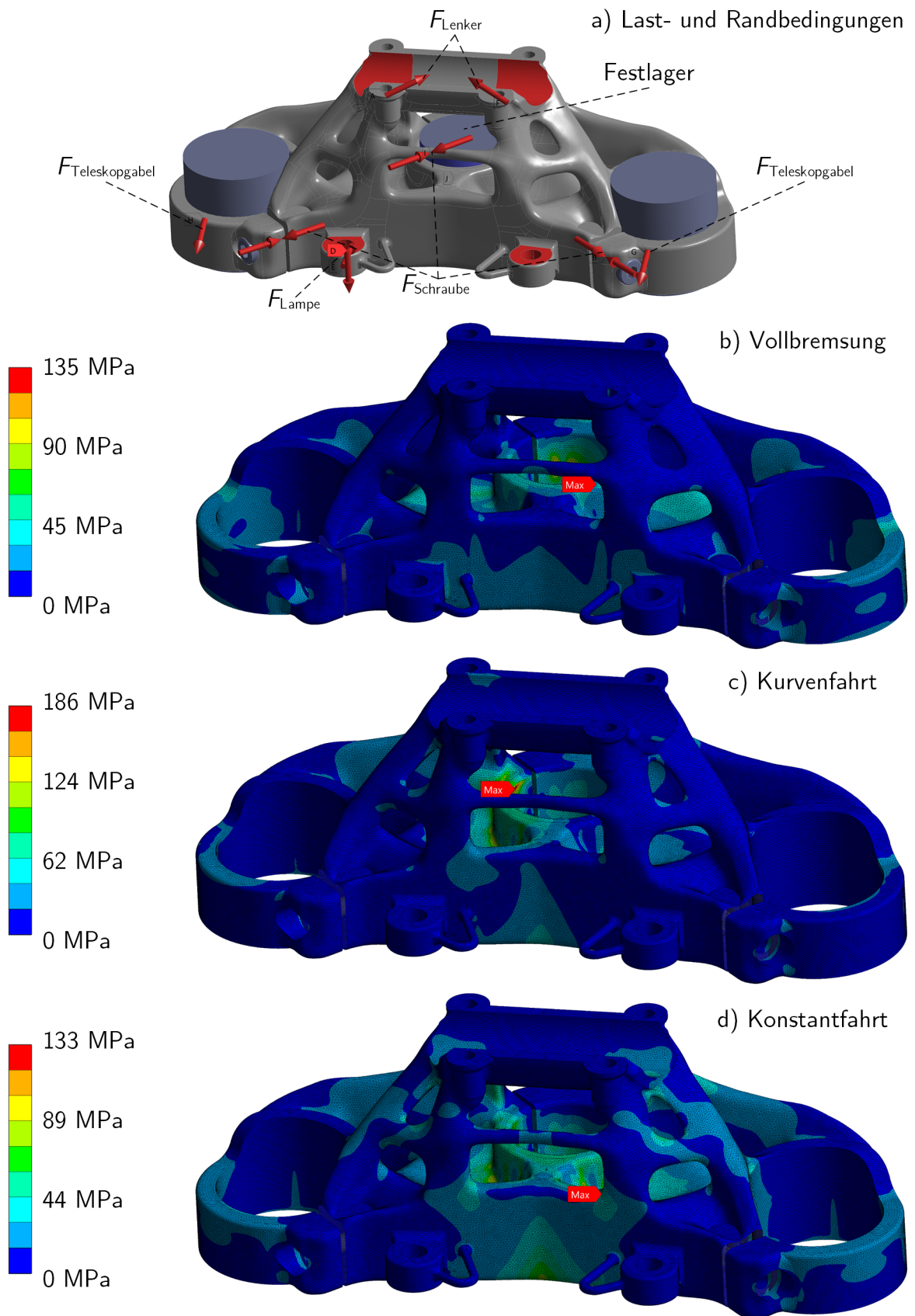


Abbildung 7.13: a) Last- und Randbedingungen; statischer Festigkeitsnachweis der partikelgedämpften Motorradgabelbrücke mit einer Netzgröße von 1 mm für: b) Vollbremsung, c) Kurvenfahrt, d) Konstantfahrt.

dung 7.13b-d dargestellt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass eine erfolgreiche Netzkonvergenzstudie für eine Netzgröße von 1 mm, 2 mm und 3 mm durchgeführt wurde, um den Einfluss der Netzgröße auf das Simulationsergebnis beurteilen zu können. Für eine Netzgröße von 1 mm ist zu erkennen, dass die höchsten Spannungen von $\sigma_{\max} = 186$ MPa bei der Kurvenfahrt (Abbildung 7.13d) im Bereich der Steuerkopfklemmung auftreten. Für den Lastfall Vollbremsung und Konstantfahrt treten Spannungen von 135 MPa bzw. 133 MPa auf. Die Spannungen überschreiten die Dauerfestigkeitsgrenze von 110 MPa, unterschreiten aber die Streckgrenze von 251 MPa. Für den Werkstoff AlSi10Mg können somit die auftretenden Spannungswerte in den Zeitfestigkeitsbereich eingeordnet werden [Mfus19, Awd18]. Da die beaufschlagten Lasten Missbrauchsfälle darstellen, ist der statische Festigkeitsnachweis erbracht.

7.3.6 Additive Fertigung und Qualitätssicherung

Insgesamt werden zwei Motorradgabelbrücken, eine mit und eine ohne Kavitäten, im PBF-LB/M hergestellt. Die Motorradgabelbrücken werden aus der Aluminiumlegierung AlSi10Mg auf einer LASERTEC 30 SLM der Firma DMG MORI vom Fertigungsdienstleister PROTO-TEC mit dessen Standardparametern unter einer Schutzgasatmosphäre aus Argon gefertigt. Eine Wärmenachbehandlung ist nicht erfolgt, um das Risiko einer Pulveragglomeration infolge erhöhten Temperatureinflusses auszuschließen. Hinzu kommt, dass diese Materiallegierungen oftmals im "as-build" Zustand eingesetzt wird. Die Stützstrukturen werden mit einer Zange abgebrochen. Anschließend werden alle Gabelbrücken mittels Sandstrahlen nachbearbeitet. Im nächsten Schritt erfolgt für die Funktionsflächen der Steuerkopf- und Teleskopgabelklemmung eine spanende Nachbearbeitung auf die Nenndurchmesser. Des Weiteren werden die Bohrungen für die Lampenhalterung aufgebohrt. Für die Lenkerklemmung reichen die Fertigungsgenauigkeiten der PBF-LB/M Anlage aus, sodass hier auf eine spanende Nachbearbeitung verzichtet werden kann. Anschließend werden die Gewinde für die Steuerkopf-, Teleskopgabel- und Lenkerklemmung geschnitten. Die Massen der Gabelbrücken sind in Tabelle 7.4 zusammengefasst. Es wird deutlich, dass die topologieoptimierte vollversinterte Gabelbrücke ca. 10 % leichter und die topologieoptimierte partikelgedämpfte Gabelbrücke ca. 16 % leichter als die konventionelle Gabelbrücke ist. In Summe konnten gegenüber der konventionellen Gabelbrücke 20 Komponenten eingespart werden, siehe auch Abbildung 7.6, sodass ein reduzierter Montageaufwand zu erwarten ist.

Tabelle 7.4: Masse und Gewichtersparnis der Motorradgabelbrücken.

Gabelbrücke	Masse [g]	Gewichtersparnis [%]
Konventionelle Gabelbrücke gemäß Abbildung 7.6	1286,30	Referenz
Topologieoptimierte vollversinterte Gabelbrücke	1150,90	10,5
Topologieoptimierte partikelgedämpfte Gabelbrücke	1078,80	16,1

Im nächsten Schritt wird die reale Packungsdichte η analog zu Abschnitt 4.2.2.1 berechnet und ergibt sich zu $\eta = 62$ %. Die Packungsdichte fällt, verglichen zu den Balkenmessungen aus Abschnitt 4.2.2.1, ca. 10 % höher aus, liegt aber immer noch in einem Bereich, der eine hohe

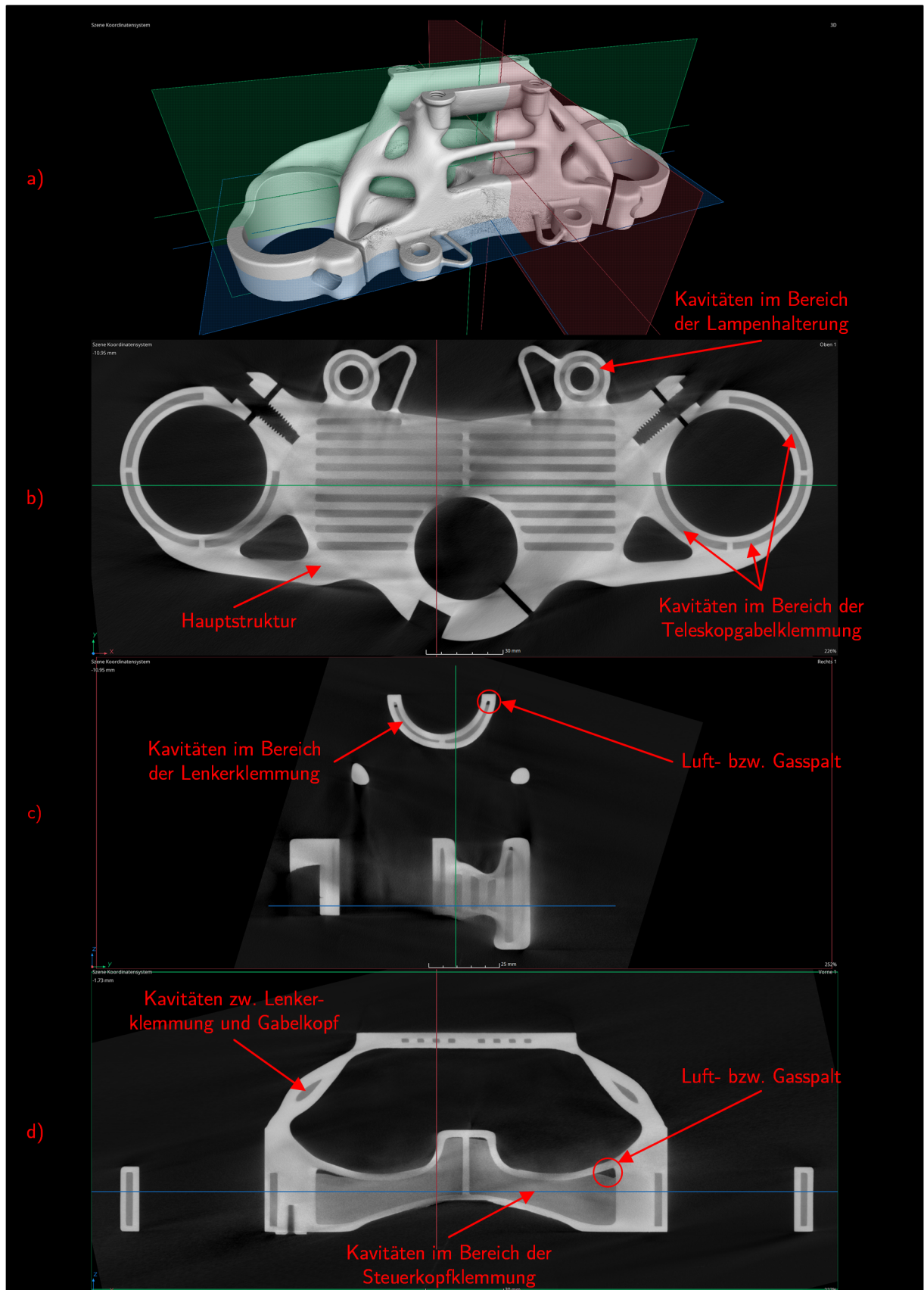


Abbildung 7.14: CT-Scan der partikelgedämpften Motorradgabelbrücke: a) 3D-Ansicht, b) Schnitt x-y-Ebene, c) Schnitt y-z-Ebene, d) Schnitt x-z-Ebene.

Dämpfung erwarten lässt [Holl98]. Um diesen Einfluss genauer bewerten zu können, werden CT-Scans durchgeführt. Das Ergebnis der CT-Scans ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Aus den CT-Scans ist ersichtlich, dass die pulvergefüllten Kavitäten erfolgreich gefertigt werden konnten. Außerdem liegt das Pulver in unverschmolzener Form in den Kavitäten vor. Weiterhin sind in einzelnen Kavitäten Luft- bzw. Gasspalte zu erkennen, sodass geschlussfolgert werden kann, dass dem Pulver ausreichend Raum für Bewegung und damit verbundene Energiedissipation zur Verfügung steht. Abschließend ist in Abbildung 7.15 die laserstrahlgeschmolzene Motorradgabelbrücke und eine konventionelle Motorradgabelbrücke als Referenz dargestellt.

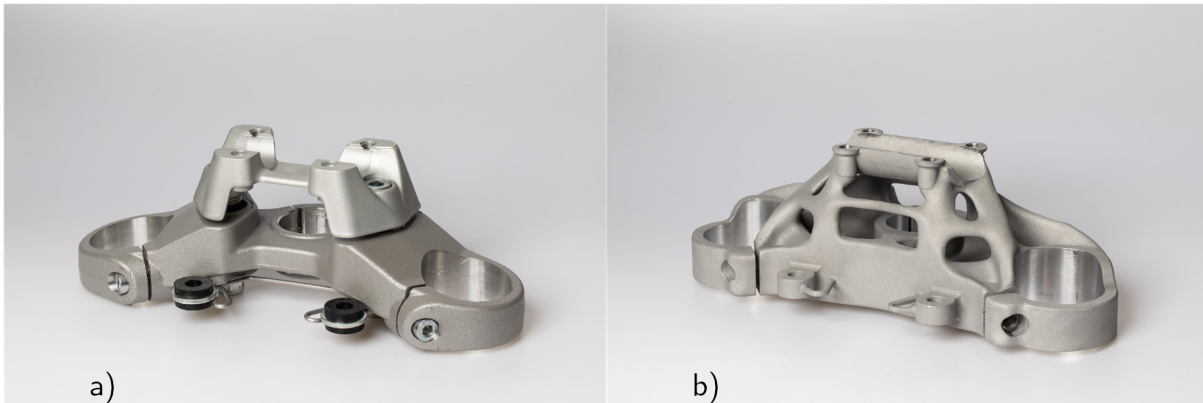


Abbildung 7.15: Motorradgabelbrücke: a) konventionell, b) additiv gefertigt.

7.4 Experimentelle Charakterisierung

In diesem Abschnitt werden die drei Gabelbrücken (konventionell, vollversintert und partikelgedämpft) experimentell charakterisiert. Der Fokus liegt dabei ausschließlich auf der Bewertung des Fahrkomforts, indem sowohl die Dämpfung als auch die Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ ausgewertet werden. Dabei sollen die Motorradgabelbrücken unter realen Einsatzbedingungen untersucht werden.

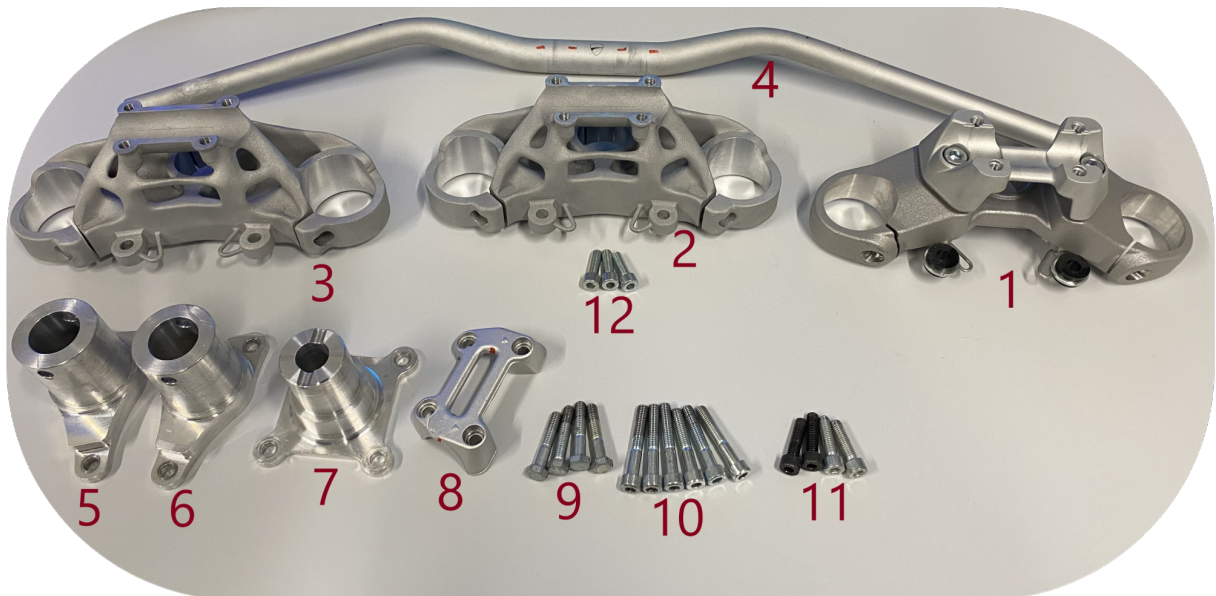
Aufgrund einer fehlenden Betriebserlaubnis können sowohl die vollversinterte als auch die partikelgedämpfte Gabelbrücke nicht im Fahrversuch getestet werden. Aus diesem Grund werden die Gabelbrücken mit einem Shaker zu Schwingungen angeregt. Dazu werden die aufgenommenen Fahrsignale aus Abschnitt 7.2.1 von der Motorradgabelbrücke, siehe Abbildung 7.2c), als Anregungssignal verwendet. Das Ziel ist es die Motorradgabelbrücken für die Fahrprofile Stadt, Land und Autobahn zu charakterisieren.

7.4.1 Versuchsaufbau und Messtechnik

Für die Untersuchungen der drei Gabelbrücken wird ein Schwingprüfsystem EM 2305 der IMV Corporation verwendet. Die einzelnen Komponenten des Versuchsaufbaus sind in Abbildung 7.16 dargestellt. Für die Befestigung der Gabelbrücken auf dem Shakertisch wird eine dreiteili-

ge Halterung vorgesehen. Die Halterung besteht aus drei Aufnahmen, die mit zehn Schrauben und einem Anzugsdrehmoment von 20 Nm auf dem Shakertisch fixiert werden. Die Aufnahmen verfügen über einen Wellenabsatz, um eine reproduzierbare und ebene Befestigung der Gabelbrücken zu ermöglichen. Bei allen drei Gabelbrücken wird der Lenker durch den oberen Lenkerhalter sowie vier Schrauben auf der jeweiligen Gabelbrücke festgeklemmt. Alle weiteren Schrauben werden mit einem Anzugsdrehmoment von 15 Nm festgezogen.

Das Schwingprüfsystem besteht aus einem 22 kN Shaker EM 2305, einem digitalen Schaltverstärker SA3M/J30EM, dem vierkanaligen Schwingungsregler K2 4CH zur Regelung und Messwerterfassung sowie einem Desktop-PC zur Bedienung. Für die Regelung auf das Referenzsignal wird ein uniaxialer Beschleunigungssensor der Firma PCB Piezoelectronics (PCB 357B03) auf dem Shakertisch befestigt, der die Daten via Datenkabel an den vierkanaligen Schwingungsregler weiterleitet. Bedient wird der Prüfstand über die Software K2/Launcher der Firma IMV und ermöglicht das Erstellen, Ausführen und Auswerten von Shakerprogrammen. Da die Software K2/Launcher keine Bereitstellung der Rohdaten der Schwingungsmesswerte im Zeitbereich ermöglicht, werden zwei mobile 4-Kanal-Messwerterfassungssysteme vom Modell DT9837C verwendet. An das 4-Kanal-Messwerterfassungssystem werden ein triaxialer (PCB 356A45) und ein uniaxialer (PCB M353B17) Beschleunigungssensor zur Messung der Lenkerschwingungen und ein uniaxialer Beschleunigungssensor (PCB M353B17) als Referenz



Nr.	Benennung	Nr.	Benennung
1	Konventionelle Gabelbrücke	7	Dreiteilige Halterung (Mitte)
2	Partikelgedämpfte Gabelbrücke	8	Lenkerklemmung
3	Vollversinterte Gabelbrücke	9	Schrauben für die dreiteilige Halterung
4	Lenker	10	Schrauben für die dreiteilige Halterung
5	Dreiteilige Halterung (rechts)	11	Schrauben für die Lenkerklemmung
6	Dreiteilige Halterung (links)	12	Schrauben für Telegabel- & Steuerkopfklemme

Abbildung 7.16: Komponenten für die Versuchsdurchführung.

am Shakertisch verbunden. Alle Beschleunigungssensoren werden mittels des Sofortklebstoff Loctite 454 befestigt. Die Einstellungen für die Datenerfassung und Speicherung erfolgt über ein Matlab-Skript, analog zu Abschnitt 7.2.1. Das Matlab-Skript wird über einen Dell Precision 7730 Laptop ausgeführt, welcher mit den Messwerterfassungssystemen per USB-Kabel verbunden ist.

Bei der Messung der Lenkerschwingungen müssen Anforderungen an die Positionierung und Ausrichtung des Beschleunigungssensors erfüllt werden. Die Position sollte im Ursprung des biodynamischen Koordinatensystems der Hand liegen und wird über den Kopf des dritten Mittelhandknochens definiert [DIN01]. Die Position vom Lenkerende kann über die Mittelwerte für die Hand- und Fingerabmessungen berechnet werden [DIN20]. Bei Männern liegt das mittlere Perzentil der Handbreite ohne Daumen bei 87 mm. Zur Bestimmung des Ursprungs des biodynamischen Koordinatensystems müssen von der Handbreite die körpernahe Zeigefingerbreite sowie eine Hälfte der körpernahen Mittelfingerbreite abgezogen werden [DIN20], sodass sich ein Abstand vom Lenkerende von 55,5 mm ergibt. Die Beschleunigungssensoren (PCB 356A45 bzw. PCB M353B17) werden anschließend so ausgerichtet, dass die Beschleunigungen am rechten bzw. linken Lenkerende in vertikaler Schwingungsrichtung gemessen werden können. Die weiteren Beschleunigungssensoren PCB M353B17 und PCB 357B03 werden hinter der Gabelbrücke auf einem Gewindeeinsatz auf dem Shakertisch befestigt. In Tabelle 7.5 sind die Positionen, Funktionen und die Kanalbelegungen der Beschleunigungssensoren sowie der Anschluss an das entsprechende Messwerterfassungssystem dargestellt. Der Versuchsaufbau für die Gabelbrückenuntersuchungen am Shaker ist in Abbildung 7.17 dargestellt.

Tabelle 7.5: Übersicht der Beschleunigungssensoren, deren Kanalbelegung und Position für die Gabelbrückenuntersuchungen.

Messwerterfassungssystem	Kanal	Sensor	Regler/Monitor	Position
K2 4CH	1	PCB 357B03 / LW66809	Regler	Shaker
DT9837C	0	PCB M353B17 / LW242138	Monitor	Shaker
DT9837C	2	PCB M353B17 / LW242758	Monitor	Lenker
DT9837C	4	PCB 356A45 / LW327365	Monitor	Lenker

7.4.2 Versuchsplanung und Softwareeinstellungen

Als Anregungssignal für den Shaker werden die Fahrdaten vom 30.09.2022 verwendet, siehe Abbildung D.6 im Anhang. Aus dem Fahrsignal werden drei Bereiche für die Stadt-, Land- und Autobahnfahrt extrahiert und jede der drei Gabelbrücken mehrmals mit diesen drei Signalen angeregt. Um Aussagen über die Reproduzierbarkeit treffen zu können, wird der Versuchsaufbau nach jeder Messkampagne komplett ab- und wieder aufgebaut. Der Versuchsplan für die Shakeranregung ist in Tabelle 7.6 dargestellt.

Für die Ansteuerung des Shakers wird im Programm K2/Launcher das Unterprogramm „Schock“ ausgewählt. Da in der vorliegenden Softwareversion 14.5.0.0 nur Zeitsignale mit

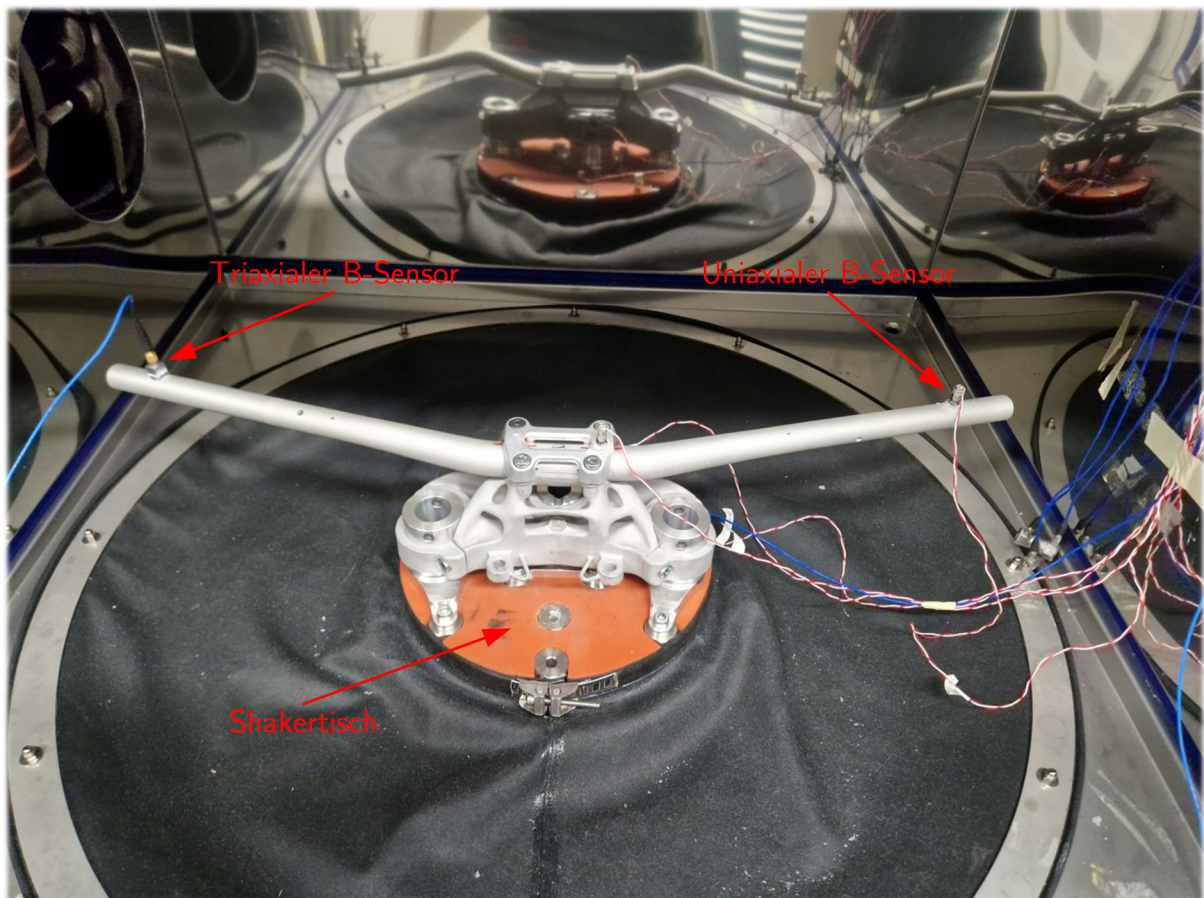


Abbildung 7.17: Versuchsaufbau der Gabelbrückenuntersuchungen.

bis zu fünf Millionen Datenpunkten eingelesen werden können, kann nicht der gesamte Streckenabschnitt (siehe Abbildung 7.3) abgefahren werden, sondern nur ein ca. siebenminütiger Ausschnitt. Somit wird das Messsignal gemäß Tabelle 7.6 aus den Fahrdaten extrahiert, in einer CSV Datei abgespeichert und in die Software K2/Launcher eingelesen. Da die Software nur definierte Abtaststraten verarbeiten kann, muss die Abtastfrequenz des Signals auf eine mit dem Programm K2/Launcher kompatible Abtastfrequenz angepasst werden. Weil das Messsignal eine Abtastfrequenz von 12000 Hz aufweist, muss die Abtastfrequenz im Programm K2/Launcher auf den nächst niedrigeren Wert, hier 10240 Hz, angepasst werden. Laut den Spezifikationen des Shakers liegt die Anregungsfrequenz in einem Frequenzbereich von 5 Hz bis 3200 Hz. Da bei allen Messsignalen die Wegamplitude des Shakers für Frequenzen <10 Hz den Maximalwert übersteigen würde, muss ein Hochpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 10 Hz angewendet werden. Die weiteren Standardeinstellungen des Shakers sind im Anhang E für ein exemplarisches Autobahnsignal in Form eines Berichts dargestellt.

Die Einstellungen für die Datenerfassung und Speicherung der Beschleunigungssignale erfolgt über ein Matlab-Skript, analog zu Abschnitt 7.2.1. Die Abtastrate wird auf 12000 Hz eingestellt. Alle Versuche werden in einem klimatisierten Raum bei 21 °C Umgebungstemperatur durchgeführt.

Tabelle 7.6: Versuchsplan für Shakeranregung.

Nr.	Messkampagne	Gabelbrücke	Streckenabschnitt	Dauer in [s]
1	1	konventionell	Autobahn	1600 - 1975
2	2	vollversintert	Autobahn	1600 - 1975
3	3	partikelgedämpft	Autobahn	1600 - 1975
4	4	konventionell	Stadt	500 - 925
5	4	konventionell	Land	2500 - 2925
6	4	konventionell	Autobahn	1600 - 1975
7	5	vollversintert	Stadt	500 - 925
8	5	vollversintert	Land	2500 - 2925
9	5	vollversintert	Autobahn	1600 - 1975
10	6	partikelgedämpft	Stadt	500 - 925
11	6	partikelgedämpft	Land	2500 - 2925
12	6	partikelgedämpft	Autobahn	1600 - 1975
13	7	konventionell	Stadt	500 - 925
14	7	konventionell	Land	2500 - 2925
15	7	konventionell	Autobahn	1600 - 1975
16	8	vollversintert	Stadt	500 - 925
17	8	vollversintert	Land	2500 - 2925
18	8	vollversintert	Autobahn	1600 - 1975
19	9	partikelgedämpft	Stadt	500 - 925
20	9	partikelgedämpft	Land	2500 - 2925
21	9	partikelgedämpft	Autobahn	1600 - 1975

7.4.3 Ergebnisse

Bei stochastischen gegenüber deterministischen Signalen muss ein anderer Ansatz für die Berechnung der Übertragungsfunktion verwendet werden [Silv99]. Insbesondere muss gegenüber den Ausschwingversuchen aus Kapitel 4 eine Fensterung erfolgen, um das Rauschen in der Übertragungsfunktion zu reduzieren. Aus diesen Gründen wird die Übertragungsfunktion $H(f)$ über das Verhältnis aus Kreuzleistungsdichtespektrum P_{xy} zu Leistungsdichtespektrum P_{xx} , gemäß Gl. (7.12), berechnet [Cowl15, Söde93, Zhou18]

$$H(f) = \frac{P_{xy}}{P_{xx}} = \frac{\text{cpsd}(x, y, \text{Hanning}(100000), f_s)}{\text{pwelch}(x, \text{Hanning}(100000), f_s)}. \quad (7.12)$$

Matlab bietet für die Berechnung des Kreuzleistungsdichtespektrums P_{xy} den Befehl `cpsd` und für die Berechnung des Leistungsdichtespektrums P_{xx} den Befehl `pwelch` an. Als Fensterfunktion wird ein Hanning-Fenster mit einer Fensterbreite von 100000 verwendet. Des Weiteren stellen x , y und f_s das Eingangssignal, Ausgangssignal sowie die Abtastrate dar. Im Folgenden wird der Fokus der Auswertung auf die Schwingungsmessdaten des uniaxialen Beschleunigungssen-

sors am linken Lenkerende gelegt. Abbildung F.1 im Anhang zeigt für die drei Gabelbrücken die Beträge der Übertragungsfunktionen $|H|$ im Frequenzbereich von 20 Hz bis 2500 Hz, in Abhängigkeit der Stadtstraße (a), Landstraße (b) sowie Autobahn (c). Insgesamt sind drei markante Resonanzstellen bei ca. 174 Hz, 868 Hz und 2001 Hz zu erkennen. Detailansichten für die drei genannten Resonanzstellen sind im Anhang in den Abbildungen F.2 bis F.4 dargestellt.

Aus Abbildung F.2 geht für die erste Resonanzstelle hervor, dass für alle Streckenprofile die konventionelle Gabelbrücke die niedrigsten und die vollversinterte Gabelbrücke die höchsten Resonanzüberhöhungen aufweist. Die partikelgedämpfte Gabelbrücke weist leicht niedrigere Amplituden gegenüber der vollversinterten, aber deutlich erhöhte Amplituden gegenüber der konventionellen Gabelbrücke auf. Des Weiteren ist auffällig, dass leichte Nebenresonanzen bei den additiv gefertigten Motorradgabelbrücken zu verzeichnen sind. Auch für die zweite und dritte Resonanzstelle, siehe Abbildungen F.3 und F.4, zeigen die Übertragungsfunktionen der vollversinterten Gabelbrücke die höchsten Resonanzüberhöhungen für alle Streckenprofile auf. Hingegen ist für die konventionelle Gabelbrücke in diesen Frequenzbereichen keine markanten Resonanzüberhöhungen mehr festzustellen. Dies ist vor allem durch die unterschiedliche Geometrie und die damit einhergehenden Steifigkeits- und Massenunterschiede zu begründen. Aus diesem Grund wird im folgenden Absatz der Fokus auf den Vergleich zwischen der partikelgedämpften und vollversinterten Gabelbrücke gelegt.

Zur Bewertung des Effekts der Partikeldämpfung soll die Amplitudenreduktion gegenüber der vollversinterten Gabelbrücke berechnet werden. Dazu werden die maximalen Amplituden der drei Resonanzstellen (174 Hz, 868 Hz und 2001 Hz) von der vollversinterten zur partikelgedämpften Gabelbrücke ins Verhältnis gesetzt. Eine Charakterisierung des Effekts der Partikeldämpfung über das Dämpfungsmaß soll an dieser Stelle nicht erfolgen, da besonders bei der Resonanzstelle um 2001 Hz herum die Dämpfung nicht erfolgreich mit dem Circle-Fit Verfahren ausgewertet werden kann. Der Vollständigkeit halber ist das Ergebnis des Circle-Fit Verfahrens für die erste Resonanzstelle im Anhang in Tabelle F.1 dargestellt. Der Verlauf der Amplitudenreduktion ist in Abbildung 7.18 in Abhängigkeit der Frequenz sowie der drei Fahrprofile (Stadt-, Land- und Autobahnfahrt) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Amplitudenreduktion besonders von der 868 Hz zur 2001 Hz Stützstelle zunimmt. Bereits aus den Balkenstudien konnte in einem Frequenzbereich von 600 Hz bis 2500 Hz eine Zunahme der Dämpfung bei steigender Frequenz beobachtet werden, siehe auch Abbildung 4.18a). Zur besseren Einordnung sind ebenfalls die Verläufe und Stützstellen der AlSi10Mg-Balkenstudien für die 10 % und 20 % Kavität in Abbildung 7.18 dargestellt. Wie bei den Balkenstudien konnte auch bei der Motorradgabelbrücke festgestellt werden, dass bei niedrigen Frequenzen kein nennenswerter Dämpfungseffekt zu verzeichnen ist. Hingegen kann besonders bei hohen Frequenzen (2001 Hz) und hohen Schwingungsamplituden (Autobahnfahrt) eine deutliche Schwingungsreduktion um ca. Faktor 16 realisiert werden.

Um beurteilen zu können, ob HAV infolge des Effekts der Partikeldämpfung reduziert werden können, wird im nächsten Schritt die Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ ausgewertet. Da auf dem Shaker nur eine Anregung in einer Raumrichtung erfolgt, muss gegenüber den Messungen aus Abschnitt 7.2.1 der Schwingungsgesamtwert a_{hv} mit einem Ausgleichsfaktor von

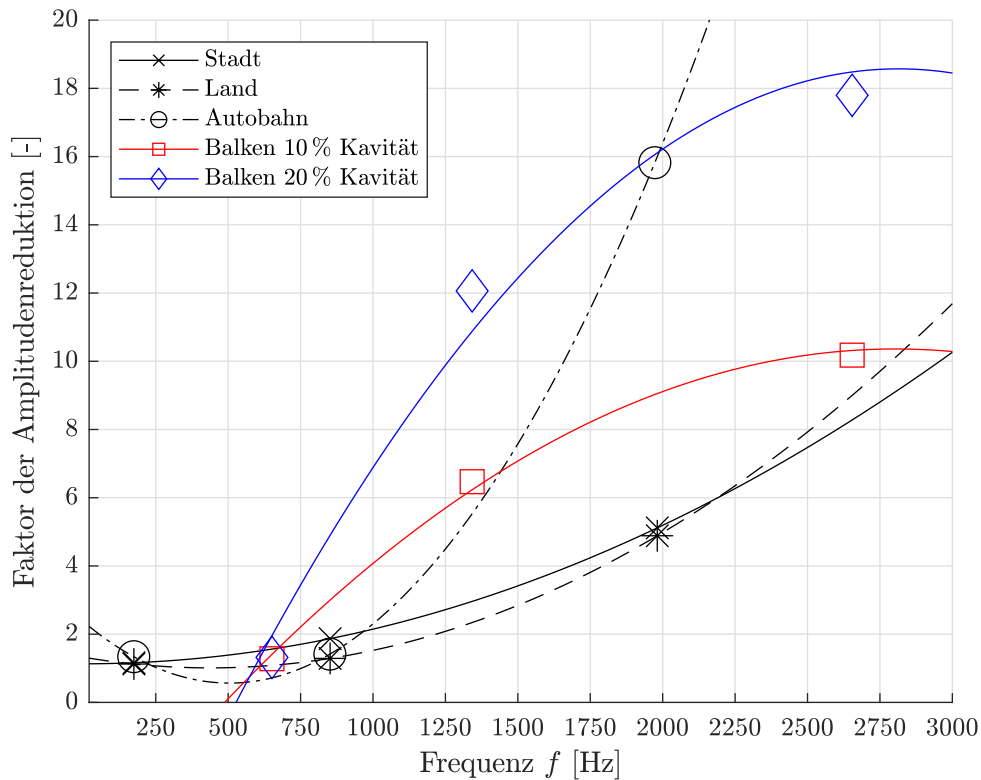


Abbildung 7.18: Dämpfungssteigerung durch den Effekt der Partikeldämpfung: Vergleich zwischen der Motorradgabelbrücke und der Balkenstudie für AlSi10Mg, siehe auch Abbildung 4.18a).

1,7 multipliziert werden [DIN01]. Die sich daraus ergebenden Tages-Schwingungsbelastungen $A(8)$ sind in Tabelle 7.7 für eine Bezugsdauer von $T = 1$ h sowohl für den uniaxialen als auch den triaxialen Beschleunigungssensor dargestellt. Für alle Gabelbrücken nimmt die Tages-Schwingungsbelastung von der Fahrt in der Stadt, über das Land bis hin zur Autobahnfahrt zu. Auch hier weist die konventionelle Gabelbrücke die niedrigsten und die vollversinterte Gabelbrücke die höchste Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ auf. Für die Messungen mit dem triaxialen Beschleunigungssensor kann im Vergleich zwischen der vollversinterten und der partikelgedämpften Gabelbrücke die Tages-Schwingungsbelastung in der Stadt um 10 %, auf dem Land um 23 % und auf der Autobahn um 20 % reduziert werden. Für den uniaxialen Beschleunigungssensor ergibt sich eine Reduktion um jeweils 3 % für alle Fahrprofile.

7.5 Diskussion

In diesem Kapitel wurde der Effekt der Partikeldämpfung methodisch in eine Motorradgabelbrücke integriert. Dazu wurden in einem ersten Schritt die Folgen von HAV thematisiert und darauf aufbauend die Notwendigkeit zur Reduktion der HAV am Motorrad aufgezeigt, indem Fahrversuche durchgeführt und ausgewertet wurden. Da alle Fahrversuche vom selben Fahrer durchgeführt wurden, ist die Aussagegüte eingeschränkt. Die Ergebnisse decken sich jedoch mit Angaben aus der Literatur [Adam16]. Um die Schwingungsexposition an der Du-

Tabelle 7.7: Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ ($T = 1$ h), Auszug aus Tabelle F.2 bis F.3.

Gabelbrücke	Stadt $\bar{A}(8)$ in m/s^2	Land $\bar{A}(8)$ in m/s^2	Autobahn $\bar{A}(8)$ in m/s^2
Messstelle: Uniaxialer Beschleunigungssensor			
konventionell	0,91	1,98	4,87
vollversintert	1,21	2,86	9,46
partikelgedämpft	1,18	2,77	9,43
Messstelle: Triaxialer Beschleunigungssensor			
konventionell	0,87	1,89	4,64
vollversintert	1,02	3,49	9,22
partikelgedämpft	0,93	2,68	7,35

cati Monster 796 ABS detaillierter bewerten zu können, sollten Testfahrten mit einer Vielzahl an Probandinnen und Probanden durchgeführt werden, die sich in Körpergröße und Gewicht unterscheiden.

Für die Auslegung der Motorradgabelbrücke wurde der Auslegungs- und Simulationsansatz aus Abschnitt 6.2 angewendet. Dabei wurde im ersten Schritt eine klassische Topologieoptimierung durchgeführt, um Anforderungen hinsichtlich Masse und Steifigkeit umzusetzen. Anschließend wurde der Effekt der Partikeldämpfung auf Basis einer Modalanalyse und in Kombination mit Gestaltungsrichtlinien in das Bauteil integriert. Dabei wurde gezeigt, dass durch das methodische Vorgehen eine zielgerichtete und effektive Auslegung von effektoptimierten Strukturbau-teilen möglich ist. Insgesamt konnte durch das Vorgehen eine Amplitudenreduktion gegenüber der vollversinterten Gabelbrücke von bis zu Faktor 16 erzielt werden.

Bei der Integration der Kavitäten mussten maximale Überhänge eingehalten werden. Aus diesem Grund wurde der Grundkörper, der für die Integration der Kavitäten identifiziert wurde, in mehrere kleinere Kavitäten mit einer Überhangslänge von 3 mm unterteilt. Je schmaler die Kavitäten jedoch gestaltet werden, desto größer ist die zu erwartende Kerbwirkung. Aus diesem Grund mussten die Kavitäten abgerundet werden. Da die Kavitäten besonders im Bereich der Steuerkopfklemmung eine hohe Formkomplexität aufweisen, stellte sich eine manuelle Kantenverrundung im Konstruktionsprogramm als nicht praktikabel heraus. Stattdessen wurden die Kavitäten in Rhino Grasshopper mittels einer Vierecksneuvermaschung geglättet. Trotz des Glättungsalgorithmus treten an einigen Kanten der Kavitäten lokale Spannungsmaxima in der statisch-mechanischen Simulation auf. Für die künftige Auslegung bedeutet dies, dass die Kavitäten entweder einfacher und damit oftmals kleiner zu gestalten sind, sodass mit Einbußen beim Effekt der Partikeldämpfung gerechnet werden muss, oder der Glättungsalgorithmus optimiert werden muss.

Da die Kavitäten nicht durch eine Sichtprüfung untersucht werden können, ist eine umfassende Qualitätssicherung für partikelgedämpfte Bauteile essenziell wie eine fehlerhafte Gabelbrücke bestätigen lässt. Bei der ersten Version einer partikelgedämpften Motorradgabelbrücke konnte erst durch einen CT-Scan festgestellt werden, dass Stützstrukturen in den Kavitäten verbaut wurden (siehe Abbildung 7.19), sodass eine Neuteilfertigung erfolgen musste. Da die Gabel-

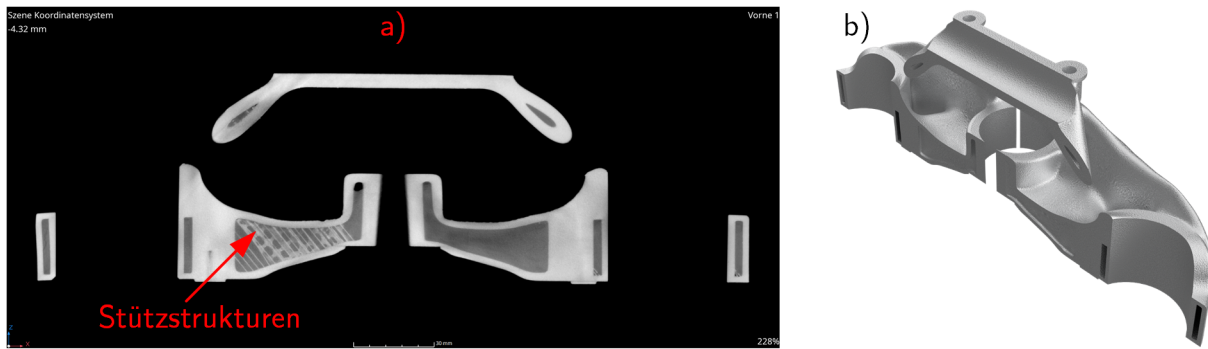


Abbildung 7.19: CT-Scan einer fehlerhaften partikelgedämpften Motorradgabelbrücke:
a) Schnitt Vorne, b) 3D Ansicht.

brücke extern gefertigt wurde, war eine Analyse der Maschinendaten nicht möglich. Des Weiteren konnte durch die experimentelle Charakterisierung beider Gabelbrücken festgestellt werden, dass die Gabelbrücke ohne Stützstrukturen eine höhere Dämpfung und niedrigere Werte für die Tages-Schwingungsbelastung verglichen zur Gabelbrücke mit Stützstrukturen aufweist. Somit kann als "Lessons Learned" festgehalten werden, dass -falls verfügbar- Maschinendaten nach dem Bauprozess analysiert oder CT-Scans durchgeführt werden müssen, um die Bauteilqualität sicherzustellen. Im Rahmen der Qualitätssicherung sollte zukünftig eine zerstörende Prüfung erfolgen, um den simulativen Festigkeitsnachweis experimentell zu bestätigen. Auf Basis einer umfassenden Qualitätssicherung könnte eine Betriebserlaubnis für die Motorradgabelbrücke beantragt werden, sodass diese im realen Fahrversuch auf der Straße getestet werden kann.

Die experimentelle Charakterisierung der Motorradgabelbrücken erfolgte mittels Shakeranregung bei 21 °C Umgebungstemperatur. Als Ergebnis konnte festgestellt werden, dass die partikelgedämpfte Gabelbrücke sowohl hinsichtlich der Dämpfung als auch der Tages-Schwingungsbelastung besser als die vollversinterte, aber deutlich schlechter als die konventionelle Gabelbrücke für alle Fahrprofile abschneidet. Im Vergleich zur vollversinterten Gabelbrücke kann somit geschlussfolgert werden, dass die Integration des Effekts der Partikeldämpfung sinnvoll ist und einen Mehrwert bietet. Um ein Ersetzen der konventionellen Gabelbrücke zu erwägen, muss eine differenzierte Betrachtung erfolgen. Bei 21 °C Umgebungstemperatur wies die konventionelle gegenüber der partikelgedämpften Motorradgabelbrücke eine signifikant höhere Dämpfung auf. Laut den Prüfvorschriften PV 2005 und PV 1200 sollten Fahrzeugteile in einem Temperaturbereich von -40 °C bis +80 °C getestet werden [Vol00, Vol04]. Die temperaturabhängige Bauteilcharakterisierung wurde in dieser Arbeit vernachlässigt, sollte aber in zukünftigen Arbeiten auf einem dynamischen Klimawechselprüfstand erfolgen. Insbesondere weisen Elastomerdämpfer, welche in der konventionellen Motorradgabelbrücke verbaut sind, temperaturabhängige Dämpfungseigenschaften auf [Çakm14], wohingegen Partikeldämpfer näherungsweise temperaturunempfindlich sind [Lu17b, Saek05, Fowl01]. Des Weiteren sollten Langzeituntersuchungen erfolgen, um den Einfluss der Degeneration, bspw. durch hohe Schwingungsamplituden oder Feuchtigkeit und damit einhergehender Partikelagglomeration bewerten zu können.

Einen erheblichen Vorteil weist die partikelgedämpfte Gabelbrücke bei der Teileanzahl und der

Masse auf. Hierbei konnten 20 Komponenten gegenüber der konventionellen Gabelbrücke eingespart werden, sodass sich ein reduzierter Montageaufwand ergibt. Die Bauteilmasse konnte für die partikelgedämpfte Gabelbrücke um 16,1 % reduziert werden. Finanziell liegt die partikelgedämpfte Motorradgabelbrücke bei 1608,88 € und die konventionelle Motorradgabelbrücke bei 434,28 € und ist damit 3,7 mal teurer. Da es sich bei der Motorradgabelbrücke um ein Massenprodukt handelt, fallen folglich die Kosten für die gegossene Gabelbrücke deutlich niedriger aus. Unter diesen Gesichtspunkten sollte der Einsatz einer partikelgedämpften Gabelbrücke für den Rennsport in Erwägung gezogen werden. Im Rennsport fallen zum einen die Stückzahlen niedriger aus und zum anderen wird ein hoher Stellenwert auf Gewichtsersparnis gelegt. Des Weiteren hat im Rennsport die Fahrsicherheit höchste Priorität, sodass mitunter keine Elastomerdämpfer verbaut werden können. Für diesen Fall ist mit einem größeren Mehrwert durch den Effekt der Partikeldämpfung zur Schwingungsreduktion zu rechnen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel widmet sich der Schlussbetrachtung. Dazu werden zuerst die Schlussfolgerungen und Kernaussagen dieser Arbeit thematisiert. Danach erfolgt die kritische Würdigung der Ergebnisse. Abschließend wird der weitere Forschungsbedarf abgeleitet.

8.1 Schlussfolgerungen

Aus dem Stand der Technik und Forschung wurde eine Forschungslücke zu laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern identifiziert und darauf aufbauend der aktuelle Forschungsbedarf abgeleitet. Der Forschungsbedarf wurde in die drei Kategorien experimentelle Charakterisierung, Modellbildung und Auslegungsmethode eingeteilt.

Experimentelle Charakterisierung:

Im Rahmen dieser Arbeit konnte der Effekt der Partikeldämpfung reproduzierbar charakterisiert werden. Dazu wurden Balken auf Schaumstoff gelagert und mittels eines automatisierten Impulshammers zu Schwingungen angeregt. Für die experimentelle Charakterisierung wurde ein statistischer Versuchsplan (DoE) erstellt. Im Bereich der ersten Resonanz konnten die hochgradig nichtlinearen Dämpfungseigenschaften erfolgreich durch das Circle-Fit Verfahren experimentell bestimmt werden. Insgesamt wurden vier Messkampagnen durchgeführt, um partikelgedämpfte Balken mit unterschiedlichen Abmessungen und damit einhergehenden unterschiedlichen Eigenfrequenzen zu charakterisieren. In jeder Messkampagne wurden sowohl Balken aus Aluminium AlSi10Mg als auch Werkzeugstahl 1.2709 untersucht. Gegenüber konventionellen Partikeldämpfern konnte im Rahmen dieser Arbeit für laserstrahlgeschmolzene Partikeldämpfer festgestellt werden, dass sich die Dämpfungseigenschaften zwischen AlSi10Mg und 1.2709 nicht signifikant unterscheiden. Als Ergebnis wurde der Effekt der Partikeldämpfung in Abhängigkeit der Anregungskraft, Frequenz und des Hohlraumvolumens charakterisiert.

Der Effekt der Partikeldämpfung weist einen kraft- und frequenzabhängigen Dämpfungsverlauf auf. Allerdings konnte ab 100 N ein näherungsweise kraftunabhängiger Dämpfungsverlauf festgestellt werden. Bis 1300 Hz wurde beobachtet, dass die Dämpfung bis 100 N mit steigender Anregungskraft zunimmt. Ab 1300 Hz nahm die Dämpfung hingegen mit steigender Anregungskraft bis 100 N ab. Beim frequenzabhängigen Dämpfungsverlauf konnte bei ca. 2000 Hz ein Maximum identifiziert werden. Bei ausgewählten Parameterkombinationen konnte ein chaoti-

scher Verlauf in der Übertragungsfunktion beobachtet werden, welcher auf Reibung und damit einhergehende Stick-Slip Effekte zurückgeführt wurde. In Bezug auf die Auslegungsparameter wurde festgestellt, dass die Dämpfung mit zunehmendem Hohlraumvolumen zunimmt. Selbst bei einem relativ kleinen Verhältnis aus Hohlraumvolumen zu Gesamtvolumen von 2,5 % bis 5 % konnte für die Balken 22-31 eine Erhöhung der Dämpfung um mehr als Faktor 10 nachgewiesen werden. Ab einem Hohlraumverhältnis von 10 % steigt die Dämpfung nur noch geringfügig an. Des Weiteren wurde festgestellt, dass bei vorgegebenem Hohlraumvolumen eine kleine Hohlraumlänge bei großem Hohlraumquerschnitt zu bevorzugen ist. Im Ergebnis liegen Regressionskurven für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern vor, die zur Verifizierung des mechanischen Ersatzmodells dienen.

Mechanisches Ersatzmodell: Für die Auslegung von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern wurde ein mechanisches Ersatzmodell entwickelt. Das methodische Vorgehen hat sich dabei nach den ersten beiden Phasen des modellbasierten Entwurfs nach Richtlinie VDI/VDE 2206 aus dem Jahr 2004 [VDI/04] gerichtet. Gegenüber bestehenden Modellen wurde das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zweifreiheitsgradmodell an die Besonderheiten der additiven Fertigung angepasst. Dazu gehört vor allem die Vernachlässigung der freien Bewegungslänge, da die laserstrahlgeschmolzenen Kavitäten fast vollständig mit Pulver gefüllt sind. Dadurch konnte die Modellierung erheblich vereinfacht werden.

Die initialen Parameter der Ersatzdämpfung und Ersatzsteifigkeit konnten aus den Zusammenhängen der DEM ermittelt werden. Die Reibung konnte hingegen mittels des Silo Effekts berechnet werden. Für eine optimale Abbildung des Effekts der Partikeldämpfung wurde eine Modellanpassung durchgeführt. Mittels des mechanischen Ersatzmodells ist es möglich den Effekt der Partikeldämpfung binnen Sekunden zu berechnen. Dadurch ist ein Auslegungswerkzeug für die Kavität bereitgestellt, sodass zahlreiche Parameterstudien durchgeführt werden können und experimenteller Versuchsaufwand minimiert werden kann. Das mechanische Ersatzmodell wurde anhand von experimentellen Versuchen für die Materialklassen Aluminium AlSi10Mg und Werkzeugstahl 1.2709 verifiziert. Für Kräfte >100 N kann eine Genauigkeit von >85 % in Bezug auf das Dämpfungsmaß realisiert werden.

Das mechanische Ersatzmodell hilft, physikalische Wirkzusammenhänge beim Effekt der Partikeldämpfung zu verstehen und auftretende Beobachtungen erklären zu können. Als Kernergebnis kann festgestellt werden, dass Doppelresonanzen oder Stick-Slip Effekte auf den Einfluss der Reibung zurückgeführt werden können, die bei diesen Verläufen auffällig hoch ausfallen. Des Weiteren ist die Reibkraft für den hyperbelförmigen Verlauf der kraftabhängigen Dämpfung verantwortlich. Besonders bei niedrigen Anregungskräften wird der Dämpfungsverlauf durch die Reibung dominiert. Hingegen kann für hohe Anregungskräfte >100 N nur ein geringer Einfluss der Reibung festgestellt werden. In Folge dessen wird ein näherungsweise kraftunabhängiger Dämpfungsverlauf realisiert. Des Weiteren führen hohe Reibräfte zu einer starken Frequenzverschiebung im kraftabhängigen Dämpfungsverlauf.

Auslegungsmethode: Aus den Erkenntnissen dieser Arbeit und dem aktuellen Stand der Forschung konnten spezifische Gestaltungsrichtlinien für die Auslegung laserstrahlgescholzener

Partikeldämpfer abgeleitet werden. Diese Gestaltungsrichtlinien wurden sortiert und kategorisiert (Positionieren, Hohlraumgeometrie festlegen, Dimensionieren, Ausrichten und Abstützen sowie Post-Prozess), um deren gegenseitige Beeinflussung zu minimieren und eine zielgerichtete Auslegung zu ermöglichen.

Neben den Gestaltungsrichtlinien wurde ein Ansatz zur Auslegung und Simulation von Strukturbauteilen hinsichtlich Masse, Steifigkeit und Dämpfung erarbeitet. Insgesamt besteht die Auslegungsmethode aus drei Phasen, der Wissensgenerierung zum Effekt der Partikeldämpfung (Phase 1), der Strukturoptimierung hinsichtlich Masse und Steifigkeit (Phase 2) und der Integration der Kavitäten mithilfe des in Phase 1 generierten Wissens inklusive einer Modalanalyse (Phase 3). Diese Auslegungsmethode wurde an einem Demonstrator (Motorradgabelbrücke) angewendet.

Des Weiteren hat sich bei der Anwendung der Gestaltungsrichtlinien am Demonstrator gezeigt, dass mitunter ein Zielkonflikt zwischen einem großen Hohlraumvolumen zur Maximierung der Dämpfung und dem fertigungsgerechten Gestalten wie maximalen Überhangslängen oder dem Einfluss der Kerbwirkung vorliegt.

Für die partikelgedämpfte Motorradgabelbrücke hat sich gezeigt, dass eine Qualitätssicherung der Kavitäten von besonderer Bedeutung ist, um ungewollte Stützstrukturen in den Kavitäten auszuschließen, welche mitunter im Pre-Prozess übersehen werden können. Aus der anschließenden experimentellen Charakterisierung der Motorradgabelbrücke geht hervor, dass zum einen die Schwingungsamplituden um bis zu Faktor 16 und zum anderen die Tages-Schwingungsbelastung um bis zu 20 % gegenüber der vollversinterten Gabelbrücke ohne Partikeldämpfung reduziert werden konnten. Durch das methodische Vorgehen konnte somit ein Strukturbauteil zielgerichtet und effektiv hinsichtlich einer hohen Steifigkeit, geringen Masse und einer hohen Dämpfung ausgelegt werden.

8.2 Kritische Würdigung

Bei der Anwendung der Regressionskurven und des mechanischen Ersatzmodells auf den Demonstrator konnten Limitationen aufgezeigt werden, auf die im Folgenden eingegangen werden soll. Die Charakterisierung der Balken erfolgte mittels einer Kraftanregung und die der Gabelbrücke mittels einer Fußpunktanregung. Da kein Zusammenhang zwischen der Anregungskraft (Kraftanregung) und der Anregungsbeschleunigung (Fußpunktanregung) erarbeitet und auch keine Kraftmessdose am Shaker verbaut wurde, konnte der amplitudenabhängige Dämpfungsverlauf nicht abgeschätzt werden. Des Weiteren lag die erste Eigenfrequenz des Lenkers bei ca. 175 Hz, wohingegen die Regressionskurven für die erste Biegemode einen Bereich von ca. 500 Hz bis 5000 Hz abdecken. Hinzu kommt, dass in diesem Demonstrator nicht eine durchgängige, sondern mehrere unterteilte Kavitäten integriert wurden. Somit war dieser Demonstrator nicht geeignet, um die Dämpfungsabschätzung auf Basis der Regressionskurven oder des mechanischen Ersatzmodells auf die Gabelbrücke qualitativ durchführen zu können. Die Regressionskurven und das mechanische Ersatzmodell sollten tendenziell für Bauteile angewendet

werden, deren geometrische Ähnlichkeit eher denen eines Balkens entspricht, wie bspw. Turbinenschaufeln, Motorradspiegelhalter oder Trägerplatten für Bremsbeläge. In Bezug auf die Praxisrelevanz bedeutet dies, dass die Auslegungsmöglichkeiten mit Regressionskurven oder mechanischen Ersatzmodellen eingeschränkt sind und eher Gestaltungsrichtlinien und Heuristiken erarbeitet und angewendet werden sollten. Eine anschließende Eigenschaftsabsicherung kann bspw. mittels DEM oder experimenteller Versuche sichergestellt werden.

Allerdings flossen die Erkenntnisse aus der experimentellen Charakterisierung und der Modellbildung in die Ausarbeitung der Gestaltungsrichtlinien ein und helfen den Effekt der Partikeldämpfung stückweise besser zu verstehen und zu beschreiben. Die Gestaltungsrichtlinien wurden auf Basis des aktuellen Standes der Forschung und den Ergebnissen dieser Arbeit erstellt. Allerdings müssen diese kontinuierlich an die neusten Erkenntnisse angepasst und erweitert werden.

Abschließend konnte beim Vergleich der Motorradgabelbrücken festgestellt werden, dass der Elastomerdämpfer nicht ohne weiteres durch den Partikeldämpfer, zumindest bei Raumtemperatur, ersetzt werden kann. Somit kann der Forderung nach einem einfachen ersetzten konventioneller Dämpfungselemente durch Partikeldämpfer nicht entsprochen werden, sodass je nach Anwendung die konventionelle Lösung möglicherweise weiterhin erhalten bleiben muss, aber der Effekt der Partikeldämpfung lokal und ergänzend eingesetzt werden könnte.

8.3 Weitere Forschungsfragen

Experimentelle Charakterisierung: Um höher aufgelöste Parameterfelder mit mehr Stützstellen hinsichtlich Anregungskraft und Anregungsfrequenz zu erhalten, könnte eine Shakeranregung verwendet werden. Um dabei die parasitäre Reibung in der Einspannung zu minimieren, könnten die Balken an den Enden mit Fäden aufgehängt und zentral mit dem Shaker zu Schwingungen angeregt werden.

Des Weiteren wurde im Experiment nur die initiale Dämpfung charakterisiert. Eine Langzeitbetrachtung ist nicht erfolgt. Hierzu sollte mittelfristig die Lebensdauer in Form von Wöhlerkurven und die Degeneration untersucht werden. Eine mögliche Degeneration könnte sowohl infolge hoher Schwingungsamplituden, als auch durch das Aufnehmen von Feuchtigkeit aus der Umgebung auftreten. Letzteres könnte insbesondere durch die minimale Wanddicke angepasst werden. Einer Degeneration infolge hoher Anregungsamplituden könnte möglicherweise durch eine Anpassung der Korngrößenverteilung entgegengewirkt werden. Um den Einfluss bei rauen Umgebungsbedingungen hinsichtlich Temperatur oder Luftfeuchtigkeit abzubilden, sollten Versuche in einem dynamischen Klimawechselprüfstand erfolgen.

Bezogen auf den Demonstrator sollten die Gabelbrücken statisch unter Maximallast und dynamisch in einem Temperaturbereich von -40°C bis $+80^{\circ}\text{C}$ getestet werden. Abschließend sollte die partikelgedämpfte Gabelbrücke ins Motorrad eingebaut und im Fahrversuch getestet werden.

Auslegung: Um bei Kräften $<100\text{ N}$ eine höhere Aussagegüte des mechanischen Ersatzmodells zu erzielen, sollte das Zweimassenschwingermodell auf ein Mehrmassenschwingermodell erweitert werden. Erst darauf aufbauend sollten Formfaktoren für die Gestalt des Hohlraums oder eine Hohlraumunterteilung untersucht werden. Abschließend sollten Ansätze erarbeitet werden, wie diese vereinfachten Ersatzmodelle auf komplizierte Strukturbauteile angewendet werden können.

Neben der expliziten Modellierung des Effekts der Partikeldämpfung können implizite Auslegungsmethoden einen vielversprechenden Lösungsansatz zur Auslegung realer Strukturbauteile darstellen. Neben dem Simulationsansatz aus Abschnitt 6.2 kann die Integration des Effekts der Partikeldämpfung als Optimierungsproblem formuliert werden, wobei die relevanten Bauteilanforderungen als Randbedingung definiert werden. Beispielsweise kann ein regelbasierter Mehrzieloptimierer für die Auslegung von effektoptimierten Strukturbauteilen hinsichtlich Steifigkeit, Masse und Dämpfung entwickelt werden. Da der Effekt der Partikeldämpfung mit steigendem Hohlraumvolumen zunimmt, soll dieser Effekt der Einfachheit halber nicht explizit modelliert werden, sondern als Volumen der Kavität, das es zu maximieren gilt. Dementsprechend wird das Problem umformuliert, sodass eine maximale Steifigkeit c , minimale Masse m und ein maximales Hohlraumvolumen V erreicht werden sollen. Durch dieses Vorgehen soll ein Grobentwurf zwischen Struktur und Kavität erarbeitet werden.

Der Optimierer kann auf Basis eines Algorithmus zur Topologieoptimierung von Multimaterialien (IZEO: Interfacial Zone Evolutionary Optimization) aufgebaut werden. Mittels des IZEO-Algorithmus kann bereits ein Grobentwurf und die Materialverteilung von hybriden Massivumformteilen erstellt werden [Siqu18]. Der Algorithmus kann so angepasst werden, dass ausgehend von einem erweiterten Gestaltungsraum eine statisch-mechanische Analyse gefolgt von einer Modalanalyse durchgeführt wird. Nach jedem Analyseschritt werden alle Elemente e durchlaufen und deren Beanspruchungen evaluiert. Bei der statisch-mechanischen Analyse wird die Sensitivität S_e berechnet. Die Sensitivität S_e gibt an, wie stark die Elastizität eines einzelnen Elements die globale Steifigkeit c des gesamten Bauteils beeinflusst. Nach der Sensitivitätsanalyse ist eine Filterung durchzuführen, um die Robustheit des Algorithmus zu erhöhen. Anschließend werden die Elemente mit geringer Sensitivität $S_{e,i} < S_{\text{soll}}$ entfernt. Der Vorteil vom IZEO Ansatz ist, dass Elemente, die aus einer vorherigen Iteration entfernt werden, bei Bedarf in der nächsten Iteration wieder hinzugefügt werden können. Nachdem Elemente mit niedriger Sensitivität $S_{e,i}$ entfernt wurden, soll eine Modalanalyse durchgeführt werden. Hierbei kann als Randbedingung festgelegt werden, welcher Frequenzbereich oder welche Moden gedämpft werden sollen. Die berechneten maximalen Schwingungsamplituden pro Element $\hat{x}_{e,i}$ können für jede Mode elementweise überlagert werden. Somit werden Bauteilbereiche hoher Schwingungsamplituden \hat{x} identifiziert, bei denen ein Hohlraum V für die Partikeldämpfung sinnvoll wäre. Die Elemente, die in der Modalanalyse eine hohe Schwingungsamplitude $> \eta \cdot \hat{x}_{\text{max}}$ und eine niedrige Sensitivität S_e aus der statisch-mechanischen Analyse aufweisen, werden entfernt, um einen Hohlraum zu bilden. Zusätzlich müssen in dem Algorithmus Gestaltungsrichtlinien (FR) aus Abschnitt 6.1 für den Hohlraum definiert werden, wie minimale Wanddicken und, dass die Hohlräume zur Umgebung abgeschlossen sein müssen. Dadurch

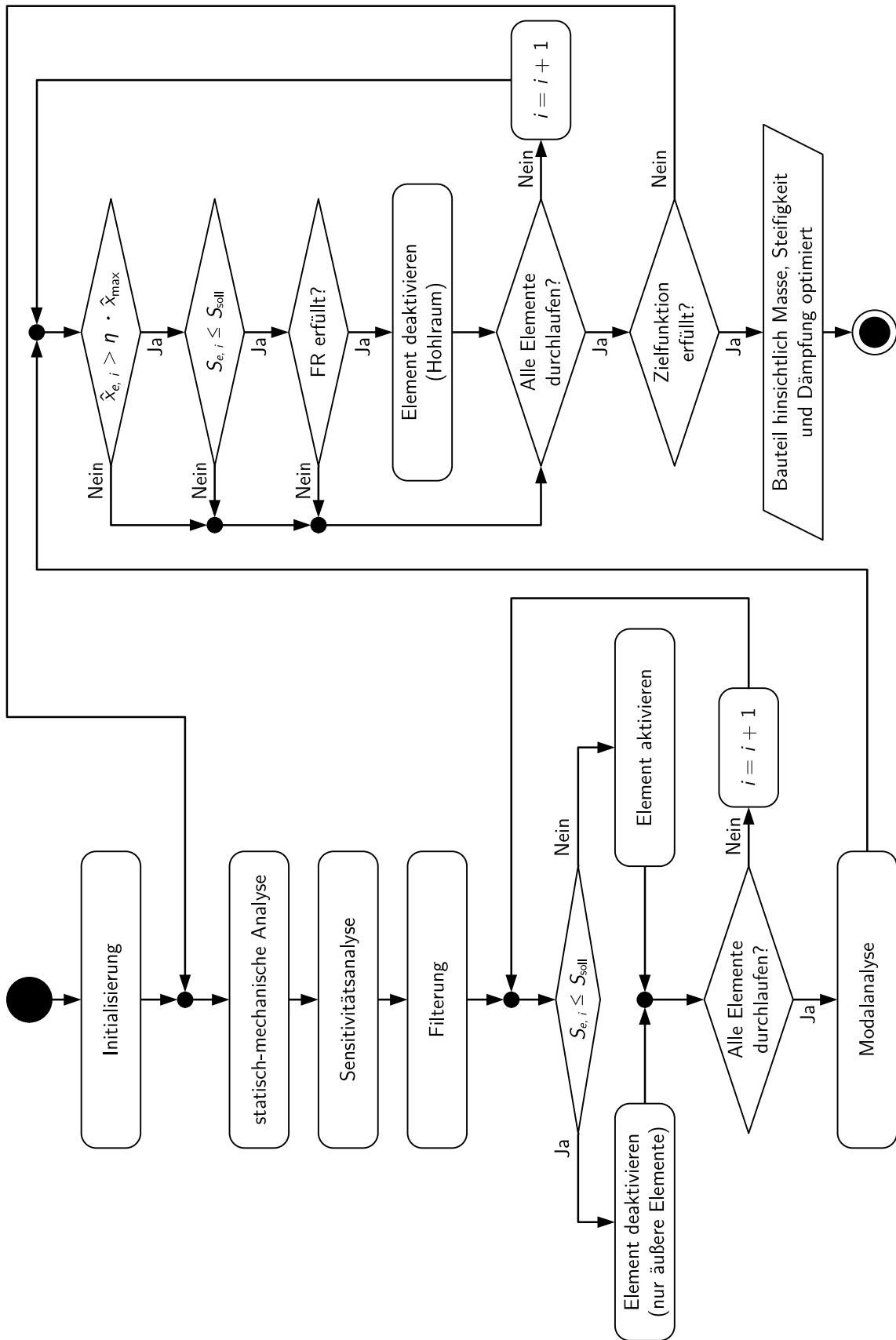


Abbildung 8.1: Flow Chart zur Mehrzieloptimierung von partikelgedämpften Strukturbauteilen hinsichtlich Masse, Steifigkeit und Dämpfung.

ergibt sich eine regelbasierte Abfolge innerhalb des Mehrzieloptimierers. Durch ein iteratives Vorgehen wird die finale Struktur ermittelt. In Abbildung 8.1 ist das exemplarische Vorgehen der regelbasierten Mehrzieloptimierung dargestellt. Als Ergebnis liegt ein Algorithmus zur Bestimmung der optimalen Materialverteilung von dynamisch belasteten Strukturbauteilen mit lokalen Kavitäten im Bereich der Schwingungsmaxima vor. Der Aufbau dieses regelbasierten Mehrzieloptimierers erfolgt aktuell im DFG geförderten Projekt ELLIPSE - „Entwicklungsmethodik für laserstrahlgeschmolzene Leichtbaustrukturen mit integrierten Partikeldämpfern zur Schwingungsreduktion“, Projektnummer 495193504.

Technologisch: Bisher wurden im Rahmen dieser Arbeit die technologischen Aspekte ausgeblendet. Bei Berücksichtigung dieser können weitere Auslegungsparameter zum Effekt der Partikeldämpfung ausgenutzt werden. Insbesondere weist das Pulver in laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern die gleiche chemische Zusammensetzung wie das Bauteil auf. Diese Limitation kann durch eine Modifizierung der Anlagentechnologie, bspw. durch die Integration eines Multimaterialbeschichters, umgangen werden [Anst16, Bedo17, Lach22b]. Mittels eines solchen Multimaterialbeschichters könnte bspw. Pulver mit einer hohen Dichte wie Wolframpulver in Leichtbaustrukturen eingebracht werden, um die Dämpfung signifikant zu erhöhen, was aktuell im Projekt ELLIPSE erforscht wird. Auch wäre eine Variation der Korngrößenverteilung denkbar. Eine weitere Alternative stellt der Austausch des Pulvers nach dem additiven Fertigungsprozess dar.

Literaturverzeichnis

- [Abba14] ABBAS, H. ; HAI, J. ; XING, Y.: Damping performance of metal swarfs in a horizontal hollow structure. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 28 (2014), Nr. 1, S. 9–13. – ISSN 1738–494X
- [Adam14] ADAM, G. A. O. ; ZIMMER, D.: Design for Additive Manufacturing - Element transitions and aggregated structures. In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 7 (2014), Nr. 1, S. 20–28. – ISSN 1755–5817
- [Adam16] ADAMEK, J. ; SCHRÖTER, M.: Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2016 (VDI-Bericht 2277: Humanschwingungen 2016). – ISBN 978–3–18–092277–5, S. 179 – 198
- [Ahan19] AHANGAR, P. ; COOKE, M. E. ; WEBER, M. H. ; ROSENZWEIG, D. H.: Current Biomedical Applications of 3D Printing and Additive Manufacturing. In: *Applied Sciences* 9 (2019), Nr. 8, S. 1713
- [Anst16] ANSTAETT, C. ; SEIDEL, C.: Multi-Material Processing: Next step in laser-based powder bed fusion. In: *Laser Technik Journal* 13 (2016), Nr. 4, S. 28–31. – ISSN 16137728
- [Arak85] ARAKI, Y. ; YOKOMICHI, I. ; INOUE, J.: Impact Damper with Granular Materials: 2nd Report, Both Sides Impacts in a Vertical Oscillating System. In: *Bulletin of JSME* 28 (1985), Nr. 241, S. 1466–1472. – ISSN 0021–3764
- [Arak86] ARAKI, Y. ; YOKOMICHI, I. ; JINNOUCHI, Y.: Impact Damper with Granular Materials : 4th Report Frequency Response in a Horizontal System. In: *Bulletin of JSME* 29 (1986), Nr. 258, S. 4334–4338. – ISSN 0021–3764
- [Awd18] AWD, M. ; TENKAMP, J. ; HIRTNER, M. ; SIDDIQUE, S. ; BAMBACH, M. ; WALTHER, F.: Comparison of Microstructure and Mechanical Properties of Scalmalloy® Produced by Selective Laser Melting and Laser Metal Deposition. In: *Materials* 11 (2018), Nr. 1. – ISSN 1996–1944
- [Baad17] BAAD, S. M. ; PATIL, R. J. ; QAIMI, M. G.: Hand Arm Vibration Alleviation of Motorcycle Handlebar using Particle Damper. In: *International Journal of Engineering and Manufacturing* 7 (2017), Nr. 1, S. 26–40. – ISSN 23053631
- [Band18] BANDYOPADHYAY, A. ; HEER, B.: Additive manufacturing of multi-material structures. In: *Materials Science and Engineering: R: Reports* 129 (2018), S. 1–16. – ISSN 0927–796X

- [Bedo17] BEDORET, A. ; ECKES, K. ; HICK, M.: *Device and method for manipulating particles*. 21.08.2017. – WO002018059833A1
- [Bend21] BENDER, B. ; GERICKE, K. ; HEUSEL, J. ; BRONNHUBER, T. ; HELMS, O. ; KRZYWINSKI, J. ; KLOCKE, F. ; DILGER, K. ; MÜLLER, R. ; EHLERS, T. ; LACHMAYER, R.: Gestaltungsrichtlinien. In: BENDER, B. (Hrsg.) ; GERICKE, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2021. – ISBN 978–3–662–57302–0, S. 567–828
- [Berg13] BERGMANN, U.: Innovationen für eine nachhaltige Entwicklung: Aus Verantwortung, für die Zukunftsfähigkeit und den Markterfolg. In: ALTENBURGER, R. (Hrsg.): *CSR und Innovationsmanagement*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013 (Management-Reihe Corporate Social Responsibility). – ISBN 978–3–642–40014–8, S. 99–115
- [Bier13] BIERMANN, D. ; MEIER, H. ; HABERLAND, C. ; ABRAHAMS, H. ; METZGER, M. ; STEINER, M.: Einsatz additiv gefertigter Werkzeughalter: Optimierungspotentiale bei der Drehbearbeitung von Titan durch strahlgeschmolzene Werkzeugaufnahmen. In: *wt Werkstattstechnik – Online: Forschung und Entwicklung in der Produktion* (2013), Nr. 103/6, S. 481–484. – ISSN 1436–4980
- [Bier21] BIERMANN, T. ; ZIEBEHL, A. ; GRABE, T. ; RÖTTGER, J. ; LEY, P.-P. ; WOLF, A. ; LACHMAYER, R.: Magnetically actuated solid body PDMS lens. In: DIGONNET, M. J. (Hrsg.) ; JIANG, S. (Hrsg.): *Optical Components and Materials XVIII*, SPIE, 06.03.2021 - 12.03.2021. – ISBN 9781510641990, S. 30
- [Bion22] BIONDANI, F. ; MORANDINI, M. ; GHIRINGHELLI, G. L. ; TERRANEO, M. ; CORDISCO, P.: Efficient Discrete Element Modeling of Particle Dampers. In: *Processes* 10 (2022), Nr. 7. – ISSN 2227–9717
- [Bles09] BLESSING, L. T. ; CHAKRABARTI, A.: *DRM, a Design Research Methodology*. London : Springer London, 2009. – ISBN 978–1–84882–586–4
- [Blös19] BLÖSCH-PAIDOSH, A. ; AHMED-KRISTENSEN, S. ; SHEA, K.: Evaluating the Potential of Design for Additive Manufacturing Heuristic Cards to Stimulate Novel Product Redesigns. In: *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Volume 2A: 45th Design Automation Conference* (2019), 08. – V02AT03A036
- [Bove98] BOVENZI, M.: Exposure-response relationship in the hand-arm vibration syndrome: an overview of current epidemiology research. In: *International archives of occupational and environmental health* 71 (1998), Nr. 8, S. 509–519. – ISSN 0340–0131
- [Bria20] BRIARD, F. ; ZAMARIOLA, N.: G-DfAM: a methodological proposal of generative design for additive manufacturing in the automotive industry. In: *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)* 14 (2020), Nr. 3, S. 875–886. – ISSN 1955–2513

- [Burg17] BURG, H. ; MOSER, A.: *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – ISBN 978–3–658–16142–2
- [Çakm14] ÇAKMAK, U. D. ; HIPTMAIR, F. ; MAJOR, Z.: Applicability of elastomer time-dependent behavior in dynamic mechanical damping systems. In: *Mechanics of Time-Dependent Materials* 18 (2014), Nr. 1, S. 139–151. – ISSN 1573–2738
- [Camp12] DE CAMPOS, M. M. ; FERREIRA, M. C.: A Comparative Analysis of the Flow Properties between Two Alumina-Based Dry Powders. In: *Advances in Materials Science and Engineering* 2013 (2012), S. 519846. – ISSN 1687–8434
- [Chen09] CHEN, H.-C. ; CHEN, W.-C. ; LIU, Y.-P. ; CHEN, C.-Y. ; PAN, Y.-T.: Whole-body vibration exposure experienced by motorcycle riders – An evaluation according to ISO 2631-1 and ISO 2631-5 standards. In: *International Journal of Industrial Ergonomics* 39 (2009), Nr. 5, S. 708–718. – ISSN 01698141
- [Chen18] CHENG, L. ; LIANG, X. ; BELSKI, E. ; WANG, X. ; SIETINS, J. M. ; LUDWICK, S. ; TO, A.: Natural Frequency Optimization of Variable-Density Additive Manufactured Lattice Structure: Theory and Experimental Validation. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 140 (2018), Nr. 10. – ISSN 1087–1357
- [Clea04] CLEARY, P. W. ; PRAKASH, M.: Discrete-element modelling and smoothed particle hydrodynamics: potential in the environmental sciences. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 362 (2004), Nr. 1822, S. 2003–2030. – ISSN 1364–503X
- [Coet17] COETZEE, C. J.: Review: Calibration of the discrete element method. In: *Powder Technology* 310 (2017), S. 104–142. – ISSN 00325910
- [Cors21] CORSON, G. ; COMPTON, B. ; GOMEZ, M. ; SCHMITZ, T.: Internal feature Design for increased Damping by captured Powder. (2021)
- [Cowl15] COWLED, C. J. L. ; THAMBIRATNAM, D. P. ; CHAN, T. H. T. ; TAN, A. C. C.: Structural Complexity in Structural Health Monitoring: Preliminary Experimental Modal Testing and Analysis. In: LEE, W. B. (Hrsg.) ; CHOI, B. (Hrsg.) ; MA, L. (Hrsg.) ; MATHEW, J. (Hrsg.): *Proceedings of the 7th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM 2012)*. Cham : Springer International Publishing, 2015. – ISBN 978–3–319–06966–1, S. 183–193
- [Croc12a] CROCCOLO, D. ; DE AGOSTINIS, M. ; VINCENZI, N.: An analytical approach to the structural design and optimization of motorbike forks. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 226 (2012), Nr. 2, S. 158–168. – ISSN 0954–4070
- [Croc12b] CROCCOLO, D. ; DE AGOSTINIS, M. ; VINCENZI, N.: Analytical, Numerical and Experimental Study of the Effects of Braking on Single Disc Motorcycle Forks. In: ÖCHSNER, A. (Hrsg.) ; DA SILVA, L. F. M. (Hrsg.) ; ALTENBACH, H. (Hrsg.): *Materials with Complex Behaviour II* Bd. 16. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN 978–3–642–22699–1, S. 51–79

- [Croc13] CROCCOLO, D. ; DE AGOSTINIS, M.: *Motorbike Suspensions*. London : Springer London, 2013. – ISBN 978–1–4471–5148–7
- [Cund79] CUNDALL, P. A. ; STRACK, O. D. L.: A discrete numerical model for granular assemblies. In: *Géotechnique* 29 (1979), Nr. 1, S. 47–65
- [Dih010] DIHORU, L. ; TAYLOR, C. ; BHATTACHARYA, S ; MUIR WOOD, D ; MOCCIA, F. ; SIMONELLI, A.L. ; MYLONAKIS, G: Stiffness design for granular materials – a theoretical and experimental approach. In: SPRINGMAN, S. (Hrsg.) ; LAUE, J. (Hrsg.) ; SEWARD, L. (Hrsg.): *Physical Modelling in Geotechnics, Two Volume Set*. London, UK : CRC Press, 2010. – ISBN 978–0–415–59288–8, S. 129–134
- [DIN87] *Lastannahmen für Bauten - Lasten in Silozellen - Erläuterungen - Teil 6: DIN 1055:1987*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, Mai 1987
- [DIN01] *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, Dezember 2001
- [DIN15] *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz (ISO 5349-1:2001 + Amd 1:2015); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001 + A 1:2015*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, Dezember 2015
- [DIN17] *Schwingungseinwirkung auf den Menschen - Messeinrichtung, Teil 1: Schwingungsmesser für allgemeine Anwendungen (ISO 8041-1:2017); Deutsche Fassung EN ISO 8041-1:2017*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, Oktober 2017
- [DIN20] *Ergonomie - Körpermaße des Menschen - Teil 2: Werte (DIN 33402-2:2020-12)*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, Dezember 2020
- [Drag12] DRAGOMIR, S. C. ; SINNOTT, M. ; SEMERCIGIL, E. S. ; TURAN, Ö. F.: Energy dissipation characteristics of particle sloshing in a rotating cylinder. In: *Journal of Sound and Vibration* 331 (2012), Nr. 5, S. 963–973. – ISSN 0022460X
- [Ehle20] EHLERS, T. ; LACHMAYER, R.: Einsatz additiv gefertigter Partikeldämpfer – eine Übersicht. In: LACHMAYER, R. (Hrsg.) ; RETTSCHLAG, K. (Hrsg.) ; KAIERLE, S. (Hrsg.): *Konstruktion für die Additive Fertigung 2019*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2020. – ISBN 978–3–662–61148–7, S. 123–142
- [Ehle21a] EHLERS, T. ; LACHMAYER, R.: Design of a Motorcycle Triple Clamp Optimised for Stiffness and Damping. In: PFINGSTL, S. (Hrsg.) ; HOROSCHENKOFF, A. (Hrsg.) ; HÖFER, P. (Hrsg.) ; ZIMMERMANN, M. (Hrsg.): *Proceedings of the Munich Symposium on Lightweight Design 2020*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2021. – ISBN 978–3–662–63142–3, S. 1–17

- [Ehle21b] EHLERS, T. ; TATZKO, S. ; WALLASCHEK, J. ; LACHMAYER, R.: Design of particle dampers for additive manufacturing. In: *Additive Manufacturing* 38 (2021), S. 101752. – ISSN 22148604
- [Ehle22a] EHLERS, T. ; LACHMAYER, R.: Design of Particle Dampers for Laser Powder Bed Fusion. In: *Applied Sciences* 12 (2022), Nr. 4, S. 2237. – ISSN 2076–3417
- [Ehle22b] EHLERS, T. ; LACHMAYER, R.: Design Rules for Laser Beam Melted Particle Dampers. In: *Proceedings of the Design Society* 2 (2022), S. 2443–2452. – ISSN 2732–527X
- [Ehle23a] EHLERS, T. ; MEYER, I. ; OEL, M. ; BODE, B. ; GEMBARSKI, P. C. ; LACHMAYER, R.: Effect-Engineering by Additive Manufacturing. In: LACHMAYER, R. (Hrsg.) ; BODE, B. (Hrsg.) ; KAIERLE, S. (Hrsg.): *Innovative Product Development by Additive Manufacturing 2021*. Cham : Springer International Publishing, 2023. – ISBN 978–3–031–05918–6, S. 1–19
- [Ehle23b] EHLERS, T. ; OEL, M. ; TATZKO, S. ; KLEYMAN, G. ; WALLASCHEK, J. ; LACHMAYER, R.: Design Guidelines for Additive Manufactured Particle Dampers, angenommen und noch nicht veröffentlicht. In: *Procedia CIRP* (2023). – 33rd CIRP Design Conference. – ISSN 2212–8271
- [Eur02] *Richtlinie 2002/44/EG des europäischen Parlamentes und Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen) (16. Einzelrichtlinie im Sinne des Artikels 16 Absatz 1 der Richtlinie 89/391/EWG)*. 25. Juni 2002
- [Ewin00] EWINS, D. J.: *Mechanical engineering research studies Engineering dynamics series*. Bd. 10: *Modal testing: Theory, practice and application*. 2. ed. Baldock : Research Studies Press, 2000. – ISBN 9780863802188
- [Fasa10] FASANA, A. ; GIORCELLI, E.: A vibration absorber for motorcycle handles. In: *Meccanica* 45 (2010), Nr. 1, S. 79–88. – ISSN 0025–6455
- [Fowl00] FOWLER, B. L. ; FLINT, E. M. ; OLSON, S. E.: Effectiveness and predictability of particle damping. In: HYDE, T. T. (Hrsg.): *Smart Structures and Materials 2000: Damping and Isolation*, SPIE, 2000 (SPIE Proceedings), S. 356–367
- [Fowl01] FOWLER, B. L. ; FLINT, E. M. ; OLSON, S. E.: Design methodology for particle damping. In: INMAN, D. J. (Hrsg.): *Smart Structures and Materials 2001: Damping and Isolation*, SPIE, 2001 (SPIE Proceedings), S. 186–197
- [Frie00] FRIEND, R. D. ; KINRA, V. K.: Particle Impact Damping. In: *Journal of Sound and Vibration* 233 (2000), Nr. 1, S. 93–118. – ISSN 0022460X
- [Frit20] FRITZSCHE, J.: Selbstverteidigung. In: HEIMANN, R. (Hrsg.) ; FRITZSCHE, J. (Hrsg.): *Gewaltprävention in Erziehung, Schule und Verein*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. – ISBN 978–3–658–27100–8, S. 205–228

- [Gadd16] GADD, K.: *TRIZ für Ingenieure: Theorie und Praxis des erfinderischen Problemlösens*. Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2016. – ISBN 978-3-527-33777-4
- [Gant21] GANTER, N. V. ; EHLERS, T. ; GEMBARSKI, P. C. ; LACHMAYER, R.: Additive Refurbishment of a vibration-loaded structural Component. In: *Proceedings of the Design Society* 1 (2021), S. 345–354
- [Gebh16] GEBHARDT, A.: *Additive Fertigungsverfahren: Additive Manufacturing und 3D-Drucken für Prototyping - Tooling - Produktion*. 5., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. München : Hanser, 2016. – ISBN 978-3-446-44401-0
- [Gies12] GIESEKE, M. ; SENZ, V. ; VEHSE, M. ; FIEDLER, S. ; IRSIG, R. ; HUSTEDT, M. ; STERNBERG, K. ; NÖLKE, C. ; KAIERLE, S. ; WESLING, V. ; TIGGESBÄUMKER, J. ; MEIWES-BROER, K.-H. ; SEITZ, H. ; SCHMITZ, K.-P. ; HAFERKAMP, H.: Additive Manufacturing of Drug Delivery Systems. In: *Biomedical Engineering / Biomedizinische Technik* 57 (2012), Nr. SI-1-Track-S, S. 398–401
- [Gies16] GIESEKE, M. ; NOELKE, C. ; KAIERLE, S. ; WESLING, V. ; HAFERKAMP, H.: *Selective Laser Melting of Magnesium and Magnesium Alloys*. Cham : Springer International Publishing, 2016, S. 65–68. – ISBN 978-3-319-48150-0
- [Gold20] GOLDIN, A.: *Theses and Dissertations*. Bd. 3624: *Structural Dynamic and Inherent Damping Characterization of Additively Manufactured Airfoil Components*. 2020
- [Gold21] GOLDIN, A. ; SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T. ; RUNYON, B. ; COBB, R.: Structural Dynamic and Inherent Damping Characterization of Additively Manufactured Airfoil Components. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 143 (2021), 03, Nr. 5. – 051022. – ISSN 0742-4795
- [Gome21] GOMEZ, M. ; CORSON, G. ; HEIKKENEN, E. ; SISCO, K. ; HAINES, M. ; SCHMITZ, T.: Biologically-inspired rib designs for captured powder damping in additive manufacturing. In: *Manufacturing Letters* 28 (2021), S. 35–41. – ISSN 2213-8463
- [Grab21] GRABE, T. ; LAMMERS, M. ; WANG, S. ; WANG, X. ; RETTSCHLAG, K. ; SLEIMAN, K. ; BARROI, A. ; BIERMANN, T. ; ZIEBEHL, A. ; RÖTTGER, J. ; LEY, P.-P. ; WOLF, A. ; JAESCHKE, P. ; HERMSDORF, J. ; KAIERLE, S. ; AHLERS, H. ; LACHMAYER, R.: Additive manufacturing of fused silica using coaxial laser glass deposition: experiment, simulation, and discussion. In: GU, B. (Hrsg.) ; CHEN, H. (Hrsg.) ; HELVAJIAN, H. (Hrsg.): *Laser 3D Manufacturing VIII* Bd. 11677 International Society for Optics and Photonics, SPIE, 2021, S. 116770Z
- [Grab22] GRABE, T. ; BIERMANN, T. ; WOLF, A. ; AL-NUWAIDER, J. ; KRAUSS, H. ; AUGUST, J. ; YU, W. ; HEINZ, J. B. ; BAYERL, M. ; XU, K. ; WANG, Q. ; WU, J. ; ROTH, B. ; REN, W. ; LACHMAYER, R.: Application-Inspired Additive Manufacturing of Raman Optics. In: *SSRN Electronic Journal* (2022)
- [Gros18] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; WRIGGERS, P.: *Technische Mechanik 4*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2018. – ISBN 978-3-662-55693-1

- [Guo21] GUO, H. ; ICHIKAWA, K. ; SAKAI, H. ; ZHANG, H. ; ZHANG, X. ; TSURUTA, K. ; MAKIHARA, K. ; TAKEZAWA, A.: Numerical and experimental analysis of additively manufactured particle dampers at low frequencies. In: *Powder Technology* (2021). – ISSN 00325910
- [Gust18] GUSTMANN, T. ; SCHWAB, H. ; KÜHN, U. ; PAULY, S.: Selective laser remelting of an additively manufactured Cu-Al-Ni-Mn shape-memory alloy. In: *Materials & Design* 153 (2018), S. 129–138. – ISSN 02641275
- [Han11] HAN, T.: Comparison of Wall Friction Measurements by Jenike Shear Tester and Ring Shear Tester. In: *KONA Powder and Particle Journal* 29 (2011), S. 118–124
- [Hard22] HARDUF, Y. ; SETTER, E. ; FELDMAN, M. ; BUCHER, I.: A simple model for the damping properties of additively manufactured particle damper. In: *Proceedings of ISMA2022 and USD2022* (2022), 09
- [Hard23] HARDUF, Y. ; SETTER, E. ; FELDMAN, M. ; BUCHER, I.: Modeling additively-manufactured particle dampers as a 2DOF frictional system. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 187 (2023), S. 109928. – ISSN 0888–3270
- [Hert82] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1882), S. 156–171. – ISSN 1435–5345
- [Holl98] HOLLKAMP, J. J. ; GORDON, R. W.: Experiments with particle damping. In: DAVIS, L. P. (Hrsg.): *Smart Structures and Materials 1998: Passive Damping and Isolation*, SPIE, 1998 (SPIE Proceedings), S. 2–12
- [Holl22] HOLLKAMP, J. ; SCOTT-EMUAKPOR, O. ; CELLI, D.: Analyses of Damping Sustainability of Additively Manufactured Nickel Alloy Components Subjected to High Strain Loading Cycles. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2022), 09. – ISSN 0742–4795
- [Holl23] HOLLKAMP, J. P. ; SCOTT-EMUAKPOR, O.: Effects of Internal Particle Damper Thickness and Location on Damping Sustainability of Additively Manufactured Nickel Alloy Beams. In: MATES, S. (Hrsg.) ; ELIASSON, V. (Hrsg.) ; ALLISON, P. (Hrsg.): *Dynamic Behavior of Materials, Volume 1*. Cham : Springer International Publishing, 2023. – ISBN 978–3–031–17453–7, S. 63–70
- [Jela19] JELAČIĆ, Z. ; PIKULA, B.: Vibration Analysis of Motorcycle Handles. In: KARABEGOVIĆ, I. (Hrsg.): *New Technologies, Development and Application* Bd. 42. Cham : Springer International Publishing, 2019. – ISBN 978–3–319–90892–2, S. 196–201
- [Kézd62] KÉZDI, Á.: *Erddrucktheorien*. Berlin/Göttingen/Heidelberg : Springer-Verlag, 1962. – ISBN 978–3–642–92839–0
- [Khor22] KHORASANI, M. ; GHASEMI, A. ; ROLFE, B. ; GIBSON, I.: Additive manufacturing a powerful tool for the aerospace industry. In: *Rapid Prototyping Journal* 28 (2022), Nr. 1, S. 87–100. – ISSN 1355–2546

- [Kira21] KIRACOFÉ, D. ; POSTELL, M. ; SCOTT-EMUAKPOR, O. ; RUNYON, B. ; GEORGE, Jr.: Discrete Element Method Simulations of Additively Manufactured Components With Integrated Particle Dampers. Volume 9A: Structures and Dynamics - Aerodynamics Excitation and Damping; Bearing and Seal Dynamics; Emerging Methods in Design and Engineering (2021), 06. – V09AT25A001
- [Kirc21] KIRCHNER, E. ; NEUDÖRFER, A.: Grundregeln der Gestaltung. In: BENDER, B. (Hrsg.) ; GERICKE, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2021. – ISBN 978-3-662-57303-7, S. 467-523
- [Koop19] KOOPMANN, J.: *Multimaterialdruck von integrierten elektrischen Strukturen mittels selektivem Laserschmelzen*, Kassel University Press GmbH, Dissertation, 2019
- [Kran15] KRANZ, J. ; HERZOG, D. ; EMMELMANN, C.: Design guidelines for laser additive manufacturing of lightweight structures in TiAl6V4. In: *Journal of Laser Applications* 27 (2015), Nr. S1, S. S14001. – ISSN 1042-346X
- [Kran17] KRANZ, J.: *Methodik und Richtlinien für die Konstruktion von laseradditiv gefertigten Leichtbaustrukturen: Dissertation*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2017 (Light Engineering für die Praxis). – ISBN 978-3-662-55338-1
- [Kron13] KRONSLEV, K.: *Ducati Monster 1100S*. <https://grabcad.com/library/ducati-monster-1100s>. 2013. – Abgerufen am: 23.11.2020
- [Kumk18] KUMKE, M. (Hrsg.): *Methodisches Konstruieren von additiv gefertigten Bauteilen: Dissertation*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – ISBN 978-3-658-22208-6
- [Künn17] KÜNNEKE, T. ; ZIMMER, D.: Funktionsintegration additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen bei Biegeschwingungen. In: RICHARD, H. A. (Hrsg.) ; SCHRAMM, B. (Hrsg.) ; ZIPSNER, T. (Hrsg.): *Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – ISBN 978-3-658-17779-9, S. 61-74
- [Künn19] KÜNNEKE, T. ; ZIMMER, D.: Schall mittels Pulver dämpfen. In: *Konstruktionspraxis - Alles, was der Konstrukteur braucht* 2019 (2019), Nr. 6, S. 24-26. – ISSN 0937-4167
- [Künn21] KÜNNEKE, T. ; ZIMMER, D.: Konstruktionsregeln für additiv gefertigte Partikel-dämpfer. In: *Konstruktion* 73 (2021), Nr. 11-12, S. 72-78. – ISSN 0720-5953
- [Lach22a] LACHMAYER, R. ; BEHRENS, B.-A. ; EHLERS, T. ; MÜLLER, P. ; ALTHAUS, P. ; OEL, M. ; FARAHMAND, E. ; GEMBARSKI, P. C. ; WESTER, H. ; HÜBNER, S.: Process-Integrated Lubrication in Sheet Metal Forming. In: *Journal of Manufacturing and Materials Processing* 6 (2022), Nr. 5. – ISSN 2504-4494
- [Lach22b] LACHMAYER, R. ; EHLERS, T. ; LIPPERT, R. B.: *Entwicklungsmethodik für die Additive Fertigung*. 2nd ed. 2022. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg

- and Imprint Springer Vieweg, 2022 (Springer eBook Collection). – ISBN 978–3–662–65923–6
- [Lash21] LASHIN, G. ; STARK, R.: Virtuelle Produktentwicklung. In: BENDER, B. (Hrsg.) ; GERICKE, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2021. – ISBN 978–3–662–57303–7, S. 1097–1153
- [Lipp18a] LIPPERT, R. B.: *Berichte aus dem IPeG*. Bd. 2018, Band 1: *Restriktionsgerechtes Gestalten gewichtsoptimierter Strukturbauteile für das Selektive Laserstrahlschmelzen: Dissertation*. TEWISS Verlag, 2018. – ISBN 978–3–95900–197–7
- [Lipp18b] LIPPERT, R. B. ; LACHMAYER, R.: A Design Method for SLM-Parts Using Internal Structures in an Extended Design Space. In: MEBOLDT, M. (Hrsg.) ; KLAHN, C. (Hrsg.): *Industrializing Additive Manufacturing - Proceedings of Additive Manufacturing in Products and Applications - AMPA2017*. Cham : Springer International Publishing, 2018. – ISBN 978–3–319–66865–9, S. 14–23
- [Liu05] LIU, W. ; TOMLINSON, G. R. ; RONGONG, J. A.: The dynamic characterisation of disk geometry particle dampers. In: *Journal of Sound and Vibration* 280 (2005), Nr. 3-5, S. 849–861. – ISSN 0022460X
- [Lu11] LU, Z. ; MASRI, S. F. ; LU, X.: Parametric studies of the performance of particle dampers under harmonic excitation. In: *Structural Control and Health Monitoring* 18 (2011), Nr. 1, S. 79–98. – ISSN 1545–2263
- [Lu17a] LU, Z. ; CHEN, X. ; ZHANG, D. ; DAI, K.: Experimental and analytical study on the performance of particle tuned mass dampers under seismic excitation. In: *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 46 (2017), Nr. 5, S. 697–714. – ISSN 00988847
- [Lu17b] LU, Z. ; WANG, Z. ; MASRI, S. F. ; LU, X.: Particle impact dampers: Past, present, and future. In: *Structural Control and Health Monitoring* 25 (2017), Nr. 1, S. e2058. – ISSN 15452255
- [Magn16] MAGNUS, K. ; POPP, K. ; SEXTRO, W.: *Schwingungen*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. – ISBN 978–3–658–13820–2
- [Mang07] MANGWANDI, C. ; CHEONG, Y. S. ; ADAMS, M. J. ; HOUNSLOW, M. J. ; SALMAN, A. D.: The coefficient of restitution of different representative types of granules. In: *Chemical Engineering Science* 62 (2007), Nr. 1-2, S. 437–450. – ISSN 00092509
- [Mao04] MAO, K. ; WANG, M. Y. ; XU, Z. ; CHEN, T.: Simulation and Characterization of Particle Damping in Transient Vibrations. In: *Journal of Sound and Vibration* 126 (2004), Nr. 2, S. 202–211. – ISSN 0022460X

- [Masm16] MASMOUDI, M. ; JOB, S. ; ABBES, M. S. ; TAWFIQ, I. ; HADDAR, M.: Experimental and numerical investigations of dissipation mechanisms in particle dampers. In: *Granular Matter* 18 (2016), Nr. 3, S. 305. – ISSN 1434–5021
- [Masr73] MASRI, S. F. ; IBRAHIM, A. M.: Response of the impact damper to stationary random excitation. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 53 (1973), Nr. 1, S. 200–211. – ISSN 1520–8524
- [Mend88] MENDES MAIA, N. M.: *Extraction of Valid Modal Properties from Measured Data in Structural Vibration: Dissertation*. Imperial College London, 1988
- [Mfus19] MFUSI, B. J. ; MATHE, N. R. ; POPOOLA, P. A. I. ; TSHABALALA, L. C.: Influence of stress relieving thermal cycles on AISI10Mg specimens produced by selective laser melting. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 655 (2019), oct, Nr. 1, S. 012027
- [Mirb97] MIRBOD, S. M. ; YOSHIDA, H. ; JAMALI, M. ; MASAMURA, K. ; INABA, R. ; IWATA, H.: Assessment of hand-arm vibration exposure among traffic police motorcyclists. In: *International archives of occupational and environmental health* 70 (1997), Nr. 1, S. 22–28. – ISSN 0340–0131
- [Mome17] MOMENI, F. ; M.MEHDI HASSANI.N, S. ; LIU, X. ; NI, J.: A review of 4D printing. In: *Materials & Design* 122 (2017), S. 42–79. – ISSN 02641275
- [Mone22] MONETA, G. ; FEDASZ, M. ; SZMIDT, M. ; CIESLAK, S. ; KRZYMIEN, W.: Increasing of Damping in the Turbine Blade Through Multi-Functional Design and Advantages of Additive Manufacturing Technology. In: *Volume 8A: Structures and Dynamics — Aerodynamics Excitation and Damping; Bearing and Seal Dynamics; Emerging Methods in Engineering Design, Analysis, and Additive Manufacturing; Fatigue, Fracture, and Life Prediction*, American Society of Mechanical Engineers, 2022. – ISBN 978–0–7918–8606–9
- [Newe19] NEWELL, P.: *Global Green Politics*. Cambridge University Press, 2019. – ISBN 9781108767224
- [Noh17] NOH, J. M. ; REZALI, K. A. M. ; AS'ARRY, A. ; JALIL, N. A. A.: Transmission of vibration from motorcycle handlebar to the hand. In: *Journal of Society of Automotive Engineers Malaysia* 2017 (2017), Nr. Volume 1, S. 191–197. – ISSN 2550–2239
- [Olso03] OLSON, S. E.: An analytical particle damping model. In: *Journal of Sound and Vibration* 264 (2003), Nr. 5, S. 1155–1166. – ISSN 0022460X
- [Pano92] PANOSSIAN, H. V.: Structural Damping Enhancement Via Non-Obstructive Particle Damping Technique. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 114 (1992), Nr. 1, S. 101–105. – ISSN 07393717

- [Papa96] PAPALOU, A. ; MASRI, S. F.: Performance of Particle Dampers Under Random Excitation. In: *Journal of Sound and Vibration* 118 (1996), Nr. 4, S. 614–621. – ISSN 0022460X
- [Paul14] PAULICK, M. ; MORGENEYER, M. ; KWADÉ, A.: A new method for the determination of particle contact stiffness. In: *Granular Matter* 17 (2014), Nr. 1, S. 83–93. – ISSN 1434–7636
- [Pfei13] PFEIFER, R. ; MÜLLER, C. W. ; HURSCHLER, C. ; KAIERLE, S. ; WESLING, V. ; HAFERKAMP, H.: Adaptable Orthopedic Shape Memory Implants. In: *Procedia CIRP* 5 (2013), S. 253–258. – First CIRP Conference on BioManufacturing. – ISSN 2212–8271
- [Pool16] POOLE, C. J. M. ; MASON, H. ; HARDING, A.-H.: The relationship between clinical and standardized tests for hand-arm vibration syndrome. In: *Occupational medicine* 66 (2016), Nr. 4, S. 285–291. – ISSN 0962–7480
- [Post23] POSTELL, M. ; KIRACOFÉ, D. ; SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T.: Experimental Observations of Nonlinear Damping of Additively Manufactured Components with Internal Particle Dampers. In: BRAKE, M. R. (Hrsg.) ; RENSON, L. (Hrsg.) ; KUETHER, R. J. (Hrsg.) ; TISO, P. (Hrsg.): *Nonlinear Structures & Systems, Volume 1*. Cham : Springer International Publishing, 2023. – ISBN 978–3–031–04086–3, S. 87–96
- [Pour16] POURTAVAKOLI, H. ; PARTELI, E. J. R. ; PÖSCHEL, T.: Granular dampers: does particle shape matter? In: *New Journal of Physics* 18 (2016), Nr. 7, S. 073049
- [Prad18] PRADEL, P. ; ZHU, Z. ; BIBB, R. ; MOULTRIE, J.: A framework for mapping design for additive manufacturing knowledge for industrial and product design. In: *Journal of Engineering Design* 29 (2018), Nr. 6, S. 291–326
- [Prat22] PRATHYUSHA, A.L.R. ; RAGHU BABU, G.: A review on additive manufacturing and topology optimization process for weight reduction studies in various industrial applications. In: *Materials Today: Proceedings* 62 (2022), S. 109–117. – International Conference on Advances in Materials and Mechanical Engineering. – ISSN 2214–7853
- [Prot20] PROTOTEC GMBH & CO. KG: *Datenblatt - Pulver für den Metall 3D-Druck Aluminium AlSi10MG, EN AW-43000, 3.2381*. <https://www.prototec.de/wp-content/uploads/2020/02/PROTOTEC-3D-Druck-Datenblatt-3.2381-AlSi10Mg-ENAW43000.pdf>. 2020. – Abgerufen am: 17.10.2022
- [Reih18] REIHER, T.: *Intelligente Optimierung von Produktgeometrien für die additive Fertigung: Dissertation*. Shaker Verlag, 2018 (Forschungsberichte des Direct Manufacturing Research Centers). – ISBN 978–3–8440–6728–6
- [Rett20] RETTSCHLAG, K. ; HOHNHOLZ, A. ; JÄSCHKE, P. ; KRACHT, D. ; KAIERLE, S. ; LACHMAYER, R.: Laser glass deposition of spheres for printing micro lenses.

- In: *Procedia CIRP* 94 (2020), S. 276–280. – 11th CIRP Conference on Photonic Technologies [LANE 2020]. – ISSN 2212–8271
- [Rohm66] ROHMERT, Walter: *Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen*. Bd. 1616: *Maximalkräfte von Männern im Bewegungsraum der Arme und Beine*. Wiesbaden : VS Verlag für Sozialwissenschaften, 1966. – ISBN 978–3–663–06380–3
- [Rose07] ROSEN, D. W.: Design for additive manufacturing: a method to explore unexplored regions of the design space. In: *International Solid Freeform Fabrication Symposium*, 2007
- [Roth00] ROTH, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen - Band 1: Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2000. – ISBN 978–3–642–62099–7
- [Roth01] ROTH, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen - Band 2: Konstruktionskataloge*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2001. – ISBN 978–3–642–62100–0
- [Rudo18] RUDOLPH, J. ; LORENZ, F. ; WERNER, R.: Herstellung elektrischer Motoren mittels 3D-Multimaterialdruck. In: *aw&I Conference* 3 (2018)
- [Saek05] SAEKI, M.: Analytical study of multi-particle damping. In: *Journal of Sound and Vibration* 281 (2005), Nr. 3-5, S. 1133–1144. – ISSN 0022460X
- [Safa21] SAFAEE, S. ; CHEN, R. K.: Development of a design and characterization framework for fabrication of functionally graded materials using magnetic field-assisted digital light processing stereolithography. In: *Journal of Manufacturing Processes* 67 (2021), S. 314–324. – ISSN 1526–6125
- [Sánc12] SÁNCHEZ, M. ; ROSENTHAL, G. ; PUGNALONI, L. A.: Universal response of optimal granular damping devices. In: *Journal of Sound and Vibration* 331 (2012), Nr. 20, S. 4389–4394. – ISSN 0022460X
- [Sánc13] SÁNCHEZ, M. ; CARLEVARO, C. M.: Nonlinear dynamic analysis of an optimal particle damper. In: *Journal of Sound and Vibration* 332 (2013), Nr. 8, S. 2070–2080. – ISSN 0022460X
- [Sath14] SATHISHKUMAR, B. ; MOHANASUNDARAM, K. M. ; KUMAR, M. S.: Impact of Particle Damping Parameters on Surface Roughness of Bored Surface. In: *Arabian Journal for Science and Engineering* 39 (2014), Nr. 10, S. 7327–7334. – ISSN 1319–8025
- [Sbru21] SBRUGNERA SOTOMAYOR, N. A. ; CAIAZZO, F. ; ALFIERI, V.: Enhancing Design for Additive Manufacturing Workflow: Optimization, Design and Simulation Tools. In: *Applied Sciences* 11 (2021), Nr. 14. – ISSN 2076–3417
- [Schm16] SCHMIDT, T.: *Potentialbewertung generativer Fertigungsverfahren für Leichtbauteile: Dissertation*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016 (Light Engineering für die Praxis). – ISBN 978–3–662–52995–9

- [Schm17] SCHMITT, M. ; KAMPS, T. ; SEIDEL, C. ; REINHART, G.: Affecting Transmission NVH-Behaviour by Implementing a Damping System Using Additive Manufacturing. In: *Lasers in Manufacturing (LiM)*. 2017
- [Schm20a] SCHMITZ, T. ; BETTERS, E. ; WEST, J.: Increased damping through captured powder in additive manufacturing. In: *Manufacturing Letters* 25 (2020), S. 1–5. – ISSN 22138463
- [Schm20b] SCHMITZ, T. ; GOMEZ, M. ; RAY, B. ; HEIKKENEN, E. ; SISCO, K. ; HAINES, M. ; OSBORNE, J. S.: Damping and mode shape modification for additively manufactured walls with captured powder. In: *Precision Engineering* 66 (2020), S. 110–124. – ISSN 01416359
- [Schn22] SCHNECK, M. ; HORN, M. ; SCHINDLER, M. ; SEIDEL, C.: Capability of Multi-Material Laser-Based Powder Bed Fusion—Development and Analysis of a Prototype Large Bore Engine Component. In: *Metals* 12 (2022), Nr. 1, S. 44
- [Schu07] SCHULZE, D.: *Powders and Bulk Solids*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2007. – ISBN 978-3-540-73767-4
- [Schu09] SCHULZE, D. *Stresses in silos*. 2009
- [Schu17] SCHUMACHER, F. ; RICHTER, T. ; VIETOR, T.: Ein Rahmenwerk zur Wissensbereitstellung für die Nutzung von Potentialen additiver Fertigung in der Produktentwicklung, 2017 (Kolloquium Konstruktionstechnik KT 2017), S. 131–140
- [Scot18] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T. ; RUNYON, B. ; HOLYCROSS, C. ; LANGLEY, B. ; SHERIDAN, L. ; O’HARA, R. ; JOHNSON, P. ; BECK, J.: Investigating Damping Performance of Laser Powder Bed Fused Components With Unique Internal Structures. In: *Volume 7C: Structures and Dynamics*, ASME, 2018. – ISBN 978-0-7918-5115-9, S. V07CT35A020
- [Scot19a] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T. ; RUNYON, B. ; BECK, J. ; SHERIDAN, L. ; HOLYCROSS, C. ; O’HARA, R.: Sustainability Study of Inherent Damping in Additively Manufactured Nickel Alloy. In: *AIAA Journal* 57 (2019), Nr. 1, S. 456–461. – ISSN 0001-1452
- [Scot19b] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T. ; RUNYON, B. ; HOLYCROSS, C. ; SHERIDAN, L. ; O’HARA, R.: Assessing Additive Manufacturing Repeatability of Inherently Damped Nickel Alloy Components. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2019). – ISSN 0742-4795
- [Scot19c] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; GEORGE, T. ; RUNYON, B. ; LANGLEY, B. ; SHERIDAN, L. ; HOLYCROSS, C. ; O’HARA, R. ; JOHNSON, P.: Forced-Response Verification of the Inherent Damping in Additive Manufactured Specimens. In: KRAMER, S. (Hrsg.) ; JORDAN, J. L. (Hrsg.) ; JIN, H. (Hrsg.) ; CARROLL, J. (Hrsg.) ; BEESE, A. M. (Hrsg.): *Mechanics of Additive and Advanced Manufacturing, Volume 8* Bd. 264. Cham : Springer International Publishing, 2019. – ISBN 978-3-319-95082-2, S. 81–86

- [Scot19d] SCOTT-EMUAKPOR, O. E. ; GEORGE, T. ; BECK, J. ; RUNYON, B. D. ; O'HARA, R. ; HOLYCROSS, C. ; SHERIDAN, L.: Inherent Damping Sustainability Study on Additively Manufactured Nickel-Based Alloys for Critical Part. In: *AIAA Scitech 2019 Forum*. Reston, Virginia : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 01072019. – ISBN 978–1–62410–578–4
- [Scot20a] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; BECK, J. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Validating a Multifactor Model for Damping Performance of Additively Manufactured Components. In: *AIAA Journal* 58 (2020), Nr. 12, S. 5440–5447
- [Scot20b] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; SHERIDAN, L. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Vibration Fatigue Assessment of Additive Manufactured Nickel Alloy With Inherent Damping. In: *Volume 8: Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy; Marine; Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines*, American Society of Mechanical Engineers, 2020. – ISBN 978–0–7918–8419–5
- [Scot20c] SCOTT-EMUAKPOR, O. E. ; BECK, J. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Multi-Factor Model for Improving the Design of Damping in Additively Manufactured Components. In: *AIAA Scitech 2020 Forum*. Reston, Virginia : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 01062020. – ISBN 978–1–62410–595–1
- [Scot21a] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; BECK, J. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Determining unfused powder threshold for optimal inherent damping with additive manufacturing. In: *Additive Manufacturing* 38 (2021), S. 101739. – ISSN 22148604
- [Scot21b] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; SCHOENING, A. ; GOLDIN, A. ; BECK, J. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Internal Geometry Effects on Inherent Damping Performance of Additively Manufactured Components. In: *AIAA Journal* 59 (2021), Nr. 1, S. 379–385
- [Scot21c] SCOTT-EMUAKPOR, O. ; SHERIDAN, L. ; RUNYON, B. ; GEORGE, T.: Vibration Fatigue Assessment of Additive Manufactured Nickel Alloy With Inherent Damping. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 143 (2021), 09, Nr. 10. – 101009. – ISSN 0742–4795
- [Shin00] SHINOHARA, K. ; OIDA, M. ; GOLMAN, B.: Effect of particle shape on angle of internal friction by triaxial compression test. In: *Powder Technology* 107 (2000), Nr. 1, S. 131–136. – ISSN 0032–5910
- [Shre21] SHRESTHA, P. R. ; TIMALSINA, D. ; BISTA, S. ; SHRESTHA, B. P. ; SHAKYA, T. M.: Generative design approach for product development. In: *AIP Conference Proceedings* 2397 (2021), Nr. 1, S. 020008
- [Silv99] SILVA, J. M. M. ; MAIA, N. M. M.: *Modal Analysis and Testing*. Dordrecht : Springer Netherlands, 1999. – ISBN 978–0–7923–5894–7
- [Simo95] SIMONIAN, S. S.: Particle beam damper. In: JOHNSON, C. D. (Hrsg.): *Smart Structures and Materials 1995: Passive Damping*, SPIE, 1995 (SPIE Proceedings), S. 149–160

- [Sing17] SINGH, S. ; RAMAKRISHNA, S.: Biomedical applications of additive manufacturing: Present and future. In: *Current Opinion in Biomedical Engineering* 2 (2017), S. 105–115. – ISSN 24684511
- [Siqu18] DA SILVA DE SIQUEIRA, R. ; MOZGOVA, I. ; LACHMAYER, R.: An interfacial zone evolutionary optimization method with manufacturing constraints for hybrid components. In: *Journal of Computational Design and Engineering* 6 (2018), 10, Nr. 3, S. 387–397. – ISSN 2288–5048
- [Söde93] SÖDER, G.: *Spektraleigenschaften von Zufallsgrößen*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1993, S. 121–174. – ISBN 978–3–642–85022–6
- [Stof18] STOFFREGEN, J.: *Motorradtechnik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – ISBN 978–3–658–07445–6
- [Tang16] TANG, Y. ; YANG, S. ; ZHAO, Y. F.: Sustainable Design for Additive Manufacturing Through Functionality Integration and Part Consolidation. In: MUTHU, S. S. (Hrsg.) ; SAVALANI, M. M. (Hrsg.): *Handbook of Sustainability in Additive Manufacturing*. Singapore : Springer Singapore, 2016 (Environmental Footprints and Eco-design of Products and Processes). – ISBN 978–981–10–0547–3, S. 101–144
- [Tara20] TARABINI, M. ; MAURI, N. ; GAUDIO, I. ; CINQUEMANI, S. ; MOORHEAD, A. P. ; BONGIOVANNI, R. ; FELETTI, F.: Hand-arm vibration in motocross: measurement and mitigation actions. In: *Muscle Ligaments and Tendons Journal* 10 (2020), Nr. 02, S. 280–289
- [Tatz22] TATZKO, S. ; EHLERS, T. ; KLEYMAN, G. ; LACHMAYER, R.: Nonlinear granular damping of structures with cavities from additive manufacturing. In: *ENOC 2022 - Book of abstracts*. Lyon : Université de Lyon, 2022, S. 244–245
- [Toma01] TOMAS, J.: Assessment of Mechanical Properties of Cohesive Particulate Solids. Part 1: Particle Contact Constitutive Model. In: *Particulate Science and Technology* 19 (2001), Nr. 2, S. 95–110. – ISSN 0272–6351
- [Toma07] TOMAS, J.: Adhesion of ultrafine particles-A micromechanical approach. In: *Chemical Engineering Science* 62 (2007), Nr. 7, S. 1997–2010. – ISSN 0009–2509
- [TRL15] *Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations- Arbeitsschutzverordnung, Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen*. März 2015
- [Urba20] URBANEK, S. ; KEUTER, R. ; PETER, E. ; PONICK, B.: Effects of Continuous Rotor Skewing in Additively Manufactured Permanent Magnet Rotors. In: *2020 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM)*, IEEE, 2020. – ISBN 978–1–7281–7019–0, S. 662–669
- [VDI/04] VDI/VDE-GESELLSCHAFT MESS- UND AUTOMATISIERUNGSTECHNIK. *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. 06.2004

- [Veer16] VEERAMUTHUVEL, P. ; SAIRAJAN, K. K. ; SHANKAR, K.: Vibration suppression of printed circuit boards using an external particle damper. In: *Journal of Sound and Vibration* 366 (2016), S. 98–116. – ISSN 0022460X
- [Voge18a] VOGEL, D. ; GEISMAYR, L. ; LANGER, M. ; SCHLICK, G. ; LESLABAY, P.: Combining Additive Manufacturing and Biomimetics for the Optimization of Satellite Structures. In: *69th International Astronautical Congress, IAC-18,C2,IP,18, x45978*, 10 2018, S. 1–17
- [Voge18b] VOGEL, F. ; ÖZKAYA, E. ; BIERMANN, D.: Additiver Werkzeugaufbau zur Dämpfung von Prozessschwingungen bei der Titanbearbeitung. In: *VDI-Z Integrierte Produktion* 160 (2018), Nr. 1/2, S. 42–45. – ISSN 0042–1766
- [Voge19a] VOGEL, F. ; BERGER, S. ; ÖZKAYA, E. ; BIERMANN, D.: Schwingungsreduzierte Drehbearbeitung höherfester Stahlwerkstoffe durch additiven Werkzeugaufbau. In: *Ingenieurspiegel* 3 (2019), 08, S. 17–19
- [Voge19b] VOGEL, F. ; BERGER, S. ; ÖZKAYA, E. ; BIERMANN, D.: Additiver Werkzeugaufbau zur verbesserten Prozessdynamik bei der Drehbearbeitung von TiAl6V4. In: *Werkstoffzeitschrift* (2019)
- [Voge19c] VOGEL, F. A. ; BERGER, S. ; ÖZKAYA, E. ; BIERMANN, D.: Vibration Suppression in Turning TiAl6V4 Using Additively Manufactured Tool Holders with Specially Structured, Particle Filled Hollow Elements. In: *Procedia Manufacturing* 40 (2019), S. 32–37. – ISSN 23519789
- [Voge20a] VOGEL, F. ; BERGER, S. ; BIERMANN, D.: Hybride Werkzeugaufnahme dämpft Schwingungen beim Zerspanen. In: *MaschinenMarkt* (2020)
- [Voge20b] VOGEL, F. ; BERGER, S. ; BIERMANN, D.: Neuartige Werkzeugaufnahme dämpft Schwingungen. In: *Maschinenmarkt* 16 (2020), 03, S. 52–55
- [Vol00] *Fahrzeugteile - Prüfung der Klimawechselfestigkeit: PV 2005:2000-09*. Volkswagen AG, September 2000
- [Vol04] *Fahrzeugteile - Prüfung der Klimawechselfestigkeit (+80/-40)°C: Prüfvorschrift PV 1200:2004-10*. Volkswagen AG, Oktober 2004
- [Wang12] WANG, J.-T.g ; JIN, F. ; ZHANG, C.-H.: Estimation error of the half-power bandwidth method in identifying damping for multi-DOF systems. In: *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 39 (2012), S. 138–142. – ISSN 0267–7261
- [Witz18] VON WITZENDORFF, P. ; POHL, L. ; SUTTMANN, O. ; HEINRICH, P. ; HEINRICH, A. ; ZANDER, J. ; BRAGARD, H. ; KAIERLE, S.: Additive manufacturing of glass: CO₂-Laser glass deposition printing. In: *Procedia CIRP* 74 (2018), S. 272–275. – 10th CIRP Conference on Photonic Technologies [LANE 2018]. – ISSN 2212–8271
- [Wohl21] WOHLERS, T. ; CAMPBELL, R. I. ; DIEGEL, O. ; KOWEN, J. ; MOSTOW, N.: *Wohl's report 2021: 3D printing and additive manufacturing : global state of the in-*

- dustry*. Fort Collins, Colorado : Wohlers Associates, 2021. – ISBN 978-0-9913332-7-1
- [Wohl22] WOHLERS, T. T. ; CAMPBELL, I. ; DIEGEL, O. ; HUFF, R. ; KOWEN, J.: *Wohlers report 2022: 3D printing and additive manufacturing global state of the industry*. Fort Collins, Colorado : Wohlers Associates, 2022. – ISBN 978-0-9913332-9-5
- [Wong09] WONG, C. X. ; DANIEL, M. C. ; RONGONG, J. A.: Energy dissipation prediction of particle dampers. In: *Journal of Sound and Vibration* 319 (2009), Nr. 1-2, S. 91–118. – ISSN 0022460X
- [Xian16] XIANG, Z. ; YIN, M. ; DENG, Z. ; MEI, X. ; YIN, G.: Simulation of Forming Process of Powder Bed for Additive Manufacturing. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 138 (2016), Nr. 8. – ISSN 1087-1357
- [Xiao16] XIAO, W. ; LI, J. ; WANG, S. ; FANG, X.: Study on vibration suppression based on particle damping in centrifugal field of gear transmission. In: *Journal of Sound and Vibration* 366 (2016), S. 62–80. – ISSN 0022460X
- [Xiao17] XIAO, W. ; LI, J. ; PAN, T. ; ZHANG, X. ; HUANG, Y.: Investigation into the influence of particles' friction coefficient on vibration suppression in gear transmission. In: *Mechanism and Machine Theory* 108 (2017), S. 217–230. – ISSN 0094114X
- [Xu04] XU, Z. W. ; CHAN, K. W. ; LIAO, W. H.: An Empirical Method for Particle Damping Design. In: *Shock and Vibration* 11 (2004), Nr. 5-6, S. 647–664. – ISSN 1070-9622
- [Yang05] YANG, M. Y. ; LESIEUTRE, G. A. ; HAMBRIC, S. A. ; KOOPMANN, G. H.: Development of a design curve for Particle Impact Dampers. In: *Noise Control Engineering Journal* 53 (2005), Nr. 1, S. 5–13. – ISSN 0736-2501
- [Yao18] YAO, Xiling ; MOON, Seung K. ; BI, Guijun ; WEI, Jun: A multi-material part design framework in additive manufacturing. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 99 (2018), Nr. 9-12, S. 2111–2119. – ISSN 0268-3768
- [Zegz18] ZEGZULKA, J. ; GELNAR, D. ; JEZERSKA, L. ; RAMIREZ-GOMEZ, A. ; NECAS, J. ; ROZBROJ, J.: Internal Friction Angle of Metal Powders. In: *Metals* 8 (2018), Nr. 4, S. 255
- [Zhan16] ZHANG, C. ; CHEN, T. ; WANG, X. ; YU, K.: Influence of cavity on the performance of particle damper under centrifugal loads. In: *Journal of Vibration and Control* 22 (2016), Nr. 6, S. 1704–1714. – ISSN 1077-5463
- [Zhan20] ZHANG, C. ; WANG, S. ; LI, J. ; ZHU, Y. ; PENG, T. ; YANG, H.: Additive manufacturing of products with functional fluid channels: A review. In: *Additive Manufacturing* 36 (2020), S. 101490. – ISSN 22148604

- [Zhou18] ZHOU, B. ; ZHANG, F. ; XIE, X.: Vibration Characteristics of Underground Structure and Surrounding Soil Underneath High Speed Railway Based on Field Vibration Tests. In: *Shock and Vibration* 2018 (2018), S. 1–16. – ISSN 1070–9622
- [Zray19] ZRAYKA, A. K. ; MUCCHI, E.: A comparison among modal parameter extraction methods. In: *SN Applied Sciences* 1 (2019), Nr. 7, S. 781. – ISSN 2523–3971

Anhang

A Forschungsdatenmanagement

Die Forschungsdaten, die im Rahmen dieser Arbeit erhoben wurden, sind im Forschungsdaten-Repositorium der Leibniz Universität Hannover veröffentlicht. Im Folgenden wird eine Auflistung gegeben, welche Daten im Forschungsdaten-Repositorium hinterlegt wurden:

- Forschungsdaten zu Kapitel 4 (<https://doi.org/10.25835/yghdt8rk>):
 - CAD Modelle der Balken
 - CT-Aufnahmen ausgewählter Balken
 - Schwingungsmessdaten
 - Matlab-Skripte
 - Übertragungsfunktionen
 - Ergebnisse des Circle-Fit Verfahrens
 - Kraftabhängige Dämpfungsverläufe für Abschnitt 4.2.2
- Forschungsdaten zu Kapitel 5 (<https://doi.org/10.25835/qagew56t>):
 - Matlab-Skripte
 - Kraftabhängige Dämpfungsverläufe für Abschnitt 5.3 und Abschnitt 5.4
- Forschungsdaten zu Kapitel 7 (<https://doi.org/10.25835/0vlqu43y> und <https://doi.org/10.25835/ljiztmm1>):
 - Schwingungsmessdaten der Versuchsfahrten
 - Schwingungsmessdaten der Motorradgabelbrückenuntersuchung am Shaker
 - CT-Aufnahmen der Motorradgabelbrücken
 - Übertragungsfunktionen
 - Matlab-Skripte

B Experimentelle Charakterisierung

Tabelle B.1: Amplitudenreduzierung der FRF und Eigenfrequenzen in Bezug auf Abbildung 4.8, nach [Ehle22a].

Pulver	Balken	Mode				
		1	3	5	7	9
AlSi10Mg	10 % Kavität	32 %	48 %	75 %	76 %	-
AlSi10Mg	20 % Kavität	42 %	75 %	68 %	58 %	-
1.2709	10 % Kavität	62 %	91 %	48 %	14 %	-49 %
1.2709	20 % Kavität	69 %	96 %	77 %	59 %	63 %
Eigenfrequenzen des vollversinterten Balkens						
	AlSi10Mg	651 Hz	3373 Hz	8326 Hz	14993 Hz	-
	1.2709	662 Hz	3488 Hz	8564 Hz	15719 Hz	24633 Hz

Tabelle B.2: Amplitudenreduzierung der FRF und Eigenfrequenzen in Bezug auf Abbildung 4.10, nach [Ehle22a].

Pulver	Balken	Mode			
		1	3	5	7
AlSi10Mg	10 % Kavität	93 %	63 %	- %	- %
AlSi10Mg	20 % Kavität	85 %	41 %	- %	- %
1.2709	10 % Kavität	94 %	65 %	-27 %	-26 %
1.2709	20 % Kavität	97 %	78 %	-26 %	-23 %
Eigenfrequenzen des vollversinterten Balkens					
	AlSi10Mg	1342 Hz	6902 Hz	-	-
	1.2709	1335 Hz	7016 Hz	16506 Hz	28337 Hz

Tabelle B.3: Amplitudenreduzierung der FRF und Eigenfrequenzen in Bezug auf
Abbildung 4.13, nach [Ehle22a].

Pulver	Balken	Mode		
		1	3	5
AlSi10Mg	10 % Kavität	87 %	43 %	-79 %
AlSi10Mg	20 % Kavität	88 %	19 %	-83 %
1.2709	10 % Kavität	84 %	71 %	-62 %
1.2709	20 % Kavität	89 %	80 %	10 %
Eigenfrequenzen des vollversinterten Balkens				
	AlSi10Mg	2654 Hz	12587 Hz	26220 Hz
	1.2709	2720 Hz	12294 Hz	27129 Hz

Tabelle B.4: Amplitudenreduzierung der FRF und Eigenfrequenzen in Bezug auf
Abbildung 4.15, nach [Ehle22a].

Pulver	Balken	Mode	
		1	3
AlSi10Mg	10 % Kavität	76 %	53 %
AlSi10Mg	20 % Kavität	68 %	41 %
1.2709	10 % Kavität	83 %	-82 %
1.2709	20 % Kavität	85 %	-30 %
Eigenfrequenzen des vollversinterten Balkens			
	AlSi10Mg	4591 Hz	20276 Hz
	1.2709	4720 Hz	20922 Hz

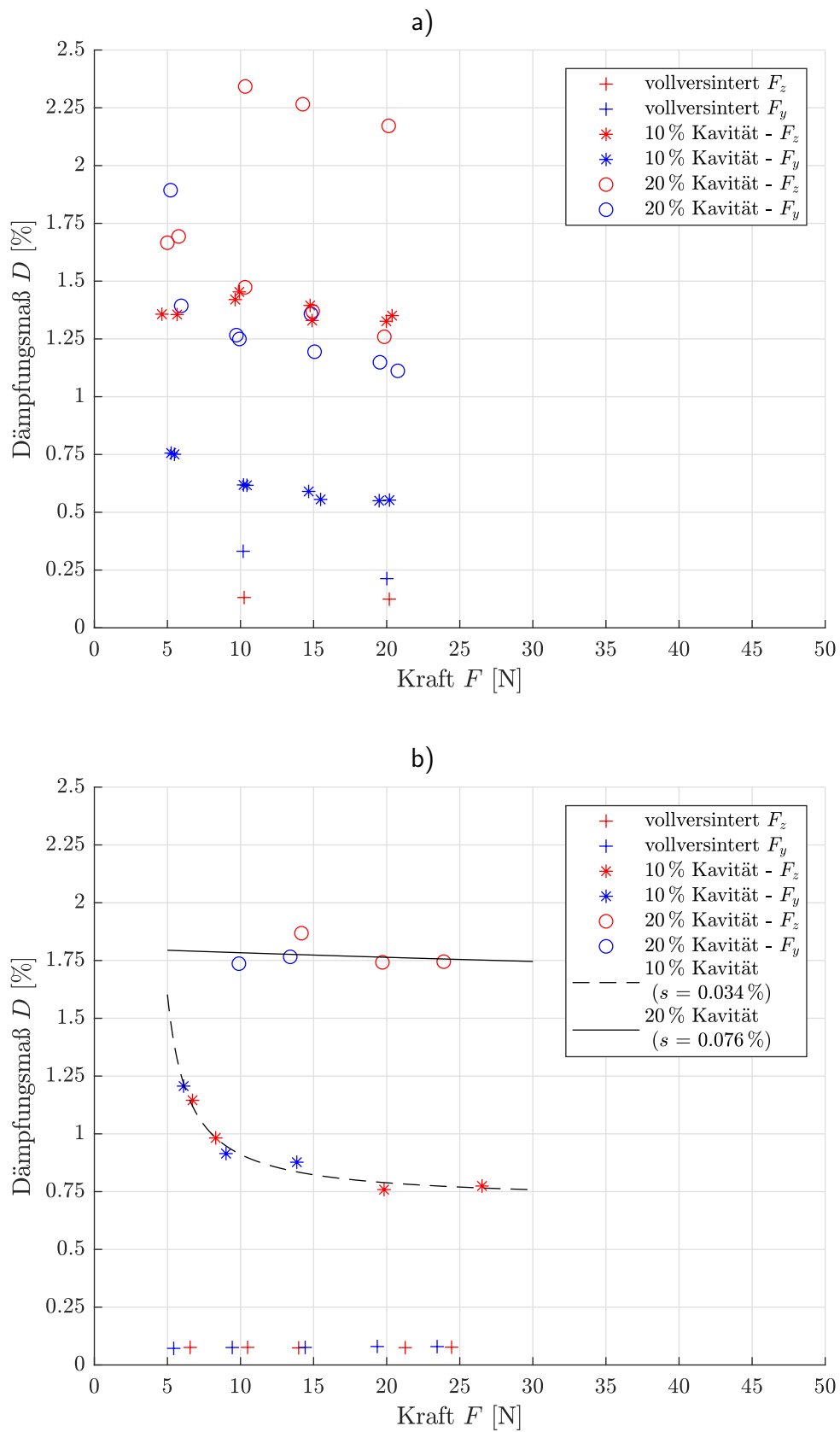


Abbildung B.1: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 3. Mode für Balken aus:

- AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 15-17,
- 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $4,2 \times 4,2 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 46-48.

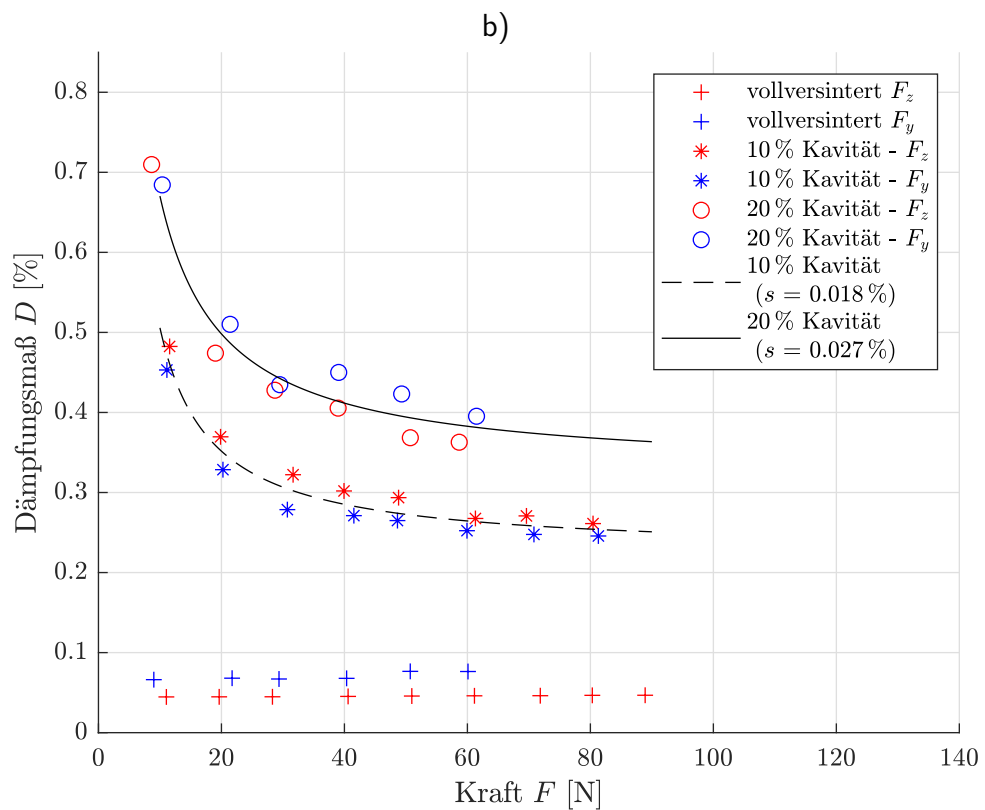
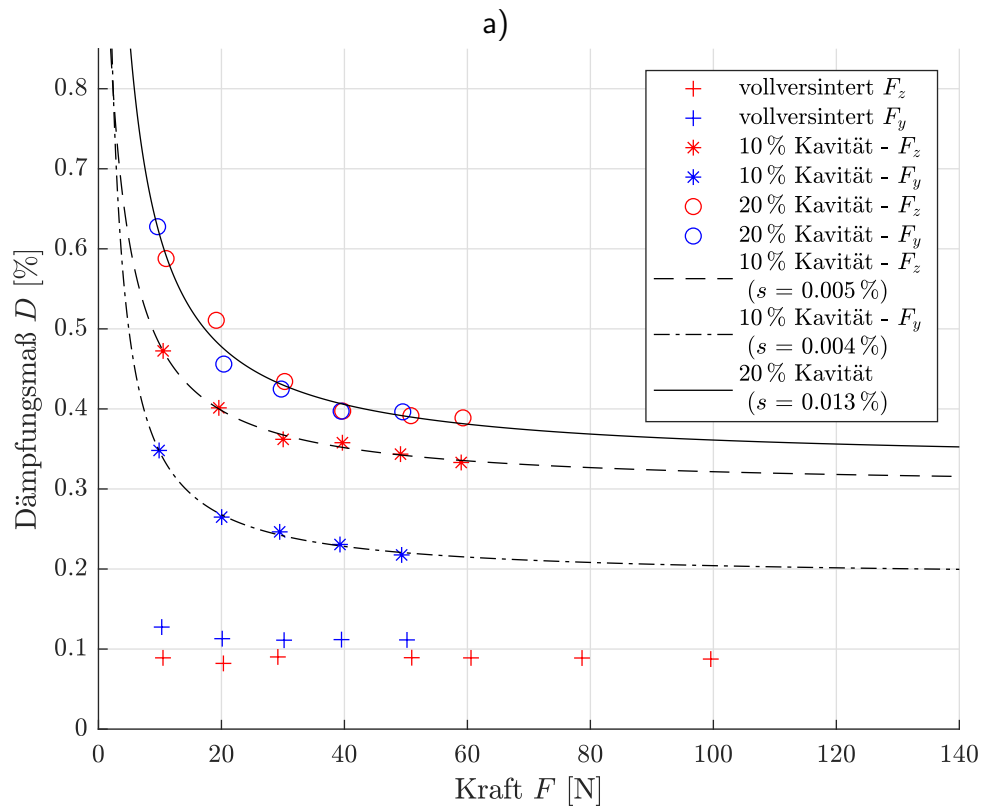


Abbildung B.2: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 3. Mode für Balken aus:
a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $10 \times 10 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 12-14,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $8,4 \times 8,4 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 43-45.

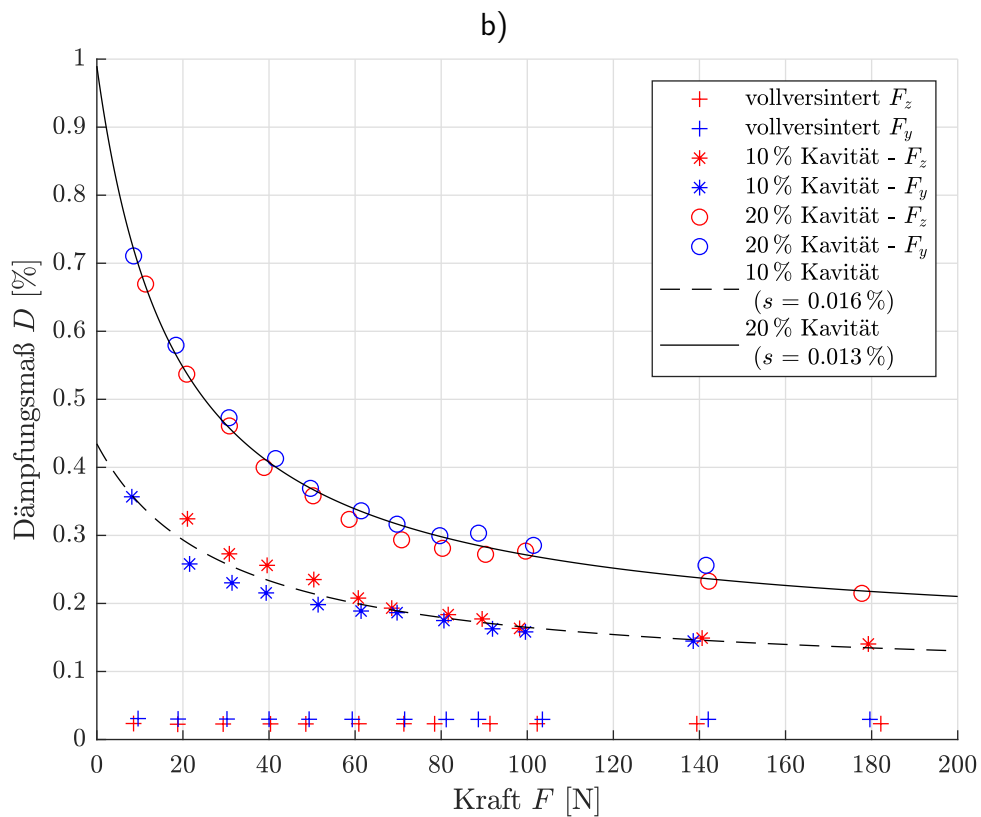
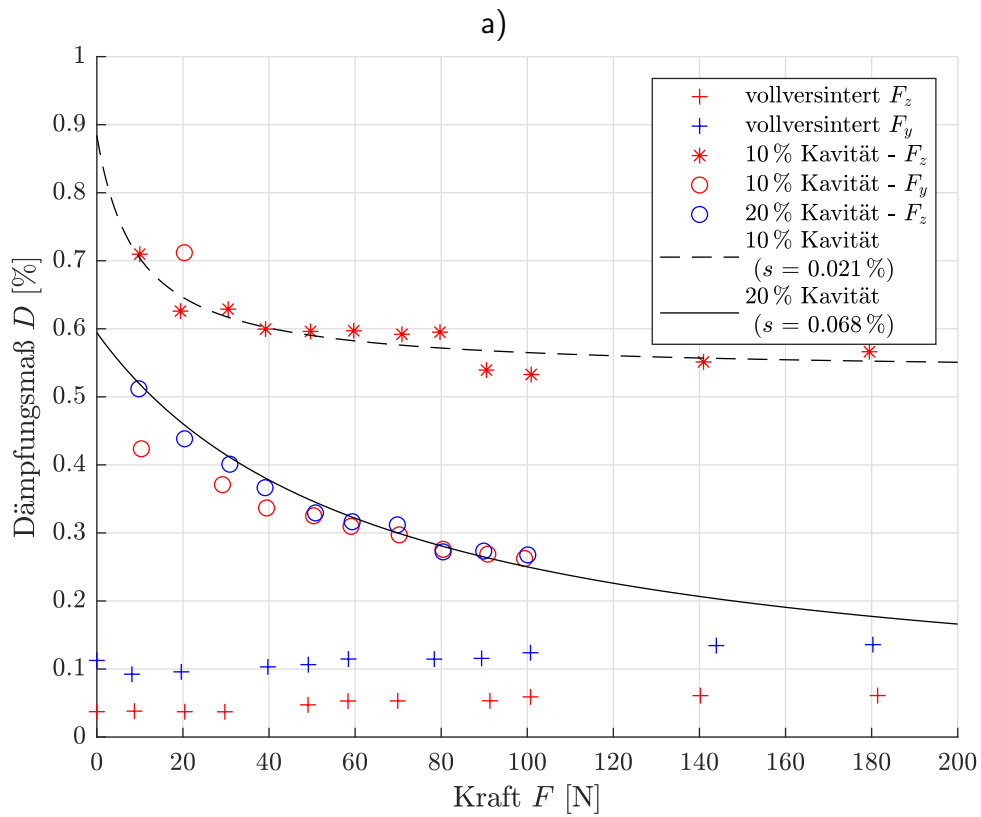


Abbildung B.3: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 3. Mode für Balken aus:
 a) AISi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$, Par. 1,23,25,
 b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 169 \text{ mm}^3$, Par. 40-42.

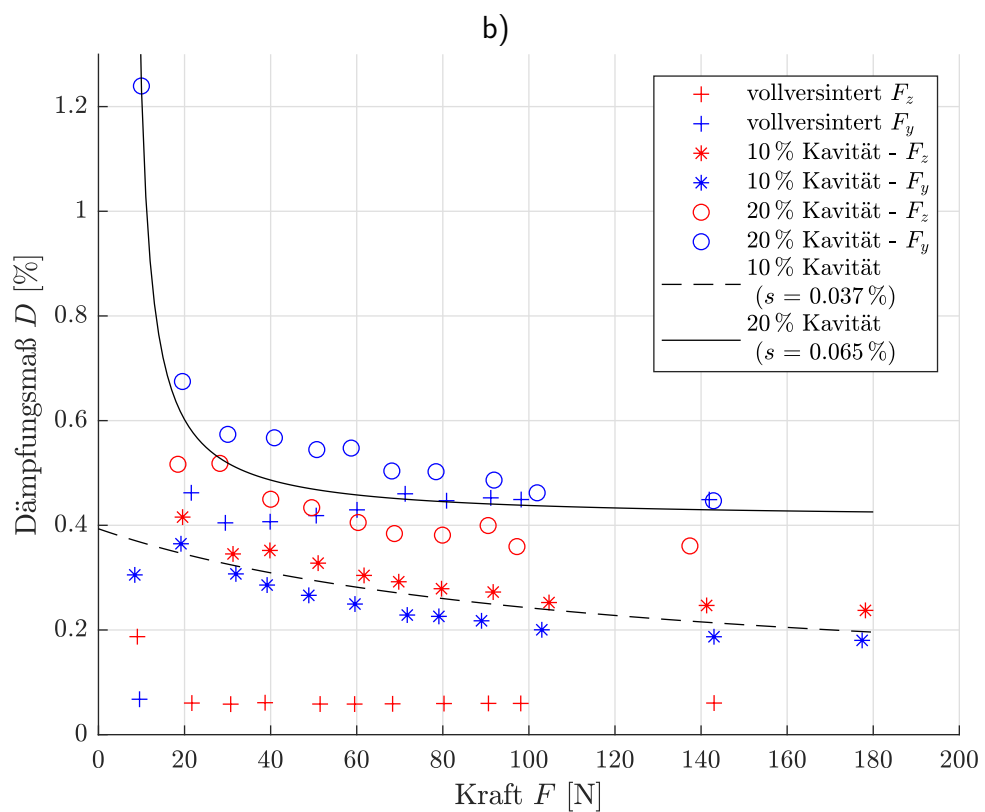
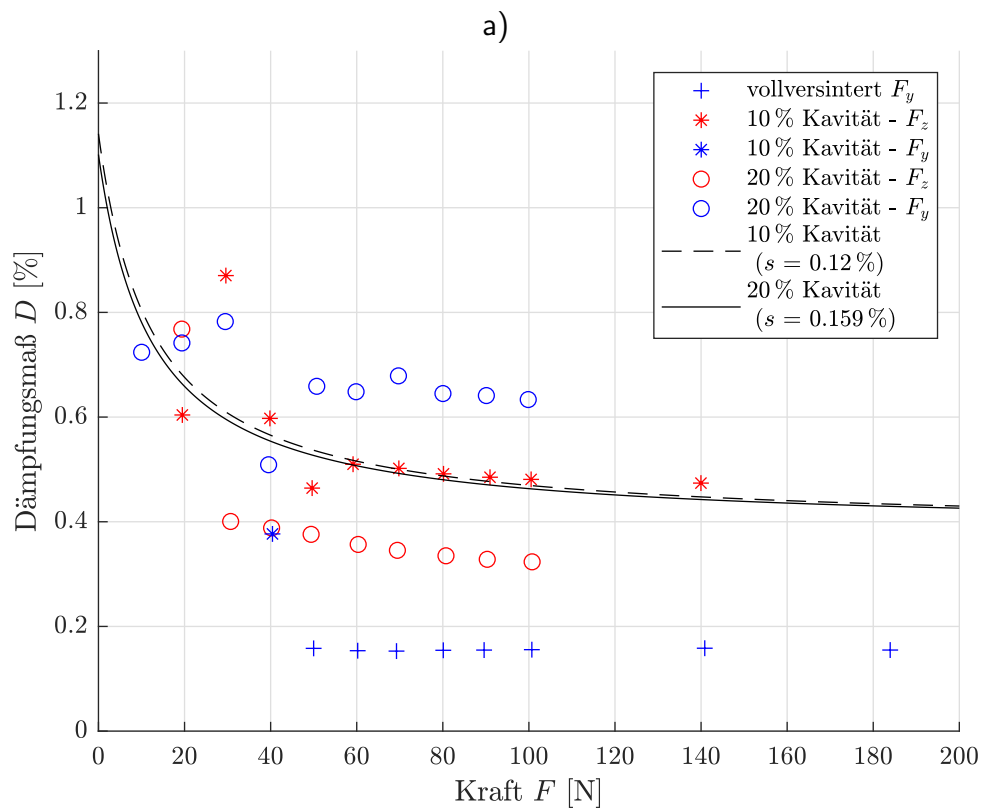


Abbildung B.4: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der 3. Mode für Balken aus:
a) AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$, Par. 18-20,
b) 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16,9 \times 16,9 \times 126 \text{ mm}^3$, Par. 49-51.

C Mechanisches Ersatzmodell

C.1 Simulationsergebnisse für Partikeldämpfer aus Aluminium AlSi10Mg

Tabelle C.1: Parameter und Berechnungsergebnisse für die Gln. (5.3) bis (5.28) des $20 \times 20 \times 200 \text{ mm}^3$ Balkens aus AlSi10Mg (Par. 25).

Parameter	Formelzeichen	Wert
Balkenbreite	b	0,02 m
Balkenhöhe	h	0,02 m
Balkenlänge	l bzw. L	0,2 m
Hohlraumbreite	b_h	0,01 m
Hohlraumhöhe	h_h	0,01 m
Hohlraumlänge	l_h	0,16 m
Grundfläche Partikelhaufen	A	0,0016 m
Ersatzquerschnitt	A_{ers}	$3,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
Hohlraumquerschnitt	A_h	$1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
Bauteildichte AlSi10Mg	ρ_{Al}	2670 kg/m^3
Schüttdichte AlSi10Mg	$\rho_{\text{Al,S}}$	1300 kg/m^3
E-Modul	E	$7 \times 10^{10} \text{ Pa}$
Flächenträgheitsmoment	I	$1,25 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$
Balkenmasse	m_0	0,1709 kg
Eigenfrequenz der Hauptstruktur	f_0	2852,2 Hz
Steifigkeit der Hauptstruktur	c_0	$5,488 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Dämpfungsmaß der Hauptstruktur	D	0,0007
Dämpfungskonstante der Hauptstruktur	d_0	$4,3169 \frac{\text{kg} \cdot \text{N}}{\text{m}}$
Partikelmasse	m_p	0,0208 kg
Mittlerer Partikeldurchmesser	d_{50}	$47 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Poissonzahl	ν	0,33
Reduzierter Radius	R^*	$1,175 \cdot 10^{-5} \text{ m}$

Parameter	Formelzeichen	Wert
Reduzierter E-Modul	E^*	$7,8555 \cdot 10^{10}$ Pa
Partikelschichten	i	212
Partikelanzahl pro Schicht	j	721648
Masse pro Partikel	m_{ep}	$1,3596 \cdot 10^{-10}$ kg
Gewichtskraft pro Partikel	F_{ep}	$1,3337 \cdot 10^{-9}$ N
Verformung pro Partikel	δ	$3,8076 \cdot 10^{-12}$ m
Partikelsteifigkeit	$c_{ep} = c_p$	$525,43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Eigenfrequenz Partikel	f_p	25,3 Hz
Restitutionskoeffizient	ε	0,35
kritisches Dämpfungsverhältnis	ξ	0,3169
Vorfaktor	B	$2 \cdot 10^8$ Hz
Dämpfungskonstante	d_p	$51,5 \frac{\text{kg} \cdot \text{N}}{\text{m}}$
Winkel der inneren Reibung	φ	60°
Wandreibungswinkel	φ_x	20°
Spannungsverhältnis	k	0,1608
Umfang des Partikelhaufens	U	0,34 m
Betrag der Reibkraft	\widehat{F}_R	0,0358 N

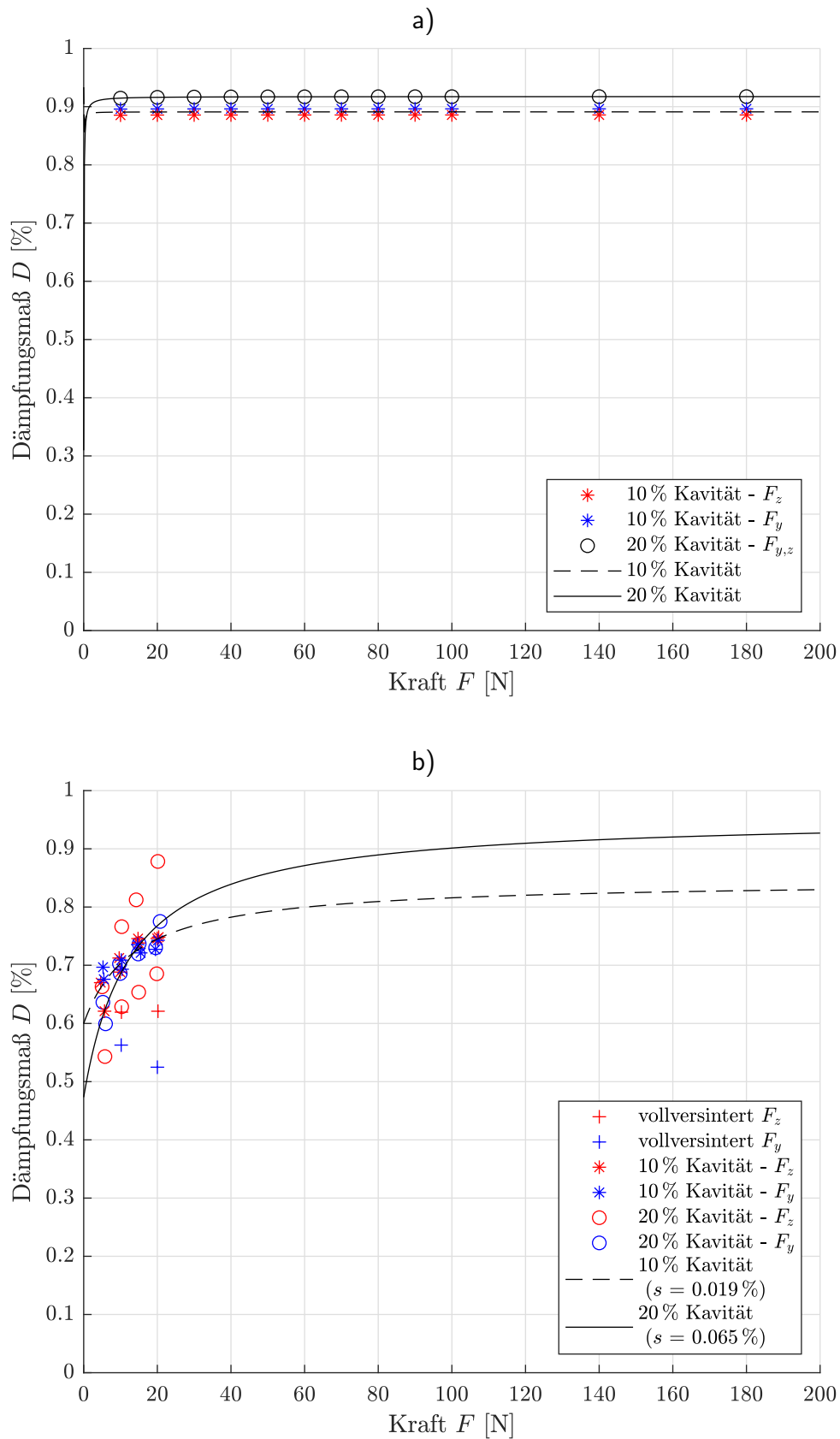


Abbildung C.1: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $5 \times 5 \times 200 \text{ mm}^3$:
a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 15-17.

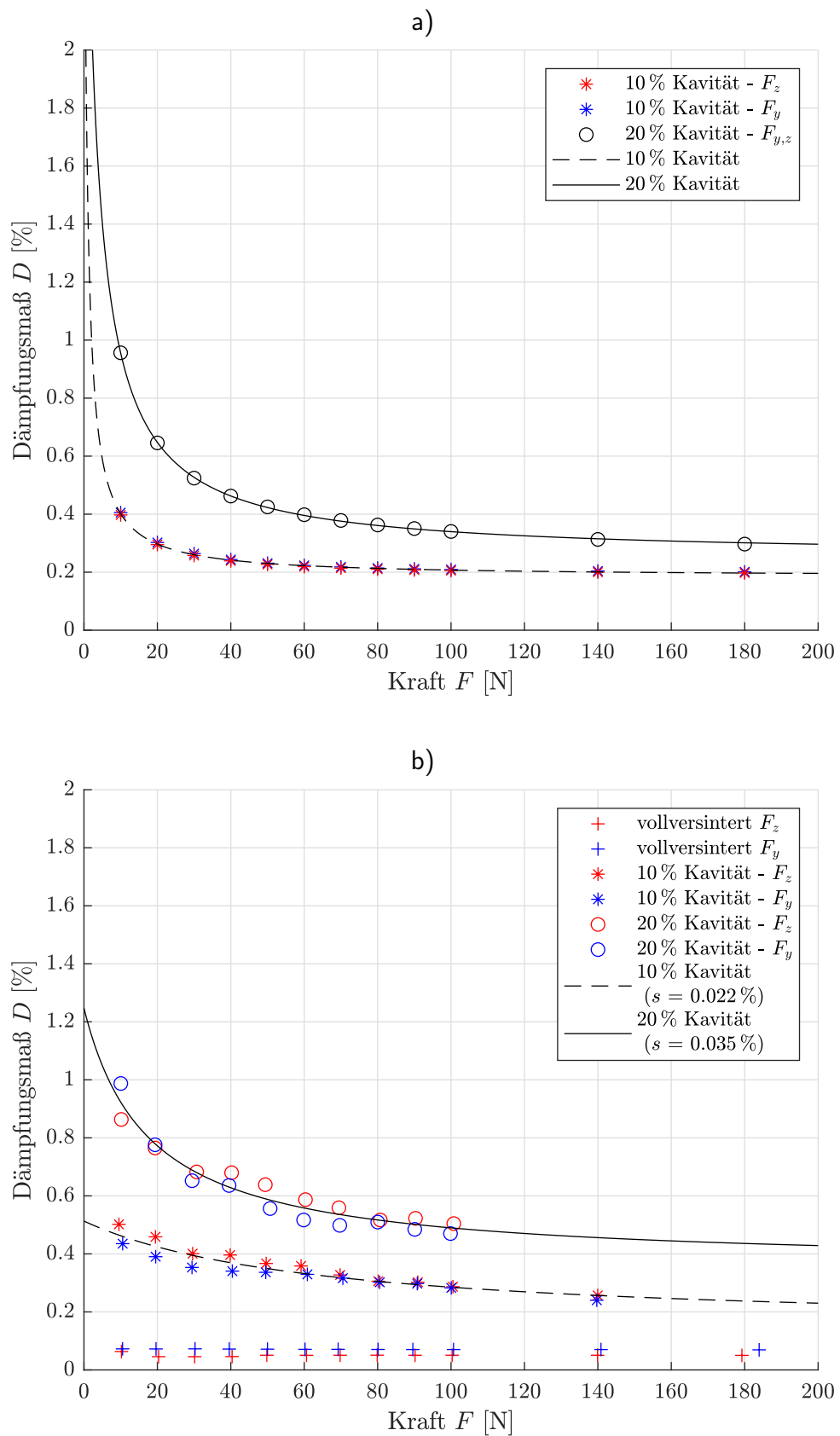


Abbildung C.2: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus AlSi10Mg mit den äußeren Abmessungen $20 \times 20 \times 150 \text{ mm}^3$:
 a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 18-20.

C.2 Simulationsergebnisse für Partikeldämpfer aus Werkzeugstahl 1.2709

Tabelle C.2: Simulationsergebnisse für 1.2709: Pulvermasse und Eigenfrequenz.

Parameter	40	41	43	44	46	47	49	50
$m_{P, \text{Sim.}}$ [g]	38,79	19,40	9,47	4,74	2,37	1,18	28,73	14,36
$m_{P, \text{Exp.}}$ [g]	36,70	14,93	12,61	6,74	2,75	1,28	31,19	14,15
Abweichung [%]	5,7	30,0	24,9	29,7	13,8	7,8	7,9	1,5
$f_{0, \text{Sim.}}$ [Hz]	2845,7	2745,3	1481,7	1465,9	734,4	730,7	5565,0	5370,1
$f_{0, \text{Exp.}}$ [Hz]	2734,9	2705,8	1389,2	1364,7	627,4	642,6	4697,2	4680,8
Abweichung [%]	4,1	1,5	6,7	7,4	17,1	13,7	18,4	14,7

Tabelle C.3: Parameter und Berechnungsergebnisse für die Gln. (5.3) bis (5.28) des $16,9 \times 16,9 \times 169 \text{ mm}^3$ Balkens aus 1.2709 (Par. 40).

Parameter	Formelzeichen	Wert
Balkenbreite	b	0,0169 m
Balkenhöhe	h	0,0169 m
Balkenlänge	l bzw. L	0,1686 m
Hohlraumbreite	b_h	0,0085 m
Hohlraumhöhe	h_h	0,0085 m
Hohlraumlänge	l_h	0,1349 m
Grundfläche Partikelhaufen	A	0,0011 m
Ersatzquerschnitt	A_{ers}	$2,278 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
Hohlraumquerschnitt	A_h	$7,225 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
Bauteildichte 1.2709	ρ_{St}	8050 kg/m^3
Schüttdichte 1.2709	$\rho_{\text{St,S}}$	3980 kg/m^3
E-Modul	E	$1,8 \times 10^{11} \text{ Pa}$
Flächenträgheitsmoment	I	$6,3628 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$
Balkenmasse	m_0	0,3092 kg
Eigenfrequenz der Hauptstruktur	f_0	3134,3 Hz

Parameter	Formelzeichen	Wert
Steifigkeit der Hauptstruktur	c_0	$1,1991 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Dämpfungsmaß der Hauptstruktur	D	0,0005
Dämpfungskonstante der Hauptstruktur	d_0	$6,0048 \frac{\text{kg} \cdot \text{N}}{\text{m}}$
Partikelmasse	m_p	0,0388 kg
Mittlerer Partikeldurchmesser	d_{50}	$31 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Poissonzahl	ν	0,33
Reduzierter Radius	R^*	$7,83 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Reduzierter E-Modul	E^*	$2,02 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Partikelschichten	i	271
Partikelanzahl pro Schicht	j	1167197
Masse pro Partikel	m_{ep}	$1,2264 \cdot 10^{-10} \text{ kg}$
Gewichtskraft pro Partikel	F_{ep}	$1,2031 \cdot 10^{-9} \text{ N}$
Verformung pro Partikel	δ	$2,1682 \cdot 10^{-12} \text{ m}$
Partikelsteifigkeit	$c_{ep} = c_p$	$832,30 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Eigenfrequenz Partikel	f_p	23,3 Hz
Restitutionskoeffizient	ε	0,35
kritisches Dämpfungsverhältnis	ξ	0,3169
Vorfaktor	B	$2 \cdot 10^8 \text{ Hz}$
Dämpfungskonstante	d_p	$73,3 \frac{\text{kg} \cdot \text{N}}{\text{m}}$
Winkel der inneren Reibung	φ	60°
Wandreibungswinkel	φ_x	20°
Spannungsverhältnis	k	0,1608
Umfang des Partikelhaufens	U	0,287 m
Betrag der Reibkraft	\widehat{F}_R	0,0792 N

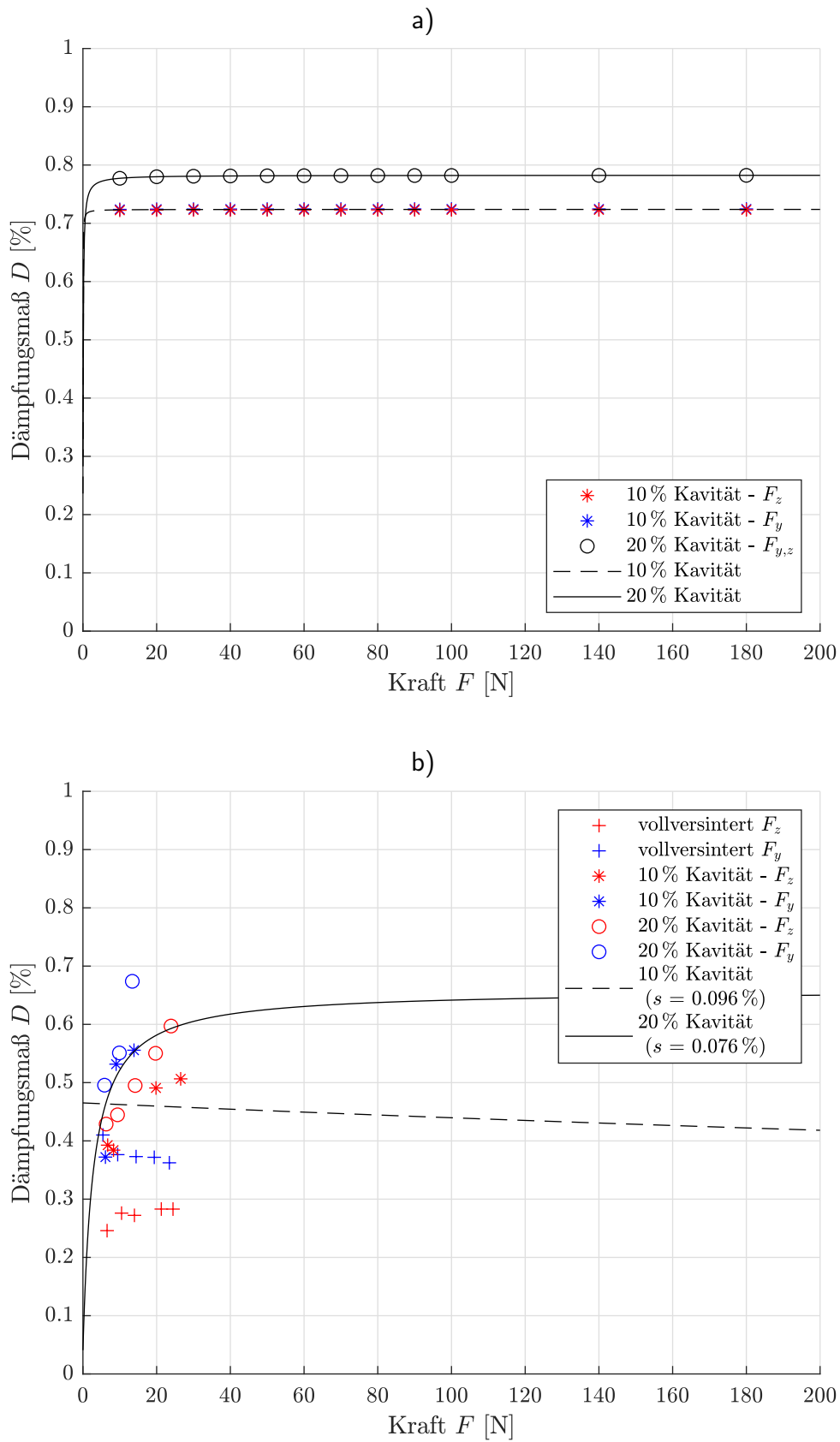


Abbildung C.3: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $4.2 \times 4.2 \times 169 \text{ mm}^3$:
 a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 46-48.

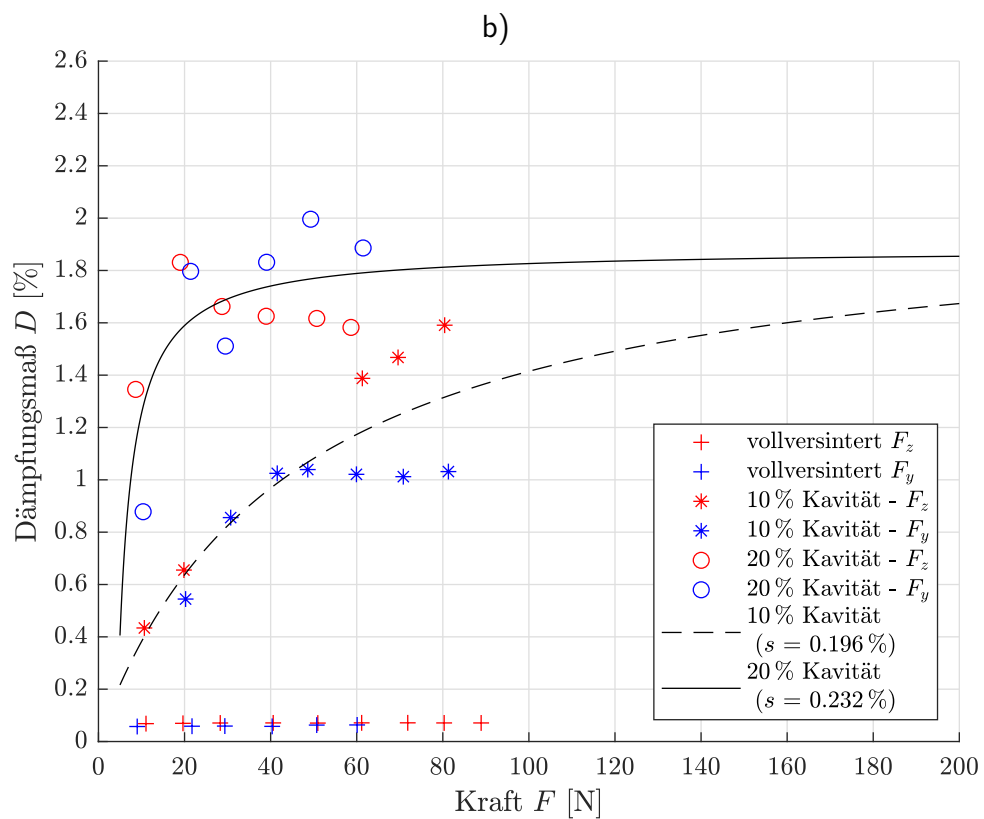
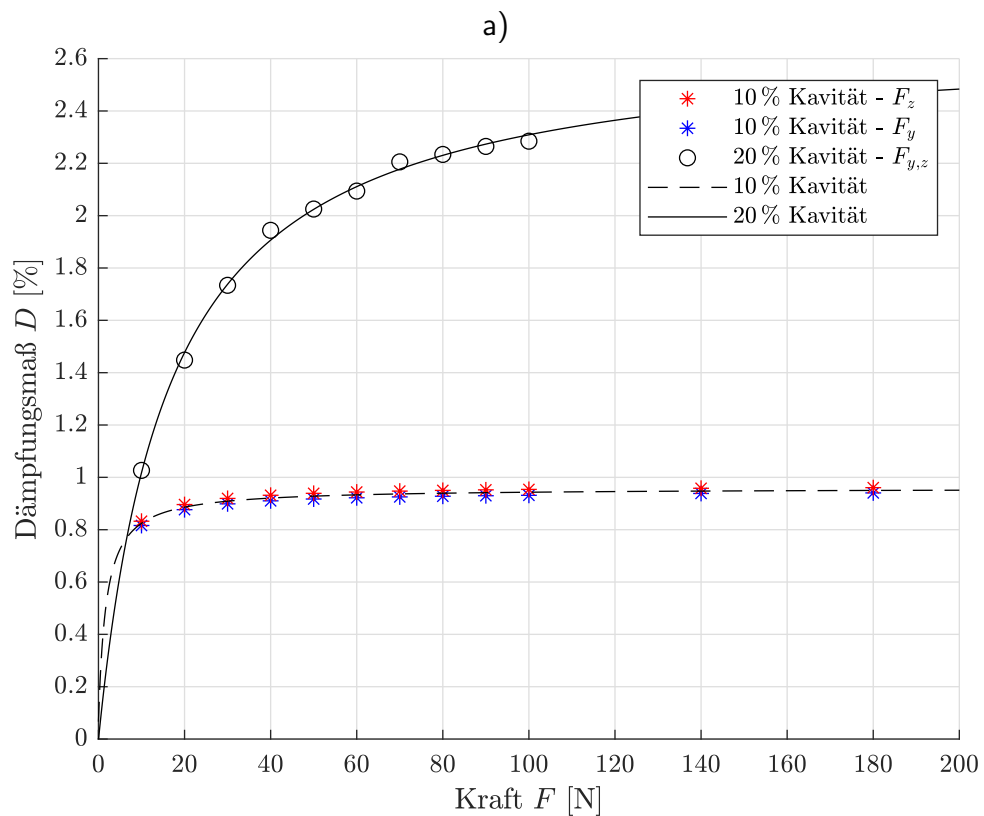


Abbildung C.4: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $8.4 \times 8.4 \times 169 \text{ mm}^3$:
a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 43-45.

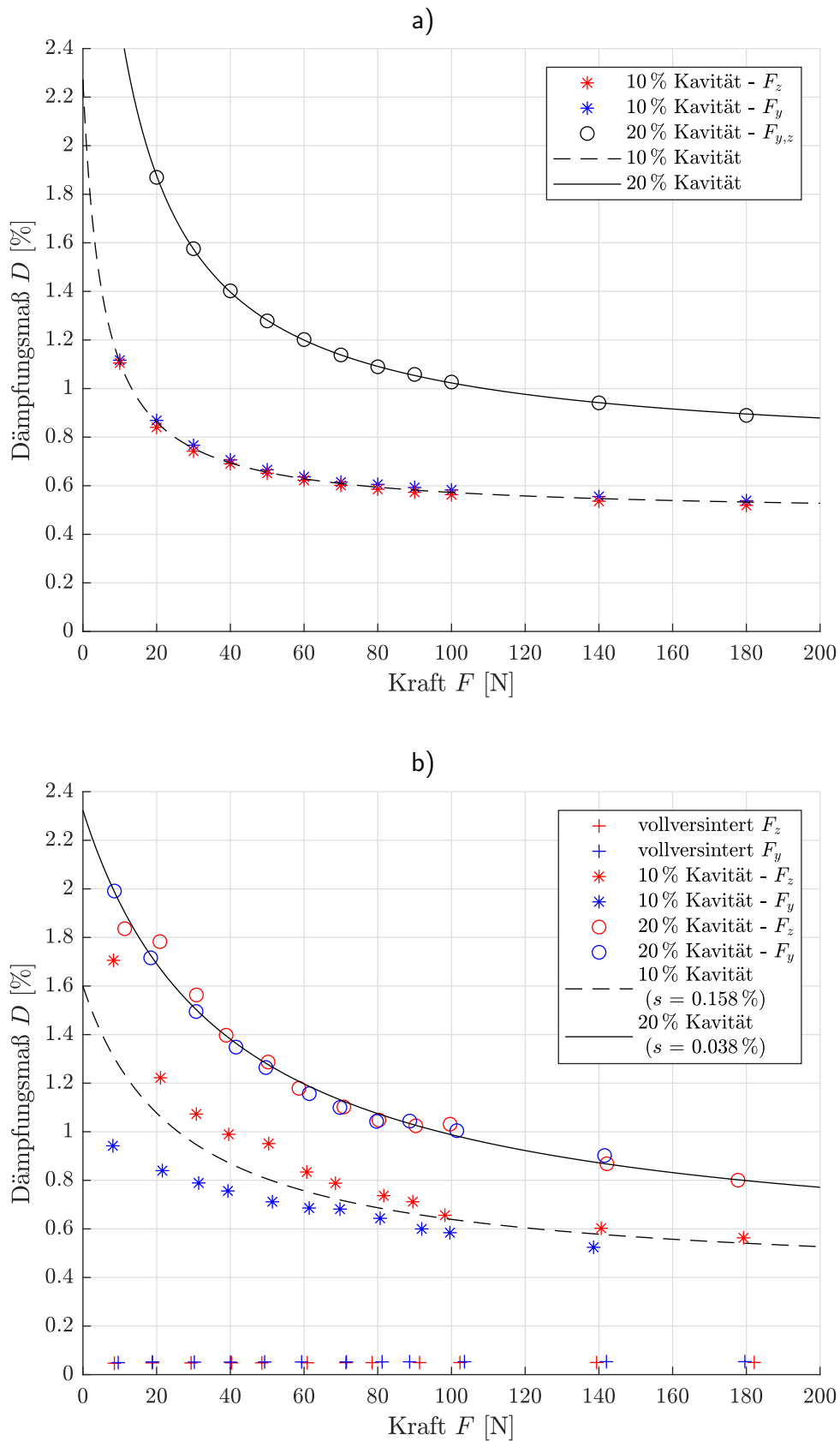


Abbildung C.5: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16.9 \times 16.9 \times 169 \text{ mm}^3$:
 a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 40-42.

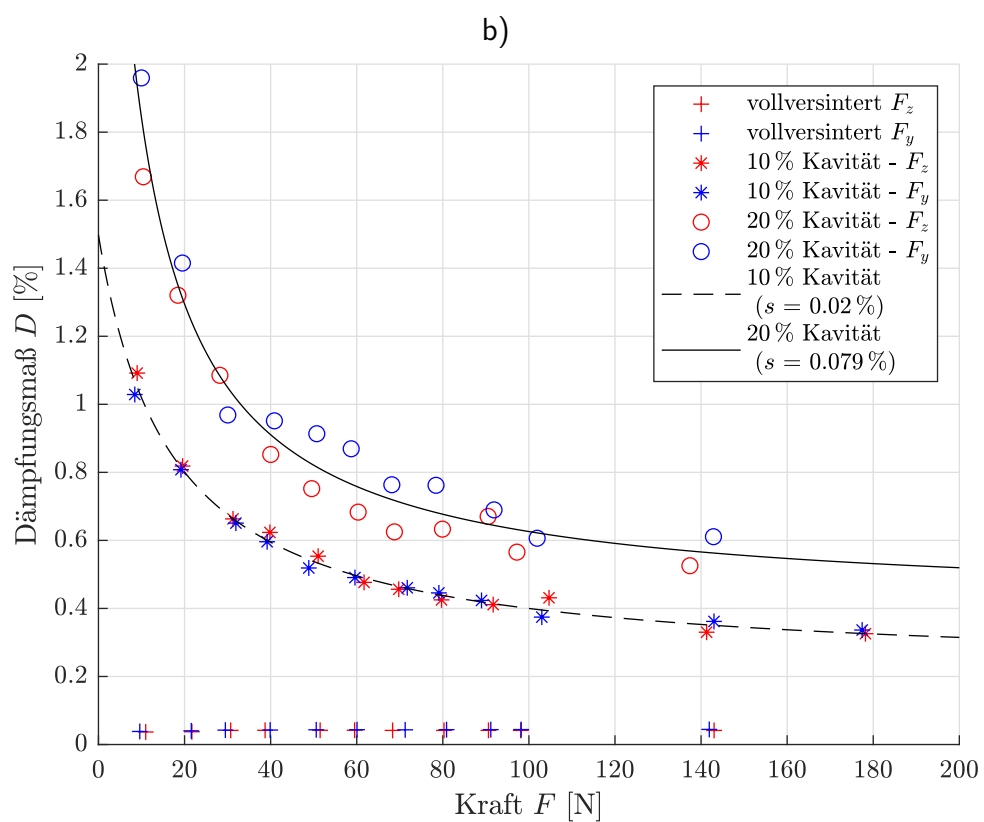
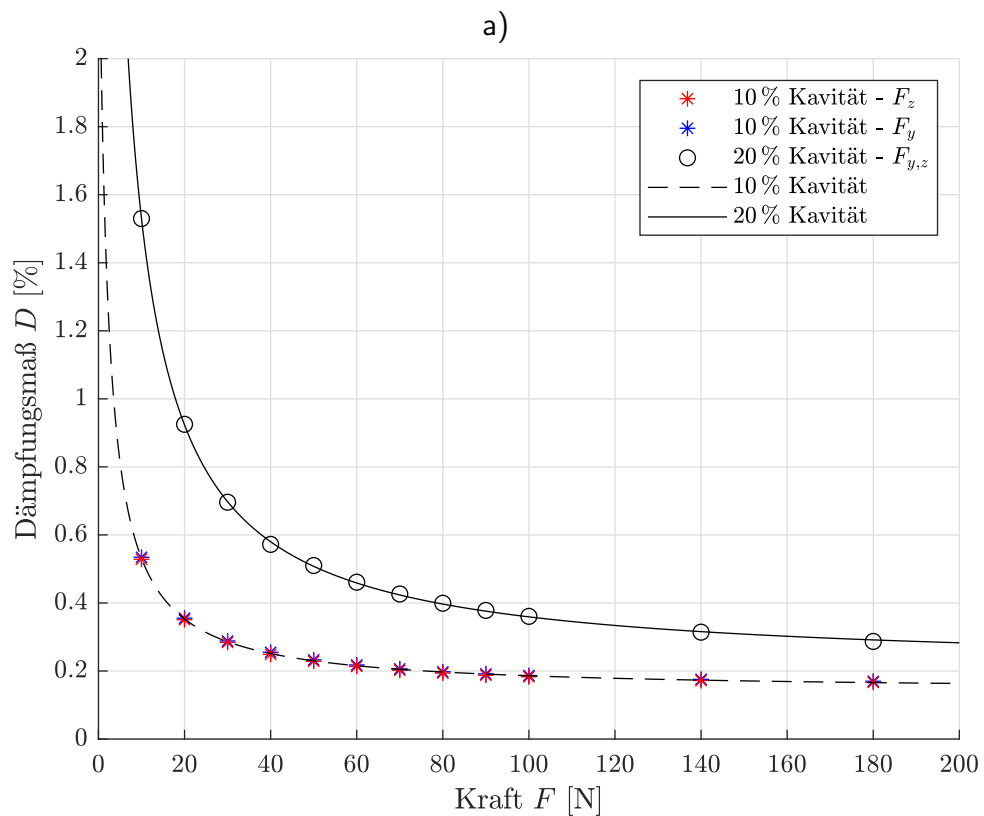


Abbildung C.6: Kraftabhängiger Dämpfungsverlauf der ersten Biegemode für Balken aus 1.2709 mit den äußeren Abmessungen $16.9 \times 16.9 \times 126 \text{ mm}^3$:
a) Simulationsergebnis, b) Experiment - Parameter 49-51.

D Fahrversuche

Tabelle D.1: Kenndaten Ducati Monster 796 ABS.

Kategorie	Wert
Baujahr	2012
Hubraum [ccm]	803
Nennleistung [kW/PS]	60 / 81
Nenndrehzahl [1/min]	8250
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	215
Drehmoment [Nm]	78
Motorbauform	90° L-Twin
Zylinderzahl	2
Leergewicht [kg]	186
zulässiges Gesamtgewicht [kg]	390
Gangzahl	6

Tabelle D.2: Randbedingungen zu den Fahrversuchen.

	Kategorie	Wert
Fahrer	Name	Leonard S.
	Körpergewicht	81 kg
	Körpergröße	177 cm
	Fahrerfahrung	5,5 Jahre
	Alter	24/25 Jahre
	Erstzulassung des Motorrads	2012
	Gesamtkilometerstand	ca. 20000 km
	Gewicht der handgehaltenen Maschine	199 kg
	Masse B-Sensor und Halterung am Lenker	25,97 g
	Witterungsbedingungen	trocken
	Luftdruck	VA 2,5 bar, HA 2,9 bar

Expositionspunkte für Hand-Arm-Schwingungen (HAV)											
										Schwingungsgesamtwert	
Auslösewert eingehalten										Punktwert ≤ 100	Grün
Expositionsgrenzwert eingehalten										Punktwert ≤ 400	Gelb
Expositionsgrenzwert überschritten										Punktwert > 400	Rot
a_{hv}	Tägliche Einwirkungsdauer in Minuten										
in m/s^2	30	60	120	180	240	300	360	420	480	600	720
30	900	1.800	3.600	5.400	7.200	9.000	10.800	12.600	14.400	18.000	21.600
25	625	1.250	2.500	3.750	5.000	6.250	7.500	8.750	10.000	12.500	15.000
20	400	800	1.600	2.400	3.200	4.000	4.800	5.600	6.400	8.000	9.600
18	324	648	1.296	1.944	2.592	3.240	3.888	4.536	5.184	6.480	7.776
16	256	512	1.024	1.536	2.048	2.560	3.072	3.584	4.096	5.120	6.144
15	225	450	900	1.350	1.800	2.250	2.700	3.150	3.600	4.500	5.400
14	196	392	748	1.176	1.568	1.950	2.352	2.744	3.136	3.920	4.704
13	169	338	676	1.014	1.352	1.690	2.028	2.366	2.704	3.380	4.056
12	144	288	576	864	1.152	1.440	1.728	2.016	2.304	2.880	3.456
11	121	242	484	726	968	1.210	1.452	1.694	1.936	2.420	2.904
10	100	200	400	600	800	1.000	1.200	1.400	1.600	2.000	2.400
9,5	90	181	361	542	722	903	1.083	1.264	1.444	1.805	2.166
9	81	162	324	486	648	810	972	1.134	1.296	1.620	1.944
8,5	72	145	289	434	578	723	867	1.012	1.156	1.445	1.734
8	64	128	256	384	512	640	768	896	1.024	1.280	1.636
7,5	56	113	225	338	450	563	675	788	900	1.125	1.350
7	49	98	196	294	392	490	588	686	784	980	1.176
6,5	42	85	169	254	338	423	507	592	676	845	1.014
6	36	72	144	216	288	360	432	504	576	720	864
5,5	30	61	121	182	242	303	363	424	484	605	726
5	25	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600
4,8	23	46	92	138	184	230	276	323	369	461	553
4,6	21	42	85	127	169	212	254	296	339	423	508
4,4	19	39	77	116	155	194	232	271	310	387	465
4,2	18	35	71	106	141	176	212	247	282	353	423
4	16	32	64	96	128	160	192	224	256	320	384
3,8	14	29	58	81	116	144	173	202	231	289	347
3,6	13	26	52	78	104	130	156	181	207	259	311
3,4	12	23	46	69	92	116	139	162	185	231	277
3,2	10	20	41	61	82	102	123	143	164	205	246
3	9	18	36	54	72	90	108	126	144	180	216
2,5	6	13	25	38	50	63	75	88	100	125	150
2	4	8	16	24	32	40	48	56	64	80	96
1,5	2	5	9	14	18	23	27	32	36	45	54
1	1	2	4	6	8	10	12	14	16	20	24
	0,5 h	1,0 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h	7 h	8 h	10 h	12 h
Tägliche Einwirkungsdauer in Stunden											

Abbildung D.1: Expositionspunkte für Hand-Arm-Schwingungen (HAV), [TRL15].

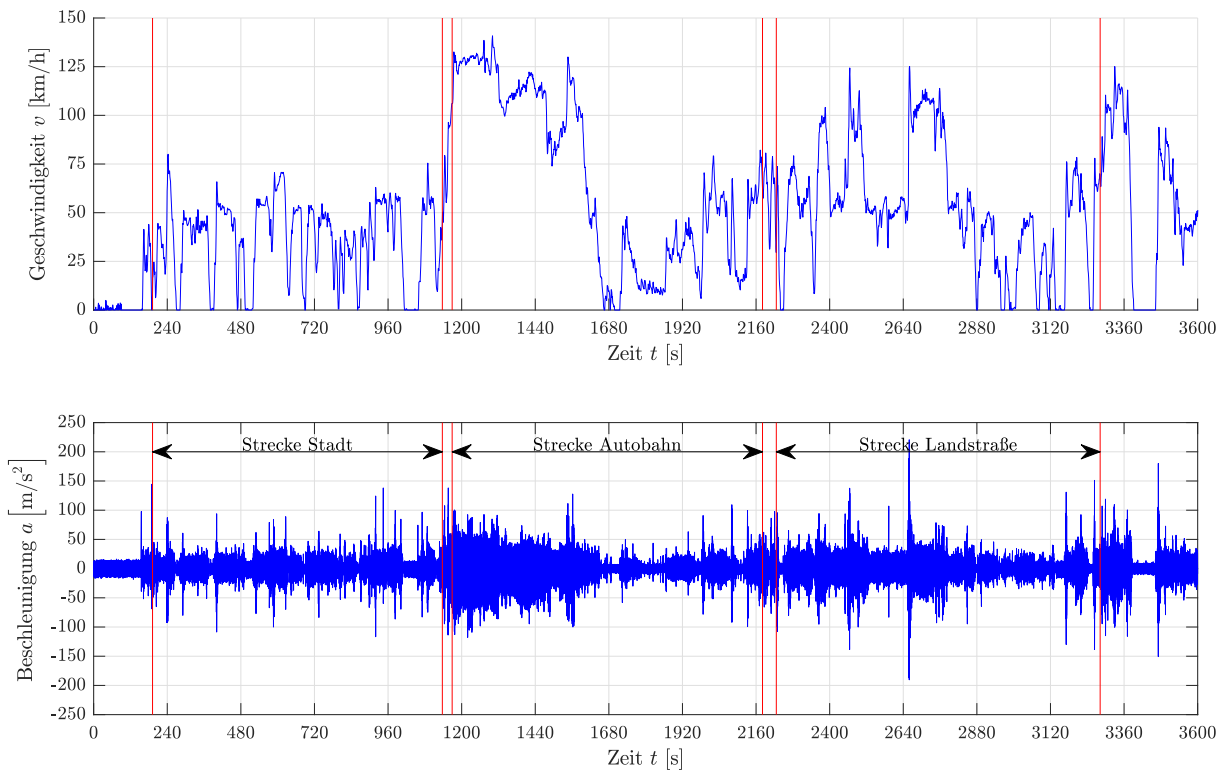


Abbildung D.2: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten aus den Fahrversuchen vom 22.06.2022.

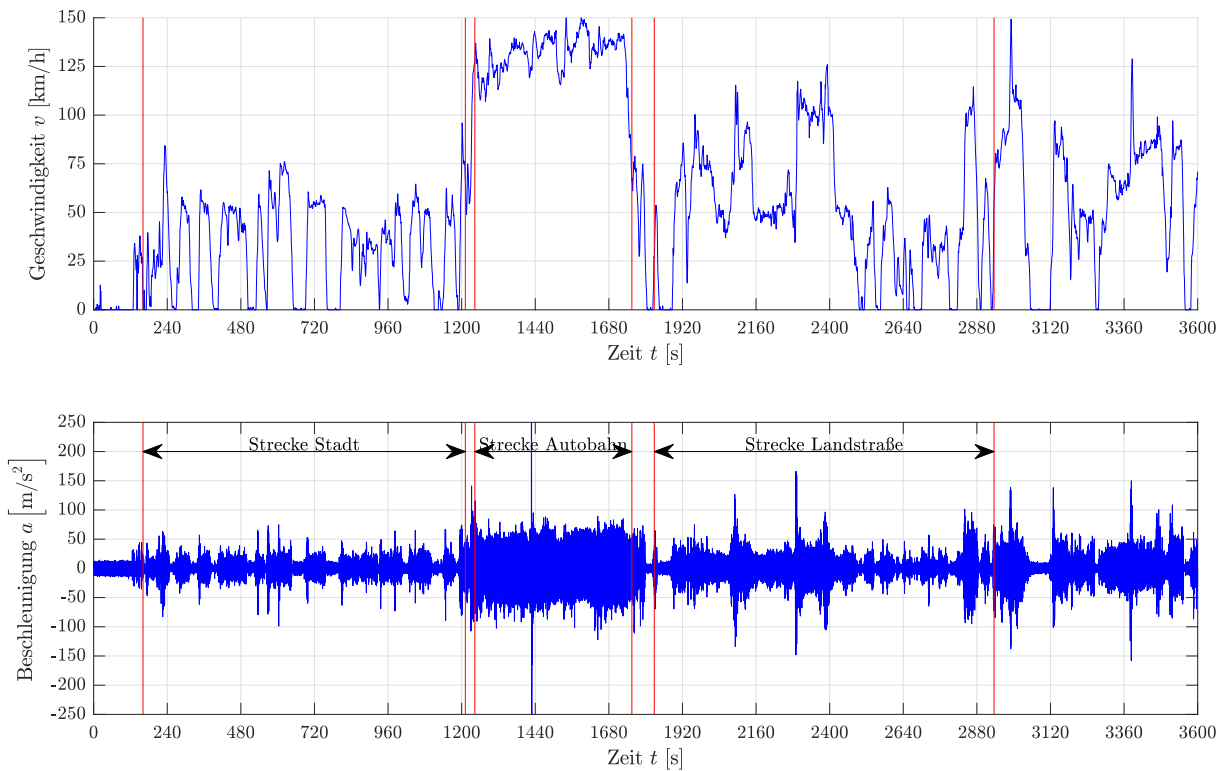


Abbildung D.3: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten aus den Fahrversuchen vom 12.07.2022.

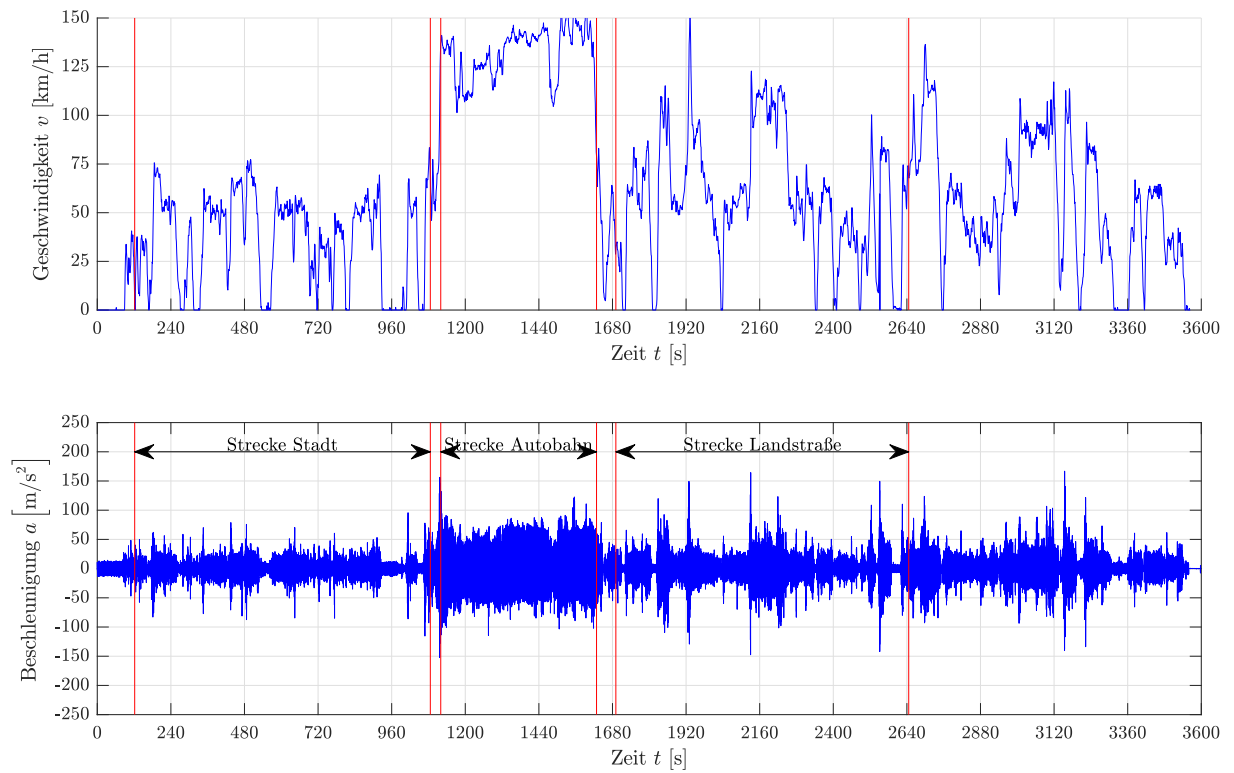


Abbildung D.4: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten aus den Fahrversuchen vom 14.07.2022.

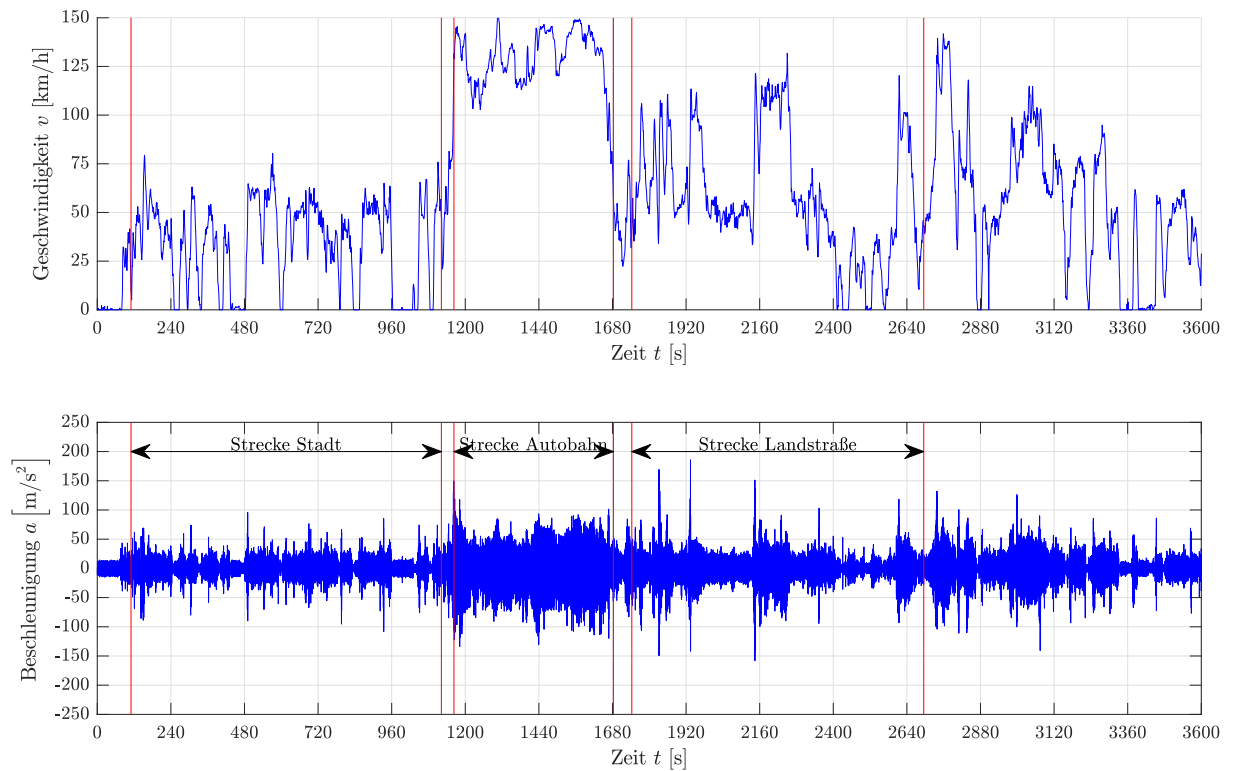


Abbildung D.5: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten aus den Fahrversuchen vom 15.07.2022.

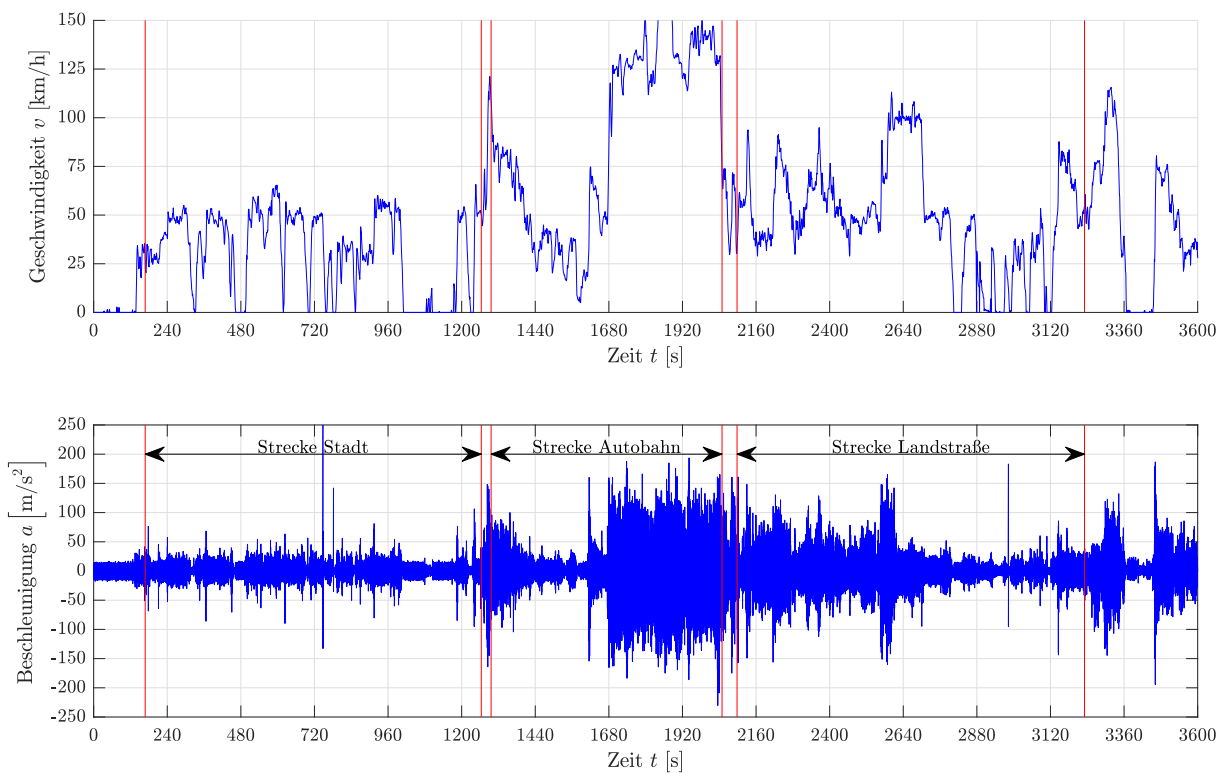


Abbildung D.6: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmessdaten aus den Fahrversuchen vom 30.09.2022.

Tabelle D.3: Ergebnistabelle der Fahrversuche.

Kategorie	Stadtstraße			Landstraße			Autobahn					
	a_{hv} [m/s ²]	t [s]	s [m]	v [m/s]	a_{hv} [m/s ²]	t [s]	s [m]	v [m/s]	a_{hv} [m/s ²]	t [s]	s [m]	v [m/s]
Datum												
22.06.2022*	2,80	946	9,58	36,4	3,98	1057	15,41	52,2	4,78	1012	18,64	66,3
12.07.2022	2,80	1052	9,62	32,5	3,45	1108	15,44	49,9	8,04	513	18,57	130,9
14.07.2022	2,93	964	9,66	35,5	3,62	955	15,43	58,0	4,96	508	18,60	132,2
15.07.2022	3,00	1012	9,62	34,0	3,97	953	15,42	57,8	6,57	520	18,60	129,1
30.09.2022*	2,71	1096	9,60	31,22	3,28	1134	15,50	48,8	4,79	752	18,61	89,24
Mittelwert \bar{x}	2,85	1014	9,61	33,9	3,66	1041	15,44	53,4	5,83	661	18,60	109,6
Standardabw. s	0,12	61,6	0,03	2,1	0,31	84,5	0,03	4,3	1,45	221,8	0,03	30,1
Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ in [m/s ²]	Fahrprofil von Start bis Ziel											
	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h
	1,01	1,42	2,01	2,85	1,29	1,83	2,59	3,66	2,06	2,91	4,12	5,83
Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ in [m/s ²]	Fahrzeit											
	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h
	1,34				1,89				2,68			
Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ in [m/s ²]	Kombination aus 1/3 Stadt, Land, Autobahn											
	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h	1h	2h	4h	8h
	1,43	2,03	2,87		2,03	2,87			2,87	4,05		

*: Stau auf der Autobahn

a_{hv} : Schwingungsgesamtwert

t: Zeit

s: Strecke

v: Geschwindigkeit

E Einstellungen Shaker



Report of Vibration Test Operation

Page 1
Date: 23/01/06

Title
Specimen
Date of Test Start 2022/12/15 13:49:19 **Date of Test End** 2022/12/15 13:55:35
State of Test completed (Programm erfolgreich abgeschlossen.)
Operator
Comment

Test Condition

Referenzsignal Typ Gemessenes Signal
 Abtastfrequenz 10240.00 Hz
 Daten Datei C:\Ehlers\11_Sternberg_HiWI_GB\Prüfstand
 Shaker\Auswahl Autobahnsignal Messfahrt 30.09\GBx.csv
 Bearbeitungsverlauf
 2022/11/03 14:46:27 Die Daten des Zielbereiches wurden extrahiert.
 OZielbereich : 1.554e+5 <==> 530136.50 mSek , Datenlänge nach
 Konvertierung : 4496786 Punkte
 2022/11/03 14:47:01 Frequenz wurde konvertiert.
 Umwandlungs-Verhältnis : 1.0 mal, Abtastfrequenz : 10240.00 Hz ,
 Filterung : ON
 2022/11/03 14:50:20 Filterung wurde angewendet.
 [Hochpass-Filter]
 Abschneiden , Frequenzauflösung : 1600 , Grenzfrequenz : 10.00 Hz
 Gesamtlänge 3.747e+5 ms(3837257 Punkte)
 Min. Max.
 Beschleunigung -117.9618 m/s² 294.4229 m/s²
 Geschwindigkeit -4.979e-2 m/s 9.222e-2 m/s
 Auslenkung -4.683e-3 mm 1.172e+4 mm

Input Condition



Report of Vibration Test Operation

Page 2
Date: 23/01/06

Eingangskanal-Belegung	000-Ch1	000-Ch1	000-Ch1
LW66809			
Eingangs Typ			Ladung (1 mV/pC)
Empfindlichkeit			1.0350 pC/(m/s ²)
Polarität			Positiv
Kanal-Typ			Regeln
Abbruchgrenze (+)			235.9235 m/s ²
Abbruchgrenze (-)			-235.9235 m/s ²
LW66810	000-Ch2		
Eingangs Typ			Ladung (1 mV/pC)
Empfindlichkeit			1.0310 pC/(m/s ²)
Polarität			Positiv
Kanal-Typ			Monitor
67077	000-Ch3		
Eingangs Typ			Ladung (1 mV/pC)
Empfindlichkeit			3.3280 pC/(m/s ²)
Polarität			Positiv
Kanal-Typ			Monitor
67076	000-Ch4		
Eingangs Typ			Ladung (1 mV/pC)
Empfindlichkeit			3.3840 pC/(m/s ²)
Polarität			Positiv
Kanal-Typ			Monitor

Control Condition

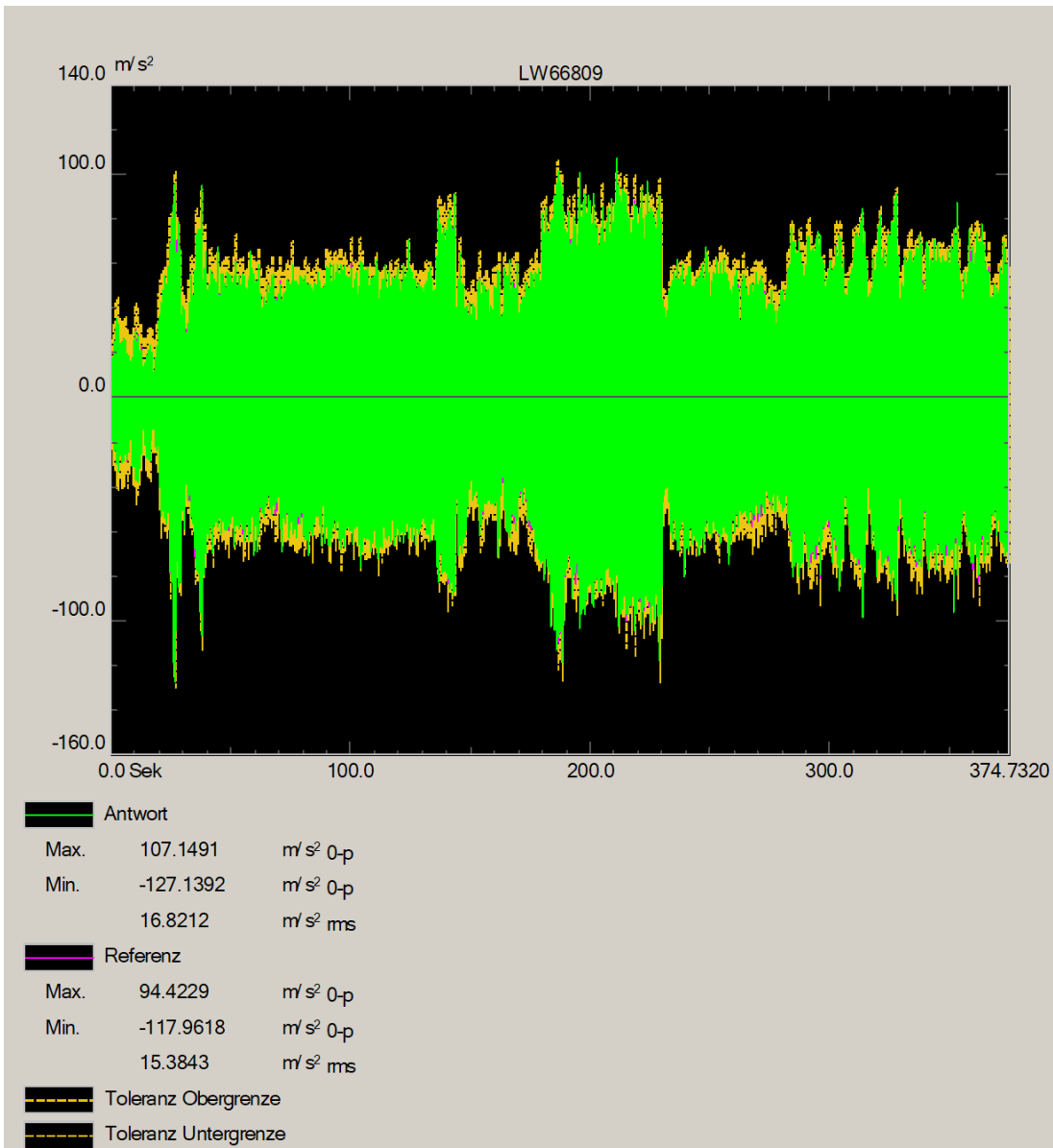
Frequenzbereich	4000.00 Hz
Abtastfrequenz	10240.00 Hz
Linienzahl	800 Linien (delta f = 5.00 Hz)
Frequenz	10.00 <=> 3200.00 Hz
Max. Beobachtungsfrequenz	3200.00 Hz
Loop-Check	Normal
Anfangspegel	100.0 % (0.00 dB)
Regelstrategie	Normal
Drive Dynamik	Normal
Regelgeschwindigkeit	Normal
Drive Korrekturkoeffizient.	0.40
Abschaltzeit	500.0 ms
Referenz Multiplikator	1.0
XFR Messung Mittelung	8 mal
Polarität	Positiv
Wiederholungen	1 mal 0.0 ms Intervall
Cross-talk control	Nicht ausführen
High pass filter	Not Operate

Graph of Test Result



Report of Vibration Test Operation

Page 3
Date: 23/01/06



F Ergebnisse Motorradgabelbrücke

Tabelle F.1: Dämpfungsmaß D und Eigenfrequenz f_0 der Motorradgabelbrücken, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor.

Gabelbrücke	Messkampagne	Stadt		Land		Autobahn	
		D [%]	f_0 [Hz]	D [%]	f_0 [Hz]	D [%]	f_0 [Hz]
konventionell	1	0,49	172,5	0,76	171,8	0,99	171,5
	4	0,44	172,6	0,84	171,8	0,96	171,3
	7					0,87	172,0
	Mittelwert	0,47	172,6	0,80	171,8	0,94	171,6
vollversintert	2	0,31	174,8	0,33	174,5	0,29	174,4
	5	0,35	174,8	0,36	174,6	0,31	174,5
	8					0,24	172,3
	Mittelwert	0,33	174,8	0,34	174,6	0,28	173,7
partikelgedämpft	3	0,36	174,9	0,35	174,8	0,32	174,7
	6	0,39	174,5	0,38	174,3	0,36	174,2
	9					0,31	174,5
	Mittelwert	0,37	174,7	0,36	174,5	0,33	174,5

Tabelle F.2: Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ der Motorradgabelbrücken bei einer Bezugsdauer von $T = 1$ h, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor.

Gabelbrücke	Messkampagne	Stadt $A(8)$ in $[m/s^2]$	Land $A(8)$ in $[m/s^2]$	Autobahn $A(8)$ in $[m/s^2]$
konventionell	1	0,89	1,93	4,70
	4	0,93	2,02	4,89
	7			5,02
	Mittelwert	0,91	1,98	4,87
vollversintert	2	1,25	2,89	9,52
	5	1,18	2,84	9,42
	8			9,44
	Mittelwert	1,21	2,86	9,46
partikelgedämpft	3	1,23	2,85	9,61
	6	1,14	2,69	9,00
	9			9,69
	Mittelwert	1,18	2,77	9,43

Tabelle F.3: Tages-Schwingungsbelastung $A(8)$ der Motorradgabelbrücken bei einer Bezugsdauer von $T = 1$ h, gemessen am triaxialen Beschleunigungssensor.

Gabelbrücke	Messkampagne	Stadt $A(8)$ in $[m/s^2]$	Land $A(8)$ in $[m/s^2]$	Autobahn $A(8)$ in $[m/s^2]$
konventionell	1	0,86	1,85	4,53
	4	0,88	1,93	4,63
	7			4,77
	Mittelwert	0,87	1,89	4,64
vollversintert	2	1,10	2,99	8,11
	5	0,95	3,99	9,04
	8			10,54
	Mittelwert	1,02	3,49	9,22
partikelgedämpft	3	1,00	2,54	6,48
	6	0,85	2,82	9,15
	9			6,42
	Mittelwert	0,93	2,68	7,35

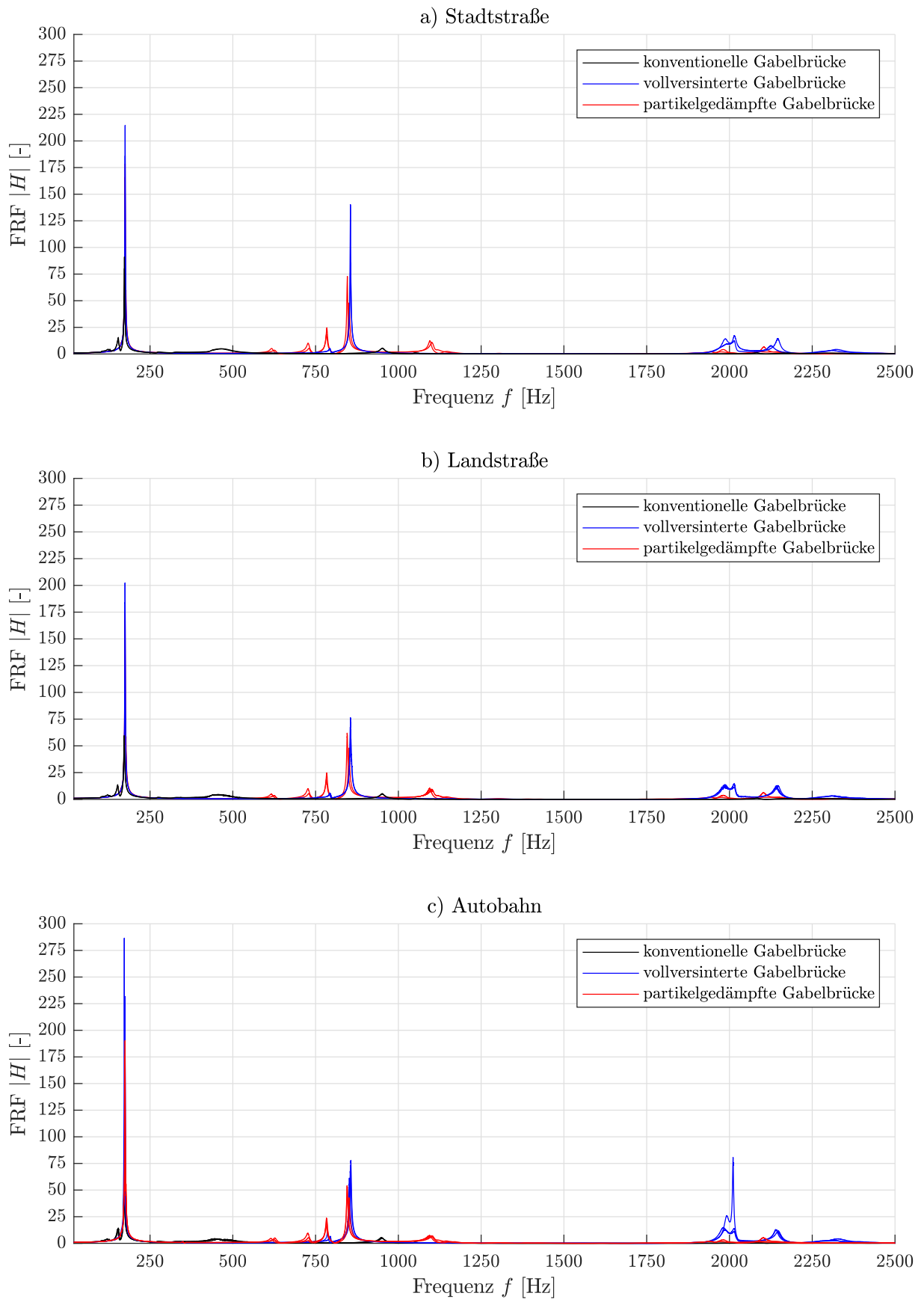


Abbildung F.1: FRF der Gabelbrücken im Frequenzbereich 20 Hz bis 2500 Hz, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor für: a) Fahrprofil Stadtstraße, b) Fahrprofil Landstraße, c) Fahrprofil Autobahn.

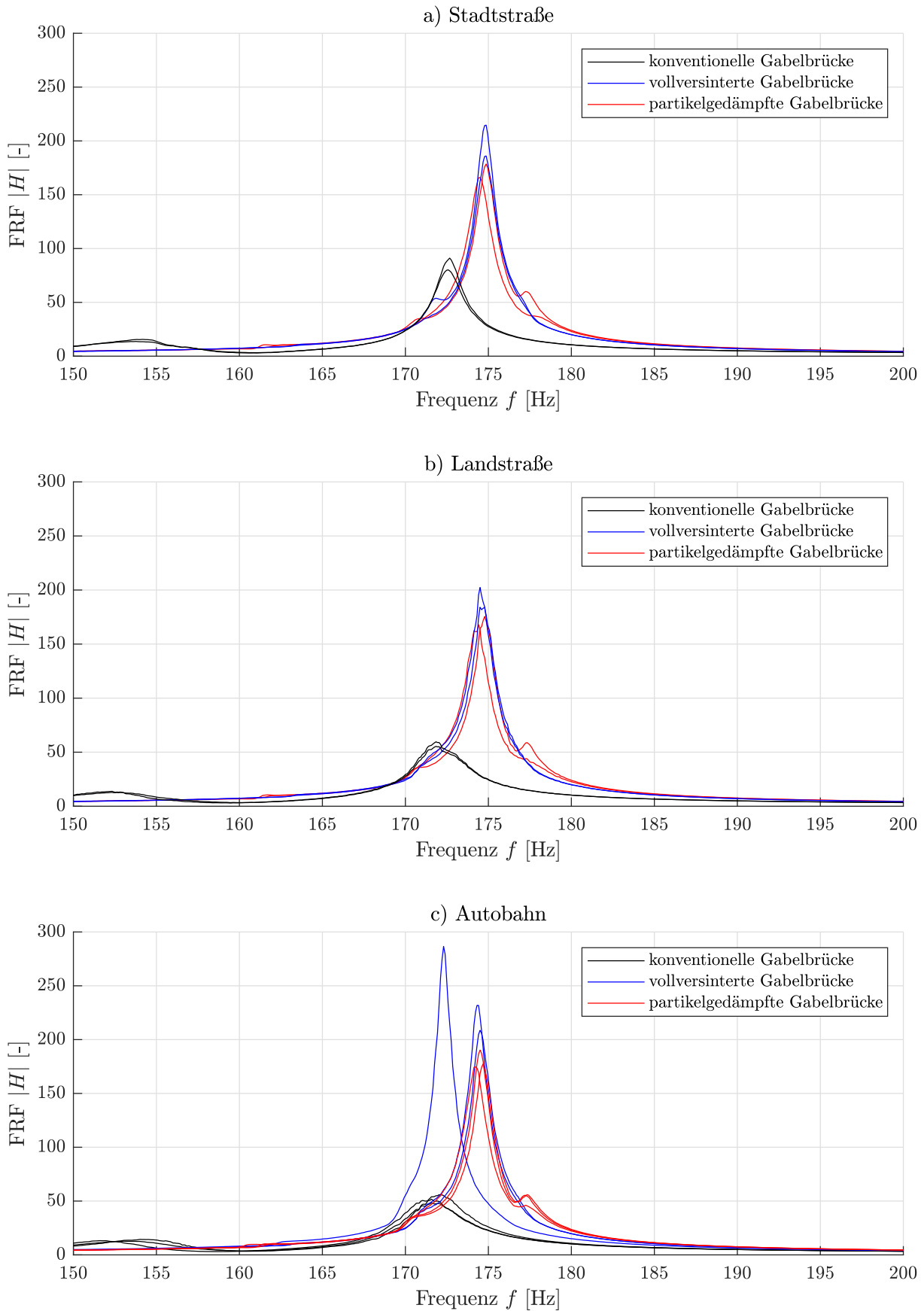


Abbildung F.2: FRF der Gabelbrücken im Frequenzbereich 150 Hz bis 200 Hz, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor für: a) Fahrprofil Stadtstraße, b) Fahrprofil Landstraße, c) Fahrprofil Autobahn.

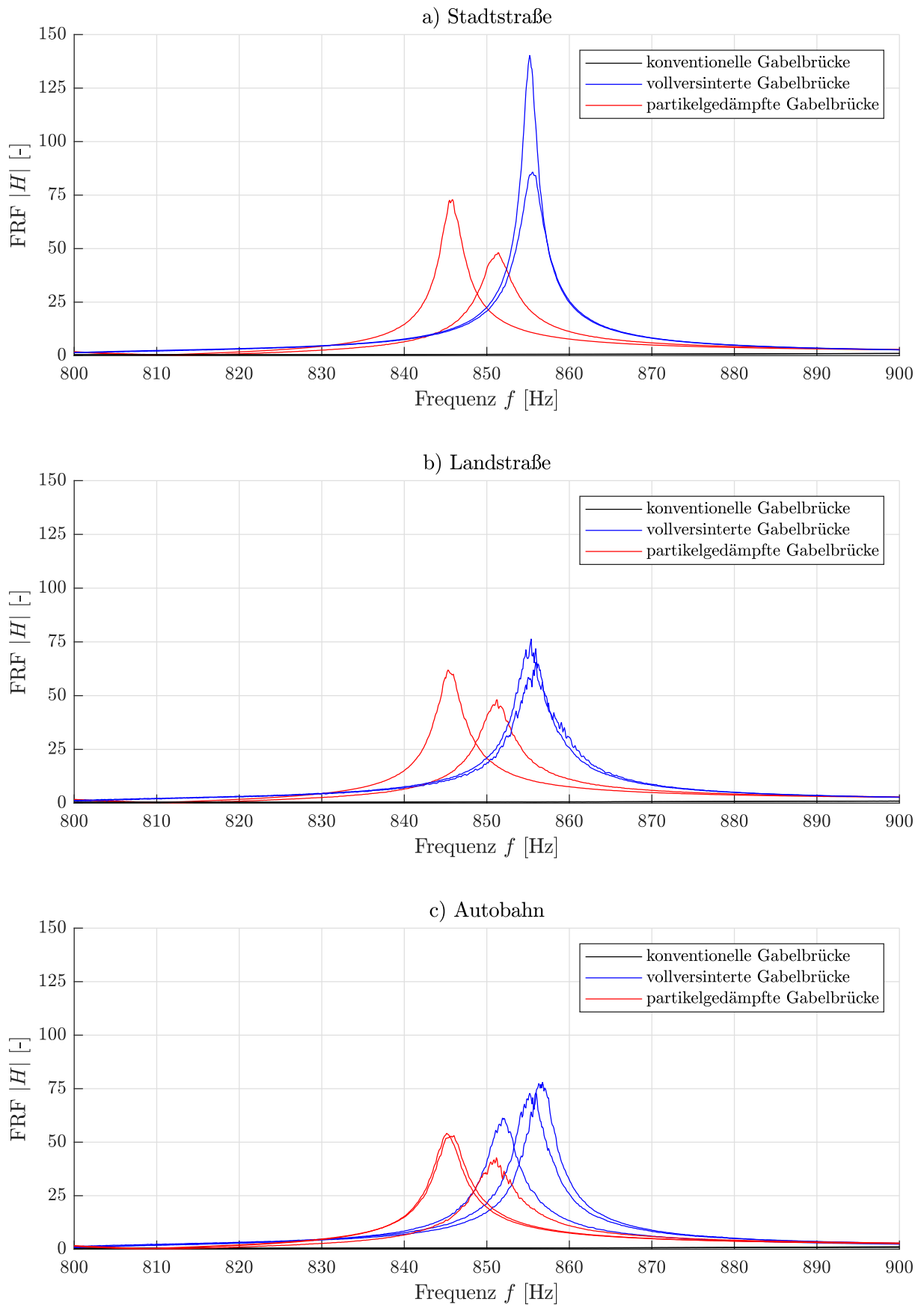


Abbildung F.3: FRF der Gabelbrücken im Frequenzbereich 800 Hz bis 900 Hz, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor für: a) Fahrprofil Stadtstraße, b) Fahrprofil Landstraße, c) Fahrprofil Autobahn.

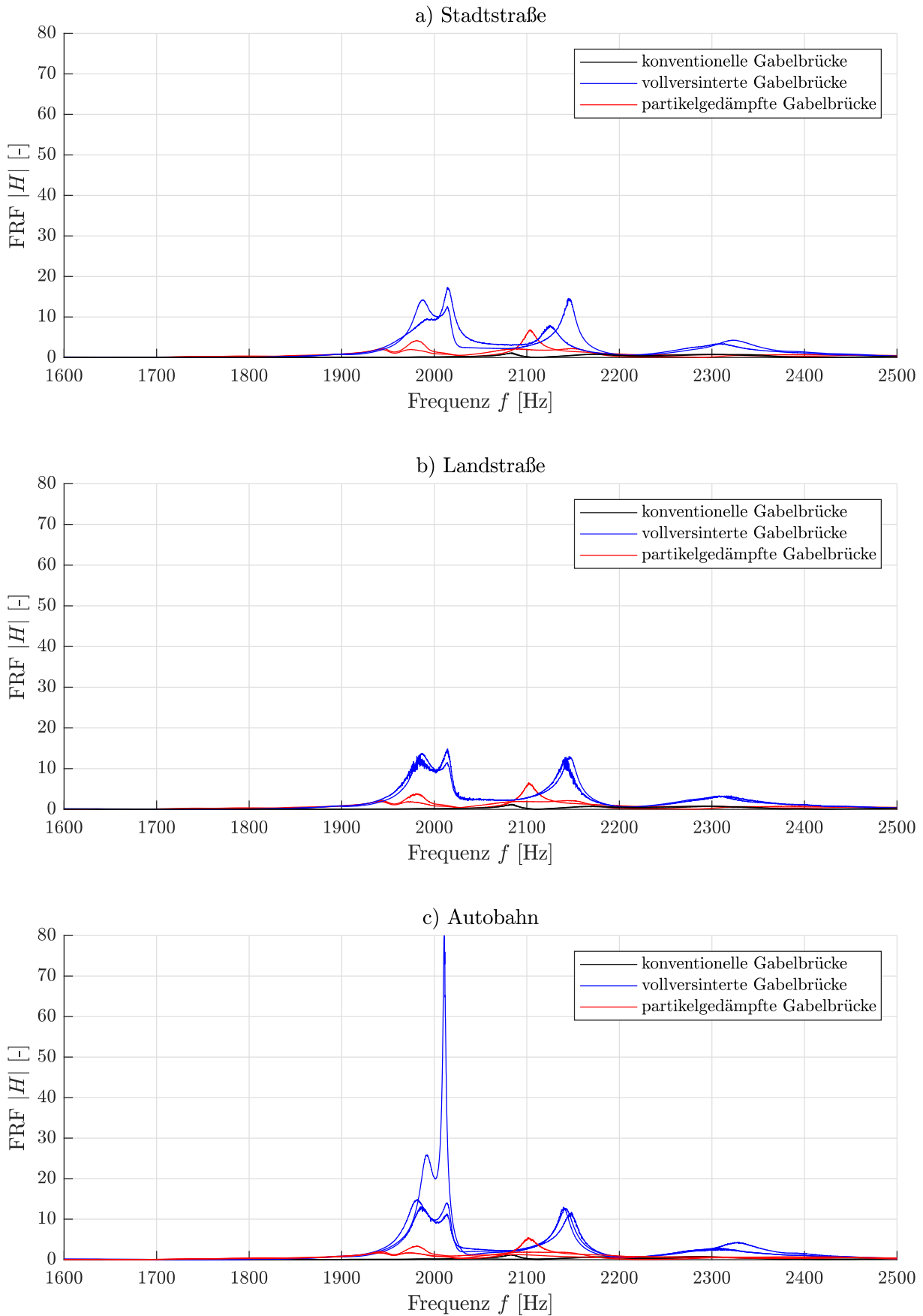


Abbildung F.4: FRF der Gabelbrücken im Frequenzbereich 1600 Hz bis 2500 Hz, gemessen am uniaxialen Beschleunigungssensor für: a) Fahrprofil Stadtstraße, b) Fahrprofil Landstraße, c) Fahrprofil Autobahn.

G Matlab-Skripte

G.1 Filterfunktion zur Frequenzbewertung der HAV

```

1 %% Übertragungsfunktion
2 % Skript um die Frequenzbewertung der Beschleunigungsdaten aus den
3 % Fahrversuchen auszuwerten. Aus den übertragenen Parametern kann
4 % schließlich der Tagesexpositionswert A(8) berechnet werden.
5
6 function xA = isofilwh(xE,fs)
7 % Alle Werte und Formeln der Übertragungsfunktion entstammen der
8 % DIN EN ISO 8041-1
9 % fs: Abtastfrequenz
10 % xA: Ausgangssignal, Beschleunigung
11 % xE: Eingangssignal, Beschleunigung
12 f1 = 10^(8/10);
13 f2 = 10^(31/10);
14 f3 = 100/(2*pi);
15 f4 = 100/(2*pi);
16 f5 = 0; % f5 und f6 sind in diesem Fall unendlich,
17 f6 = 0; % die davon abhängige Funktion ist 1
18 Q4 = 0.64;
19 Q5 = 1;
20 Q6 = 1;
21 w1 = 2*pi*f1;
22 w2 = 2*pi*f2;
23 w3 = 2*pi*f3;
24 w4 = 2*pi*f4;
25 w5 = 2*pi*f5;
26 w6 = 2*pi*f6;
27 nyq = fs/2; % Nyquist-Frequenz
28 % Parameter der Hochpass- und Tiefpassfilter der Bandbegrenzung
29 [b1,a1] = butter(2,f1/nyq,'high'); %Hochpass
30 [b2,a2] = butter(2,f2/nyq); %Tiefpass
31 % Parameter des Übergangs Beschleunigung / Schnelle
32 B3 = [1/w3 1];
33 A3 = [1/w4/w4 1/Q4/w4 1];
34 [b3,a3] = bilinear(B3,A3,fs);
35 % Parameter der Stufe = 1 , da f5 und f6 unendlich
36 % (nach DIN EN ISO 8041-1 S.21)
37 % Anwendung des Filters auf das Eingangssignal x
38 xA = filter(b2,a2,xE); % Tiefpass der Bandbegrenzung
39 xA = filter(b1,a1,xA); % Hochpass der Bandbegrenzung
40 xA = filter(b3,a3,xA); % Übergang Beschleunigung / Schnelle

```

G.2 Messwernerfassung der HAV am Motorrad

```

1 %% Programm zur Messwernerfassung der HAV am Motorrad
2
3 % Weitere benötigte Software
4 % Matlab 2021a oder neuer - https://de.mathworks.com/
5 % Data Acquisition Toolbox Version v4.3 - https://de.mathworks.com/
6 % products/data-acquisition.html
7 % Data Acquisition Toolbox Support Package for Data Translation
8 % Hardware v1.1 - https://de.mathworks.com/matlabcentral/
9 % fileexchange/60618-data-acquisition-toolbox-\\support-package-for-
10 % data-translation\\-hardware
11 % Data Translation Data Acquisition Toolbox.mltbx - https://www.
12 % mccdaq.com/Products/Data-Acquisition-Software/MATLAB-Data-
13 % Acquisition
14 % Omni Drivers and Application Software - https://www.
15 % datatranslation.eu/en/measure/data-acquisition/dt9818/matlab,1015.
16 % html?merk=16b65539802145620b8b88b4da3b2bc
17
18 %% Programmstart / Initialisierung der Sensorkanäle
19
20 clear all
21 close all
22 clc
23
24 % Verwendete Komponenten bei diesen Einstellungen:
25 %     2x DT9837-C (S/N 2013C68 und 201369) (Messmodul)
26 %     2x triaxiale Beschleunigungsaufnehmer
27 %         - DT9837-C Endnummer 68: 356A45 (S/N LW327366)
28 %         - DT9837-C Endnummer 69: 356A45 (S/N LW327365)
29 % Spezifikation triaxiale Beschleunigungsaufnehmer:
30 %     - Meßbereich: 50 g,
31 %     - Empfindlichkeit: 100 mV/g,
32 %     - Gewicht: 4,2 gr
33 % Verwendung von zwei Messmodulen, diese müssen vorher mittels
34 % 'DT Device Collection Manager' zu einem Modul zuesammengefasst
35 % werden. Die Channel sind dann von 0-7 nummeriert:
36 %     0-3 am ersten Modul und 4-7 am zweiten.
37 % Der Sensor S/N LW327365 wird an der Gabelbrücke befestigt
38 % Der Sensor S/N LW327366 wird am Lenker befestigt
39
40 %Spalte 1: LW327366 X
41 %Spalte 2: LW327366 Y
42 %Spalte 3: LW327366 Z
43 %Spalte 4: LW327365 X
44 %Spalte 5: LW327365 Y
45 %Spalte 6: LW327365 Z
46
47 dataFileName="DatenFahrversuch";           %Name der txt Datei
48 diagramname="Sensoren";                   %Name des Diagramms
49 zeit = 3600;                               %Messzeit in Sekunden
50 abtastrate = 9000;                         %Abtastrate in Hz
51 rootpath = pwd;                            %Variable für Speicherort
52 PathName = [rootpath '\Bilder'];
53 CollectionName = '2xDT9837C';              %Name der Collection aus dem

```

```

46                                     %'DT DeviceCollection
                                        Manager '
47
48 %Sensoren erstes Messmodul Endnummer 68 S/N LW327366
49 sensitivity00 = 10.24; %Sensitivität Ain0, X-Achse in mV/(m/s^2)
50 sensitivity01 = 10.22; %Sensitivität Ain1, Y-Achse in mV/(m/s^2)
51 sensitivity02 = 9.82; %Sensitivität Ain2, Z-Achse in mV/(m/s^2)
52
53
54 %Sensoren zweites Messmodul Endnummer 69 S/N LW327365
55 sensitivity10 = 10.15; %Sensitivität Ain0, X-Achse in mV/(m/s^2)
56 sensitivity11 = 9.91; %Sensitivität Ain1, Y-Achse in mV/(m/s^2)
57 sensitivity12 = 9.92; %Sensitivität Ain2, Z-Achse in mV/(m/s^2)
58
59
60 %% Create Session
61
62 devs = daqlist
63 d = daq("dt")
64 d.Rate = abtastrate;
65
66
67 ch00 = addinput(d,CollectionName,"0","IEPE")
68 ch01 = addinput(d,CollectionName,"1","IEPE")
69 ch02 = addinput(d,CollectionName,"2","IEPE")
70 %ch03 = addinput(d,CollectionName,"3","IEPE")
71 ch10 = addinput(d,CollectionName,"4","IEPE")
72 ch11 = addinput(d,CollectionName,"5","IEPE")
73 ch12 = addinput(d,CollectionName,"6","IEPE")
74 %ch13 = addinput(d,CollectionName,"7","IEPE")
75 %trg=addtrigger(d,"Digital","StartTrigger","DT9837-C(00)/
    EXT_TTL_A0_TRIG","DT9837-C(01)/EXT_TTL_AI_TRIG")
76
77
78 get(ch00) %Wichtig: Kontrolle ob "ExcitationCurrent" = 0.002A bis
    0.004A ist! Programm einmal prüfen bevor Sensor angeschlossen ist!
79 %get(ch01)
80 %get(ch02)
81 %get(ch03)
82 get(ch10)
83 d
84
85
86 %% Start Measurment
87 text = ['Die Messwertaufnahme hat begonnen und zeichnet ',num2str(
    zeit),' Sekunden auf!'];
88 disp(text)
89 ScanData = read(d,abtastrate*zeit); %Start der Datengewinnung
90
91
92 %% Umrechnung von V in m/s^2 unter der Berücksichtigung der
    Sensorsensitivität
93 ScanData{:,1}=ScanData{:,1}/(sensitivity00*10^-3);
94 ScanData{:,2}=ScanData{:,2}/(sensitivity01*10^-3);
95 ScanData{:,3}=ScanData{:,3}/(sensitivity02*10^-3);
96 ScanData{:,4}=ScanData{:,4}/(sensitivity10*10^-3);

```

```
97 ScanData(:,5)=ScanData(:,5)/(sensitivity11*10^-3);
98 ScanData(:,6)=ScanData(:,6)/(sensitivity12*10^-3);
99 %% Visualisierung der Messdaten
100 figure(2)
101 hold on
102 plot(ScanData.Time,ScanData(:,1));
103 plot(ScanData.Time,ScanData(:,2));
104 plot(ScanData.Time,ScanData(:,3));
105 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,4));
106 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,5));
107 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,6));
108 yline(10);
109 yline(-10);
110 xlabel('Zeit t in s');
111 ylabel('Beschleunigung a in m/s^2');
112 title('Sensor LW327366 (Lenker)');
113 hold off
114
115 figure(3)
116 hold on
117 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,1));
118 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,2));
119 %plot(ScanData.Time,ScanData(:,3));
120 plot(ScanData.Time,ScanData(:,4));
121 plot(ScanData.Time,ScanData(:,5));
122 plot(ScanData.Time,ScanData(:,6));
123 yline(10);
124 yline(-10);
125 xlabel('Zeit t in s');
126 ylabel('Beschleunigung a in m/s^2');
127 title('Sensor LW327365 (GB)');
128 hold off
129
130 figure(4)
131 hold on
132 plot(ScanData.Time,ScanData(:,1));
133 plot(ScanData.Time,ScanData(:,2));
134 plot(ScanData.Time,ScanData(:,3));
135 plot(ScanData.Time,ScanData(:,4));
136 plot(ScanData.Time,ScanData(:,5));
137 plot(ScanData.Time,ScanData(:,6));
138 yline(10);
139 yline(-10);
140 xlabel('Zeit t in s');
141 ylabel('Beschleunigung a in m/s^2');
142 title('Beide Sensoren zusammen');
143 hold off
144
145 save(dataFileName,'ScanData'); % Ausgabe der Messdaten als .mat
    Datei für spätere Versuchsauswertung
```

H Betreute studentische Arbeiten

Tabelle H.1: Alphabetische Aufstellung der betreuten studentischen Arbeiten.

Name	Art der Arbeit: Titel. Jahr
Amro, Mousa	Bachelorarbeit: Entwicklung eines additiv gefertigten Skateboards. 2019
Balters, Lars Hendrik	Masterarbeit: Konzeption und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Charakterisierung des Bremsenquietschens bei Motorrädern. 2022
Bregen, Jens	Masterarbeit: Selektion von Gestaltungsrichtlinien für Bauteile mit gradierten Werkstoffeigenschaften. 2018
Budau, Johannes	Bachelorarbeit: Aufbau eines Simulationsmodells für partikelgedämpfte Biegebalken. 2019
Diering, Christoph	Studienarbeit: Einfluss der Partikeldämpfung zur Schwingungsminderung beim Fräsen. 2022
Dong, Sinan	Studienarbeit: Experimentelle Untersuchung zur Beeinflussung des Schwingungsverhaltens additiv gefertigter Strukturen durch Partikeldämpfung. 2019
Friedrich, Rouven	Studienarbeit: Simulation von Bauteilen mit gradierten Werkstoffeigenschaften. 2018
Grahle, Sabrina	Masterarbeit: Potentialanalyse und Charakterisierung von gradierten Bauteilen. 2019
Haase, Frederik	Bachelorarbeit: Konzeptentwicklung zur Erweiterung einer SLM-Anlage für die Herstellung gradierter Bauteile. 2019
Holländer, Hannes	Bachelorarbeit: Lebensdaueruntersuchung von partikelgedämpften Strukturbauteilen hergestellt im Laser Powder Bed Fusion. 2021
Hölscher, Carl Louis	Studienarbeit: Entwicklung eines Mehrkörpersystems für die Simulation additiv gefertigter Partikeldämpfer. 2022

Name	Art der Arbeit: Titel. Jahr
Kolodziejczyk, Felix	Studienarbeit: Aufbau eines Simulationsmodells für gradierte Materialien. 2019
Kreie, Lena	Studienarbeit: Auslegung und Erprobung eines additiv gefertigten partikelgedämpften Motorradspiegelhalters unter dynamischer Belastung. 2022
Krüger, Kevin	Masterarbeit: Potenzialanalyse von additiv gefertigten Kompensationsstrukturen aus Metall für die Erdöl- & Erdgasindustrie. 2019
Miao, Wenchang	Studienarbeit: Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von additiv gefertigten Strukturbauteilen durch Partikeldämpfung. 2020
Miao, Wenchang	Masterarbeit: Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von laserstrahlgeschmolzenen Partikeldämpfern. 2021
Mohrhoff, Lucas	Studienarbeit: Bewertung der Aussagewahrscheinlichkeit von Prozesssimulationen in der Additiven Fertigung am Beispiel einer Motorradgabelbrücke. 2021
Niedermeyer, Jens	Studienarbeit: Charakterisierung des Schwingungsverhaltens einer additiv gefertigten partikelgedämpften Motorradgabelbrücke. 2021
Oel, Marcus	Masterarbeit: Aufbau einer Entwicklungsumgebung für additiv gefertigte Umformwerkzeuge mit prozessintegrierter Schmierung. 2021
Önver, Senol	Masterarbeit: Konzipierung und Entwurf einer additiven Fertigungsanlage für großvolumige Kunststoffbauteile. 2019
Otto, Sebastian	Bachelorarbeit: Potenzialanalyse zum Einsatz der Partikeldämpfung im Formula Student Rennwagen. 2020
Pöge, Alexander	Bachelorarbeit: Lebensdauerprüfung von laserstrahlgeschmolzenen Biegebalken. 2018
Raupert, Marvin	Studienarbeit: Einflussfaktoren von inneren Strukturen auf die Eigenfrequenzen von laserstrahlgeschmolzenen Biegebalken. 2018
Rieck, Marcel	Studienarbeit: Funktionsintegrierte Partikeldämpfung am Beispiel eines Radträgers unter Einsatz von Additive Repair. 2020
Rosenke, Dario	Bachelorarbeit: Auslegung eines topologie- und dämpfungsoptimierten Fahrradvorbaus. 2020
Scheu, Jerimias	Bachelorarbeit: Gestaltung innerer Strukturen für das Selektive Laserstrahlschmelzen am Beispiel eines Klinkenhebers. 2018

Name	Art der Arbeit: Titel. Jahr
Schmid, Simon	Studienarbeit: Entwicklung einer Antriebseinheit zum gradierten Materialauftrag für das SLM-Verfahren. 2019
Sternberg, Leonard	Bachelorarbeit: Charakterisierung des Schwingungsverhaltens einer additiv gefertigten partikelgedämpften Motorradgabelbrücke unter Temperatureinfluss. 2021
Wagner, Dominik	Bachelorarbeit: Auslegung und Erprobung einer additiv gefertigten Motorradgabelbrücke mit integrierter Partikeldämpfung. 2022
Weinmeister, Lukas	Masterarbeit: Aufbau eines Simulationsmodells zur Topologieoptimierung in der additiven Fertigung. 2020
Wiebking, Mirko	Studienarbeit: Entwicklung einer Reparaturstrategie für Motorradgabelbrücken. 2022
Woltmann, Malte	Masterarbeit: Entwicklung einer Düse zum gradierten Materialauftrag. 2019
Wurst, Johanna	Bachelorarbeit: Potentialanalyse zum Einsatz von gradierten Materialien. 2018

I Liste der eigenen Veröffentlichungen

Ehlers, T. (2023). Dataset: Experimental characterization of additively manufactured particle dampers. DOI: 10.25835/yghdt8rk

Ehlers, T. (2023). Dataset: Experimental characterization of a particle-damped motorcycle triple clamp. DOI: 10.25835/ljiztmm1

Ehlers, T. (2023). Dataset: Characterization of hand-arm vibration (HAV) on the Ducati Monster 796 ABS motorcycle. DOI: 10.25835/0vlqu43y

Ehlers, T. (2023). Dataset: Mechanical substitute model for characterization of additively manufactured particle dampers. DOI: 10.25835/qagew56t

Ganter, N. V.; Ehlers, T.; Oel, M.; Behrens, B.-A.; Müller, P.; Huebner, S.; Althaus, P.; Bode, B.; Lachmayer, R. (2023): Do Additive Manufacturing Processes Enable More Sustainable Products? Circulation of Metallic Components Through Repair and Refurbishment by the Example of a Deep-Drawing Tool. In: Lachmayer, R. (Hrsg.); Bode, B. (Hrsg.); Kaierle, S. (Hrsg.): Innovative Product Development by Additive Manufacturing 2022. Cham: Springer International Publishing. S. 1-14. DOI: 10.1007/978-3-031-27261-5_1

Ehlers, T.; Meyer, I.; Oel, M.; Bode, B.; Gembariski, P. C.; Lachmayer, R. (2023): Effect-Engineering by Additive Manufacturing. In: Lachmayer, R. (Hrsg.); Bode, B. (Hrsg.); Kaierle, S. (Hrsg.): Innovative Product Development by Additive Manufacturing 2021. Cham: Springer International Publishing. S. 1-19. DOI: 10.1007/978-3-031-05918-6_1

Lachmayer, R.; Behrens, B.-A.; Ehlers, T.; Müller, P.; Althaus, P.; Oel, M.; Farahmand, E.; Gembariski, P. C.; Wester, H.; Huebner, S. (2022): Process-Integrated Lubrication in Sheet Metal Forming, *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, 6(5), 121. DOI: 10.3390/jmmp6050121

Lachmayer, R.; Ehlers, T.; Lippert, R.B. (2022): *Entwicklungsmethodik für die Additive Fertigung*, 2te Auflage, Springer Vieweg, Berlin. ISBN: 978-3-662-65923-6

Ehlers, T.; Lachmayer, R.; Vajna, S.; Halle, T. (2022): Produzierbarkeit, Vajna, S. (Hrsg.)(2022): *Integrated Design Engineering*, Springer Nature, Berlin, S. 327 - 365. DOI: 10.1007/978-3-662-60439-7_9

-
- Ehlers, T.; Lachmayer, R. (2022): Design of Particle Dampers for Laser Powder Bed Fusion, In: Applied Sciences, 12(4), 2237. DOI: 10.3390/app12042237
- Ehlers, T.; Lachmayer, R. (2022): Design Rules for Laser Beam Melted Particle Dampers, Proceedings of the Design Society, 2, S. 2443-2452. DOI: 10.1017/pds.2022.247
- Tatzko, S.; Ehlers, T.; Kleyman, G.; Lachmayer, R. (2022): Nonlinear granular damping of structures with cavities from additive manufacturing, ENOC 2022 - Book of abstracts. Lyon : University of Lyon, S. 244-245. DOI: 10.15488/12805
- Ehlers, T.; Tatzko, S.; Wallaschek, J.; Lachmayer, R. (2021): Design of particle dampers for additive manufacturing, In: Additive Manufacturing, Vol. 38 , pp. 101752. DOI: 10.1016/j.addma.2020.101752
- Bender, B.; Gericke, K.; Heusel, J.; Bronnhuber, T.; Helms, O.; Krzywinski, J.; Wölfel, C.; Klocke, F.; Dilger, K.; Müller, R.; Ehlers, T.; Lachmayer, R. (2021): Gestaltungsrichtlinien, In: Bender, B.; Gericke, K. (Hrsg.)(2021): Pahl/Beitz Konstruktionslehre, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, S. 567 - 828. ISBN: 978-3-662-57302-0
- Ehlers, T.; Lachmayer, R. (2021): Design of a Motorcycle Triple Clamp Optimised for Stiffness and Damping, In: Pfingstl, S.; Horoschenkoff, A.; Höfer, P.; Zimmermann, M. (Hrsg.)(2021): Proceedings of the Munich Symposium on Lightweight Design 2020, Springer Vieweg Verlag, Berlin, Heidelberg, S. 1-17. DOI: 10.1007/978-3-662-63143-0_1
- Ganter, N.; Ehlers, T.; Gembariski, P.C.; Lachmayer, R. (2021): Additive Refurbishment of a vibration-loaded structural Component; Proceedings of the Design Society, 1, p. 345-354. DOI: 10.1017/pds.2021.35
- Wurst, J.; Schneider, J. A.; Ehlers, T.; Mozgova, I.; Lachmayer, R.(2021): Corporate strategy based quantitative assessment of sustainability indicators at the example of a laser powder bed fusion process, In: Scholz, S.G.; Howlett, R. J.; Setchi, R. (eds): Sustainable Design and Manufacturing. KES-SDM 2021. Smart Innovation, Systems and Technologies, vol 262. Springer, Singapore. DOI: 10.1007/978-981-16-6128-0_4
- Ehlers, T.; Lachmayer, R. (2020): Einsatz additiv gefertigter Partikeldämpfer – eine Übersicht, In: Lachmayer, R.; Rettschlag, K.; Kaieler, S. (Hrsg.)(2020): Konstruktion für die Additive Fertigung 2019, Springer Vieweg Verlag, Berlin Heidelberg, S. 123 - 142 DOI: 10.1007/978-3-662-61149-4_9
- Ehlers, T.; Lachmayer, R.; Vajna, S.; Halle, T. (2020): Producibility, In: Vajna, S. (Hrsg.)(2020): Integrated Design Engineering, Springer Nature Switzerland AG 2020, Cham Switzerland, S. 287 - 323. DOI: 10.1007/978-3-030-19357-7_9
- Ehlers, T.; Wurst, J.; Lachmayer, R. (2020): Bewertung der ökologischen und ökonomischen Nachhaltigkeit in der Additiven Fertigung, In: Lachmayer, R.; Rettschlag, K.; Kaieler, S. (Hrsg.)(2020): Konstruktion für die Additive Fertigung 2019, Springer Vieweg Verlag, Berlin Heidelberg, S. 177 - 199. DOI: 10.1007/978-3-662-61149-4_12

Ehlers, T.; Lippert, R. B.; Lachmayer, R. (2019): Bewertung von Strukturbauteilen aus gradierten Materialien für Selektives Laserstrahlschmelzen, In: Lachmayer, R.; Lippert, R. B.; Kaierle, S. (Hrsg.)(2019): Konstruktion für die Additive Fertigung 2018, Springer Vieweg Verlag, Berlin Heidelberg, S. 109 - 127. DOI: 10.1007/978-3-662-59058-4_7

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Tobias Ehlers
Geburtsdatum	19. Juli 1992
Geburtsort	Gehrden

Akademischer Werdegang

seit 2018	Doktorand an der Fakultät für Maschinenbau der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
2012 - 2017	Maschinenbaustudium an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover Abschluss: Master of Science

Schulbildung

2009 - 2012	Berufliches Gymnasium Technik Hannover Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
2004 - 2009	Sophie Scholl Gesamtschule Wennigsen Abschluss: Erweiterter Sekundarabschluss I

Beruflicher Werdegang

seit 2020	Leiter der Arbeitsgruppe <i>Printed Effects</i> am Institut für Produkt- entwicklung und Gerätebau
seit 2018	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produktentwick- lung und Gerätebau (IPeG) der Gottfried Wilhelm Leibniz Uni- versität Hannover in der Arbeitsgruppe <i>Printed Effects</i>
2016 - 2017	Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Dynamik und Schwin- gungen (IDS) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover in der Arbeitsgruppe <i>Nichtlineare Strukturdynamik</i>