

Sabine Sanzenbacher

Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen

D 93
ISBN 978-3-936100-66-2

Institut für Maschinenelemente

Antriebs-, Dichtungs-, Schienenfahrzeug- u. Zuverlässigkeitstechnik

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Sabine Sanzenbacher
geboren in Backnang

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. L. Gaul

Tag der mündlichen Prüfung: 12.05.2016

Institut für Maschinenelemente

2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademische Mitarbeiterin am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr. Ing. Bernd Bertsche, Leiter des Instituts für Maschinenelemente, der mir die Erstellung der Arbeit und die Umsetzung meiner Ideen durch sein entgegengebrachtes Vertrauen ermöglicht hat. Die positiven Arbeitsbedingungen, die er durch seine Führung des Instituts schafft, haben entscheidend zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen und mich sowohl fachlich als auch persönlich geprägt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Gaul, ehemaliger Leiter des Instituts für Angewandte und Experimentelle Mechanik, möchte ich für die Übernahme des Mitberichts, die kritischen und konstruktiven Anmerkungen während der Entstehung und bei der Durchsicht meiner Arbeit danken. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann, Leiter des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes im Rahmen der mündlichen Prüfung.

Sehr herzlicher Dank geht an alle aktuellen und ehemaligen Mitarbeiter des Instituts für Maschinenelemente. Die sehr gute Zusammenarbeit sowie die zahlreichen fachlichen und außerfachlichen Diskussionen haben mich immer wieder extrem motiviert.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Studierenden, die als wissenschaftliche Hilfskräfte, Studien-, Bachelor- oder Diplomarbeiter zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein herzlichster Dank geht an meine Eltern und meine Schwester Annette, die mich Zeit meines Lebens in allen Dingen nach Kräften unterstützen. Und natürlich dir, Benjamin, für deine fachliche und persönliche Unterstützung bei der Entstehung der Arbeit und sehr weit darüber hinaus. Danke, dass es euch gibt.

Backnang, im Mai 2016

Sabine Sanzenbacher

Inhaltsverzeichnis

Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes	IV
Abstract	VII
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Schwingungsanregung durch die Getriebeverzahnung	5
2.1.1 Parametererregung	8
2.1.2 Wegerregung.....	9
2.1.3 Impulserregung	9
2.1.4 Umgebungsbedingungen des Abwälzvorgangs	10
2.2 Schallausbreitung im Getriebe	11
2.2.1 Körperschall.....	12
2.3 Geräuschkinderungsmaßnahmen	16
2.3.1 Primäre Maßnahmen.....	17
2.3.2 Sekundäre Maßnahmen	18
2.3.3 Beurteilung von Körperschallminderungsmaßnahmen	22
2.3.4 Körperschallminderungsmaßnahmen in Getrieben	23
2.4 Simulationswerkzeuge in der Getriebeakustik.....	23
2.4.1 Mehrkörpersysteme	24
2.4.2 Methode der Finiten Elemente.....	25
2.4.3 Flexible Mehrkörpersysteme	27
2.4.4 Randelementverfahren	28
2.4.5 Anwendung von Simulationswerkzeugen in der Getriebeberechnung	28
3 Körperschallübertragungskette im Getriebe	30
3.1 Verzahnung	30
3.2 Zahnradkörper.....	31
3.3 Wellen und Welle-Nabe-Verbindung	31
3.4 Lagerungen	32

3.5	Gehäuse	33
3.6	Analyse der Körperschallübertragungskette	34
4	Gestaltung von Körperschallminderungsmaßnahmen.....	35
4.1	Einbausituation der Körperschallminderungsmaßnahmen.....	35
4.2	Konstruktive Ausgestaltung der Körperschallminderungsmaßnahmen	38
4.2.1	Dämmende Maßnahmen	39
4.2.2	Dämpfende Maßnahmen	41
4.2.3	Elastische Zwischenschichten.....	42
4.3	Bewertung der Körperschallminderungsmaßnahmen	44
4.4	Ausgewählte Körperschallminderungsmaßnahmen	49
4.5	Steifigkeitsuntersuchungen an konstruktiven Varianten zur Körperschallminderung.....	52
5	Messung des Körperschallpegels	55
5.1	Prüfstandsumgebung	55
5.2	Versuchsbedingungen	57
5.3	Versuchsablauf.....	59
5.4	Versuchsergebnisse	60
5.4.1	Vergleich zwischen den Messstellen am Getriebegehäuse.....	63
5.4.2	Ringvarianten bei 30 Nm	67
5.4.3	Ringvarianten bei 50 Nm	69
5.4.4	Ringvarianten bei 100 Nm	71
5.4.5	Vergleich und Bewertung der Ringvarianten.....	73
6	Simulation des Körperschallpegels.....	77
6.1	Zahnradmodellierung	78
6.2	Modellierung der Getriebewellen.....	79
6.3	Lagermodellierung	81
6.4	Gehäusemodellierung.....	81
6.5	Prüfstandsrandbedingungen	83
6.6	Verifikation des Simulationsmodells	84
6.7	Simulationsergebnisse für verschiedene Ringvarianten.....	88
6.7.1	Dämmende Maßnahmen	89
6.7.2	Dämpfende Maßnahmen	90
6.7.3	Elastische Zwischenschichten.....	91
7	Beurteilung der verwendeten Simulationsmodelle	93
7.1	Simulationsmodell auf Bauteilebene.....	93
7.2	Simulationsmodell auf Systemebene.....	96

8	Zusammenfassung und Ausblick.....	101
9	Literaturverzeichnis	104
10	Anhang.....	111
10.1	Messungen an Stelle B.....	111
10.1.1	Ringvarianten bei 30 Nm.....	111
10.1.2	Ringvarianten bei 50 Nm.....	113
10.1.3	Ringvarianten bei 100 Nm.....	114
10.2	Messungen an Stelle C.....	116
10.2.1	Ringvarianten bei 30 Nm.....	116
10.2.2	Ringvarianten bei 50 Nm.....	117
10.2.3	Ringvarianten bei 100 Nm.....	119
10.3	Messungen an Stelle D.....	120
10.3.1	Ringvarianten bei 30 Nm.....	120
10.3.2	Ringvarianten bei 50 Nm.....	122
10.3.3	Ringvarianten bei 100 Nm.....	123

Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes

Bezeichnungen und Formelzeichen

A	Ausgangssignal, Fläche, Zustandsmatrix
B	Biegesteife
C_a	Betrag der Kopfrücknahme
C_f	Betrag der Fußrücknahme
C_h	Betrag der Höhenballigkeit
C_{Ha}	Betrag der Profilwinkelabweichung
D	Dämpfungsmatrix, longitudinale Steifigkeit
E	Eingangssignal, Einheitsmatrix, Elastizitätsmodul
F	Kraft
\hat{F}	Maximalwert einer wechselnden Kraft
F_x	Kraft in x-Richtung
F_y	Kraft in y-Richtung
G	Schubmodul
G^{SH}	Schubmodul aus Shore-A-Härte berechnet
H_A	Shore-A-Härte
I	Trägheitsmoment
\underline{I}	Trägheitstensor
K	Steifigkeitsmatrix
L_a	Körperschallpegel
L_{nach}	Körperschallpegel hinter einer Maßnahme
L_{opt}	Körperschallpegel der optimierten Geometrie
L_{Ref}	Körperschallpegel der Referenzgeometrie
L_{vor}	Körperschallpegel vor einer Maßnahme
M	Biegemoment, Massenmatrix
R	Matrix der gekoppelten stat. Verformungen und natürlichen Moden
S	Querschnittsfläche
S_R	Steifigkeitsverhältnis
T	Transferfunktion, Transferwert
W	Energie
Z	Impedanz
a	Achsabstand, Beschleunigung
a_{aus}	Ausgangsbeschleunigung

a_{ein}	Eingangsbeschleunigung
a_{opt}	Beschleunigung im optimierten Bauteil
a_0	Beschleunigung im Referenzbauteil
b	entkoppelte eingeprägte Kräfte, Zahnbreite
c	Einzelzahnfedersteifigkeit, Schallgeschwindigkeit, Steifigkeit
c_{min}	minimale Zahnpaarsteifigkeit
c_{max}	maximale Zahnpaarsteifigkeit
c_B	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Biegewelle
c_L	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Longitudinalwelle
c_{QL}	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Quasilongitudinalwelle
c_T	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Transversalwelle
c_s	Gesamtzahnfedersteifigkeit
c_γ	Eingriffssteifigkeit
d_{ges}	Gesamtverformung
d_m	mittlerer Durchmesser
d_N	Verformung in normaler Richtung
d_T	Verformung in tangentialer Richtung
f	Frequenz
\underline{f}	eingeprägte Kräfte
$f_{\Sigma\delta}$	Achsneigung
$f_{\Sigma\beta}$	Achsschränkung
i	Ordnung, Übersetzung
k	verallgemeinerte Kreiselkräfte
\underline{l}	eingeprägte Momente
l_{Ca}	Länge der Kopfrücknahme
l_{Cf}	Länge der Fußrücknahme
m	Masse
m'	Masse pro Längeneinheit
m_n	Normalmodul
n	Drehzahl
q	modale Koordinaten
q^c	äußere modale Koordinaten
q^N	innere modale Koordinaten
r_g	Grundkreisradius
s	Steifigkeit der Zwischenschicht
s_{1c}	Strecke zwischen Eintrittspunkt und Wälzpunkt
s_{2c}	Strecke zwischen Wälzpunkt und Austrittspunkt
t	Zeit
u	Anzahl der Freiheitsgrade
u^B	äußere Freiheitsgrade

u^I	innere Freiheitsgrade
v_x	Teilchenschnelle in x-Richtung
v_y	Teilchenschnelle in y-Richtung
w	Winkelgeschwindigkeit
x	Koordinate, Lagevektor, Profilverschiebungsfaktor
y	Koordinate, Lagevektor
z	Zähnezahl
α	Winkel
α_n	Eingriffswinkel im Normalschnitt
Δ	Differenz
ΔL_D	Durchgangsdämmung
ΔL_E	Einfügungsdämmung
Δl	Kantenlänge
η	Verschiebung einer Materialebene
η_R	Verlustfaktor aufgrund innerer Fügestellendämpfung
η_W	Verlustfaktor aufgrund innerer Dämpfung
Θ_L	Ein-/Ausfallwinkel einer Longitudinalwelle
Θ_T	Ein-/Ausfallwinkel einer Transversalwelle
λ	Eigenwerte
ν	Querkontraktionszahl
ξ	Verschiebung einer Materialebene
ρ	Materialdichte
σ_x	Spannung in x-Richtung
τ	Transmissionsgrad
τ_{xy}, τ_{yx}	Schubspannung
φ	Wälzwinkel
Φ_C	Matrix der Zwangsdeformationen
Φ_{CB}	Transformationsmatrix nach Craig-Bampton
Φ_N	Matrix der natürlichen Moden
ω	Kreisfrequenz

Abkürzungen

FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
NBR	Nitril-Butadien-Kautschuk
PKW	Personenkraftwagen
SPARC	Schenk Pegasus Advanced Realtime Controller
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

Abstract

Reduction of transmission noises by mitigation of structure-borne sound

Increasing customer requirements induce that in passenger car development, an important goal is to decrease transmission noises. To affect the noise level significantly, it is necessary to use secondary measures for noise reduction in addition to primary measures. In case of whining noises, which are caused by gear pairs under load, primary measures deal with the reduction of noise excitation in the tooth contact. For defined load cases, excitation can be minimized by the optimization of the tooth flank geometry. In other load cases, flank modifications lead to an increased noise level. Additional secondary measures can lead to an additional, load-independent reduction of transmission noises.

In this thesis, several secondary measures were examined. Their suitability in vehicle transmission was demonstrated by the use of a testing transmission. In the theoretical basics part, the propagation of structure-borne sound is described, and the physical mechanisms required to prevent or reduce the propagation of sound waves in solid bodies are identified. Significant physical principles are insulating and damping mechanisms. Insulation measures lead to the reflection, diffraction and scattering of structure-borne sound waves. Damping measures lead to dissipation and thus to the decay of structure-borne sound waves.

In the first step, a transmission component, suitable for the installation of various insulation and damping measures, was selected. For this the machine acoustic transmission path in a vehicle transmission was analyzed. As a result, an adapter ring between transmission input shaft and transmission housing was chosen.

Within this adapter ring various insulating and damping measures were installed. The ring variants were divided into three different categories. A group of insulating measures, a group of damping measures, and a group in which elastic interlayers are used. For the group of insulating and damping measures, different design variants were created. These variants were evaluated at the component level using a finite element model. Of the ring variants with insulating measures, two rings were selected. One ring with circular discontinuities and one ring with slot-shaped discontinuities. From the group of damping measures, a vibration absorber principle was chosen. Another ring of the same basic geometry was used with an additional insulating measure. For the group of elastic interlayers, the finite element model was not used to evaluate the design. Out of this group, three variants were used for further studies. One ring with an interlayer of polyurethane, one with a flexible interlayer of nitrile rubber, and one variant with an elastic interlayer of metal rubber.

To assess the potential of the variants, the rings were installed in a testing transmission. At the test bench, speed run ups were performed and the acceleration level at the transmission housing surface was measured. A comparison of the ring variants has shown a small effect of the ring variants with insulating measures on noise behavior. The ring variants with damping measures have led to a reduction in body sound level of 3 dB at a ring stiffness of 67 % compared to the reference ring. In the group of variants with elastic interlayer, the ring with a layer of metal rubber has shown the maximum potential for noise reduction. 3 dB at a stiffness of 61 % compared to the reference ring.

Measures to reduce structure-borne sound can be most effectively integrated into a product in an early development stage. To be able to predict the potential of a structure-borne sound reduction measure in a state in which no prototypes exist, simulation models can be used. In this thesis, the testing transmission was simulated by means of a flexible multi-body model. In order to simulate both, the excitation mechanisms as well as the propagation of structure-borne sound in the transmission within one model. The validation of the model has shown good correlation between measured and simulated levels of acceleration on the gearbox housing. In addition, the use of the simulation model for the assessment of the potential of the developed ring variants was analyzed. A comparison of the calculated levels for different ring variants has shown that the absolute values of the possible level reductions cannot be calculated. It was shown that the effective mechanisms leading to a reduced acoustic emission, such as material damping, could not be reproduced realistically with the chosen modeling approach. However, reliable trends can be determined with the model.

1 Einleitung

Ein wichtiges Kriterium bei der Bewertung der Qualität eines Produkts stellt dessen Geräuschverhalten dar. Entscheidende Merkmale sind einerseits der absolute Pegel des entstehenden Geräuschs, andererseits dessen Charakteristik. Als Geräusche werden Schwingungen im vom menschlichen Ohr wahrnehmbaren Bereich bezeichnet. Der hörbare Bereich der Töne wird bei niedrigen Pegeln durch die Hörschwelle, bei großen Pegeln durch die Schmerzgrenze begrenzt [1]. Innerhalb dieses Bereichs liegende Geräusche können vom Menschen dabei als angenehm oder als störend wahrgenommen werden. Unangenehme Geräusche werden als Lärm bezeichnet. Der Begriff „Lärm“ wird dabei als ungewolltes Geräusch definiert [2]. Welche Geräusche vom Menschen als angenehm empfunden werden, hängt, neben deren Charakteristik, auch mit den damit verbundenen Assoziationen zusammen. Bei einem Fahrzeug können beispielsweise die auftretenden Motorengeräusche mit der zur Verfügung stehenden Leistung in Verbindung gebracht werden. Geräusche, die in einem Fahrzeuggetriebe entstehen, werden dagegen immer dem Bereich der ungewollten Geräusche, also dem Lärm zugeordnet. Ein lärmarmes Getriebe ist demnach ein Qualitätskriterium eines Fahrzeugs. Der Einsatz von Elektromotoren als Alternative oder Ergänzung zum herkömmlichen Verbrennungsmotor führt zu einem Entfall oder einer Reduktion der Maskierung von Getriebegeräuschen durch Motorengeräusche. Steigende Qualitätsanforderungen an Fahrzeuge sowie aktuelle Trends in der Automobilbranche führen zu einer Fokussierung auf Getriebegeräusche. Im Produktentstehungsprozess stellt daher die Entwicklung eines geräuscharmen Fahrzeuggetriebes ein wichtiges Entwicklungsziel dar, dessen Bedeutung stetig zunimmt.

1.1 Problemstellung

Geräusche in Fahrzeuggetrieben werden zu einem großen Teil durch den Abwälzvorgang der Zahnräder (Heul- und Pfeifgeräusche) oder durch Losteilgeräusche (Klapper- und Rasselgeräusche) verursacht. Untergeordnete Geräuschquellen sind Schalteinrichtungen und Lagerstellen [3]. Die in den Geräuschquellen entstehenden Schwingungen werden vom Entstehungsort bis zum menschlichen Ohr durch Körper- und Luftschall übertragen.

Geräuschmindernde Maßnahmen, die entlang dieser maschinenakustischen Übertragungskette eingesetzt werden können, lassen sich in primäre und sekundäre Maßnahmen einteilen. Primäre Maßnahmen betreffen die Anregung am Ort der Geräuschentstehung. Sekundäre Maßnahmen werden im Körper- und Luftschallübertragungspfad eingesetzt. Als primäre Maßnahmen im Bereich der Reduzierung von Heul- und Pfeifgeräuschen werden Modifikationen der Zahnflankenform vorgenommen. Innerhalb eines bestimmten Lastbereichs kann damit die von einer Verzahnung hervorgerufene Anregung vermindert werden. Diese geräuschmindernde Wirkung ist einerseits auf einen bestimmten Lastbereich begrenzt, andererseits wird dadurch die Tragfähigkeit der Verzahnung beeinflusst. Der alleinige Einsatz primärer Maßnahmen ist daher nicht ausreichend um das akustische Verhalten eines Getriebes in dessen kompletten Betriebsbereich zu verbessern. Für eine umfassende Optimierung, müssen zudem sekundäre Maßnahmen innerhalb des Körper- und Luftschallübertragungspfads eingesetzt werden.

1.2 Zielsetzung

Die Reduzierung der Geräusche kann zusätzlich durch sekundäre Maßnahmen erfolgen. Diese befassen sich mit der Minderung des bereits entstandenen Körper- und Luftschalls. Körperschall lässt sich dabei durch Dämmungs- und Dämpfungsmechanismen reduzieren. Luftschall wird vor allem durch das Abstrahlverhalten des Getriebegehäuses beeinflusst.

Ziel dieser Arbeit ist, Maßnahmen zur Reduktion der Körperschallübertragung im Getriebe zu entwickeln. Durch die Analyse des Übertragungspfads sollen Stellen innerhalb des Getriebes identifiziert werden, die sich zur Integration von körperschallmindernden Maßnahmen eignen. Physikalische Einflussmöglichkeiten auf die Ausbreitung der Körperschallwellen werden auf ihre Eignung zur Reduktion von Getriebegeräuschen hin überprüft. Innerhalb eines Versuchsgetriebes soll ein Bauteil identifiziert werden, das für die Umsetzung der körperschallmindernden Maßnahmen geeignet ist. Innerhalb dieses Bauteils sollen physikalische Prinzipien zur Körperschallreduktion konstruktiv umgesetzt werden.

Eine Bewertung der Maßnahmen soll zum einen anhand von Messungen, zum anderen anhand von Simulationen erfolgen. Messungen sollen durch die Erfassung des Beschleunigungspegels an der Oberfläche des Getriebegehäuses eine Beurteilung der Wirksamkeit der Maßnahmen ermöglichen. Parallel soll die Entwicklung eines Simulationsmodells des Versuchsgetriebes erfolgen. Um das akustische Verhalten eines Getriebes nachhaltig beeinflussen zu können, müssen geräuschmindernde Aspekte bereits in frühen Phasen der Entwicklung berücksichtigt werden. Ohne das Vorhandensein von Prototypen sollen bereits Aussagen zum Geräuschverhalten getroffen werden können. Dazu ist es notwendig, rechnergestützte Werkzeuge zu verwenden. Eine ganzheitliche Erfassung des akustischen

Verhaltens ist dabei von entscheidender Bedeutung. So muss neben den Anregungsmechanismen auch die Weiterleitung des Körperschalls möglichst innerhalb eines Modells abgebildet werden. Optimierungsmaßnahmen müssen mit diesen Modellen abbildbar und bewertbar sein.

1.3 Aufbau der Arbeit

Der grundsätzliche Aufbau der Arbeit ist in Abb. 1.1 dargestellt. Im Kapitel **Grundlagen und Stand der Technik** werden die Geräuschanregungsmechanismen einer belasteten Verzahnung beschrieben. Weiterhin wird die Ausbreitung des aus der Anregung entstehenden Körperschalls erläutert. Es erfolgt die Beschreibung von Möglichkeiten zur Dämmung und Dämpfung von Körperschall. Abschließend werden Berechnungsverfahren vorgestellt, die zur Abbildung des akustischen Verhaltens eines Getriebes eingesetzt werden können.

Das Kapitel **Analyse der Körperschallübertragungskette im Getriebe** beschreibt jedes an der maschinenakustischen Übertragungskette beteiligte Element. Ziel ist es, jedes Element hinsichtlich seiner Eignung zur Umsetzung körperschallmindernder Maßnahmen zu untersuchen. Schlussendlich wird ein geeignetes Bauteil identifiziert, welches sich zur vergleichenden Untersuchung verschiedener körperschallmindernder Maßnahmen eignet.

Im Kapitel **Gestaltung von Körperschallminderungsmaßnahmen** erfolgt die konstruktive Umsetzung verschiedener Möglichkeiten zur Reduzierung von Körperschall. Dabei wird zwischen dämmenden Maßnahmen, dämpfenden Maßnahmen und einer Kombination aus beiden Mechanismen in Form von elastischen Zwischenschichten unterschieden. Es erfolgt eine theoretische Bewertung der Maßnahmen mit Hilfe eines Finite Elemente Modells auf Bauteilebene. Auf Grundlage der Bewertung werden sieben Konstruktionsvarianten für weitere Untersuchungen ausgewählt.

Das Kapitel **Messung des Körperschallpegels** erläutert die Versuchsumgebung, die für die Bewertung der verschiedenen körperschallmindernden Maßnahmen verwendet wird. Es werden sowohl das Versuchsgetriebe als auch die Prüfstands Umgebung und der Versuchsablauf beschrieben. Zudem werden die Versuchsergebnisse gezeigt und es erfolgt ein Vergleich von Messergebnissen der verschiedenen körperschallmindernden Maßnahmen. Im Rahmen der Diskussion der Versuchsergebnisse werden die vielversprechendsten Varianten identifiziert.

Die theoretische Beurteilung einer körperschallmindernden Maßnahme soll bereits in einer frühen Phase im Produktentwicklungsprozess möglich sein. Im Kapitel **Simulation des Körperschallpegels** wird dazu ein Simulationsmodell des Versuchsgetriebes vorgestellt, das die Beurteilung einer körperschallmindernden Maßnahme auf Systemebene ermögli-

chen soll. Dazu werden von der Entstehung des Geräuschs in der Verzahnung bis zur Abstrahlung an der Getriebegehäuseoberfläche alle an der maschinenakustischen Übertragungskette beteiligten Bauteile sowie deren Abbildung in der Simulationsumgebung beschrieben. Es erfolgen die Darstellung der Simulationsergebnisse und ein Vergleich der Berechnungsergebnisse der verschiedenen körperschallmindernden Maßnahmen.

Im Kapitel **Beurteilung der verwendeten Simulationsmodelle** werden die auf Bauteil- und Systemebene verwendeten Simulationsmodelle bewertet. Die Eignung des jeweils verwendeten Simulationsmodells wird erläutert sowie Probleme und Verbesserungspotential aufgezeigt.

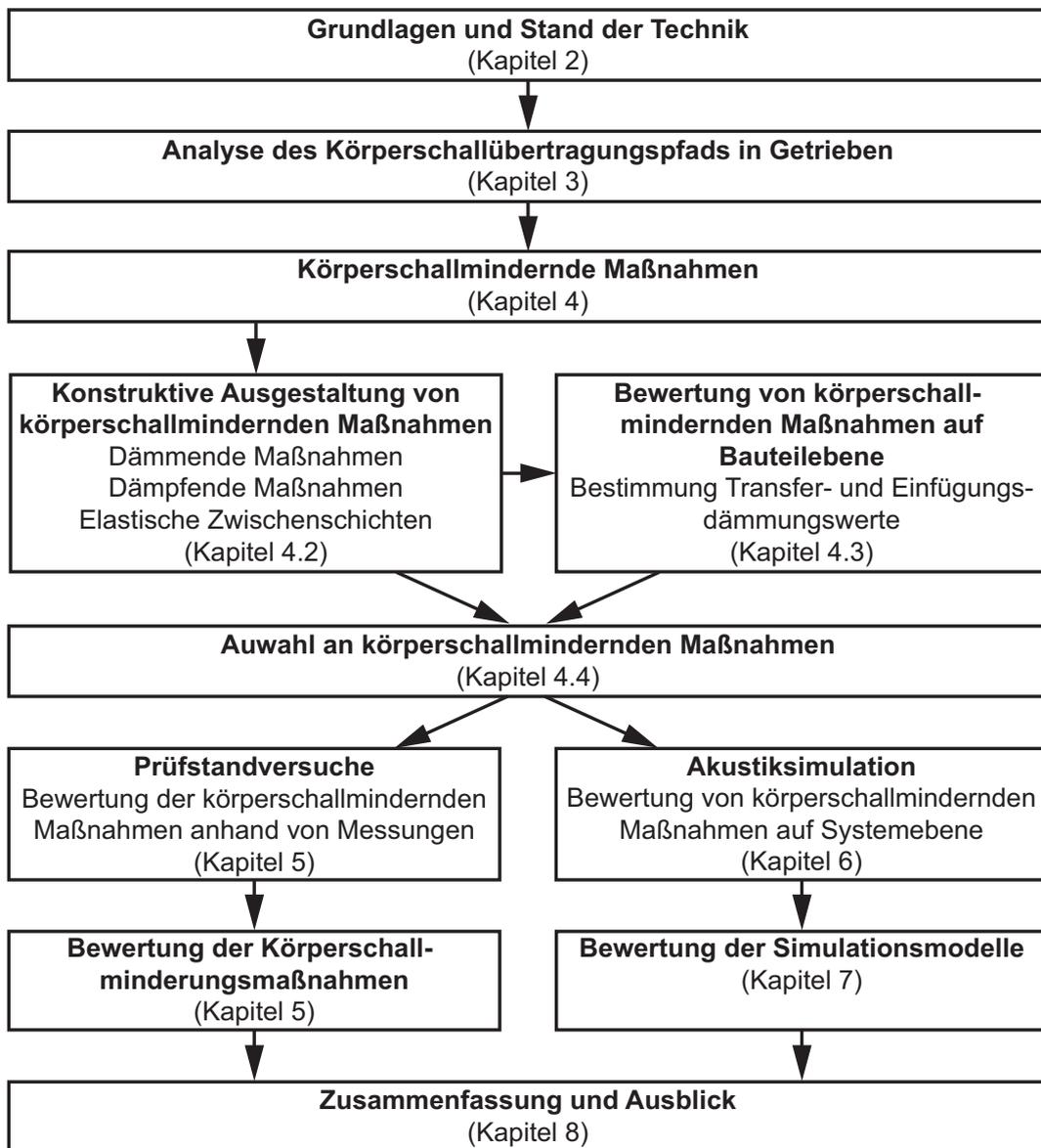


Abb. 1.1. Aufbau der Arbeit

2 Grundlagen und Stand der Technik

Nachfolgend werden die Grundlagen der Geräusentstehung in Getriebeverzahnungen erläutert. Hierbei liegt der Fokus auf Geräuscherregungsmechanismen in belasteten Verzahnungen. Wichtige Grundlagen aus dem Bereich der Technischen Akustik, welche die Ausbreitung der Geräusche beschreiben sowie bereits bestehende Maßnahmen zur Reduktion werden vorgestellt. Abschließend erfolgt die Darstellung rechnerischer Methoden, die zur Beschreibung der Geräuschanregung sowie deren Weiterleitung durch Körperschall und Abstrahlung durch Luftschall eingesetzt werden.

2.1 Schwingungsanregung durch die Getriebeverzahnung

In einer Fahrzeuggetriebeverzahnung kommt es durch äußere Anregung sowie durch systeminterne Mechanismen zu Geräusentwicklung. Neben Lastwechsel-, Schalt- und Lagergeräuschen entstehen in einem Fahrzeuggetriebe vorwiegend Geräusche, die durch die Verzahnung verursacht werden. Die Anregungsmechanismen der erzeugten Geräusche lassen sich in fremd- und selbsterregte Schwingungen einteilen. Losteilgeräusche werden durch Schwingungen verursacht, deren Quelle außerhalb des Getriebes liegt. Anregungsquellen sind in diesem Fall der Verbrennungsmotor sowie von der Fahrbahn induzierte, in das Getriebe eingeleitete Schwingungen. Selbsterregte Geräuschphänomene werden von belasteten Verzahnungen hervorgerufen. Die Geräusentstehung wird durch prinzipbedingte Mechanismen verursacht. Nachfolgend werden die Ursachen für fremd- und selbsterregte Geräusche beschrieben. Das Hauptaugenmerk in dieser Arbeit liegt auf der Entstehung und der Weiterleitung selbsterregter Schwingungen.

Aufgrund unausgeglichener Gas- und Massenkräfte unterliegt das vom Motor ins Getriebe eingeleitete Drehmoment Schwankungen, welche nicht im Leistungsfluss liegende Losteile zu Schwingungen anregen. Stoßen diese Bauteile an ihre Spielgrenzen, entsteht ein breitbandiges Geräusch [3], welches als Klapper- und Rasselgeräusch bezeichnet wird. Am Institut für Maschinenelemente wurden die Ursachen sowie Möglichkeiten zur Reduzierung dieses Geräuschphänomens eingehend untersucht. Weidner [4] untersuchte das Schwingungsverhalten unbelasteter Zahnräder. Lang [5], Rach [6], Doğan [7] und Ryborz [8]

ermittelten in umfangreichen Parameterstudien Maßnahmen zur Geräuschreduktion. Stockmeier [9] und Novak [10] leiteten daraus ein Konzept für ein Klapper- und Rasselgeräuschfreies Fahrzeuggetriebe ab. Li [11] und Kiefer [12] ermittelten experimentell das Bewegungsverhalten der Losräder.

Zur Selbsterregung von Schwingungen kommt es durch systeminterne Mechanismen in einer belasteten Verzahnung. Die daraus resultierenden Geräusche zeichnen sich durch ihren tonalen Charakter [13] aus und werden als Heul- und Pfeifgeräusche bezeichnet. Hervorgehoben werden die Geräusche durch Drehzahl- und Momentenschwankungen, die sich aus einer ungleichförmigen Drehübertragung zwischen treibendem und getriebenem Rad ergeben. Die ungleichförmige Übertragung ist auf Mechanismen im Zahnkontakt zurückzuführen. Die Ursachen des Geräusches lassen sich in drei unterschiedliche Anregungsmechanismen, in Parametererregung, Wegerregung und Impulserregung unterteilen. Diese Erregungen führen zu Fehlern im Drehweg. Abb. 2.1 zeigt exemplarisch die Messung eines Drehwegfehlers x , der sich unter Last zwischen Ritzel und Rad einer Geradverzahnung ausbildet. Die Grundschwingung des sinusförmigen Verlaufs mit der Periodendauer T ergibt sich durch Parametererregung aus dem Kehrwert der Zehneingriffsfrequenz. Die überlagerten Effekte sind auf Weg- und Impulserregung zurückzuführen.

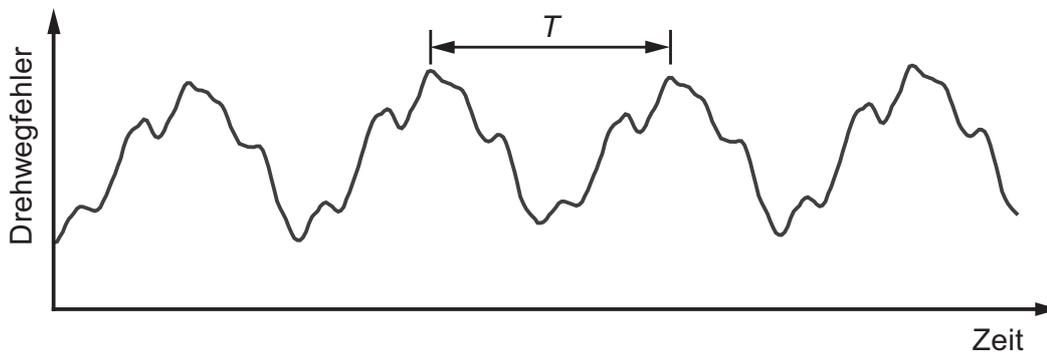


Abb. 2.1. Verlauf des Drehwegfehlers

In Abb. 2.2 ist ein einfaches Modell einer Zahnradstufe abgebildet. Im Modell ist über die zeitlich veränderliche Zahnfedersteifigkeit $c_s(t)$ eine Parametererregung des Systems abgebildet. Über eine weitere zeitvariable Größe $w(t)$ ist eine Wegerregung abgebildet. Die Impulserregung kann in einem Modell durch eine Modifikation der Zahnfedersteifigkeit oder durch eine zusätzliche Wegerregung berücksichtigt werden [14]. Die physikalischen Ursachen dieser Erregungsformen in der Verzahnung sind in den folgenden Kapiteln dargestellt.

Der sich zwischen den Grundkreisen r_1 des Ritzels und r_2 des Rades ergebende Drehwegfehler x lässt sich aus der Bewegungsdifferentialgleichung herleiten. Das

Ersatzsystem mit den Torsionsfreiheitsgraden φ_1 und φ_2 sowie der Trägheitsmassen J_1 und J_2 besitzt die veränderliche Zahnfedersteifigkeit $c_s(t)$, die Verzahnungsdämpfung d und die Wegerregung $w(t)$.

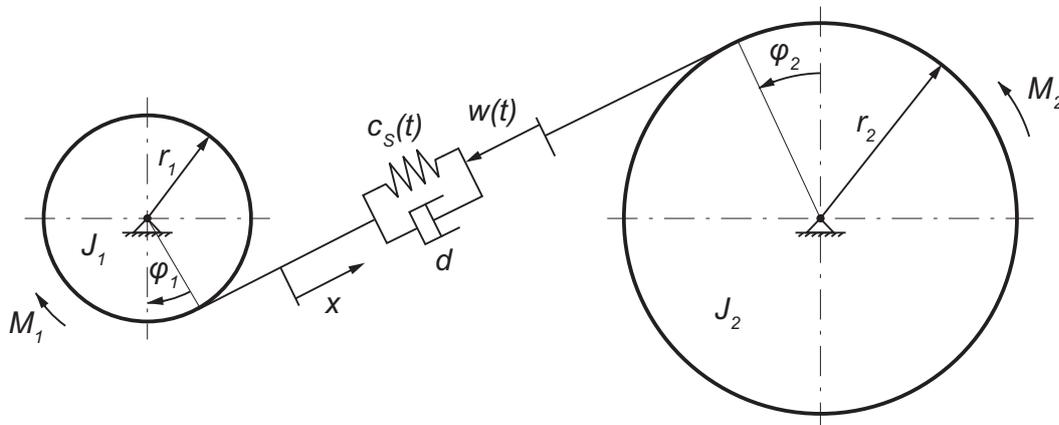


Abb. 2.2. Modell einer Zahnradstufe

Wirken an Ritzel und Rad die Momente M_1 und M_2 , lassen sich folgende Bewegungsdifferentialgleichungen aufstellen:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = -c_s(t) r_1 (r_1 \dot{\varphi}_1 - r_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{w}(t)) - d r_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 - \dot{w}(t)) + M_1 \quad (2.1)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_s(t) r_2 (r_1 \dot{\varphi}_1 - r_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{w}(t)) + d r_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 - \dot{w}(t)) + M_2. \quad (2.2)$$

Im Ersatzmodell ergibt sich der Drehwegfehler aus den Beziehungen zwischen Ritzel und Rad:

$$x = r_1 \varphi_1 - r_2 \varphi_2 - w(t). \quad (2.3)$$

Durch Einführung der Koeffizienten m und M in den Gleichungen (2.4) und (2.5) ergibt sich die Bewegungsdifferentialgleichung des Systems zu Gleichung (2.6).

$$\frac{1}{m} = \frac{r_1^2}{J_1} + \frac{r_2^2}{J_2} \quad (2.4)$$

$$M = \frac{M_1 r_1}{J_1} - \frac{M_2 r_2}{J_2} \quad (2.5)$$

$$\ddot{x} + \frac{d}{m} \dot{x} + \frac{c_s(t)}{m} x + \dot{w}(t) = M \quad (2.6)$$

Nachfolgend sind die drei Erregungsformen sowie deren Einfluss auf den Drehwegfehler beschrieben. Weitere wichtige Einflussfaktoren auf das Anregungsverhalten der Verzahnung resultieren aus den Umgebungsbedingungen der Zahnradstufe, die am Ende dieses Kapitels zusammengefasst sind.

2.1.1 Parametererregung

Parametererregung entsteht durch Schwankungen der Zahnfedersteifigkeit, welche sich unter Last ausbilden. Verformungen der Zähne sowie der Zahnradkörper und aller weiteren lastführenden Teile führen zu den über der Eingriffsstrecke veränderlichen Bedingungen. Nach Ziegler [15] ergeben sich die in Abb. 2.3. gezeigten Zahnfedersteifigkeitsverläufe.

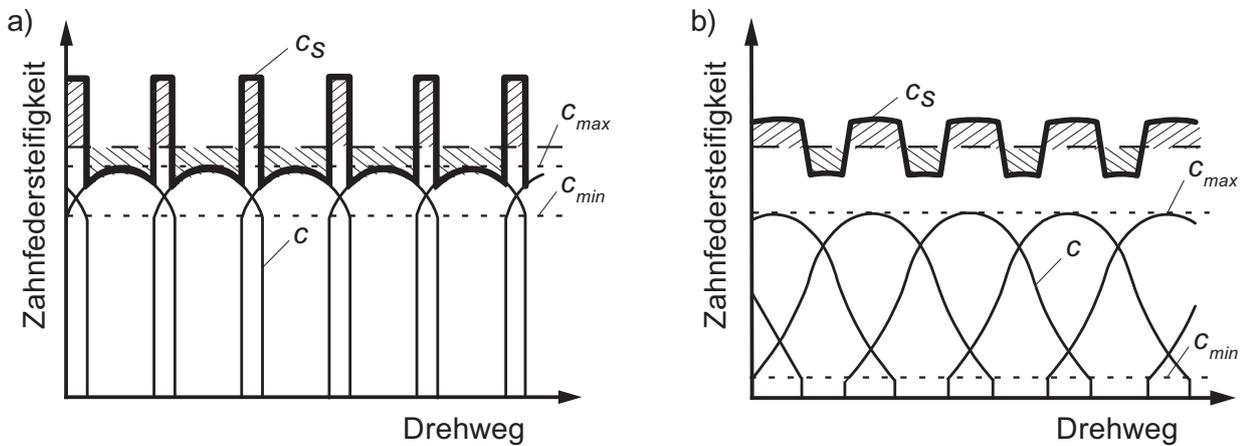


Abb. 2.3. Verlauf der Gesamt-Zahnfedersteifigkeit c_s . a) Geradverzahnung; b) Schrägverzahnung [16]

Abb. 2.3a) zeigt die Zahnfedersteifigkeit einer Geradverzahnung abhängig vom Drehweg. Im Falle einer Geradverzahnung sind abwechselnd ein oder zwei Zähne gleichzeitig im Eingriff. Daher resultiert die Gesamtzahnfedersteifigkeit c_s aus einer Überlagerung der Einzelzahnfedersteifigkeit c . Abb. 2.3 b) zeigt die Zahnfedersteifigkeit einer Schrägverzahnung. Aus einem eher sinusförmigen Verlauf der Einzelzahnfedersteifigkeit c sowie der höheren Zahl an lastführenden Zähnen ergeben sich geringere Schwankungen in der Gesamtzahnfedersteifigkeit c_s [16].

Der in Abb. 2.1 dargestellte Drehwegfehler wird hauptsächlich durch die zeitlich veränderliche Zahnfedersteifigkeit beeinflusst. Die Periodendauer T ergibt sich aus der Drehzahl n und der Zähnezahl z des treibenden oder getriebenen Zahnrads.

$$T = \frac{1}{n \cdot z} \quad (2.7)$$

2.1.2 Wegerregung

Aufgrund der verhältnismäßig einfachen Herstellung sowie der im lastfreien Zustand gleichförmigen Drehübertragung werden im Getriebebau vorwiegend Verzahnungen mit evolventischem Profil eingesetzt. Abweichungen von einer ideal evolventischen Flankenform führen zu einer Wegerregung $w(t)$ des in Abb. 2.2 dargestellten Systems und damit zu einer Drehwegabweichung zwischen treibendem und getriebenem Rad.

Abweichungen von einer ideal evolventischen Form resultieren einerseits aus Fertigungsfehlern [16]. Andererseits können gezielte Flankenformkorrekturen zur Optimierung der Tragfähigkeit oder des Geräuschverhaltens einer Verzahnung aufgebracht werden. In Abb. 2.6 sind gängige Flankenformkorrekturen dargestellt, die in Höhenrichtung der Verzahnung aufgebracht werden können.

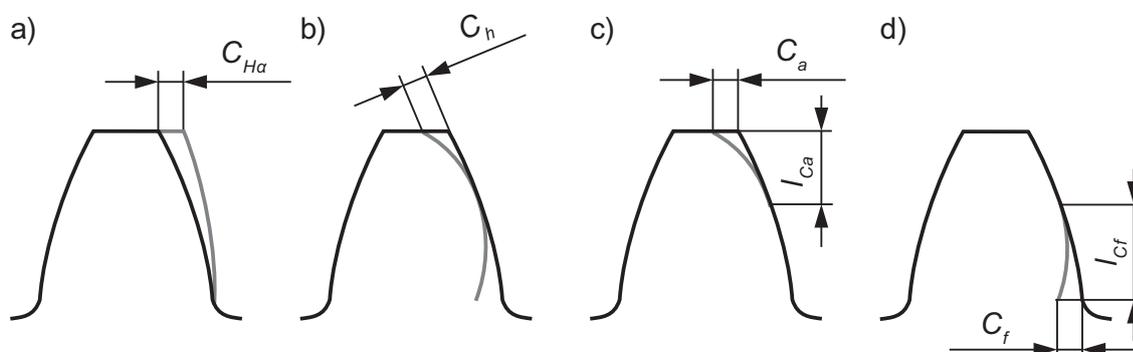


Abb. 2.4. Flankenformkorrekturen: a) Profilwinkelabweichung, b) Höhenballigkeit, c) Kopfrücknahme, d) Fußrücknahme

Tesch [17] und Rettig [18] beschreiben, wie es durch Abweichungen von der evolventischen Zahnflankenform zu Drehwegabweichungen kommt, die als Wegerregung beschrieben werden können. Griggel [19] bewertet sowohl für Gerad- als auch für Schrägverzahnungen die Flankenformkorrekturen Höhenballigkeit sowie eine Kopf- und Fußrücknahme als besonders wirksam bezüglich ihres Einflusses auf das Anregungsverhalten einer Verzahnung. Die durch Fertigungsfehler hervorgerufene Erregung führt nach Bosch [20] besonders im unteren Drehzahlbereich zu größeren dynamischen Verzahnungskräften.

2.1.3 Impulserregung

Durch Stoßvorgänge in der Verzahnung kommt es zu Impulserregung. Unter Last hervorgerufene Verformungen der Zähne führen zu veränderten Eingriffsbedingungen. Damit ändert sich die Teilung zum nachfolgenden Zahn. Abb. 2.5 zeigt, wie dadurch das in

der Drehbewegung nachfolgende Zahnpaar verfrüht in Eingriff kommt. Baethge [21] leitet die lastabhängigen Beziehungen für die veränderten Eingriffsbedingungen her. Tesch [17] beschreibt den Eingriffstoß als maßgebliche Ursache der Geräuschanregung.

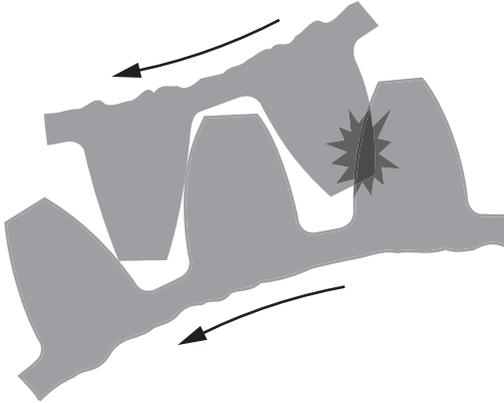


Abb. 2.5. Eingriffstoß

2.1.4 Umgebungsbedingungen des Abwälzvorgangs

Die oben beschriebenen Anregungsmechanismen werden beeinflusst durch die im Zahnkontakt herrschenden Randbedingungen. Der Ölfilm, der sich während des Abwälzvorgangs im Zahnkontakt befindet, trägt maßgeblich zur Dämpfung der Anregung bei. Baumann [22] betrachtet den Einfluss des Getriebeöls auf das Rasselgeräuschverhalten eines Getriebes und stellt fest, dass neben der Viskosität die chemische Zusammensetzung des Getriebeöls die dämpfende Eigenschaft des Schmierstoffs beeinflusst.

Weitere Einflüsse auf die oben beschriebenen Anregungsmechanismen einer Verzahnung ergeben sich durch die relative Lage der Zahnradkörper zueinander. Verformungen der Zahnradkörper, der Wellen, der Lager und des Gehäuses unter Last führen zu Veränderungen der Bedingungen im Zahnkontakt. In Abb. 2.6 sind aus den Verformungen resultierende Achsabweichungen, wie Achsabstandsabweichung Δa , Achsneigung $f_{\Sigma\delta}$ und Achsschrägung $f_{\Sigma\beta}$ dargestellt. In einem Getriebe kommt es meist zu einer Kombination aller drei Verlagerungsarten. Daraus resultieren veränderte Eingriffsbedingungen in der Verzahnung und somit ein verändertes Anregungsverhalten.

Abhängig von den Eingriffsbedingungen ergibt sich, beispielsweise für verschiedene Achsneigungen oder Achsschrägungen, ein veränderter Zahnfedersteifigkeitsverlauf $c_S(t)$ und damit eine veränderte Parametererregung. Gleichzeitig ändert sich die Wegerregung, die durch $w(t)$ beschrieben wird. Das Anregungsverhalten einer Verzahnung kann daher nicht ohne die Einbeziehung der Randbedingungen, die sich aus den Steifigkeiten der Zahnradkörper, der Wellen, der Lager und des Gehäuses ergeben, beurteilt werden.

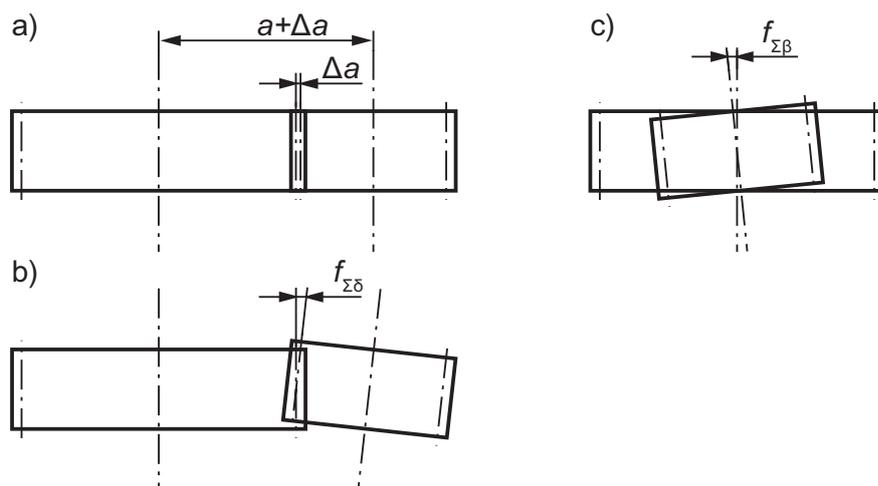


Abb. 2.6. a) Achsabstandsabweichung, b) Achsneigung, c) Achsschrägung

2.2 Schallausbreitung im Getriebe

Das akustische System „Getriebe“ kann nach Lübcke [23] in verschiedene Teile der maschinenakustischen Übertragungskette zerlegt werden. Abb. 2.7 zeigt die akustischen Übertragungspfade im Getriebe. Die Verzahnung stellt im betrachteten System die Quelle des Geräuschs durch die in Kapitel 2.1 beschriebenen Anregungsmechanismen dar.

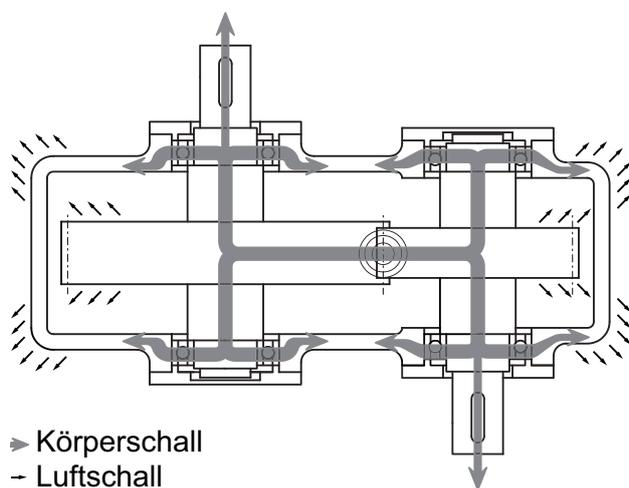


Abb. 2.7. Akustische Übertragungspfade in einem Getriebe

Ein Teil der dort entstehenden Schwingungsenergie wird innerhalb des Getriebes als Luftschall abgestrahlt. Obwohl dieser nach Opitz et. al. [24] hohe Amplituden aufweist, dringt er nur in unbedeutendem Maße an die Umgebung [1], [16]. Zahnradkörper und Getriebe- wellen leiten die Schwingungsenergie mittels Körperschall weiter. Einen kleineren Teil des

Körperschalls übertragen An- und Abtriebswellen an außerhalb des Getriebes liegende Anbauteile. Der größere Teil [1] wird über die Lagerungen an das Getriebegehäuse weitergeleitet. Die so in Schwingung versetzte Gehäusestruktur gibt die Energie in Form von Luftschall an die Umgebung ab.

2.2.1 Körperschall

Nach Cremer et. al. [25] werden als Körperschall Ereignisse beschrieben, die durch einen schwingenden Festkörper im hörbaren Frequenzbereich, zwischen 16 Hz und 16000 Hz, erzeugt oder weitergeleitet werden. Die Ausbreitung in einem Festkörper erfolgt in Form von Schub- oder Kompressionswellen oder als Kombination aus beiden Wellenarten [26]. Zur Beschreibung des Schallfelds sind der Vektor der Schallschnelle v sowie der Spannungstensor σ notwendig. Da im Maschinenbau häufig Bauteile verwendet werden, deren Dimensionen in mindestens einer Raumrichtung im Vergleich zur Körperschallwellenlänge klein sind, kann vereinfachend von Stäben, Balken, Schalen oder Platten ausgegangen werden [25], [26], [27]. Aus den beiden grundlegenden Wellenarten, Longitudinalwelle und Transversalwelle, lassen sich alle weiteren Wellenarten kombinieren. Nachfolgend sind diese beiden Wellenarten sowie die für die Getriebeakustik relevanten Sonderformen beschrieben.

Longitudinalwellen

Bei Longitudinalwellen fällt die Schwingungs- und Ausbreitungsrichtung zusammen. Veranschaulicht werden kann dies durch die Bewegung einer Materialebene äquidistant zur Ausbreitungsrichtung [25]. Abb. 2.8 zeigt, dass sich dabei die Ebene einerseits um ξ verschiebt, andererseits eine Dehnung um $\partial\xi/\partial x$ erfährt. Diese Dehnung geht mit einer Spannungsänderung $\partial\sigma_x/\partial x$ gegenüber der Spannung σ_x in der Ruhelage einher.

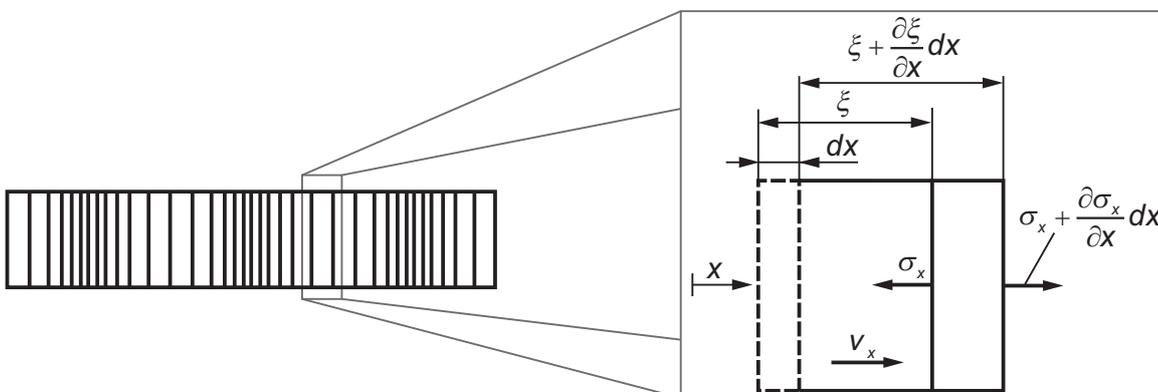


Abb. 2.8. Ausbreitung einer Longitudinalwelle

Aus dem zweiten Newtonschen Axiom ergibt sich für die Materialebene die Gleichgewichtsbedingung

$$\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx - \sigma_x = \rho dx \frac{dv_x}{dt}. \quad (2.8)$$

Die Teilchenschnelle v_x lässt sich dabei durch die Verschiebung beschreiben:

$$v_x = \frac{\partial \xi}{\partial t}. \quad (2.9)$$

Die in [25] eingeführte und als longitudinale Steife bezeichnete Konstante D ergibt sich in Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls E und der Querkontaktionszahl ν .

$$D = \frac{E(1-\nu)}{[(1+\nu)(1-2\nu)]} \quad (2.10)$$

Mit dem Hooke'schen Gesetz (Gleichung (2.11)) wird nach Differentiation nach der Zeit der Zusammenhang zwischen Spannung und Schnelle hergestellt (Gleichung (2.12)).

$$\sigma_x = D \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (2.11)$$

$$D \frac{\partial v_x}{\partial x} = \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} \quad (2.12)$$

Aus Gleichung (2.8) und Gleichung (2.12) folgt nach nochmaliger Differentiation nach x und t die Wellengleichung für Longitudinalwellen [25]:

$$D \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\sigma_x, v_x) = \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\sigma_x, v_x). \quad (2.13)$$

Für die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_L einer Longitudinalwelle gilt mit der Verwendung der Materialdichte ρ :

$$c_L = \sqrt{\frac{D}{\rho}}. \quad (2.14)$$

Longitudinalwellen treten nur auf, wenn die Ausdehnung eines Körpers im Vergleich zur Wellenlänge sehr groß ist. In Bauteilen, die im Getriebekonstruktion Einsatz finden, ist dies jedoch selten der Fall. Dort tritt infolge der zusätzlich auftretenden Querkontraktion eine Sonderform, die quasilongitudinale Welle, auf. Abb. 2.9 zeigt die Ausbreitung dieser Wellenform.



Abb. 2.9. Ausbreitung einer Quasilongitudinalwelle

Nach [25] wird in diesem Fall die longitudinale Steife D durch den Elastizitätsmodul E und die Zugspannung σ_x durch die an der Querschnittsfläche angreifende Kraft F_x ersetzt. Dadurch ergibt sich die Wellengleichung für Quasilongitudinalwellen:

$$E \frac{\partial^2}{\partial x^2} (F_x, v_x) = \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} (F_x, v_x). \quad (2.15)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_{QL} einer Quasilongitudinalwelle berechnet sich nach Gleichung (2.16).

$$c_{QL} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.16)$$

Transversalwellen

Wird eine Welle in einem Körper ohne Volumenänderung, allein durch Querbewegungen zwischen zwei benachbarten Materialebenen hervorgerufen, handelt es sich um eine Transversalwelle (Abb. 2.10). Nach [25] ruft eine auftretende Schubspannung τ_{xy} eine Verschiebung $\partial\eta/\partial x$ zweier um dx voneinander entfernter Materialebenen hervor.

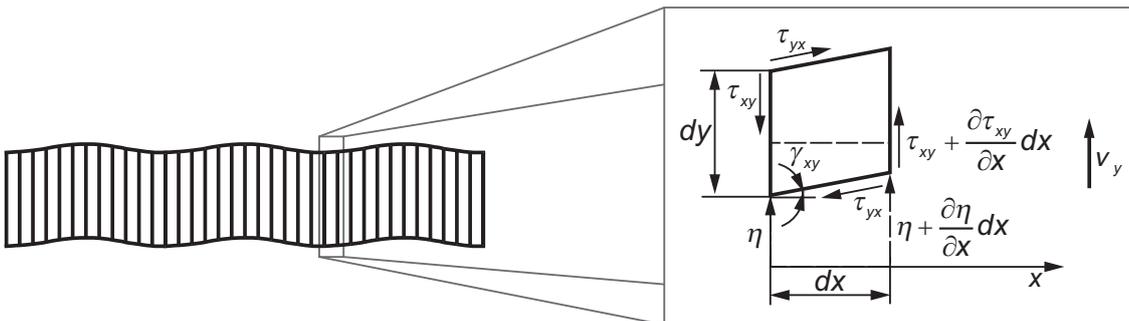


Abb. 2.10. Ausbreitung einer Transversalwelle

Aus der Gleichgewichtsbedingung für die Materialebenen folgt:

$$\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} dx - \tau_{xy} = \rho dx \frac{dv_y}{dt}. \quad (2.17)$$

Die Teilchenschnelle v_y lässt sich analog zu Gleichung (2.9) durch die Verschiebung beschreiben:

$$v_y = \frac{\partial \eta}{\partial t}. \quad (2.18)$$

Das Hooke'sche Gesetz stellt über das Schubmodul G den Zusammenhang zwischen Schubspannung und Dehnung her.

$$\tau_{xy} = G \frac{\partial \eta}{\partial x} \quad (2.19)$$

Durch Differentiation nach der Zeit ergibt sich Gleichung (2.20).

$$G \frac{\partial v_y}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} \quad (2.20)$$

Aus der Zusammenfassung von Gleichung (2.17) und Gleichung (2.20) folgt nach nochmaliger Differentiation nach x bzw. t die Wellengleichung für Transversalwellen [25]:

$$G \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\tau_{xy}, v_y) = \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\tau_{xy}, v_y). \quad (2.21)$$

Für die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_T einer Transversalwelle gilt demnach

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}}. \quad (2.22)$$

Biegewellen

Vor allem bei der Abstrahlung von Körperschall spielen Biegewellen eine wichtige Rolle [25], [26], [27]. In plattenförmigen Körpern wie beispielsweise Getriebegehäusen findet die Bewegung senkrecht zur Ausbreitungsrichtung und damit zur Plattenoberfläche statt. Daher neigen Biegewellen am ehesten zur Abstrahlung [26]. Abb. 2.11 zeigt die Ausbreitung einer Biegewelle [25].

Mit der Biegesteife B und der Masse pro Längeneinheit m' ergibt sich damit nach [25] die von der Ausbreitungsgeschwindigkeit v_y , der Winkelgeschwindigkeit w , dem Biegemoment M und der Querkraft F_y abhängige Wellengleichung für Biegewellen:

$$-B \frac{\partial^4}{\partial x^4} (v_y, w, M, F_y) = m' \frac{\partial^2}{\partial t^2} (v_y, w, M, F_y). \quad (2.23)$$

Die von der Kreisfrequenz ω der Erregerkraft abhängige Ausbreitungsgeschwindigkeit c_B einer Biegewelle:

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{B}{m}} \sqrt{\omega}. \quad (2.24)$$

Die Biegesteifigkeit ergibt sich aus dem Produkt des Elastizitätsmoduls E und des Trägheitsmoment I des Körperquerschnitts, in dem sich die Biegewelle ausbreitet.

$$B = EI \quad (2.25)$$

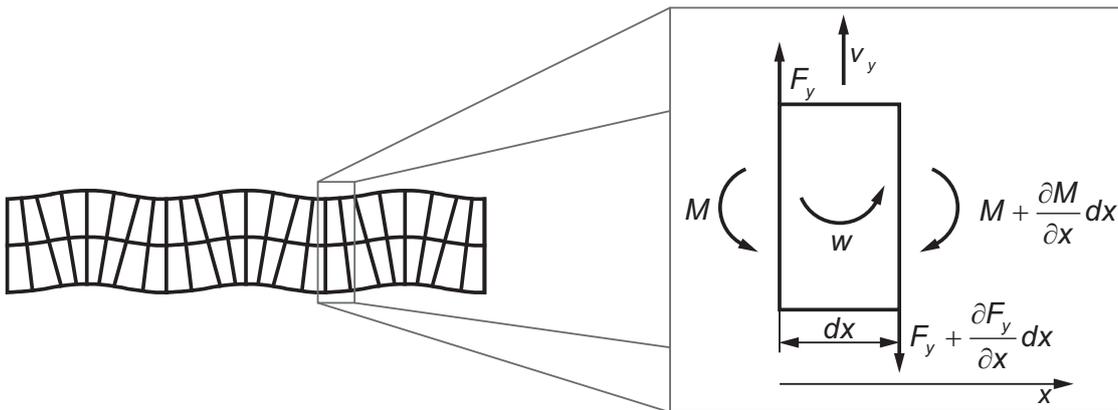


Abb. 2.11. Ausbreitung einer Biegewelle

Tabelle 2.1 zeigt Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Longitudinal-, Quasilongitudinal-, und Transversalwellen für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten metallischen Werkstoffe. Für die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Biegewellen in einer Platte der Dicke 5 mm wird eine Anregungsfrequenz von 16 kHz angenommen.

Tabelle 2.1. Wellenausbreitungsgeschwindigkeiten für Stahl und Aluminium

Werkstoff	ρ [kg/m ³]	ν [-]	E [kN/mm ²]	D [kN/mm ²]	G [kN/mm ²]	B [kN/mm ²]	c_L [m/s]	c_{QL} [m/s]	c_T [m/s]	c_B [m/s]
Stahl	7850	0,3	210	283	81	2404	6001	5172	3208	1326
Aluminium	2770	0,33	71	105	27	830	6163	5063	3104	1319

2.3 Geräuschminderungsmaßnahmen

Geräuschemissionen von Getrieben lassen sich nach VDI 3720 [28] durch die Reduktion der Körperschallanregung, die Reduktion der Körperschallübertragung oder die Reduktion der Schallabstrahlung vermindern. Möglichkeiten, die sich mit der Minimierung der

Geräuschanregung befassen, werden als primäre Maßnahmen bezeichnet. Sekundäre Maßnahmen bezeichnen Möglichkeiten zur Minimierung der Körperschalleitung sowie der Abstrahlung von Luftschall [29].

2.3.1 Primäre Maßnahmen

Lassen sich die Anregungen durch die Getriebeverzahnung vermindern, ist dies die wirksamste Methode, Getriebegeräusche zu reduzieren. Untersuchungen, die sich mit dieser Problemstellung beschäftigen, sind daher bereits seit Langem etabliert. Inhalte verschiedenster Forschungsvorhaben sind die Optimierung des Verzahnungssteifigkeitsverlaufs, der Verzahnungsabweichungen sowie die Reduzierung von Stoßvorgängen. Unter Last stehende Verzahnungen tragen den größten Anteil zum Getriebegeräusch bei, weshalb im Folgenden nur auf die Reduktion sogenannter Heul- und Pfeifgeräusche eingegangen wird.

Soden [30] erkannte früh die günstige Auswirkung einer hohen Profilüberdeckung auf das Getriebegeräusch. Nimmt diese zu, so wird die Schwankung der Verzahnungssteifigkeit verringert. Signifikante Verbesserungen ergeben sich laut Hösel [31] durch den Übergang von einer Gerad- auf eine Schrägverzahnung, was bei Fahrzeuggetrieben dem heutigen Stand der Technik entspricht. Tesch [17] zeigt den Einfluss verschiedener Verzahnungsparameter und Profilkorrekturen auf das Geräuschphänomen Eingriffsstoß. Gerber [32] untersucht den Öleinfluss auf die Anregung in der Verzahnung und zeigt den Einfluss einer Kopfrücknahme. Eine kurze Kopfrücknahme erzeugt über den gesamten Drehzahl- und Lastbereich eine Reduzierung der dynamischen Kräfte. Eine lange Kopfrücknahme hingegen trägt nur bei bestimmten Lasten zu einer Reduktion der Geräuschanregung bei. Der Lastpunkt, auf den eine Optimierung der Verzahnung erfolgt, wird als Auslegungslast bezeichnet. Außerhalb dieses Lastbereichs führt die Korrektur zu steigenden Geräuschpegeln. Saljé [33] zeigte für Leistungsgetriebe den geräuschmindernden Einfluss einer Verzahnung mit hohem Profil- und Gesamtüberdeckungsgrad, eine so genannte Hochverzahnung, die durch ein hohes Bezugsprofil erreicht wird. Müller [14] untersucht den Einfluss der Sprungüberdeckung auf die Geräuschanregung. So ergibt sich für ganzzahlige Werte der Sprungüberdeckung ein günstiger Einfluss auf die Verzahnungssteifigkeit. Er beschreibt, dass bei der Optimierung der Flankengeometrie ein Kompromiss zwischen Trag- und Geräuschverhalten gefunden werden muss und schlägt Möglichkeiten der Flankenmodifikation (Höhenballigkeit, Breitenballigkeit, Kopfrücknahme) vor. Müller zeigt außerdem den Einfluss der Flankenlinienwelligkeit sowie der Flankenrauigkeit, wobei bereits geringe Abweichungen zur signifikanten Geräuscherhöhung führen. Radev [34] untersucht periodische Anregungskorrekturen und weist deren Wirksamkeit in einem begrenzten Lastbereich um die Auslegungslast nach.

2.3.2 Sekundäre Maßnahmen

Sollen Getriebegeräusche minimiert werden, ohne den Anregungsmechanismus in der Verzahnung zu betrachten, können Maßnahmen ergriffen werden, welche die Ausbreitung des Körperschalls vermindern oder die Luftschallabstrahlung reduzieren. Dazu zählen alle Arten der Dämmung und Dämpfung von Körperschallwellen sowie die Anpassung des Eigenschwingungsverhaltens der maßgeblich an der Körperschallleitung und -abstrahlung beteiligten Bauteile. Nach Dietz [35] wird eine Struktur, im vorliegenden Fall handelt es sich dabei um Zahnräder, Wellen und das Gehäuse, durch zeitlich veränderliche Betriebskräfte, hier Anregungen durch die Getriebeverzahnung, zur Weiterleitung der Signale und zu Eigenschwingung angeregt. Die Signale werden in Form von Wellen als Körperschall in Festkörpern weitergeleitet [25]. Dietz et al. [36], Engel [37] und Zeller [38] teilen die Minderungsmaßnahmen entsprechend ihres physikalischen Wirkprinzips in verschiedene Kategorien ein. Demnach besteht die Möglichkeit, die Impedanz der körperschallleitenden Struktur zu erhöhen, Dämmungs- oder Dämpfungsmaßnahmen zu ergreifen oder die Körperschallenergie in der Struktur zu verteilen (siehe Abb. 2.12). In VDI 2062 sind gängige Konstruktionselemente zusammengefasst, die zur Schwingungsisolierung dienen [39]. Nachfolgend werden diese Möglichkeiten beschreiben.

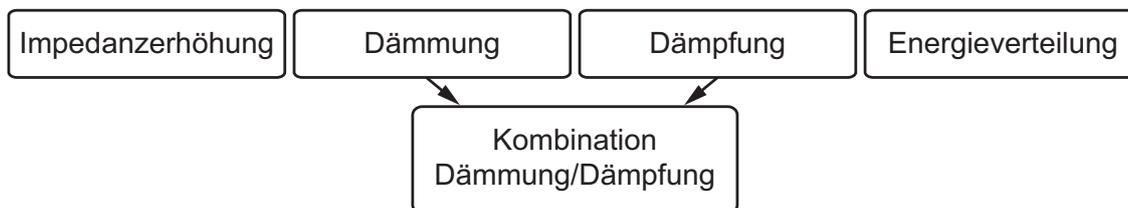


Abb. 2.12. Möglichkeiten der Körperschallreduzierung

Impedanzerhöhung

Die mechanische Impedanz ist ein Maß für den Schwingwiderstand, den ein Körper einer von außen einwirkenden Wechselkraft \hat{F} entgegensetzt [40]. Die daraus resultierende Bewegung, besitzt die Schwingschnelle \hat{v} . Die Definitionsgleichung der Impedanz lautet [25], [40]:

$$\underline{Z} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \quad (2.26)$$

Fallen der Ort der Krafteinleitung und der Schwingschnelle zusammen, ergibt sich die Eingangsimpedanz einer Struktur [40]. Die Impedanz eines Körpers ist abhängig von der Anregungsfrequenz, der geometrischen Gestalt sowie vom verwendeten Werkstoff. Eine

Erhöhung der Impedanz kann daher durch Gestaltänderung, Masseanhäufungen sowie durch Materialänderungen erfolgen [36], [37], [38].

Dämpfung

Die in Kapitel 2.2.1 gezeigten Wellengleichungen basieren auf der Idealvorstellung, dass die Schwingung in einer Struktur nie abklingt. In Realität ist dies jedoch nicht der Fall. Jede Schwingung nimmt zeitlich und räumlich ab, siehe Abb. 2.13. Dieser Vorgang ist auf das Vorhandensein von Dämpfung zurückzuführen, welche eine Umwandlung der Schwingungsenergie in eine andere Energieform bewirkt [25]. In mechanischen Systemen spielen physikalische Effekte wie innere Dämpfung und Fügstellendämpfung oder die Nutzung von Eigenfrequenzen zur Tilgung eine Rolle.

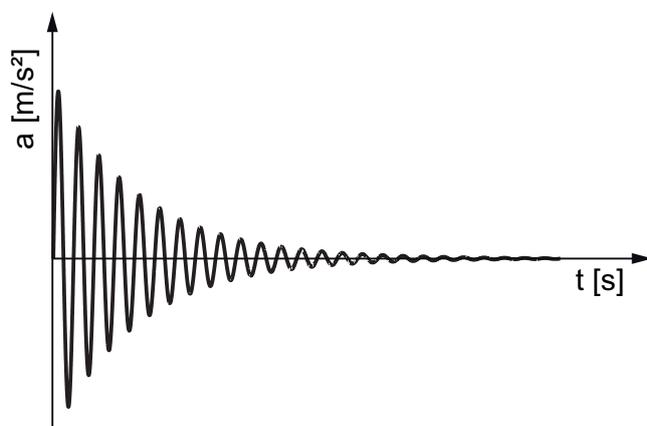


Abb. 2.13. Dämpfung einer Körperschallwelle

Innere Dämpfung ist werkstoffabhängig und beruht auf Mechanismen im atomaren und molekularen Bereich. Bei Metallen kommt es zum Gleiten von Kristallebenen, Wandern von Versetzungen und Umordnungsvorgängen im Werkstoff [40]. Metallische Werkstoffe wie Stahl und Aluminiumlegierungen besitzen geringe Materialdämpfungswerte, die weitgehend unabhängig von der Frequenz, der Temperatur und der Art der Wellenausbreitung sind. Bei Kunststoffen hingegen ist die Materialdämpfung deutlich höher und hängt stark von der Temperatur und in geringerem Maße von der Frequenz ab [41].

Polymere und Elastomere bestehen aus großen und langkettigen Molekülen. Ihr Werkstoffverhalten ist charakterisiert durch eine Kombination aus dem Verformungsverhalten eines elastischen Festkörpers und des energieabsorbierenden Verhaltens eines viskosen Fluids [42]. Diese viskoelastischen Eigenschaften machen den Einsatz als dämpfenden Werkstoff in Form einer elastischen Zwischenschicht, eines Beschichtungswerkstoffs sowie einer absorbierenden, elastischen Lagerung interessant [42]. Die infolge innerer Dämpfung

verlorene Energie kann materialabhängig als Verlustfaktor η_W angegeben werden. Für gängige Werkstoffe finden sich in der Literatur ([25], [40], [41]) Werte für diesen Faktor.

Fügestellendämpfung tritt an allen Verbindungsstellen in einer Konstruktion auf und wird durch Reibung infolge oszillierender Mikrobewegungen hervorgerufen [40]. In jeder Füge- stelle ist ein tribologisches System vorhanden, bestehend aus den Kontaktkörpern mit Rau- igkeiten und einer Zwischenschicht aus Öl, Staub oder Luft. Mathematisch können die im System wirkenden Rauigkeitsspitzen und die Zwischenschicht als Miniaturfedern und - dämpfer beschrieben werden [43], [44]. Auch in diesem Fall kann die in der Füge- stelle dis- sipierte Energie als Verlustfaktor η_R [40] ausgedrückt werden. Dieser Faktor steigt mit der zunehmenden Zahl an Füge- stellen an. Eine detaillierte Untersuchung von Füge- stellen sowie deren mathematische Beschreibung erfolgt beispielsweise in [45] und [46].

Eine weitere Möglichkeit, Dämpfung zu erreichen, besteht durch den Einsatz von Zusatz- massen. Dabei werden Feder-Masse-Systeme, sogenannte Schwingungstilger oder Resona- toren an einem Körper angebracht [25]. Abb. 2.14 zeigt einen Körper der Masse m_K , an den mehrere Zusatzmassen m_R über Feder-Dämpfer-Kombinationen angebunden sind.

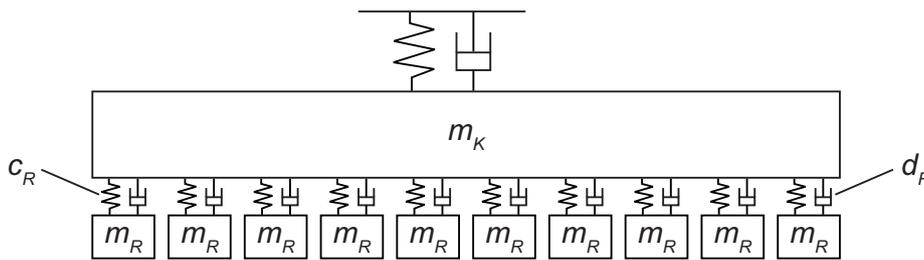


Abb. 2.14. Körper mit zusätzlich angebrachten Feder-Masse-Elementen

Wird der Körper m_K durch Körperschallwellen zu Schwingungen angeregt, können die im Verhältnis zur schwingenden Masse kleinen Zusatzmassen m_R dem Körper m_K Energie entziehen. Durch die Parameter Masse m_R und Federsteifigkeit c_R und Dämpfung d_R der zusätzlichen Struktur wird deren Resonanzfrequenz bestimmt. So wird es möglich, in einem abgegrenzten Frequenzbereich Dämpfung zu erreichen.

Beachtet werden muss, dass es, durch die Schwingungen der zusätzlichen Struktur, abhängig von der Schwingungsenergie, ebenfalls zu Körper- oder Luftschallanregung kommen kann. Deshalb kann es sinnvoll sein, zusätzliche dämmende Maßnahmen mit diesem Dämpfungsprinzip zu kombinieren.

Dämmung

In Bauteilen werden Körperschallwellen während ihrer Ausbreitung gestört und unterliegen wie optische oder elektromagnetische Wellen den Gesetzen der Reflexion und der Beu-

gung. Abb. 2.15 zeigt die im zweidimensionalen Fall auftretenden Vorgänge. Trifft eine Longitudinalwelle (L1) auf eine Störstelle, so werden eine sekundäre Longitudinal- (L2) und eine Transversalwelle (T2) hervorgerufen [25], siehe Abb. 2.15 a). Der Einfallswinkel Θ_L der Longitudinalwelle entspricht dabei dem Ausfallwinkel Θ_L der sekundären Longitudinalwelle. Aufgrund des Snelliusschen Brechungsgesetzes (Gleichung (2.27)), ist der Ausfallwinkel der Transversalwelle Θ_T geringer als der der Longitudinalwelle Θ_L [37].

$$\frac{\sin \Theta_L}{\sin \Theta_T} = \frac{c_L}{c_T} \quad (2.27)$$

Ebenso ruft eine auftreffende Transversalwelle (T1) eine sekundäre Transversal- (T2) und eine Longitudinalwelle (L2) hervor [25], siehe Abb. 2.15 b).

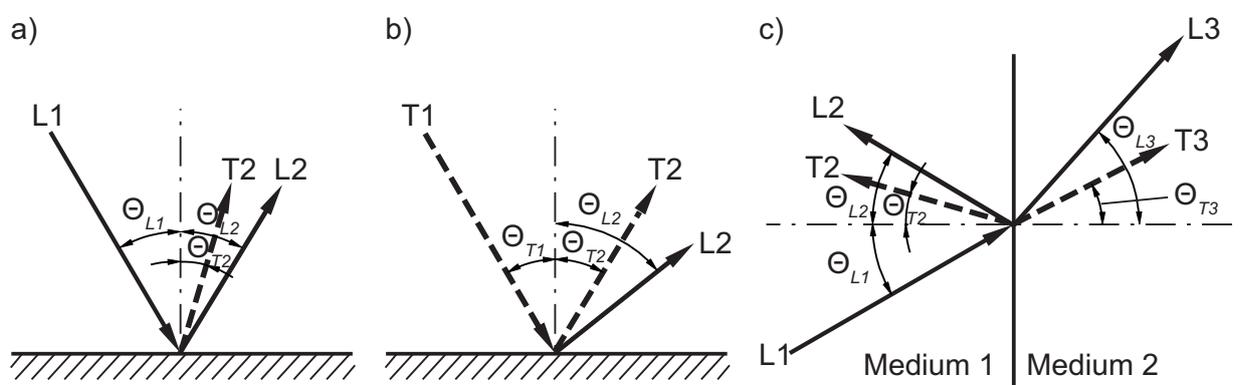


Abb. 2.15. Reflexion und Streuung von Körperschallwellen. a) Reflexion von Longitudinalwellen; b) Reflexion von Transversalwellen; c) Streuung von Longitudinalwellen

Hierbei entspricht der Einfallswinkel der Transversalwelle dem Ausfallwinkel der sekundären Transversalwelle. Die Longitudinalwelle wird in einem größeren Winkel als die Transversalwelle reflektiert (Gleichung (2.27)). Zur Brechung der Körperschallwellen kommt es durch Material- oder Querschnittsübergänge (siehe Abb. 2.15 c)). Dabei wird ein Teil der Welle reflektiert, ein anderer Teil wird unter einem geänderten Winkel an das andere Medium abgestrahlt.

Als Dämmung werden alle Arten von Störstellen bezeichnet, die eine Reflexion von Körperschallwellen hervorrufen. Dies geschieht durch Material- oder Geometrieunstetigkeiten, Sperrmassen oder elastische Zwischenschichten [25], [26], [27]. Abb. 2.16 zeigt am Beispiel eines Stabes mögliche Störstellen. Wieviel Energie durch eine Störstelle reflektiert wird und wieviel Energie weitergeleitet wird, lässt sich nach Cremer [25] anhand des Transmissionsgrads τ ermitteln. Im Fall eines Querschnittssprungs hängt der Transmissionsgrad vom Querschnittsverhältnis S_1/S_2 ab. Handelt es sich bei der Störstelle um einen Materialwechsel, ergibt sich der Transmissionsgrad aus den Verhältnissen der Materialparameter Elastizitätsmodul und Dichte $E_1\rho_1/E_2\rho_2$. Bei elastischen Zwischenlagen hängt der

Transmissionsgrad von der Steifigkeit der Zwischenschicht s , bei einer zusätzlichen Sperrmasse von deren Masse m ab. Transmissionsgrade für Longitudinal- und BiegeWellen sind in [26] für verschiedene Arten von Störstellen und verschiedene Arten von Stabkombinationen dargestellt.

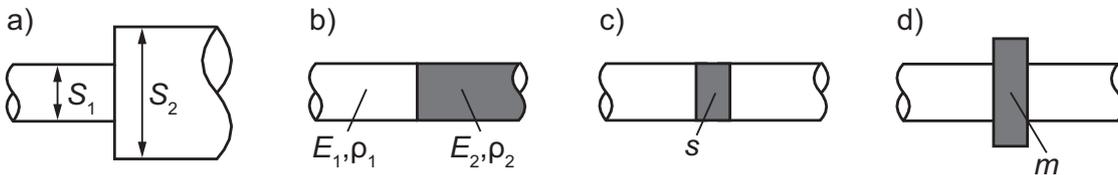


Abb. 2.16. Arten von Störstellen in Stäben; a) Querschnittsprung; b) Materialwechsel; c) Elastische Zwischenschicht; d) Sperrmasse

2.3.3 Beurteilung von Körperschallminderungsmaßnahmen

Die Bewertung der Wirksamkeit einer körperschallreduzierenden Maßnahme erfolgt durch Kennwerte. Als Kenngrößen für die Körperschalldämmung können die Transferfunktion sowie die Durchgangs- und Einfügungsdämmung verwendet werden. Nach Dietz [36] und Engel [37] wird die Transferfunktion $T(\omega)$ aus dem Quotient von Ausgangssignal $A(\omega)$ zu Eingangssignal $E(\omega)$ gebildet (Gleichung (2.28)). Sie ist dimensionslos und kann für Beschleunigungen, Schnellen und Kräfte angegeben werden.

$$T(\omega) = \frac{A(\omega)}{E(\omega)} \quad (2.28)$$

Die Durchgangsdämmung ΔL_D wird nach [26] und [40] als Differenz des Körperschallpegels L vor L_{vor} und hinter L_{nach} einer körperschallreduzierenden Maßnahme bezeichnet.

$$\Delta L_D = L_{vor} - L_{nach} [\text{dB}] = 10 \cdot \ln \left(\frac{v_{vor}^2}{v_{nach}^2} \right) [\text{dB}]. \quad (2.29)$$

Um die Veränderung der Körperschallleitung durch eine Maßnahme auszudrücken steht die Einfügungsdämmung ΔL_E zur Verfügung [36], [37], [38], [40]. Sie setzt den Schallpegel eines körperschalloptimierten Modells L_{Opt} und eines nicht optimierten Referenzmodells L_{Ref} ins Verhältnis. Betrachtet werden hierbei ausschließlich die Pegel, die sich im Körperschallweg hinter der betrachteten Maßnahme befinden.

$$\Delta L_E = L_{Ref} - L_{Opt} [\text{dB}] = 10 \cdot \ln \left(\frac{v_{Ref}^2}{v_{Opt}^2} \right) [\text{dB}]. \quad (2.30)$$

2.3.4 Körperschallminderungsmaßnahmen in Getrieben

In verschiedenen Forschungsvorhaben wurden unterschiedliche Prinzipien zur Minderung der Körperschallleitung angewandt. Opitz et. al. [24] schlagen zur Herabsetzung der Körperschallleitung Sperrglieder aus Kunststoff vor. Als zweckmäßige Stelle wird der Einsatz zwischen Verzahnung und Zahnradnabe sowie die Lagerisolierung mit Hilfe eines zwischen Lager und Gehäuse geschalteten Elements vorgeschlagen. Hösel [47] untersucht Möglichkeiten zur drehelastischen Abfederung des Zahnkranzes sowie Kunststoffnaben als Körperschallsperrglied. Aberle [48] untersucht den Einsatz von hochdämpfenden metallischen Werkstoffen in Getrieben zur Geräuschkinderung. Pospischil [49] verwendet faserverstärkte Kunststoffe bei der Gestaltung von Verzahnungen. Dietz, Schmied und Engel [36], [37] untersuchen den Einfluss von geometrischen Diskontinuitäten. Dazu werden in die verwendeten Zahnradkörper Diskontinuitäten unterschiedlicher geometrischer Form eingebracht. Ullmann et al. [50], Dilger et al. [51] und Mandt [52] untersuchen das Einsatzverhalten von Werkstoffverbund-Zahnradern. Dabei werden Zahnkränze aus Stahl und Radkörper aus Leichtbau-Werkstoffen verwendet. Höhn et al. [53] verwenden ebenfalls Werkstoffverbundzahnradern, wobei hier sowohl die Verzahnung als auch die Welle-Nabe-Verbindung aus Stahl gefertigt werden. Der Radkörper selbst wird aus einem Hochleistungspolymer gefertigt und formschlüssig mit dem Zahnkranz und der Nabe verbunden.

In den beschriebenen Forschungsvorhaben werden körperschallmindernde Maßnahmen vorrangig im Zahnradkörper eingesetzt, lediglich Opitz schlägt den Einsatz von Sperrgliedern zwischen Lager und Gehäuse vor. Die konstruktive Umsetzung erfolgt nicht. Die systematische Untersuchung verschiedener physikalischer Wirkprinzipien auf deren körperschallminderndes Potential in einem Getriebe sowie deren Vergleich untereinander ist in den beschriebenen Arbeiten nicht zu finden.

2.4 Simulationswerkzeuge in der Getriebeakustik

Ein wichtiger Aspekt bei der Entwicklung geräuscharmer Getriebe ist, wie in allen Bereichen der Produktentwicklung, die Zeit- und Kostenersparnis. Die Nutzung von Berechnungsmodellen, die den Einsatz von Prototypen und Versuchsaufbauten reduzieren, rückt daher immer weiter in den Fokus. Zur vollständigen Beurteilung des akustischen Verhaltens eines unter Last stehenden Getriebes muss zum einen die Anregung durch die Getriebeverzahnung, zum anderen die Weiterleitung des daraus resultierenden Körperschalls abgebildet werden. Der Abwälzvorgang stellt einen hochdynamischen Prozess dar, in dessen Verlauf sich die beteiligten Körper verformen. Des Weiteren erfolgt die Körperschallausbreitung durch die beteiligten Körper wie Wellen, Lager und Gehäuse sowie die Abstrahlung von der Getriebegehäuseoberfläche. Als mechanische Ersatzmodelle des Systems

kommen daher Mehrkörpersysteme, Finite Elemente Systeme sowie eine Kombination beider Methoden in flexiblen Mehrkörpersystemen oder die Randelementmethode in Frage.

2.4.1 Mehrkörpersysteme

Zur Beschreibung des Bewegungsverhaltens diskreter Schwingungssysteme, deren beteiligte Körper Verschiebungen und Verdrehungen ausführen, eignet sich die Methode der Mehrkörpersysteme. Mehrkörpersysteme bestehen aus starren, massebehafteten Körpern mit einer definierten Anzahl an Knotenpunkten. Knotenpunkte können durch verallgemeinerte Koordinaten, die in einem Lagevektor zusammengefasst sind, beschrieben werden:

$$x(t) = [x_1 \ x_2 \ x_3]. \quad (2.31)$$

Ein starrer Körper setzt sich aus einer endlichen Anzahl an Knotenpunkten zusammen, deren Lage zueinander bestimmt ist. Ein freier, starrer Körper im Raum verfügt über sechs Freiheitsgrade. Drei translatorische Freiheitsgrade, für die die translatorischen Beziehungen der Punktkinematik gelten, und drei rotatorische Freiheitsgrade. Der verallgemeinerte Lagevektor erweitert sich somit um drei Koordinaten:

$$x(t) = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]. \quad (2.32)$$

Greifen an diesen Knotenpunkten masselose Koppel- oder Bindungselemente an, wird die Bewegungsfreiheit des Systems eingeschränkt. Der Lagevektor $x(t)$ wird durch Zwangs- und Reaktionskräfte eingeschränkt, die durch Koppel- oder Bindungselemente entstehen. Die Bewegung des Körpers in einem holonomen System wird daher durch den Lagevektor $y(t)$ beschrieben, dessen Länge durch die Anzahl der Freiheitsgrade u des Körpers bestimmt wird.

$$y(t) = [y_1 \ y_2 \ \dots \ y_u]. \quad (2.33)$$

Koppelemente wie Feder, Dämpfer und Kraftstellglieder rufen in einem holonomen System Zwangskräfte hervor. Bindungselemente wie Stäbe, Gelenke oder Lagestellglieder führen zu Reaktionskräften. Mit Hilfe des Impuls- und des Drallsatzes werden durch die Newtonsche Gleichung (2.34) die Massen m und die eingeprägten Kräfte $\underline{f}(t)$, durch die Eulersche Gleichung (2.35) die Trägheit \underline{I} sowie die eingeprägten Momente $\underline{l}(t)$ berücksichtigt.

$$m \cdot \underline{a}(t) = \underline{f}(t) \quad (2.34)$$

$$\underline{I} \cdot \underline{\alpha}(t) + \underline{\tilde{\omega}}(t) \cdot \underline{I} \cdot \underline{\omega}(t) = \underline{l}(t) \quad (2.35)$$

Die Bewegungsgleichung des Systems wird somit durch die Differentialgleichung (2.36) beschrieben. Die verallgemeinerten Kreiselkräfte sind in Vektor k zusammengefasst, die

verallgemeinerten eingeprägten Kräfte im Vektor f . Die Matrix M enthält die Masseeigenschaften des Systems. Eine detaillierte Herleitung der Formel ist in [54] zu finden.

$$M(y,t)\ddot{y}(t) + k(y,\dot{y},t) = f(y,\dot{y},t) \quad (2.36)$$

Bei der Modellierung eines starren Mehrkörpersystems muss darauf geachtet werden, dass sich die Massen- und Trägheitseigenschaften jedes Körpers auf die Knotenpunkte beziehen. Elastizitäts- oder Dämpfungseigenschaften eines Körpers können nur durch Koppelemente einbezogen werden.

Die Methode eignet sich zur Beschreibung großer Bauteilverschiebungen und Verdrehungen und findet daher ein breites Anwendungsspektrum bei der mathematischen Beschreibung von Antriebssystemen [55]. Zur Aufstellung und Lösung der Bewegungsgleichung eines Mehrkörpersystems stehen rechnergestützte Lösungsverfahren zur Verfügung, die in verschiedenen Programmpaketen umgesetzt wurden.

2.4.2 Methode der Finiten Elemente

Zur Beschreibung kontinuierlicher Systeme eignet sich die Methode der Finiten Elemente. Mit Hilfe dieser Methode wird ein Kontinuum in eine endliche Anzahl von Elementen zerlegt, die durch diskrete Knotenpunkte miteinander verbunden sind. Kräfte und Momente können auf Knotenpunkte, Oberflächen- und Volumenkräfte können auf Elemente wirken. Die Lagerung des Systems erfolgt in Knotenpunkten [54]. Die Elemente zeichnen sich durch einen einfachen geometrischen Aufbau aus. Eine mathematische Beschreibung des Verhaltens eines Elements erfolgt durch das Aufstellen von lokalen Bewegungsgleichungen. Die globale Bewegungsgleichung des Gesamtsystems ergibt sich dann aus der Zusammenführung der Gleichungen aller Elemente [54]. Die Systemeigenschaften werden durch die Massenmatrix M , die Dämpfungsmatrix D und die Steifigkeitsmatrix K beschrieben. Im Vektor $f(t)$ sind die äußeren Erregerkräfte zusammengefasst.

$$M \cdot \ddot{y}(t) + D \cdot \dot{y}(t) + K \cdot y(t) = f(t) \quad (2.37)$$

Mit Hilfe der Finite Elemente Methode lassen sich strukturmechanische und strukturdynamische Probleme lösen. Sollen zeitlich veränderliche Belastungen berücksichtigt werden, ist ein strukturdynamischer Ansatz notwendig. Die Bewegungsgleichung kann in diesem Fall rechenzeitintensiv schrittweise transient durch Zeitintegration gelöst werden. Der Berechnungsaufwand kann, abhängig von der Modellgröße, in diesem Fall sehr groß werden. Die Verringerung des Rechenaufwands, ohne einen signifikanten Verlust der Modellgenauigkeit, ist durch eine Reduktion der Freiheitsgrade möglich. Grundvoraussetzung dafür ist jedoch eine lineare Modellbeschreibung.

Einen Ansatz zur Freiheitsgradreduktion liefern Craig und Bampton [56]. Für die sogenannte modale Reduktion werden die Freiheitsgrade u unterteilt in Freiheitsgrade, die nach der Reduktion weiterhin zur Verfügung stehen sollen u^B und innere Freiheitsgrade u^I .

$$u = \begin{bmatrix} u^B \\ u^I \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

Freiheitsgrade, die weiterhin zur Verfügung stehen sollen, werden durch modale Koordinaten q (Gleichung (2.39)) repräsentiert und lassen sich ebenfalls in zwei Untervektoren aufteilen. Auf q^C kann nach der Reduktion zugegriffen werden, q^N fasst die inneren Freiheitsgrade zusammen.

$$q = \begin{bmatrix} q^C \\ q^N \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

Eine Verknüpfung zwischen Freiheitsgraden des Originalmodells und Freiheitsgraden des reduzierten Modells lässt sich über die Transformationsmatrix nach Craig-Bampton Φ_{CB} herstellen:

$$u = \Phi_{CB} q \quad (2.40)$$

Die Transformationsmatrix Φ_{CB} setzt sich aus den Matrizen Φ_C , Φ_N und der Einheitsmatrix E zusammen. Φ_C wird durch statische Kondensation nach Guyan [57] gewonnen, indem je einem Freiheitsgrad q^C eine Einheitsverformung aufgeprägt wird, während alle anderen Freiheitsgrade festgehalten werden. Die daraus resultierenden statischen Verformungen werden in der Matrix der Zwangsdeformationen Φ_C abgelegt. Die Matrix Φ_N enthält die natürlichen Moden. Sie entsprechen den Eigenmoden der Struktur, die sich ergeben, wenn die Freiheitsgrade q^C festgehalten werden.

$$\Phi_{CB} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

Durch die Transformationsmatrix werden ebenfalls die Massen- und Steifigkeitsmatrizen sowie die Erregerkräfte f aus Gleichung (2.37) in die reduzierte Form überführt.

$$\hat{M} = \Phi_{CB}^T M \Phi_{CB} \quad (2.42)$$

$$\hat{K} = \Phi_{CB}^T K \Phi_{CB} \quad (2.43)$$

$$\hat{f} = \Phi_{CB}^T f \quad (2.44)$$

Die reduzierte Bewegungsgleichung ergibt sich ohne Dämpfung damit zu:

$$\hat{M} \ddot{q} + \hat{K} \dot{q} = \hat{f} \quad (2.45)$$

Sie kann in dieser Form im Rahmen der Finite Elemente Simulation weiterverwendet werden oder an eine Mehrkörpersimulationsumgebung übergeben werden. Dort können dann rechenzeiteffizient die Verformungseigenschaften einer Struktur berücksichtigt werden.

Die Finite Elemente Methode eignet sich zur Beschreibung des Schwingverhaltens einer Struktur. Die Eigenmoden sowie die zugehörigen Eigenformen lassen sich damit realitätsnah abbilden. Mit Hilfe dieser Methode lassen sich sowohl Bauteile als auch Baugruppen betrachten. Ein wichtiger Aspekt bei der Abbildung einer Struktur ist die Beschreibung der Materialeigenschaften. Die Massenmatrix M , die Dämpfungsmatrix D und die Steifigkeitsmatrix K sowie deren reduzierte Formen hängen von den gewählten Materialparametern ab.

2.4.3 Flexible Mehrkörpersysteme

Sollen große Bauteilbewegungen und verhältnismäßig kleine Bauteilverformungen gemeinsam in einem Modell betrachtet werden, kann die Methode der flexiblen Mehrkörpersysteme verwendet werden. Das Verformungsverhalten einzelner Körper eines Modells infolge angreifender Kräfte kann dabei durch den Einsatz von flexiblen Körpern abgebildet werden. Dazu müssen vorab modal reduzierte Modelle der jeweiligen Komponente erstellt werden. Im Rahmen der Modalreduktion werden die statischen Zwangsmoden sowie die natürlichen Moden der jeweiligen Struktur ermittelt. Um in der Mehrkörperumgebung Kräfte auf einen Körper aufprägen oder Verformungen berechnen zu können, müssen im Finite Elemente Modell Knoten u^B definiert werden, auf die auch nach der modalen Reduktion zugegriffen werden kann, siehe Kapitel 2.4.2.

Die reduzierte Bewegungsgleichung (2.45) kann dazu durch eine weitere Eigenwertanalyse orthogonalisiert werden.

$$(\widehat{M} - \lambda \widehat{K})R = 0 \quad (2.46)$$

In Matrix R sind damit die statischen Verformungen sowie die natürlichen Moden gekoppelt abgelegt. Die Bewegungsgleichung in entkoppelten modalen Koordinaten ergibt sich durch Linksmultiplikation mit der transponierten Matrix R^T . Im Vektor b sind die entkoppelten äußeren Erregerkräfte abgelegt.

$$[R^T \widehat{M} R] \ddot{\bar{q}} + [R^T \widehat{K} R] \bar{q} = [R^T] \hat{f} \quad (2.47)$$

$$\overline{M} \ddot{\bar{q}} + \overline{K} \bar{q} = b \quad (2.48)$$

Gleichung (2.48) ist nun vollständig entkoppelt und kann in der Mehrkörpersimulation verwendet werden.

Die Dämpfung der modal reduzierten Struktur kann beispielsweise durch einen modalen Dämpfungsansatz erfolgen. Jede Mode wird dabei einzeln durch einen Faktor bedämpft. Die Entkoppelung der Dämpfungsmatrix erfolgt analog zu Gleichung (2.47) durch Linksmultiplikation:

$$\bar{D} = [R^T \hat{D} R] \quad (2.49)$$

Die Bewegungsgleichung des modal reduzierten Modells inklusive Dämpfung ergibt sich zu:

$$\bar{M} \ddot{\bar{q}} + \bar{D} \dot{\bar{q}} + \bar{K} \bar{q} = b \quad (2.50)$$

In der Mehrkörperumgebung kann damit das dynamische Verhalten kontinuierlicher Strukturen abgebildet werden.

2.4.4 Randelementverfahren

Die Randelementmethode (Boundary Element Method, kurz BEM) ist eine numerische Methode, die bei der Berechnung der Abstrahlung von Luftschall in die Umgebung verwendet wird. Die Ausbreitung der Wellen in die Umgebung ist dabei allein durch die Eigenschaften der Randelemente charakterisiert, die sich am Übergang von Festkörper zur Umgebung befinden. Dort erfolgt die Diskretisierung des Bauteils. Die Dimension des Problems reduziert sich im Gegensatz zur Finite Elemente Methode um eins, da nur die Oberfläche, nicht das Volumen eines Körpers diskretisiert wird. Die Methode ermöglicht, durch Verwendung von Integralgleichungsmethoden, die Berechnung von Feldgrößen an beliebigen Punkten in der Umgebung [58]. Vor- und Nachteile der Randelementmethode im Vergleich zur Finite Elemente Methode sind in [58] zusammengefasst.

2.4.5 Anwendung von Simulationswerkzeugen in der Getriebeberechnung

Anregungsmechanismen und die Körperschallweiterleitung im Getriebe sowie Luftschallabstrahlung vom Getriebegehäuse lassen sich mit Hilfe der oben beschriebenen rechnerischen Verfahren abbilden. Nachfolgend sind verschiedene Ansätze, die auf der Nutzung von Mehrkörpersystemen oder von Finite Elemente Systemen beruhen, zusammengefasst.

Die Anregung durch eine variable Verzahnungssteifigkeit wird von Bosch [19], Winkler [59], Küçükay [60] und Gerber [32] als Feder-Dämpfer-Element mit variabler Steifigkeit abgebildet. Die Anregung durch Verzahnungsabweichungen und –korrekturen wird als Wegerregung modelliert. Müller [14] erweitert diese Modelle und bezieht die Lastverteilung über der gesamten Berührbreite der Verzahnung mit ein. Umgesetzt ist dieser Ansatz im Programm DZP [61] der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA). Sollen

Umgebungseinflüsse der Verzahnung berücksichtigt werden, kann das Programm DYLA [61], [62], [63], [64] verwendet werden. Griggel [19] und Höhn et al. [65] setzen dieses Programm zur Optimierung von Zahnflankenometrien ein. Dabei kann die Verzahnungssteifigkeit unter anderem nach Ziegler [15] oder Schmidt [66] berechnet werden. Mauer [67] bestimmt Verzahnungskräfte analytisch, wobei der Achsabstand, die axiale Verschiebung und die Verkippung mit einbezogen werden. Umgesetzt ist dies im Kraftelement „Gear Pair“ in der Mehrkörpersimulationssoftware SIMPACK [68]. Früh [69] bestimmt die Verzahnungssteifigkeiten über Finite Elemente Rechnungen und nutzt mehrere parallele Federn, um die Lastverteilung über die Zahnbreite zu berücksichtigen. Brecher et al. [70] nutzen ebenfalls vorgelagerte Finite Elemente Berechnungen zur Bestimmung der Zahnfedersteifigkeit. Diese wird in Kennfeldern abgelegt, auf die im Rahmen einer Mehrkörpersimulation zugegriffen werden kann. Ziegler [71] nutzt modal reduzierte Finite Elemente Zahnradmodelle und bindet diese in eine Mehrkörpersimulation ein.

Zur Berechnung der Gehäusedynamik entspricht der Einsatz der Finite Elemente Simulation nach Franck [72] dem Stand der Technik. Nachteilig bei der Nutzung der Finiten Elemente Methode ist der große zeitliche und rechnerische Aufwand bei der Lösung dynamischer Probleme im Zeitbereich. Daher wird zumeist der Finite Elemente Simulation eine Mehrkörpersimulation zur Berechnung der dynamischen Anregungskräfte vorgeschaltet. Diese Kräfte werden dann auf das Finite Elemente Modell aufgeprägt, um das Strukturübertragungsverhalten zu berechnen. Steffens [73] führt dies am Beispiel des Motor-Getriebeverbunds durch. Die Kopplung eines Mehrkörpermodells mit flexiblen Strukturen ermöglicht die Abbildung von Schwingungsvorgängen einer Struktur. Fietkau [74] zeigt dies in einem Vergleich zwischen Berechnungsergebnissen einer Finite Elemente Simulation und einer flexiblen Mehrkörpersimulation.

Die Berechnung des abgestrahlten Luftschalls erfolgt bei Graf [75] und Neher et al. [76] durch eine Kombination der Finite Elemente Methode mit der Randelementmethode. Zunächst werden mittels Finite Elemente Analyse die Geschwindigkeiten der Elemente an der Getriebegehäuseoberfläche berechnet. Anschließend erfolgt die Berechnung des sich ausbreitenden Luftschalls, der sich aus dem Körperschall an der Gehäuseoberfläche ergibt.

In der Literatur werden vorwiegend die Anregungsmechanismen einer Getriebeverzahnung getrennt vom Abstrahlverhalten des Getriebegehäuses betrachtet. Rückkopplungen der Gehäusedynamik auf die Anregungsmechanismen in der Verzahnung werden selten dokumentiert. Kapitel 2.1 beschreibt den Einfluss der Verlagerungen zwischen Ritzel und Rad unter Last, der nicht zu vernachlässigen ist. Eine Abbildung der Anregungsmechanismen, der Umgebungsbedingungen der Verzahnung sowie die sich ergebenden Wechselwirkungen innerhalb eines einzigen Simulationsmodells ist daher sinnvoll.

3 Körperschallübertragungskette im Getriebe

In Kapitel 2 wurden Maßnahmen zur Reduzierung des Getriebegeräusches vorgestellt. Zur Identifizierung eines Bauteils, welches sich am besten zur Umsetzung der in Kapitel 2.3 vorgestellten Möglichkeiten zur Geräuschminimierung eignet, erfolgt in diesem Kapitel die Beschreibung der Körperschallübertragungskette. Dazu werden die an der Körperschallübertragung beteiligten Komponenten genauer betrachtet. Abb. 3.1 zeigt Bauteile, welche die Körperschallwellen von der Anregung durch die Verzahnung bis zur Abstrahlung am Getriebegehäuse durchlaufen.

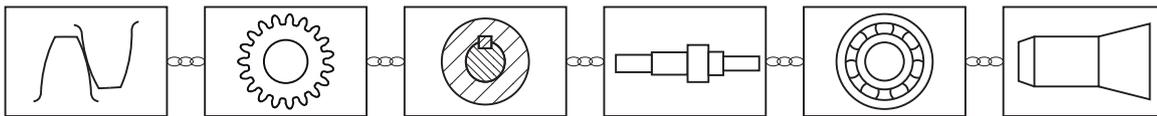


Abb. 3.1. Körperschallübertragungskette

Abschließend erfolgt eine Beurteilung der Elemente bezüglich ihrer Eignung zur Umsetzung körperschallmindernder Maßnahmen. Die nachfolgenden Betrachtungen erfolgen ausschließlich für unter Last stehende Verzahnungen.

3.1 Verzahnung

Die Verzahnung dient zur formschlüssigen Kraftübertragung zwischen zwei nicht fluchtenden Wellen [77] und stellt den Ort der Körperschallanregung dar. Die dafür verantwortlichen Mechanismen sind in Kapitel 2.1 dargestellt. Geräuschreduzierungsmaßnahmen, welche die Verzahnung direkt betreffen, werden als primäre Maßnahmen bezeichnet. Sie zeichnen sich durch den direkten Einfluss auf die Geräuschquelle, die Anregung durch die Verzahnung, aus. In der Praxis geschieht eine Geräuschoptimierung durch die Gestaltung der Flankenform. Sie wird als Verzahnungskorrektur bezeichnet (Kapitel 2.3.1). Die Auslegung dieser Korrekturen liegt dabei immer im Spannungsfeld zwischen Anrengungsarmut, Tragfähigkeit, Lebensdauer und Wirkungsgrad [19]. Sie stellt damit ein Optimierungsproblem dar. Verschärft wird dieses Problem durch den Einsatz der Verzahnung in einem Fahrzeug. Das Last- und Drehzahlkollektiv, für das eine Fahrzeuggetriebeverzahnung ausgelegt

werden muss, hängt von Fahrzeugtyp und Zugkraftbedarf in der jeweiligen Fahrsituation ab. Der Einfluss einer Verzahnungskorrektur ist in hohem Maße drehzahl- und lastabhängig und beeinflusst die Anregung maßgeblich [63]. Eine über alle Betriebspunkte geräuschoptimale Verzahnung existiert demnach nicht.

3.2 Zahnradkörper

Im Getriebe übernimmt das Zahnradpaar die Aufgabe, das Drehmoment sowie die Drehzahl zu wandeln [16]. Der Zahnradkörper übernimmt dabei die Aufgabe, die Kräfte und Momente zu leiten sowie den für die Übersetzung nötigen Wälzkreisradius festzulegen. Bei der Integration körperschallmindernder Maßnahmen (Kapitel 2.3.2) in den Zahnradkörper ist die Nähe zum Anregungsort als positiv zu bewerten. An dieser Stelle findet noch keine Aufteilung der Körperschallenergie auf verschiedene Bauteile statt. Die gesamte Körperschallenergie ist somit von der Minderungsmaßnahme betroffen.

Als dämmende Maßnahmen kommen das Einbringen von geometrischen Störstellen oder Materialübergängen in Frage. Die dort stattfindenden Reflexionsvorgänge können den Körperschall reduzieren. Als dämpfende Maßnahme ist der Einsatz von Materialien mit hoher Werkstoffdämpfung möglich. Weiterhin ist es möglich, über die konstruktive Gestaltung Dämpfung zu erreichen. Der Einsatz möglichst vieler Fügstellen sowie das Anbringen zusätzlicher Feder-Masse-Systeme kann zur Dämpfung der Körperschallenergie beitragen.

Als nachteilig im Hinblick auf die mögliche Steifigkeitsreduktion des Bauteils, beispielsweise durch den Einsatz von elastischen Materialien mit hoher Werkstoffdämpfung, muss aufgeführt werden, dass die Hauptaufgabe des Zahnradkörpers in der Leitung des Drehmoments liegt. Die verminderte Steifigkeit gängiger elastischer Materialien führt zu einer Reduktion der Lasten, die durch die Verzahnung übertragen werden können. Die Steifigkeit der Zahnradkörper beeinflusst zudem das Anregungsverhalten der Verzahnung. Einflüsse durch das Verformungsverhalten der Zahnradkörper auf die Eingriffsbedingungen in der Verzahnung führen zu einem veränderten Zahnfedersteifigkeitsverlauf (Kapitel 2.1.4) und somit zu einem veränderten Geräuschanregungsverhalten der Verzahnung.

3.3 Wellen und Welle-Nabe-Verbindung

Wellen dienen der Übertragung von Drehmomenten. Sie werden auf Torsion, durch Längs- und Querkräfte und auf Biegung beansprucht [77]. Über die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Zahnradkörper und Getriebewelle müssen die auf das Zahnrad wirkenden Kräfte und Momente auf die Welle übertragen werden. Dies geschieht im Fall einer lastführenden

Verzahnung in einem Fahrzeuggetriebe in der Regel formschlüssig über eine Synchronisierung oder über eine Keilwellenverbindung.

Die Form einer An- oder Abtriebswelle in einem Fahrzeuggetriebe ergibt sich direkt aus den Torsions- und Biegemomentverläufen sowie den Längs- und Querkraftverläufen, die sich aufgrund der Belastung auf die jeweilige Welle einstellen. Innerhalb des Volumens der Welle ergibt sich daher kaum Bauraum zur Integration körperschallmindernder Maßnahmen, wenn davon ausgegangen werden soll, dass durch die Maßnahme die Abmaße und das Gewicht des Getriebes nicht deutlich erhöht werden sollen. Dämmung durch geometrische Störstellen oder Materialübergänge ist im vorhandenen Volumen schwer umsetzbar. Möglichkeiten zur Dämpfung des Körperschalls durch den Einsatz von Materialien mit hoher Werkstoffdämpfung, wie beispielsweise elastische Materialien, sind aufgrund der damit einhergehenden Steifigkeitsreduktion der Wellen nicht zielführend. Theoretisch ist das Anbringen von Zusatzmassen an den Wellen zur Tilgung von Körperschallwellen möglich. Ein wichtiges Kriterium für Integration eines Getriebes im Fahrzeug ist dessen axiale Baulänge. Zwischen den Verzahnungen und Synchronisierungen ergibt sich daher kein Platz zur Integration von zusätzlichen Strukturen zur Dämpfung von Körperschall.

Innerhalb der Welle-Nabe-Verbindung ergibt sich ebenfalls das Problem der räumlichen Unterbringung körperschallmindernder Maßnahmen. Lediglich die Gestalt der Verbindung kann so gewählt werden, dass sich möglichst viele Stellen ergeben, an denen Relativbewegungen zwischen den Bauteilen möglich sind. Eine Keilwellenverbindung ist aus Sicht der Körperschallminderung einer Passfeder- oder Pressverbindung vorzuziehen. Dabei handelt es sich im Fahrzeuggetriebebau bereits um den Stand der Technik.

3.4 Lagerungen

Per Definition stützen Lager relativ zueinander drehbewegliche Teile gegeneinander ab und führen diese. Sie nehmen äußere Kräfte auf und übertragen sie auf ein Gehäuse oder Fundament [77]. Sie stellen ein wichtiges Element in der Körperschallübertragungskette dar. Von ihren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften hängt die Übertragung der Schwingungen der Wellen auf das Gehäuse ab. Das Übertragungsverhalten von genormten Wälzlagern wurde im FVA-Forschungsvorhaben Nr. 404 untersucht [78]. Messtechnisch ermittelt wurde die Durchgangsdämmung unter anderem für verschiedene Einbaubedingungen und verschiedene Drehzahlen. Den Ergebnissen ist ein starker Einfluss der Einbaubedingungen zu entnehmen, wobei neben der geometrischen Gestalt der Platte, die der Lageraufnahme dient, vor allem die Art der Passung die Geräuschübertragung beeinflusst.

Der Umsetzung von Körperschallminderungsmaßnahmen innerhalb eines Lagers kann innerhalb des Lageraußen- oder des Lagerinnenrings erfolgen. Es ist möglich, geometrische

Störstellen oder Materialübergänge zur Dämmung zu verwenden. Materialien mit hoher Werkstoffdämpfung, eine Vielzahl an Fügestellen oder zusätzliche tilgende Strukturen können zur Dämpfung des Körperschalls integriert werden. Durch die Verwendung dieser körperschallmindernden Maßnahmen wird der radiale Bauraum beeinflusst, was aber durch eine geeignete Gehäusekonstruktion kompensiert werden kann. Der Lageraußenring eignet sich dabei eher zur Integration geräuschreduzierender Maßnahmen. Dadurch können die Radien der Wälzkörperlaufbahnen beibehalten werden. Es kommt damit nicht zu höheren dynamischen Beanspruchungen der Wälzkörper.

Bei der Verwendung von elastischen Werkstoffen mit hoher Werkstoffdämpfung muss, wie im Falle der Integration in den Zahnradkörper, die Beeinträchtigung der Steifigkeit in Betracht gezogen werden. Einerseits sind dadurch der zu gewährleistenden Kraftübertragung Grenzen gesetzt, andererseits beeinflussen Verlagerungen der Wellen und damit der Zahnräder das Anregungsverhalten der Verzahnung. Zudem kommt es durch die Verlagerungen zu Veränderungen im Tragbild der Verzahnung und damit eventuell zu erhöhtem Verschleiß.

3.5 Gehäuse

Das Getriebegehäuse umschließt alle Bauelemente eines Getriebes. Es nimmt die Betriebskräfte und -momente auf, definiert die Lage der Wellen und Zahnräder zueinander, stellt gute Wärmeleitung und -abstrahlung sicher und dämmt und dämpft Getriebegeräusche. Maßgeblich für die Gehäusegestalt sind eine gute Montage und Demontage sowie gute Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften und ein geringes Gewicht [1]. Neben der zu gewährleistenden Dichtheit sind vom Getriebegehäuse das Abstützmoment, welches sich durch die Drehmomentwandlung in der Verzahnung ergibt, und die Lagerkräfte aufzunehmen.

Innerhalb des Getriebegehäuses können verschiedene Körperschallminderungsmaßnahmen integriert werden. Analog zum Lagerring können verschiedene dämpfende und dämmende Maßnahmen realisiert werden. Bei der Wahl der Position, an der die Maßnahme umgesetzt werden soll, muss darauf geachtet werden, dass alle Körperschallenergie, die durch die Lagerungen an das Getriebegehäuse abgegeben wird, von der körperschallmindernden Maßnahme betroffen ist. Es dürfen sich keine Schallbrücken ausbilden.

Soll die Geräuschabstrahlung des Gehäuses nachhaltig beeinflusst werden, muss die Ausbreitung von Körperschallenergie im Getriebegehäuse minimiert werden. Am wirkungsvollsten ist daher die Verhinderung oder Reduzierung der Übertragung von Körperschall der Getriebewellen an das Gehäuse. Opitz [24] schlägt bereits früh die Kapselung der Lagerstelle durch Kunststoffsperrglieder vor, konkretisiert die Vorschläge aber nicht.

Neben der Minderung der Körperschallausbreitung kann auch die Neigung eines Gehäuses zur Abstrahlung von Luftschall beeinflusst werden. Herrmann [79] untersucht dazu die Auswirkung der konstruktiven Gestalt eines Getriebegehäuses auf die Schallabstrahlung. Unter der Berücksichtigung von Leichtbauprinzipien werden das Anbringen von Verrippungen oder die Verwendung von doppelwandigen Konstruktionen diskutiert. Schösser [80] untersucht Getriebe, die sich durch Gehäuseabmessungen, Gehäusewerkstoffe und Gehäusegestaltungsparameter, wie beispielsweise der Position von Verrippungen, unterscheiden.

3.6 Analyse der Körperschallübertragungskette

Zur Reduktion der Anregung durch die Getriebeverzahnung gibt es zahlreiche, umfassende Forschungsarbeiten. Einige der Arbeiten sind in Kapitel 2.3.1 aufgeführt. Es ergibt sich jedoch stets eine Einschränkung der Wirksamkeit einer Maßnahme auf einen kleinen Betriebsbereich. Eine komplette Vermeidung der Anregung ist nicht zu erreichen. Eine zusätzliche Verringerung der aus der Anregung entstehenden Körperschallenergie ist daher notwendig, um das akustische Verhalten eines Getriebes nachhaltig zu verbessern. Bereits bestehende Untersuchungen, den Körperschallübertragungsweg betreffend, sind in Kapitel 2.3.2 zusammengefasst. Die gezeigten Forschungsarbeiten befassen sich mit der Integration von Maßnahmen in den Zahnradkörper.

Aus der vorangegangenen Analyse der Körperschallübertragungskette ergibt sich, dass für die Umsetzung von körperschallmindernden Maßnahmen aus Bauraumgründen vor allem die Zahnradkörper, die Lagerung sowie das Getriebegehäuse in Frage kommen. Für die Umsetzung innerhalb des Zahnradkörpers spricht die Nähe zur Geräuschquelle. Werden Schallbrücken vermieden, ist alle Körperschallenergie, die durch die Verzahnung erzeugt wird, von Maßnahmen im Zahnradkörper betroffen. Für die Umsetzung innerhalb der Lagerung oder des Gehäuses spricht, dass nicht wie im Falle des Zahnradkörpers das Antriebsmoment, sondern lediglich das Abstützmoment und die Lagerkräfte aufgenommen werden müssen. Dadurch lassen sich eher Konstruktionsvarianten mit geringer Steifigkeit einsetzen.

Eine Kapselung der Lagerung bietet das größte Potential, verschiedene Maßnahmen zur Körperschallreduktion umzusetzen und deren Wirksamkeit in einem Getriebe zu bewerten und untereinander zu vergleichen. In dieser Arbeit werden dazu im Folgenden verschiedene körperschalldämmende und –dämpfende Möglichkeiten untersucht, die zwischen Lager und Gehäuse integriert werden können.

4 Gestaltung von Körperschallminderungsmaßnahmen

Aus der Analyse der Körperschallübertragungskette in Kapitel 3 ergibt sich die Kapselung des Lagers als wirkungsvolle Maßnahme zur Verminderung der Geräuschabstrahlung am Getriebegehäuse. Das mögliche Bauteil zur Realisierung von Körperschallminderungsmaßnahmen muss das Lager umschließen und in das Getriebegehäuse integriert werden. Das Bauteil soll dabei möglichst viel Platz zur Umsetzung dämmender und dämpfender Maßnahmen bieten. Als Geometrie, die als „Black Box“ für verschiedene Maßnahmen dient, kommt ein ringförmiges Element zum Einsatz, welches zwischen Lager und Gehäuse sitzt und mit dessen Hilfe die Ausbreitung des Körperschalls im Getriebegehäuse verringert werden soll.

In diesem Kapitel erfolgt die Ausgestaltung der Maßnahmen innerhalb des ringförmigen Elements, welches in einem einfachen Versuchsgetriebe zur Reduzierung des Körperschalls eingesetzt werden soll. Zunächst werden die Rahmenbedingungen für den Einbau des Rings dargestellt. Dazu wird das Versuchsgetriebe beschrieben, welches zur Bewertung der körperschallreduzierenden Maßnahmen verwendet wird. Im nächsten Schritt werden konstruktive Varianten vorgestellt, in welchen die in Kapitel 2.3.2 beschriebenen physikalischen Mechanismen zur Körperschallreduktion umgesetzt werden. Anschließend erfolgt die theoretische Bewertung der Ringvarianten durch Kennwerte, die mittels Finite Elemente Simulation gewonnen werden. In einem weiteren Schritt erfolgt die Auswahl der vielversprechendsten Varianten. Abschließend werden Steifigkeitsuntersuchungen an den ausgewählten Varianten durchgeführt, um die mögliche Verschiebung der Lagerstelle abschätzen zu können.

4.1 Einbausituation der Körperschallminderungsmaßnahmen

Für die Untersuchung der Maßnahmen zur Reduktion von Körperschall wurde das in Abb. 4.1 im Schnitt dargestellte Getriebe entwickelt. Es handelt sich dabei um ein einstufiges Getriebe, welches über die Eingangswelle (1) angetrieben wird. Über die Zahnradstufe (2) findet die Drehzahl- und Drehmomentwandlung statt. Der Abtrieb erfolgt über die

Ausgangswelle (3). Der Adapterring (4) sitzt zwischen dem Lageraußenring des Loslagers, der Antriebswelle und dem Gehäuse. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, muss der Einbau des Rings so gewählt werden, dass dessen Wechsel nur geringe Demontearbeiten am Getriebe mit sich bringt. Ein am Gehäuse montierter Beschleunigungsaufnehmer (5) nimmt den Körperschall an der Getriebegehäuseoberfläche auf. Die Verschraubung des Gehäuses mit einem Unterbau erfolgt über zwei Durchsteck-Schraubverbindungen (6).

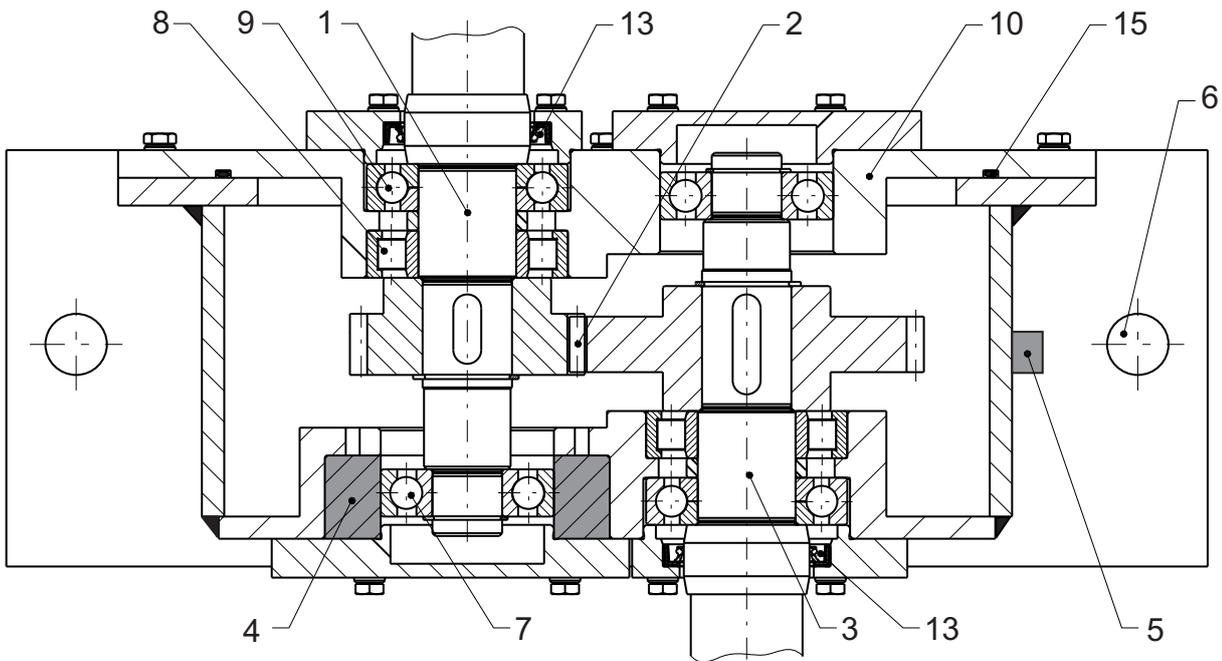


Abb. 4.1. Versuchsgetriebe im Schnitt dargestellt [110]

Das Getriebe ist so ausgelegt, dass gerad- und schrägverzahnte Zahnräder zum Einsatz kommen können. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde ein Radpaar mit Geradverzahnung verwendet. Dies entspricht bei der Nutzung in Fahrzeuggetrieben nicht dem Stand der Technik, da die Anregungen, die durch eine Geradverzahnung zu erwarten sind, höher als die einer Schrägverzahnung liegen (siehe Kapitel 2.3.1).

Das Augenmerk der vorliegenden Arbeit liegt auf der Verminderung der bereits entstandenen Körperschallenergie. Es wird erwartet, dass das Verbesserungspotential durch eine Körperschallminderungsmaßnahme deutlicher hervortritt, je größer die Anregung ist. Die Verzahnungsdaten sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Mit dem Zähnezahlverhältnis ergibt sich eine Übersetzung von:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{25} = 1,56. \quad (4.1)$$

Bei der verwendeten Verzahnung handelt es sich um eine unkorrigierte Verzahnung. Die Flankenform entspricht demnach einer Evolvente. Dies wurde durch die Vermessung der Verzahnung auf einer Koordinatenmessmaschine bestätigt [113].

Tabelle 4.1. Verzahnungsdaten

	Rad 1	Rad 2
Zähnezahl z	25	39
Normalmodul m_n	3 mm	
Eingriffswinkel im Normalschnitt α_n	20°	
Achsabstand a	100 mm	
Zahnbreite b	22 mm	20 mm
Profilverschiebungsfaktor x	+0,6909	+0,8272
Verzahnungsqualität nach DIN 3961	7	

Die Lagerung beider Getriebewellen ist über eine Fest-Loslagerung im Getriebegehäuse realisiert. Als Loslager dient ein Rillenkugellager (7). Die Festlagerung wird von einer Lagerkombination aus zwei Lagern übernommen. Dabei nimmt das Zylinderrollenlager (8) die resultierenden Radialkräfte auf. Axialkräfte werden über ein Vierpunktlager (9) übertragen. Die Aufteilung der Kraftanteile ist aus Platzgründen notwendig. Werden alle resultierenden Kräfte über ein einziges Lager abgestützt, nimmt der benötigte radiale Bauraum des Lagers zu. Die radiale Ausdehnung des Adapterrings (4) wird damit eingeschränkt.

Das Getriebegehäuse, das sowohl die Lagerungen als auch den Adapterring aufnimmt, ist als Schweißkonstruktion ausgeführt. Als Gehäusewerkstoff wird eine Aluminiumknetlegierung AlMg4,5Mn0,7 verwendet. Die Seitenwand des Getriebes (10) ist demontierbar. Ein Ringwechsel ist in wenigen Schritten möglich, indem Seitenwand (10) und Getriebeeingangswelle (1) gleichzeitig demontiert werden. Damit ist der Ring zugänglich und kann ausgepresst und durch einen anderen Ring ersetzt werden. An der Unterseite des Getriebes ist eine Ölwanne (11) angebracht, siehe Abb. 4.2. Die Schmierung des Getriebes erfolgt durch Tauchschmierung mit Getriebeöl für den Einsatz in Handschaltgetrieben. Vor einer Demontage muss das Öl über eine Ölablassschraube (12) entfernt werden. Diese befindet sich an der tiefsten Stelle im Getriebe an der angeschraubten Ölwanne.

Zur Abdichtung des Getriebes werden an dynamischen Dichtstellen, den Durchtrittsstellen der Wellen, Radialwellendichtringe (13) verwendet. Mit dieser Art von Dichtelement können nur geringe Differenzdrücke zwischen Getriebeinnenraum und Umgebung abgedichtet werden [81]. Die Gewährleistung des Druckausgleichs erfolgt durch eine Getriebeentlüftung (14), welche in den an der Oberseite des Getriebes angebrachten Deckel eingeschraubt ist. Die statischen Dichtstellen an den Trennstellen zwischen der Seitenwand sowie des Deckels und dem Getriebegehäuse werden mit Dichtschnur (15) abgedichtet. Die Dichtstellen

an den seitlichen Gehäusedeckeln werden mit Papier-Flachdichtungen abgedichtet, die Dichtstelle zwischen Ölwanne und Gehäuse mit einem Flüssigdichtmittel.

Für den Adapterring werden, ausgehend von physikalischen Grundgesetzen, die zur Impedanzhöhung, Dämpfung und Dämmung führen, verschiedene Lösungskonzepte entwickelt. Dabei werden die in Kapitel 3 vorgestellten Maßnahmen hinsichtlich ihrer Realisierbarkeit untersucht. Mit Hilfe der Finite Elemente Simulation werden Kennwerte ermittelt, die eine Bewertung der Konzepte ermöglichen. Abschließend erfolgt die Auswahl der vielversprechendsten Varianten.

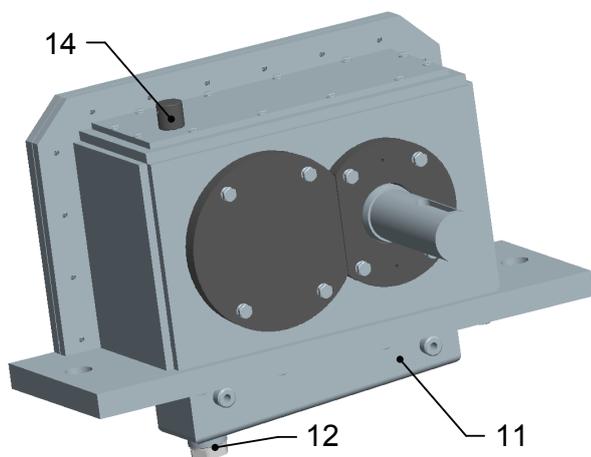


Abb. 4.2. CAD-Modell des Versuchsgetriebe [110]

4.2 Konstruktive Ausgestaltung der Körperschallminderungsmaßnahmen

Neben der Aufgabe des Adapterrings, möglichst viel Körperschallenergie zu dissipieren, werden über diesen Ring die auftretenden Lagerkräfte abgestützt. Ein zusätzlicher Aspekt, der bei der Konstruktion des Rings beachtet werden muss, ist daher dessen Steifigkeit. Im Adapterring ist über ein Kugellager die Getriebeeingangswelle gelagert, siehe Abb. 4.1. Wird die Zahnradstufe belastet, stützen sich die Lagerreaktionskräfte über den Ring am Gehäuse ab. Die Steifigkeit der Lagerstelle beeinflusst die Verlagerung der Eingangswelle und damit auch die Verschiebung und Verkippung der Zahnräder zueinander. Die Eingriffsbedingungen in der Verzahnung hängen damit von der Lagersteifigkeit ab. Starke Verlagerungen der Zahnräder zueinander führen zu einer verminderten Tragfähigkeit sowie einer stärkeren Neigung zur Geräuschanregung der Verzahnung.

In der Theorie lassen sich die in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Mechanismen zur Körperschalldämmung voneinander abgegrenzt in Maßnahmen zur Impedanzerhöhung, Dämmung und Dämpfung einteilen. In der Praxis sind diese Mechanismen oft nicht eindeutig voneinander zu trennen. So bringt beispielsweise eine geometrische Diskontinuität, die zur Reflexion und somit zur Dämmung von Körperschall eingesetzt wird, immer eine Änderung der Impedanz mit sich. Auch die Dämpfung spielt in diesem Fall eine Rolle, denn durch die Reflexion der Wellen verlängert sich deren zurückzulegender Weg innerhalb des Körpers. Die Dämpfung der Welle nimmt damit zu.

Im Folgenden werden daher die Maßnahmen entsprechend ihrer Hauptwirkungsweise in dämmende und dämpfende Maßnahmen unterteilt. Eine separate Gruppe bilden Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht. Werden Dämpfungsschichten zur Verminderung der Körperschallenergie eingesetzt, so kommt es einerseits durch Materialunstetigkeiten zu Dämmung, andererseits durch elastische Zwischenschichten zu erhöhter Materialdämpfung.

4.2.1 Dämmende Maßnahmen

Geometrische Diskontinuitäten können auf vier Basisgeometrien reduziert werden. Sie treten in Form von ebenen, konvexen, konkaven oder kreisförmigen Störstellen auf. Treffen Körperschallwellen auf eine dieser Störstellen, kommt es zu Reflexionsvorgängen, die wiederum zu Interferenzphänomenen führen können. Abb. 4.3 zeigt idealisiert die zweidimensionalen Fälle der auftretenden Reflexionen einer Körperschallwelle an einer Störstelle. Die Körperschallwelle geht von einer punktförmigen Schallquelle aus.

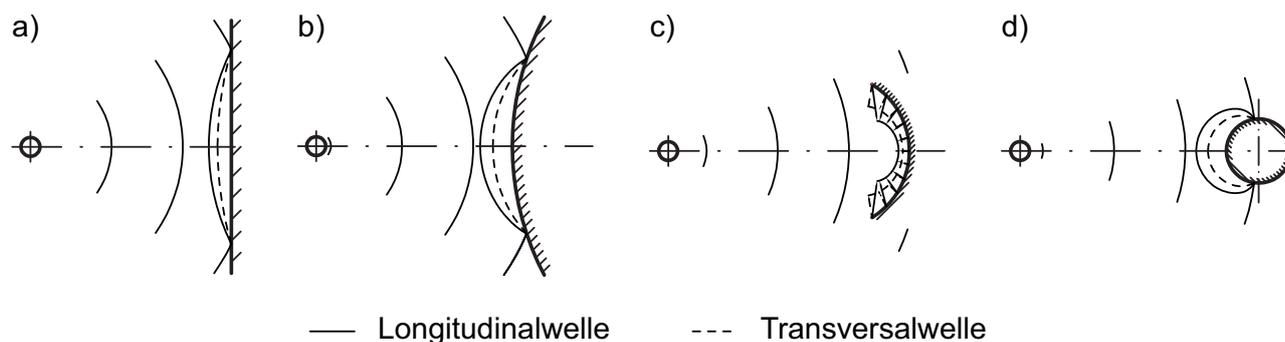


Abb. 4.3. Reflexionsvorgänge an a) ebenen, b) konvexen, c) konkaven und d) kreisförmigen Störstellen

Im Falle einer ebenen a) oder konvexen b) Störstelle kommt es zur Energieverteilung. Werden konkave Störstellen c) verwendet, können diese, abhängig von ihrer Entfernung zur Schallquelle, zu einer Energiekonzentration führen. Kreisförmige Störstellen d) sind eine Sonderform der konvexen Störstellen, wobei mit kleiner werdendem Durchmesser die Streuung zunimmt [36], [37]. Wie in 2.3.2 beschrieben, resultiert aus einer auf eine Stör-

stelle auftreffende Longitudinalwelle eine sekundäre Longitudinalwelle sowie eine Transversalwelle. Allerdings besitzt diese eine geringere Ausbreitungsgeschwindigkeit (siehe Kapitel 2.2.1). Der zurückgelegte Weg verringert sich dadurch. Die Erzwingung von Interferenz ist mit einer einzelnen Störstelle schwierig. Bei der Umsetzung im Adapterring werden daher mehrere Störstellen eingesetzt.

Um den Einfluss von Reflexionsvorgängen auf das akustische Verhalten untersuchen zu können, wurden verschiedene konstruktive Ringvarianten entwickelt [111]. Im einfachsten Fall wurden kreisförmige Störstellen in den Ring integriert (siehe Abb. 4.4).

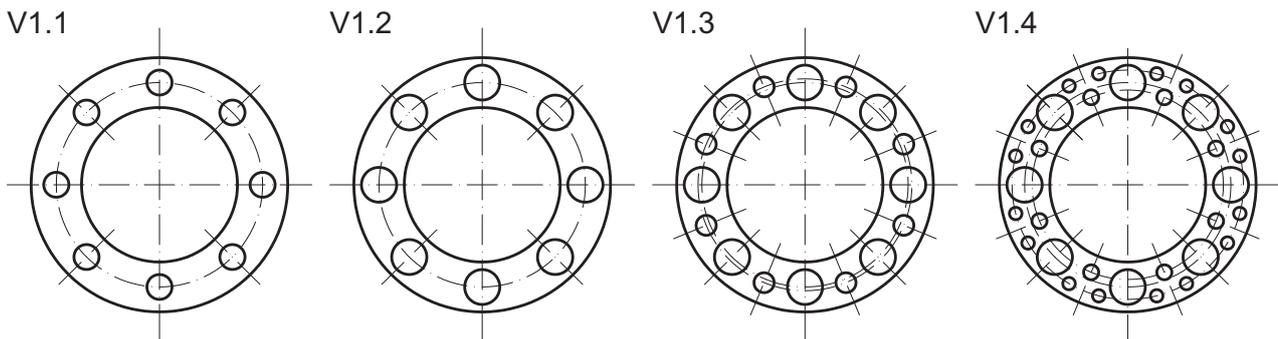


Abb. 4.4. Kreisförmige Störstellen [111]

Zunächst wurden acht Bohrungen mit gleichbleibendem Durchmesser gleichmäßig am Umfang verteilt (V1.1). Bei V1.2 wurde die Größe der Störstelle verändert. Die Varianten V1.3 und V1.4 wurden um kleinere, alternierend angeordnete Bohrungen ergänzt. Ziel dieser Störstellen ist es, die Körperschallenergie im Ring zu verteilen und destruktive Interferenzvorgänge hervorzurufen [82].

Abb. 4.5 zeigt vier Varianten mit konzentrisch und zueinander versetzt angeordneten nutenförmigen Störstellen. Durch die eingebrachten Diskontinuitäten wird der zurückzulegende Weg der Körperschallwellen um Größenordnungen erhöht.

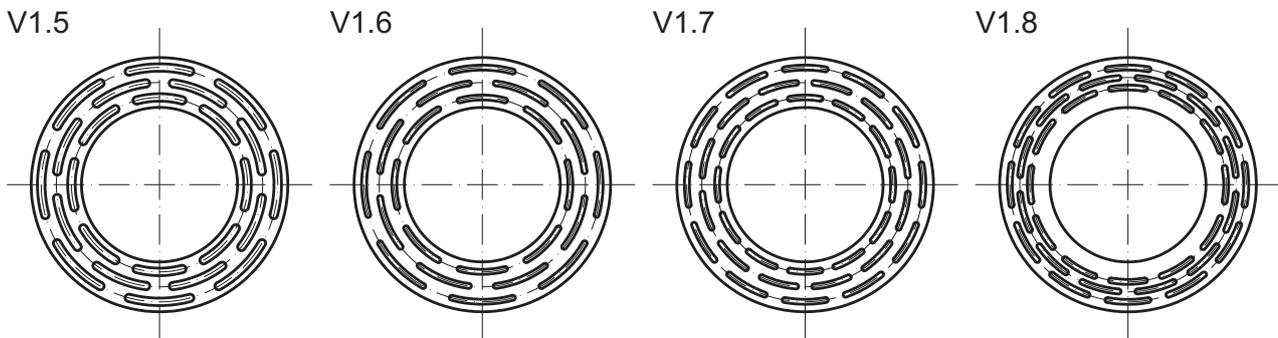


Abb. 4.5. Nutenförmige Störstellen [111]

Dieser Effekt wurde bereits von Dietz et al. [36] und Engel [37] im Rahmen von Untersuchungen geometrischer Diskontinuitäten in Zahnradkörpern festgestellt. Die Körperschallenergie kann somit durch innere Dämpfung reduziert werden. Bei den Varianten V1.5 bis V1.8 wurden die Nutbreite und die Anordnung der Nuten im Ring variiert. Nachteilig bei allen Varianten ist die durch die Störstellen herabgesetzte Steifigkeit des Rings. Dies kann zu einer reduzierten Impedanz des Rings führen.

4.2.2 Dämpfende Maßnahmen

Zur Realisierung von Dämpfung wird die Verwendung von Resonatoren (siehe 2.3.2) untersucht. Dazu werden schwingungsfähige Feder-Masse-Systeme in den Ring integriert. Von Heckel [83] wurde nachgewiesen, dass der Verlustfaktor einer Platte zunimmt, wenn seitliche Blechstreifen als Resonatoren angebracht werden. Dieser Effekt verstärkt sich, wenn die Blechstreifen zusätzlich mit einem dämpfenden Belag versehen werden [83]. Die Umsetzung im Adapterring erfolgt durch Biegebalken, die durch Materialentnahme aus dem Ring entstehen [82]. Durch die Wahl der Breite, Länge und Dicke der entstehenden Balken kann das dynamische Verhalten des Rings beeinflusst werden. Ein Vorteil dieser Ringvarianten ist die geringe Minimierung der Steifigkeit des Rings. Abb. 4.6 zeigt drei verschiedene Varianten.

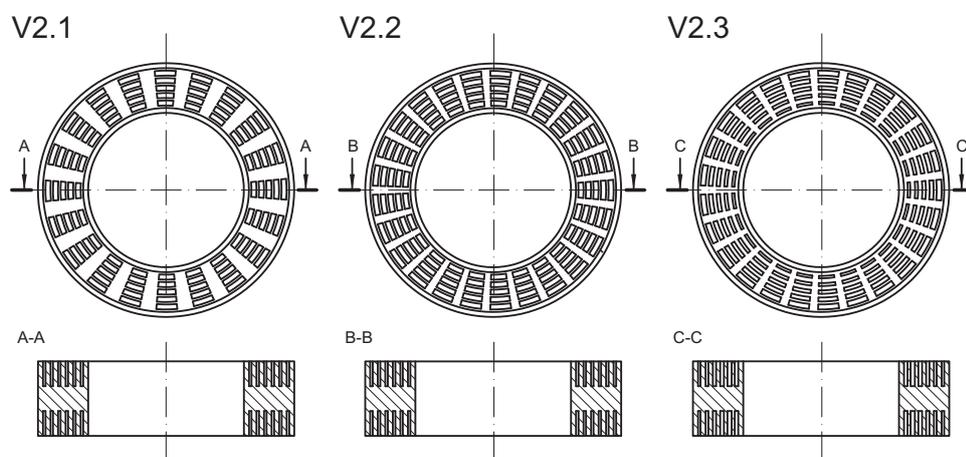


Abb. 4.6. Resonatoren [111]

Bei Variante V2.2 sind im Vergleich zu Variante V2.1 mehr Biegebalken am Umfang angebracht. Bei Variante V2.3 werden Biegebalken unterschiedlicher Dicke verwendet, um die Wirkung des Resonators möglichst breitbandig zu gestalten. Um die Wirkungsweise der Resonatorringe zu verstärken, kann in die Zwischenräume zwischen den Biegebalken ein zusätzlich dämpfendes Medium in Form eines viskosen Materials eingebracht werden.

4.2.3 Elastische Zwischenschichten

Werden elastische Zwischenschichten eingesetzt, kann nicht mehr unterschieden werden welchen Anteil dämmende und welchen Anteil dämpfende Mechanismen an der Verminderung der Körperschallenergie haben. Dämmende Wirkung kommt der Zwischenschicht durch eine Entkopplung des Gehäuses von der Anregungsquelle zu (Kapitel 2.3.2). Am Materialübergang kommt es zu Reflexionsvorgängen der Körperschallwellen. Dämpfende Wirkung resultiert aus Vorgängen im elastischen Werkstoff, bei denen es zur Dissipation von Körperschallenergie kommt (Kapitel 2.3.2). Bei der Gestaltung des Rings muss darauf geachtet werden, dass Schallbrücken, beispielsweise über Verschraubungen, vermieden werden. Besonders gut zur Körperschalldämpfung eignen sich elastische Zwischenschichten, die auf Schub beansprucht werden [25]. Oexl [84] zeigt dies mit Untersuchungen normalbelasteter Schraubenverbindungen. Die Integration einer um den Winkel α gegenüber der Hauptbelastungsrichtung geneigten Zwischenschicht ist daher sinnvoll. Abb. 4.7 zeigt einen Adapterring mit elastischer Zwischenschicht.

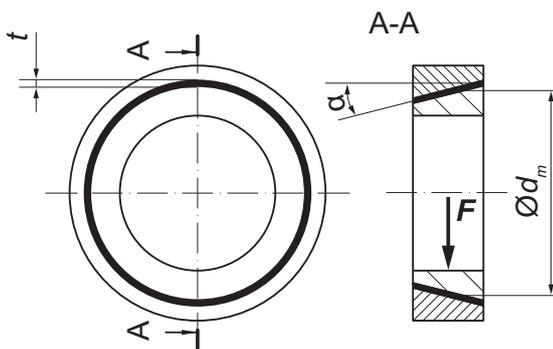


Abb. 4.7. Elastische Zwischenschicht [111]

Es werden die Verschiebungen der Zwischenschicht für eine radial am Ring auftreffende Kraft F betrachtet. Vereinfacht wird angenommen, dass die Last gleichmäßig auf die in Kraftrichtung projizierte Fläche A wirkt. Ferner wird von rein elastischem Verformungsverhalten ausgegangen. Aus der normal zur elastischen Schicht wirkenden Kraft ergibt sich mit dem Elastizitätsmodul E die Verformung d_N :

$$d_N = F \cos \alpha \frac{t}{EA} . \quad (4.2)$$

Aus der tangential zur elastischen Schicht wirkenden Kraft ergibt sich mit dem Schubmodul G die tangentielle Verschiebung d_T :

$$d_T = F \sin \alpha \frac{t}{GA} . \quad (4.3)$$

Daraus resultiert eine gesamte Verschiebung von

$$d_{ges} = \sqrt{d_N^2 + d_T^2} = F \frac{t}{A} \sqrt{\left(\frac{\cos \alpha}{E}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{G}\right)^2} \quad (4.4)$$

Wird die Zwischenschicht aus Polyurethan gewählt, ergibt sich ein Elastizitätsmodul von $E=2,74 \text{ N/mm}^2$ und ein Schubmodul von $G=0,91 \text{ N/mm}^2$. Aus Gleichung (4.4) ergeben sich für einen von 0° bis 90° variierten Einbauwinkel α die in Abb. 4.8 gezeigten Verschiebungen.

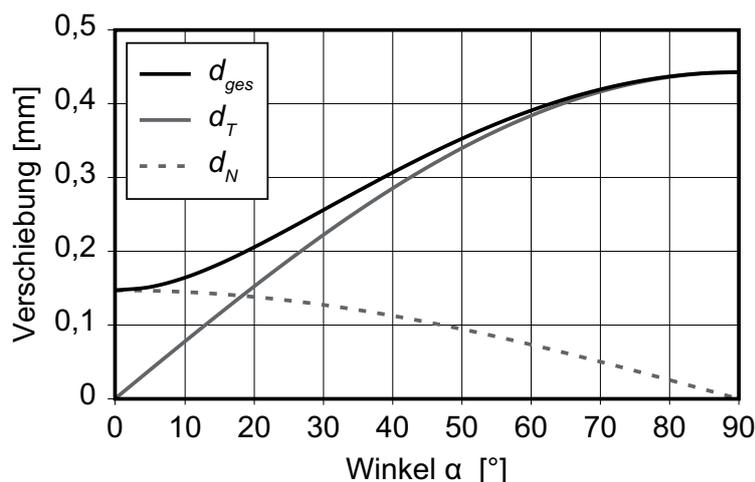


Abb. 4.8. Verschiebung der elastischen Zwischenschicht in Abhängigkeit vom Einbauwinkel α

Mit zunehmendem Winkel sinkt die zu übertragende Normalkraft und die tangentielle Belastung der Zwischenschicht steigt. Aufgrund des im Vergleich zum Elastizitätsmodul um Faktor drei geringeren Schubmoduls nimmt auch die Verformung zu. Bis zu einem Winkel von etwa 20° ist die Verformung normal zur Zwischenschicht vorherrschend, was die Steifigkeit des Bauteils begünstigt. Bei Winkeln größer 20° überwiegt die tangentielle Verformung. Somit überwiegt die Beanspruchung der Zwischenschicht auf Schub und damit der dämpfende Charakter der Schicht.

Elastische Zwischenschichten können auch in Form von metallischen Geflechten integriert werden. Zur Herstellung solcher Metallgeflechte [85], [86] wird ein Metalldraht zu einem Gestrick verwoben, welches dann in eine gewünschte Form gepresst wird. Die Eigenschaften des Dämpfers können durch Drahtgeometrie, Drahtwerkstoff und Dichte des Drahtgeflechts beeinflusst werden. Die dämpfende Eigenschaft haben die Metallgeflechte einer ausgeprägten Hysterese ihres Kraft-Verformungsverhaltens zu verdanken, siehe Abb. 4.9.

Die dissipierte Energie entspricht der Fläche ΔW , welche der Differenz der Flächen unter der Be- und Entlastungskurve entspricht. Zurückzuführen ist der Energieverlust auf Vorgänge im Metallgeflecht. Durch Relativbewegungen zwischen den einzelnen Drähten kommt es zu Reibung. Verwendung finden diese Art der Schwingungsdämpfer bereits in

der Automobilindustrie [87]. Dort können Sie zum Beispiel bei der Aufhängung von Antrieben im Fahrzeug [88] oder bei der Anbindung des Lenksystems ans Fahrzeug Anwendung finden [89].

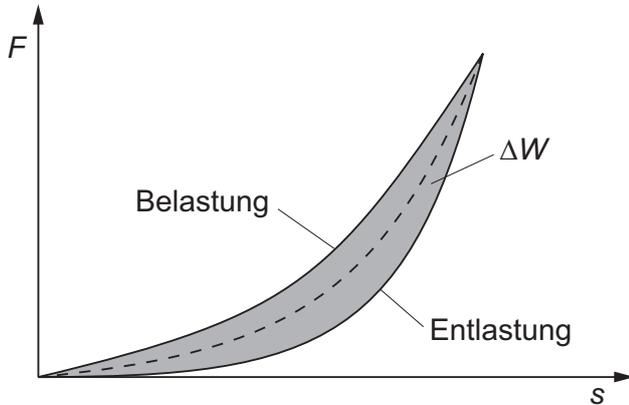


Abb. 4.9. Hystereseverhalten eines Dämpfers aus Metallgeflecht

4.3 Bewertung der Körperschallminderungsmaßnahmen

Die vielversprechendsten Varianten werden identifiziert, indem die in den vorhergehenden Kapiteln gezeigten Varianten bewertet werden. Zur Beurteilung des Potentials einer Ringvariante wird die Transferfunktion sowie die Einfügungsdämmung bestimmt (siehe Gleichungen (2.28) und (2.30)). Die Transferfunktion gibt Auskunft über den Verlust an Schwingungsenergie innerhalb des Rings. Zur Bestimmung des Transferwertes wird die Beschleunigung der angeregten Struktur am Innenring (a_{ein}) und am Außenring (a_{aus}) erfasst, siehe Abb. 4.10 a).

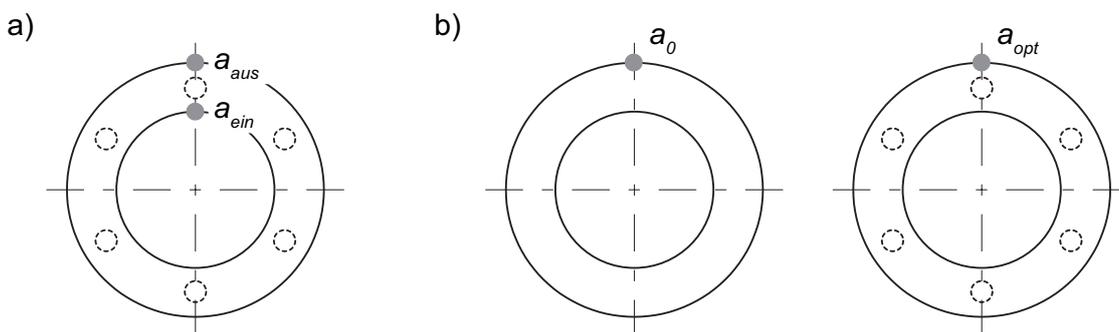


Abb. 4.10. a) Auswertepunkte zur Bestimmung der Transferfunktion; b) Auswertepunkte zur Bestimmung der Einfügungsdämmung

Aus dem Quotient von Ausgangs- zu Eingangsbeschleunigung wird für verschiedene Anregungsfrequenzen der Transferwert T bestimmt. Werden die Transferwerte über der Anregungsfrequenz f aufgetragen, spricht man von der Transferfunktion der Struktur.

$$T(f) = \frac{a_{aus}(f)}{a_{ein}(f)} \quad (4.5)$$

Die Einfügungsdämmung beschreibt die Effektivität eines akustisch optimierten Rings, verglichen mit einer nicht optimierten Struktur. Dazu wird die Beschleunigung am Außenring des optimierten Rings (a_{opt}) zu der Beschleunigung am Außenring des nicht-optimierten Rings (a_0) ins Verhältnis gesetzt.

$$\Delta L_E(f) = 10 \cdot \ln \left(\frac{a_{opt}(f)^2}{a_0(f)^2} \right) [\text{dB}]. \quad (4.6)$$

Der Ort, an dem die Beschleunigungen ermittelt werden, ist in Abb. 4.10 b) dargestellt. Da die Anregung des Systems krafterregt erfolgt, kommt hier, neben dämmenden oder dämpfenden Effekten, die Impedanz der Struktur zum Tragen. Besitzt ein Körper eine niedrigere Impedanz als eine anderer, kann er leichter zum Schwingen angeregt werden. Ergeben sich für die Einfügungsdämmung positive Werte, entspricht dies einer gegenüber dem Referenzring erhöhten Beschleunigung am äußeren Durchmesser des Rings. Die Körperschallenergie kann durch diese Maßnahme also nicht reduziert werden. Zurückzuführen ist die Erhöhung der Beschleunigung gegenüber dem Referenzring auf eine geringere Impedanz der Struktur. Negative Einfügungsdämmungswerte deuten auf das Potential einer Maßnahme hin, die Körperschallenergie zu vermindern. Die Ermittlung der Beschleunigungswerte an den in Abb. 4.10 dargestellten Punkten erfolgt mit Hilfe der Finite Elemente Methode.

Abb. 4.11 zeigt den schematischen Modellaufbau.

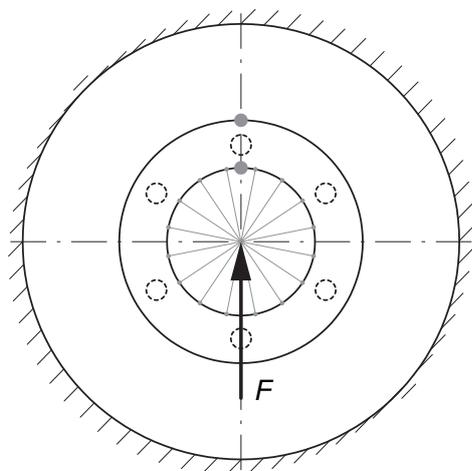


Abb. 4.11. Finite Elemente Modell zur Berechnung der Beschleunigungswerte

Im Modell sitzt der jeweilige Ring in einer Platte. Die Platte besitzt dieselbe Dicke wie der Ring und wird am äußeren Durchmesser fest eingespannt. Die Anregung erfolgt konzentrisch mit einer sinusförmigen Kraft F . Die Krafeinleitung findet an einem zentrisch angeordneten Knoten statt, der über starre Stäbe mit dem am inneren Durchmesser des Rings befindlichen Knoten verbunden ist. Diese sinusförmige Anregung entspricht näherungsweise der Anregung durch die Getriebeverzahnung. Die wechselnde Zahnfedersteifigkeit, die in Abb. 2.3 dargestellt ist, kann durch eine Sinusfunktion approximiert werden. Die Anregungsfrequenz ist dabei abhängig von der Zahneingriffsfrequenz, die sich aus der Wellendrehzahl und der Zähnezahl ergibt. Zur Berechnung der Beschleunigungswerte werden im Modell Auswerteknoten am Innen- und Außendurchmesser des Rings definiert, für welche die Beschleunigung in Abhängigkeit zur anregenden Frequenz erfasst wird. Der Frequenzbereich, in dem die Betrachtungen vorgenommen werden, ergibt sich aus dem für den Menschen hörbaren Frequenzbereich, der zwischen 16 Hz und 16 kHz liegt [90].

Das verwendete Finite Elemente Modell stellt eine Vereinfachung der realen Einbausituation im Prüfgetriebe dar. Die ermittelten Werte sind daher nicht als Absolutwerte zu verstehen, deren Höhe so im Gesamtsystem des Versuchsgetriebes zu erwarten sind. Sie dienen lediglich zum Vergleich der Ringvarianten untereinander. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Finite Elemente Berechnung gezeigt und diskutiert.

Dämmende Maßnahmen

Abb. 4.12 zeigt die Transferfunktion sowie die Einfügungsdämmung für die Ringvarianten mit kreisförmigen Störstellen. Alle vier Varianten besitzen geringere Transferwerte als der Referenzring V0. Daraus lässt sich schließen, dass in allen Varianten mit kreisförmigen Störstellen innerhalb des Rings mehr Schwingungsenergie dissipiert wird als im Referenzring. Variante V1.4 weist dabei die geringsten Transferwerte auf.

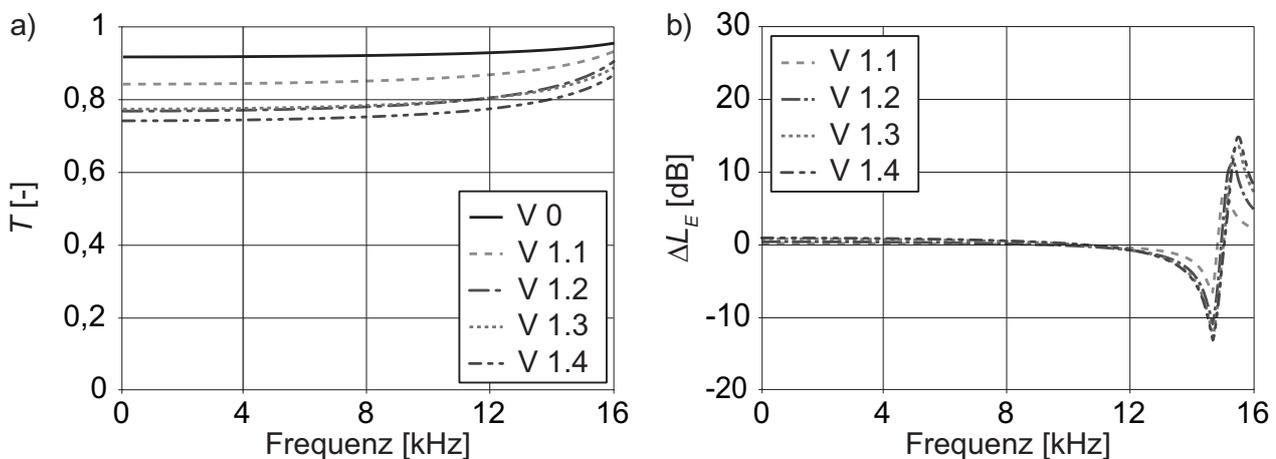


Abb. 4.12. Transferfunktion a) und Einfügungsdämmung b) für die Ringvarianten V1.1 bis V1.4 mit kreisförmigen Störstellen

Die Einfügungsdämmung aller Varianten mit kreisförmigen Störstellen zeigt im Bereich von 0 kHz bis 11 kHz und von 15 kHz bis 16 kHz positive Werte. In diesen Bereichen kann die Körperschallenergie durch diese Maßnahmen nicht reduziert werden. Lediglich im Bereich zwischen 11 kHz und 15 kHz ist eine Reduktion möglich. Variante V1.1 hat den geringsten Einfluss auf die Einfügungsdämmung, sowohl im positiven als auch im negativen Bereich. Die Varianten V1.3 und V1.4 zeigen ähnliche Werte und haben den größten Einfluss auf die Einfügungsdämmung.

Ein Vergleich zwischen Transfer- und Einfügungsdämmwerten am Beispiel der Ringvariante V1.4, macht die Bedeutung der Impedanz eines Körpers deutlich. Die Transferfunktion zeigt, dass innerhalb von V1.4 mehr Körperschallenergie dissipiert wird als im Referenzring V0. Für Variante V1.4 ergibt sich aber dennoch im unteren Frequenzbereich ein positiver Einfügungsdämmwert. Da die Anregung kraft- und nicht wegerregt erfolgt, weist der Körper demnach eine niedrigere Impedanz auf. Variante V1.4 lässt sich also eher zu Schwingungen anregen als Variante V0. Der positive Effekt, der im Transferwert ersichtlich ist, wird durch einen niedrigeren Impedanzwert kompensiert.

Die Transferwerte sowie die Einfügungsdämmung für Ringe mit nutenförmigen Störstellen sind in Abb. 4.13 dargestellt. Alle Varianten zeigen eine deutlich niedrigere Transferfunktion als der Referenzring. Die Betrachtung der Einfügungsdämmung zeigt, dass die am Außenring berechneten Beschleunigungswerte im Bereich der Ringvarianten mit kreisförmigen Störstellen liegen. Allerdings führen alle Varianten im Bereich von 0 kHz bis 7 kHz und zwischen 14 kHz und 16 kHz zu negativen Einfügungsdämmwerten und damit zu einer Verbesserung des Körperschallübertragungsverhaltens.

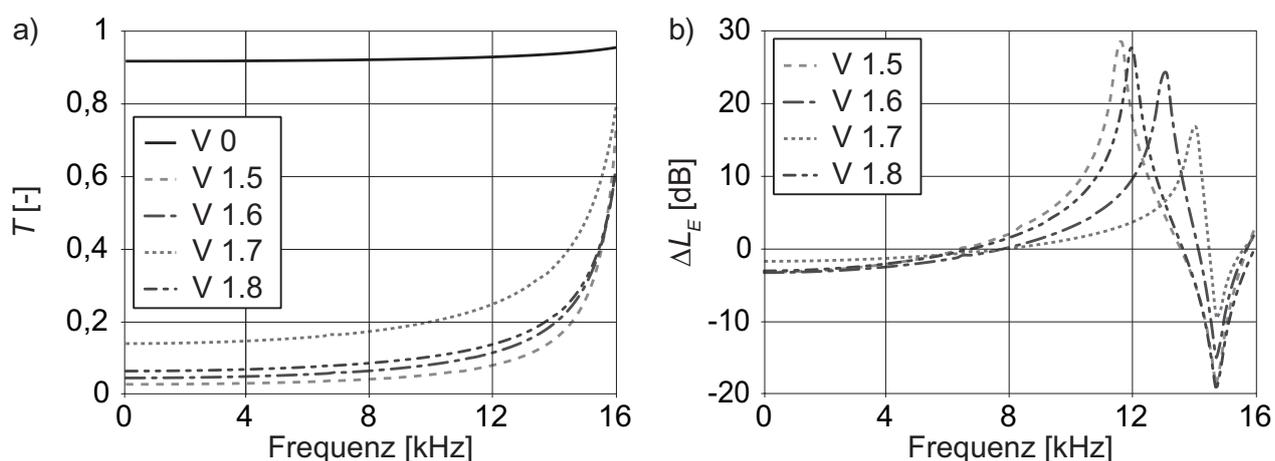


Abb. 4.13. Transferfunktion a) und Einfügungsdämmung b) für die Ringvarianten V1.5 bis V1.8 mit nutenförmigen Störstellen

Im Bereich von 6 kHz bis 13 kHz kommt es zu positiven Einfügungsdämmwerten. Je nach Ringvariante variieren der Spitzenwert der Einfügungsdämmung und die Frequenz, bei der

er auftritt. Die Höhe der Einfügungsdämmung hängt vom Potential des Rings zur Körperschallreduktion ab, die Frequenz resultiert aus der Eigenform des Körpers, die sich durch Geometrieänderungen verschiebt. Variante 1.5 zeigt den größten Einfluss auf die Einfügungsdämmung. Bei Ringen mit nutenförmigen Störstellen tritt der oben beschriebene Einfluss der Impedanz eines Körpers noch deutlicher hervor als bei Ringen mit kreisförmigen Störstellen. Die kraftgesteuerte Anregung führt bei Ringvarianten mit nutenförmigen Störstellen zu einer höheren Beschleunigung am Innenring. Die gegenüber dem Referenzring herabgesetzte Impedanz wurde bereits von Dietz [35], [36] und Engel [37] beobachtet und ist auf die durch die Nuten verminderte Steifigkeit der Ringe zurückzuführen. Ein Vergleich zwischen V1.5 bis V1.8 lässt den Schluss zu, dass Variante V1.5 das größte Potential zur Körperschallreduktion zeigt. Der Transferwert dieses Rings weist die geringsten Werte auf. Auch die Einfügungsdämmwerte zeigen im Bereich zwischen 12 und 16 kHz die niedrigsten Werte.

Dämpfende Maßnahmen

Abb. 4.14 zeigt Transferfunktion und Einfügungsdämmung für die Varianten mit dämpfenden Maßnahmen.

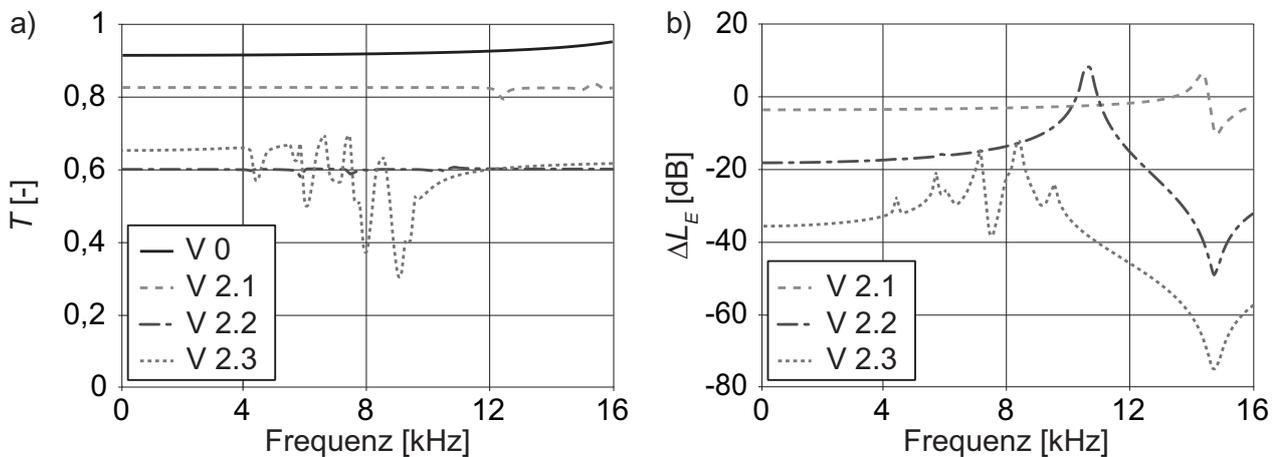


Abb. 4.14. Transferfunktion a) und Einfügungsdämmung b) für die Resonatoren-Ringvarianten V2.1 bis V2.3

Alle Varianten führen im Gegensatz zur Referenzvariante zu verminderten Transferwerten. V2.3 weist im Gegensatz zu V2.1 und V2.2 unterschiedlich dicke Biegebalken auf (siehe Abb. 4.5), was in diesem Frequenzbereich zu einer Vielzahl an Eigenfrequenzen führt. Auch V2.1 und V2.2 führen im Frequenzbereich zwischen 4 kHz und 10 kHz zu Spitzen, allerdings sind diese kaum zu erkennen und im Vergleich zu V2.3 vernachlässigbar. Im Verlauf der Einfügungsdämmungen sind diese Spitzen ebenfalls festzustellen. Die besten

Werte lassen sich hier mit Variante V2.3 erzielen. Es lassen sich hier Pegelverminderungen von durchschnittlich 30 dB erzielen. Ringvariante V2.1 führt zu einer Verminderung von 4 dB, Variante V2.2 zu 20 dB.

Elastische Zwischenschichten

Die in Kapitel 4.2.3 gezeigten Möglichkeiten bei der Verwendung von elastischer Zwischenschicht wurden nicht anhand der Transferfunktion oder der Einfügungsdämmung bewertet. Elastische Materialien weisen ein stark nichtlineares Werkstoffverhalten auf [91]. Auf eine Abbildung des Materialverhaltens wurde deshalb an dieser Stelle im Rahmen der Finite Elemente Analyse verzichtet.

4.4 Ausgewählte Körperschallminderungsmaßnahmen

Auf Grundlage der berechneten Transfer- und Einfügungsdämmwerte werden Varianten aus den Gruppen mit dämmenden und dämpfenden Maßnahmen ausgewählt. Nach Auswahl der geeigneten Fertigungsverfahren werden die zur Fertigung notwendigen Unterlagen erstellt und die Bauteile hergestellt. Nachfolgend sind die Auswahlkriterien für die Ringe dargestellt und die gefertigten Varianten abgebildet. Gefertigt werden alle Ringvarianten aus einer Aluminiumlegierung, welche dem Gehäusewerkstoff entspricht.

Dämmende Maßnahmen

Aus der Gruppe der dämmenden Maßnahmen werden eine Variante mit kreisförmigen und eine Variante mit nutenförmigen Störstellen ausgewählt. Aus Abb. 4.12 ergibt sich für Variante 1.4 das größte Potential zur Verminderung der Körperschallenergie. Die kreisförmigen Störstellen werden in Form von Bohrungen realisiert. Die in Abb. 4.13 dargestellten Transfer- und Einfügungsdämmwerte für nutenförmige Störstellen führen zu einer Auswahl der Variante V 1.5. In Abb. 4.15 werden die gefertigten Varianten gezeigt.



Abb. 4.15. Ringvariante mit kreisförmigen Störstellen (V1.4) und mit nutenförmigen Störstellen (V1.5)

Dämpfende Maßnahmen

Aus der Gruppe der dämpfenden Maßnahmen zeigt Variante V2.3 das größte Potential zur Reduzierung der Körperschallenergie (siehe Abb. 4.14). Vor allem durch die unterschiedlichen Dicken der Resonatorplättchen sowie deren Länge weist diese Variante die breitbandigste Wirkung auf. Zur Realisierung der Variante muss diese hinsichtlich der Fertigbarkeit überarbeitet werden. Sollen die Biegebalken durch die Herstellungsprozesse Drehen und Fräsen der Zwischenräume entstehen, muss ein gewisses Verhältnis zwischen Nuttiefe und Nutbreite eingehalten werden. Wird die Geometrie hinsichtlich der Fertigbarkeit durch Drehen und Fräsen optimiert, ergibt sich die in Abb. 4.16 dargestellte Geometrie.



Abb. 4.16. Ringvariante mit dämpfender Maßnahme (V2.4) [112]

Die Biegehebelarme weisen dabei alle dieselbe Dicke auf. Der Abstand zwischen den Biegehebelarmen ist konstant. Zur Ringmitte werden die Biegehebelarme schmäler, damit bleibt die breitbandige Wirkung der Ringvariante erhalten. Eine Variation dieser Variante ergibt sich durch das Füllen der Räume zwischen den Biegehebelarmen (V2.4-d) mit einem elastischen Material. Wie in Kapitel 2.3.2 und 4.2.2 beschrieben, kann dies zur Erhöhung der Körperschallminderung führen. Als elastisches Material wird ein Naturkautschuk der Shore-A-Härte 35 verwendet, der sich in flüssiger Form in die Zwischenräume einfüllen lässt und dort zu einer zähen Masse aushärtet.

Elastische Zwischenschichten

Als elastische Zwischenschicht kommt eine Variante mit viskoelastischem Material in Frage. Die Schicht wird dabei um den Winkel α gegenüber der Achse des Rings geneigt. In Kapitel 4.2.3 wird gezeigt, dass mit zunehmendem Winkel α die dämpfende Eigenschaft des Rings zunimmt. Gleichzeitig nimmt die Steifigkeit des Rings ab. Aus Abb. 4.8 ergibt sich, dass mit einem Winkel von etwa 20° ein Kompromiss zwischen der Steifigkeit des Rings und dessen dämpfender Eigenschaft gefunden werden kann.

In der ausgeführten Konstruktion ergibt sich ein Winkel von $\alpha = 22,5^\circ$ (siehe Abb. 4.17). Um ein Abwandern des Außenrings gegenüber dem Innenring zu verhindern, wird die Zwischenschicht als Doppelkonus ausgeführt. Der Außenring besteht aus Montagegründen aus zwei Teilen, die über vier am Umfang verteilte Schraubenverbindungen verbunden werden. Als elastisches Material der Zwischenschicht wurde der Werkstoff Polyurethan gewählt. Er kann in pastöser Form zwischen Außen- und Innenring eingebracht werden. In einer eigens dafür konstruierten Aushärtevorrichtung kann der Werkstoff über mehrere Tage aushärten. Die Konzentrizität zwischen Innen- und Außenring wird dabei durch die Vorrichtung gewährleistet. Nach dem Aushärten besitzt der Werkstoff eine Shore-A-Härte von 50.



Abb. 4.17. Ringvariante mit elastischer Zwischenschicht aus Polyurethan (V3.1)

Eine weitere Variante mit elastischer Zwischenschicht aus Nitrilkautschuk (NBR) ist in Abb. 4.18 dargestellt. Hierbei kommen O-Ringe zum Einsatz, die radial auf den Innenring des Adapterrings geschoben werden. Die O-Ringe sind aus NBR hergestellt und besitzen eine Shore-A-Härte von 80. Mit einem Deckel, der mit dem Außenring des Adapterrings verschraubt wird, werden die O-Ringe axial vorgespannt, um radial eine höhere Steifigkeit aufzuweisen. Zwischen den O-Ringen befinden sich Stützringe aus Stahl.



Abb. 4.18. Ringvariante mit elastischer Zwischenschicht aus NBR (V3.2)

Eine dritte Variante mit elastischer Zwischenschicht wird durch Ringe aus Metallgeflecht realisiert. Diese Ringe wurden von der Firma Hutchinson Stop-Choc [87] zur Verfügung gestellt. Die Zwischenschicht besteht aus fünf Ringen aus Metallgeflecht, die zwischen Außen- und Innenring gepresst werden. Außen- und Innenring besitzen ein Aufmaß gegenüber den Ringen aus Metallgeflecht, so dass diese im eingebauten Zustand eine Vorspannung aufweisen. Dadurch wird die Steifigkeit des gesamten Rings erhöht. Das Metallgeflecht setzt sich aus Chrom-Nickel-Stahlstrahlen zusammen. Die Drähte besitzen eine Dicke von 0,23 mm.



Abb. 4.19. Ringvariante mit elastischer Zwischenschicht aus Metallgeflecht (V3.3)

4.5 Steifigkeitsuntersuchungen an konstruktiven Varianten zur Körperschallminderung

Die Steifigkeit der Ringvarianten spielt eine wichtige Rolle für die einwandfreie Funktion des Getriebes. Im Adapterring befindet sich das Loslager der Getriebeeingangswelle. Wird das Getriebe belastet, kommt es aufgrund der Lagerreaktionskräfte zu einer Verschiebung der Lagerstelle. Aufgrund dieser Verschiebungen kommt es zu Abweichungen der Zahnradachsen zueinander. In Kapitel 2.1.4 sind diese Achsabweichungen und ihre Auswirkungen auf die Eingriffsbedingungen in der Verzahnung beschrieben. Achsabweichungen führen zu einem veränderten Tragbild und damit zu größerem Verschleiß in der Verzahnung. Auch die Geräuschanregung durch die Getriebeverzahnung wird dadurch verändert, was zu negativen Einflüssen auf das akustische Verhalten des Getriebes führen kann. Eine gewisse Achsverlagerung im Betrieb ist aufgrund endlicher Steifigkeiten der Wellen, der Lager und des Getriebegehäuses unvermeidbar, muss jedoch innerhalb gewisser geometrischer Grenzen liegen, die von den Abmessungen des Getriebes sowie dessen Einsatz abhängen. Eine Abschätzung der Steifigkeit der verschiedenen Lageraufnahmen ist für eine spätere, ganzheitliche Bewertung der Eignung einer Variante für die Verwendung in einem Getriebe notwendig. Die Steifigkeit der Ringvariante wird dazu mit der am Institut vorhandenen

Zugprüfmaschine der Firma Instron bestimmt [92]. Die dafür entwickelte Prüfkörperaufnahme mit eingebautem Referenzring V0 ist in Abb. 4.20 zu sehen.

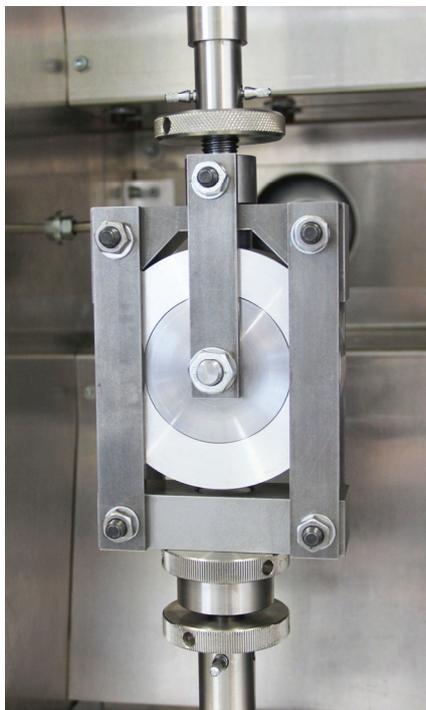


Abb. 4.20. Steifigkeitsmessung der Ringvariante V0

Abb. 4.21 zeigt das gemessene Kraft-Weg-Diagramm für den oben gezeigten Messaufbau mit Referenzring V0. Aus der Steigung im linearen Bereich der Kurve lässt sich die Steifigkeit des Systems bestimmen.

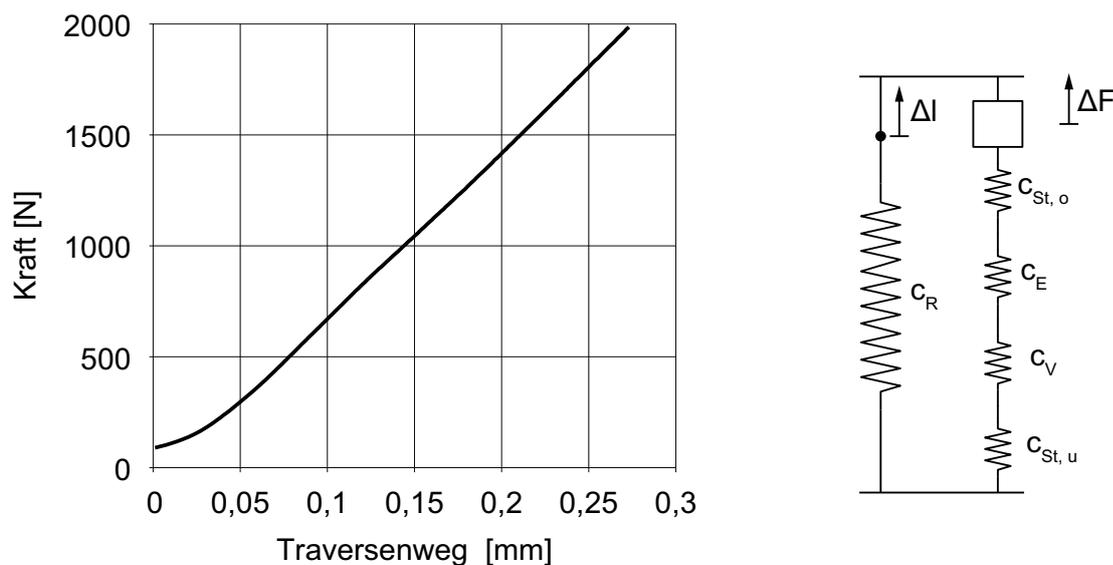


Abb. 4.21. Kraft-Weg-Diagramm des Messaufbaus mit Referenzring V0 und Ersatzfedermodell des Prüfaufbaus

In der gemessenen Steifigkeit c_M sind neben der Steifigkeit der jeweiligen Ringvariante c_V auch die Steifigkeiten des Rahmens der Zugprüfmaschine c_R , der oberen Zugstange $c_{St,o}$, der unteren Zugstange $c_{St,u}$ sowie der Einspannvorrichtung des Rings c_E enthalten. Abb. 4.21 zeigt das Ersatzfedermodell des Prüfaufbaus.

Mit Kenntnis der Steifigkeit des Prüfaufbaus lässt sich die Steifigkeit der jeweiligen Ringvariante mit Hilfe von Gleichung (4.7) berechnen.

$$\frac{1}{c_V} = \frac{1}{c_M} + \frac{1}{c_R} + \frac{1}{c_{St,o}} + \frac{1}{c_E} + \frac{1}{c_{St,u}} \quad (4.7)$$

Die Steifigkeit des Rahmens der Zugprüfmaschine c_R ist der Herstellerangabe [92] zu entnehmen. Die Steifigkeiten der oberen Zugstange $c_{St,o}$ und unteren Zugstange $c_{St,u}$ lassen sich mit Gleichung (4.8) berechnen. Die Steifigkeit der Einspannvorrichtung des Rings c_E wurde mit Hilfe einer Finiten Elemente Simulation ermittelt.

$$c_{St} = \frac{EA}{L} = \frac{E\pi d^2}{4L} \quad (4.8)$$

Tabelle 4.2 zeigt die berechneten Steifigkeitswerte sowie das prozentuale Verhältnis ihrer Steifigkeiten im Vergleich zur Steifigkeit des Referenzrings V0.

Tabelle 4.2. Steifigkeitswerte der Ringvarianten

	V0	V1.4	V1.5	V2.4	V3.1	V3.2	V3.3
c_V [N/mm]	55291	30712	25818	36887	24504	7241	33553
$c_{V,i}/c_{V,Ref}$ [-]	100 %	56 %	47 %	67 %	44 %	13 %	61 %

Aus der Gruppe der Ringvarianten mit dämmenden Mechanismen, also geometrischen Störstellen, weist Variante V1.4 höhere Steifigkeitswerte auf als Variante V1.5. Variante V1.4 ist mit kreisförmigen Störstellen versehen, Ringvariante V1.5 mit nutenförmigen.

Aus der Gruppe der Ringvarianten mit dämpfenden Mechanismen wurde nur Variante V2.4 vermessen. Das als Zwischenschicht verwendete elastische Material bei Variante V2.4-d trägt nicht zur Lastübertragung bei. Variante V2.4 stellt die steifste Konstruktionsvariante dar. Dieser Adapterring besitzt einen über den Umfang durchgängigen Steg mit einer Breite von 16 mm, wodurch die Steifigkeit des Rings positiv beeinflusst wird.

Aus der Gruppe der Ringvarianten mit elastischer Schicht liefert V3.3 mit einer Zwischenschicht aus Metallgeflecht die höchsten Steifigkeitswerte. Ringvariante V3.1 mit einer elastischen Zwischenschicht aus Polyurethan weist deutlich niedrigere Steifigkeitswerte auf. Variante V3.2 besitzt die geringste Steifigkeit.

5 Messung des Körperschallpegels

Die Beurteilung des realen Potentials jedes einzelnen Rings zur Minderung der Körperschallenergie erfolgt durch Prüfstandsversuche. Ziel ist es, das akustische Verhalten des in Kapitel 4.1 vorgestellten Prüfgetriebes unter der Verwendung verschiedener Ringvarianten aufzuzeichnen. In Kapitel 5.1 wird zunächst die Prüfstandsumgebung vorgestellt. Im Weiteren werden in Kapitel 5.2 Versuchsbedingungen und in Kapitel 5.3 der Messablauf beschrieben. Bei der Analyse der Versuchsergebnisse in Kapitel 5.4 wird zunächst das charakteristische Schwingungsverhalten des Prüfaufbaus diskutiert. In Kapitel 5.4.1 werden Gehäusebeschleunigungspegel, die sich an verschiedenen Messpositionen am Gehäuse ergeben, dargestellt und diskutiert. Abschließend erfolgt ein Vergleich der Gehäusebeschleunigungspegel, die sich beim Einsatz unterschiedlicher Ringvarianten einstellen. Dargestellt werden diese Vergleiche für verschiedene Lastniveaus, gruppiert nach der Art des verwendeten Prinzips zur Verminderung des Körperschalls. Für jedes Lastniveau werden in Kapitel 5.4.2 bis 5.4.4 jeweils die Varianten mit geometrischen Diskontinuitäten, mit Resonatorprinzip und mit elastischen Zwischenschichten mit dem Referenzring verglichen.

5.1 Prüfstandsumgebung

Die Prüfstandsversuche, die im Rahmen dieser Arbeit entstanden, wurden am institutseigenen Lastprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand ist für die Untersuchung unterschiedlichster Antriebskonzepte konzipiert. Abb. 5.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstands. Die Verspannungseinheit besteht aus zwei elektrischen Maschinen, die auf einem dreiteiligen Maschinenbett gelagert sind. Ein Membranluftfedersystem zwischen Maschinenbett und dem Fundament dient zur Schwingungsentkopplung zwischen Prüfstand und Prüfraum.

An- und Abtriebsmaschine können, je nach Prüfaufbau, auf dem Maschinenbett verschoben werden, somit können Koaxialgetriebe sowie Getriebe mit Achsversatz zwischen Antriebs- und Abtriebswelle und Antriebsstränge unterschiedlicher Baulänge untersucht werden. Bei beiden elektrischen Maschinen handelt es sich um Asynchronmaschinen, wobei die Antriebsmaschine für Leistungszufuhr sorgt und die Abtriebsmaschine als Bremsmaschine generatorisch betrieben wird. Die gewonnene Energie wird wieder an die Umrichter

zurückgespeist, so dass lediglich die Verlustenergie, die in den elektrischen Maschinen und im Antriebsstrang entsteht, aus dem externen Netz bezogen werden muss. Mit der Antriebsmaschine ist es möglich, Drehmomentungleichförmigkeiten von Verbrennungsmotoren mit 1 bis 16 Zylindern nachzubilden und einem Lastmoment eine Drehmomentschwankung bis zu einer Frequenz von 300 Hz zu überlagern. Möglich wird dies durch ein sehr niedriges Trägheitsmoment der Antriebsmaschine von $0,31 \text{ kgm}^2$.

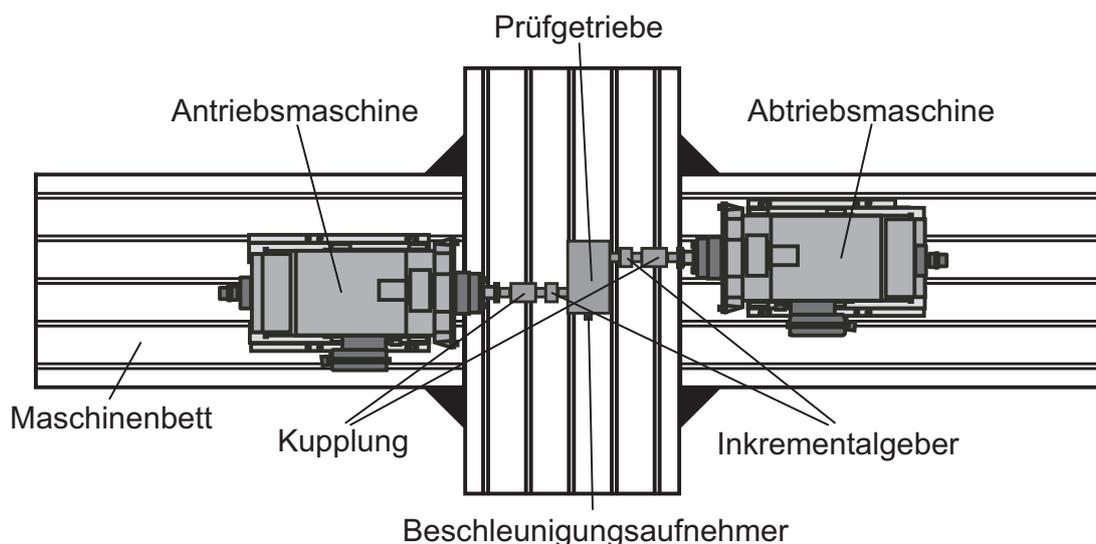


Abb. 5.1. Prinzipieller Aufbau des Prüfantriebstrangs

Durch ihre Bauform ist die Maschine thermisch hochbeansprucht und ist mit einer kombinierten Wasser- und Luftkühlung des Mantels ausgestattet. Mit der Antriebsmaschine kann ein Nennmoment von 704 Nm bei einer Nenndrehzahl von 4475 1/min aufgebracht werden. Die Maximaldrehzahl liegt bei 8000 1/min. Die Abtriebsmaschine verfügt über ein Nennmoment von 1484 Nm bei einer Nenndrehzahl von 2960 1/min. Die Maximaldrehzahl liegt ebenfalls bei 8000 1/min. Die Maschine ist lediglich mit einer Luftkühlung versehen. Eine gleichbleibende Temperatur des Prüfraums wird durch den Einsatz von Klimageräten gewährleistet, die ans Kühlwassersystem des Gebäudes angeschlossen sind.

Die Steuerung und Regelung des Prüfstands erfolgt durch die Software SPARC (Schenk Pegasus Advanced Realtime Controller). Die beiden elektrischen Maschinen können damit getrennt oder in Kombination betrieben werden. Werden beide Maschinen gemeinsam geregelt betrieben, ist es möglich, antriebseitig eine Drehzahl und abtriebseitig ein Moment oder antriebseitig ein Moment und abtriebseitig eine Drehzahl vorzugeben. Um die entsprechenden Werte einregeln zu können, wird am An- und Abtrieb jeweils die Drehzahl und das Drehmoment erfasst. Die Drehzahlmessung erfolgt dabei optisch über eine Schlitzscheibe mit 512 Segmenten. Die Drehmomenterfassung erfolgt durch eine Drehmomentmessnabe, die mit dem Prinzip der Scherspannungsmessung arbeitet.

Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt über ein externes Messsystem PAK MKII der Firma Müller BBM [93]. Damit ist es möglich, Drehzahl-, Körper- und Luftschallsignale hochgenau zu erfassen und online weiterzuverarbeiten. Als Sensoren werden zur Erfassung der Drehzahl am Getriebeeingang und –ausgang Inkrementalgeber mit einer hohen Auflösung von 10000 am Umfang verteilten Strichen verwendet. Damit wird es möglich, die Wellendrehzahlen sowie den Drehwegfehler zwischen Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle hochgenau zu erfassen. Alle Körperschallsignale werden mittels eines Triax-Beschleunigungssensors mit Ladungsausgang erfasst. Der Sensor arbeitet nach dem piezoelektrischen Prinzip.

5.2 Versuchsbedingungen

Für die Untersuchungen wird das Prüfgetriebe auf einen bereits für das Forschungsprojekt von Wacker [94] konzipierten Unterbau fixiert, siehe Abb. 5.2.



Abb. 5.2. Lastprüfstand des Instituts für Maschinenelemente

Aufgabe dieses Aufbaus ist die Lagerung des Getriebegehäuses auf Höhe der Verbindungswellen der An- und Abtriebsmaschine, die auf einer Höhe von 800 mm liegt. Die Verbindungsplatte zwischen Getriebe und dem Gestell des Unterbaus ist in alle drei Raumrichtungen verschiebbar, wobei die Positionierung mittels Schrauben mit Feingewinde

erfolgt und somit sehr fein justierbar ist. Eine genaue Ausrichtung der Ausgangswelle der Antriebsmaschine und der Eingangswelle des Getriebes sowie der Ausgangswelle des Getriebes und der Eingangswelle der Abtriebsmaschine ist somit möglich. Die Ausrichtung der Wellen zueinander erfolgt mittels eines optischen Verfahrens nach der Doppel-Radial-Methode [95].

Die Verbindung zwischen den elektrischen Maschinen und den Getriebewellen erfolgt mit drehsteifen Kupplungen, die vom Versuchsaufbau von Wacker [94] übernommen wurden. Da es trotz ausgerichteter Wellen im Betrieb zu Radial- oder Winkelversatz kommt, werden am An- und Abtrieb Federlaschenkupplungen verbaut. Zwei Stahllamellenpakete sind dazu über ein Zwischenrohr verbunden. Ein Zwischenstück verbindet die Drehmomentmessnabe, die direkt mit der Antriebswelle der elektrischen Maschine verschraubt ist, mit einem Lamellenpaket. Die Getriebeeingangswelle ist über eine Halbschalenkupplung mit integrierter Passfederverbindung reib- und formschlüssig mit dem zweiten Stahllamellenpaket verbunden. Abtriebsseitig sind ebenfalls zwei Stahllamellenpakete über eine Zwischenwelle miteinander verbunden. Die Anbindung zur Getriebeausgangswelle erfolgt analog zum Getriebeeingang mit einer Halbschalenkupplung mit integrierter Passfederverbindung. Die Verbindung zur Abtriebsmaschine ist über eine Sicherheitskupplung realisiert, die im Überlastfall auslöst, um eine Zerstörung des Antriebsstrangs zu verhindern.

Die Temperatur des Getriebeöls wird über einen Temperatursensor im Ölsumpf erfasst. An der Getriebeein- und Ausgangswelle ist jeweils zwischen der Kupplung und dem Gehäuse ein Inkrementalgeber angebracht. Über einen Klemmring ist dabei der rotierende Teil mit der Welle verbunden. Der fest stehende Gehäuseteil ist über ein Federblech mit dem Getriebegehäuse verbunden.

Der Körperschall wird mittels eines Triax-Beschleunigungsaufnehmers an verschiedenen Stellen des Getriebegehäuses erfasst. Abb. 5.3 zeigt verschiedene Positionen, an denen der Körperschall gemessen wird.

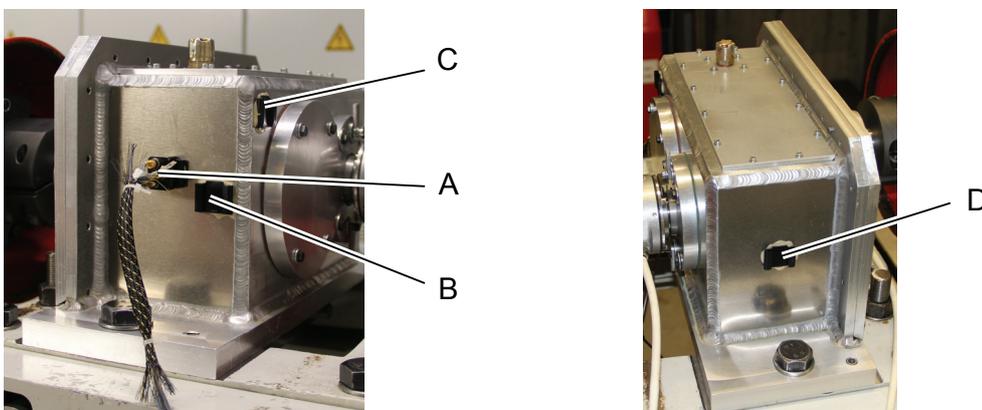


Abb. 5.3. Messstellen zur Erfassung des Körperschalls

Um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, sind am Gehäuse an der jeweiligen Messposition Befestigungsclips für den Beschleunigungssensor aufgeklebt. Abb. 5.3 zeigt den an Stelle A fixierten Sensor. Stelle A befindet sich in der Mitte der auf der Seite der Antriebswelle und somit der Seite des Einbaurings liegenden Gehäusewand. Stelle B liegt auf der gleichen Fläche, jedoch näher an der Gehäusekante, die durch eine Schweißnaht mit der Stirnseite des Getriebes verbunden ist. Dort werden, aufgrund der größeren Steifigkeit, geringere Gehäusebeschleunigungswerte erwartet. Stelle C liegt auf der Stirnseite des Getriebes, in der Nähe der Lagerstelle, deren Lagerkräfte sich über den Adapterring im Gehäuse abstützen. Die vierte Messstelle, Stelle D, liegt auf der Seite der Getriebeausgangswelle und ist somit am weitesten von der Lagerstelle mit Adapterring entfernt. Da die Stelle mittig auf der Gehäusefläche liegt, werden dort große Beschleunigungsamplituden erwartet.

5.3 Versuchsablauf

Ziel der Versuche ist es, das Potential einer jeweiligen Ringvariante zur Reduzierung des Körperschallpegels an der Getriebegehäuseoberfläche mittels Messungen zu ermitteln. Die Versuche werden für jede Ringvariante, an jeder Messposition durchgeführt. Die Messungen erfolgen immer in derselben Reihenfolge bei konstanten Umgebungsbedingungen, so dass bei den jeweiligen Versuchen konstante Temperaturbedingungen vorhanden sind.

Zunächst werden die Drehzahlen am Getriebeeingang und –ausgang erfasst. Dazu werden am Getriebeeingang ein konstantes Moment und am Getriebeausgang eine konstante Drehzahl vorgegeben. Aus den beiden, mit Hilfe der Inkrementalgeber ermittelten Drehzahlen, lässt sich eine Winkeldifferenz zwischen Getriebeeingang und Getriebeausgang berechnen. Diese Winkeldifferenz gibt Aufschluss über den Drehwegfehler (siehe Kapitel 2.1), der sich zwischen den beiden Messpunkten ergibt. Zum einen kommt es zu Winkelabweichungen aufgrund der in Kapitel 2.1 beschriebenen Anregungsmechanismen in der Getriebeverzahnung, zum anderen führen auch die endlichen Steifigkeiten der Wellen und Zahnradkörper, die zwischen den beiden Messpunkten liegen, zu Abweichungen.

Zur Bewertung des Potentials der jeweiligen Ringvariante wird der Beschleunigungspegel für Drehzahlhochläufe bei verschiedenen Lastniveaus erfasst. Dabei wird am Getriebeeingang ein konstantes Moment eingestellt. Am Getriebeausgang wird ein Drehzahlhochlauf von 320 1/min auf 3200 1/min in 36 s vorgegeben. Am Getriebeeingang bedeutet dies einen Drehzahlanstieg von 700 1/min auf 5000 1/min.

Durch einen Drehzahlhochlauf kann das akustische Verhalten des Getriebes im gesamten Drehzahlbereich beurteilt werden. Kritische Antriebsstrangfrequenzen werden durchfahren, genauso wie Zahneingriffsfrequenzen verschiedener Ordnungen. Deren Auswirkung auf den Körperschallpegel wird auf der Getriebegehäuseoberfläche erfasst.

Drehzahlhochläufe werden für Lastniveaus von 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm an allen Messpositionen durchgeführt. Die Reihenfolge der Messungen ist stets identisch. Beginnend mit Stelle A wird für jedes Lastniveau, beginnend mit dem niedrigsten, eine Messung durchgeführt. Anschließend erfolgen analoge Messungen an Stelle B, C und D. Insgesamt werden pro Ring zwölf Messungen durchgeführt. Sind alle Messungen abgeschlossen, erfolgt eine Umbauphase, bei der ein Tausch des Adapterrings erfolgt.

5.4 Versuchsergebnisse

Zunächst wird das dynamische Verhalten des Getriebes analysiert. Abb. 5.4 zeigt dazu das Campbell-Diagramm eines Drehzahlhochlaufs von 500 1/min auf 5000 1/min bei einem konstanten Antriebsmoment von 100 Nm.

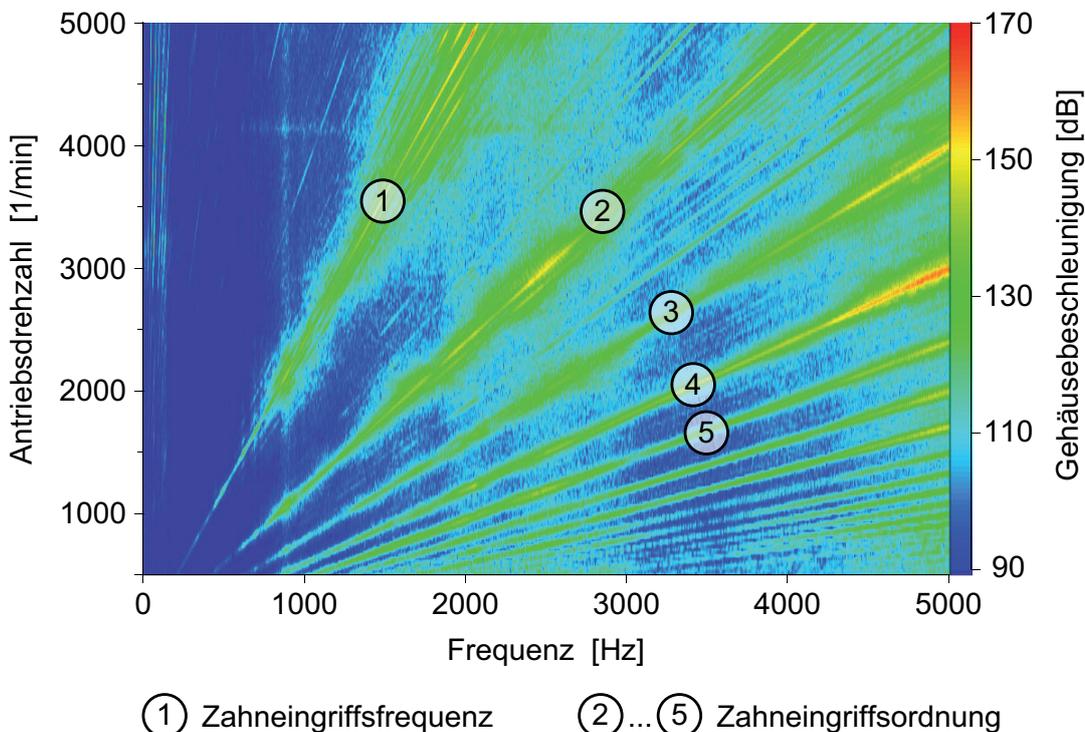


Abb. 5.4. Campbell-Diagramm der Gehäusebeschleunigung für einen Hochlauf von 500 1/min bis 5000 1/min, Stelle A bei 100 Nm, Referenzring V0

Die dargestellte Messung erfolgte für das Versuchsgetriebe mit eingebautem Referenzring V0. Gemessen wurde an der Messstelle A. Das Diagramm zeigt die Gehäusebeschleunigung über der Antriebsdrehzahl und der Frequenz des gemessenen Körperschallsignals. Die Gehäusebeschleunigung wird dabei als Pegelwert dargestellt. Analog zu Luftschallpegeln wird die Gehäusebeschleunigung in Dezibel-Werte umgerechnet. Der Effektivwert der ge-

messenen Beschleunigung a_{eff} wird zu einem Bezugswert a_0 ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Der genormte Bezugswert entspricht $a_0=1 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}^2$ [96].

$$L_a = 10 \log \left(\frac{a_{eff}}{a_0} \right)^2 \text{ dB.} \quad (5.1)$$

Im Diagramm treten die Zahneingriffsfrequenz und deren höhere Ordnungen hervor. Da die Zahneingriffsfrequenz von der Zähnezahl und der Drehzahl abhängt, steigt diese mit der Drehzahl an. Neben der Zahneingriffsfrequenz und deren höheren Ordnungen treten sogenannte Seitenbänder auf. Sie befinden sich seitlich neben der eigentlichen Ordnung und resultieren aus stetig periodischen Unregelmäßigkeiten wie Teilung- und Eingriffsteilungsabweichungen. Seitenbänder treten als Frequenz- und Amplitudenmodulation der Zahneingriffsfrequenz auf [97]. Der Abstand der Seitenbänder zur Grundfrequenz entspricht der Drehfrequenz oder deren Vielfachen. Bei einer Antriebsdrehzahl von 5000 1/min ergibt sich eine Drehfrequenz von 83,3 Hz. Die Betrachtung der Zahneingriffsfrequenz bei einer Drehzahl von 5000 1/min zeigt diese Seitenbänder links und rechts im Abstand von 83,3 Hz. Die Seitenbänder treten vorrangig bei der Zahneingriffsfrequenz und ihrer ersten Harmonischen auf.

Die Gehäusebeschleunigung ist entlang der Zahneingriffslinien nicht konstant. Fällt die Zahneingriffsfrequenz mit einer Eigenfrequenz des Triebstrangs, des Gehäuses oder der Antriebs- und Abtriebsmaschinen zusammen kann es zum Resonanzfall kommen. Abhängig ist dies von der Energieverteilung im System und der Anregbarkeit der betroffenen Elemente im jeweiligen Frequenzbereich.

Neben Anregungsmechanismen in der Verzahnung kommt es auch durch den Prüfaufbau zu Systemanregung. Anregungen erster Drehzahlordnung sind auf Restunwuchten im Triebstrang zurückzuführen, die sich trotz geringer Fertigungstoleranzen sowie gewuchteter Antriebsstrangkomponenten ergeben. Anregungen durch die zweite und sechste Ordnung der resultieren aus dem Aufbau und der Funktionsweise der elektrischen Maschinen sowie der Umrichter. Die zweite Ordnung ergibt sich durch die zweipolige Ausführung der Asynchronmaschinen, die sechste Ordnung liefern die Umrichter aus dem Wechselfeld der drei Stromphasen [94].

Im Diagramm treten Eigenfrequenzen des Systems als vertikale Linien erhöhter Gehäusebeschleunigung auf. Bei einer Frequenz von 850 Hz und einer Drehzahl von 2100 1/min fallen die Zahneingriffsfrequenz, bei 1060 1/min deren zweite Ordnung mit einer Eigenfrequenz des Systems zusammen. Dies äußert sich in einer Erhöhung der Gehäusebeschleunigung.

In Abb. 5.4 ist zudem auffällig, dass nicht die Zahneingriffsfrequenz, sondern deren vierte Zahneingriffsordnung die größten Beschleunigungswerte an der Getriebegehäuseoberfläche

hervorrufen. Nach Klein [97] und Schlecht [98] ist bei einem funktionsfähigen Getriebe von der Zahneingriffsfrequenz der höchste Anregungspegel zu erwarten, nicht von deren Höherharmonischen. Eine Analyse des Frequenzgehalts der Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle zeigt das Abb. 5.5 dargestellte Campbell-Diagramm.

Im vorliegenden Fall trifft die Erwartung von Klein und Schlecht zu [96], [98]. Die höchste Anregung der Versuchsverzahnung geht von der Zahneingriffsfrequenz aus. Die größten Winkelgeschwindigkeiten werden im Bereich der Zahneingriffsfrequenz erreicht. Mit zunehmender Ordnung nimmt der Anregungspegel ab. Das in Abb. 5.4 ersichtliche Hervortreten der 3. Harmonischen zeigt den Einfluss des Gehäuses auf das Geräuschverhalten des Getriebes.

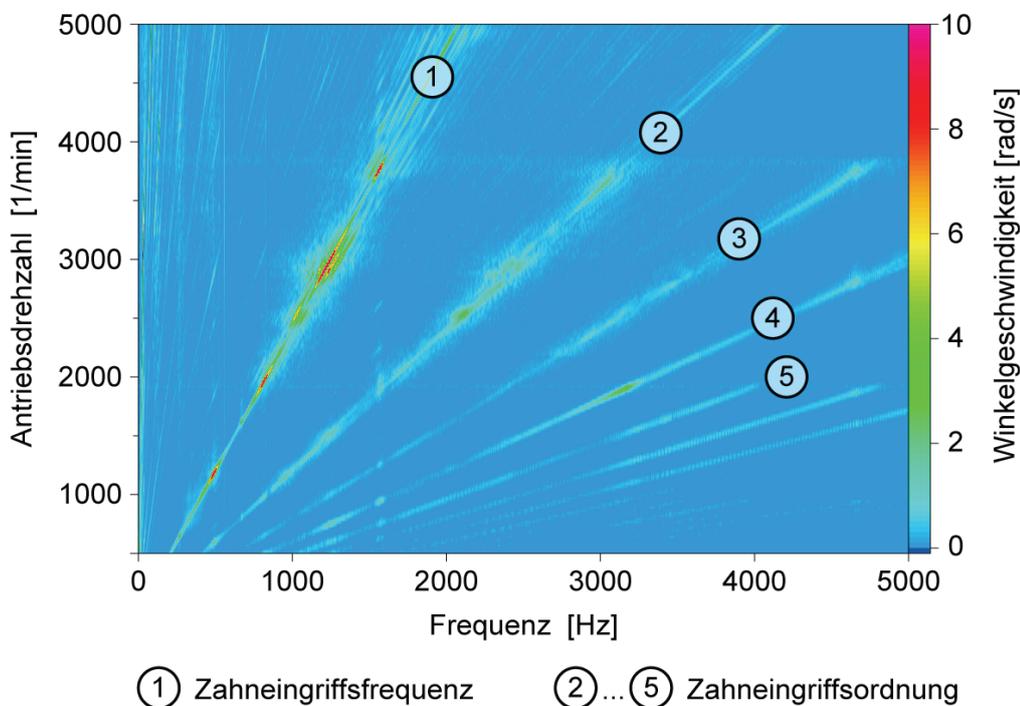


Abb. 5.5. Campbell-Diagramm der Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle für einen Hochlauf von 500 1/min bis 5000 1/min, Stelle A bei 100 Nm, Referenzring V0

Die Eigenmoden des Gehäuses lassen sich durch die vierte Zahneingriffsordnung leichter anregen, obwohl deren Anregungspegel weniger energiereich ist. Diese Beobachtung zeigt, dass zur Beurteilung des akustischen Verhaltens eines Systems eine ganzheitliche Betrachtung notwendig ist. Die alleinige Betrachtung des Anregungsverhaltens ist nicht hinreichend.

Für die Bewertung des Potentials der unterschiedlichen Ringvarianten wird die Gehäusebeschleunigung als Summenpegel über der Drehzahl aufgetragen. Es erfolgt keine Zerlegung

des Signals in seine Frequenzanteile, wie in Abb. 5.4. Den gemessenen Summenpegel der Gehäusebeschleunigung über der Antriebsdrehzahl zeigt Abb. 5.6 für den Referenzring V0. Mit Hilfe der Campbell-Diagramme in Abb. 5.4 und Abb. 5.5 lassen sich charakteristische Punkte der Kurve Resonanzphänomenen des Antriebsstrangs zuordnen. Die Pegelüberhöhung an Stelle 1 resultiert aus dem Schnittpunkt der zweiten Zahneingriffsordnung mit einer Eigenfrequenz des Antriebstrangs bei 850 Hz. An Stelle 2 kommt es zur Resonanz aufgrund der Überschneidung der Zahneingriffsfrequenz mit einer Eigenfrequenz des Antriebstrangs bei 850 Hz. Der höchste Beschleunigungspegel wird an Stelle 3 bei einer Drehzahl von 2900 1/min erreicht. An dieser Stelle fallen die Zahneingriffsordnung mit einer Eigenfrequenz des Antriebstrangs zusammen, wodurch es zu Pegelerhöhungen der Winkelgeschwindigkeit kommt (Abb. 5.5). Die zweite Ordnung der Zahneingriffsfrequenz zeigt ebenfalls Pegelerhöhungen im Gehäusebeschleunigungspegel (Abb. 5.4) was auf eine Gehäuseeigenfrequenz zurückzuführen sein kann. An Stelle 4, bei 3900 1/min, fallen die Zahneingriffsfrequenz und eine Antriebstrangeigenfrequenz sowie die dritte Zahneingriffsordnung mit einer Gehäuseeigenfrequenz zusammen. Bei 4800 1/min (Stelle 5) trifft die Zahneingriffsfrequenz ebenfalls eine Gehäuseeigenfrequenz.

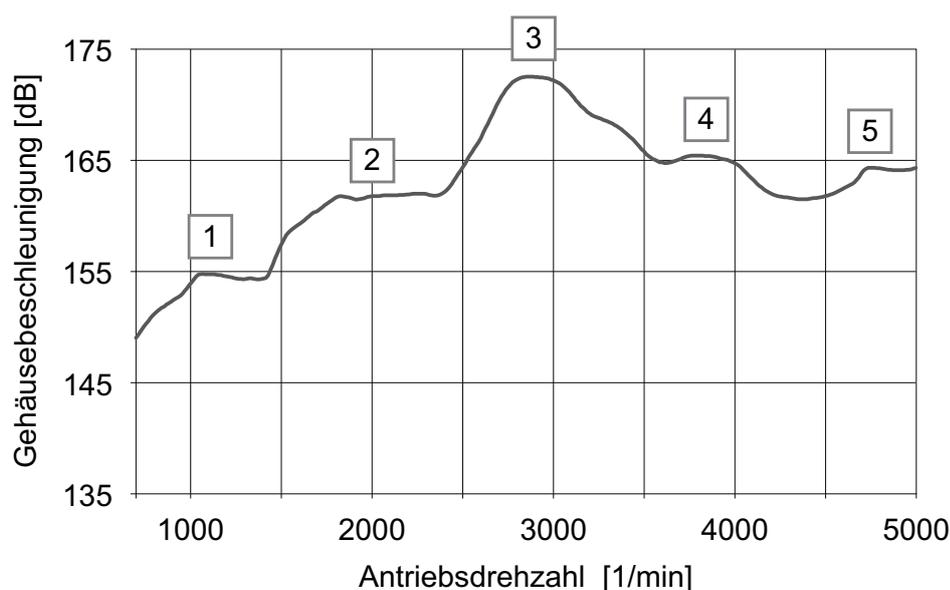


Abb. 5.6. Summenpegel, Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A bei 100 Nm

5.4.1 Vergleich zwischen den Messstellen am Getriebegehäuse

Die Messung des Gehäusebeschleunigungspegels wurde für Drehzahlhochläufe von 700 1/min auf 5000 1/min bei verschiedenen Laststufen und an verschiedenen Stellen am Gehäuse (Abb. 5.3) durchgeführt. Im Folgenden werden die an vier verschiedenen Positionen gemessenen Pegelverläufe, an den Stellen A bis D, vorgestellt. Abb. 5.7 zeigt die Ge-

häusebeschleunigung über der Drehzahl an Stelle A für Antriebsmomente von 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm. Mit zunehmendem Antriebsmoment nimmt die Gehäusebeschleunigung zu. Charakteristische Punkte treten deutlicher hervor oder es erfolgt eine Verschiebung zu höheren oder niedrigen Drehzahlen hin. Eine mit steigender Last einhergehende Erhöhung des Pegels lässt sich durch eine Zunahme der Anregungskräfte in der Verzahnung erklären. Damit steigen die Amplituden der Steifigkeitsschwankungen in der Verzahnung und somit auch die zu erwartenden Pegelwerte.

Zusätzlich nehmen die Durchbiegungen der An- und Abtriebswelle mit zunehmendem Antriebsmoment zu. Damit verändern sich die Eingriffsbedingungen in der Verzahnung und somit die Charakteristik der Anregung. Ein höheres Antriebsmoment führt außerdem zu höheren Lagerreaktionskräften. Wird ein System durch Kräfte belastet, so verschieben sich diese Eigenfrequenzen hin zu höheren Frequenzen und die Steifigkeit nimmt zu. Diese Eigenschaft lässt sich auch am Prüfgetriebe feststellen. Eine höhere Belastung des Getriebegehäuses führt zu einer größeren Steifigkeit und damit zu einer leichten Verschiebung der Pegelüberhöhungen hin zu höheren Drehzahlen.

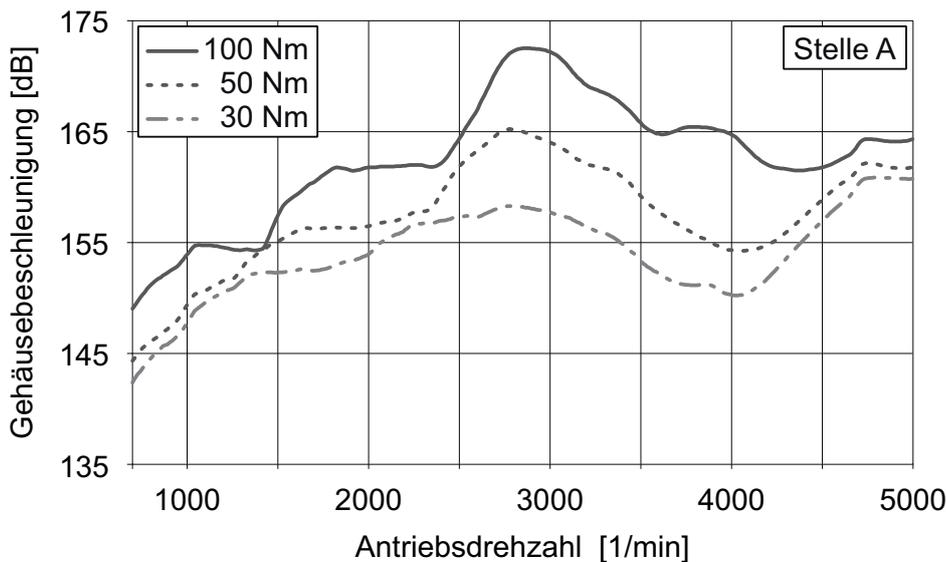


Abb. 5.7. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A bei 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm

Abb. 5.8 zeigt die Pegelmessungen für Messstelle B. Diese befindet sich an derselben Gehäuseseite wie Stelle A, jedoch näher an der Schweißnaht, welche diese Seite mit der Stirnseite des Getriebes verbindet, siehe Abb. 5.3. Die Pegelhöhe nimmt auch hier mit steigendem Antriebsmoment zu. Die Pegel liegen jedoch im Mittel unterhalb der an Stelle A gemessenen Werte. Das Gehäuse ist in Kantennähe steifer als im Zentrum der Gehäusewand. An Stelle A sind größere Amplituden und somit höhere Gehäusebeschleunigungen möglich. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich die charakteristischen Stellen ebenfalls aus-

bilden, jedoch gegenüber Stelle A leicht verschoben sind. Hier wird der Einfluss der Gehäusedynamik deutlich.

Bereits beim Vergleich der Campbell-Diagramme der Gehäusebeschleunigung, Abb. 5.4, und der Winkelgeschwindigkeit, Abb. 5.5, wurde deutlich, dass der Gehäusebeschleunigungspegel deutlich von den Eigenfrequenzen des Gehäuses beeinflusst wird. Je nach Eigenform, die sich zur jeweiligen Eigenfrequenz des Gehäuses ausbildet, werden Gehäuseteile bei der jeweiligen Anregungsfrequenz verstärkt zu Schwingungen angeregt. Befindet sich an der Messstelle ein Schwingungsknoten, so kommt es trotz eines erheblichen Anregungspegels zu geringen Beschleunigungswerten.

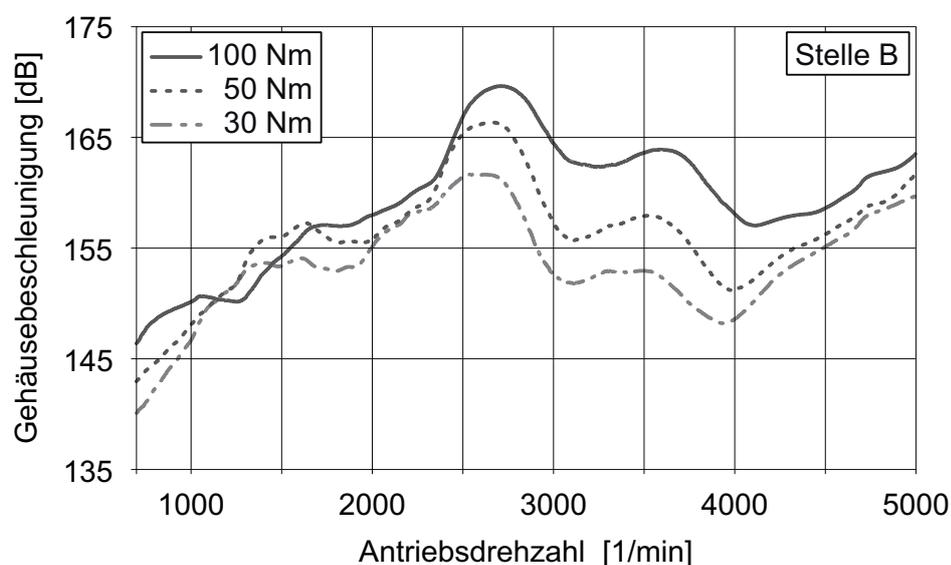


Abb. 5.8. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B bei 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm

Die gemessenen Pegel an Stelle C zeigt Abb. 5.9. Auch in diesem Fall steigt der Beschleunigungspegel mit zunehmender Last an. Die Pegelwerte liegen jedoch auf niedrigerem Niveau als bei den Messstellen A und B. Die charakteristischen Punkte der Pegelverläufe verschieben sich mit niedrigerem Antriebsmoment zu niedrigeren Drehzahlen. Durch die Abnahme der Belastung eines Systems nimmt dessen gesamte Steifigkeit ab. Die Eigenfrequenzen des Systems verschieben sich dadurch zu niedrigen Frequenzen hin.

Im vorliegenden Fall wird eine geradzahnte Stirnradstufe verwendet. Die resultierenden Lagerreaktionskräfte, die sich aus dem Verzahnungskräften ergeben, weisen daher fast ausschließlich radiale Komponenten auf. Die Anregung des Gehäuses erfolgt ebenfalls vorwiegend normal zu den Gehäusewänden, auf denen sich die Messstellen A, B und D befinden. Die Messstelle C befindet sich auf der Stirnseite des Getriebes. Somit sind die zu erwartenden Anregungskräfte in Messrichtung geringer. Zudem befindet sich die Messstelle, ähnlich wie Messstelle B, nahe an der Gehäusekante, an der eine höhere Steifigkeit zu

erwarten ist. Der Pegelverlauf zeigt ähnliche charakteristische Eigenschaften wie Messstelle A und B, die charakteristischen Punkte variieren jedoch im Betrag.

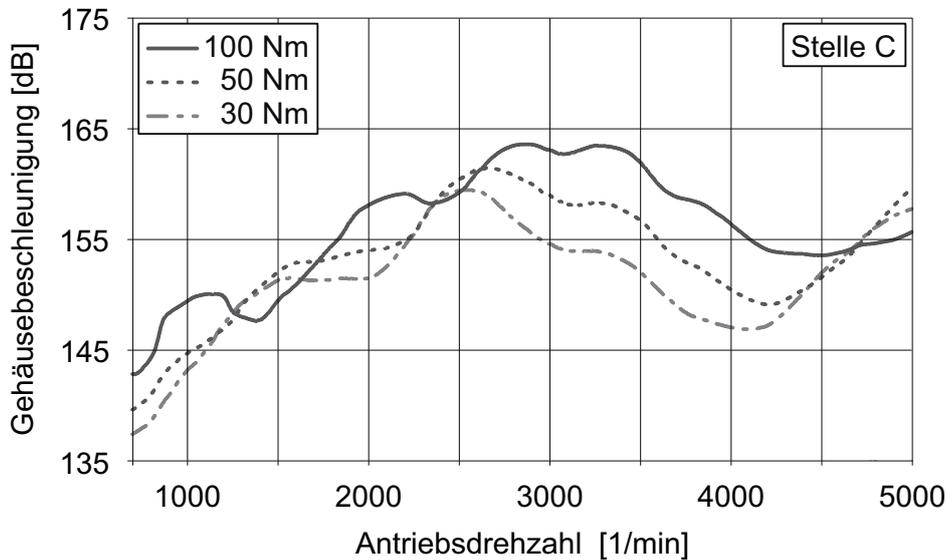


Abb. 5.9. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C bei 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm

Messstelle D befindet sich auf der Gehäusesseite, die derjenigen, an der sich die Messstellen A und B befinden, gegenüberliegt. Die Messungen sind in Abb. 5.10 dargestellt. Die Pegelwerte steigen auch in diesem Fall mit zunehmender Last. Charakteristische Punkte verschieben sich ebenfalls. Verglichen mit den Pegelhöhen an Messstelle A und B liegen die Werte etwas niedriger.

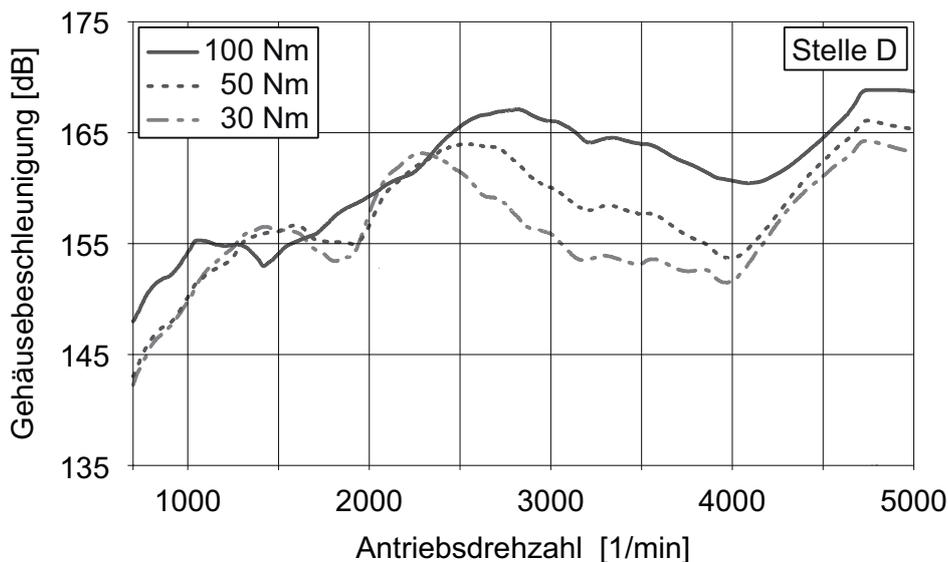


Abb. 5.10. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D bei 30 Nm, 50 Nm und 100 Nm

Aus dem Vergleich der Messstellen ergeben sich die höchsten Anregungspegel für Messstelle A. Zudem zeigt sich der deutliche Einfluss der Lasterhöhung auf den Gehäusebeschleunigungspegel. Die in den folgenden Kapiteln 5.4.2 bis 5.4.4 dargestellten Vergleiche verschiedener Ringvarianten bei verschiedenen Lastniveaus werden daher für die Messstelle A gezeigt. Die Messergebnisse für die Stellen B bis D sind im Anhang aufgeführt.

5.4.2 Ringvarianten bei 30 Nm

Der Vergleich der Ringvarianten erfolgt gruppiert nach der Art des physikalischen Wirkmechanismus zur Reduzierung des Körperschalls. Abb. 5.11 zeigt den Vergleich von Messungen an Stelle A zwischen dem Referenzring V0 und den Ringen mit dämmenden Maßnahmen, V1.4 und V1.5. Das Getriebeeingangsmoment liegt bei 30 Nm.

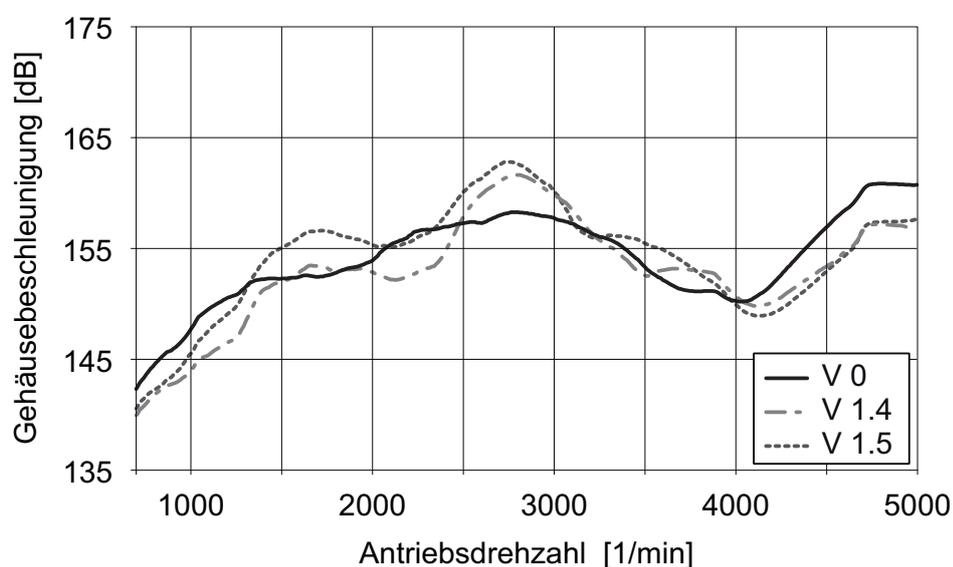


Abb. 5.11. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 30 Nm, dämmende Maßnahmen

Die Pegelverläufe von V1.4 und V1.5 zeigen im Gegensatz zu V0 ausgeprägte Pegelüberhöhungen bei 1700 1/min sowie bei 2800 1/min. Ab 4000 1/min liegen die Pegel unterhalb derer des Referenzrings. Der Vergleich des Mittelwerts der Pegel über den gesamten Drehzahlbereich zeigt eine Pegelverminderung bei Verwendung von V1.4 um 0,6 dB. Durch den Einsatz von Ringvariante V1.5 wird der Pegel um 0,1 dB erhöht.

Abb. 5.12 zeigt Messungen für ein Antriebsmoment von 30 Nm, für Ringvarianten mit dämpfenden Maßnahmen, V2.4 und V2.4-d. Beide Varianten zeigen einen Pegelverlauf, der annähernd über den gesamten Drehzahlbereich vermindert ist. Bei 3700 1/min zeigen sich Pegelüberhöhungen, die bei V0 nicht deutlich hervortreten. Vergleiche des Mittelwerts des jeweiligen Pegels über den gesamten Drehzahlbereich zeigen eine Reduzierung der Gehä-

sebeschleunigung um 2,5 dB bei Verwendung von V2.4. Der Einsatz von V2.4-d führt zu einer Reduktion um 3,0 dB.

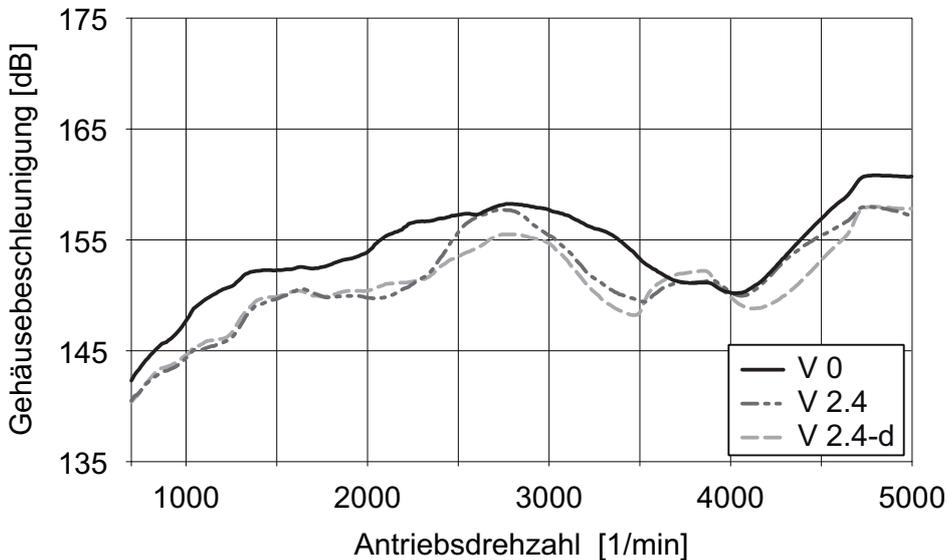


Abb. 5.12. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 30 Nm, dämpfende Maßnahmen

Der Vergleich der Ringe mit elastischer Zwischenschicht mit dem Referenzring ist in Abb. 5.13 dargestellt.

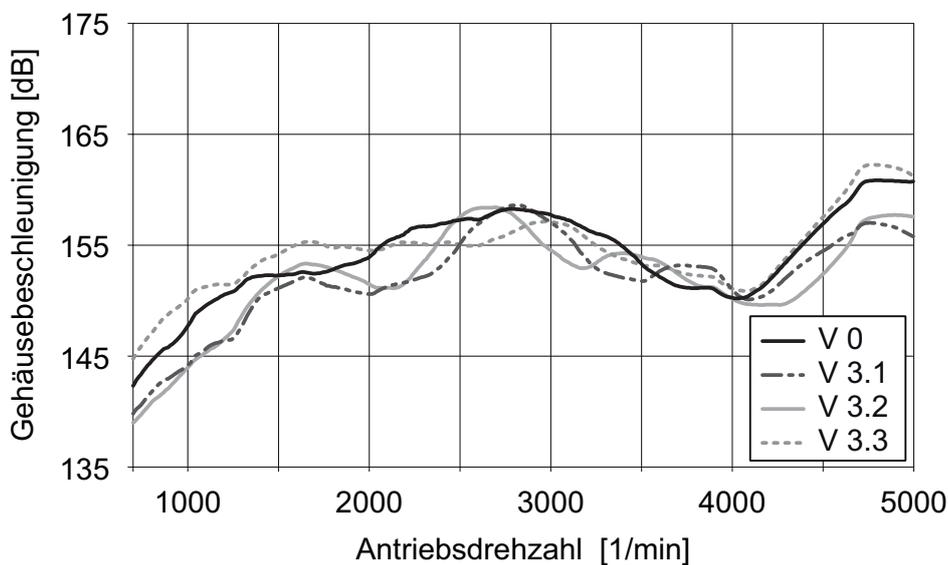


Abb. 5.13. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 30 Nm, elastische Schichten

Der Beschleunigungspegel, der sich bei Verwendung von V3.1 ergibt, liegt annähernd im gesamten Drehzahlbereich unterhalb des Pegels von V0. Pegelüberhöhungen ergeben sich bei 1700 1/min, 2800 1/min und 3700 1/min. Der Mittelwert des Pegels über den gesamten

Drehzahlbereich liegt um 2,1 dB unterhalb des Pegels von V0. Durch die Verwendung von Ringvariante V3.2 wird der Pegel ebenfalls fast über den gesamten Drehzahlbereich verringert. Der Verlauf ähnelt dem Verlauf bei Verwendung von V3.1. Stellen mit Pegelüberhöhungen sind jedoch teilweise hin zu niedrigen Drehzahlen verschoben. Über den gesamten Drehzahlbereich ergibt sich eine Pegelreduzierung um 2,0 dB. Messungen für die Ringvariante V3.3 ergeben im Drehzahlbereich bis 2000 1/min einen gegenüber dem Referenzpegel von V0 erhöhten Beschleunigungspegel. Im weiteren Verlauf liegt der Pegel leicht unterhalb des Referenzpegels oder auf vergleichbarem Niveau. Der über den gesamten Drehzahlbereich gemittelte Pegelwert ist um 0,1 dB gegenüber der Messung mit Referenzring erhöht.

5.4.3 Ringvarianten bei 50 Nm

Im Folgenden werden die Pegelverläufe für ein Antriebsmoment von 50 Nm bei einem Hochlauf von 700 1/min auf 5000 1/min dargestellt. Abb. 5.14 zeigt die Pegelverläufe der Ringvarianten mit dämmenden Maßnahmen, V1.4 und V1.5 sowie den Verlauf des Referenzrings. Für alle drei Varianten zeigt sich ein ähnlicher charakteristischer Verlauf, wobei die Pegelüberhöhung bei 1700 1/min bei den Ringen mit integrierten dämmenden Maßnahmen deutlicher ausgeprägt sind. Der Pegelverlauf von V1.4 liegt auf ähnlichem Niveau wie der des Referenzrings. Der Vergleich der Mittelwerte über den gesamten Drehzahlbereich zeigt in diesem Fall eine Abweichung von 0,0 dB. Variante V1.5 hingegen zeigt einen deutlichen Einfluss auf den Gehäusebeschleunigungspegel. Der Pegel liegt fast ausschließlich oberhalb des Referenzpegels. Im Mittel ergibt sich über den gesamten Drehzahlbereich eine Pegelerhöhung von 1,5 dB.

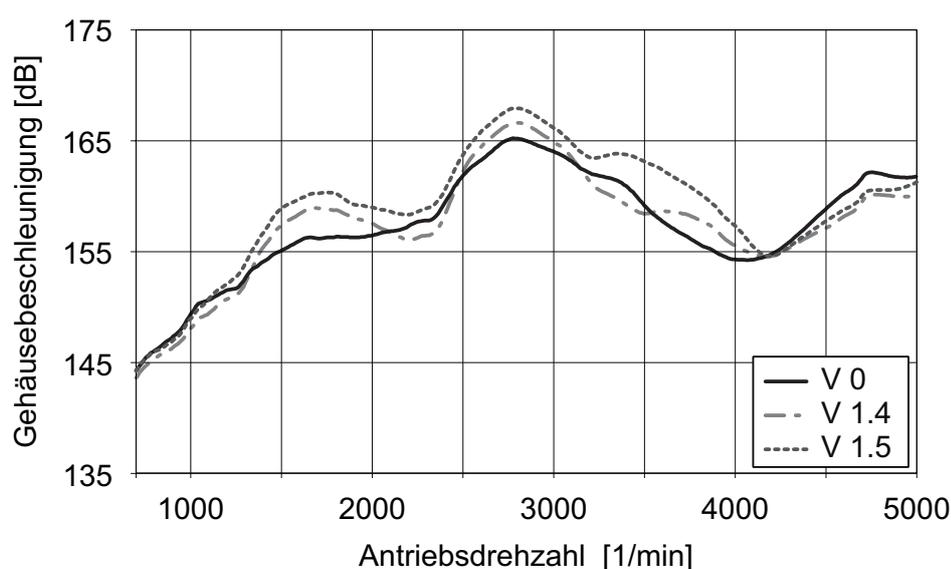


Abb. 5.14. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 50 Nm, dämmende Maßnahmen

Abb. 5.15 zeigt die Pegelverläufe für Ringvarianten mit dämpfenden Maßnahmen, V2.4 und V2.4-d sowie den Referenzring bei einem Antriebsmoment von 50 Nm.

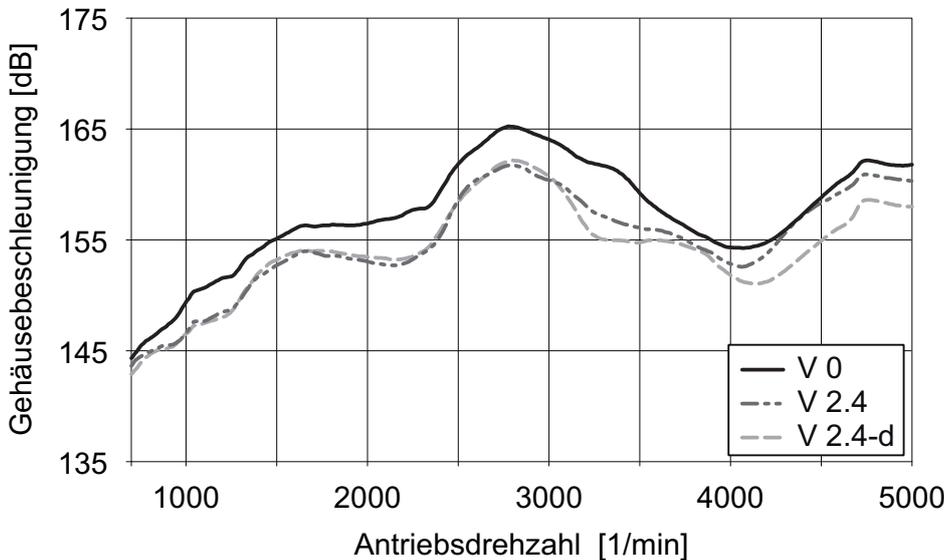


Abb. 5.15. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 50 Nm, dämpfende Maßnahmen

Die Pegelverläufe beider Ringvarianten mit dämpfenden Maßnahmen liegen unterhalb dessen des Referenzrings. Die Charakteristik der Verläufe ähnelt sehr stark denen des Referenzrings. Ringvariante V2.4 liegt im Bereich von 3800 1/min bis 5000 1/min nahe am Verlauf des Referenzrings. Bei Verwendung dieser Variante lässt sich der Pegel um 2,4 dB reduzieren. Wird Ringvariante V2.4-d verwendet, werden auch im oberen Drehzahlbereich Pegelminderungen erreicht, im Mittel sinkt der Pegel mit dieser Variante um 3,3 dB.

Messergebnisse für Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht zeigt Abb. 5.16. Die Pegelwerte für V3.1 liegen bis 3700 1/min unterhalb des Referenzwerts. Bei höheren Drehzahlwerten ergeben sich annähernd identische Werte. Die Charakteristik des Pegelverlaufs ist mit der des Referenzrings vergleichbar. Die Stelle des höchsten Pegelwerts bei 2800 1/min ist zu höheren Drehzahlen hin verschoben. Im Mittel ergibt sich eine Reduzierung des Beschleunigungspegels um 1,7 dB. Die Verwendung von Ringvariante V3.2 führt zu einer Reduzierung des Beschleunigungspegels im kompletten Drehzahlbereich. Die Charakteristik des Verlaufs weicht vor allem im mittleren und oberen Drehzahlbereich deutlich von der des Referenzverlaufs ab. Dort bilden sich anstelle einer Überhöhung bei 1800 1/min zwei Überhöhungen bei 2600 1/min und 3500 1/min aus.

Eine deutliche Verminderung des Pegels zeigt sich ab einer Drehzahl von 3900 1/min. Im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich lässt sich mit dieser Variante der Pegel um 3,0 dB gegenüber dem Referenzring reduzieren. Die Verwendung von Ringvariante V3.3 führt vor allem im mittleren Drehzahlbereich zu einem verminderten Beschleunigungspegel. Die Charakteristik ähnelt der des Referenzrings. Gegenüber dem Referenzring lässt

sich der Pegel mit dieser Variante im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich um 1,3 dB reduzieren.

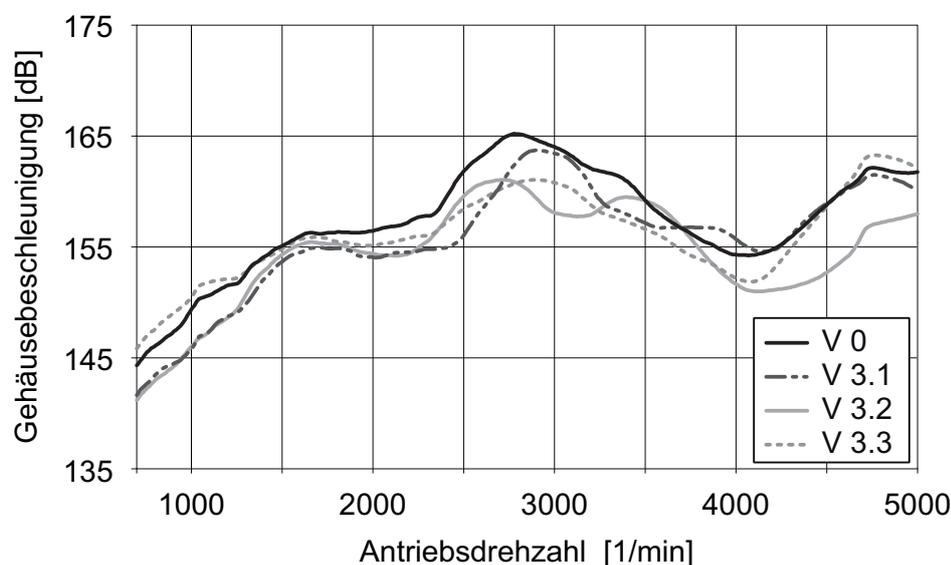


Abb. 5.16. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 50 Nm, elastische Schichten

5.4.4 Ringvarianten bei 100 Nm

Weitere Messungen erfolgen für ein Antriebsmoment von 100 Nm. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt wie in den voranstehenden Kapiteln gruppiert nach der Art des Mechanismus zur Körperschallreduktion. Abb. 5.17 zeigt die Pegelverläufe für den Referenzring V0 sowie für die Ringe mit dämmenden Maßnahmen, V1.4 und V1.5.

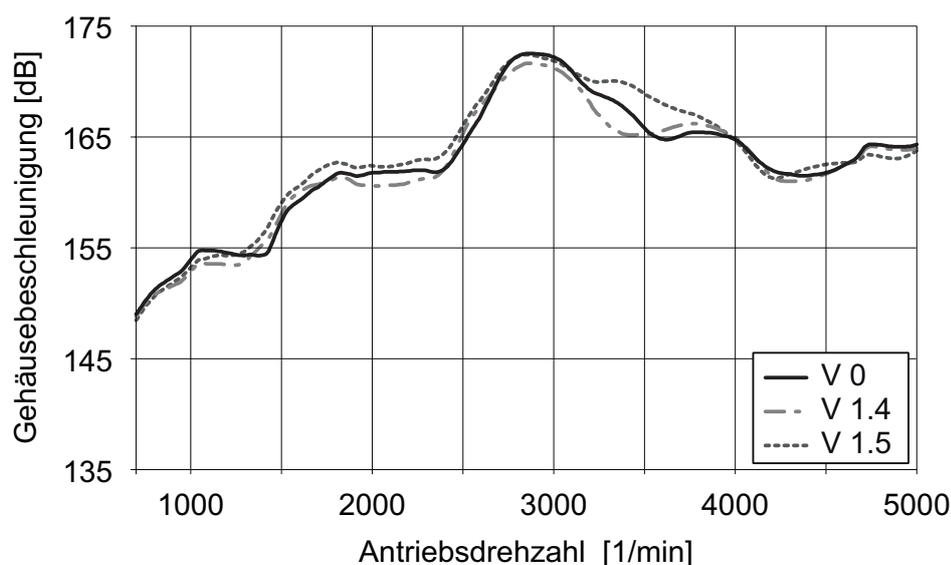


Abb. 5.17. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 100 Nm, dämmende Maßnahmen

Die Pegelverläufe befinden sich annähernd auf demselben Niveau. Lediglich im Drehzahlbereich zwischen 3100 1/min und 3900 1/min kommt es zu Abweichungen, wobei Variante V1.4 in diesem Bereich eher zur Reduktion des Körperschalls beiträgt. Der Pegel für Variante V1.5 liegt oberhalb des Referenzpegels. Im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich kann durch den Einsatz von Variante V1.4 der Pegel um 0,4 dB reduziert werden. Ringvariante V1.5 führt zu einer Erhöhung des Pegels um 0,6 dB.

Messungen, die unter Verwendung der dämpfenden Ringvarianten, V2.4 und V2.4-d durchgeführt werden, sind zum Vergleich mit Ringvariante V0 in Abb. 5.18 dargestellt.

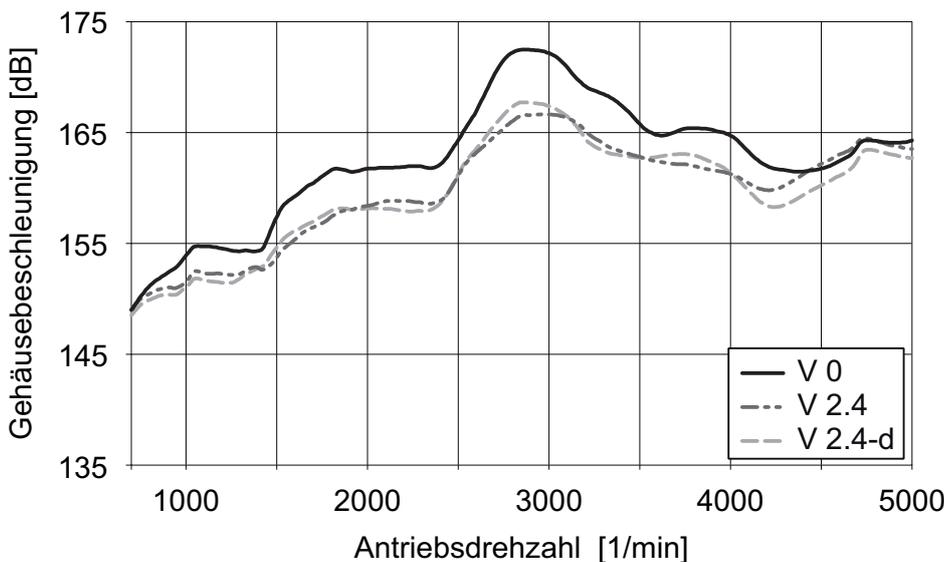


Abb. 5.18. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 100 Nm, dämpfende Maßnahmen

Die Gehäusebeschleunigungspegel der beiden Ringvarianten mit Dämpfungsprinzip liegen im Drehzahlbereich vom 700 1/min bis 4500 1/min unterhalb derer des Referenzrings. Charakteristische Punkte im Pegelverlauf bilden sich ähnlich denen des Referenzverlaufs aus. Über den gesamten Drehzahlbereich lässt sich mit Ringvariante V2.4 eine Pegelreduzierung von 2,7 dB erreichen. Mit Hilfe der Ringvariante V2.4-d erfolgt eine Reduzierung um 3,0 dB.

Pegelverläufe, die sich bei der Verwendung von Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht ergeben, sind in Abb. 5.19 dargestellt. Der Einsatz von Ringvariante V3.1 führt zu einer Reduzierung des Beschleunigungspegels über den gesamten Drehzahlbereich. Im Mittel lässt sich eine Pegelminderung von 3,7 dB erzielen. Die charakteristischen Punkte des Pegelverlaufs sind weniger stark ausgeprägt, sind jedoch zu erkennen. Variante V3.2 führt ebenfalls zu reduzierten Gehäusebeschleunigungswerten. Die Charakteristik des Verlaufs weicht jedoch, vor allem im Drehzahlbereich zwischen 2500 1/min und 4000 1/min, von der des Referenzrings ab.

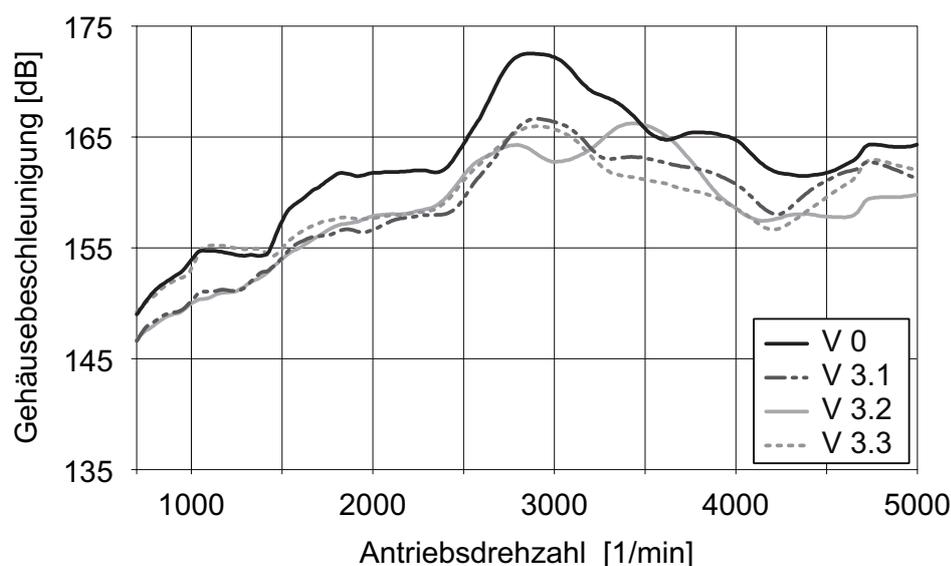


Abb. 5.19. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle A, 100 Nm, elastische Schichten

Es kommt, wie auch bei einem Antriebsmoment von 50 Nm, zu zwei Pegelüberhöhungen bei 2600 1/min und 3500 1/min anstelle einer Überhöhung bei 2900 1/min, welche die anderen Ringvarianten aufweisen. Im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich wird die Gehäusebeschleunigung beim Einsatz von V3.2 um 4,2 dB reduziert. Ringvariante V3.2 führt im Bereich von 1500 1/min bis 5000 1/min zu Reduzierungen des Beschleunigungspegels. Im unteren Drehzahlbereich bis 1500 1/min befindet sich der Pegel auf demselben Niveau. Die Charakteristik des Verlaufs ähnelt stark derer der Variante V3.1, was sich auch im Mittelwert des Pegels über den gesamten Drehzahlbereich ausdrückt. Eine Pegelreduktion gegenüber dem Referenzring vom 3,5 dB ist durch den Einsatz von V3.3 möglich.

5.4.5 Vergleich und Bewertung der Ringvarianten

Abschließend erfolgen ein Vergleich und die Bewertung aller Ringvarianten. Dazu werden die Pegelwerte einer jeweiligen Ringvariante über den Drehzahlbereich zwischen 700 U/min und 5000 U/min gemittelt und dem Pegelmittelwert des Referenzrings V0 gegenübergestellt. Diese Betrachtung wird an allen Messstellen durchgeführt. Die detaillierten Pegelverläufe der Ringvarianten an den Messstellen B bis D sind im Anhang zu finden. Somit kann das Potential einer jeden Ringvariante bewertet werden. Abb. 5.20 zeigt die Pegelwertabweichungen aller Ringvarianten und Laststufen im Vergleich zu den Pegelmittelwerten des Referenzrings. Ergibt sich ein positiver Wert, bedeutet das im Mittel eine Zunahme des Körperschallpegels, ein negativer Wert bedeutet eine Verminderung des Pegels.

Für Variante V1.4 ergibt sich an den Messstelle A und B ein schwacher Einfluss auf den Körperschallpegel. Bei Messstelle C und D zeigt sich ein größerer Einfluss bei 30 Nm. Mit zunehmender Belastung des Getriebes nimmt der Einfluss auf den Pegel jedoch ab. Variante V1.5 zeigt an den Messstelle A, B und D keinen deutlich positiven Einfluss auf das Geräuschverhalten, der Einsatz dieses Rings führt an manchen Laststufen und Messstellen zu einer Erhöhung des Körperschallpegels. Lediglich an Messstelle C ist ein positiver Einfluss festzustellen, der jedoch wie bei Variante V1.4 mit zunehmender Last geringer ausfällt.

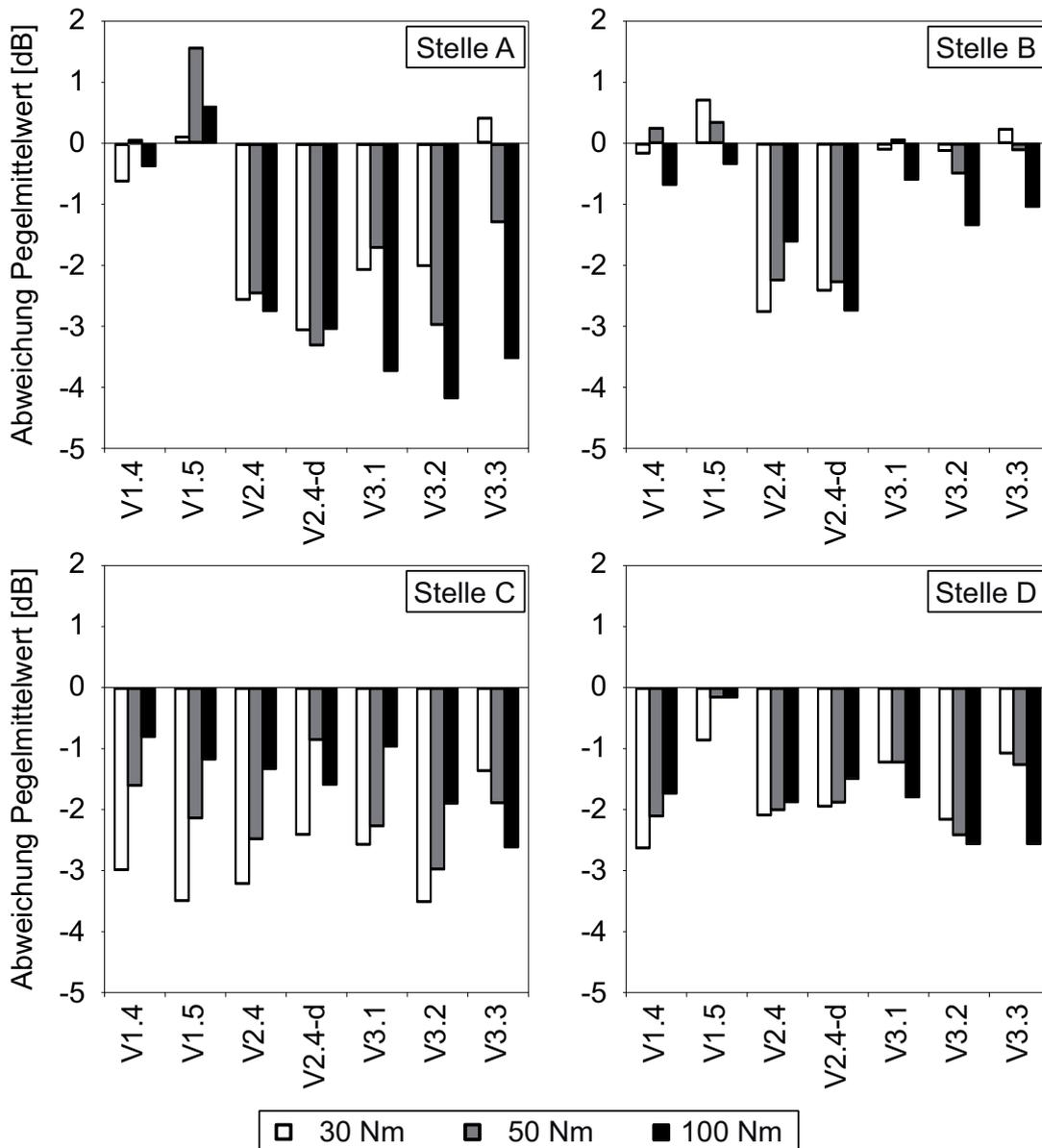


Abb. 5.20. Abweichungen der Pegelmittelwerte über Hochlauf gegenüber Referenzring

Die Resonatorvarianten V2.4 und V2.4-d weisen an allen Messstellen und bei allen Momenten einen deutlich positiven Einfluss auf das Körperschallverhalten auf. Bei Variante

V2.4 ist an Messstelle A der Einfluss auf den Pegel nahezu konstant über der Last. Bei den Messstellen B, C und D nimmt er mit zunehmender Last ab. Wird das Resonatorprinzip durch den Einsatz einer zusätzlichen Dämpfung erweitert (V2.4-d), so lassen sich ab 50 Nm Pegelreduzierungen gegenüber V2.4 an den Messstellen A und B feststellen. Über der Last lässt sich beim Einsatz von V2.4-d kaum ein Einfluss auf den Körperschallpegel feststellen.

Werden Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht verwendet, ergibt sich ebenfalls ein positiver Einfluss auf den Körperschallpegel. Ringvariante V3.1 führt an Messstelle A und D zu einem positiven Einfluss auf den Pegel. Mit zunehmender Last nimmt der Einfluss leicht zu. An Messstelle B zeigt sich kaum ein Einfluss auf den Körperschallpegel. An Messstelle C nimmt der Einfluss mit steigender Last ab. Der Einsatz von Variante V3.2 führt an den Messstelle A und D zu deutlichen Pegelverringerungen. Der positive Einfluss nimmt mit steigender Last zu. An Messstelle B zeigt sich nur ein geringer Einfluss auf den Körperschallpegel. Messstelle C weist wiederum größere Reduzierungen auf, die allerdings mit zunehmendem Moment abnehmen. Bei Ringvariante V3.3 ist vor allem bei hohen Lasten eine deutliche Verringerung des Körperschallpegels festzustellen. Der Einfluss der Last wird an allen Messstellen deutlich. Bei geringen Lasten führt der Einsatz dieser Variante bei Messstelle A und B zu einem negativen Einfluss auf den Körperschallpegel.

Ein wichtiges Kriterium für die Bewertung der Ringvariante ist neben der körperschallreduzierenden Wirkung auch die Steifigkeit der jeweiligen Variante. Da die Ringe zur Kapselung der Getriebelagerung verwendet werden, darf ihre Steifigkeit nicht zu gering werden. Verlagern sich die Getriebewellen, kommt es zu veränderten Eingriffsbedingungen in der Verzahnung. Nehmen diese Verlagerungen zu große Werte an, kann es zu erhöhtem Verschleiß und zu höheren Anregungsamplituden in der Verzahnung kommen. An dieser Stelle werden zur Bewertung der Ringvarianten die in Kapitel 4.5 ermittelten Steifigkeitswerte der Ringvariante hinzugezogen. Abb. 5.21 zeigt den Pegelmittelwert der Gehäusebeschleunigung über der Steifigkeit der jeweiligen der Ringvariante. Dargestellt sind exemplarisch die Pegelmittelwerte, die sich für Messungen an der Stelle A bei einem Antriebsmoment von 100 Nm ergeben. Je weiter rechts ein Punkt liegt und je niedrigere Werte der Pegelmittelwert annimmt, desto günstiger ist die jeweilige Ringvariante.

Die Ringvarianten mit geometrischen Diskontinuitäten (V1.4 und V1.5) sind nicht geeignet, um das Körperschallverhalten des Getriebes zu verbessern. Beide Varianten führen nicht zu einer signifikanten Reduzierung des Körperschallpegels, Variante V1.5 hat in diesem Fall sogar einen negativen Einfluss auf den Pegelverlauf. Die beiden Resonatorvarianten (V2.4 und V2.4-d) hingegen führen zu einer deutlichen Pegelreduzierung, in diesem Fall von 3 dB. Diese Ringvarianten erreichen mit einer Steifigkeit von 67 % der Steifigkeit des Referenzrings V0 die höchsten Steifigkeitswerte aller Ringvarianten mit Körperschallreduzierungsmaßnahmen.

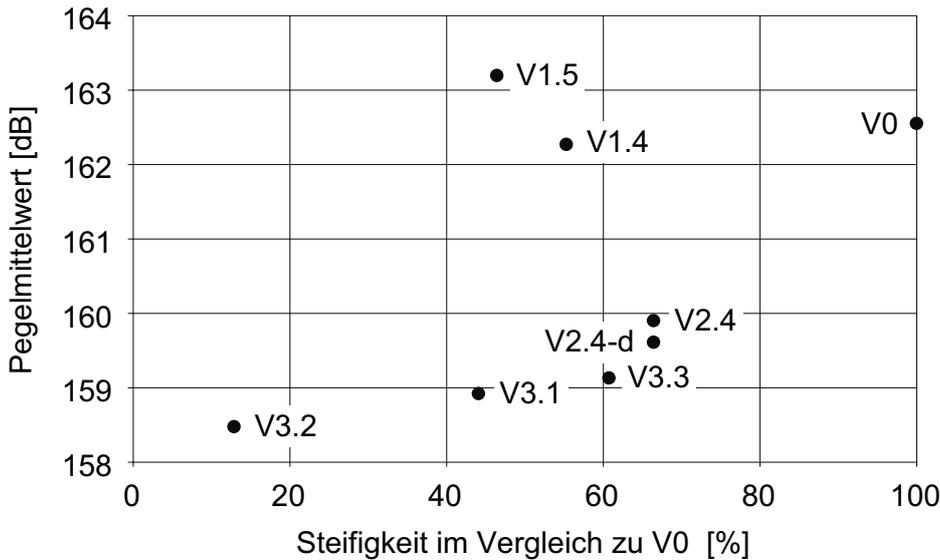


Abb. 5.21. Pegelmittelwert der Gehäusebeschleunigung über der Steifigkeit der Ringvariante, Stelle A, 100 Nm

Alle Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht (V3.1, V3.2 und V3.3) erzielen gute Ergebnisse bei der Reduzierung des Körperschallpegels. Alle drei Varianten führen bei Stelle A und einem Antiebsmoment von 100 Nm zu einer Pegelreduzierung von mehr als 3 dB. Die Steifigkeitswerte variieren jedoch sehr stark. Mit 13 % der Steifigkeit des Referenzrings besitzt Variante V3.2 die geringste Steifigkeit aller Ringvarianten. Variante V3.1 weist 44 % der Steifigkeit des Referenzrings auf, Ringvariante V3.3 eine Steifigkeit von 61 %. Obwohl mit Ringvariante V3.2 in diesem Fall die besten Ergebnisse bei der Reduzierung von Körperschallenergie erzielt werden konnten, ist sie aufgrund der niedrigen Steifigkeitswerte eher ungeeignet für den Einsatz in einem Getriebe.

Für den Einsatz zur Reduzierung von Körperschall im Rahmen der Kapselung der Lagerung kommen die Resonatorvarianten V2.4 sowie Varianten V3.1 und V3.3 mit elastischer Zwischenschicht in Frage. Zur Steigerung der Steifigkeit kann die Geometrie der Resonatorvarianten angepasst werden. Der Steg, der die Biegehebelarme trägt, kann beispielsweise breiter ausgeführt werden. Dabei muss jedoch auf die Bauraumgrenzen im Getriebe sowie die mechanischen Eigenschaften der Biegehebelarme geachtet werden. Die Wirksamkeit dieses Prinzips hängt stark von der Geometrie der Biegehebelarme und damit den Eigenfrequenzen der Ringvariante ab. Die Ringvarianten mit elastischen Zwischenschichten können ebenfalls hinsichtlich ihrer Steifigkeit weiterentwickelt werden. Die Zwischenschicht bei Variante V3.1 kann bezüglich ihrer Dicke, ihrem Winkel zur Wellenachse sowie des verwendeten Materials überarbeitet werden. Bei Variante V3.3 kann ebenfalls das Material, die Schichtdicke sowie die Vorspannung der Zwischenschicht verändert und hinsichtlich der Steifigkeitseigenschaften variiert werden.

wird. Im Folgenden werden die an der Simulation beteiligten Körper sowie deren Verbindungselemente detailliert vorgestellt.

6.1 Zahnradmodellierung

Die Anregungsquelle für Heul- und Pfeifgeräusche stellt die Getriebeverzahnung dar. Ein Hauptaugenmerk liegt daher auf der Modellierung der dominierenden Anregungsmechanismen. Wie Kapitel 2.1 gezeigt, trägt sowohl die Geometrie der Zahnflanke als auch die wechselnde Zahnfedersteifigkeit zur Geräuschanregung bei. In SIMPACK stehen zur Beschreibung der Zahnradgeometrie sowie der daraus resultierenden wechselnden Zahnfedersteifigkeit bereits Module zur Verfügung.

Die Makrogeometrie wird über das Modul „Gear Wheel“ [68] durch Verzahnungsdaten wie Zähnezahzahl, Zahnradbreite, Modul und Profilverziehung beschrieben. Die Mikrogeometrie, also mögliche Flankenkorrekturen, lässt sich in Form von Kopf- oder Fußrücknahmen, Höhen- und Breitenballigkeiten oder Endrücknahmen definieren. Auf Basis der Geometriedaten ist mit dem Krafterelement „Gear Pair“ die detaillierte Beschreibung des Zahnkontakts möglich [67], [101]. Ausgehend von der Geometrie des Zahnrads werden dabei unter Berücksichtigung der durch die Wellendurchbiegung entstehenden Achsabstandsabweichungen, der axialen Verschiebung und der Verkippung der Räder die Kontaktpunkte zwischen treibendem und getriebenem Zahnrad analytisch ermittelt. Für die ermittelten Kontaktpunkte erfolgt die Berechnung der Verzahnungskraft. Diese setzt sich aus der Verformungskraft, der Dämpfungskraft und der Reibungskraft zusammen. Die Verformungskraft wirkt normal zur Kontaktfläche und ergibt sich linear aus der Durchdringung der als starr angenommenen Zahnradkörper sowie der Kontaktsteifigkeit im jeweiligen Eingriffspunkt. Die Kontaktsteifigkeit wird nach ISO 6336 [102] bestimmt und setzt sich aus Radkörpersteifigkeit, Verzahnungssteifigkeit und der Hertz'schen Pressung zusammen. Die Anregung resultiert aus einer veränderlichen Verzahnungssteifigkeit (Abb. 2.3). Gleichung (6.1) zeigt das Kraftgesetz welches zur Ermittlung der Verzahnungssteifigkeit c über dem Wälzwinkel φ in SIMPACK [68] herangezogen wird. In die Berechnung gehen der Maximalwert der Zahnpaarsteifigkeit c_{\max} (siehe Abb. 2.3), das Steifigkeitsverhältnis S_R , der Grundkreisradius r_b sowie das Maximum zwischen Eintrittspunkt und Wälzpunkt s_{1c} und Austrittspunkt und Wälzpunkt s_{2c} ein.

$$c(\varphi) = c_{\max} \cdot \left[1 - (1 - S_R) \cdot \left[\frac{r_g \cdot \varphi}{\max(s_{1c}, s_{2c})} \right]^2 \right] \quad (6.1)$$

Das Steifigkeitsverhältnis S_R (Gleichung (6.2)) wird aus dem Quotient aus minimaler Zahnpaarsteifigkeit c_{\min} zu maximaler Zahnpaarsteifigkeit c_{\max} gebildet.

$$S_R = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \quad (6.2)$$

Die Dämpfungskraft wirkt ebenfalls normal zur Kontaktfläche im jeweiligen Kontaktpunkt. In tangentialer Richtung zur Kontaktfläche wirkt die Reibungskraft, die nach Coulomb berechnet wird.

Die Verbindung zwischen Radkörper und Welle, die im Prüfgetriebe als Passfederverbindungen ausgeführt ist, wird im Modell als starre Verbindung abgebildet. Diese Annahme ist zulässig, da keine Drehrichtungswechsel während eines Mess- oder Simulationsablaufs vollzogen werden.

6.2 Modellierung der Getriebewellen

In einem Getriebe führt eine lastführende Verzahnung zur Verformung der Wellen, an welchen die zugehörigen Zahnradkörper fixiert sind. Aus der Verformung resultieren Verschiebungen und Verkippungen der Zahnradkörper zueinander. Dadurch verändern sich die Bedingungen im Zahneingriff und somit auch die Anregung durch die Verzahnung. Im Mehrkörpermodell werden deshalb die Getriebewellen als flexible Körper integriert. Eine Rückkopplung der unter Last entstehenden Wellendurchbiegung auf die Verzahnungsanregung kann somit berücksichtigt werden.

Für eine Modellierung als flexibler Körper muss vorab mit Hilfe einer Finite Elemente Simulationssoftware ein modalreduziertes Modell (Kapitel 2.4.3) der Antriebs- und Abtriebswelle vorliegen. Dazu erfolgt zunächst die Modellierung der Wellen in der Finite Elemente Umgebung. Im ersten Schritt wird deren Geometrie vereinfacht, indem Nuten und Freistriche entfernt werden. Durch diese Art der Vereinfachung werden die Eigenmoden des Bauteils nur unwesentlich verändert, die Vernetzung wird aber erleichtert und der Rechenaufwand sinkt. Bevor die modale Reduktion durchgeführt wird, müssen Schnittstellenknoten definiert werden, die später im Mehrkörpersimulationsmodell zur Verfügung stehen. Abb. 6.2 zeigt die Antriebswelle mit Schnittstellenknoten.

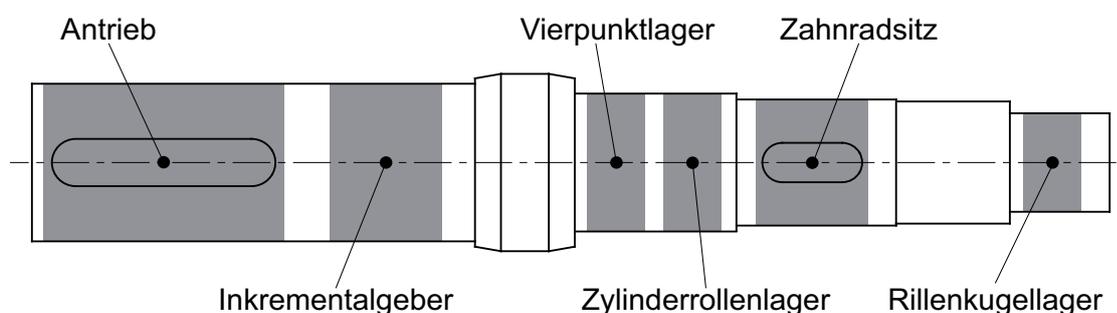


Abb. 6.2. Antriebswelle als vereinfachte Geometrie mit Schnittstellenknoten

Um die Ausbreitung von Körperschallwellen abbilden zu können, muss bei der Vernetzung der Wellen auf die Größe der Elemente geachtet werden. Eine Körperschallwelle der Wellenlänge λ soll dabei mindestens durch 20 Elemente aufgelöst werden. Aus der Schallgeschwindigkeit c und der maximal auftretenden Frequenz f ergibt sich die maximale Kantenlänge eines Elements Δl .

$$\Delta l = \frac{\lambda}{20} = \frac{c}{20f} \quad (6.3)$$

Mit einer Schallgeschwindigkeit, die für Metalle je nach Wellenart zwischen 1300 m/s und 6000 m/s (siehe Tabelle 2.1) liegt, und einem maximalen Frequenzbereich von 20 kHz sollte eine Elementkante die Länge von 5 mm nicht überschreiten. Abb. 6.3 zeigt die mit finiten Elementen diskretisierte Antriebswelle. Zur Vernetzung wurden Tetraederelemente mit zehn Knoten verwendet.

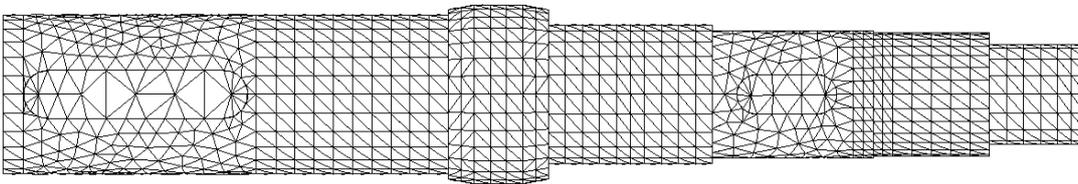


Abb. 6.3. Antriebswelle mit finiten Elementen diskretisiert

Vor der eigentlichen Modalreduktion muss ein Frequenzbereich festgelegt werden, aus dem Eigenmoden berücksichtigt werden sollen. In der Mehrkörpersimulation sollen später Moden bis 20 kHz berücksichtigt werden. Bei der modalen Reduktion werden daher Moden bis 30 kHz berücksichtigt. Steht das modal reduzierte Modell zur Verfügung, kann es in SIMPACK eingebunden werden. An den zuvor festgelegten Schnittstellenknoten kann die Welle jetzt durch Kraft- und Koppelemente mit anderen Körpern verbunden werden.

Die Beschreibung des Bewegungsverhaltens des Körpers wird durch die Verwendung von „Frequency Response Modes“ verbessert. Dazu wird jeder Schnittstellenknoten mit einer harmonischen Anregung beaufschlagt und die Systemantwort berechnet. In der Matrix der Zwangsdeformationen werden die Ergebnisse abgelegt und in die Berechnung der Verformung des Körpers einbezogen [68].

Die Dämpfung des Körpers erfolgt über einen modalen Dämpfungsansatz. Dabei kann jede Mode mit einem unterschiedlichen Faktor bedämpft werden. Da die modalen Dämpfungsmaße aber nur in aufwendigen Messungen ermittelt werden können, wird in der vorliegenden Arbeit eine Dämpfung von 2 % für alle Moden gewählt. Dies entspricht gängigen Werten aus der Literatur [54].

6.3 Lagermodellierung

Als wesentliche Elemente der Körperschallübertragungskette im Getriebe kommt der Modellierung der Lager eine wichtige Rolle zu. An- und Abtriebswelle sind jeweils über eine Kombination aus Zylinderrollenlager und Vierpunktlager als Festlager und einem Kugellager als Loslager im Gehäuse gelagert. Jedes dieser Lager wird in Simpack als Kraftelement „BEARINX Rolling Bearing“ integriert [68], mit dem die Lagerkräfte und -momente berechnet werden. Berücksichtigt werden bei dieser Modellierung nicht nur die Steifigkeiten in translatorischer und rotatorischer Richtung, sondern auch die Koppelung der Steifigkeiten durch Verschiebungen der Lagerringe zueinander [103], [104], [105]. Somit können auch die aus Verspannungen der Lager resultierenden Versteifungen abgebildet werden. Aus der axialen und den radialen Verschiebungen, sowie den Verkippungen der Lagerringe zueinander werden die Lagerkräfte und -momente bestimmt. Der Berechnung zugrunde liegen gekoppelte Lagersteifigkeiten. Diese sind in Kennfeldern abgelegt, die vom Lagerhersteller Schaeffler bereitgestellt wurden. Berücksichtigt werden bei der Berechnung der Steifigkeit die Form der Wälzkörper und das Lagerspiel. Ebenfalls mit einbezogen wird die Rotation des Wälzkörpersatzes. Aus der veränderlichen Wälzstellung resultiert eine periodisch wechselnde Lagersteifigkeit.

6.4 Gehäusemodellierung

Wie die in Kapitel 6.2 beschriebenen Wellen wird auch das Gehäuse als elastischer Körper in das Mehrkörpersimulationsmodell eingebunden. Die Notwendigkeit dieser Formulierung ergibt sich aus der unter Last resultierenden Verformung des Gehäuses. Diese wirkt sich, wie eine Verformung der Getriebewellen, auf die Anregung in der Getriebeverzahnung aus. Somit wird die ganzheitliche Betrachtung des akustischen Verhaltens ermöglicht. Mit Hilfe des als flexiblem Körper modellierten Gehäuses ist es zudem möglich, die aus der Körperschallübertragung resultierenden Beschleunigungen an der Getriebegehäuseoberfläche zu berechnen.

Das Gehäuse wird zunächst geometrisch vereinfacht. Dazu werden Fasen, Freistiche und kleinere Bohrungen entfernt. Im Anschluss erfolgt die Betrachtung der Verbindungsstellen zwischen den Einzelteilen des Getriebegehäuses. Das Gehäuse besteht aus vier Teilen, dem geschweißten Gehäuseteil, der Seitenwand, dem Adapterring und der Ölwanne. Für die Verwendung des Getriebegehäuses als flexiblem Körper in der Mehrkörpersimulationsumgebung muss ein Finite Elemente Modell des Gehäuses einer modalen Reduktion unterzogen werden. Die Reduktion kann nur dann erfolgen, wenn das mathematische Ersatzmodell in einer linearen Form vorliegt. Auf jegliche Kontaktberechnung muss daher verzichtet werden. Die Verbindungsstellen werden zunächst in der Finite Elemente Umgebung mittels

nichtlinearer Kontaktberechnung untersucht. Im Anschluss werden vereinfachte, linearisierte Kontaktstellen modelliert. Nachfolgend wird die Abbildung der Verbindungsstellen beschrieben.

Der Adapterring wird mit dem geschweißten Gehäuseteil verpresst. Der Kontakt zwischen beiden Bauteilen kann somit als geschlossener Kontakt modelliert werden, die Bauteile sind also fest miteinander verbunden. Gehäusedeckel und Ölwanne sind über Schraubenverbindungen am Gehäuse befestigt. Von einem durchgängigen Kontakt kann daher nicht ausgegangen werden. Es müssen vorab Kontaktberechnungen zur Ermittlung des Pressungsverlaufs in der Kontaktfläche zwischen den Bauteilen erfolgen. Dazu werden alle Schrauben detailliert modelliert und inklusive ihrer Vorspannkraft, die sich durch die Schraubenverbindung ergibt, in der Finite Elemente Rechnung berücksichtigt. Abb. 6.4 a) zeigt den Pressungsverlauf am Gehäusedeckel, wenn die Kontaktfläche als reibungsbehafteter Kontakt modelliert wird. Dunkelgrau eingefärbte Bereiche bedeuten, dass an dieser Stelle Kontakt herrscht.

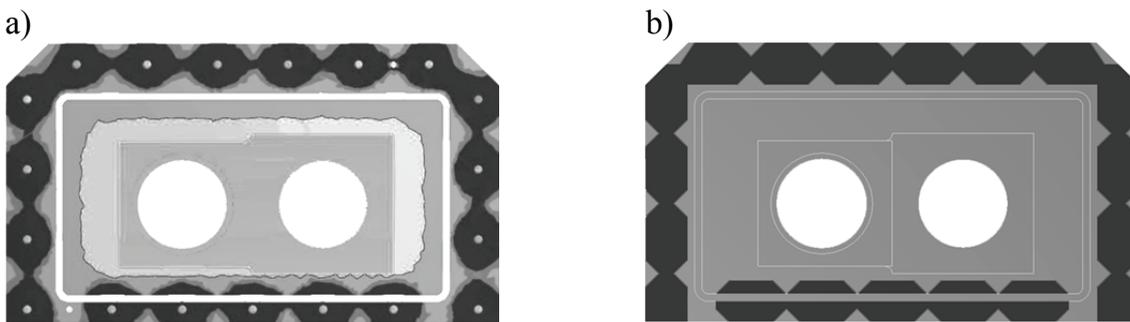


Abb. 6.4. a) Pressungsverlauf nichtlinear berechnet, b) Verbundkontaktzone im linearisierten Modell des Gehäusedeckels

Im Rahmen der modalen Reduktion werden die Schrauben entfernt. In Bereichen, in denen Kontakt herrscht, wird der Gehäusedeckel fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Dazu wird die Kontaktfläche in verschiedene Zonen eingeteilt. Abb. 6.4 b) zeigt dunkelgraue Zonen, welche die Kontaktzone darstellen. Alle anderen Bereiche stehen im Modell nicht mit der gegenüberliegenden Fläche in Verbindung. Der Gehäuseflansch, welcher mit dem Gehäusedeckel verbunden wird, wird analog zur Geometrie des Deckels in Flächen unterteilt, in denen Kontakt herrscht, und in Flächen, die mit keinem anderen Körper in Verbindung stehen. Analog wird für die Verbindungsfläche zwischen Gehäuseboden und Ölwanne vorgegangen. Dort werden ebenfalls die Verschraubungen entfernt und durch Zonen ersetzt, an denen eine feste Verbindung zwischen den Körpern besteht. Im Anschluss werden Schnittstellenknoten definiert, die nach der modalen Reduktion in SIMPACK zur Verfügung stehen sollen. Die Kraftelemente, die die Lager repräsentieren, verbinden die Wellen mit dem Gehäuse und benötigen jeweils einen Schnittstellenknoten am jeweiligen Lagersitz im Ge-

häuse. Für die Fixierung der An- und Abtriebswelle im Gehäuse werden jeweils drei Knoten im Gehäuse vorgesehen, die mit den Außenringen der Lager verbunden werden können. Zwei Knoten werden benötigt, um das Gehäuse mit der Umgebung zu koppeln. Diese Knoten befinden sich an der Position, an der das Getriebe mit dem Unterbau verschraubt wird. Zur Berechnung der Gehäusebeschleunigung werden analog zur Messumgebung (Kapitel 5.2) Auswerteknoten auf der Getriebegehäuseoberfläche definiert, deren Lage mit der Position der Körperschallsensors zur Messung der Beschleunigung übereinstimmt.

Die Dämpfung des Gehäuses erfolgt, analog zur An- und Abtriebswelle, über einen modalen Dämpfungsansatz. Auch beim Gehäuse wurde auf eine aufwändige messtechnische Ermittlung der Dämpfung verzichtet. Entsprechend gängigen Werten aus der Literatur [54] werden alle Moden mit einer Dämpfung von 5 % gedämpft. Die Dämpfung liegt etwas höher als die der Wellen. Dies ist einerseits auf den Gehäusewerkstoff, andererseits auf die im Gehäuse befindlichen Fügstellen zurückzuführen.

6.5 Prüfstandsrandbedingungen

Zum Abgleich der Simulationsergebnisse werden Messungen verwendet, die am institutseigenen Lastprüfstand (siehe Kapitel 5) durchgeführt wurden. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, werden die Bedingungen, welche am Prüfstand herrschen, möglichst genau nachgebildet. Die Systemgrenze für das Simulationsmodell muss dazu sinnvoll gewählt werden, um möglichst genau das Verhalten des Getriebes unter Prüfstandsbedingungen erfassen zu können und den Rechenaufwand gering zu halten. Auf der Antriebsseite wird zwischen Antriebsmaschine und Abtriebswelle die Masse der am Prüfstand verbauten Federlaschenkupplung integriert. Diese ist starr mit der Abtriebswelle verbunden und über ihre translatorische und rotatorische Steifigkeit mit der Antriebsmaschine gekoppelt. Am Antrieb wird ein Moment vorgegeben, wobei die Antriebsmasse im Modell lediglich einen Rotationsfreiheitsgrad besitzt. Am Abtrieb wird direkt an der Abtriebswelle die Drehzahl vorgegeben. Das vorgegebene Drehzahlsignal entstammt dabei einer Messung. Dadurch werden Anregungsphänomene, die aus dem dynamischen Verhalten der Abtriebsmaschine resultieren, mit berücksichtigt.

In der Versuchsumgebung ist das Getriebe mit einem am Maschinenbett befestigten Unterbau verschraubt. Da es sich um eine massive Stahlkonstruktion handelt, wird der Unterbau in der Simulation vernachlässigt. Die Verschraubung des Gehäuses mit einem Unterbau erfolgt über zwei Schraubverbindungen. Im Modell werden diese Schraubenverbindungen von jeweils einem rotatorischen und einem translatorischen Feder-Dämpfer-Element repräsentiert. Diese Elemente koppeln das Gehäuse mit dem Inertialsystem. Die translatorischen und rotatorischen Steifigkeiten wurden vorab in einem detaillierten Finite Elemente Modell der Schrauben sowie der beiden Kontaktpartner Gehäuse und Unterbau ermittelt.

6.6 Verifikation des Simulationsmodells

Zur Verifikation des Modells wird zunächst geklärt, ob die Anregung durch die Getriebeverzahnung realitätsnah abgebildet werden kann. Für die Verifikation der in der Simulation berechneten Verzahnungsanregung ist ein Abgleich des gemessenen und berechneten Drehwegfehlers zwischen Getriebeeingang und –ausgang entscheidend. Der Drehwegfehler ergibt sich aus der in Gleichung (2.3) beschriebenen Beziehung zwischen treibendem und getriebenem Rad. Nur wenn eine realitätsnah abgebildete Anregung gegeben ist, kann die Körperschallweiterleitung hinreichend genau berechnet werden. Die Verifikation erfolgt durch eine Gegenüberstellung von gemessenem und berechnetem Drehwegfehler, der sich bei konstanter Last und konstanter Drehzahl einstellt. Der unter konstanten Bedingungen ermittelte Drehwegfehler kann als stationärer Drehwegfehler bezeichnet werden [34], [106], [107].

Sowohl in der Versuchs- als auch in der Simulationsumgebung wird am Antrieb ein konstantes Moment vorgegeben. Am Abtrieb wird in der Messung eine konstante Drehzahl vorgegeben. In der Simulation wird abtriebsseitig die in der Messung ermittelte Abtriebsdrehzahl vorgegeben. Dadurch werden die von der Abtriebsmaschine verursachten Anregungen in der Berechnung berücksichtigt. Der Vergleich des Drehwegfehlers erfolgt für verschiedene Drehzahlen und verschiedene Laststufen. Abb. 6.5 zeigt den berechneten und gemessenen Drehwegfehler, der sich bei einem Antriebsmoment von 50 Nm für die beiden Drehzahlstufen 600 1/min und 900 1/min einstellt.

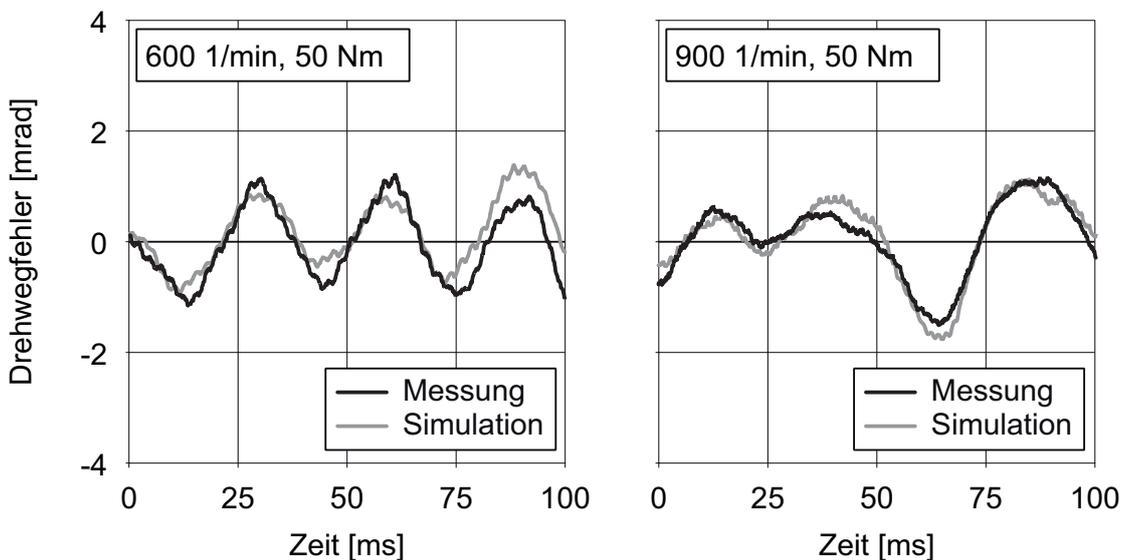


Abb. 6.5. Drehwegfehler bei 600 1/min und 900 1/min, Antriebsmoment 50 Nm

In Messung und Simulation zeigen sich hoch- und niederfrequente Anteile im Zeitsignal des Drehwegfehlers. Die hochfrequenten Anteile sind auf die in Kapitel 2.1 beschriebenen

Anregungsmechanismen in der Verzahnung zurückzuführen. Niederfrequente Anteile sind der ersten, zweiten und sechsten Ordnung der An- und Abtriebsdrehzahl zuzuordnen. Wie in Kapitel 5.4 beschrieben, treten diese Ordnungen aufgrund von Restunwuchten im Antriebsstrang sowie aufgrund des Aufbaus der elektrischen Maschinen und der Umrichter auf.

Abb. 6.6 zeigt den berechneten und gemessenen Drehwegfehler, der sich bei einem Antriebsmoment von 100 Nm für die Drehzahlstufen 600 1/min und 900 1/min einstellt.

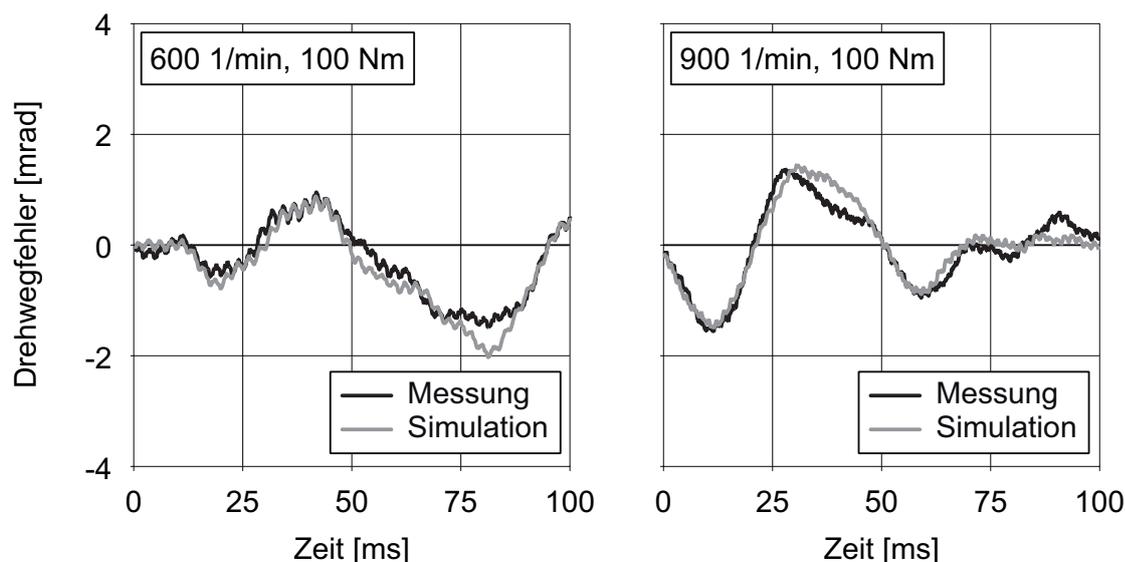


Abb. 6.6. Drehwegfehler bei 600 1/min und 900 1/min, Antriebsmoment 100 Nm

Bei einem Antriebsmoment von 100 Nm kommt es ebenfalls zu einer guten Korrelation zwischen Messung und Rechnung. Ein Vergleich des Drehwegfehlers, der sich bei den verschiedenen Laststufen und einer Drehzahl von 600 1/min einstellt, zeigt den Einfluss des Antriebsmoments auf die Ausprägung der Zahneingriffsfrequenz. Mit steigendem Moment nimmt die Amplitudenhöhe der vom Zahneingriff verursachten, hochfrequenten Schwingung zu. Zudem zeigt sich bei beiden Laststufen sowohl in der Rechnung als auch in der Messung ein Drehzahleinfluss auf die hochfrequenten Anteile der Schwingung. Mit steigender Drehzahl nimmt die Ausprägung der Amplitude ab. Dies lässt sich auf die Trägheit des Systems zurückführen. Mit steigender Drehzahl kann sich die Zahneingriffsschwingung weniger stark ausprägen.

Neben dem Vergleich der zeitlichen Verläufe des Drehwegfehlers erfolgt ein Vergleich des Frequenzgehalts der Signale. Abb. 6.7 zeigt das Frequenzspektrum des berechneten und gemessenen Drehwegfehlers bei einer Abtriebsdrehzahl von 600 1/min und einem Antriebsmoment von 100 Nm.

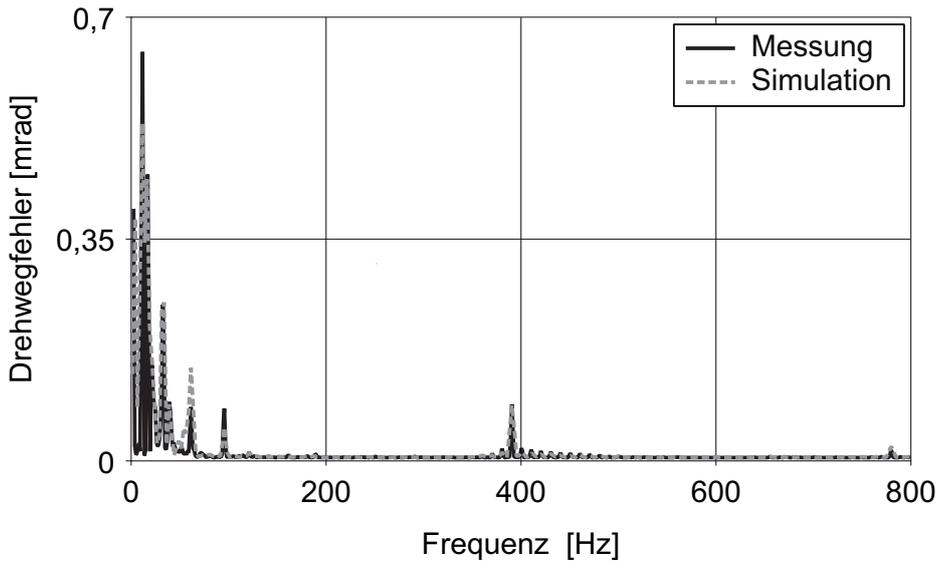


Abb. 6.7. Frequenzspektrum des gemessenen und berechneten Drehwegfehlers bei 600 1/min und 100 Nm

Im unteren Frequenzbereich zeigen sich Amplitudenüberhöhungen bei der 1., 2. und 6. Ordnung der An- und Abtriebsdrehzahl. Im höheren Frequenzbereich tritt die erste Zahneinriffsfrequenz bei 390 Hz sowie deren zweite Harmonische bei 780 Hz hervor.

Abb. 6.8 zeigt das Frequenzspektrum bei einer Abtriebsdrehzahl von 900 1/min und einem Antriebsmoment von 100 Nm. Es treten wiederum die 1., 2. und 6. Ordnung der An- und Abtriebsdrehzahl hervor sowie die Zahneingriffsfrequenz bei 585 Hz und deren zweite Harmonische bei 1170 Hz.

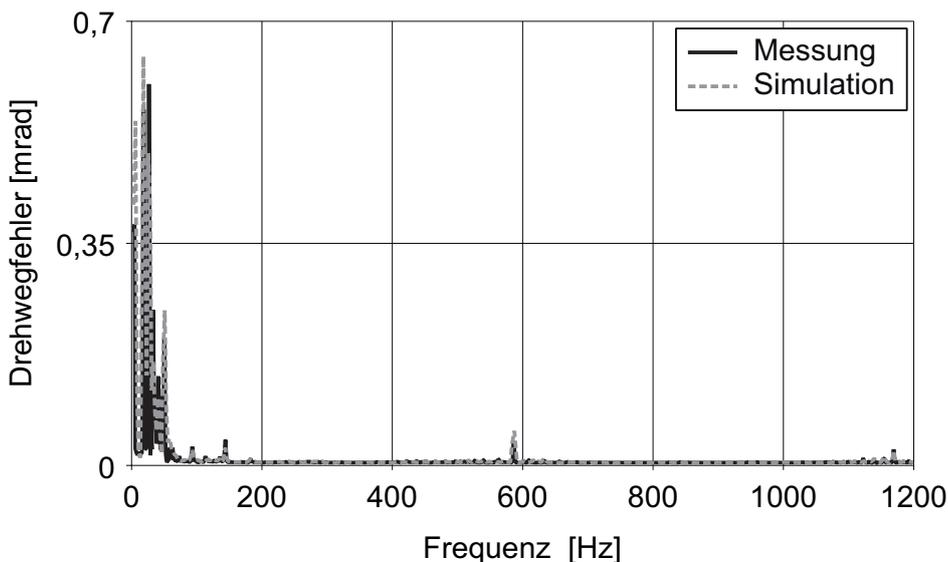


Abb. 6.8. Frequenzspektrum des gemessenen und berechneten Drehwegfehlers bei 900 1/min und 100 Nm

Nach erfolgter Verifikation des Modells zu diskreten Betriebspunkten kann die Abbildung des Anregungsverhaltens des Getriebes in der Simulation für den stationären Fall als realitätsnah bezeichnet werden. In einem weiteren Verifikationsschritt erfolgt die Beurteilung des Simulationsmodells im dynamischen Fall. Dazu wird ein Vergleich des an der Getriebegehäuseoberfläche berechneten und gemessenen Körperschallbeschleunigungspegels während eines Drehzahlhochlaufs durchgeführt.

Für den Vergleich wird die an Messstelle A (Kapitel 5.2) ermittelte Gehäusebeschleunigung verwendet. Das am Prüfstand vorgegebene Antriebsmoment liegt bei 100 Nm. Zur Berechnung des Pegelverlaufs der Gehäusebeschleunigung wird am Getriebeeingang ebenfalls ein Moment von 100 Nm vorgegeben. Dieses Moment ist, wie bei der Berechnung des stationären Drehwegfehlers, mit einer Schwingung der zweiten und sechsten Ordnung der Antriebsdrehzahl überlagert. Am Abtrieb wird die in einer Messung ermittelte Drehzahl vorgegeben. Damit werden Anregungsphänomene, die aus dem Aufbau der Abtriebsmaschine resultieren, mit berücksichtigt. Im Simulationsmodell steht zur Auswertung der Gehäusebeschleunigung ein Auswerteknoten auf der Getriebegehäuseoberfläche zur Verfügung (Kapitel 6.4). Werden die gemessene und berechnete Gehäusebeschleunigung mittels Gleichung (5.1) in Pegelwerte umgerechnet, ergeben sich die in Abb. 6.9 dargestellten Verläufe.

Die Charakteristik von gemessenem und berechnetem Pegelverlauf stimmt gut überein. In beiden Fällen ergeben sich Pegelüberhöhungen bei 1000 1/min, 1800 1/min, 2900 1/min und 3900 1/min. Die Pegelüberhöhung bei 4800 1/min tritt in der Simulation weniger deutlich hervor als in der Messung. Eine ansteigende Tendenz ergibt sich ebenfalls.

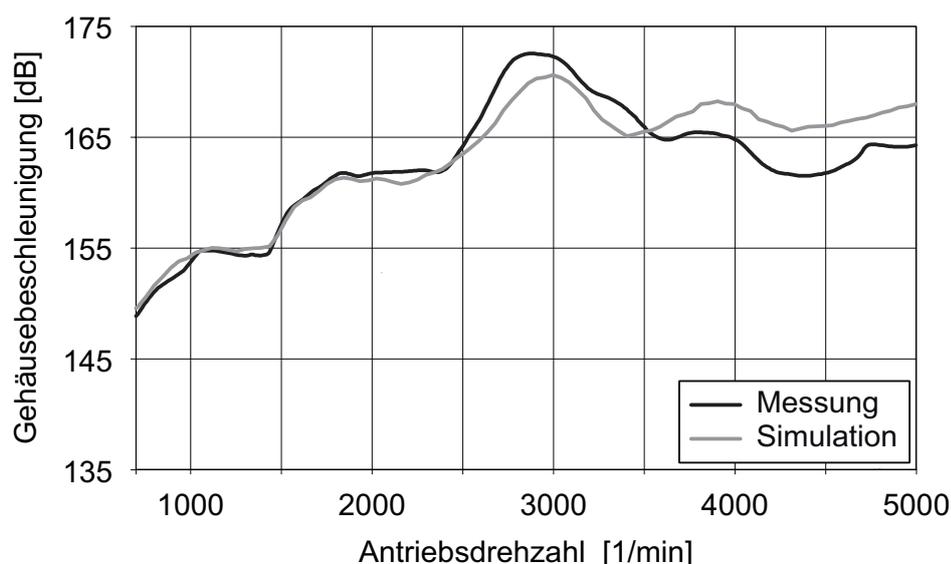


Abb. 6.9. Gemessene und berechnete Gehäusebeschleunigung, Stelle A, Antriebsmoment 100 Nm

Im unteren Drehzahlbereich, bis 2500 1/min, liegen beide Pegel etwa auf derselben Höhe. Die Pegelüberhöhung bei 2900 1/min bildet sich dagegen in der Messung deutlicher aus als in der Rechnung. Ab einer Antriebsdrehzahl von 3500 1/min liegt der berechnete Pegel oberhalb des gemessenen Pegels. Diese Abweichungen lassen sich durch die bei der Modellierung deutlich vereinfachten Prüfstandsrahmenbedingungen erklären. Die Anregungsmechanismen der Abtriebsmaschine sind durch die Verwendung eines gemessenen Drehzahlsignals gut in das Simulationsmodell zu integrieren. Die Anregungsmechanismen der Antriebsmaschine sind jedoch nur durch die Überlagerung der zweiten und sechsten Ordnung der Antriebsdrehzahl im Antriebsmoment abgebildet. Weitere Anregungsmechanismen wie beispielsweise durch die Kühlaggregate oder die Lagerungen der Maschine werden nicht berücksichtigt. Zudem stellt der modale Dämpfungsansatz eine vereinfachte Abbildung der Realität dar.

Eine Berechnung der exakten Pegelhöhe ist mittels des Berechnungsmodells in den meisten Drehzahlbereichen möglich. Lediglich im höheren Drehzahlbereich kommt es zu Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Das dynamische Verhalten des Getriebes wird jedoch sehr gut abgebildet. Für einen Vergleich der Ringvarianten untereinander und zur Beurteilung des Verbesserungspotentials gegenüber dem Referenzring ist vorwiegend die Pegeldifferenz entscheidend. Die absolute Pegelhöhe die aufgrund von Modellvereinfachungen nicht in allen Drehzahlbereichen den gemessenen Werten entspricht, kann als untergeordnet betrachtet werden. Für weitergehende Untersuchungen zur Beurteilung des Potentials unterschiedlicher Ringvarianten kann das Modell herangezogen werden.

6.7 Simulationsergebnisse für verschiedene Ringvarianten

Nach in Kapitel 6.6 erfolgter Verifikation des Simulationsmodells wird im Folgenden die Eignung des Modells zur Beurteilung verschiedener Ringvarianten untersucht. Wie bei der Bewertung verschiedener Maßnahmen zur Körperschallminderung anhand von Messungen (Kapitel 5.4), wird im Modell lediglich der Adapterring modifiziert. Da der Adapterring Bestandteil des Gehäuses ist, wird er, wie in Kapitel 6.4 beschrieben, gemeinsam mit dem Gehäuse einer modalen Reduktion unterzogen. Dazu wird für jede Ringvariante ein separates Gehäusemodell erzeugt. Eine Schwierigkeit bei der Modellierung einiger Ringvarianten, die zum Teil aus elastischen Materialien bestehen, stellt die Verwendung eines geeigneten Materialmodells dar. Elastische Materialien weisen im Allgemeinen nichtlineares Werkstoffverhalten auf. In einer nichtlinearen Finite Elemente Simulation kann durch das Materialmodell dieses Verhalten abgebildet werden, wobei die Genauigkeit von der Komplexität des gewählten Modells abhängt. Soll das Gehäuse inklusive Adapterring durch ein modal reduziertes Modell in einer Mehrkörpersimulation repräsentiert werden, muss eine lineare Formulierung des Finite Elemente Modells vorliegen. Dazu muss das Materialverhalten der

elastischen Werkstoffe linearisiert werden. Entscheidende Charakteristika können dabei nicht berücksichtigt werden. Bei der Minderung von Körperschallenergie ist vor allem das hysteretische Verformungsverhalten, welches die dämpfenden Eigenschaften des Werkstoffs beschreibt, von Bedeutung. Diese Eigenschaften kann durch lineares Werkstoffverhalten nicht abgebildet werden.

Nachfolgend sind die verwendeten Gehäusemodelle unter der Verwendung verschiedener Ringvarianten beschrieben. Die Ergebnisse der berechneten Drehzahlhochläufe werden, analog zu Kapitel 5.4 nach der Art ihrer Wirkungsweise bei der Reduktion der Körperschallausbreitung, gruppiert dargestellt. Für alle Ringvarianten wird ein Drehzahlhochlauf von 700 1/min auf 5000 1/min bei einem Getriebeeingangsmoment von 100 Nm berechnet. Die Auswertung des Körperschallbeschleunigungspegels erfolgt an Messstelle A (Kapitel 5.2).

6.7.1 Dämmende Maßnahmen

Die Berechnung des Gehäusebeschleunigungspegels während eines Drehzahlhochlaufs wird zunächst mit Ringvarianten V1.4 und V1.5 durchgeführt. In Ringvariante V1.4 sind kreisförmige Störstellen integriert, in Variante V1.5 nutzenförmige Störstellen (Kapitel 4.4). Die Modellierung ist einfach umsetzbar, da die Ringvarianten ebenso wie das Gehäuse und der Referenzring aus demselben Material, einer Aluminiumlegierung, hergestellt wurden. Da die Ringe wie auch der Referenzring in das Gehäuse eingepresst werden, wird der Kontaktbereich als Verbundkontakt modelliert. Somit ist die lineare Formulierung des Modells gegeben und eine modale Reduktion durchführbar. Abb. 6.10 zeigt die Gehäusebeschleunigung für das jeweilige Gehäusemodell mit dem Referenzring V0, dem Ring mit kreisförmigen Störstellen V1.4 und dem Ring mit nutzenförmigen Störstellen V1.5.

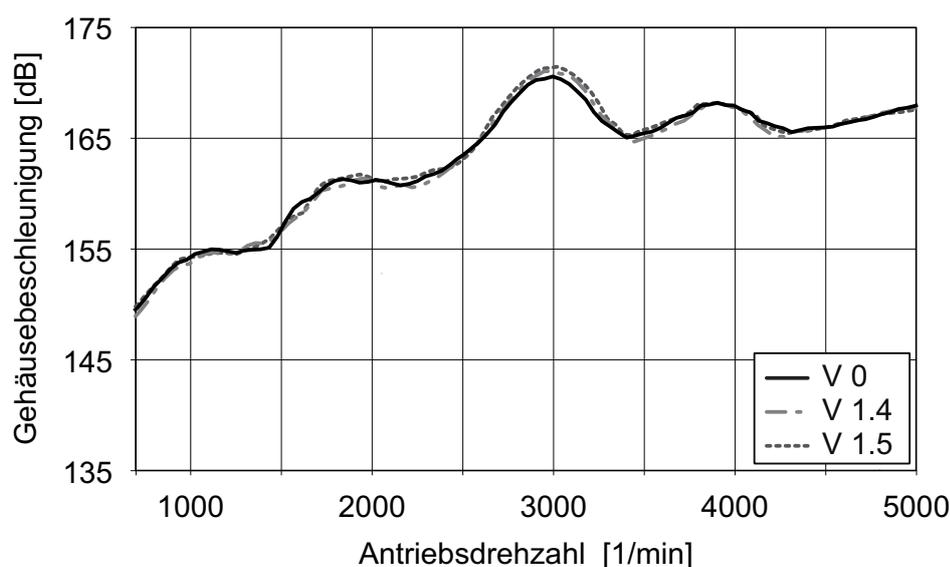


Abb. 6.10. Berechnete Gehäusebeschleunigung mit den Ringvarianten V0, V1.4 und V1.5

Für beide Ringvarianten ergibt sich lediglich eine geringe Abweichung zum Pegelverlauf des Referenzrings. Im unteren Drehzahlbereich liegen die Werte der Ringvariante V1.4 leicht unterhalb des Referenzrings. Im Bereich zwischen 2500 1/min und 3500 1/min ergeben sich höhere Pegelwerte als für die Ringvariante V0.

Ab einer Drehzahl von 3500 1/min liegen die Werte leicht unterhalb oder auf gleicher Höhe wie die des Referenzrings. Im Mittel ergibt sich über den gesamten Drehzahlbereich eine Pegelerhöhung von 0,08 dB gegenüber dem Referenzpegel. Der Pegelverlauf von Ringvariante V1.5 liegt nahezu im gesamten Drehzahlbereich oberhalb oder auf gleicher Höhe des Referenzpegelverlaufs. Der Einsatz von Ringvariante V1.5 führt in der Simulation im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich zu einer Erhöhung des Gehäusebeschleunigungspegels um 0,21 dB.

6.7.2 Dämpfende Maßnahmen

Als Ringvariante mit Resonatorprinzip wird V2.4 im Gehäusemodell verwendet. Diese Variante wurde wie die Varianten V1.4 und V1.5 ebenfalls aus einer Aluminiumlegierung gefertigt. Der Ring wird in das Gehäuse eingepresst und die Kontaktfläche zwischen Ring und Gehäuse als Verbundkontakt modelliert. Die modale Reduktion des Bauteils ist aufgrund einer gegebenen Linearität der Modellformulierung möglich. Das Gehäuse inklusive Ringvariante V2.4 kann somit für die Mehrkörpersimulation verwendet werden. Abb. 6.11 zeigt den berechneten Körperschallbeschleunigungspegel der Ringvariante mit Resonatorprinzip V2.4 im Vergleich zum Referenzring V0.

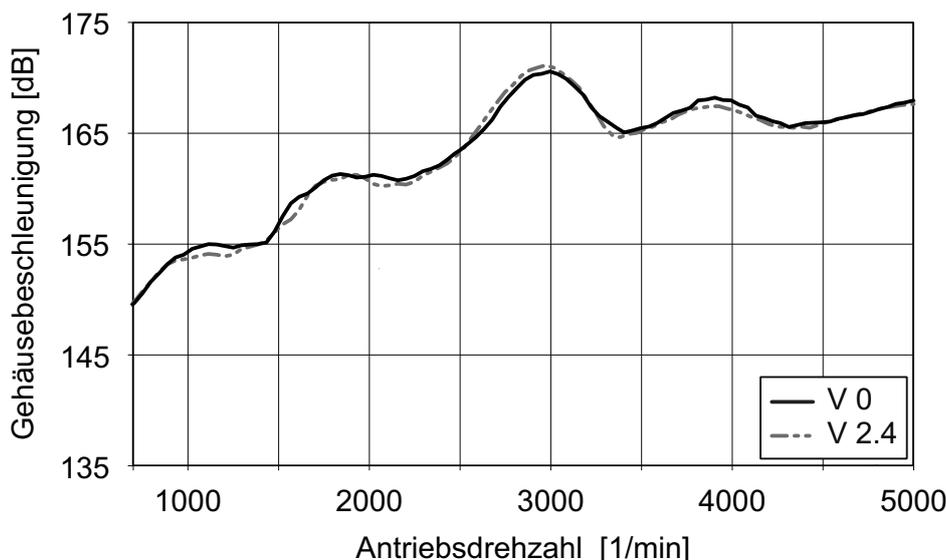


Abb. 6.11. Berechnete Gehäusebeschleunigung mit den Ringvarianten V0 und V2.4

Im Bereich zwischen 2500 1/min und 3200 1/min liegt der Pegel leicht oberhalb des Referenzpegels. Außerhalb dieses Bereichs liegt der Pegel unterhalb oder auf gleicher Höhe wie der Referenzpegel. Im Mittel über den gesamten Drehzahlbereich ergibt sich bei Einsatz der Ringvariante V2.4 eine Pegelabsenkung um 0,27 dB. Die Verwendung des Resonatorprinzips in Kombination mit einem dämpfenden Prinzip in Variante V2.4-d wird in der Simulation nicht berücksichtigt. Grund hierfür ist die oben beschriebene Problematik der Materialmodellierung.

6.7.3 Elastische Zwischenschichten

Aus der Gruppe der Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht wird Ringvariante V3.1 modelliert. In dieser Variante ist eine Schicht aus Polyurethan integriert. Eine Schwierigkeit bei der Modellierung dieses Rings stellt das für die Zwischenschicht zu erstellende Materialmodell dar. Das Werkstoffverhalten wird in diesem Modell stark vereinfacht über eine lineare Elastizität beschrieben, die deutlich geringer ist als die des Aluminiums. Für den Fall, dass der Elastomerwerkstoff nur kleine Deformationen ausführt, kann der Schubmodul G des Werkstoffs definiert werden [88]. Lutz [108] stellt Formeln auf (Gleichung (6.4) und (6.5)) durch die sich aus der Kenntnis der Shore-A-Härte H_A der Schubmodul G^{SH} abschätzen lässt.

$$G^{SH} = \frac{0,07515 \cdot H_A + 0,549}{(4,1 + 3,9 \cdot e^{-1,397 \cdot h})(0,395 \cdot h + 0,315 \cdot h^2)} \quad (6.4)$$

$$h = 0,025 \cdot (100 - H_A) \quad (6.5)$$

Für den vorliegenden Fall besitzt der Werkstoff eine Shore-A-Härte von 50. Damit ergibt sich ein Schubmodul von 0,91 N/mm². Vereinfacht wird hier ein isotropes Werkstoffverhalten angenommen und somit die Linearität des Modells gewährleistet. Abb. 6.12 zeigt den berechneten Beschleunigungspegel bei Verwendung der Ringvariante V3.1 im Vergleich zum Referenzring V0.

Im unteren Drehzahlbereich bis 2600 1/min liegt der Pegel unterhalb des Referenzpegels. Im Bereich zwischen 2600 1/min und 3100 1/min liegt der Pegel der Variante V3.1 leicht über dem Pegel des Referenzrings. Ab einer Drehzahl von 3100 1/min liegt der Pegel unterhalb oder auf gleicher Höhe wie der Referenzpegel. Gemittelt über den gesamten Drehzahlbereich liegt der Pegel, der sich mit der Ringvariante V3.1 in der Simulation ergibt, um 0,35 dB unterhalb des berechneten Referenzringpegels.

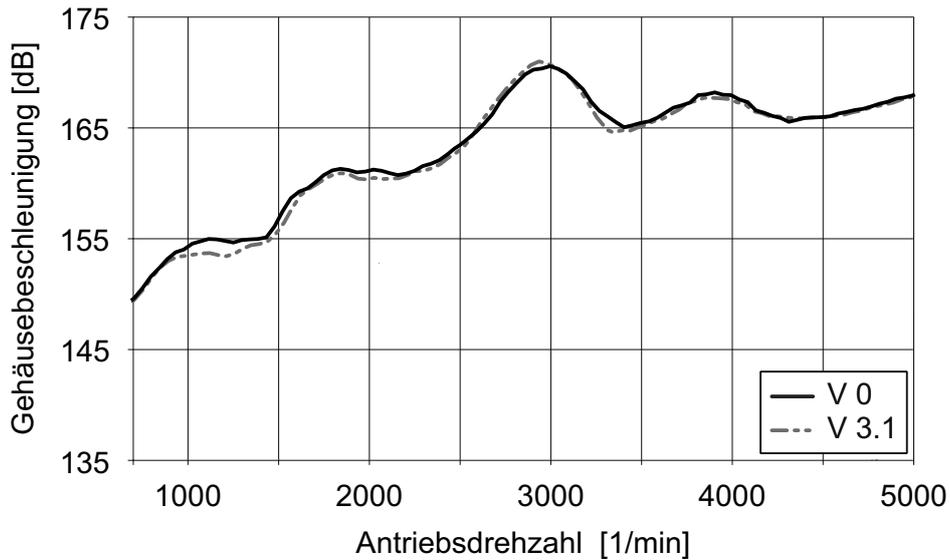


Abb. 6.12. Berechnete Gehäusebeschleunigung mit den Ringvarianten V0 und V3.1

Die Ringvarianten V3.2 und V3.3 wurden nicht berechnet. Die Abbildung der Variante V3.2 weist durch den Einsatz von O-Ringen als elastische Zwischenschicht zusätzlich zur Problematik der Materialmodellierung die Notwendigkeit einer nichtlinearen Kontaktmodellierung auf. Auch Ringvariante V3.3 wurde nicht abgebildet, da keine Materialmodelle zur Abschätzung der Materialparameter des Metallgeflechts vorliegen.

7 Beurteilung der verwendeten Simulationsmodelle

Simulationsmodelle werden in dieser Arbeit zur Bewertung der Ringvarianten auf Bauteilebene sowie auf Systemebene verwendet. Zunächst werden die entworfenen Ringvarianten auf Bauteilebene beurteilt. Ausgehend von physikalischen Dämpfungsprinzipien werden in der Konzeptionsphase verschiedene Varianten eines Adapterrings entwickelt. Mit Hilfe einer Finiten Elemente Simulation werden in Kapitel 4.3 die Transfer- und Einfügungsdämpfungswerte der entworfenen Ringvarianten berechnet und bewertet. Mittels der Simulationsergebnisse kommt es zu einer Auswahl der im Weiteren verwendeten Ringvarianten. Anschließend erfolgen in Kapitel 5.4 die Vermessung im Versuchsgetriebe und in Kapitel 6.7 die Abbildung in einem Simulationsmodell des kompletten Versuchsgetriebes. Sowohl in der Messung als auch in der Simulation wird der Körperschallpegel an der Getriebegehäuseoberfläche zur Bewertung der Ringvarianten herangezogen. Dadurch erfolgt die Beurteilung der jeweiligen körperschallmindernden Maßnahme auf Systemebene. In diesem Kapitel werden die in der jeweiligen Phase verwendeten Simulationsmodelle hinsichtlich ihrer Aussagefähigkeit beurteilt.

7.1 Simulationsmodell auf Bauteilebene

Anhand eines Vergleichs der gemessenen Pegelverläufe einer jeweiligen Ringvariante in Kapitel 5.4 mit den in Kapitel 4.3 zur Vorauswahl der Ringvarianten berechneten Transfer- und Einfügungsdämpfungswerten erfolgt die Beurteilung des Simulationsmodells. Die Vorauswahl findet anhand eines einfachen Finite Elemente Simulationsmodells statt. Aufgrund des nichtlinearen Verhaltens von elastischen Materialien werden lediglich Varianten aus der Gruppe der dämmenden und dämpfenden Maßnahmen abgebildet. Auf eine Abbildung der Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht wird verzichtet. Mit Hilfe des Modells werden für Ringvarianten aus der Gruppe der dämmenden und dämpfenden Maßnahmen der Transferwert und die Einfügungsdämmung (Kapitel 2.3.2) berechnet. Dadurch konnten aus der Gruppe mit dämmenden Maßnahmen eine Ringvariante mit kreisförmigen und eine mit nutenförmigen Störstellen ausgewählt werden. Die gewählten Varianten im Vergleich zu Varianten mit ähnlicher Störgeometrie weisen jeweils die besten Transfer- und Einfügungsdämmwerte auf.

Ein Vergleich zwischen berechneten Werten der Ringvariante mit kreisförmigen Störstellen V1.4 und der Ringvarianten mit nutenförmigen Störstellen V1.5 ergibt ein höheres Körperschalldämpfungspotential der Variante V1.5. Ob die Aussagekraft der ermittelten Kennwerte, Transferwerte und Einfügungsdämpfungswerte gegeben ist, kann anhand der im Versuchsgetriebe gemessenen Körperschallpegel überprüft werden.

Welcher Frequenzbereich für die Bewertung der berechneten Transfer- und Einfügungsdämpfungswerte herangezogen werden muss, ergibt sich aus den Zahneingriffsfrequenzen. Im Versuchsgetriebe resultiert aus der Antriebsdrehzahl n , der Zähnezahl z des Antriebsrads und der Anzahl der betrachteten Ordnungen i der zu betrachtende Frequenzbereich. Für eine minimale Drehzahl von $n = 700$ 1/min und eine maximale Drehzahl von $n = 5000$ 1/min ergeben sich mit einer Zähnezahl von $z = 39$ aus Gleichung (7.1) die in Tabelle 7.1 dargestellten Frequenzen.

$$f_i = \frac{n}{60} \cdot z \cdot i \quad (7.1)$$

Tabelle 7.1. Frequenzbereiche der Verzahnungsordnungen

i	f bei 700 1/min	f bei 5000 1/min
1	455 Hz	3250 Hz
2	910 Hz	6500 Hz
3	1365 Hz	9750 Hz

Der höchste Anregungspegel ist aus der ersten Verzahnungsordnung zu erwarten [16]. Aber auch höhere Ordnungen haben einen Einfluss auf die Anregung, weshalb an dieser Stelle auch die zweite und dritte Ordnung betrachtet werden. Zur Bewertung der Transfer- und Einfügungsdämpfungswerte muss daher der Frequenzbereich zwischen 455 Hz und 9750 Hz herangezogen werden.

Aus den Messungen des Körperschallpegels während eines Drehzahlhochlaufs (Kapitel 5.4) ergibt sich ein geringer körperschalldämmender Einfluss der Ringvarianten mit geometrischen Störstellen (V1.4 und V1.5). Darauf lässt auch die Betrachtung der Einfügungsdämpfungswerte der Varianten V1.4 und V1.5 im Bereich zwischen 0 Hz und 10000 Hz schließen (Abb. 4.12 und Abb. 4.13). Aus den Einfügungsdämpfungswerten ist ein Vorteil der Ringvarianten mit nutenförmigen Störstellen zu erwarten. Aus den Messungen ergibt sich allerdings ein Vorteil der Ringvariante mit kreisförmigen Störstellen. Dietz et al. [35], [36] und [37] machten bei der Verwendung von nutenförmigen Störstellen, die in einen Zahnradkörper eingebracht wurden, die Beobachtung, dass durch diese Art der Störstellen die Impedanz des Körpers herabgesetzt wird. Im Transferwert von Ringvariante V1.5 wird dieses Phänomen ersichtlich. Durch die realen Einspannbedingungen des Adapterrings V1.5

im Versuchsgetriebe wird dieser Effekt möglicherweise verstärkt. Alleine durch die ermittelte Einfügungsdämmung oder den Transferwert kann keine eindeutige Beurteilung erfolgen. Die Einfügungsdämmung deutet auf ein geringes Potential beider Ringvarianten hin, was sich auch in der Messung widerspiegelt. Ringvariante V1.5 zeigt das größere Potential gegenüber Variante V1.4, was durch die Messung jedoch nicht bestätigt werden konnte. Wird der Transferwert in die Betrachtung aufgenommen, so lässt sich über eine geringe Impedanz der Ringvariante V1.5 das geringere Potential zur Minderung von Körperschall erklären.

In den Messungen mit Ringvariante V2.4 ergibt sich ein deutlicher Einfluss auf den Körperschallpegel. An allen Messstellen und bei allen Laststufen lassen sich mit dieser Ringvariante Pegelminderungen gegenüber Messungen mit dem Referenzring feststellen. Da die Geometrie des Rings im Vergleich zu den berechneten Ringvarianten V2.1, V2.2 und V2.3 aus Gründen der Fertigbarkeit leicht modifiziert wird, kann keine eindeutige Zuordnung zu einem Verlauf der Einfügungsdämmung gezogen werden. Allerdings führen alle berechneten Varianten zu einer negativen Einfügungsdämmung, d.h. zu Pegelminderung im Frequenzbereich zwischen 0 Hz und 10000 Hz. Auch der Transferwert deutet auf eine deutliche Pegelreduzierung bei der Verwendung des Rings im Versuchsgetriebe hin. Die mit Hilfe des Simulationsmodells ermittelten Tendenzen decken sich mit den Messergebnissen.

Mit Hilfe der in der Entwurfsphase der Ringe verwendeten Simulationsmethode ist eine absolute Einschätzung der Höhe der zu erzielenden Pegelminderung an der Getriebegehäuseoberfläche nicht möglich. Das Modell dient an dieser Stelle lediglich einer qualitativen Abschätzung des Potentials. Zum einen werden die Einbaubedingungen des Rings stark vereinfacht, das Getriebegehäuse wird durch eine Platte repräsentiert, die am Umfang fest eingespannt wird. Zum anderen findet die Anregung durch eine Kraft an einem zentrisch im Ring gelegenen Knoten statt, der starr an den inneren Ringdurchmesser angebunden ist. In der Realität ist der Ring in das Getriebegehäuse eingebettet, dessen dynamische Eigenschaften durch die im Modell verwendete Platte nicht abgebildet werden. Die Krafteinleitung erfolgt im Getriebe durch die veränderliche Lagerkraft. Eine zentrische Krafteinleitung über starre Stäbe in den Ring bildet die Krafteinleitung in den Ring nur stark vereinfacht ab. Die Transfer- und Einfügungsdämmwerte, die mit diesem Simulationsmodell ermittelt wurden, eignen sich für die vorliegenden Ringvarianten lediglich zur Abschätzung der Wirksamkeit eines Dämmungs- oder Dämpfungsmechanismus in der Konzeptphase.

7.2 Simulationsmodell auf Systemebene

Um für weitergehende Untersuchungen die Wirksamkeit einer Körperschallminderungsmaßnahme ohne das Vorhandensein eines realen Getriebes quantitativ und qualitativ abschätzen zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationsmodell entwickelt (Kapitel 6). Ziel dieses Modells ist es, möglichst realitätsnah die Schwingungsanregung durch die Getriebeverzahnung und die Körperschallleitung im Getriebe darzustellen. Da die Anregung und das Schwingungsverhalten der im System verbauten Teile wie Verzahnung, Wellen, Lager, Adapterring und Getriebegehäuse in starker Wechselwirkung zueinander stehen, wird alles in einer Simulationsumgebung abgebildet. Als Simulationsumgebung wird die Mehrkörpersimulationsumgebung SIMPACK [68] gewählt. Mit Hilfe dieses Softwarepakets ist es möglich, die Anregung durch die Getriebeverzahnung abzubilden. Weiterhin besteht die Möglichkeit, flexible Körper einzubinden und damit die Verformung der Bauteile unter Last sowie deren Schwingungsverhalten abzubilden. In dieser Umgebung wurde ein Mehrkörpermodell entwickelt, das sich aus starren und flexiblen Körpern zusammensetzt. Im Rahmen der Verifikation des Modells wurde in Kapitel 6.6 bereits ein Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem Körperschallpegel gezogen. Verwendet wurde in der Phase der Modellerstellung und der Verifikation stets ein Getriebegehäuse, in das als Adapterring der Referenzring V0 eingebaut wurde.

Wie der Vergleich zwischen Messung und Simulation (siehe Abb. 6.9) zeigt, kann mit Hilfe dieses Modells das akustische Verhalten des Versuchsgetriebes während eines Drehzahlhochlaufs gut abgebildet werden. Differenzen zwischen gemessenem und berechnetem Pegel sind vorhanden, lassen sich aber durch den gewählten Dämpfungsansatz sowie die stark vereinfachte Abbildung der Prüfstandsrandbedingungen erklären. Für die weitergehenden Untersuchungen, für die das Modell entwickelt wurde, kann dessen Güte als ausreichend betrachtet werden. Ziel des Modells ist es, den Einfluss unterschiedlicher Varianten des Adapterrings und dessen Einfluss auf den Körperschallpegel zu untersuchen. Dazu wird lediglich das als elastischer Körper modellierte Gehäuse ausgetauscht. Für die jeweilige Berechnung müssen dazu im Finite Elemente Modell die entsprechende Ringvariante im Gehäuse fixiert sowie die Materialparameter gewählt werden. Nach erfolgter modaler Reduktion kann die Mehrkörpersimulation durchgeführt werden (Kapitel 6.7). Im Folgenden wird ein Vergleich gezogen zwischen berechneten und gemessenen Beschleunigungspegeln während eines Drehzahlhochlaufs des Versuchsgetriebes.

Abb. 7.1 zeigt die berechneten und gemessenen Pegelwerte für Ringvarianten mit geometrischen Störstellen. Die berechneten Werte zeigen nur eine geringe Abweichung gegenüber dem berechneten Referenzpegel des Rings V0. Auch in den gemessenen Pegeln sind keine großen Abweichungen im Vergleich zur Referenz vorhanden. Lediglich im Bereich zwischen 3000 1/min und 4000 1/min kommt es zu signifikanten Abweichungen. In der Simu-

lation treten diese Abweichungen nicht hervor. Im Bereich der größten Pegelüberhöhung bei 3000 1/min liegen in der Simulation die Ringvarianten V1.4 und V1.5 oberhalb des Referenzverlaufs. In der Messung liegen beide Ringe unterhalb des Referenzverlaufs.

Die Betrachtung der Mittelwerte aller Pegel über den gesamten Drehzahlbereich ergibt für die Ringvariante V1.4 in der Simulation eine Pegelerhöhung gegenüber dem Referenzpegel von 0,08 dB. In der Messung ergibt sich für V1.4 eine Pegelminderung um 0,35 dB. Für Variante V1.5 ergibt sich in der Simulation eine Pegelerhöhung gegenüber V0 um 0,21 dB. Die Messung zeigt ebenfalls eine Pegelerhöhung um 0,58 dB. In Messung und Simulation zeigt sich für Variante V1.5 die gleiche Tendenz, die absolute Höhe der Pegelabweichung ist in der Simulation etwa um Faktor drei niedriger als in der Messung.

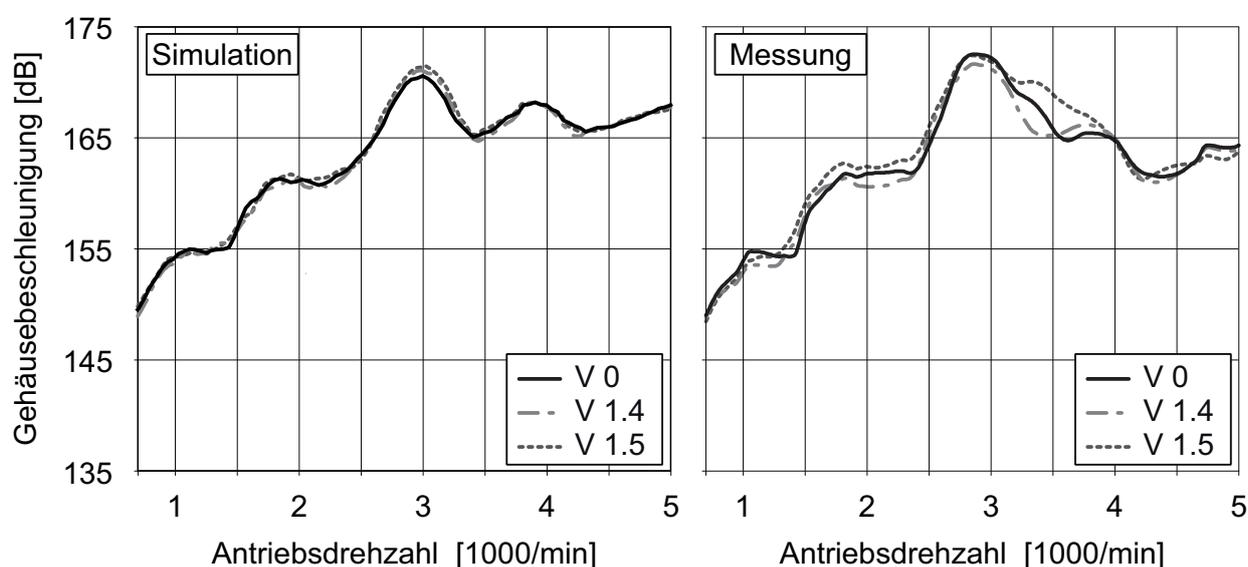


Abb. 7.1. Vergleich zwischen Rechnung und Messung für Ringvarianten mit dämmenden Maßnahmen

In Abb. 7.2 ist der Vergleich zwischen Rechnung und Messung für die Ringvariante mit Resonatorprinzip V2.4 dargestellt. Auch hier zeigen sich im berechneten Pegelverlauf nur geringe Abweichungen zwischen Variante V2.4 und Referenzring. Der gemessene Pegelverlauf zeigt hingegen eine deutliche Pegelreduzierung gegenüber der Referenz. Im Bereich der maximalen Pegelüberhöhung, bei 3000 1/min, liegen die berechneten Pegelwerte von V2.4 unterhalb der Referenz. Außerhalb dieses Bereichs stellen sich in der Simulation bis 4500 1/min geringere Pegelwerte ein. Ab einer Drehzahl von 4500 1/min befinden sich die Werte auf gleichem Niveau. Die gemessenen Werte zeigen ebenfalls ab 4500 1/min eine geringere Abweichung zwischen Ringvariante V2.4 und Referenzring. Im niedrigeren Drehzahlbereich ergibt sich überall ein deutlich geringeres Pegelniveau. Über den gesamten Drehzahlbereich ergibt sich in der Simulation eine Pegelreduzierung mit Variante V2.4 um 0,27 dB, in der Messung um 2,73 dB. Im Mittel ergibt sich in Simulation und Messung eine

Pegelreduzierung. Der Vergleich des simulierten zum gemessenen Pegelmittelwert zeigt jedoch einen um Faktor zehn niedrigeren Wert.

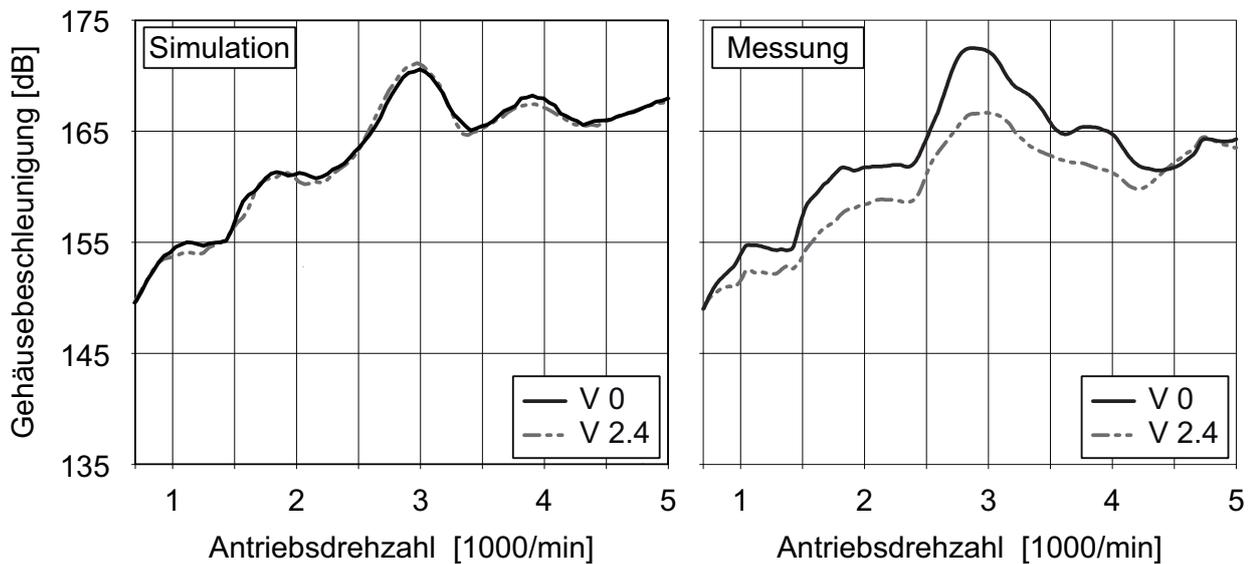


Abb. 7.2. Vergleich zwischen Rechnung und Messung für Ringvariante mit dämpfenden Maßnahmen

Der Vergleich zwischen Simulation und Messung für die Ringvariante V3.1 mit elastischer Zwischenschicht ist in Abb. 7.3 dargestellt.

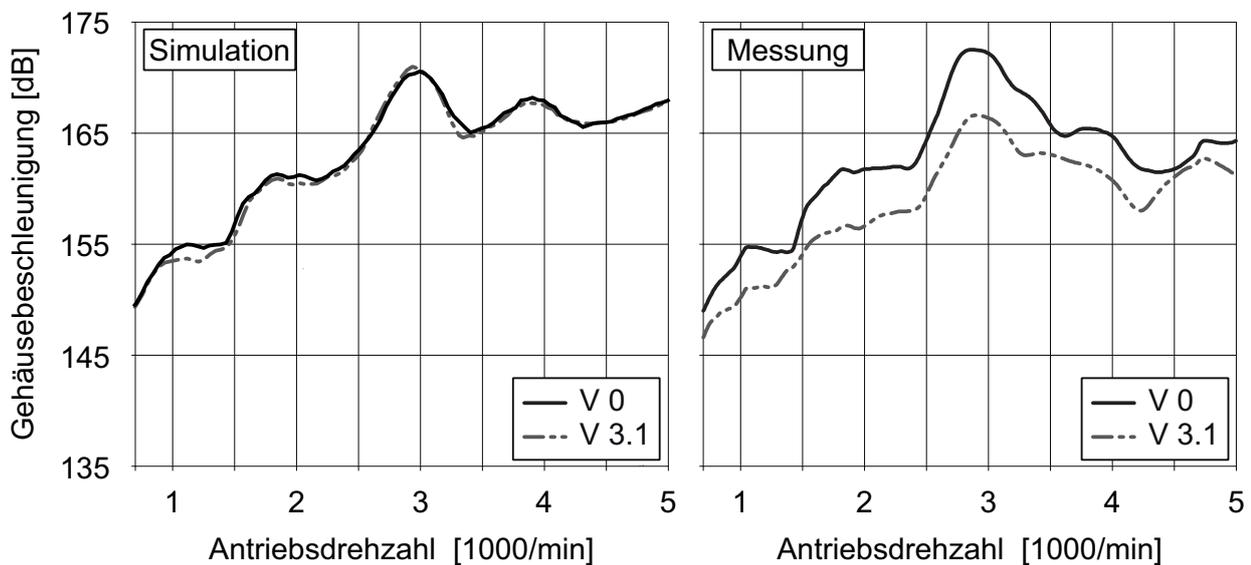


Abb. 7.3. Vergleich zwischen Rechnung und Messung für Ringvariante mit elastischer Zwischenschicht

In der Simulation zeigt sich wiederum eine geringe Abweichung von Referenzpegel V0. Im Bereich bis 2500 1/min liegen die Werte unterhalb des Referenzwerts. Im höheren Drehzahlbereich ergeben sich Pegelwerte, die leicht oberhalb oder auf gleichem Niveau wie der Referenzring liegen. Der gemessene Pegelverlauf von V3.1 liegt im gesamten Drehzahlbereich unterhalb der des Referenzrings. Der Pegelmittelwert über den gesamten Drehzahlbereich ergibt für den berechneten Pegelverlauf eine Reduktion von 0,35 dB. In der Messung zeigt sich eine Pegelreduktion von 3,71 dB. Auch in diesem Fall ergibt sich im Mittel in beiden Fällen eine Reduktion, deren Höhe jedoch in der Simulation etwa um Faktor zehn niedriger liegt als in der Messung.

In der Simulation wie auch in der Messung kann Ringvariante V3.1 als am geeignetsten zur Reduktion des Körperschalls identifiziert werden. Als zweitbeste Variante ergibt sich in beiden Fällen V2.4. Variante V1.4 zeigt sowohl in der Simulation als auch in der Messung kaum einen Einfluss auf die Gehäusebeschleunigung. Ringvariante V1.5 ist in beiden Fällen als ungeeignet zu identifizieren, da der Einsatz dieses Rings in beiden Fällen zu einer Pegelerhöhung führte. Die Rangfolge kann also für die berechneten Hochläufe in der Simulation nachgebildet werden. Allerdings kann die Höhe der mit einer Variante möglichen Pegelreduktion nicht prognostiziert werden.

Anhand der Beobachtungen lässt sich das hier verwendete Simulationsmodell als nicht hinreichend aussagekräftig bezeichnen. Gründe für die Diskrepanzen zwischen Prüfstands- und Simulationsergebnis sind in der Problemformulierung zu finden. Die getroffenen Vereinfachungen bezüglich der Modellierung des Gehäuses, der Materialmodellierung sowie der Dämpfungsmethode können dazu führen, dass entscheidende Effekte, wie beispielsweise die Materialdämpfung, nicht abgebildet werden.

Im Simulationsmodell sind die Wellen und das Getriebegehäuse als flexible Körper integriert. Dadurch ist es möglich, mit Hilfe der Mehrkörpersimulation nicht nur Eigenfrequenzen des Systems aufgrund der gekoppelten Massen und Trägheiten abzubilden, sondern auch Eigenfrequenzen der einzelnen Bauteile. Global betrachtet führt diese Problemformulierung zu hinreichend guten Ergebnissen bezüglich der Abbildung des akustischen Verhaltens des Versuchsgetriebes. Eine Änderung der Gehäusestruktur, die lediglich den Adapterring betrifft, kann mit Hilfe der gewählten Methode jedoch nicht ausreichend genau abgebildet werden. Bereits in der Finite Elemente Umgebung werden Vereinfachungen getroffen. Durch die Vernetzung der Geometrie wird aus einer kontinuierlichen Struktur eine diskrete. Eine weitere signifikante Vereinfachung stellt die Formulierung des Materialmodells dar. Soll das Getriebegehäuse als elastischer Körper in der Mehrkörpersimulation verwendbar sein, muss vorab eine modale Reduktion des Finite-Elemente-Modells durchgeführt werden. Voraussetzung dafür ist eine lineare Formulierung der Bewegungsgleichung. Bei der Materialmodellierung können daher keine nichtlinearen Effekte abgebildet

werden. Speziell bei elastischen Materialien beruht die dämpfende Wirkung auf diesem Effekt (siehe 0).

Den im Gehäuse vorhandenen Fügestellen werden lediglich über die globale Dämpfung Rechnung getragen. Der Dämpfungswert der Gehäusestruktur wird mit 5 % angenommen und liegt damit über dem Dämpfungswert der beiden Getriebewellen, der mit 2 % angenommen wurde. Relativbewegungen, die an Bauteilschnittstellen und bei Materialübergängen im Gehäuse und Adapterring auftreten, werden aufgrund der notwendigen Linearität vernachlässigt. Bograd [109] zeigt den Einfluss der Gestalt sowie deren Position einer Fügestelle auf das Dämpfungsverhalten einer Struktur. Je nachdem, ob sich die Fügestelle an einem Schwingungsknoten oder an einem Schwingungsbauch befindet, variiert ihr Einfluss auf die Dämpfung in der Gesamtstruktur. Im vorliegenden Fall werden lediglich Verbundkontakte verwendet. Eine detaillierte Modellierung der Fügestellen und eine Kontaktberechnung erfolgt nicht.

Nach abgeschlossener Modellierung geht im nächsten Schritt bei der Durchführung der modalen Reduktion wiederum Modellgenauigkeit verloren. Das dynamische Verhalten des Getriebegehäuses wird ab diesem Zeitpunkt nur von dessen natürlichen und gekoppelten Moden repräsentiert (siehe Kapitel 2.4.3). In der Mehrkörperumgebung erfolgt die Abbildung der Dämpfung. Dabei wird ein globaler Dämpfungsansatz gewählt, der alle Gehäusemoden mit dem gleichen Wert bedämpft. Auch dies entspricht einer starken Vereinfachung der Realität.

Es konnte gezeigt werden, dass die Charakteristik des akustischen Verhaltens des Getriebes während eines Drehzahlhochlaufs mit Hilfe des Simulationsmodells gut abgebildet werden kann. Lediglich im höheren Drehzahlbereich kommt es zu Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenem Pegelverlauf. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die gewählte Methode die in der Realität auftretenden Mechanismen, die im Adapterring zum Tragen kommen, nicht umfassend nachbilden kann. Das Potential der Ringvarianten im Körperschallübertragungsweg kann mit Hilfe des Modells nicht ausreichend beurteilt werden. Die Abbildung in einer Simulationsumgebung als flexibles Mehrkörpersystem ist für die vorliegende Problemstellung als nicht geeignet zu bewerten.

Für eine detailliertere Betrachtung können die mit Hilfe dieses Modells berechenbaren Lagerreaktionskräfte auf ein detaillierteres Finite Elemente Modell des Gehäuses mit Adapterring aufgebracht werden. In den Lagerreaktionskräften sind bei der Berechnung durch das in dieser Arbeit verwendete Modell Wechselwirkungen zwischen Verzahnungsanregung und den dynamischen Eigenschaften der Wellen und des Gehäuses enthalten. Mit Hilfe einer transienten Formulierung ist die Abbildung nichtlinearer Materialmodelle sowie der Fügestellen innerhalb eines Finite Elemente Modells möglich. Mechanismen, die Einflüsse auf die Körperschallübertragung innerhalb einer Struktur haben, können damit detaillierter abgebildet werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Getriebegeräusche rücken durch steigende Komfortansprüche an Fahrzeuge immer weiter in den Fokus. Um das Geräuschverhalten maßgeblich zu beeinflussen, ist es notwendig, neben primären Maßnahmen auch auf sekundäre Maßnahmen zur Geräuschreduktion zurückzugreifen. Im Fall der Heul- und Pfeifgeräusche, die in unter Last stehenden Verzahnungen entstehen, befassen sich primäre Maßnahmen mit der Verminderung der Geräuschanregung in der Verzahnung. Für definierte Lastpunkte lässt sich durch die Optimierungen der Zahnflankengeometrie der Anregungspegel minimieren. Außerhalb dieses Lastpunkts ist die Flankenmodifikation nur bedingt zur Geräuschreduktion geeignet. Zusätzliche, sekundäre Maßnahmen können zu einer weiteren, lastunabhängigen Reduktion der Getriebegeräusche führen.

In dieser Arbeit wurden verschiedene sekundäre Maßnahmen untersucht. Deren Eignung in einem Fahrzeuggetriebe wurde anhand des Einsatzes in einem Versuchsgetriebe gezeigt. Dazu wurden zunächst die theoretischen Grundlagen zur Ausbreitung von Schall in Festkörpern, so genanntem Körperschall, zusammengefasst. Physikalische Mechanismen, die die Ausbreitung von Schallwellen in Körpern verhindern oder vermindern, wurden aufgezeigt und daraus konstruktive Maßnahmen zur Körperschallreduktion abgeleitet. Wesentliche physikalische Prinzipien, die in Frage kommen, sind dämmende und dämpfende Mechanismen. Dämmende Maßnahmen führen zu Reflexions-, Beugungs- und Streueffekten der Körperschallwellen innerhalb eines Körpers. Dämpfende Maßnahmen führen zu Dissipation und damit zum Abklingen der Körperschallwellen.

Im ersten Schritt wurde ein Bauteil innerhalb eines Getriebes gesucht, das zur Umsetzung verschiedener dämmender und dämpfender Maßnahmen geeignet ist. Dazu wurden die maschinenakustische Übertragungskette in einem Fahrzeuggetriebe untersucht und Bauteile, die maßgeblich an der Übertragung des Körperschalls beteiligt sind, betrachtet. Neben dem zur Verfügung stehenden Raum für die Umsetzung von Minderungsmaßnahmen war auch die für die Funktion notwendige Steifigkeit der jeweiligen Komponente bei der Auswahl von Bedeutung. Als Ergebnis dieser Analyse wurde zur Integration geräuschreduzierender Maßnahmen ein Adapterring gewählt, der sich zwischen dem Lager der Getriebeeingangswelle und dem Getriebegehäuse befindet.

Innerhalb dieses Adapterrings wurden verschiedene dämmende und dämpfende Maßnahmen umgesetzt. Dabei wurden die Ringvarianten in drei verschiedene Kategorien eingeteilt. In der Gruppe der dämmenden Maßnahmen wurden alle Ringvarianten zusammengefasst, deren Wirkprinzip hauptsächlich auf Reflexions-, Beugungs- und Streuungseffekten beruhen. Zum Einsatz kamen hierbei verschiedene Varianten geometrischer Störstellen innerhalb des Adapterrings. In der Gruppe der dämpfenden Maßnahmen beruht das Wirkprinzip vorwiegend auf Mechanismen, die zur Energiedissipation innerhalb des Rings führen. Eine dritte Gruppe bildeten die elastischen Zwischenschichten. In diesem Fall lassen sich dämmende und dämpfende Wirkung nicht voneinander trennen. Zum einen führt die Materialunstetigkeit zu Reflexions-, Beugungs- und Streuungsvorgängen der Körperschallwellen, also zu Dämmung, zum anderen kommt es innerhalb des elastischen Materials zu Dissipationsvorgängen, also zur Dämpfung der Körperschallwellen.

Zunächst wurden für die Gruppe der dämmenden und dämpfenden Maßnahmen verschiedene Konstruktionsvarianten erstellt. Dabei wurden verschiedene geometrische Variationen eines Prinzips entwickelt. Diese Varianten wurden auf Bauteilebene mit Hilfe eines Finite Elemente Modells bewertet. Durch das Modell konnten Kennwerte der Ringe wie der Transferwert und die Einfügungsdämmung ermittelt werden. Ein Vergleich der Kennwerte führte zur Identifikation der vielversprechendsten Varianten. Aus den Ringvarianten mit dämmenden Maßnahmen wurden zwei Ringe ausgewählt, ein Ring mit kreisförmigen Störstellen und ein Ring mit nutenförmigen Störstellen. Aus der Gruppe der dämpfenden Varianten wurde ein Ring mit Resonatorprinzip gewählt. Ein weiterer Ring derselben Grundgeometrie wurde um zusätzliche Dämpfung erweitert. Für die Gruppe der elastischen Zwischenschichten konnte das Finite Elemente Modell zur Bewertung nicht verwendet werden, da die dämpfenden Materialeigenschaften im Rahmen dieser Analyse nicht abgebildet werden können. Aus dieser Gruppe wurden drei Varianten für weitere Untersuchungen verwendet. Ein Ring mit zur Belastungsrichtung geneigter Zwischenschicht aus Polyurethan, eine Ringvariante mit elastischer Schicht aus Nitrilkautschuk und eine dritte Variante mit einer elastischen Zwischenschicht aus Metallgeflecht.

Zur Beurteilung des Potentials der jeweiligen Ringvarianten wurden die Ringe in einem Versuchsgetriebe verbaut. Am Prüfstand wurden Drehzahlhochläufe des Prüfgetriebes durchgeführt und der Beschleunigungspegel an der Getriebegehäuseoberfläche erfasst. Ein Vergleich der Ringvarianten ergab einen geringen Einfluss der Ringvarianten mit dämmenden Mechanismen auf das Geräuschverhalten. Die Ringvarianten mit Resonatorprinzip führen zu einer Reduktion des Körperschallpegels um 3 dB bei einer Steifigkeit von 67 % gegenüber dem Referenzring. Bei den Ringvarianten mit elastischer Zwischenschicht bietet der Ring mit einer Schicht aus Metallgeflecht das größte Potential zur Geräuschminderung von 3 dB bei einer Steifigkeit gegenüber dem Referenzring von 61%.

Körperschallmindernde Maßnahmen lassen sich am effektivsten in einer frühen Entwicklungsphase in ein Produkt integrieren. Um das Potential einer körperschallmindernden Maßnahme in einem Stadium prognostizieren zu können, in dem noch keine Prototypen vorhanden sind, können Simulationsmodelle eingesetzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgte die Abbildung des Versuchsgetriebes mittels eines flexiblen Mehrkörpermodells. Ziel war es, die Anregungsmechanismen sowie die Körperschallleitung im Getriebe innerhalb eines Modells abbilden zu können. Die Validierung des Modells erfolgte in zwei Schritten. Zunächst wurde überprüft, ob die Anregungsmechanismen in der Verzahnung realitätsnah abgebildet sind. Dazu erfolgte ein Vergleich des gemessenen sowie des berechneten Drehwegfehlers. In einem weiteren Schritt erfolgte der Abgleich zwischen gemessenem und berechnetem Gehäusebeschleunigungspegel. Sowohl der Drehwegfehler als auch der Pegelverlauf der Gehäusebeschleunigung konnten dabei hinreichend genau abgebildet werden. Im Weiteren wurde der Einsatz des Simulationsmodells bei der Beurteilung des Potentials der Ringvarianten untersucht. Ein Vergleich der über der Drehzahl gemittelten berechneten Pegel für verschiedene Ringvarianten zeigte, dass mit Hilfe des Modells die vielversprechendste Variante ermittelt werden konnte. Eine detailliertere Analyse des Verlaufs über der Drehzahl lässt jedoch keinen eindeutigen Schluss bezüglich des Körperschallminderungspotentials zu. Die Absolutwerte der möglichen Pegelreduzierungen konnten nicht berechnet werden. Es konnte gezeigt werden, dass mit dem gewählten Modellierungsansatz die Wirkmechanismen der Körperschallminderung, wie beispielsweise Materialdämpfung, nicht realitätsnah abgebildet werden können.

Ziele zukünftiger Arbeiten können die Optimierung der Ringvarianten hinsichtlich ihrer dämmenden oder dämpfenden Wirkung sowie ihrer Steifigkeit, deren Integration in ein reales Fahrzeuggetriebe und die Entwicklung geeigneter Simulationsmodelle zur Bewertung von Körperschallminderungsmaßnahmen sein. Hinsichtlich der Optimierung der Steifigkeit einer Variante bei gleichbleibender körperschallreduzierender Wirkung ist beim Einsatz von elastischen Schichten eine Variation der Schichtdicken sowie der Materialparameter sinnvoll. Bei der Integration in ein reales Fahrzeuggetriebe sind weitere Pegelreduzierungen zu erwarten, wenn alle Lagerstellen mit Lagerschalen ausgestattet werden die mit dämmenden oder dämpfenden Maßnahmen ausgestattet sind. Bei der Entwicklung einer Simulationsmethode zur Beurteilung des Potentials einer körperschallmindernden Maßnahme könnte eine Kombination aus Mehrkörpersimulation und Finite Elemente Simulation verwendet werden. In der Mehrkörpersimulation können dynamische Lagerreaktionskräfte ermittelt werden, die in einem weiteren Schritt auf ein Finite Elemente Modell aufgebracht werden. Innerhalb eines Finite Elemente Modells können nichtlineare Effekte wie Material oder Fügestellendämpfung, abgebildet werden.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Zwicker, E.; Feldtkeller, R.: Das Ohr als Nachrichtenempfänger. 2. Auflage. Stuttgart: S. Hirzel Verlag, 1967.
- [2] Harris, C. M.: Handbook of Noise Control. New York: Mc Graw-Hill Book Company, 1957.
- [3] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.; Novak, W.: Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage. Berlin: Springer, 2011.
- [4] Weidner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 1991.
- [5] Lang, C.-H.: Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 1997.
- [6] Rach, J.: Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 1998.
- [7] Doğan, S. N.: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2001.
- [8] Ryborz, J.: Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2003.
- [9] Stockmeier, M.: Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2008.
- [10] Novak, W.: Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2010.
- [11] Li, H.: Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2006.
- [12] Kiefer, S.: Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2013.
- [13] Norm DIN EN ISO 11688-1/2009: Akustik – Richtlinien für die Konstruktion lärmarmen Maschinen und Geräte, 2009.

-
- [14] Müller, R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. München, TU München, Diss., 1990.
- [15] Ziegler, H.: Verzahnungssteifigkeit und Lastverteilung schrägverzahnter Stirnräder. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1971.
- [16] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Band II. 2. Auflage. Berlin: Springer, 1983.
- [17] Tesch, F.: Der fehlerhafte Zahneingriff und seine Auswirkungen auf die Geräuschabstrahlung. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1969.
- [18] Rettig, H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Zahnradgetrieben. In: Antriebstechnik, Band 16, Nr. 11 (S. 655-663), 1977.
- [19] Griggel, T.: Einfluss von Korrekturen und Fertigungsabweichungen auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. München, TU München, Diss., 2010.
- [20] Bosch, M.: Über das dynamische Verhalten von Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung der Verzahnungsgenauigkeit. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1965.
- [21] Baethge, J.: Drehwegfehler, Zahnfederhärte und Geräusch bei Stirnrädern. München, TH München, Diss., 1969.
- [22] Baumann, A.: Rasselgeräuschminderung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2013.
- [23] Lübcke, E.: Geräuschforschung im Maschinenbau. In: VDI-Z, Nr. 14, 1956.
- [24] Opitz, H.; Timmers, J.; Bosch, M.; Rademacher, J.: Möglichkeiten zur Verbesserung des Geräuschverhaltens von Zahnradgetrieben. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, Nr. 1867, Köln: Westdeutscher Verlag, 1967.
- [25] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. 2. Auflage. Berlin: Springer, 1996.
- [26] Heckel, M.; Müller, H. A.: Taschenbuch der Technischen Akustik. 2. Auflage. Berlin: Springer, 1994.
- [27] Gaul, L.: Structure-Borne Sound. Manuskript zur Vorlesung. Stuttgart. Universität Stuttgart, Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik.
- [28] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 3720, Blatt 9.1: Lärmarm Konstruieren. Düsseldorf. VDI-Verlag, 1990.
- [29] Föllner, D.: Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeit für eine primäre Lärmbekämpfung. Darmstadt, TH Darmstadt, Diss., 1972.
- [30] Soden, Graf v., A.: Das Zahnrad als Lärmquelle. In: Zeitschrift des VDI Bd.77, S. 231–238, 1933.

-
- [31] Hösel, T.: Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. München, TU München, Diss., 1965.
- [32] Gerber, H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. München, TU München, Diss., 1984.
- [33] Saljé, H.: Optimierung des Laufverhaltens evolventischer Zylinderrad-Leitungsgetriebe. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1987.
- [34] Radev, S.: Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. München, TU München, Diss., 2007.
- [35] Dietz, P.; Haje, D.: Entwicklung lärmarmer Produkte – Rechnergestützte Beratungshilfen für den Konstrukteur. In: Konstruktion 51, S. 19–25, 1999.
- [36] Dietz, P.; Schmidt, A.: Impedanzelement. FVA Heft 522, Abschlussbericht, Frankfurt a. M.: FVA, 1997.
- [37] Engel, K.: Analyse der Körperschalleitung mit sensorischen, optischen und numerischen Verfahren am Beispiel von Zahnradkörpern. Clausthal, TU Clausthal, Diss., 1996.
- [38] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [39] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 2062, Blatt 2: Schwingungsisolierung. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2007.
- [40] Kollmann, F.G.; Schösser, T.F.; Angert, R.: Praktische Maschinenakustik. Berlin: Springer, 2006.
- [41] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 3727, Blatt 1: Schallschutz durch Körperschalldämpfung. Düsseldorf. VDI-Verlag, 1984.
- [42] Gaul, L.: The Influence of Damping on Waves and Vibrations. In: Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 13, Article No. mssp.1998.0185, 1999.
- [43] Ottl, D.: Fügestellendämpfung. In: VDI Berichte 627, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1987.
- [44] Bohlen, S.; Gaul, L.: Berechnung und Messung des Schwingungsverhaltens mechanischer Strukturen bei nichtlinearer Kopplung durch Fügestellen. VDI Berichte 627, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1987.
- [45] Lenz, J.: Strukturmechanik unter dem Einfluß von Mikro- und Makroschlupf in Fügestellen. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1997.
- [46] Mayer, M.: Zum Einfluss von Fügestellen auf das dynamische Verhalten zusammengesetzter Strukturen. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2007.
- [47] Hösel, T.: Geräuschminderung bei Zahnradern durch körperschalldämmende Schichten und elastische Federung zwischen Zahnkranz und Nabe. In: Konstruktion 18, Heft 9, S. 368–374, 1966.

-
- [48] Aberle, D.: Der Einfluß von Betriebsbeanspruchungen auf das Dämpfungsvermögen hochdämpfender metallischer Werkstoffe sowie deren Anwendbarkeit in Zahnradgetrieben zum Zweck der Geräuschkinderung. Hamburg, Hochschule der Bundeswehr Hamburg, 1983.
- [49] Pospischil, L.; Scharr, G.: Faserverstärkte Kunststoffzahnräder. 2. Workshop Konstruktionstechnik, Tagung Kühlungsborn, 1998.
- [50] Ullmann, M.; Böhm, S.; Dilger, K.; Mandt, D.; Schlattmeier, H.; Weck, M.: Einsatz von Epoxidharzschaum in Werkstoffverbundzahnradern. 14. Symposium Verbundwerkstoffe und Werkstoffverbunde. Tagung Wien, 2003.
- [51] Dilger, K.; Böhm, S.; Ullmann, M.: Geräuscharme Zahnradgetriebe durch den Einsatz von leichten und dämpfenden Werkstoffverbund-Zahnradern. METAV. Tagung München, 2004.
- [52] Mandt, D.: Eigenschaften und Einsatzverhalten von leichten und dämpfenden Werkstoffverbund-Zahnradern. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2006.
- [53] Höhn, B.-R.; Stahl, K.; Otto, M.; Nitsch, C.: Verbundzahnräder mit Hochleistungspolymeren. In: ATZ 114, Heft: Februar, S. 182–86, 2012.
- [54] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: Technische Dynamik. 3. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [55] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 6. Auflage. Berlin: Springer, 2005.
- [56] Craig, R. R.; Bampton, M. D. D.: Coupling of Substructures for Dynamic Analysis. In: AIAA Journal, Vol. 6., No. 7, S.1313-1319, 1968.
- [57] Guyan, R.J.: Reduction of Stiffness and Mass Matrices. AIAA Journal, Vol.3., No.2, S.380, 1965.
- [58] Gaul, L.; Fiedler, C.: Methode der Randelemente in Statik und Dynamik. Braunschweig: Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, 1997.
- [59] Winkler, A.: Über das dynamische Verhalten schnelllaufender Zylinderradgetriebe. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1977.
- [60] Küçükay, F.: Über das dynamische Verhalten von einstufigen Zahnradgetrieben. München, TU München, Diss., 1981.
- [61] Rautert, J.: Körperschall von Getrieben. Projekt FVA-Nr.: 130, Abschlussbericht. Frankfurt, 1990.
- [62] Geiser, H.: EDV-Programm Dynamische Zahnkräfte Programm DZP Version 4.0. FVA Heft 635: Forschungsvereinigung Antriebstechnik, 2001.
- [63] Geiser, H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern. München, TU München, Diss., 2002.
- [64] Klein, A.: Interaktion der Antriebstrang- und Gehäusedynamik bei Industriegetrieben. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2007.

-
- [65] Höhn, B.-R.; Oster, P.; Radev, S.; Griggel, T.: Zahnflankenkorrekturen gegen Geräuschanregung von Stirnrädern in Theorie und Praxis. Auslegung geräuscharmer Verzahnungen mit dem EDV-Programm DZP („Dynamische Zahnkräfte Programm“). Schwingungen in Antrieben 2006. Tagung Fulda, S. 235–250, 2006.
- [66] Schmidt, G.: Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. München, TU München, Diss., 1971.
- [67] Mauer, L.: Gearwheels in SIMPACK. SIMPACK News 8 (1), S. 10–11, 2004.
- [68] Simpack AG: SIMPACK Documentation, Version 9.3. Gilching, 2013.
- [69] Früh, P.: Dynamik von Zahnradgetrieben. Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse. Rostock, Universität Rostock, Diss., 2008.
- [70] Brecher, C.; Gorgels, C.; Gacka, A.: Development of a Force Element for the Emulation of the Dynamic Behaviour of Bevel Gears. Getriebe in Fahrzeugen 2009. Internationaler VDI-Kongress; Tagung Friedrichshafen, S. 279–290, 2009.
- [71] Ziegler, P.: Dynamische Simulation von Zahnradkontakten mit elastischen Modellen. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2012.
- [72] Franck, S.: Finite-Elemente-Methoden, Lösungsalgorithmen und Werkzeuge für die akustische Simulationstechnik. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2008.
- [73] Steffens, C.: Anregungsvorgänge und Körperschallflüsse im Gesamtsystem Motor-Getriebe. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2000.
- [74] Fietkau, P.: Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2013.
- [75] Graf, B.: Validierung von Methoden zur Berechnung und Reduzierung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen. Ilmenau, TU Ilmenau, Diss., 2007.
- [76] Neher, J.; Graf, B.; Felkenberger, S.; Wender, B.: Sound radiation simulation methods for gearboxes – with a special focus on ribs. International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, p. 3389-4004, 2012.
- [77] Roloff, H.; Muhs, D.; Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente. 18. Auflage. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, 2007.
- [78] Kruk, R.: Körperschallübertragung Wälzlager / Gleitlager. Projekt FVA-Nr.: 404, Abschlussbericht. Frankfurt, 2010.
- [79] Herrmann, J.: Über den Einfluss des Gehäuses auf die Schallabstrahlung von Zahnradgetrieben und konstruktive Maßnahmen zur Geräuschminderung. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1963.
- [80] Schösser, T. F.: Untersuchung der Körperschall- und Abstrahlverhaltens von Getrieben mit der Zielsetzung einer aktiven Lärminderung. Darmstadt, TH Darmstadt, Diss., 1996.

-
- [81] Haas, W.: Grundlehrgang Dichtungstechnik. Unterlagen zur Vorlesung Dichtungstechnik, Universität Stuttgart.
- [82] Sanzenbacher, S.; Bouraoui, M.W.; Bertsche, B.: Reducing propagation of structure-borne noise in transmissions. International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, p. 4017-4029, 2012.
- [83] Heckel, M.: Wave propagation on Beam-Plate-Systems. In: Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 33, p. 640-651, 1961.
- [84] Oexl, S.: Untersuchungen zum dynamischen Verhalten normalbelasteter Schraubenverbindungen. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2012.
- [85] Wang, H.; Rongong, J.A.; Tomlinson, G.R.; Hong, J.: Nonlinear Static and Dynamic Properties of Metal Rubber Dampers. International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, p. 1301-1315, 2010.
- [86] Ma, Y.; Wang, H.; Li, H.; Hong, J.: Study on Metal Rubber Material's Characteristics of Damping and Sound Absorption. Proceeding of ASME Turbo Expo, Berlin, 2008.
- [87] Hutchinson Stop-Choc: Ganzmetallkissen. Broschüre, 2014.
- [88] Pelat, R.: Patent-Auslegungsschrift DE000001655607B2. Stoß- und Schwingungsdämpfer für die Aufhängung von Antrieben in der Automobilindustrie. 1967.
- [89] Hiller, M.; Speidel, G.: Patent-Offenlegungsschrift DE102009000566A1. Schwingungsdämpfendes Lager. 2009.
- [90] Kollmann, F.G.: Maschinenakustik. 2. Auflage. Berlin: Springer, 2000.
- [91] Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.: FEM zur Berechnung von Kunststoff und Elastomerbauteilen. München: Karl Hanser Verlag, 2011.
- [92] Instron Serie 5500. Referenzhandbuch.
- [93] PAK MKII User Manual, Revision 9.1. Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH, 2009.
- [94] Wacker, M.: Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2013.
- [95] Pernleitner, E. L.: Ausrichten von Maschinensatz-Wellen: Handbuch für die Praxis. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995.
- [96] Norm DIN 1320:2009-12: Acoustics - Terminology, 2009.
- [97] Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. Düsseldorf: Verlag Stahleisen GmbH, 2000.
- [98] Schlecht, B.: Maschinenelemente 2. München: Pearson Education, 2010.

-
- [99] Sanzenbacher, S.; Bertsche, B.: Reduction of Structure-Borne Noise by Simulation. FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China, 2012.
- [100] Sanzenbacher, S.; Bertsche, B.: Berechnung des Körperschallpegels eines Getriebes unter Berücksichtigung verschiedener Maßnahmen zur Dämmung und Dämpfung, VDI-Tagung "Schwingungen in Antrieben 2013", Fulda, 2013.
- [101] Mauer, L.: Modelling and Simulation of Drive Line Gears. Simpack News 9 (1), S. 8-9, 2005.
- [102] Norm ISO 6336-1: Calculation of load capacity of spur and helical gears, 2006.
- [103] Vesselinov, V.; Weber, J.; Hahn, T.: Wälzlagerkennfelder für MKS-Programme. In: Tagungsband ATK 2007, S.213–223. Aachen, 2007.
- [104] Vesselinov, V.: Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern. Karlsruhe, TH Karlsruhe, Diss., 2003.
- [105] Lenssen, S.: Lagermodellierung mit Simulation X. ITI Symposium, 2009.
- [106] Heider, M. K.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. München, TU München, Diss., 2012.
- [107] Klingelberger, J.: Kegelhäder. Berlin: Springer, 2008.
- [108] Lutz, T.: Ein Beitrag zur Berechnung druckbelasteter Elastomerlager. Kaiserslautern, Universität Kaiserslautern, Diss., 1990.
- [109] Bograd, S.; Schmidt, A.; Gaul, L.: Modeling of damping in bolted structures. VDI-Berichte 2003, VDI-Tagung Schwingungsdämpfung, Wiesloch, 16.- 17. Oktober 2007, S. 97-110.

Verwendete Studien- und Diplomarbeiten unter Anleitung des Verfassers

- [110] Rieker, T.: Konstruktion eines Prüfgetriebes zur Körperschallanalyse von Getrieben unter Last. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Unveröffentlichte Diplomarbeit, 2011.
- [111] Bouraoui, M.W.: Konstruktive Möglichkeiten zur Beeinflussung der Körperschallleitung. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2011.
- [112] Maurer, M.: Konstruktive Möglichkeiten zur Reduktion von Körperschallausbreitung. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Unveröffentlichte Diplomarbeit, 2013.
- [113] Kleinbach, C.: Mehrkörpersimulation zur Ermittlung von dynamischen Lagerkräften. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Unveröffentlichte Studienarbeit, 2013.

10 Anhang

10.1 Messungen an Stelle B

10.1.1 Ringvarianten bei 30 Nm

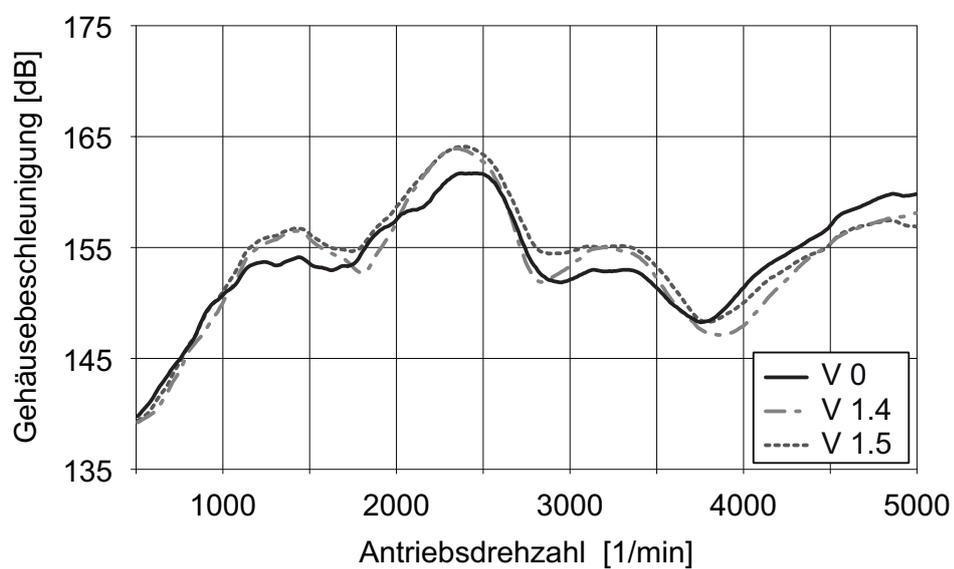


Abb. 10.1. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 30 Nm, dämmende Maßnahmen

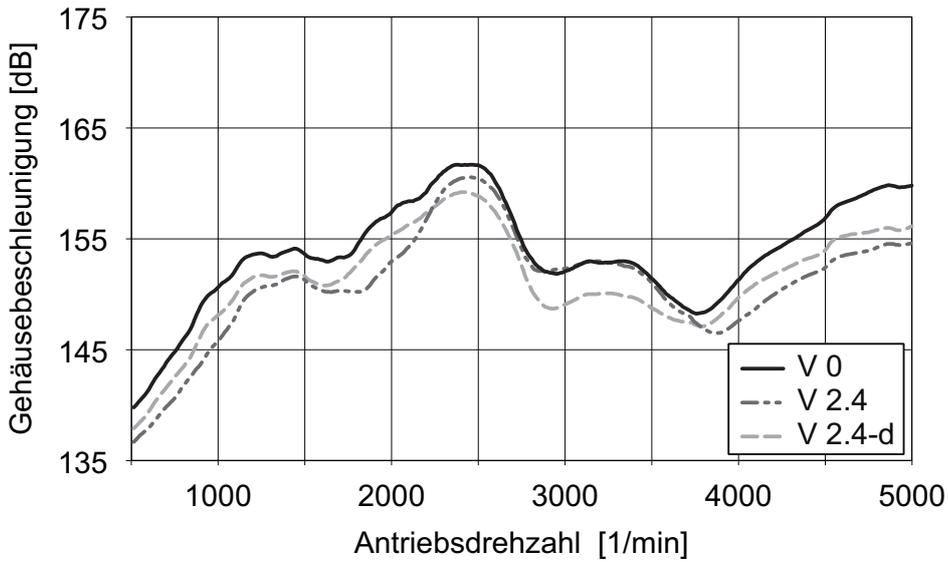


Abb. 10.2. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 30 Nm, dämpfende Maßnahmen

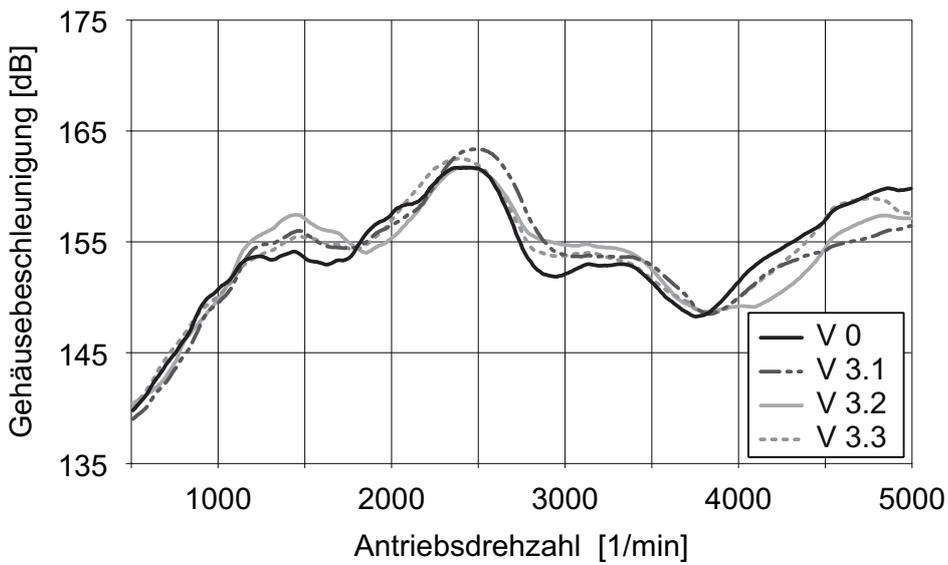


Abb. 10.3. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 30 Nm, elastische Schichten

10.1.2 Ringvarianten bei 50 Nm

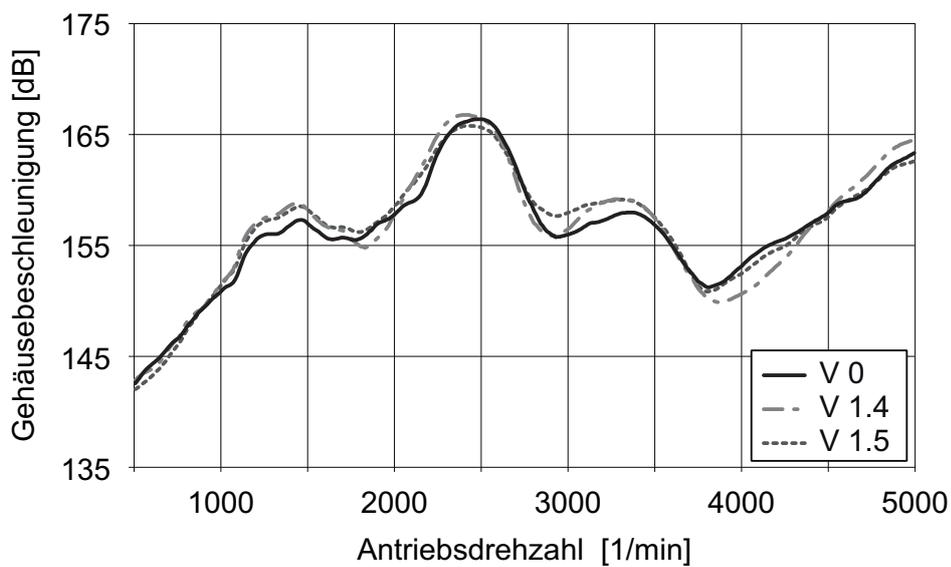


Abb. 10.4. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 50 Nm, dämmende Maßnahmen

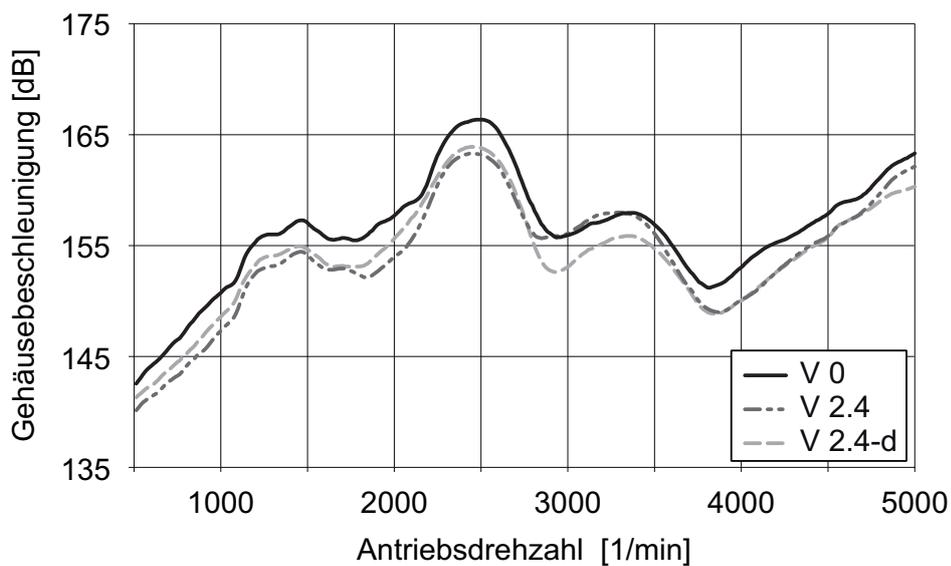


Abb. 10.5. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 50 Nm, dämpfende Maßnahmen

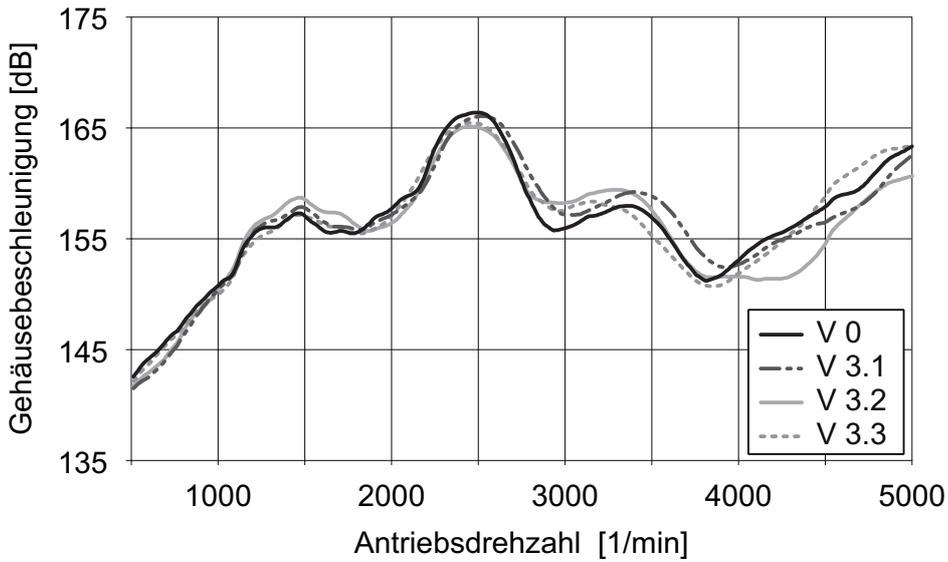


Abb. 10.6. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 50 Nm, elastische Schichten

10.1.3 Ringvarianten bei 100 Nm

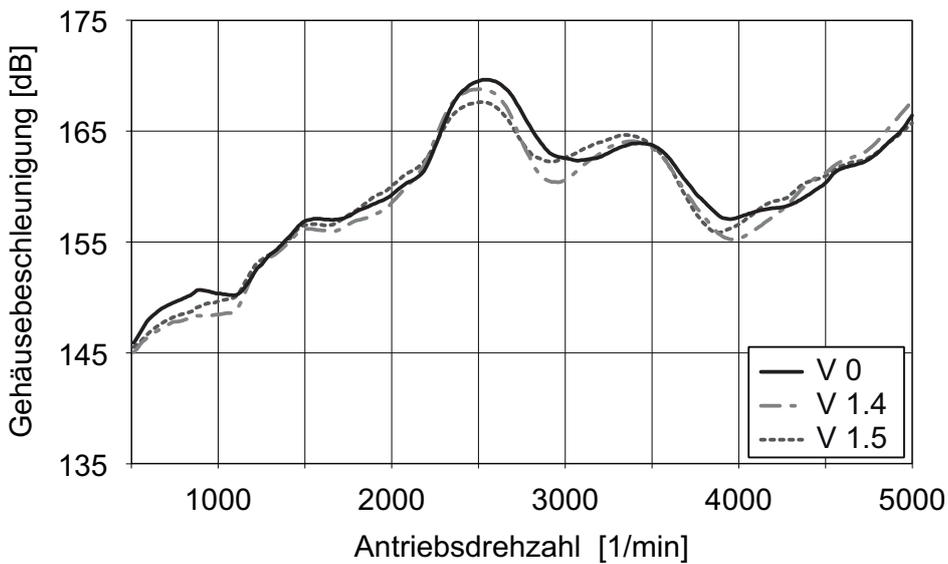


Abb. 10.7. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 100 Nm, dämmende Maßnahmen

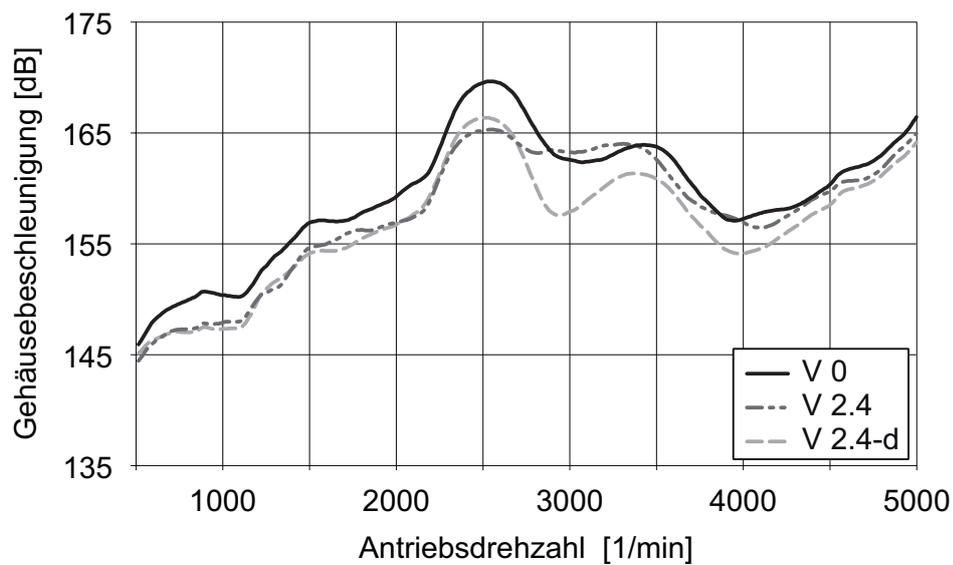


Abb. 10.8. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 100 Nm, dämpfende Maßnahmen

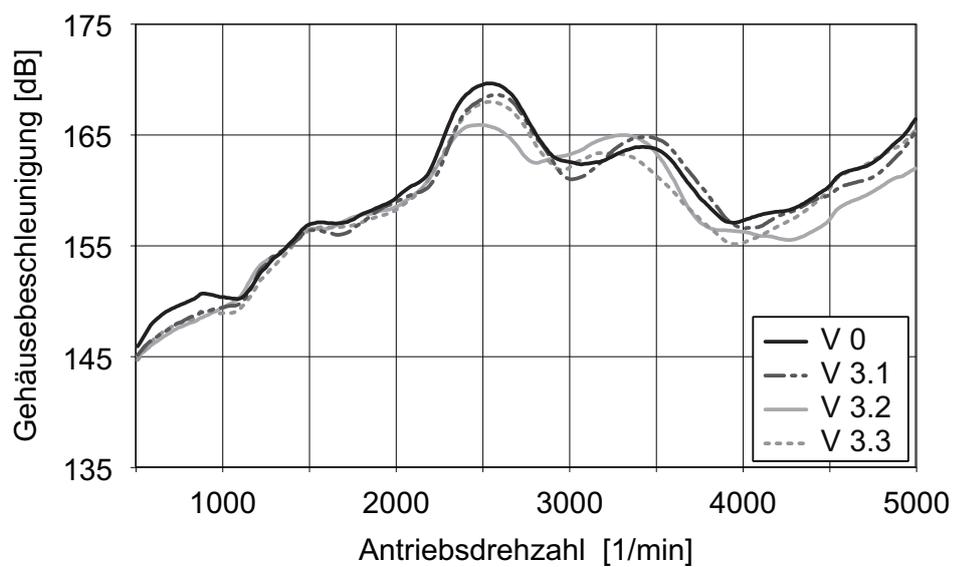


Abb. 10.9. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle B, 100 Nm, elastische Schichten

10.2 Messungen an Stelle C

10.2.1 Ringvarianten bei 30 Nm

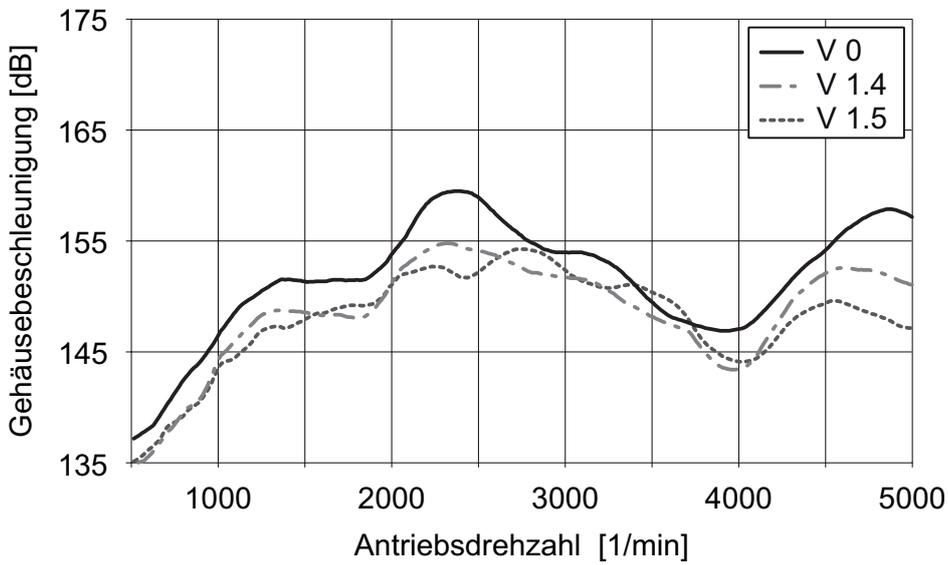


Abb. 10.10. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 30 Nm, dämmende Maßnahmen

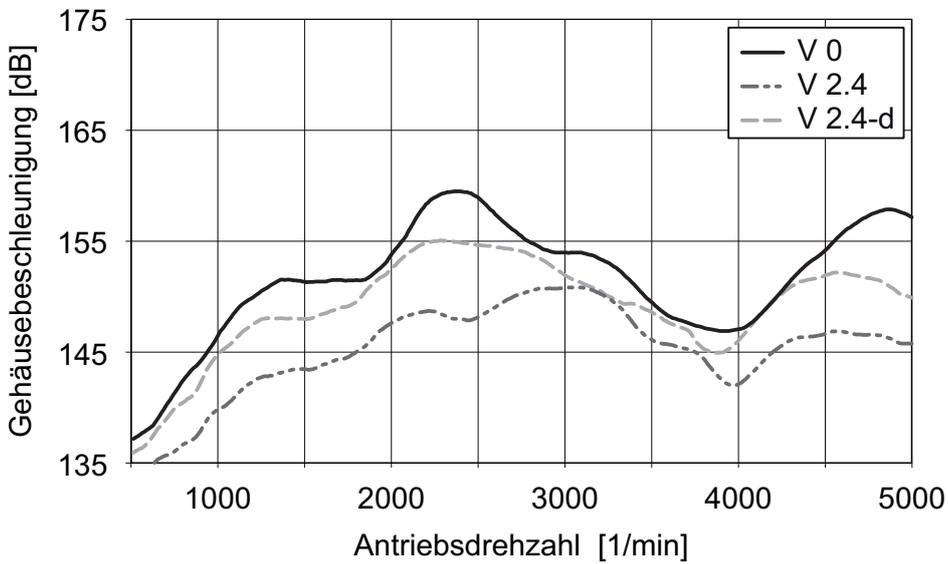


Abb. 10.11. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 30 Nm, dämpfende Maßnahmen

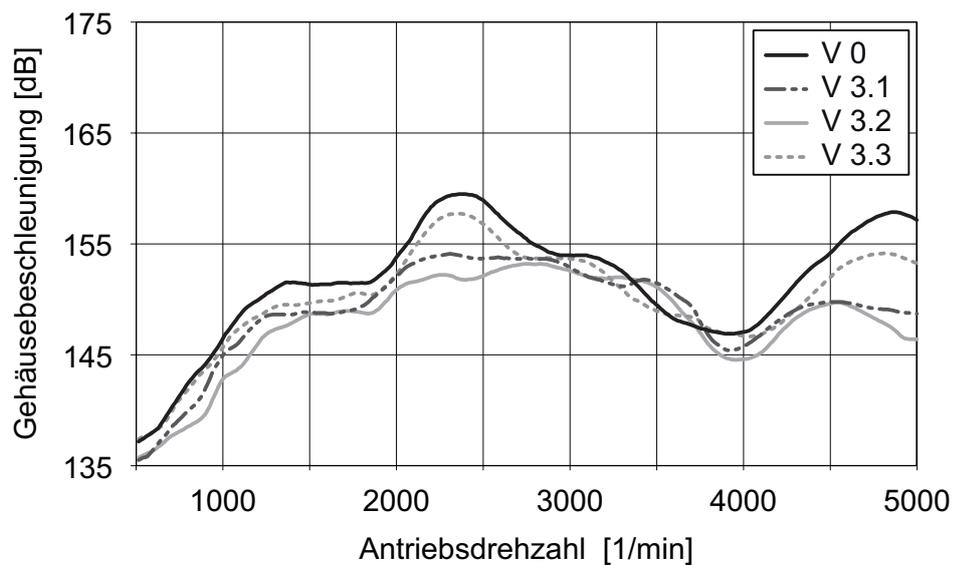


Abb. 10.12. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 30 Nm, elastische Schichten

10.2.2 Ringvarianten bei 50 Nm

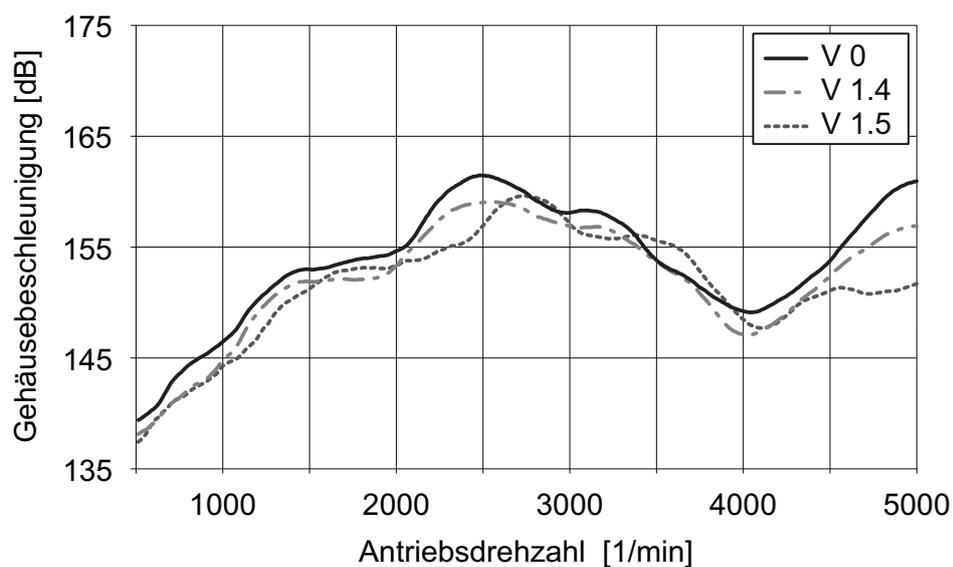


Abb. 10.13. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 50 Nm, dämmende Maßnahmen

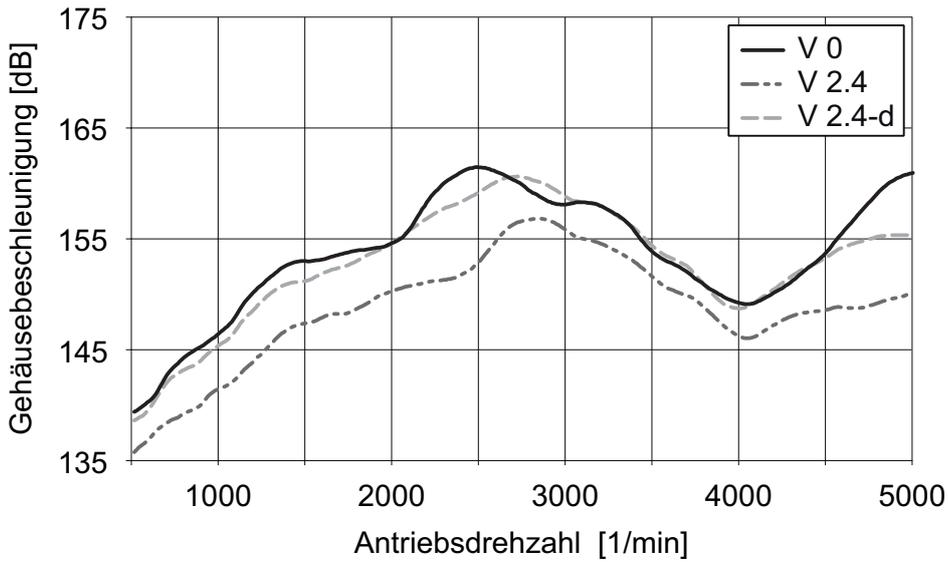


Abb. 10.14. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 50 Nm, dämpfende Maßnahmen

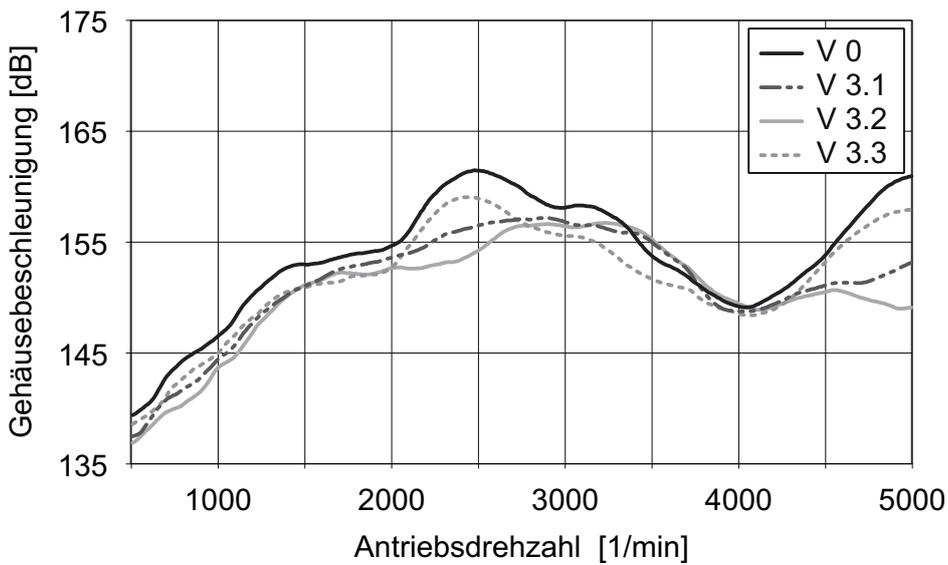


Abb. 10.15. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 50 Nm, elastische Schichten

10.2.3 Ringvarianten bei 100 Nm

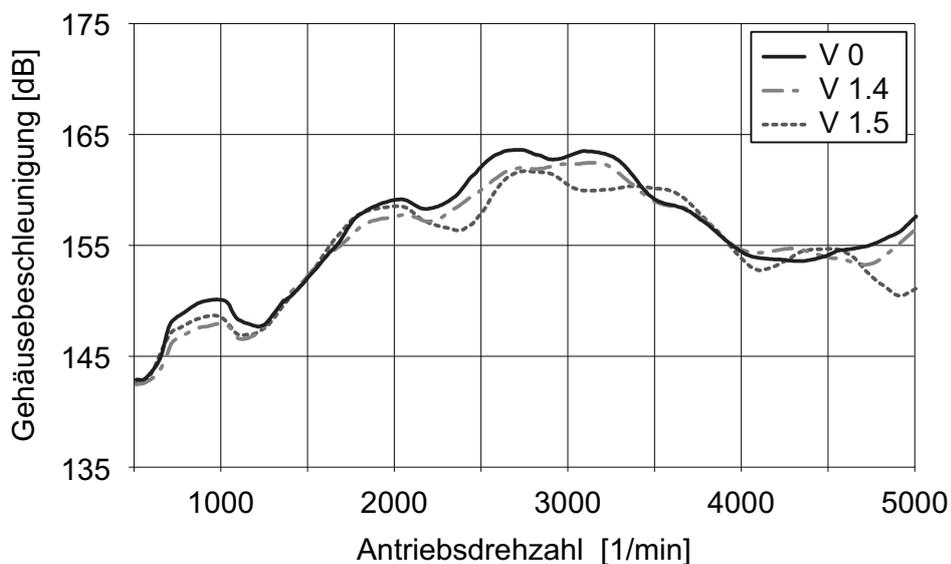


Abb. 10.16. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 100 Nm, dämmende Maßnahmen

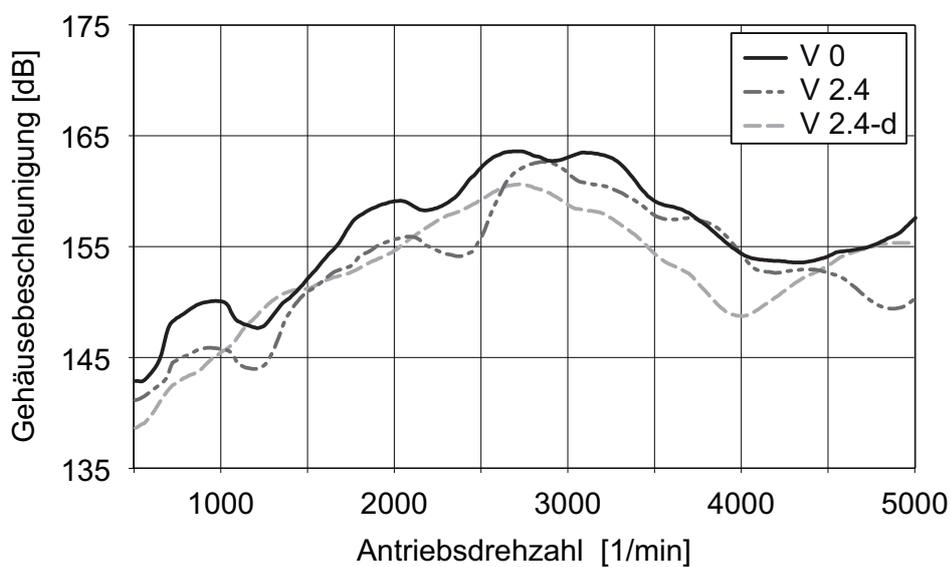


Abb. 10.17. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 100 Nm, dämpfende Maßnahmen

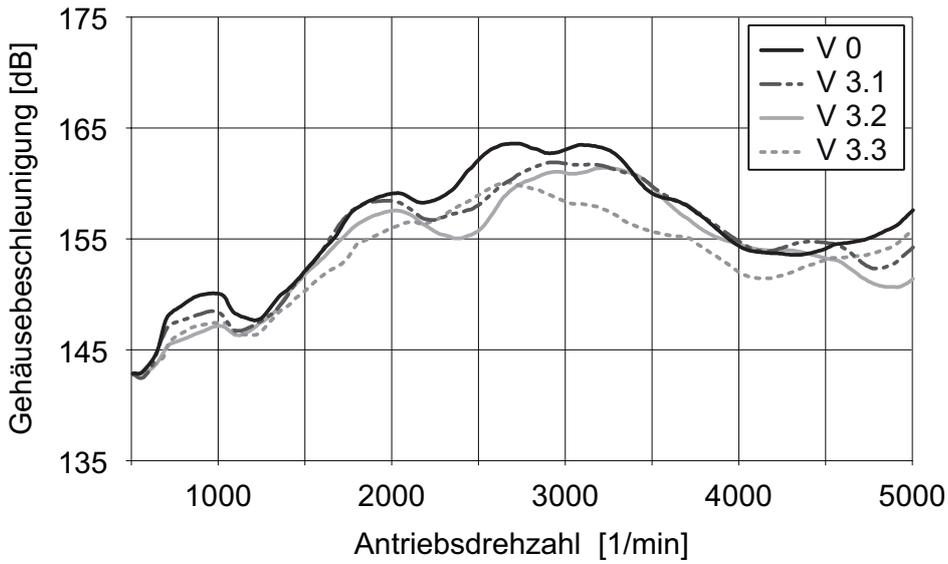


Abb. 10.18. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle C, 100 Nm, elastische Schichten

10.3 Messungen an Stelle D

10.3.1 Ringvarianten bei 30 Nm

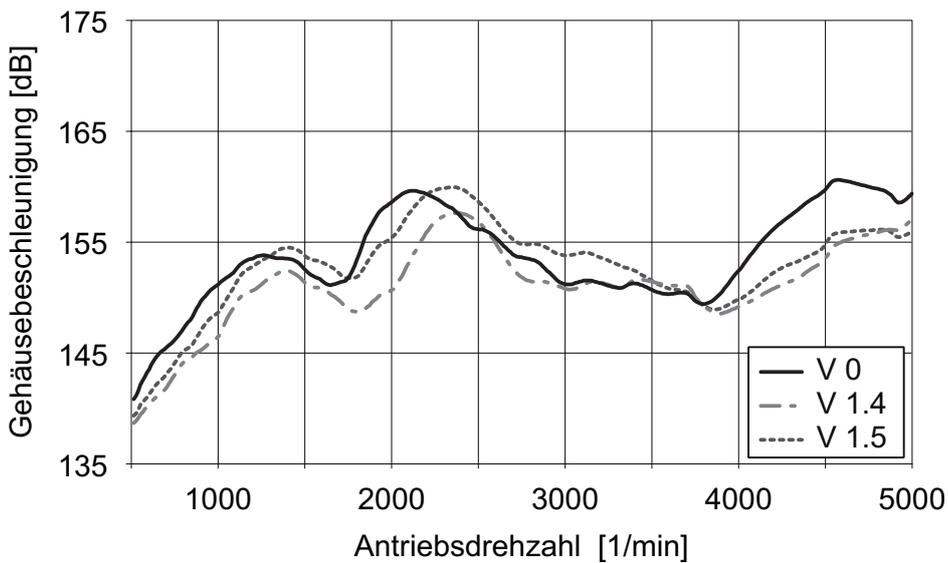


Abb. 10.19. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 30 Nm, dämmende Maßnahmen

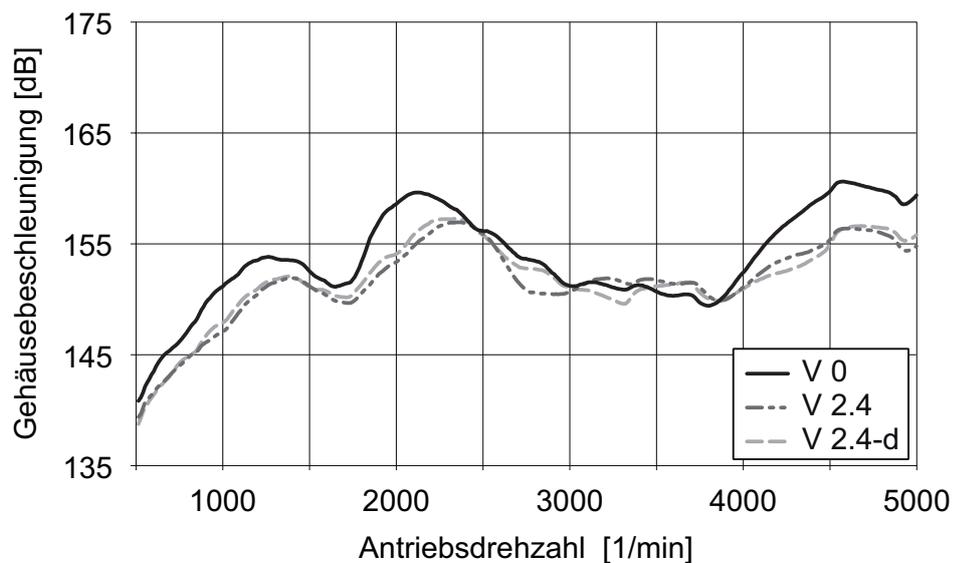


Abb. 10.20. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 30 Nm, dämpfende Maßnahmen

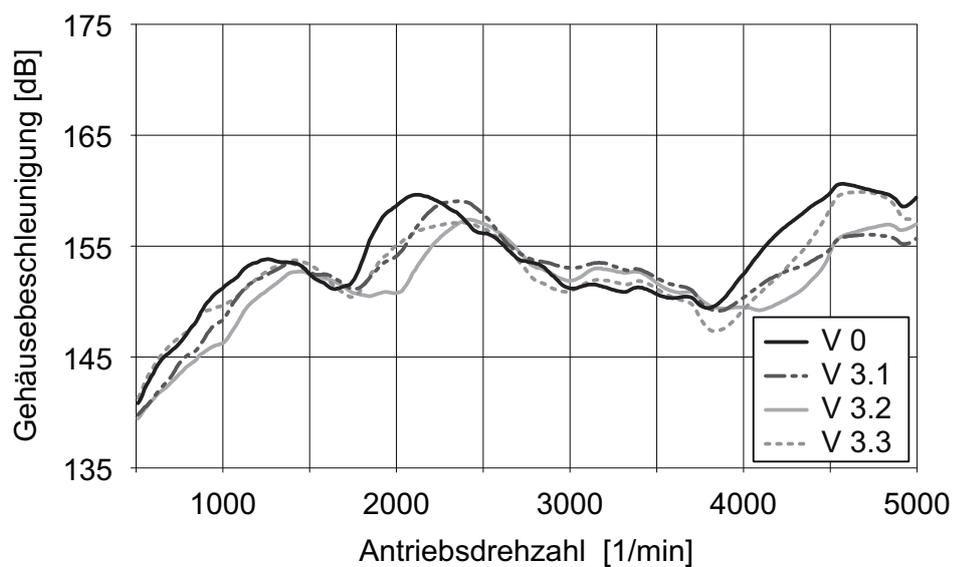


Abb. 10.21. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 30 Nm, elastische Schichten

10.3.2 Ringvarianten bei 50 Nm

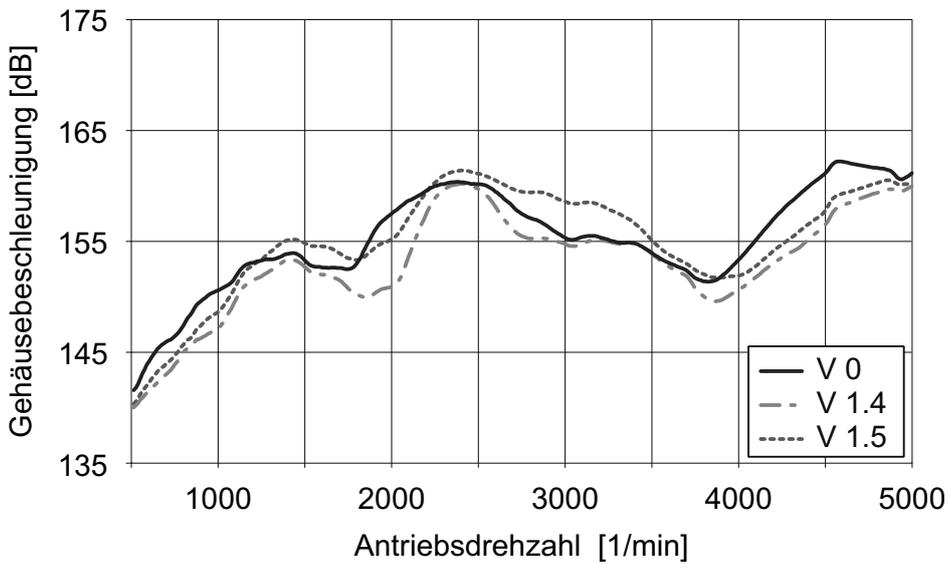


Abb. 10.22. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 50 Nm, dämmende Maßnahmen

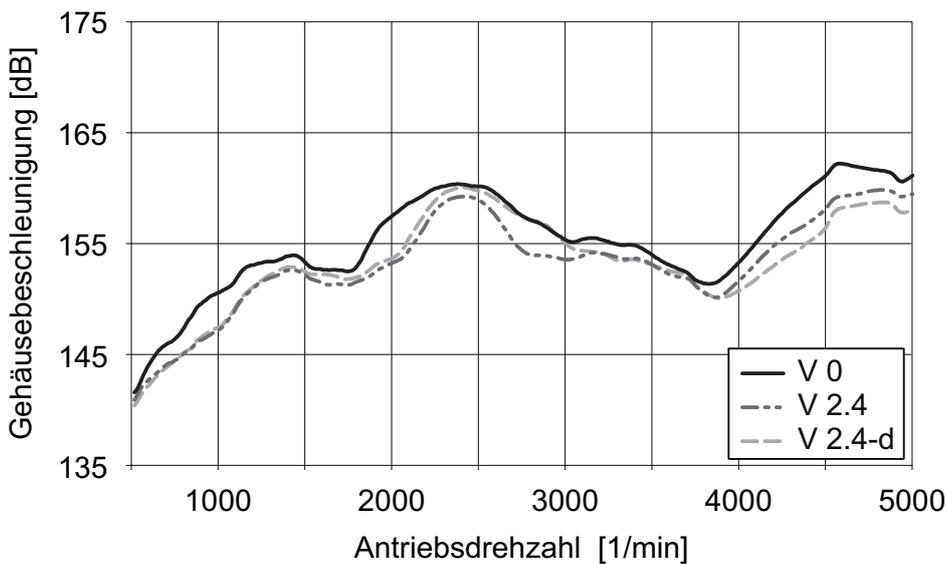


Abb. 10.23. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 50 Nm, dämpfende Maßnahmen

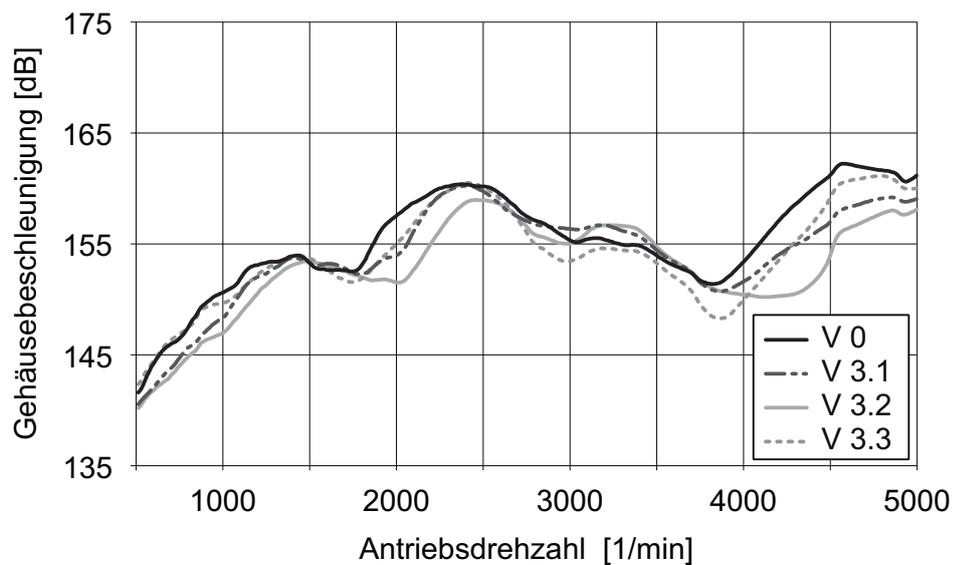


Abb. 10.24. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 50 Nm, elastische Schichten

10.3.3 Ringvarianten bei 100 Nm

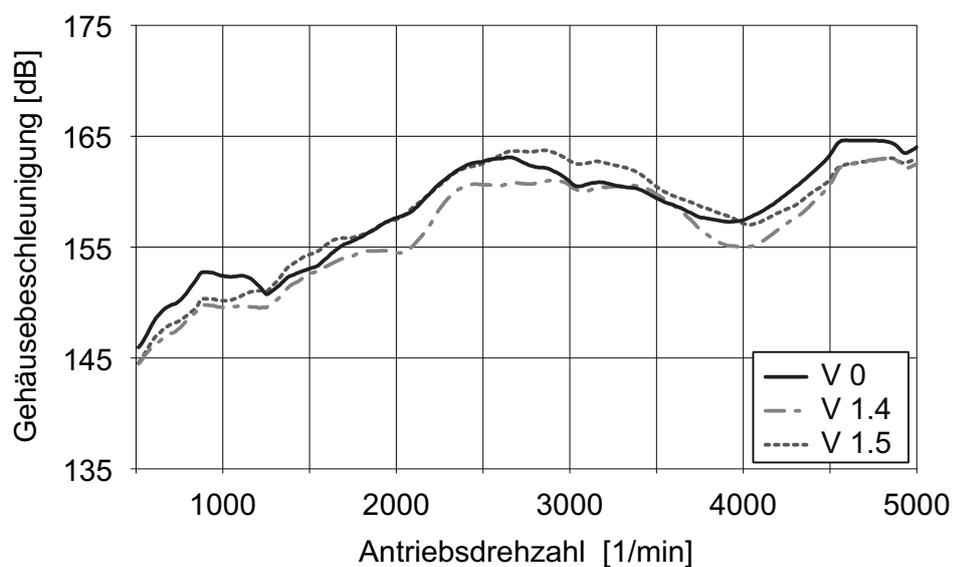


Abb. 10.25. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 100 Nm, dämmende Maßnahmen

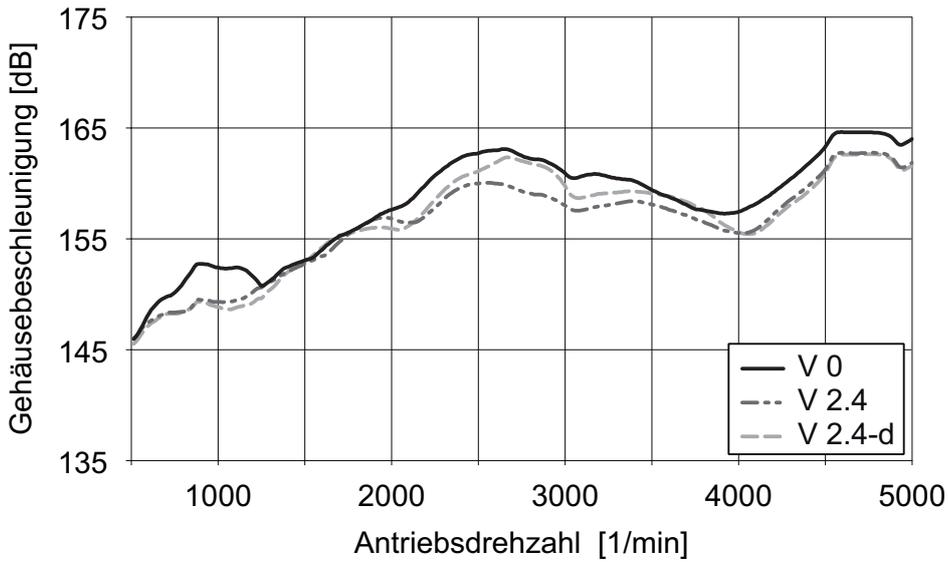


Abb. 10.26. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 100 Nm, dämpfende Maßnahmen

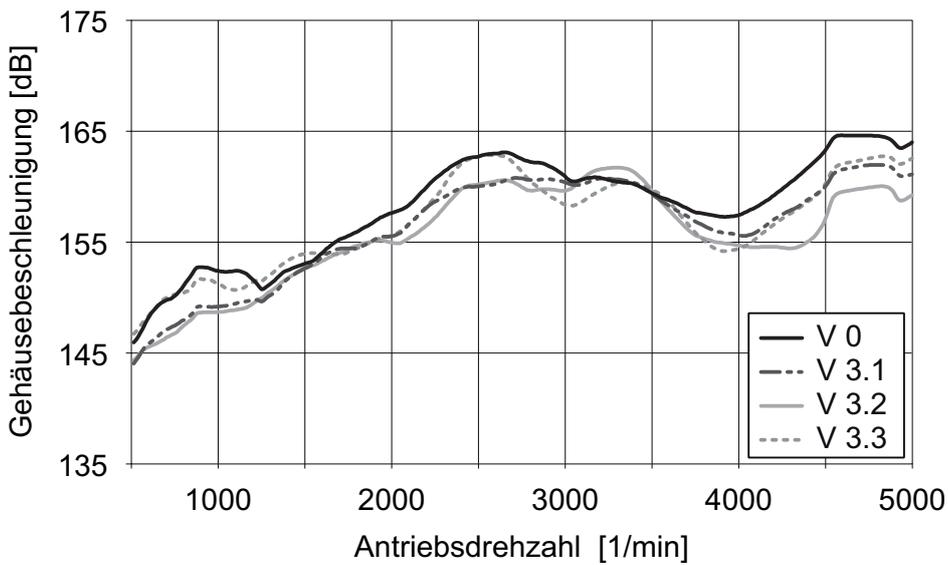


Abb. 10.27. Hochlauf von 700 1/min bis 5000 1/min, Stelle D, 100 Nm, elastische Schichten

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Sabine Sanzenbacher
Geburtsdatum/-ort: 18.05.1982 in Backnang

Schulbildung

1988 – 1992 Grundschule Mörikeschule in Backnang
1992 – 2001 Gymnasium in der Taus in Backnang

Studium

10/2002 – 11/2008 Maschinenwesen an der Universität Stuttgart
Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Technische Dynamik

Berufstätigkeit

01/2009 – 05/2014 Akademische Mitarbeiterin am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
07/2014 – heute Entwicklungsingenieurin im Bereich der Doppelkupplungsentwicklung bei der GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszylinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Krafffahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlauflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminimierung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlaufläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn
157	D. J. Maier	Sensorlose online Zustandserfassung von Vorschubantriebskomponenten in Werkzeugmaschinen
158	J.-P. Reibert	Statisches Abdichten auf nicht idealen Dichtflächen in der Antriebstechnik
159	M. Sommer	Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell
160	W. Haas	Basics der Dichtungstechnik
161	U. Nißler	Dichtheit von Hydraulikstangendichtringen aus Polyurethan
162	S. M. Neuberger	Entwicklung einer gasgeschmierten Gleitringdichtung für den Einsatz im Verbrennungsmotor
163	W. Goujavin	Strömungsmechanische Untersuchungen zur Funktionsweise von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds mit Rückförderstrukturen
164	K. Mutter	Simulation der Zuverlässigkeit von Gesamtfahrzeugfunktionen am Beispiel Fahrkomfort

