

Hochdrehzahl-Getriebe für elektromechanische Antriebsstränge

Daniel Schweigert

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design
der Technischen Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Johannes Fottner

Prüfende der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl
2. Prof. Dr.-Ing. Bernd Ponick

Die Dissertation wurde am 26.08.2024 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 14.01.2025 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG) der Technischen Universität München. Die Grundlage dieser Arbeit bilden die Ergebnisse des vom Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie geförderten Verbundprojekts SPEED4E sowie der im Auftrag der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) durchgeführten Forschungsvorhaben FVA 711 II und FVA 711 III.

Mein Dank gilt zunächst meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl, für die Möglichkeit, diese Arbeit an seinem Lehrstuhl durchzuführen, sowie für die stets konstruktiven Diskussionen und die gute Vorbereitung auf meine berufliche Zukunft.

Ich danke Prof. Dr.-Ing. Bernd Ponick für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Koreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Johannes Fottner danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und die angenehme Atmosphäre bei der Prüfung.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Otto, der mich während der gesamten Promotionszeit als Abteilungsleiter fachlich begleitet hat. Seine Unterstützung, sein offenes Ohr sowie seine menschlich ausgesprochen angenehme Art haben meine Arbeit und den Arbeitsalltag in besonderer Weise bereichert.

Im Projekt SPEED4E durfte ich mit einem tollen Team an der FZG zusammenarbeiten: Dr.-Ing. Marco Mileti, Bernd Morhard, Lukas Pointner-Gabriel und Patrick Strobl – danke für die Mischung aus Fachkompetenz, Teamgeist und Kulinarik.

Danke auch an Dr.-Ing. Hermann Pflaum für die wertvolle Unterstützung im Projekt SPEED4E.

Ein besonderer Dank geht auch an meine Bürokollegen im legendären Dynamikerbüro: Dr.-Ing. Max Fromberger, Sebastian Sepp, Dr.-Ing. Joshua Götz, Markus Rothmund und Marius Fürst. Ob technische Diskussionen, spontane Kaffeepausen oder der eine oder andere völlig unnötige, aber sehr unterhaltsame Büroklatsch – ihr habt den Arbeitsalltag angenehmer und oft auch deutlich lustiger gemacht.

Darüber hinaus danke ich allen weiteren Kollegen und Freunden, die meine Zeit an der FZG bereichert haben: Michael Geitner, Stefan Sendlbeck, Florian Oberneder, Stefan Reitschuster, Dr.-Ing. Thomas Schneider, Alexander Drechsel, Dr.-Ing. Josef Pellkofer, Jonas Hochrein, Michael Hofer, Stefan Landler, Alois Wenig, Marvin Zander, Lorenz Constien, Dr.-Ing. Philipp Roth, Constantin Paschold, Christoph Leonhardt, Dr.-Ing. Christopher Illenberger, Dr.-Ing. Tobias Paucker, Dr.-Ing. Uwe Weinberger sowie ganz besonders Dr.-Ing. Markus Daffner, der mir den Weg zur FZG überhaupt erst eröffnet hat. Vielen Dank für eure Unterstützung, den kollektiven Austausch und das stets angenehme Miteinander.

Bedanken möchte ich mich auch bei den weiteren Mitarbeitenden der FZG, ohne deren Unterstützung im Hintergrund vieles nicht so reibungslos gelaufen wäre. Namentlich danke ich Konny Güth, Andrea Hünlein, Conny Ambrosch-Fischer, Marco Breidinger, Inge Brodschelm, Reiner Duschek, Ralf Kiepfer, Markus Beyer, Tim Teichelmann und Klaus Winkler herzlich für ihre Hilfe und ihr Engagement.

Der größte Dank gilt meiner Familie: Vielen Dank an meine Eltern Susanne und Theo, die mich in jeder Lebensphase stets unterstützt und bestärkt haben. Ebenso danke ich meinen Geschwistern, meinen Schwiegereltern, Schwägerinnen und Schwagern für ihren Rückhalt und ihre Unterstützung. Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Jana und meinen Kindern Levi und Elea, die mir mit ihrer Liebe, Geduld und Unterstützung den wichtigsten Rückhalt gegeben haben. Ohne Euch hätte ich es sicherlich nicht geschafft!

DANIEL SCHWEIGERT

München, am 25.05.2025

Kurzfassung

Die Arbeit befasst sich mit Vor- und Nachteilen von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge im Hinblick auf die Leistungsdichte und das Schwingungsverhalten. Basis ist eine Konzeptstudie zum Einfluss der maximalen Antriebsdrehzahl auf das sich ergebende Gewicht des E-Antriebs sowie ein Technologieträger mit maximalen Drehzahlen von bis zu 50.000 1/min. Der Technologieträger beinhaltet ein Hochdrehzahl-Planetengetriebe, dessen Schwingungsverhalten experimentell und numerisch für verschiedene Verzahnungen und Drehzahlbereiche charakterisiert wird. Die experimentellen Ergebnisse stehen dabei in gutem Einklang mit einer im Rahmen der Arbeit erweiterten, stationären Störungsrechnung als recheneffizientes Näherungsverfahren des dynamischen Schwingungsverhaltens von Getriebesystemen. Die Arbeit schließt mit einer Empfehlung zur Wahl der maximalen Antriebsdrehzahl basierend auf den erhobenen Mess- und Simulationsergebnissen unter den in der Konzeptstudie geltenden Randbedingungen.

Abstract

The work deals with the advantages and disadvantages of high-speed gearboxes for electro-mechanical drivetrains concerning power density and vibration behavior. Basis is a concept study on the influence of the maximum motor speed on the resulting weight of the e-drive as well as a prototype with maximum motor speeds of up to 50,000 1/min. The prototype includes a high-speed planetary gearbox whose vibration behavior is characterized experimentally and numerically for different gearings and speed ranges. The experimental results are in good agreement with an extended, stationary disturbance calculation as a computationally efficient approximation method of the dynamic vibration behavior of transmission systems. The work concludes with a recommendation for the selection of the maximum drive speed based on the measurement and simulation results obtained under the boundary conditions applicable in the concept study.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand des Wissens	2
2.1	Der elektromechanische Fahrzeug-Antriebsstrang	2
2.1.1	Überblick über mögliche Antriebsstrangtopologien	2
2.1.2	Varianten des differentialbasierten Zentralantriebs	3
2.1.3	Bestandteile und Komponenten eines elektromechanischen Antriebsstrangs	4
2.1.4	Maximale Antriebsdrehzahlen in elektromechanischen Antriebssträngen	10
2.2	Grundlagen der Maschinenakustik	11
2.2.1	Grundbegriffe und -zusammenhänge in der Akustik	11
2.2.2	Maschinenakustische Grundgleichung	13
2.3	Schwingungsanregung in elektromechanischen Antriebssträngen	14
2.3.1	Schwingungsanregung durch die Leistungselektronik	15
2.3.2	Schwingungsanregung durch die elektrische Maschine	16
2.3.3	Schwingungsanregung durch rotordynamische Effekte	17
2.3.4	Die Verzahnungen des Getriebesystems als Quelle der Schwingungsanregung	19
2.4	Rechnerische Abbildung des Betriebszustandes von Getriebesystemen	22
2.4.1	Last- und Verformungsberechnung im Gesamtsystem aus Welle-Lager-Gehäuse	23
2.4.2	Berechnungsmethoden zum Schwingungsverhalten von Stirnradverzahnungen	29
2.4.3	Statische und quasi-statische Kennwerte zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens	30
2.4.4	Stationäre Störungsrechnung zur Näherungslösung des Schwingungsverhaltens	31
2.4.5	Dynamische Simulation des Schwingungsverhaltens	35
2.5	Dynamisches Verhalten von Planetengetriebesystemen	38
2.5.1	Eingriffsfolge	38
2.5.2	Zahneingriffsfrequenz	39
2.5.3	Seitenbänder	40
2.5.4	Eigenfrequenzen und Schwingungsformen	41
2.5.5	Lastaufteilung in Planetengetrieben	42
2.6	Fazit zum Stand des Wissens	43
3	Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit	44
3.1	Problemstellung	44
3.2	Zielsetzung und Lösungsweg	45
4	Studie zum Potential von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge	46

4.1	Konzeptstudie zum Einfluss der max. Drehzahl auf die Leistungsdichte	46
4.1.1	Ermittlung der Getriebe-Eingangsgößen und Gesamt-Übersetzungsverhältnisse	48
4.1.2	Betrachtete Getriebekonfigurationen	49
4.1.3	Bestimmung der Teilübersetzungen der Getriebesysteme	49
4.1.4	Verzahnungsauslegung und -dimensionierung	50
4.1.5	Strukturgenerierung des Welle-Lager-Systems	52
4.1.6	Generierung einer vereinfachten Gehäusegeometrie	53
4.1.7	Resultierende Massen und Volumen der Getriebekonfigurationen	54
4.2	Leistungsdichte der Hochdrehzahl-Antriebsstränge aus der Konzeptstudie	55
5	Technologieträger zur experimentellen Erprobung von Hochdrehzahl-Getrieben	59
5.1	Topologie des Hochdrehzahl-Getriebes	59
5.2	Verzahnungshauptgeometrie des Hochdrehzahl-Planetengetriebes	62
6	Erweiterte Modellierungsansätze zum Verformungs- und Schwingungsverhalten von Getriebesystemen	65
6.1	Erweiterte Methode zur Berücksichtigung von Gehäusesteifigkeiten	65
6.2	Einfluss von Zentrifugalkräften auf das Last- und Verformungsverhalten in Hochdrehzahl-Planetengetrieben	72
6.3	Erweiterte stationäre Störungsrechnung zur zeiteffizienten Näherung des Schwingungsverhalten	74
6.3.1	Berechnung der Kraftanregung am Hohlrad	75
6.3.2	Modalanalyse zur näherungsweisen Berechnung der Übertragungsfunktion	78
6.3.3	Virtueller Drehzahlhochlauf zur Identifikation kritischer Drehzahlbereiche	82
6.4	Verzahnungs-Mikrogeometrien des Hochdrehzahl-Planetengetriebes	84
7	Prüfstandsaufbau, eingesetzte Messtechnik und Versuchsablauf	86
7.1	Hochdrehzahl-Prüfstand der Forschungsstelle	86
7.2	Messtechnik zur Beschleunigungsmessung am Getriebegehäuse	87
7.3	Unsicherheit der Körperschallmessungen	88
7.4	Positionierung der Beschleunigungssensoren	89
7.5	Versuchsprogramm und Prüfbedingungen	90
7.6	Methoden zur Auswertung der Beschleunigungssignale	91
8	Dokumentation und Diskussion der Messergebnisse zum Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Getriebes	93
8.1	Grundlegende Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von TG1	93
8.2	Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen TG1 für die Referenzvariante	95
8.2.1	Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengetriebes	95
8.2.2	Drehzahleinfluss auf das Schwingungsverhalten	98

8.2.3	Charakteristik des Schwingungsverhaltens im Motorkennfeld	99
8.2.4	Schwingungsverhalten von Stirnradstufe 2	101
8.3	Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen an TG1 für die NVH-optimierte Variante	103
8.3.1	Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengeriebes	103
8.3.2	Drehzahleinfluss auf das Schwingungsverhalten.....	105
8.3.3	Charakteristik des Schwingungsverhaltens im Motorkennfeld	107
8.3.4	Schwingungsverhalten von Stufe 2	108
8.4	Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen TG1 für die Low-Loss-Variante	110
8.4.1	Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengeriebes	110
8.5	Vergleichende Betrachtung und Diskussion der Messergebnisse	112
9	Zusammenfassung	115
10	Ausblick	117

Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$u_{U0,Soll}$	V	Sollwertsignal einer Sinus Dreieck-Modulation
f_1	Hz	Grundfrequenz einer Sinus Dreieck-Modulation
u_{Δ}	V	Trägersignal einer Sinus Dreieck-Modulation
f_T	Hz	Frequenz des Trägersignals einer Sinus Dreieck-Modulation
U_d	V	Zwischenkreisspannung
q	-	Taktzahl einer Sinus Dreieck-Modulation
v	$\frac{m}{s}$	Schallschnelle
p_L	Pa	Schalldruck
Z	$\frac{Pa \cdot s}{m}$	spezifische Schallkennimpedanz
I	$\frac{W}{m^2}$	Schallintensität
L_p	dB	Schalldruckpegel
p_0	Pa	Bezugsschalldruck ($p_0 = 20 \mu Pa$)
L_I	dB	Schallintensitätspegel
I_0	$\frac{W}{m^2}$	Bezugsschallintensität ($I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$)
L_F	dB	Kraftpegel
L_h	dB	Körperschallmaß
L_{σ}	dB	Abstrahlmaß
L_W	dB	Schallleistung
Q	-	Statornutenzahl
p	-	Polpaarzahl
ϵ	mm	Exzentrizität des Schwerpunkt eines Läufers
Ω	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit / Erregerkreisfrequenz
ρ_w	mm	Elastische, radiale Verformung eines Läufers
G	$\frac{mm}{s}$	Auswuchtgüte
c_s	$\frac{N}{mm \cdot \mu m}$	Gesamt-Zahnfedersteifigkeit je Einheit Zahnbreite
c	$\frac{N}{mm \cdot \mu m}$	Einzel-Zahnfedersteifigkeit je Einheit Zahnbreite
c_{γ}	$\frac{N}{mm \cdot \mu m}$	Mittlere Gesamt-Zahnfedersteifigkeit je Einheit Zahnbreite
ϵ_{α}	-	Profilüberdeckung
ϵ_{β}	-	Sprungüberdeckung
ϵ_{γ}	-	Gesamtüberdeckung
M		Massenmatrix
$\ddot{x}$		Beschleunigungsvektor
K		Dämpfungsmatrix
$\dot{x}$		Geschwindigkeitsvektor

Zeichen	Einheit	Beschreibung
C		Steifigkeitsmatrix
x		Ortsvektor
f		externer Lastvektor
$K_{h\beta}$	-	Breitenlastfaktor
K_0		Konstante, mittlere Dämpfungsmatrix
C_0		Konstante, mittlere Steifigkeitsmatrix
ε	-	Kennzeichnet die Kleinheit der zeitvariablen Anteile
C_d		Zeitlich veränderliche Steifigkeitsmatrix
f_0		Konstanter, mittlerer Lastvektor
f_d		Zeitlich veränderlicher Lastvektor
x_0		Konstanter, mittlerer Ortsvektor
ω	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Eigenkreisfrequenz
φ		Eigenvektor
Φ		Modalmatrix, bestehend aus Eigenvektoren / fixed interface mode Matrix
$\tilde{M}$		Modale Massenmatrix
$\tilde{C}$		Modale Steifigkeitsmatrix
z		Vektor der modalen Auslenkungen
$\tilde{f}$		Modaler Lastvektor
V		Frequenzgangmatrix
v_{kl}		Übertragungsfunktion Antwortfreiheitsgrad k zu Erregerfreiheitsgrad l
ϑ	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
$\tilde{K}$		Modale Dämpfungsmatrix
α	-	Proportionalitätsfaktor Massenmatrix bei der Rayleigh-Dämpfung
β	-	Proportionalitätsfaktor Steifigkeitsmatrix bei der Rayleigh-Dämpfung
θ		Trägheitsmoment des Zahnrades
r_b	mm	Grundkreisradius
k_z	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Dämpfungskonstante
f_E	Hz	Eigenfrequenz des Einmassenschwingers
m_{red}		Reduzierte Masse des Einmassenschwingers
$q_{i,a}$	-	Durchmesser Verhältnis Bohrungsradius r_i zu Außendurchmesser r_a eines Zahnrades
a	mm	Achsabstand
i	-	Übersetzung

Zeichen	Einheit	Beschreibung
N	-	Bezugsdrehzahl als Verhältnis aus Zahneingriffsfrequenz und Eigenfrequenz
f_z	Hz	Zahneingriffsfrequenz
z	-	Zähnezahl
n	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl
K_v	-	Dynmikfaktor
n_1	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl Zentralwelle 1 bzw. Sonnenwelle
n_s	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl Planetenträger bzw. Stegwelle
z_1	-	Zähnezahl Zentralwelle 1 bzw. Sonnenrad
K_γ	-	Lastaufteilungsfaktor in Planetengetrieben
L_a	dB	Berechneter translatorischer Beschleunigungspegel
a_0	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Bezugswert für Beschleunigung $a_0 = 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
L_α	dB	Berechneter translatorischer Beschleunigungspegel
α_0	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Bezugswert für Winkelbeschleunigung $\alpha_0 = 10^{-10} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
e	-	Relativer Fehler einer Messgröße
L_e	dB	Gepegelter Messfehler
L_z	dB	Beliebige, gemessene Pegelgröße
z_w	V	Wahre Messgröße z
z_0	V	Bezugswert der Messgröße z
L_{zw}	dB	wahrer gepegelter Messwert
L_k	dB	Körperschallpegel

Abkürzungen

Abkürzung	Ausschreibung
EV	Elektrofahrzeug
EM	Elektrische Maschine
BEV	Batterieelektrisches Fahrzeug
PDM	Pulsdauermodulation
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode
Si	Silizium
MOSFET	Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor
SiC	Siliziumkarbid
NVH	Noise, Vibration, and Harshness
ASM	Asynchronmaschine
PMSM	Permanentlymagnetisch erregte Synchronmaschine
FE	Finite-Elemente
RIKOR	EDV-Programm RIKOR (RitzelKORrektur)
LAGER2	EDV-Programm Lager2 zur Wälzlagerberechnung
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	schnelle Fourier-Transformation
DZP	EDV-Programm DZP (Dynamisches Zahnkräfte-Programm)
ZEO	Zahneingriffsordnung
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
GAP	Getriebeauslegungsprogramm
2ST	zweistufiges Stirnradgetriebe
3ST	dreistufiges Stirnradgetriebe
PLST	Planeten-Stirnradgetriebe
STplus	Stirnradberechnungsprogramm
TG	Teilgetriebe
SO	Ordnung bzgl. der Stegdrehzahl
ÜF	Übertragungsfunktion
ES	Eingriffsstrecke
RO	Ordnung bzgl. der Rotordrehzahl
PRS	Planetenradsatz

1 Einleitung

Die Bewältigung umweltbedingter Herausforderungen aufgrund des Klimawandels stellt die größte Aufgabe der aktuellen Generationen dar. Als Antwort auf diese Herausforderungen verabschiedete die Europäische Kommission im Jahr 2019 den sogenannten europäischen Grünen Deal [Eur19] mit dem Ziel, in der Europäischen Union eine faire und wohlhabende Gesellschaft mit einer modernen, ressourceneffizienten und wettbewerbsfähigen Wirtschaft aufzubauen. Bei der Erreichung dieses Ziels spielt eine rasche Umstellung auf eine nachhaltige Mobilität und insbesondere der Wandel zur emissionsfreien Elektromobilität eine wichtige Rolle. Im Mittelpunkt dieser Mobilitätswende steht dabei die Steigerung der Energieeffizienz aller im Mobilitätssektor beteiligten Systeme und Subsysteme.

Als eines dieser Systeme prägt der elektromechanische Antriebsstrang maßgeblich die Energieeffizienz von Elektrofahrzeugen (EV). Mit den drei Subsystemen Umrichter, Elektrische Maschine (EM) und Getriebe ist der elektromechanische Antriebsstrang für die Umwandlung der elektrischen Energie aus dem Batteriesystem in die Vortriebsenergie des Fahrzeuges verantwortlich. Die Hersteller elektromechanischer Antriebsstränge nutzen viele Wege zur Erhöhung der Energieeffizienz dieses Systems. Ein Weg stellt dabei das Konzept von Hochdrehzahl-Antrieben mit schnell drehenden Elektromotoren in Verbindung mit hoch übersetzten Getriebesystemen dar. Die Steigerung der Drehzahl des antreibenden Elektromotors ermöglicht bei gleichbleibender Leistungsanforderung eine kompaktere und leichtere Konstruktion der Antriebsmaschine, wodurch Masse und Volumen eingespart werden können. Auf der anderen Seite führen die erhöhten Drehzahlen elektromechanischer Antriebsstränge jedoch zu weiter verschärften Herausforderungen insbesondere auf dem Gebiet des Schwingungsverhaltens der Getriebesysteme, an welches aufgrund des nicht vorhandenen Maskierungseffekts durch einen Verbrennungsmotor bereits hohe Anforderungen gesetzt sind.

Kapitel 2 der vorliegenden Arbeit widmet sich zunächst dem Stand des Wissens zu elektromechanischen Antriebssträngen im Allgemeinen, dem Schwingungsverhalten, der rechnerischen Abbildung des Betriebszustands sowie generell der Dynamik von Getriebesystemen. Ein spezieller Fokus liegt auf dem Einfluss der maximalen Antriebsdrehzahl auf die genannten Gesichtspunkte. Ein Fazit zum aktuellen Stand des Wissens zu Hochdrehzahl-Getrieben in Kapitel 2.6 leitet über zur Forschungsfrage, der Zielsetzung und dem angestrebten Lösungsweg in Kapitel 3.

2 Stand des Wissens

Der erste Teil im Stand des Wissens beschäftigt sich mit elektromechanischen Antriebssträngen im Allgemeinen, stellt dort die Komponenten sowie maximalen Drehzahlen in der Praxis vor und leitet über zu den typischen Quellen der Schwingungsanregung.

2.1 Der elektromechanische Fahrzeug-Antriebsstrang

Ein elektromechanischer Antriebsstrang ist ein komplexes System, das elektrische und mechanische Komponenten kombiniert, um elektrische Energie in mechanische Arbeit umzuwandeln. Er spielt eine wichtige Rolle in zahlreichen Anwendungen, darunter in Industriemaschinen, der Robotertechnik, in Systemen für erneuerbare Energien und insbesondere in Elektrofahrzeugen. In Batterieelektrischen Fahrzeugen (BEV) stellt der elektromechanische Antriebsstrang das Bindeglied zwischen der Traktionsbatterie als Energiespeicher und den Antriebsachsen des Fahrzeuges dar und besteht im Allgemeinen aus den drei Komponenten Wechselrichter, E-Maschine und Getriebe [Kam18]. Die genannten Komponenten können in den Antriebssträngen in unterschiedlichen Topologien angeordnet werden.

2.1.1 Überblick über mögliche Antriebsstrangtopologien

Die Komponenten in elektromechanischen Antriebssträngen können auf unterschiedliche Weisen angeordnet werden, wobei grundsätzlich zwischen differentialbasierten Zentralantrieben und Einzelradantrieben zu unterscheiden ist [Dop20, Gwi17a]. Einzelradantriebe sind sowohl mit als auch ohne Getriebe möglich. Abbildung 2.1 stellt die drei grundlegenden Topologien sowie die Anordnung der Komponenten schematisch dar. Als Energiespeicher in BEV dient bei allen Topologien stets der Hochvolt-speicher, welcher eine Gleichspannung (DC) an den Wechselrichter weitergibt. Der Wechselrichter (DC\AC) wandelt die Gleichspannung in Wechselspannung (AC), welche typischerweise zum Antrieb der E-Maschine in BEV benötigt wird. Im Fall des Radnabenantriebs ist die Antriebseinheit meist komplett oder teilweise in der Felge um die Radlager herum angeordnet, wodurch sich eine hohe Raumeffizienz und dadurch die Möglichkeit zur Umsetzung neuartiger Fahrzeugarchitekturen ergibt [Tsc19]. Durch den Wegfall des Achsgetriebes kann außerdem eine höhere Energieeffizienz, ein besseres Schwingungs- und Geräuschverhalten sowie ein geringerer Wartungsaufwand erreicht werden [Cai22]. Der

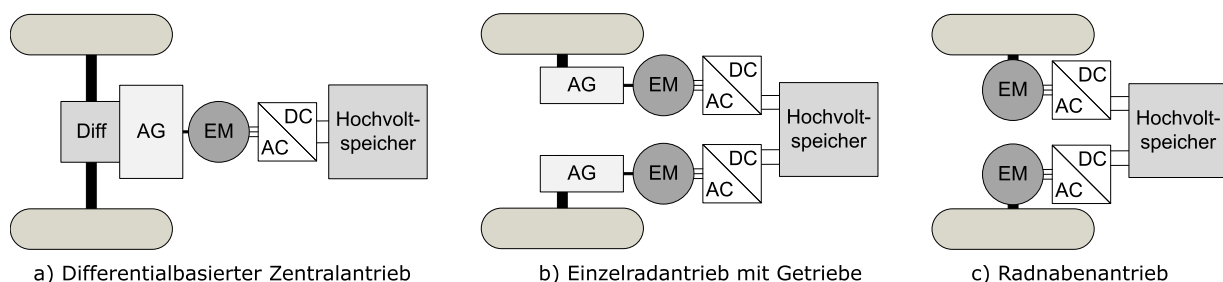


Abbildung 2.1: Grundlegende Topologien für elektromechanische Antriebsstränge in BEV [Gwi17a]

hohe Integrationsgrad und das Betriebsumfeld in der Felge führen auf der anderen Seite zu erheblichen Herausforderungen bei der Umsetzung von Radnabenmotoren. Aufgrund der deutlich niedrigeren Drehzahlen müssen die E-Maschinen hohe Drehmomente aufbringen, wodurch der Durchmesser und die Masse tendenziell steigen. Dieser erhöhte Platzbedarf steht wiederum im Konflikt mit dem begrenzten Bauraum, was zu einem aufwendigen Motordesign führen kann. Die erhöhte Masse sowie die direkte Koppelung der E-Maschine mit dem Rad produzieren außerdem eine hohe ungefederte Masse am Rad, was den Fahrkomfort und die Sicherheit negativ beeinflussen kann. Die genannten Herausforderungen und Nachteile führen dazu, dass sich Radnabantriebe bis heute noch nicht im Massenmarkt zum Antrieb von BEV etablieren konnten. [Dee23]

Die Anforderung an das Drehmoment der E-Maschine wird durch die Verwendung eines Getriebes gesenkt, wodurch der Bauraum und die Masse des Motors erheblich reduziert werden können. Das Getriebe stellt zwar eine zusätzliche Komponente dar, weist jedoch im Allgemeinen auf das Volumen bezogen ein deutlich geringeres Gewicht auf als elektrische Maschinen, wodurch Antriebseinheiten mit Getriebe eine höhere Leistungs- und Drehmomentdichte als Radnabantriebe erreichen können. Im Fall von Einzelradantrieben mit Getriebe erfolgt der Antrieb über zwei unabhängige E-Maschinen mit Getriebe radnah, wodurch kein Differentialgetriebe notwendig ist. Der Einzelantrieb mit Getriebe ermöglicht die Kombination hoher Anfahrmomente mit hohen maximalen Fahrzeuggeschwindigkeiten sowie Torque Vectoring durch die unterschiedliche Verteilung der Zugkraft auf die Räder, was durch das entstehende Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs die Fahrdynamik deutlich verbessern kann. Die Herausforderung bei der Auslegung radnaher Einzelradantriebe mit Getriebe besteht insbesondere in der durch die Fahrzeugbreite begrenzten Länge der Antriebssysteme. [Tsc19]

Die meisten elektromechanischen Antriebsstränge sind in der Praxis als ein differentialbasierter Zentralantrieb ausgeführt [Hof18, Kam18]. Der Vorteil dieser Topologie besteht insbesondere in der geringeren Anzahl benötigter Komponenten, da nur eine Antriebseinheit mit E-Maschine und Achsgetriebe benötigt wird. Hierdurch ist die zentralisierte Antriebsstrangkonfiguration tendenziell die kostengünstigste und am wenigsten komplexe Topologie für elektromechanische Antriebsstränge [Dop20].

2.1.2 Varianten des differentialbasierten Zentralantriebs

Die differentialbasierte Antriebsstrang-Topologie als Zentralantrieb erlaubt wiederum eine Reihe verschiedener Varianten zur Anordnung ihrer Komponenten. Eine Auswahl der gängigsten Konfigurationen ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Die in der Praxis gebräuchlichste Variante unter den Zentralantrieben stellt dabei der Parallelwellenantrieb dar, wobei die inneren Getriebewellen parallel und quer zur Fahrzeuglängsachse ausgerichtet sind. Die einfachste und in der Praxis gebräuchlichste Ausführung der achsparallelen Anordnung wiederum ist das zweistufige Stirnradgetriebe, wobei das Differential in der Regel durch die zweite Stirnradstufe angetrieben wird [Rod18]. Ebenso ist jedoch die Nutzung einer Kombination aus einem zur E-Maschine koaxial

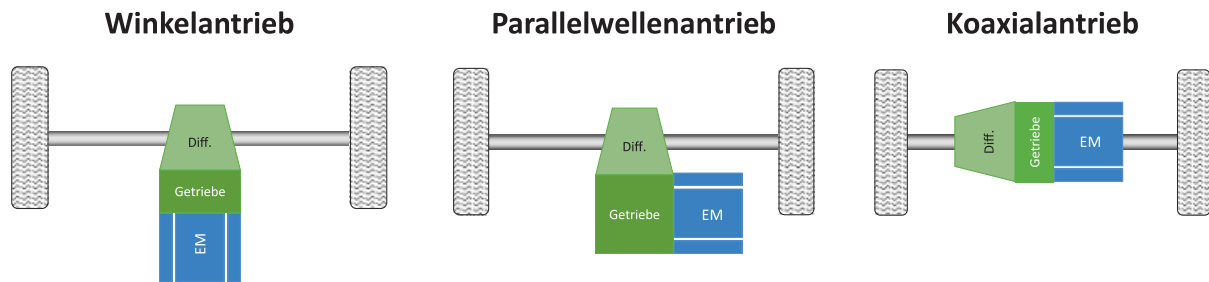


Abbildung 2.2: Verschiedene Varianten zur Anordnung der Komponenten für differentialbasierte Zentralantriebe [Dop20]

angeordneten Planetenradsatz mit einer nachfolgenden Stirnradstufe möglich [Tsc19].

Eine weitere Variante zur Anordnung der Komponenten differentialbasierter Zentralantriebe ist die Bauform als Koaxialantrieb. Bei dieser Antriebsform erfolgt der Abtrieb zu den Rädern koaxial zum Antrieb, indem die Abtriebswellen des Differentials durch den Rotor der E-Maschine geführt werden. Diese Antriebsform zeichnet sich insbesondere durch einen geringen Platzbedarf in radialer Richtung zu den Abtriebswellen aus. Konstruktiv ergeben sich auf der anderen Seite Herausforderungen bei der Integration des Differentials und bei der Gestaltung der Rotorwelle, welche als Hohlwelle ausgeführt werden muss und deren minimaler Durchmesser daher nach unten hin begrenzt ist. Für Antriebssysteme mit schnell drehenden E-Maschinen, welche im Allgemeinen Rotoren mit geringen Durchmessern besitzen, eignet sich diese Variante daher nur begrenzt. Analog zu den radnahen Einzelradantrieben sollte das Getriebesystem außerdem axial kompakt gestaltet werden, um den Abtriebswellen den notwendigen Bauraum zur Verfügung stellen zu können. [Dop20, Tsc19]

Die dritte Variante differentialbasierter Zentralantriebe ist der Winkelantrieb, bei dem die E-Maschine mit einem Achswinkel von 90° zur angetriebenen Achse orientiert ist. Entsprechend benötigt diese Variante eine Verzahnungsstufe mit einem Achswinkel von 90° , was die Nutzung eines Kegelraddifferentials nahelegt. Winkelantriebe spielen in der Praxis im Massenmarkt eine untergeordnete Rolle und kommen fast ausschließlich im Motorsport wie z.B. in der Formel-E zum Einsatz. Der Vorteil dieser Topologie liegt im geringen Bauraumbedarf in Richtung der Fahrzeug-Querachse. Nachteilig hingegen wirken sich der erhöhte Platzbedarf in Fahrzeug-Längsrichtung, die leicht erhöhten Verzahnungsverluste durch die Kegelrad- oder Hypoidverzahnung sowie ein erhöhter Aufwand bei der Einstellung des Tragbildes in diesen Verzahnungsstufen aus. [Dop20, Tsc19]

2.1.3 Bestandteile und Komponenten eines elektromechanischen Antriebsstrangs

Dieses Unterkapitel befasst sich mit den Hauptkomponenten eines elektromechanischen Antriebsstrangs. Der Abschnitt zum Getriebesystem fokussiert sich auf mögliche Getriebetopologien für die eingeführten Parallelwellenantriebe, da diese Varianten die Vielversprechendsten für Antriebskonzepte mit hohen Antriebsdrehzahlen darstellen.

2.1.3.1 Wechselrichter

Im elektromechanischen Antriebsstrang fungiert die Leistungselektronik als Wechselrichter, welcher den Gleichstrom aus dem Hochvoltspeicher in einen mehrphasigen Wechselstrom umwandelt, der für Drehfeldmaschinen erforderlich ist. Je nach geforderten Werten von Drehzahl und Drehmoment der E-Maschine ist eine Anpassung der Amplitude, der Frequenz und Phasenlage des Wechselstroms notwendig [Sch19a]. Abbildung 2.3 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Wechselrichters nach dem Prinzip einer dreiphasigen Drehstrombrückenschaltung.

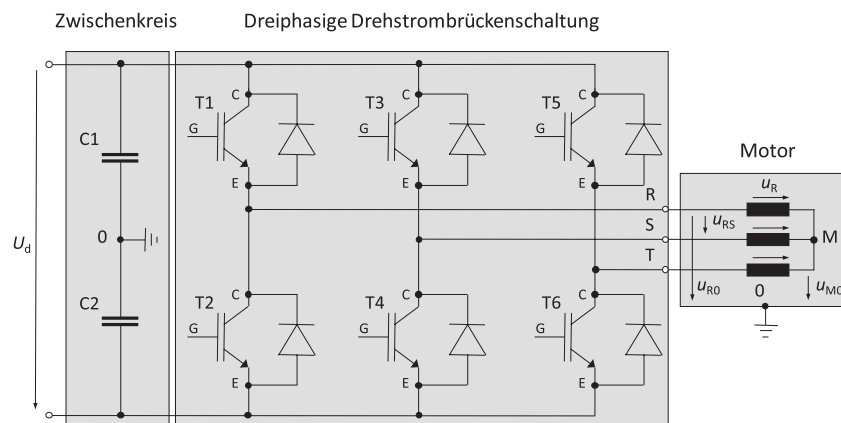


Abbildung 2.3: Schaltung eines DC/AC-Wandlers über eine Drehstrombrückenschaltung zur Speisung der E-Maschine mit einem dreiphasigen Wechselstrom [Dop20]

Die vom Hochvoltspeicher zur Verfügung gestellte Spannung U_d liegt im Zwischenkreis an und wird dort über Kondensatoren stabilisiert. Die oberen Schalter (T1, T3, T5) verbinden im betätigten Zustand die Enden der drei Wicklungsstränge (R, S, T) mit dem Pluspol der Batterie, während die unteren Schalter (T2, T4, T6) die Stränge mit dem Minuspol der Batterie koppeln können. Durch geeignetes Takten der Schalterstellungen werden die Spannungen und Ströme in den Strängen jeweils möglichst nahe an einen sinusförmigen Verlauf angenähert. Dieses Prinzip der Leistungssteuerung nennt sich Pulsdauermodulation (PDM) und wird heute bei den meisten leistungselektronischen Aufgaben verwendet [Dop20, Spe20].

Abbildung 2.4 zeigt das Verfahren beispielhaft anhand der Sinus-Dreieck-Modulation einer Wechselrichterphase. Dabei wird ein Sollwertsignal $u_{U0, \text{Soll}}$ mit der Grundfrequenz f_1 mit einem dreieckförmigen Trägersignal u_Δ der Frequenz f_T (siehe Abbildung 2.4 oben) verglichen. Bei jedem Schnittpunkt der beiden Signale entsteht ein Umschaltzeitpunkt für den elektrischen Schalter, wodurch sich das Rechtecksignal der Spannung u_{U0} und die Grundsoschwingung $u_{U0,1}$ im unteren Diagramm in Abbildung 2.4 ergeben. Der Wechselrichter wird dabei durch die aus dem Hochvoltspeicher zur Verfügung gestellte Zwischenkreisspannung U_d gespeist, welche den Effektivwert der Spannung festlegt [Tsc19]. Die Grundfrequenz f_1 und das Amplitudenverhältnis aus Träger- und Sollwertsignal (Modulationsgrad) legen damit die Frequenz und Amplitude der Grundsoschwingung fest. Das Frequenzverhältnis von Träger- und Sollwertgröße nennt sich Taktzahl q und erlaubt eine Trennung zwischen synchroner und asynchroner Taktung. Eine synchro-

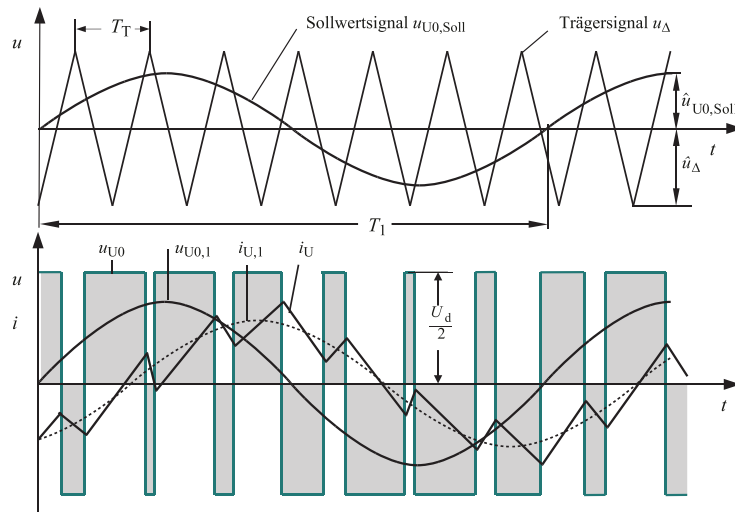


Abbildung 2.4: Sinus-Dreieck-PDM einer Wechselrichterphase [Spe20]

ne Taktung liegt im Fall von ganzzahligen Taktzahlen vor, wodurch die Umschaltzeitpunkte immer an derselben Stelle der periodischen Ausgangsspannung u_{U0} liegen. Entsprechend ergibt sich für alle weiteren rationalen Taktzahlen die asynchrone Taktung mit einem unterschiedlichen Pulsmuster für jede Periode. Dieses Modulationsverfahren wird für jede Phase mit einem entsprechenden Phasenversatz durchgeführt und führt zusammen mit den am Umfang verteilten Strängen zu einem kontinuierlich rotierenden Drehfeld. [Spe20]

Als elektrische Schalter zur Leistungssteuerung in der PDM kommen heute in den meisten Fällen Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode (IGBTs) auf Basis von Silizium (Si) zum Einsatz. Si-IGBTs zeichnen sich insbesondere durch ihre hohe Durchschlagsfestigkeit sowie den niedrigen Durchlasswiderstand aus, weshalb sie exzellent für den Einsatz bei hohen Leistungen geeignet sind. Auf der anderen Seite besitzen Si-IGBTs relativ hohe Schaltverluste und eine Limitierung der möglichen Schaltfrequenzen auf ca. 20 kHz. [Shi23]

Im Vergleich zu den etablierten Si-IGBTs besitzen Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistoren (MOSFETs) auf Basis von Siliziumkarbid (SiC) bedeutende Vorteile, weshalb diese immer mehr in den Fokus der Forschung kommen und es auch bereits vereinzelt in die Serienanwendung als elektrische Schalter geschafft haben. SiC-MOSFETs sind in der Lage, deutlich höhere Betriebstemperaturen, Schaltgeschwindigkeiten und -frequenzen zu erreichen. Die genannten Vorteile können in der Anwendung zu einer höheren Energieeffizienz, einer erhöhten Leistungsdichte, einem vereinfachten Thermomanagement und einem besseren Noise, Vibration, and Harshness (NVH)-Verhalten des Wechselrichters führen. [Lan22, Roc18, Shi23]

2.1.3.2 Elektrische Maschinen

Die Umwandlung der elektrischen in mechanische Energie wird in elektromechanischen Antriebssträngen durch die elektrische Maschine übernommen. Elektrische Maschinen bestehen in der Regel aus einem stationären Teil, dem Stator, und einem rotierenden Teil, dem Rotor. Die Kraft- bzw. Drehmomentübertragung zwischen Stator und Rotor erfolgt in EV meist durch

die Wechselwirkung eines stromdurchflossenen Leiters mit einem magnetischen Feld [Tsc19]. Alternativ existieren ebenso Konzepte mit der Reluktanzkraft als Wirkprinzip zur Kraftübertragung zwischen Rotor und Stator, welche aber bis jetzt in der Anwendung seltener anzutreffen sind [El 22]. Weiterhin können die meisten E-Maschinen für EV prinzipiell in die Kategorien der Asynchron- und der Synchronmaschinen eingeteilt werden. Im Fall der Synchronmaschinen folgt das Magnetfeld im Rotor dem rotierenden elektromagnetischen Feld im Stator synchron, während sich bei Asynchronmaschinen eine Drehzahldifferenz zwischen Rotor und rotierendem Statorfeld einstellt [Bin18]. Abbildung 2.5 zeigt die schematische Struktur einer Asynchronmaschine (ASM) mit einem sogenannten Käfigläufer im Drehfeld des Stators. Käfigläufer besitzen eine größere Anzahl von in die Nuten des Rotorblechpakets eingelassenen Läuferstäben, welche am Läuferende kurzgeschlossen sind. Diese Kurzschlussstäbe ermöglichen einen Stromfluss, wenn das Drehfeld des Stators über den Käfigläufer hinweggeht und dabei eine Spannung induziert (daher auch die alternative Bezeichnung „Induktionsmaschine“). Dreht sich der Läufer nun mit einer geringeren Geschwindigkeit als das Drehfeld des Stators, so erzeugt der induzierte Strom ein Drehmoment. Diese Differenzdrehzahl wird auch als Schlupfdrehzahl bezeichnet und ist eine wichtige Kenngröße von ASM. Der Vorteil von ASM besteht insbesondere in der kostengünstigen Herstellung, der großen Betriebssicherheit, Robustheit und einer hohen Überlastfähigkeit. Gleichzeitig besitzen ASM jedoch insbesondere bei Volllast aufgrund der Leiterverluste im Läufer einen geringeren Wirkungsgrad. [Bol18, El 22, Kön21]

Die in der Praxis gängigste Bauform in EV stellt die Synchronmaschine mit Permanentmagneten dar, deren schematische Struktur in Abbildung 2.5 rechts dargestellt ist [El 22]. Permanentmagnetisch erregte Synchronmaschinen (PMSM) kommen dann zum Einsatz, wenn hohe Anforderungen an die Leistungsdichte, die Effizienz und das NVH-Verhalten gegeben sind [Zir17]. Der Statoraufbau ist analog zur ASM und besteht im Allgemeinen aus einer definierten Anzahl an Statorzähnen mit Nuten dazwischen, in welche die Statorwicklung gelegt wird. Der Verbund vieler Erregerwicklungen wiederum ergibt eine Spule, welche zu einem Polpaar gehört. Ein Polpaar besteht immer aus zwei Polen, wodurch sich für das gezeigte Beispiel eine Polpaarzahl

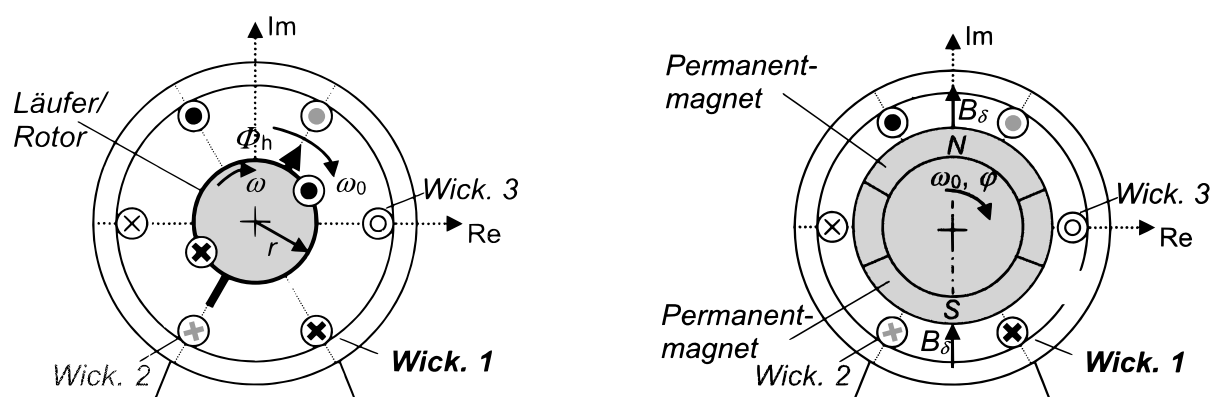


Abbildung 2.5: Prinzipieller Aufbau einer ASM (links) und PMSM (rechts) mit zwei Polen, drei Strängen und Oberflächenmagneten [Zir17]

von $p = 1$ ergibt [Zir17]. Die Polpaarzahl und die Drehzahl des Läufers führen zur sogenannten Grundfrequenz des Feldes in der Statorwicklung f_1 :

$$f_1 = p \cdot n \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \quad (2.1)$$

f_1	Hz	Grundfrequenz des Statorfelds	p	-	Polpaarzahl
n	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl des Läufers			

In Abbildung 2.6 ist ein beispielhaftes Kennfeld einer PMSM abgebildet, welches im farbigen Verlauf den simulativ ermittelten Wirkungsgrad abhängig von der Drehzahl und dem Drehmoment darstellt. Es ist zu erkennen, dass die PMSM über einen weiten Betriebsbereich einen hohen Wirkungsgrad von größer als 97 % erreicht. Die maximale Energieeffizienz stellt sich im mittleren Drehzahl- und Drehmomentbereich ein, während der Wirkungsgrad bei niedrigen und bei hohen Drehzahlen sowie bei sehr niedrigen Drehmomenten abfällt. Die gestrichelten roten Linien im Diagramm zeigen die maximale Dauerleistung bei voller Spannung aus dem Hochvoltspeicher U_N sowie die Dauerleistung bei leerem Hochvoltspeicher $U_{\min}$, welche entsprechend geringer ausfällt. Außerdem sind Leistungshyperbeln mit 50, 100 und 150 kW als weiß gestrichelte Linien zu sehen. Ein charakteristisches Merkmal von PMSM stellt die sogenannte Eckdrehzahl dar, ab der das maximale Drehmoment umgekehrt proportional zur Drehzahl absinkt und die E-Maschine in den Feldschwächbetrieb übergeht. Für das hier gezeigte Beispiel liegt die Eckdrehzahl bei voller Spannung aus dem Hochvoltspeicher bei ca. 4250 1/min. An diesem Punkt liegt in der Ständerwicklung bereits die maximal zur Verfügung stehende Spannung $U_{\max} = U_N$ an, welche in der Folge also nicht weiter erhöht werden kann. Durch eine gezielte Stromvorgabe in die Ständersträngen kann das Magnetfeld geschwächt werden. Gleichzeitig wird damit die induzierende Wirkung des Magnetfelds auf den Ständer reduziert

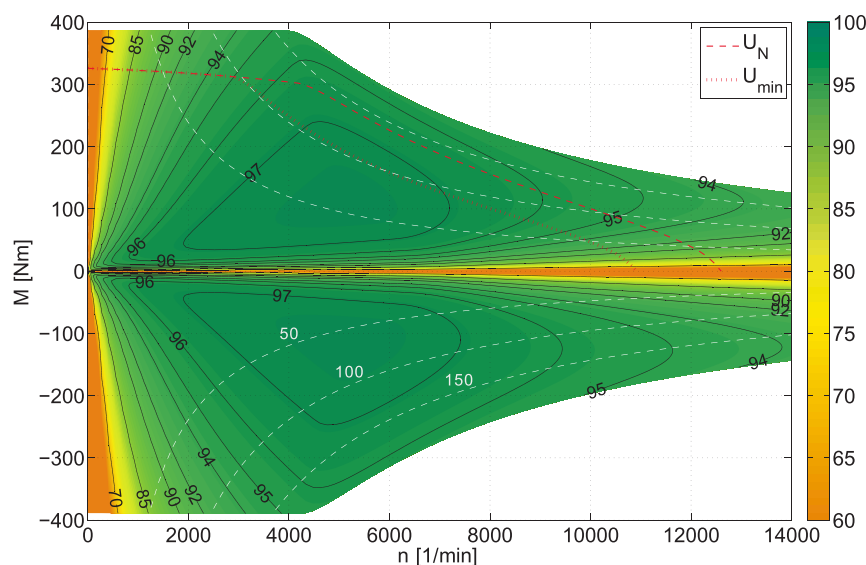


Abbildung 2.6: Simulativ ermitteltes Wirkungsgradkennfeld einer PMSM [Dop20]

und die Motorspannung sinkt ab. Durch diese Methode kann der Drehzahlbereich über die eigentliche Bemessungsdrehzahl hinaus erweitert werden, wobei jedoch der zur Erzeugung des Drehmoments zur Verfügung stehende Strom umgekehrt proportional zur Drehzahl absinkt und die Leistung annähernd konstant bleibt. [Dop20, Frä06]

2.1.3.3 Getriebe

Die Aufgabe des Getriebes in differentialbasierten Zentralantrieben und Einzelradantrieben mit Getriebe (vgl. Kapitel 2.1.1) ist die Wandlung von Drehzahl und Drehmoment zwischen der antreibenden E-Maschine und den Abtriebswellen. Getriebesysteme in EV besitzen meist Übersetzungsverhältnisse von $i > 1$, weshalb sich die Abtriebswellen langsamer drehen als die Rotoren der E-Maschinen und das aufzubringende Drehmoment der E-Maschinen entsprechend kleiner ist. Durch die Reduktion der Anforderungen an die E-Maschine bzgl. des Drehmoments ist es möglich, diese kompakter zu bauen, wodurch Bauraum und Gewicht gespart werden können [Bol18, Dop20, Rod18, Tsc19]. In der Praxis sind in elektromechanischen Antriebssträngen von EV hauptsächlich Getriebesysteme mit einer festen Übersetzung anzutreffen [Kön21, Nic21]. Die Gesamt-Übersetzungen liegen dabei meist zwischen 6 und 14. Die vergleichsweise große Streuung ist darauf zurückzuführen, dass die Getriebeübersetzung aus den zum Teil sehr unterschiedlichen Anforderungen an die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit und den Kenngrößen (max. Drehzahl, Drehmoment) der E-Maschine abgeleitet wird [Kön21]. Die genannte Gesamt-Übersetzung wird im Fall von Parallelwellenantrieben in der Praxis überwiegend in Form zweistufiger Stirnradgetriebe (siehe Abbildung 2.7 links) umgesetzt, da diese Getriebetopologie die einfachste und kostengünstigste darstellt [Hof18]. Vereinzelt werden für Parallelwellenantriebe jedoch auch Kombinationen aus Planetengetriebe mit einer nachfolgenden Stirnradstufe eingesetzt. Durch die Nutzung eines Planetengetriebes kann durch die Leistungsverzweigung über die Planeten in der Regel ein kompakteres und leichteres System bei gleicher Tragfähigkeit erreicht werden, wobei die Konstruktion im Allgemeinen etwas aufwendiger ist. Abbildung 2.7



Abbildung 2.7: Beispielhafte Darstellung eines zweistufigen Stirnradgetriebes (links, [Hof18]) sowie einer Kombination aus Planeten- und Stirnradgetriebe (rechts, [Tsc19])

zeigt die genannten und gängigsten Getriebetopologien für Zentralantriebe mit parallelen Wellen beispielhaft. In beiden Fällen ist das Rad der zweiten Stufe mit dem Gehäuse der Differentialausgleichsverzahnung verbunden, welche das Drehmoment gleichmäßig auf die beiden Antriebsräder verteilt. Standardmäßig werden in zweistufigen Stirnradgetrieben kegelförmige, geradverzahnte Ausgleichsräder (Kegelraddifferential) verwendet. Alternativ kann die Drehmomentverteilung wie in Abbildung 2.7 rechts auch über ein Stirnraddifferential umgesetzt erfolgen, welches im Vergleich zu herkömmlichen Kegelraddifferentialen axial tendenziell kompakter sowie leichter gebaut werden kann. [Hei05, Tsc19]

2.1.4 Maximale Antriebsdrehzahlen in elektromechanischen Antriebssträngen

Eine weitere wichtige Kenngröße elektromechanischer Antriebsstränge stellt die maximale EM-Drehzahl dar. Im Fall von eingängigen Getriebesystemen bestimmt diese zusammen mit dem Radradius und der gewünschten maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit die benötigte Getriebeübersetzung. Eine höhere maximale EM-Drehzahl führt entsprechend zu einer höheren benötigten Gesamt-Übersetzung des Getriebesystems, wobei die Masse und das Volumen der E-Maschine gleichzeitig deutlich sinken (vgl. Kapitel 2.1.3.2). Da Getriebe bezogen auf das Volumen ein deutlich geringeres Gewicht aufweisen als E-Maschinen, kann durch die Steigerung der Antriebsdrehzahl im Verbund aus E-Maschine und Getriebe eine Erhöhung der Leistungs- und Drehmomentdichte erreicht werden [Tsc19]. Daher ist in der Praxis ein Trend zu steigenden max. Antriebsdrehzahlen in elektromechanischen Antriebssträngen zu verzeichnen. Abbildung 2.8 zeigt die max. Drehzahlen der antreibenden E-Maschinen verschiedener Serien-EV über dem Jahr der Markteinführung von 2010 bis 2022. Generell ist zu beobachten, dass die max. Drehzahlen der E-Maschinen in Serienfahrzeugen von um 10.000 1/min im Zeitraum zwischen 2010 und 2014 bis 2022 auf im Mittel ca. 15.000 1/min angestiegen sind. In wenigen

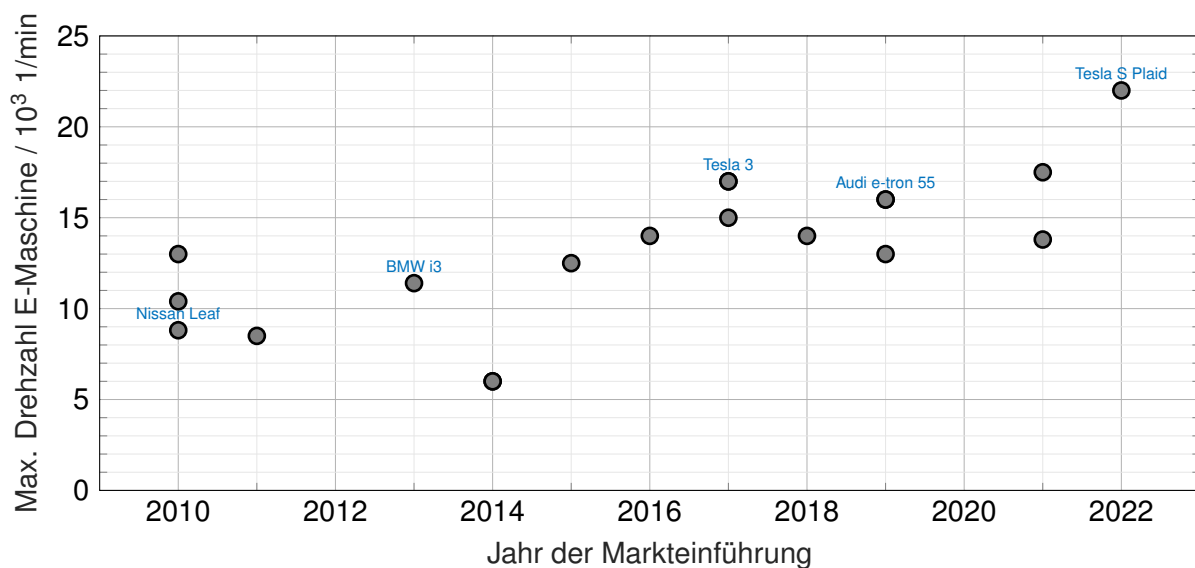


Abbildung 2.8: Maximale EM-Drehzahlen in EV verschiedener Serienfahrzeuge im Zeitraum zwischen 2010 und 2022 (Daten aus [El 22] und [Kri20])

Ausnahmen erreicht die maximale Drehzahl bereits über 20.000 1/min. [El 22, Kri20]
Neben Serienanwendungen gibt es eine Reihe an Vorhaben zur Erforschung von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge. Im abgeschlossenen Forschungsvorhaben Speed2E [Gwi17a, Gwi17b, Idl16] wurde ein elektromechanischer Antriebsstrang mit Antriebsdrehzahlen von bis zu 30.000 1/min erforscht. Dabei kamen zwei elektrische Maschinen zum Einsatz, welche mit einem fest übersetzten und einem zweigängigen Stirnradgetriebe verbunden sind. Beim Antriebsstrang handelt es sich um einen Prototyp zur Erforschung am Prüfstand. Das Projekt belegte die Möglichkeit, elektromechanische Antriebsstränge mit Drehzahlen deutlich größer als 20.000 1/min sicher zu betreiben und gleichzeitig die Leistungsdichte anzuhähen.

Das Forschungsprojekt EFFECT 360° [Rei17] hatte analog zum Ziel, einen elektromechanischen Antriebsstrang mit Antriebsdrehzahlen von bis zu 30.000 1/min zu entwerfen, wobei die Untersuchungen größtenteils simulativ erfolgten. Rechnerisch wird ein deutliches Potential zur Erhöhung der Leistungsdichte von über 20 % im Vergleich zum Referenz-Antriebsstrang ausgewiesen.

Deiml et al. [Dei19a, Dei19b, Dei19c] beschreiben ebenso die Entwicklung eines elektromechanischen Antriebsstrangs mit einer max. Antriebsdrehzahl von 30.000 1/min. Auch hier zeigt sich das Potential der Hochdrehzahl durch eine um ca. 25 % gesteigerte Leistungsdichte im Vergleich zum aktuellen Stand der Technik.

Westphal et al. analysieren in [Wes21] das Betriebsverhalten eines Getriebesystems bestehend aus einem Hochdrehzahl-Planetengeräte mit einer anschließenden Stirnradstufe für elektrisch angetriebene Schwerlastkraftwagen. Sie nennen die Erhöhung der maximalen Antriebsdrehzahl als Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte, weisen gleichzeitig jedoch darauf hin, dass der Einfluss von lastbedingten Verformungen in Getriebesystemen mit erhöhter Leistungsdichte meist stärker ausgeprägt ist und daher in der Auslegung berücksichtigt werden sollte.

2.2 Grundlagen der Maschinenakustik

Mit steigenden Antriebsdrehzahlen rückt die Akustik in Elektrofahrzeugen noch weiter in den Fokus. Daher befasst sich dieses Kapitel zunächst mit den Grundzusammenhängen der Akustik, um dann auf die Akustik und Schwingungsanregung der verschiedenen Komponenten im elektromechanischen Antriebsstrang einzugehen.

2.2.1 Grundbegriffe und -zusammenhänge in der Akustik

Laut Definition ist die Akustik ein Teilgebiet der allgemeinen Schwingungslehre. Ein wichtiger Bestandteil der Akustik sind Schwingungen, die vom menschlichen Ohr in Form von Luftschwingungen wahrgenommen werden [Rei22]. Die zugrunde liegende mechanische Schwingung wird als Schall bezeichnet. Je nach Übertragungsmedium lässt sich der Schall in Luft-, Körper- und Flüssigkeitsschall unterteilen. Bei der Ausbreitung des Luftschalls schwingen die Teilchen mit einer Geschwindigkeit um ihre Ruhelage, die auch als Schallschnelle v bezeichnet wird, wo-

durch Druckschwankungen resultieren. Diese Druckschwankung wird auch als Schalldruck p_L bezeichnet [Gen10]. Die beiden Größen stehen durch die spezifische akustische Impedanz Z in Verbindung, welche den Widerstand der Übertragung definiert und materialabhängig ist [Rei22]:

$$Z = \frac{p_L}{v} \quad (2.2)$$

Z	$\frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$	spezifische Schallkennimpedanz	v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Schallschnelle
p_L	Pa	Schalldruck			

Zum Vergleich akustischer Ereignisse dienen der Schalldruck und die Schallintensität I , wobei die Intensität die auf Zeit und Fläche bezogene mittlere Energie beschreibt, welche durch die Schwingung von der Quelle abgegeben wird. Daher ergibt sich die Leistung pro Fläche W/m^2 als Einheit der Schallintensität [Sin20]. Da sich beide Wertebereiche über mehrere Dekaden erstrecken können, ist es üblich, diese zur besseren Handhabung als gepegelte Werte anzugeben. Dabei werden die betrachteten Größen zu einem Referenzwert in Bezug gesetzt und logarithmisch dargestellt. Entsprechend ergibt sich die Berechnung des Schalldruck- und Schallintensitätspegels zu:

$$L_p = 10 \cdot \log \left(\frac{p_L^2}{p_0^2} \right) = 20 \cdot \log \left(\frac{p_L}{p_0} \right) \quad (2.3)$$

L_p	dB	Schalldruckpegel	p_0	Pa	Bezugsschalldruck ($p_0 = 20 \mu\text{Pa}$)
p_L	Pa	Schalldruck			

$$L_I = 10 \cdot \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (2.4)$$

L_I	dB	Schallintensitätspegel	I_0	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$	Bezugsschallintensität ($I_0 = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$)
I	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$	Schallintensität			

Der vom menschlichen Ohr wahrnehmbare Frequenzbereich des Schalldrucks erstreckt sich ca. von 16 Hz bis 16 kHz, wobei diese Grenzen sehr individuell ausgeprägt sein können und daher nicht klar definiert sind.

In Abbildung 2.9 links ist hierzu der menschliche Hörbereich sowie die vom menschlichen Ohr wahrgenommene Lautstärke über der Frequenz und dem Schalldruckpegel dargestellt. Begrenzt wird der wahrgenommene Bereich des Schalldruckpegels durch die Hörschwelle nach unten, wobei diese die niedrigsten Werte im Bereich zwischen 2 und 5 kHz erreicht. Zwischen

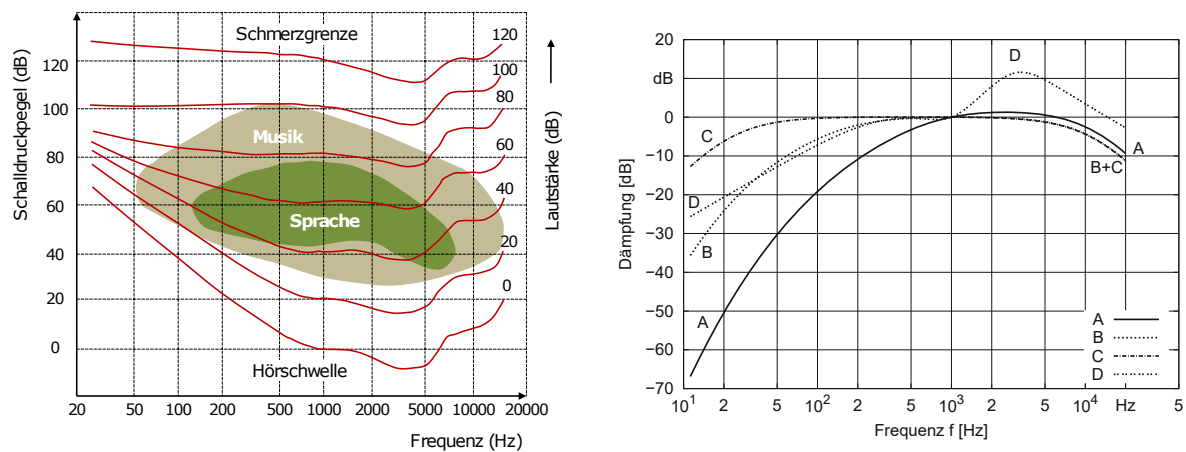


Abbildung 2.9: Hörbereich des Menschen mit Zusammenhang von Schalldruck und wahrgenommener Lautstärke über der Frequenz (links, [Wer17]) und Kurven verschiedener Bewertungsfilter (rechts, [Mös15])

der Hörschwelle und der Schmerzgrenze liegen die sogenannten Isophonen, welche Schalldruckpegel über der Frequenz beschreiben, die vom menschlichen Ohr mit gleicher Lautstärke wahrgenommen werden und nach DIN ISO 226 [DIN23] definiert sind. Um diese subjektive Wahrnehmung auch in Messungen oder Rechnungen erfassen zu können, existieren Bewertungsfilter zur Überlagerung einer frequenzabhängigen Dämpfung oder auch Verstärkung, welche im Wesentlichen den genannten Isophonen nachempfunden sind und in DIN EN 61672 [DIN14a] genormt sind. In Abbildung 2.9 sind rechts verschiedene Filterkurven gezeigt, wobei der A-Filter in der Industrie und Fahrzeugtechnik am weitesten verbreitet ist. Die Kurven haben gemeinsam, dass sehr niedrige Frequenzen und - mit Ausnahme des D-Filters - auch hohe Frequenzen deutlich gedämpft wahrgenommen werden. Der Frequenzbereich zwischen 1 und 5 kHz stellt im A-Filter den kritischsten Bereich dar, da dort eine verstärkte Wahrnehmung durch das menschliche Ohr auftritt. Mit dem A-Filter bewertete Pegel erhalten in der Regel die Einheit dB(A) [Mös15].

2.2.2 Maschinenakustische Grundgleichung

Es existieren verschiedene Möglichkeiten, wie sich Schall von der Quelle zum Rezeptor ausbreiten kann. In der Fahrzeugakustik sind Luft- und Körperschall von großer Bedeutung, während der Flüssigkeitsschall vernachlässigt werden kann [Pfl10]. Abbildung 2.10 stellt links die zwei Pfade der indirekten und der direkten Schallübertragung schematisch dar. Der direkt von der Schallquelle stammende Luftschall wird auch als Primärschall bezeichnet. In Bezug auf die Verzahnungen als Schallquelle spielt die direkte Schallübertragung eine untergeordnete Rolle, da dieser direkte Übertragungspfad in üblichen Getriebesystemen größtenteils durch das Gehäuse abgeschirmt wird. Der indirekte Schall stellt daher den für das Geräuschverhalten von Getriebesystemen in Fahrzeugen maßgeblichen Übertragungspfad dar. [Lin10]

Im Pfad der indirekten Schallübertragung steht zu Beginn eine anregende Kraft mit einer gewis-

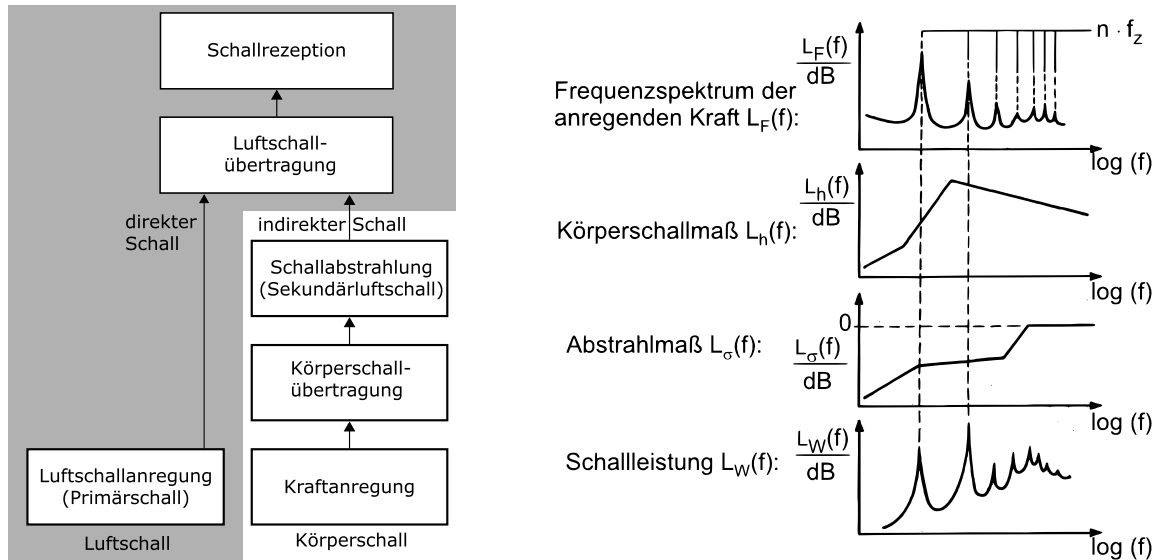


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der direkten und indirekten Schallübertragungspfade (links, nach [Lin10]) und Schwingungsübertragungskette in Zahnradgetrieben nach Müller [Mül91]

sen Frequenz. Beispielhaft zeigt das Diagramm in Abbildung 2.10 rechts oben ein Frequenzspektrum L_F einer solchen anregenden Kraft, welche in der Folge als Körperschall übertragen und durch einen Körper in Form von Luftschall abgestrahlt wird. Die Körperschallübertragung und Schallabstrahlung ist über das frequenzabhängige Körperschallmaß L_h und das Abstrahlmaß L_σ charakterisiert. Durch die Überlagerung des anregenden Kraftspektrums mit dem Körperschall- und Abstrahlmaß ergibt sich die Schallleistung über der Frequenz L_W nach der maschinenakustischen Grundgleichung:

$$L_W = L_F + L_h + L_\sigma \quad (2.5)$$

L_W	dB	Schallleistungspegel	L_F	dB	Kraftpegel
L_h	dB	Körperschallmaß	L_σ	dB	Abstrahlmaß

Da die Größen auf der rechten Seite von Gleichung 2.5 gleichwertig sind, hat die Reduktion der Größen jeweils auch einen gleichwertigen Effekt auf den Schallleistungspegel. Daher sollte bei einer Optimierung der Maschinenakustik immer zuerst der Anteil betrachtet werden, der den größten Beitrag zur Schallleistung leistet. Dabei gilt es zu beachten, dass eine Reduktion der anregenden Kräfte weder das Abstrahl- noch das Körperschallmaß beeinflusst. Durch konstruktive Maßnahmen zur Verminderung des Körperschall- oder Abstrahlmaßes wird jedoch in der Regel auch die jeweils andere maschinenakustische Kenngröße beeinflusst, wobei die Wirkung in der Regel gegenläufig ist. [Kol06, Zel18]

2.3 Schwingungsanregung in elektromechanischen Antriebssträngen

In Elektrofahrzeugen sind die Anforderungen an das Schwingungsverhalten des gesamten elektromechanischen Antriebsstrangs insbesondere durch den Wegfall der akustischen Maskierung

durch den Verbrennungsmotor deutlich verschärft [Ulz21, Zel18]. Gleichzeitig existieren mit den verschiedenen in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Komponenten auch unterschiedliche Quellen der Schwingungsanregung. Dieses Kapitel widmet sich daher den verschiedenen Anregungsmechanismen der Komponenten im elektromechanischen Antriebsstrang, wobei detaillierter auf das Getriebesystem als Quelle der Schwingungsanregung eingegangen wird.

2.3.1 Schwingungsanregung durch die Leistungselektronik

Das in Kapitel 2.1.3.1 beschriebene Verfahren der Pulsdauermodulation nähert durch Pulsung der Gleichspannung aus dem Zwischenkreis die sinusförmige Spannungsform an, wobei Ist- und Sollwertsignal mit steigender Schaltfrequenz generell immer besser übereinstimmen [Spe20]. Bei gleichbleibender zu modellierender Grundschiwingung mit der Frequenz f_1 steigt dadurch die Taktzahl q an, wobei bei einer asynchronen Taktung Taktzahlen größer 10 bis 15 vorliegen sollten, damit sich eine ausreichende Modulationsgüte ergibt [Mic11, Spe20]. Da in den meisten Anwendungsfällen noch mit einer festen Taktfrequenz f_T moduliert wird, ergibt sich durch die variable Drehzahl der elektrischen Maschine bzw. der damit gekoppelten Grundfrequenz f_1 für die meisten Betriebspunkte zwangsläufig eine asynchrone Taktung. Hierdurch entstehen zusätzlich zur Grundfrequenz modulationsbedingt auch Seitenbänder zur Taktfrequenz und deren Harmonischen mit Abständen von ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz:

$$f_{OS} = h \cdot f_T \pm j \cdot f_1 \quad \text{mit: } h \in \mathbb{N}_{>0} \text{ und } j \in \mathbb{N} \quad (2.6)$$

f_{OS}	Hz	Frequenz der Oberschwingungen	f_T	Hz	Taktfrequenz
f_1	Hz	Grundfrequenz			

Diese Schwingungsanregungen können direkt von der Gehäusestruktur des Wechselrichters abgestrahlt werden. In Campbell-Diagrammen von Drehzahlhochläufen erscheinen die beschriebenen Frequenzen durch straußförmige Strukturen, ausgehend von der Taktfrequenz und deren Harmonischen. Abbildung 2.11 zeigt eine solche straußförmige Struktur im Campbell-Diagramm eines Phasenstroms mit einer Taktfrequenz von 10 kHz und den Seitenbändern mit dem Abstand von ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz.

Der in Kapitel 2.1.3.1 angesprochene Trend zu SiC-MOSFETs mit erhöhten Schaltfrequenzen hat den Vorteil, dass die gezeigte Schwingungsanregung durch die Oberschwingungen bei der Pulsdauermodulation in deutlich höhere Frequenzbereiche von bis zu > 20 kHz verschoben werden können, welche außerhalb der vom menschlichen Gehör wahrnehmbaren Frequenzen liegen [Shi23].

Weiterhin gibt es Untersuchungen zur Umsetzung einer im Betrieb variablen Taktfrequenz, welche zu einer Reduktion der Schwingungsanregung durch die PDM führen kann. Durch eine Anpassung der Taktfrequenz an die Drehzahl der elektrischen Maschine ist es außerdem möglich, den Wirkungsgrad des Wechselrichters anzuheben. [Sad20, Wie19]

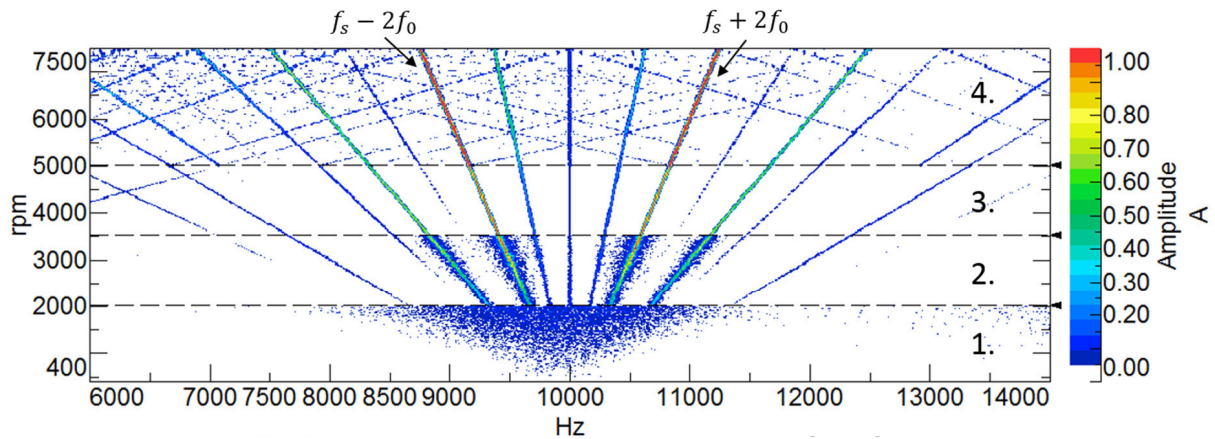


Abbildung 2.11: Campbell-Diagramm eines Phasenstroms eines Wechselrichters mit PDM

2.3.2 Schwingungsanregung durch die elektrische Maschine

Die elektrische Maschine spielt eine entscheidende Rolle bezüglich des Schwingungsverhaltens von elektromechanischen Antriebssträngen, da insbesondere hochfrequente Geräusche abgestrahlt werden können, welche für das menschliche Ohr störend wirken [Hof15]. Neben den in Kapitel 2.3.1 beschriebenen Anregungen durch die PDM, welche in Form von Oberschwingungen in den Stromverläufen der Wicklungsstränge als elektromagnetische Kräfte in den Luftspalt eingebracht werden, bestehen noch weitere Anregungsmechanismen. Da die Wicklungen im Ständer von E-Maschinen diskret verteilt sind, kann das Magnetfeld im Luftspalt nur an eine ideale Sinusform angenähert werden. Daher ergibt sich ein treppenförmiges Magnetfeld im Luftspalt, welches aus der Grundwelle und zusätzlichen Oberwellen besteht [Bin18]. Die Ordnungszahlen der Statoroberwellen bezüglich der Grundfrequenz f_1 hängen nach [Bin18, Mül08, Mül09] von der Anzahl an Strängen ab:

$$\nu_{1,i} = 1 + 2 \cdot m_s \cdot i \quad \text{mit: } i \in \mathbb{Z} \quad (2.7)$$

$$\nu_1 = 1, -5, 7, -11, 13, -17, \dots \quad \text{mit: } m_s = 3 \quad (2.8)$$

ν_1	-	Oberwellenordnung Ständer bezogen auf Grundpolpaarzahl	m_s	-	Anzahl an Strängen
i	-	Ordnungszahl			

Formel 2.7 zeigt, dass nur ungerade und nicht durch die Stranganzahl teilbare sowie auch negative Ordnungszahlen auftreten können. Im Fall von negativen Ordnungen laufen die Oberwellen in der der Grundwelle entgegengesetzten Richtung um. Mit zunehmender Ordnungszahl nehmen die Amplitude und die Umlaufgeschwindigkeit der Oberwellen ab. Von besonderem

Interesse sind dabei nutharmonische Oberwellen, welche mit der Statornutenzahl Q zusammenfallen und folgendermaßen beschrieben werden:

$$\nu_{Q,i} = 1 + \frac{Q}{p} \cdot i \quad \text{mit: } i \in \mathbb{Z}^* \quad (2.9)$$

ν_Q	-	Nutharmonische	Statoroberwel-	Q	-	Anzahl Statornuten
		lenordnung				
p	-	Polpaarzahl		i	-	Ordnungszahl

Die umlaufende magnetische Grundwelle und zugehörige Oberwelle im Luftspalt erzeugen tangentielle, axiale und radiale elektromagnetische Kräfte, wobei ausschließlich die tangentialen Kräfte zur Erzeugung des Drehmoments beitragen. Die radialen und tangentialen Kraftkomponenten dagegen führen zu unerwünschten Nebeneffekten wie erhöhten Lagerkräften, einer verstärkten Abstrahlung von Körperschall und magnetisch angeregten akustischen Geräuschen. [Bin18]

2.3.3 Schwingungsanregung durch rotordynamische Effekte

Eine weitere Quelle der Schwingungsanregung stellen Effekte aus der Rotordynamik dar. Die nachfolgenden Ausführungen basieren im Wesentlichen auf den Werken [Gas06, Mat17, Mus05]. Ein perfekt rotationssymmetrischer Läufer ohne äußere Einwirkung erzeugt durch seine Rotation keinerlei resultierende Kräfte und damit Schwingungsanregung auf die Lagerstellen, da sich die Fliehkräfte wechselseitig ausgleichen. Durch Fertigungsungenauigkeiten, Montageeinflüsse sowie drehzahl- oder lastabhängige Effekte können jedoch Unwuchten und Fehlausrichtungen im rotierenden System entstehen. Den einfachsten Fall stellt die statische Unwucht dar, bei der der Schwerpunkt des Läufers um die Exzentrizität ϵ aus der Rotationsachse verschoben ist und sich die Fliehkraft damit ergibt zu

$$F = \epsilon \cdot m \cdot \Omega^2. \quad (2.10)$$

F	N	Fliehkraft durch statische Unwucht	ϵ	m	Exzentrizität
m	kg	Läufermasse	Ω	$\frac{1}{s}$	Winkelgeschwindigkeit Läufer

Die resultierende Fliehkraft steigt damit quadratisch mit der Winkelgeschwindigkeit Ω und zeigt in Richtung des Schwerpunktversatzes. Abbildung 2.12 stellt die resultierende Fliehkraft F und die z-Komponente der Lagerkraft einer dünnen, starren Scheibe mit einer Schwerpunktexzentrizität ϵ dar. Das Diagramm auf der rechten Seite verdeutlicht, dass die Kraftanregung durch eine Unwucht für einen außenstehenden, raumfesten Betrachter periodisch mit der Winkelgeschwindigkeit Ω erscheint. Im Fall eines biegeelastischen Läufers (Laval-Läufer) ergibt sich zusätzlich

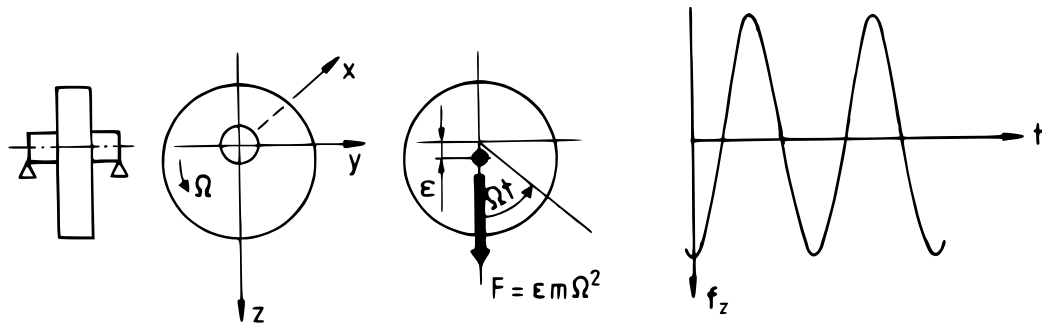


Abbildung 2.12: Resultierende Fliehkraft F und Komponente der Lagerkraft f_z einer dünnen Scheibe mit Schwerpunktversatz ϵ zur Rotationsachse [Gas06]

zur Schwerpunktexzentrizität die elastische Verformung ρ_w , wodurch sich die vergrößerte resultierende Fliehkraft ergibt zu

$$F = (\epsilon + \rho_w) \cdot m \cdot \Omega^2. \quad (2.11)$$

F	N	Fliehkraft durch statische Unwucht	ϵ	m	Exzentrizität
ρ_w	m	Elastische Verformung des Läufers	m	kg	Läufermasse
Ω	$\frac{1}{s}$	Winkelgeschwindigkeit Läufer			

Das Wuchten zur Minimierung der Unwuchten von Rotoren ist in DIN ISO 21940 Teil 11 [ISO16b] für starre und in Teil 12 [ISO16a] für elastische Rotoren genormt. Eine zentrale Rolle beim Auswuchten von Rotoren spielt die Auswuchtgüte G , welche in mm/s angegeben wird und sich mit der zulässigen Exzentrizität einer Unwuchtmasse u sowie dem Radius r , auf dem diese Masse kreist, berechnet zu:

$$G = e_{zul} \cdot \Omega = \frac{U}{m} \cdot \Omega = \frac{u \cdot r}{m} \cdot \Omega \quad (2.12)$$

G	$\frac{mm}{s}$	Auswuchtgüte	e_{zul}	mm	Zulässige Exzentrizität der Masse
m	kg	Läufermasse	Ω	$\frac{1}{s}$	Winkelgeschwindigkeit
r	mm	Radius, auf dem u kreist			

Die Auswuchtgüte G definiert damit die maximal zulässige Bahngeschwindigkeit des Rotors, für die in DIN ISO 21940 für verschiedene Anwendungsfelder Grenzwerte gegeben sind.

Neben den Anregungen durch Unwuchten gibt es noch weitere rotordynamischen Anregungsmechanismen aufgrund von Toleranzen und Abweichungen.

Azeem [Aze19] untersucht das Schwingungsverhalten eines Zusammenbaus aus zwei Wellen, in den gezielt Fehlausrichtungen in Form von parallelen Versätzen und Winkelversätzen eingebracht werden, experimentell. Er zeigt insbesondere Anregungen der ersten drei Wellenordnungen durch die Abweichungen.

Desouki untersucht in [Des20] die Schwingungsanregung der drei Abweichungsarten parallele Fehlausrichtung, Winkelfehler und eine Kombination aus beiden im Zusammenspiel mit möglichen Unwuchten zweier über eine Wellenkupplung gekoppelter Rotoren simulativ. Die Berechnungen zeigen starke Anregungen der zweiten Wellenordnung sowie niedrigere Amplituden für die dritte Höherharmonische in radialer Richtung durch parallele Wellenversätze. Neben radialen Kräften können durch die Toleranzen zusätzlich auch Kräfte in axialer Richtung entstehen, wie in Abbildung 2.13 beispielhaft gezeigt ist [Beh14, Wid21].

Da Kräfte aufgrund von Unwuchten und Fehlausrichtungen durch die Lagerungen in Form von Körperschall zur Maschinenoberfläche transportiert und dort als Luftschall abgestrahlt werden, können diese einen entscheidenden Anteil zur Geräuschanregung beitragen. Außerdem kann die Lebensdauer der Maschinenelemente - und hier insbesondere der Lagerungen - durch die zusätzlichen Kräfte insbesondere bei hohen Drehzahlen deutlich eingeschränkt werden. [Pio06]

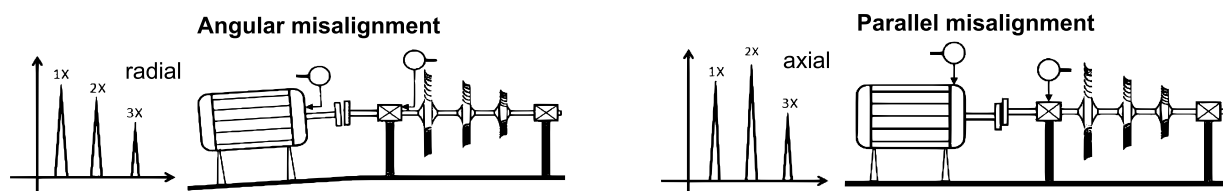


Abbildung 2.13: Typische Spektren mit den höherharmonischen Wellenordnungen (1X, 2X, 3X) für Winkelversätze (links) und parallele Fehlausrichtungen (rechts) [Beh14]

2.3.4 Die Verzahnungen des Getriebesystems als Quelle der Schwingungsanregung

Die Schwingungsanregung durch die Verzahnungen stellt den größten Einflussfaktor auf das Schwingungsverhalten eines Getriebes dar. Die Verzahnungsanregung besitzt verschiedene Ursachen, welche unter anderem von Gerber [Ger83], Knabel [Kna77], Müller [Mül91], Geiser [Gei02], Sattelberger [Sat97], Linke [Lin10] und Radev [Rad07] näher beschrieben werden. Zusammenfassend besitzt die Verzahnungsanregung nach Heider [Hei12] folgende Hauptursachen:

- Die veränderliche Verzahnungssteifigkeit
- Abweichungen der Profillinien zum idealen Evolventenprofil und zur idealen Flankenlinie
- Deformationen und Verlagerungen der Zahnräder
- Oberflächenprofile (Struktur und Rauheit) der Zahnradflanken
- Vor- und nachzeitige Verzahnungseingriffe unter Last (Ein- und Austrittsstoß)
- Umkehr der Reibkraft am Wälzkreis

Nachfolgender Abschnitt beschäftigt sich mit dem Haupteinfluss auf die Verzahnungsanregung in Getriebesystemen, der über dem Zahneingriff veränderlichen Verzahnungssteifigkeit [Koh18].

2.3.4.1 Einfluss der veränderlichen Verzahnungssteifigkeit

Die Steifigkeit eines Zahneingriffes ist im Wesentlichen abhängig von den Verzahnungsdaten der Hauptgeometrie (Zähnezahl, Normalmodul, Profilverschiebung, Schrägungswinkel, ...), der Radkörperform, der wirksamen Last im Zahneingriff, möglicher Welle-Nabe-Verbindungen, Flankenlinienabweichungen sowie vom Elastizitätsmodul der Zahnradwerkstoffe [DIN87]. Abbildung 2.14 zeigt die Verläufe der Gesamtfedersteifigkeit c_s für eine Geradverzahnung (links) und für eine Schrägverzahnung (rechts). Die Gesamtfedersteifigkeit setzt sich aus den Einzel-

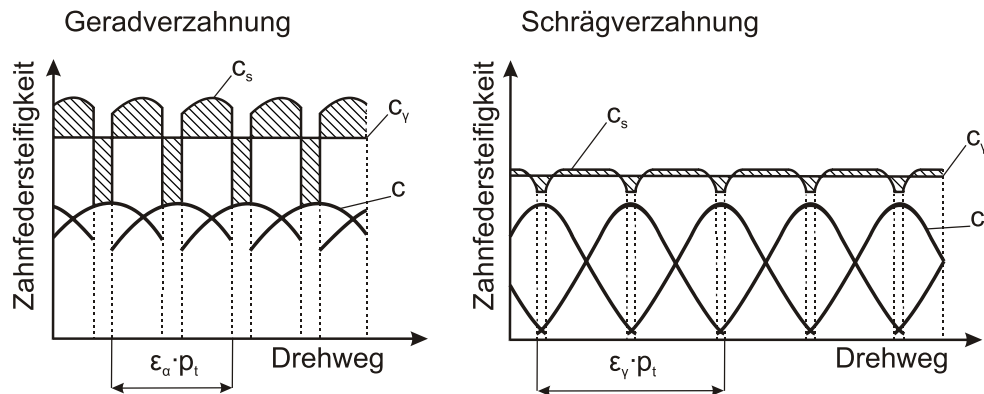


Abbildung 2.14: Verläufe der Zahnfedersteifigkeiten für eine Geradverzahnung (links) und eine Schrägverzahnung (rechts) [Nie03]

Zahnfedersteifigkeiten c jedes im Eingriff befindlichen Zahnpaars zusammen. Das Mittel der Gesamt-Zahnfedersteifigkeit über einer Eingriffsperiode stellt die mittlere Gesamt-Zahnfedersteifigkeit c_γ dar. Im Vergleich der Gesamt-Zahnfedersteifigkeiten c_s zeigt sich ein deutlich gleichmäßiger Verlauf für die Schrägverzahnung, was eine geringere Veränderung der Verzahnungssteifigkeit bedeutet. Als wesentliche Einflussgröße auf den Verlauf der veränderlichen Verzahnungssteifigkeit und damit auf die parametrische Schwingungsanregung werden die Profilüberdeckung ϵ_α und Sprungüberdeckung ϵ_β angesehen, welche in Summe die Gesamtüberdeckung ϵ_γ ergeben [Mül91]. Die Profilüberdeckung gibt die im Mittel über der Eingriffsperiode im Eingriff befindliche Anzahl an Zahnpaaren an; selbiges gilt für die Zahnbreite und die Sprungüberdeckung ϵ_β [Nie03]. Generell kann gesagt werden, dass das Schwingungsverhalten durch eine Erhöhung der Überdeckungen bei der Auslegung der Verzahnungshauptgeometrie verbessert werden kann [Hei12]. Außerdem ergeben sich im Fall von unkorrigierten Verzahnungen für ganzzahlige Sprungüberdeckungen Minima der Verzahnungsanregung, wie Abbildung 2.15 verdeutlicht.

2.3.4.2 Einfluss von Zahnflankenmodifikationen

Zahnflankenmodifikationen oder auch Flankenkorrekturen sind absichtlich auf die Flanke aufgebrachte Abweichungen vom idealen Evolventenprofil. Meist werden diese eingesetzt, um die Tragfähigkeit durch eine möglichst gleichmäßige Lastverteilung oder das Geräuschverhalten durch eine Wegkorrektur zu optimieren. In der Praxis kommen dabei in den meisten Fällen so-

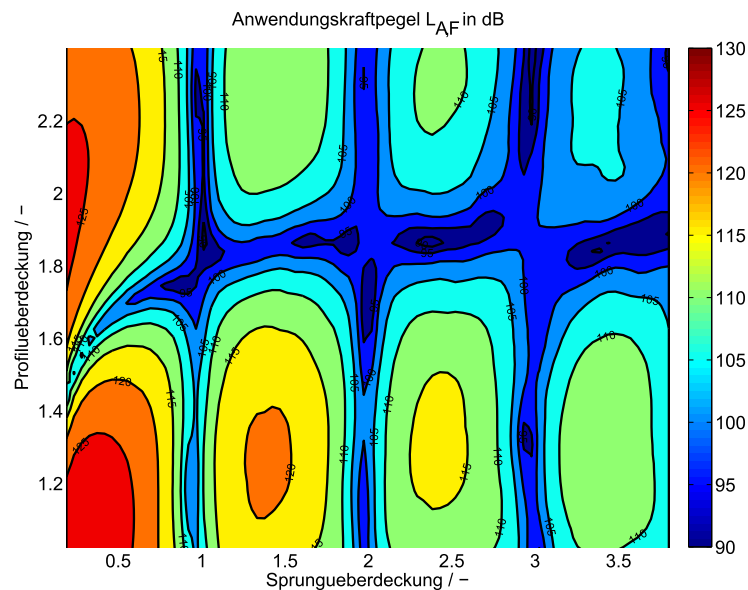


Abbildung 2.15: Simuliertes Schwingungsverhalten von unkorrigierten Schrägverzahnungen mit unterschiedlichen Profil- und Sprungüberdeckungen [Hei12]

genannte Standardkorrekturen nach DIN ISO 21771 [DIN14b] zum Einsatz, deren Form durch kompakte Parametersätze beschrieben werden kann. Abbildung 2.16 zeigt die Form möglicher Standardkorrekturen in Profil- und Breitenrichtung. Da das Verformungsverhalten von Verzahnungen lastabhängig ist, verhält sich auch die Wirkung von Standardkorrekturen lastabhängig. Heider [Hei12] schlägt ein Vorgehen bei der Korrekturauslegung vor, bei dem zunächst Breitenkorrekturen entworfen werden, die ein möglichst gleichmäßiges Breitentragen bei Nennlast sicherstellen sowie einem Kantentragen bei hohen oder niedrigen Lasten vorbeugen. Anschließend werden Korrekturen zur Optimierung des Schwingungsverhaltens in Profilrichtung aufgebracht, welche das Ergebnis von Variationsrechnungen sind. Abschließend erfolgt eine Kontrollrechnung bzgl. der Tragfähigkeit mit aufgetragenen Profilkorrekturen.

Profilkorrekturen		Breitenkorrekturen	
Höhenballigkeit		Breitenballigkeit	
Profilwinkelkorrektur		Schrägungswinkelkorrektur	
Kopfrücknahme		Endrücknahme	
Fußrücknahme			

Abbildung 2.16: Ansicht der Standardkorrekturen in Profil- und Breitenrichtung [Sep18]

2.3.4.3 Einfluss von Verzahnungsabweichungen

Alle real gefertigten Zahnräder besitzen Zahnflanken mit fertigungsbedingten Abweichungen von der exakten Evolventenform, welche zu einer Weganregung führen und damit auch zur Schwingungsanregung beitragen [Klo17]. Die Abweichungen von Stirnradverzahnungen sind nach DIN 3962 [DIN78] in 12 Qualitätsklassen eingeteilt, wobei Niemann [Nie03] Qualitätsstufen 7 oder feiner empfiehlt. Der Einfluss von Verzahnungsabweichungen ist weiterhin bei niedrigen Lasten am größten. Mit steigenden Drehmomenten ergeben sich lastbedingte Zahnverformungen, welche die Abweichung zum Teil ausgleichen können, weshalb diese geringer ins Gewicht fallen. Fertigungsbedingte Abweichungen führen zu zusätzlichen Anregungen in niedrigen Frequenzbereichen, welche sich der Zahneingriffsfrequenz und den Höherharmonischen überlagern können. Durch Modulation entstehen so Seitenbänder mit dem Abstand der niederfrequenten Anregung um die Zahneingriffsfrequenz herum [Dal87]. Insbesondere Teilungsabweichungen führen zu niederfrequenten Anregungen mit der Drehfrequenz sowie deren Harmonischen. Durch Modulation mit der Zahneingriffsfrequenz ergeben sich in der Folge Seitenbänder mit dem Abstand der Drehfrequenz und deren Vielfachen rund um die Zahneingriffsordnung [Ina10, Ina14].

Neben der Frequenzmodulation gibt es weiterhin die Effekte der Amplituden- und Phasenmodulation, die ebenso Seitenbänder rund um die Zahneingriffsfrequenz erzeugen können [Kle08]. Planetengetriebe reagieren aufgrund der mehrfachen Zahneingriffe und höheren Anzahl der an den Eingriffen beteiligten Bauteile insgesamt deutlich sensibler auf Abweichungen der Verzahnungen sowie im System. Theling und Brecher untersuchen in [The22] und [Bre20] das dynamische Verhalten eines Planetengetriebes unter dem Einfluss verschiedener Abweichungsarten und Konfigurationen, wobei den Abweichungen zum Teil ein bestimmtes Schema im Ordnungsspektrum der gemessenen Drehwegabweichung zugeordnet werden kann. Genauer auf die Zuordnung der Abweichungsarten zur Struktur der Seitenbänder wird nicht eingegangen.

2.3.4.4 Einfluss der lastbedingten Verlagerung und Verformung der Zahnrädern

Die Verzahnungskräfte in Getriebesystemen führen zu lastbedingten Verformungen der Zahnräder sowie der umliegenden Getriebeelemente [Tho12]. Hierdurch kann es zu ungleichmäßigen Lastverteilungen im Zahneingriff kommen, welche das Anregungsverhalten von Getriebesystemen negativ beeinflussen können [Neu16, The21].

Auch Müller [Mül91] zeigt, dass die lastbedingten Verformungen im Getriebe einen Einfluss auf die Kontaktverhältnisse in den Zahneingriffen haben und in der Folge auch das Anregungsverhalten beeinträchtigen.

2.4 Rechnerische Abbildung des Betriebszustandes von Getriebesystemen

Die Grundlage zur rechnerischen Abbildung des Betriebszustandes von Getriebesystemen bildet die allgemeine Bewegungsdifferentialgleichung, welche sich nach Dresig [Dre16] und Pfeiffer [Pfe14] aus den folgenden Anteilen zusammensetzt:

- Massen- und beschleunigungsabhängiger Anteil $M \cdot \ddot{x}(t)$
- Dämpfungs- und geschwindigkeitsabhängiger Anteil $K(t) \cdot \dot{x}(t)$
- Steifigkeits- und positionsabhängiger Anteil $C(t) \cdot x(t)$

Mit der externen Kraftanregung $f(t)$ ergibt sich die allgemeine Bewegungsdifferentialgleichung zu:

$$M \cdot \ddot{x}(t) + K(t) \cdot \dot{x}(t) + C(t) \cdot x(t) = f(t). \quad (2.13)$$

M	Massenmatrix	$C(t)$	Steifigkeitsmatrix
$\ddot{x}$	Beschleunigungsvektor	x	Ortsvektor
K	Dämpfungsmatrix	f	externer Kraftvektor
$\dot{x}$	Geschwindigkeitsvektor		

Die Systemmatrizen können rechnerbasiert in Form einer Modellbildung bzw. durch die Diskretisierung der in Realität kontinuierlichen Körper sowie ihrer Koppelungen hergeleitet werden. Die Diskretisierung kann auf unterschiedliche Weisen erfolgen, wobei grundsätzlich zwischen analytischen Ansätzen und einer Modellierung der Bauteile als Finite-Elemente (FE)-Körper zu unterscheiden ist [Bih16, Gas21, Küç87]. Eine Software zu dieser rechnerbasierten Modellbildung von Getriebesystemen auf Basis analytischer Ansätze stellt das EDV-Programm RIKOR (RitzelKORrektur) (RIKOR) [Sch23a, Wei20, Wei21] dar. Im Folgenden wird die Grundfunktionalität von RIKOR beschrieben sowie im Nachgang auf ähnliche Berechnungsprogramme und deren Modellierungsansätze eingegangen.

2.4.1 Last- und Verformungsberechnung im Gesamtsystem aus Welle-Lager-Gehäuse

RIKOR basiert auf einem linear-elastischen Getriebe-Gesamtsystem, wobei die Steifigkeitsbestimmung für Wellen, Lager und Verzahnungen im Wesentlichen auf analytischen Ansätzen basiert. Abbildung 2.17 veranschaulicht exemplarisch die Modellierung eines zweistufigen Stirnradgetriebes durch Federelemente für die Lager und Verzahnungen, Balkenelemente für die Wellen und eine Andeutung der mit den Lagerstellen gekoppelten Gehäusestruktur. [Neu16, Uta20]

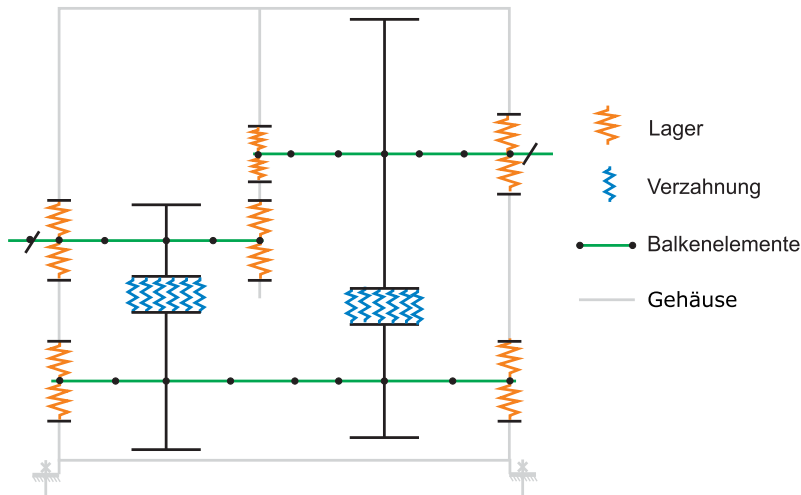


Abbildung 2.17: Modellierung eines zweistufigen Getriebes in Form eines linear-elastischen Gesamtsystems [Uta20]

Für die angesprochenen Getriebeelemente sind Ansätze zur Bestimmung der Element-Steifigkeits- und Massenmatrizen implementiert, welche dann programmintern zu einer Gesamt-Steifigkeits- und Massenmatrix C und M assembliert werden können.

2.4.1.1 Abbildung der Zahneingriffe und Lastverteilungsberechnung

Die Modellierung der Zahneingriffe erfolgt im Getriebe-Gesamtsystem von RIKOR in Anlehnung an die Methoden C-D aus DIN ISO 6336 [ISO19] durch ein ebenes Federmodell. Abbildung 2.18 zeigt das Modell im unbelasteten (links) und im belasteten Zustand (rechts), wobei eine Anzahl an Federn mit der mittleren Verzahnungssteifigkeit c_v zwischen den am Eingriff beteiligten Wellen in Richtung der Eingriffsebene modelliert sind. Die Berechnung von c_v erfolgt dabei nach den

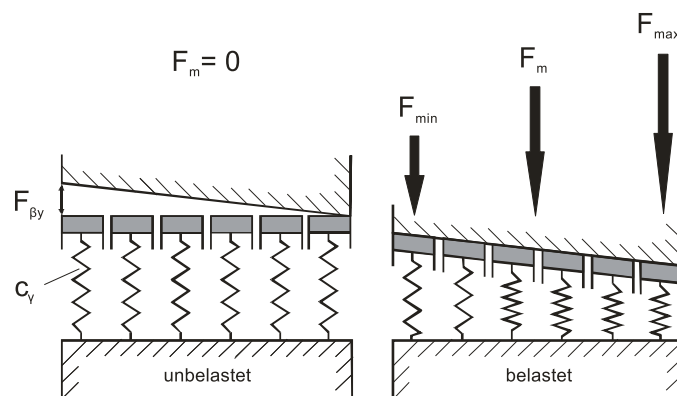


Abbildung 2.18: Ebenes Federmodell zur Abbildung von Stirnradverzahnungen nach DIN ISO 6336 (Bild aus [Wik98])

Ansätzen von Weber/Banschek [Web55] und Schmidt [Sch73]. Das Modell stellt eine Vereinfachung dar, da keine eingriffstellungsspezifische Steifigkeit und keine Kreuzeinflüsse zwischen den Breitenstützpunkten berücksichtigt werden. Dennoch eignet sich das ebene Ersatzmodell zur Berechnung der Breitenlastverteilung bzw. des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$, welcher das Ver-

hältnis der maximalen Kraft je Zahnbreite zur durchschnittlichen Kraft pro Zahnbreiteneinheit beschreibt [ISO19].

Aufgrund der im System auftretenden Verformungen können in den Verzahnungsfedern rechnerisch auch Zugkräfte entstehen, welche in Realität jedoch nicht auftreten. Auf Zug belastete Verzahnungsfedern müssen also im Rahmen einer iterativen Zahnkontaktanalyse deaktiviert werden. Abbildung 2.19 stellt die Zahnkontaktanalyse schematisch dar, wobei die an den Stützpunkten der Verzahnungsfedern wirkenden Normalkräfte und die Normalenvektoren eingezeichnet sind. Verläuft die Normalkraft parallel und entgegen dem Normalenvektor, so wird eine Druckkraft übertragen, womit der Kontakt geschlossen bleiben kann. Mathematisch ergibt sich für diesen Fall durch Multiplikation der Vektoren

$$\mathbf{a} \cdot \mathbf{f} = -(|\mathbf{a}| \cdot |\mathbf{f}|). \quad (2.14)$$

Ist der Kraftvektor allerdings parallel und in Richtung des Normalenvektors orientiert, so ergibt sich nach Multiplikation der Vektoren ein positives Vorzeichen und damit Zugkräfte in der Feder:

$$\mathbf{a} \cdot \mathbf{f} = (|\mathbf{a}| \cdot |\mathbf{f}|) \quad (2.15)$$

$\mathbf{a}$	-	Normalenvektor an Zahnflanke	$\mathbf{f}$	N	Normalkraft auf Zahnflanke
--------------	---	------------------------------	--------------	---	----------------------------

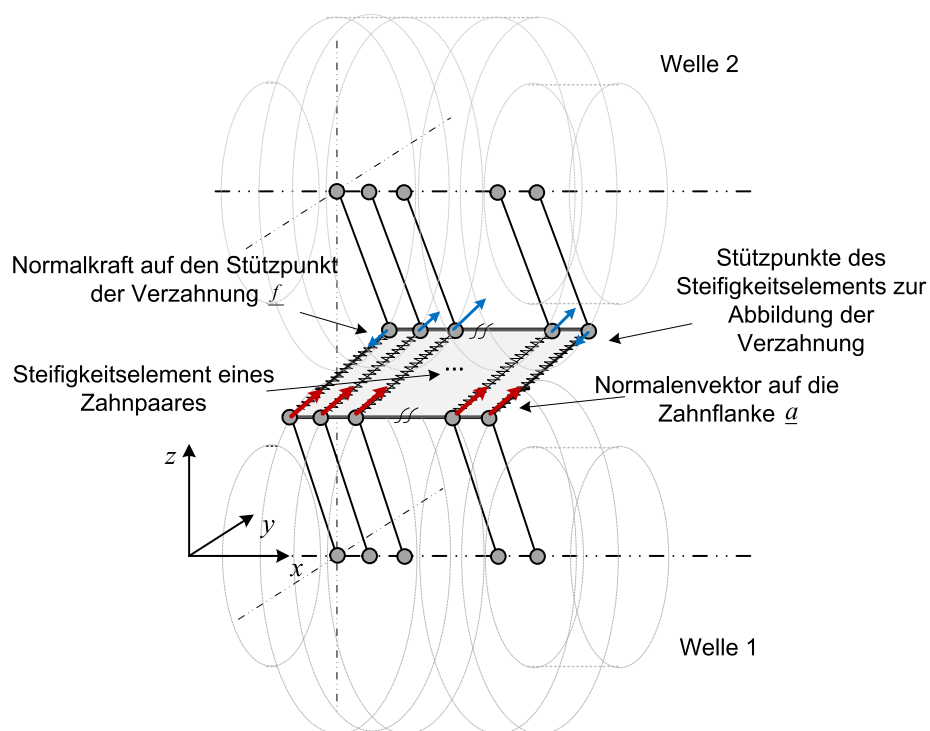


Abbildung 2.19: Zahnkontaktanalyse im linear-elastischen Gesamt-Getriebesystem zur Deaktivierung von auf Zug belasteten Federn [Neu16]

Im Fall von auf Zug belasteten Stützstellen werden die Federelemente an dieser Stelle aus der Steifigkeitsmatrix des Gesamtsystems gestrichen und das System wiederholt gelöst. Dieses iterative Vorgehen wird solange verfolgt, bis keine auf Zug belasteten Elemente mehr im System gefunden werden. Bei jeder Iteration muss außerdem geprüft werden, ob bereits aus dem System gestrichene Federn wieder eingetragen werden müssen. Dazu wird eine Kontaktanalyse der Flanken durchgeführt. Tritt an einer gestrichenen Stützstelle eine Durchdringung der Oberflächen auf, so wird das Federelement wieder in das System integriert. [Neu16].

Weiterhin umfasst das Programm ein erweitertes topologisches Modell zur Berechnung lokaler Belastungen in den Zahneingriffen, welches auf den Arbeiten von Placzek [Pla88], Wikidal [Wik98], Thoma [Tho12] und Neubauer [Neu16] basiert. Das Modell berechnet für jede Eingriffsstellung eine Nachgiebigkeitsmatrix für den gesamten Zahneingriff und berücksichtigt weiterhin Abweichungen aus den Wellenlagen, welche aus dem zuvor gelösten Getriebe-Gesamtmodell bestimmt werden. Thoma [Tho12] erweitert das topologische Modell um die Berücksichtigung des vor- und nachzeitigen Zahneingriffs. Im Rahmen der Arbeiten von Weinberger [Wei21, Wei23] erfolgte die Integration einer eingriffsstellungsspezifischen Verzahnungssteifigkeit in das Getriebe-Gesamtssystem, wodurch auch eventuell auftretende Kreuzeinflüsse sowie die Phasenverschiebungen zwischen den Zahneingriffen - insbesondere in Planetengetrieben - abgebildet werden können.

2.4.1.2 Rechnerische Abbildung der Wellensteifigkeit

Die Modellierung der Wellensteifigkeiten erfolgt durch Balkenelemente nach Timoshenko [Tim70]. Dabei wird bei jeder modellierten Geometrieänderung der Welle am jeweiligen Absatz ein Starrkörper ins System eingefügt, welcher 6 Freiheitsgrade (3 translatorische, 3 rotatorische) besitzt. Die Körper werden anschließend durch elastische Elemente - der Balkentheorie folgend - miteinander verbunden und so wird eine Steifigkeitsmatrix der Welle abgeleitet. Die Federn der in Kapitel 2.4.1.1 vorgestellten Zahneingriffe verbinden ebenso jeweils zwei Starrkörper der am Eingriff beteiligten Wellen. [Wei23]

2.4.1.3 Modellierung von Lagerstellen

Die Lagerstellen der Wellen können einen großen Einfluss auf die Gestalt der Wellenbiegeline und damit auf deren im Zahneingriff wirksame Verformungsanteile haben, weshalb eine exakte Modellierung der Lagersteifigkeiten angestrebt werden sollte [Neu16, Wei14]. In Getriebesystemen für elektromechanische Antriebsstränge kommen primär Wälzlager zum Einsatz, deren Steifigkeitsverhalten im Allgemeinen nichtlinear ist. Diese Nichtlinearität kann im linear-elastischen Gleichungssystem von RIKOR nicht geschlossen abgebildet werden, weshalb eine Welle-Lager-Iteration zur Betriebspunktbestimmung der Wälzlager und Herstellung des Kräftegleichgewichts im Berechnungsmodell erforderlich ist [Neu16]. Zur Berechnung der Lagerbetriebspunkte kommt das in RIKOR integrierte EDV-Programm Lager2 zur Wälzlagerberechnung (LAGER2) [Zan20] zum Einsatz. LAGER2 führt eine Kontaktberechnung zwischen

den Wälzkörpern und den Lagerringen durch, deren Ergebnisse die aus den vorgegebenen Verformungen resultierenden Lagerkräfte sowie die zugehörigen Tangentensteifigkeiten sind. Aus den lokalen Abweichungen vom Kräftegleichgewicht (Residuen) sowie den Steifigkeiten des Systems im Betriebspunkt können durch ein Newton-Verfahren [Gal00] beginnend bei einer 0-Verformung iterativ neue Lösungen der Verformungen berechnet werden, bis das System konvergiert ist. [Sch23a]. Abbildung 2.20 zeigt schematisch die Umsetzung der Lagermodellierung im Getriebe-Gesamtsystem. An den Lagerstellen verbinden translatorische und rotatorische Federelemente den entsprechenden Wellenstützpunkt mit einem eventuell vorhandenen Gehäuse bzw. dem Fundament.

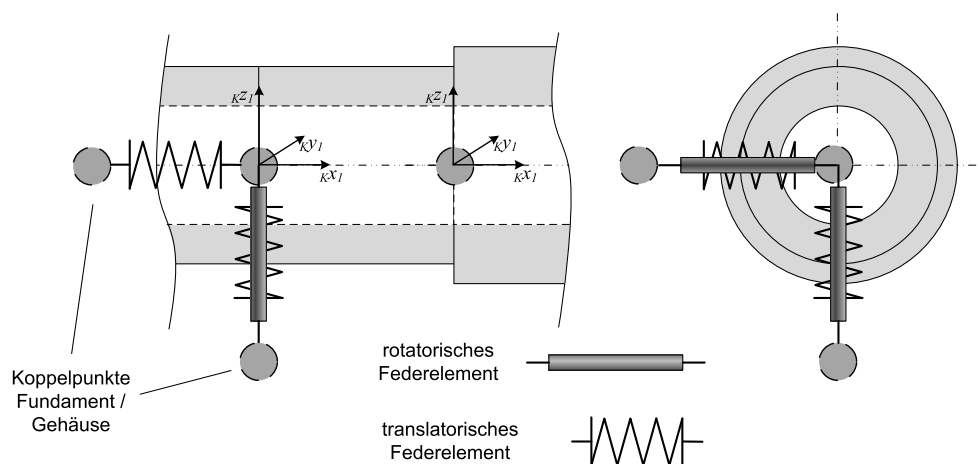


Abbildung 2.20: Modellierung einer Lagerstelle durch Federelemente zwischen entsprechendem Stützpunkt auf der Welle mit dem Gehäuse/Fundament [Neu16]

2.4.1.4 Berücksichtigung komplexer Strukturbauteile

Geometrisch einfachere Strukturen, wie zum Beispiel Wellen, können bei der Aufstellung der Gesamt-Steifigkeitsmatrix durch analytische Ansätze mit genügender Genauigkeit und rechnerisch überschaubarem Aufwand abgebildet werden. Bei Körpern mit komplexerer Bauteilgeometrie wie Getriebegehäusen oder Planetenträgern ist die analytische Beschreibung dagegen kaum mehr möglich. Die Verformung solcher Strukturbauteile kann allerdings einen erheblichen Einfluss auf das Last- und Verformungsverhalten des Gesamtsystems haben und sollte daher bei der Berechnung berücksichtigt werden. Alternativ zu einer analytischen Formulierung lassen sich reduzierte Steifigkeitsmatrizen der Körper bestimmen und in die Gesamt-Steifigkeitsmatrix integrieren. Die Ableitung reduzierter Steifigkeitsmatrizen der komplexen Strukturbauteile erfolgt meist durch Nutzung der Finite-Elemente-Analyse (FEA) und eine statische Reduktion nach Guyan [Guy65]. Anschließend werden die reduzierten Steifigkeiten in das Koordinatensystem aus RIKOR transformiert und im Falle einer Gehäusestruktur mit den Lagerstellen nach Abbildung 2.20 gekoppelt. So kann das komplexe Steifigkeitsverhalten von Strukturbauteilen bei der last- und Verformungsberechnung zeiteffizient berücksichtigt werden. [Neu16, Wei23] Die Methode zur Einbindung reduzierter Steifigkeitsmatrizen findet in vielen weiteren kommer-

ziellen Getrieberechnungsprogrammen Anwendung.

„Planetary2D“ ist ein von der Firma „Ansol“ vertriebenes Programm zur statischen und dynamischen Analyse zweidimensionaler Modelle von einfachen Getriebesystemen. Das System bietet die Möglichkeit, geometrisch komplexere Körper mit der Finite-Elemente-Methode zu berücksichtigen [Kah03]. Mit diesem Programmmodul untersuchen Kahraman und Bodas [Kah04a] den Einfluss von Positionsabweichungen der Planetenräder auf die Lastverteilung in Planetengetrieben. Kahraman und Kubur [Kah04b] erforschen unter Einbeziehung von Steifigkeitsmatrizen für das Gehäuse und den Planetenträger das dynamische Verhalten eines Stirnradgetriebes. Die Studie zeigt die Notwendigkeit der Berücksichtigung von flexiblen Strukturen bei der Simulation durch Vergleich mit experimentellen Daten.

Mit einer Weiterentwicklung der Firma Ansol, dem Programm „Planetary3D“, setzen Kahraman et al. [Kah07] diese Untersuchungen fort. Die Software erlaubt eine räumliche Last- und Verformungsanalyse bestimmter Planetengetriebebauarten. Die Besonderheit bildet hierbei die Möglichkeit der Kopplung mit detaillierten Finite-Elemente-Modellen von Planetenträgern und Gehäusestrukturen.

Die Limitierung von Planetary3D auf Getriebesysteme mit rein coaxialer Wellenanordnung ist in dem Simulationstool „Transmission3D“ von Ansol aufgehoben [Vij03]. Hier ist es möglich, beliebige Getriebesysteme komplett auf Basis von Finite-Elemente-Modellen berechnen zu lassen. Diese Vorgehensweise zeichnet sich einerseits durch einen sehr hohen Detaillierungsgrad aus, geht andererseits allerdings auch mit einem hohen Berechnungsaufwand und einer erhöhten Simulationsdauer einher. [Amb13, Par12]

Die Firma „Romax Technology“ bietet mit den Softwarepaketen „RomaxDesigner“ und „RomaxWind“ umfangreiche Instrumente zur statischen und dynamischen Last- und Verformungsanalyse von Getriebesystemen. Die Tools ermöglichen die Einbindung von reduzierten Steifigkeitsmatrizen zur Berücksichtigung verschiedener Getriebeelemente, zum Beispiel des Getriebegehäuses und von Planetenträgern. Anschließend wird das System bestehend aus Wellen, Lagern, Rädern und dem Gehäuse über einen vollständig gekoppelten und nichtlinearen Algorithmus gelöst. [Cou09a, Cou09b, Har00, Har01, Jam02, Kor09, Smi07, Tyl06]

Das Programm „Plankorr“ dient der Berechnung der Lastverteilung und Verzahnungskorrekturen in Planetengetriebesystemen. Basierend auf Einflusszahlen, die aus Finite-Elemente-Methode (FEM)-Berechnungen gewonnen werden, ist die Einbindung von Struktursteifigkeiten in die Verzahnungsberechnung möglich. Sfar [Sfa11] beschreibt das Vorgehen anhand eines Getriebegehäuses, das an den Reduktionsknoten mit einer Einheitslast in Richtung aller Freiheitsgrade belastet wird. Durch die sich einstellenden Verformungen wird die Steifigkeit entlang der Freiheitsgrade ermittelt und an das Simulationsprogramm weitergegeben.

Die Firma „KISSsoft“ stellt mit dem Berechnungsprogramm „KISSsys“ ein System zur Modellierung ganzer Getriebe und Antriebsstränge zur Verfügung. Mit dieser Software ist die Analyse des statischen Last- und Verformungsverhaltens eines Getriebesystems möglich. Es besteht auch hier die Möglichkeit, reduzierte Steifigkeitsmatrizen des Gehäuses in die ansonsten rein

analytische Berechnungsmethodik des Programms zu integrieren. Die Reduktion des Gehäuses erfolgt hier auf je einen Masterknoten je Lagerstelle mittels einer FEA. [Dut16, Kis16, Lan17] Das Programm „Simpack“ des Unternehmens „Dassault Systèmes“ bietet die Möglichkeit der dynamischen Mehrkörpersimulation beliebiger mechanischer oder mechatronischer Systeme. Unter anderem lässt sich damit das dynamische Verhalten von Getriebesystemen unter Einbindung von FE-Strukturen oder reduzierten Steifigkeitsmatrizen untersuchen. [Hel11, Xin13]

In [Haa12] untersuchen Haastrup, Hansen, Ebbesen et al. ebenfalls das dynamische Verhalten einer Planetenstufe in einer Windkraftanlage mit dem Programm „MSC Adams“. Die elastischen Verformungen des Planetenträgers werden darin als wichtiger Einfluss auf die Flankenlinienabweichung beschrieben. Daher erfolgt die Berücksichtigung der Verlagerungen des Planetenbolzens im Träger über reduzierte Steifigkeitsmatrizen. Durch experimentelle Untersuchungen und einen Abgleich mit den Simulationsergebnissen wird auch hier eine gute Abbildung des Verformungsverhaltens des Planetenträgers durch die Reduktion bescheinigt.

Ein ähnliches Werkzeug zur dynamischen Mehrkörpersimulation bietet Siemens mit dem Programm „LMS Virtual Lab“. Damit erforschen Helsen, Heirman, Vandepitte et al. [Hel08] ebenso den Einfluss der Flexibilität verschiedener Strukturen in einem Planetengetriebesystem. Sie stellen analog zu Xing einen erheblichen Einfluss der Koppelmethode der reduzierten Strukturen mit dem restlichen Getriebesystem fest.

Peeters untersucht in [Pee06] unter anderem drei verschiedene Modellierungsansätze für einen kompletten Antriebsstrang einer Windkraftanlage mit Fokus auf dem Getriebesystem. Als eine der Schlussfolgerungen wird auch hier die Modellierung der genannten Strukturen als flexible Körper empfohlen. Betont wird die Verringerung der Berechnungszeiten durch die Vorgehensweise mit reduzierten Strukturen im Vergleich zur Rechnung mit kompletten FE-Körpern bei gleichzeitig hoher Genauigkeit.

Deshpande et al. [Des12, Saw11] nutzen die Einbindung von reduzierten Gehäusesteifigkeiten in ihrer Starrkörpersimulation eines zweistufigen Stirnradgetriebes zur Analyse der Auswirkungen von geometrischen Abweichungen im Getriebesystem auf das dynamische Verhalten. Die Reduktion der Gehäusestruktur geschieht dabei mit einem Masterknoten je Lagerstelle. Die Lösung des Systems aus gekoppelten Starrkörpern erfolgt mit der Software Matlab/Simulink.

2.4.2 Berechnungsmethoden zum Schwingungsverhalten von Stirnradverzahnungen

Es existiert eine Vielzahl an unterschiedlichen Methoden zur rechnerischen Abbildung des Schwingungsverhaltens von Stirnradverzahnungen. Die Berechnungsmethoden unterscheiden sich insbesondere durch die angewendeten Vereinfachungen und Annahmen, welche entscheidend den Berechnungsaufwand bestimmen. Generell lassen sich die Berechnungsmethoden zum Schwingungsverhalten von Stirnradverzahnungen nach folgenden Kategorien einteilen:

- Statische und quasi-statische Berechnungsmodelle unter Vernachlässigung von masse- und geschwindigkeitsabhängigen Einflüssen

- Quasi-dynamische Berechnungsmethoden zur Näherungslösung des dynamischen Verhaltens
- Dynamische Simulation mit voller Berücksichtigung von masse- und geschwindigkeitsabhängigen Anteilen

2.4.3 Statische und quasi-statische Kennwerte zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens

Statische und quasi-statische Berechnungsmodelle vernachlässigen den Einfluss von Trägheiten, Eigenschwingverhalten und Zentrifugalkräften, indem die Bewegungsgleichung des Systems nach Formel 2.13 vereinfachend für sehr niedrige Drehzahlen ($n \rightarrow 0$ 1/min) oder für sehr große Drehzahlen gelöst wird. Mathematisch bedeutet dies, dass die beschleunigungs- und geschwindigkeitsabhängigen Anteile vereinfachend zu null gesetzt werden. Obwohl die Modellvorstellung der statischen und quasi-statischen Berechnungsmodelle damit nur für das statische Durchwälzen bzw. den hypothetischen Betriebsfall unendlicher Drehzahlen exakt ist, wird sie insbesondere in frühen Projektphasen aufgrund des vergleichsweise geringen Berechnungsaufwandes häufig herangezogen [Koh18]. Den in der Praxis gebräuchlichsten und in vielen Berechnungsstudien angewendeten Kennwert zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnradverzahnungen stellt die statische Drehwegabweichung unter Last dar [Abr23, Bih14, Hje21, Hu19, Neu16, Sai16, Wil13].

Die Drehwegabweichung ist klassischerweise definiert als die Abweichung der Winkelposition des angetriebenen Zahnrads (für jede beliebige Position des treibenden Zahnrads) im Vergleich zu der Position, die das angetriebene Zahnrad einnehmen würde, wenn beide Zahnräder geometrisch perfekt und starr wären [Har58, Vel12]. Bei der statischen Drehwegabweichung wird die Verformung der Verzahnungen für diskrete Wälzstellungen unter konstanter Last und für sehr kleine Drehzahlen unter Berücksichtigung der lokalen Abweichungen im Zahneingriff ermittelt. Aus dem Verlauf der Drehwegabweichung über der Eingriffsperiode kann die maximale Schwankungsbreite - im Englischen auch peak-to-peak transmission error (P2P TE) genannt - als skalarer Wert der statischen Schwingungsanregung einer Stirnradstufe abgeleitet werden. [Hei12, Neu16]

Abbildung 2.21 zeigt den Verlauf der Drehwegdifferenz über zwei Eingriffsperioden mit der Drehwegschwankung als Differenz aus der maximalen und der minimalen Drehwegdifferenz.

Die spektrale Zusammensetzung der Drehwegdifferenz kann durch eine Überführung des Verlaufs in den Frequenzbereich analysiert werden. Die Transformation wird üblicherweise durch eine schnelle Fourier-Transformation (FFT) [Bla58] durchgeführt, deren Ergebnis für den Drehwegverlauf in Abbildung 2.21 rechts zu sehen ist.

Neben der statischen Drehwegabweichung unter Last existiert außerdem der Ansatz der Kraftanregung, wobei der hypothetische Betriebsfall mit unendlich hohen Drehzahlen angenommen wird. Der Einfluss der Massenträgheiten wird in dieser Modellvorstellung so groß, dass die Zahnräder keine Ausgleichsbewegung mehr ausführen und sich stattdessen eine schwankende

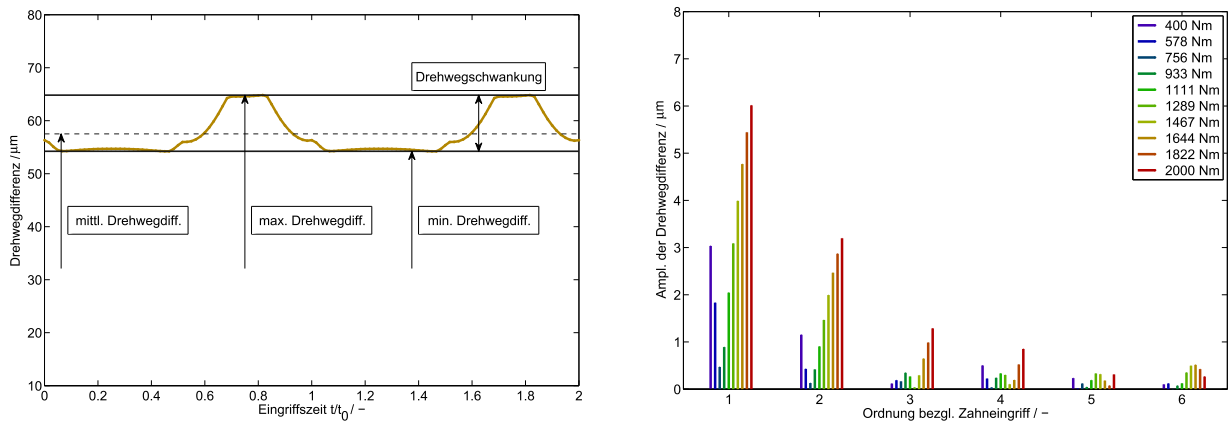


Abbildung 2.21: Modellierung einer Lagerstelle als Federelement zwischen entsprechendem Stützpunkt auf der Welle mit dem Gehäuse/Fundament [Neu16]

Verzahnungskraft einstellt. Die Berechnung erfolgt dann unter Variation der Verformung zwischen Ritzel und Rad, damit die mittlere resultierende Verzahnungskraft der nominellen entspricht [Hei12, Mül91].

2.4.4 Stationäre Störungsrechnung zur Näherungslösung des Schwingungsverhaltens

Das Bewegungsgleichungssystem aus Formel 2.13 stellt für ein Stirnradgetriebe ein gekoppeltes, nichtlineares Differentialgleichungssystem 2. Ordnung dar, welches sich analytisch nicht geschlossen und exakt lösen lässt [Die81]. Daher existieren verschiedene Ansätze zur Näherungslösung des dynamischen Verhaltens von Stirnradgetrieben. Bihr [Bih16] beschreibt in seiner Arbeit einige dieser Ansätze und führt die Vor- und Nachteile der Methoden auf. Letztlich nutzt er eine stationäre Störungsrechnung in Anlehnung an Küçüçay [Küç81, Küç83, Küç84, Küç87] zusammen mit einer Modaltransformation der Bewegungsgleichung zur Näherung des Schwingungsverhaltens eines mehrstufigen Stirnradgetriebes. Vereinfachend wird bei der Störungsrechnung ein stationäres, spielfreies und lineares System unter parametrischer Anregung angenommen, welches im Vergleich zu den konstanten Anteilen nur kleine Schwankungen in den anregenden Kräften erfährt [Küç87]. Mit diesen Annahmen und unter Vernachlässigung der zeitlich veränderlichen Dämpfung ergibt sich die Bewegungsdifferentialgleichung nach der Theorie der Störungsrechnung zu

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}_0 \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) + (\mathbf{C}_0 + \varepsilon \mathbf{C}_d(t)) \cdot \mathbf{x}(t) = \mathbf{f}_0 + \varepsilon \mathbf{f}_d(t). \quad (2.16)$$

$\mathbf{M}$	Massenmatrix	$\mathbf{x}$	Ortsvektor
$\mathbf{K}_0$	Konstante, mittlere Dämpfungsmatrix	$\mathbf{C}_0$	Konstante, mittlere Steifigkeitsmatrix
ε	- Kennzeichnet die Kleinheit der zeitvariablen Anteile	$\mathbf{C}_d$	Zeitlich veränderliche Steifigkeitsmatrix
$\mathbf{f}_0$	Konstanter, mittlerer Lastvektor	$\mathbf{f}_d$	Zeitlich veränderlicher Lastvektor

In dieser Darstellung der Bewegungsgleichung sind die Steifigkeitsmatrix sowie äußere Lasten

in einen mittleren (Index 0) und einen zeitvariablen Anteil (Index d) aufgeteilt. Die statische Lösung des Systems lässt sich berechnen nach

$$\varepsilon^0 : \quad \mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}_0 + \mathbf{K}_0 \cdot \dot{\mathbf{x}}_0 + \mathbf{C}_0 \cdot \mathbf{x}_0 = \mathbf{f}_0. \quad (2.17)$$

Die erste Ordnung als Näherung der stationären Schwingung des Systems um den statischen Betriebspunkt lautet entsprechend

$$\varepsilon^1 : \quad \mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}_1 + \mathbf{K}_0 \cdot \dot{\mathbf{x}}_1 + \mathbf{C}_0 \cdot \mathbf{x}_1 = -\mathbf{C}_d(t) \cdot \mathbf{x}_0 + \mathbf{f}_d(t). \quad (2.18)$$

Die Bewegungsgleichung aus Formel 2.18 ist ein fremderregtes lineares Differentialgleichungssystem, welches durch eine Modaltransformation [Gas21] gelöst werden kann [Bih16, Küç87]. Dabei wird die Bewegungsgleichung in den Modalraum transformiert, wodurch sich aus dem gekoppelten Gleichungssystem mit n Freiheitsgraden ein System mit n entkoppelten Schwingungssystemen ergibt. Nach dem Prinzip der Superposition ergibt sich bei diesem vereinfachenden Ansatz die resultierende Schwingungsantwort des Systems aus der Überlagerung der Schwingungen der n entkoppelten Schwingungssysteme [Gas21].

Nach Holzer [Hol21] handelt es sich bei Stirnradgetrieben, deren Wellen und Zahnräder aus Stahl gefertigt sind, um ein schwach gedämpftes System. Die Dämpfung muss danach ca. das 175-fache der Dämpfungswertes von Baustahl erreichen, damit sich die Eigenfrequenzen des gedämpften um mehr als 1 % vom ungedämpften System unterscheiden. Daher lässt sich Gleichung 2.17 unter Vernachlässigung der Dämpfung noch einmal zu

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}_0 \cdot \mathbf{x}(t) = 0 \quad (2.19)$$

vereinfachen. Einsetzen der allgemeinen Lösung homogener Bewegungsgleichungen in Formel 2.19 führt dann zum allgemeinen Eigenwertproblem [Dre16]

$$(\mathbf{C}_0 - \omega_i^2 \mathbf{M}) \varphi_i = 0, \quad (2.20)$$

wobei ω_i die i -te Eigenkreisfrequenz und φ_i den i -te Eigenvektor darstellen [Mai10]. Die r Eigenvektoren φ des Systems mit n Freiheitsgraden können in der sogenannten Modalmatrix mit der Dimension $n \times r$

$$\Phi = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \cdots \quad \varphi_r] \quad (2.21)$$

zusammengefasst werden. Üblicherweise wird die Modalmatrix durch

$$\Phi^* = \frac{-\Phi}{\sqrt{\Phi^T \cdot \mathbf{M} \cdot \Phi}} \quad (2.22)$$

massennormiert, wodurch nachfolgend die modalen Massen- und Steifigkeitsmatrizen

$$\tilde{\mathbf{M}} = \Phi^{*T} \cdot \mathbf{M} \cdot \Phi^* = \begin{pmatrix} 1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & 1 \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \tilde{\mathbf{C}} = \Phi^{*T} \cdot \mathbf{C} \cdot \Phi^* = \begin{pmatrix} \omega_1^2 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & \omega_r^2 \end{pmatrix} \quad (2.23)$$

$\tilde{M}$	Modale Massenmatrix	Φ	Modalmatrix
M	Massenmatrix	$\tilde{C}$	Modale Steifigkeitsmatrix
ω	Eigenkreisfrequenz	φ	Eigenvektoren

berechnet werden können. Die modale Massenmatrix $\tilde{M}$ ergibt sich durch die Massennormierung im Fall von symmetrischen und positiv definit besetzten Matrizen M und C zu einer Einheitsmatrix, während die modale Steifigkeitsmatrix $\tilde{C}$ auf der Diagonalen mit den Quadraten der Eigenkreisfrequenzen ω besetzt ist. Durch die Diagonalform der Systemmatrizen $\tilde{M}$ und $\tilde{C}$ kann die Bewegungsgleichung mit den modalen Auslenkungen

$$x = \Phi \cdot z \quad (2.24)$$

sowie dem von links mit der transponierten Modalmatrix multiplizierten Lastvektor

$$\tilde{f} = \Phi^T \cdot f \quad (2.25)$$

in ein modal entkoppeltes System in der Form

$$\tilde{M} \cdot \ddot{z} + \tilde{C} \cdot z = \tilde{f} \quad \text{oder auch} \quad \ddot{z}_i + \omega_i^2 \cdot z_i = \tilde{f}_i \quad (2.26)$$

z	Vektor der modalen Auslenkungen	$\tilde{f}$	Modaler Lastvektor
i	Zählindex für Freiheitsgradnummer		

überführt werden. Wird das System mit harmonischen Kräften in der Form

$$\underline{f} = \check{f} \cdot e^{j\Omega t} \quad (2.27)$$

angeregt, wobei $\check{f}$ die Amplituden des veränderlichen Lastvektors mit der Frequenz Ω enthält, so ergeben sich die modalen Verschiebungen und deren Ableitungen zu

$$\underline{z} = \check{z} \cdot e^{j\Omega t} \quad (2.28)$$

$$\dot{\underline{z}} = j\Omega \check{z} \cdot e^{j\Omega t} \quad (2.29)$$

$$\ddot{\underline{z}} = -\Omega^2 \check{z} \cdot e^{j\Omega t}. \quad (2.30)$$

Dadurch lässt sich Gleichung 2.26 in den Frequenzbereich transformieren:

$$-\Omega^2 \Phi^{*T} M \Phi^* \cdot \check{z} + \Phi^{*T} C \Phi^* \cdot \check{z} = \Phi^{*T} \cdot \check{f}. \quad (2.31)$$

Durch Umformen sowie die Transformation in den ursprünglichen physikalischen Zustandsraum $\check{x} = \Phi \check{z}$ kann die Systemantwort auf eine harmonische Anregung durch

$$\check{x} = \Phi \left(-\Omega^2 \tilde{M} + \tilde{C} \right)^{-1} \Phi^{*T} \check{f} = V \check{f} \quad (2.32)$$

beschrieben werden. Aus Formel 2.32 lässt sich die sogenannte Frequenzgangmatrix V

$$V(\Omega) = \Phi \cdot \left(-\Omega^2 \tilde{M} + \tilde{C} \right)^{-1} \cdot \Phi^T = \begin{pmatrix} v_{11} & v_{12} & \cdots & v_{1n} \\ v_{21} & v_{22} & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \\ v_{n1} & \cdots & & v_{nn} \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

ableiten, welche sich aus den Übertragungsfunktionen v_{kl}

$$v_{kl}(\Omega) = \sum_{i=1}^r \frac{i\varphi_k \cdot i\varphi_l}{-\Omega^2 m_i + c_i} = \sum_{i=1}^r \frac{i\varphi_k^* \cdot i\varphi_l^*}{-\Omega^2 + \omega_i^2} \quad (2.34)$$

V	Frequenzgangmatrix	Ω	Erregerkreisfrequenz
Φ	Modalmatrix	$\tilde{M}$	Modale Massenmatrix
$\tilde{C}$	Modale Steifigkeitsmatrix	v_{kl}	Übertragungsfunktion für Freiheitsgrad $l - k$
φ	Eigenvektor	ω	Eigenkreisfrequenz

zusammensetzt. Mit der Frequenzgangmatrix nach Formel 2.33 kann also die ungedämpfte Systemantwort an jedem beliebigen Knoten berechnet werden zu

$$x(\Omega) = V(\Omega) \cdot \check{f}(\Omega) \quad \text{bzw.} \quad x_{kl}(\Omega) = v_{kl}(\Omega) \cdot \check{f}_{kl}(\Omega). \quad (2.35)$$

x	Ortsvektor	Ω	Erregerkreisfrequenz
V	Frequenzgangmatrix	$\check{f}$	Amplitude des Lastvektors

Weiterhin ist es möglich, die Übertragungsfunktionen zwischen beliebigen Knoten bzw. Freiheitsgraden $k - l$ auszuwerten, welche sich in den entsprechenden Nebendiagonalelementen von V befinden. [Bih16, Küç81, Küç83, Küç84, Küç87, Mai10, Uta20]

Zur Berücksichtigung der Dämpfung schlägt Bihr [Bih16] die Nutzung der geschwindigkeitsproportionalen, modalen Dämpfung [Gas21, Mag08] vor. Bei dieser Methode wird jede Eigenschwingung vereinfachend mit einer Dämpfungskraft beaufschlagt, welche proportional zur modalen Geschwindigkeit ist. Anstatt einer vollbesetzten Dämpfungsmatrix ergibt sich dann mit dem Lehr'schen Dämpfungsmaß ϑ analog zu den modalen Systemmatrizen eine modale Dämpfungsmatrix als Diagonalmatrix:

$$\tilde{K} = \begin{pmatrix} 2\omega_1 \vartheta_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & 2\omega_r \vartheta_r \end{pmatrix}. \quad (2.36)$$

Weiterhin besteht der vereinfachende Ansatz der Rayleigh-Dämpfung [Mag08], wobei die Dämpfungsmatrix durch eine Linearkombination aus der Massen- und Steifigkeitsmatrix sowie den Faktoren α und β bestimmt wird:

$$\mathbf{K} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C}. \quad (2.37)$$

Analog zu Gleichung 2.33 berechnet sich die Frequenzgangmatrix $\mathbf{V}$ unter Berücksichtigung der Dämpfungsmatrix $\mathbf{K}$ dann zu

$$\mathbf{V}(\Omega) = \mathbf{\Phi} \cdot \left(-\Omega^2 \tilde{\mathbf{M}} + j\Omega \tilde{\mathbf{K}} + \tilde{\mathbf{C}} \right)^{-1} \cdot \mathbf{\Phi}^T \quad (2.38)$$

$\tilde{\mathbf{K}}$		Modale Dämpfungsmatrix	ω	Eigenkreisfrequenz
ϑ	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß	$\mathbf{M}$	Massenmatrix
$\mathbf{C}$		Steifigkeitsmatrix	$\mathbf{K}$	Dämpfungsmatrix
α	-	Proportionalitätsfaktor für Massenmatrix	β	- Proportionalitätsfaktor für Steifigkeitsmatrix

Die vorgestellte Vorgehensweise zur Berechnung einer harmonischen Systemantwort $\ddot{x}$ auf eine harmonische Anregung $\ddot{f}$ durch die Frequenzgangmatrix ist im Vergleich zur numerischen Lösung der Bewegungsgleichung insbesondere für Resonanzkurven oder Campbell-Diagramme bzgl. der Rechenzeit deutlich zeiteffizienter. Das liegt daran, dass die Bewegungsgleichung für einen virtuellen Hochlauf in der dynamischen Simulation (siehe Kapitel 2.4.5) für jede Drehzahlstufe neu gelöst werden muss. Bei der Näherungslösung durch Modaltransformation und Störungsrechnung muss die Bewegungsgleichung lediglich einmal für den statischen Betriebsfall gelöst und anschließend für jede Anregungsfrequenz eine Übertragungsfunktion berechnet werden, deren Rechenaufwand im Vergleich zur dynamischen Simulation in der Regel deutlich geringer ausfällt. [Bih16] Auch bei der Näherung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Getriebesystemen, welche komplett mit der FEM modelliert sind, kommen ähnliche frequenzbasierte Ansätze zum Einsatz [Coo10, Coo11b].

2.4.5 Dynamische Simulation des Schwingungsverhaltens

Neben der in Kapitel 2.4.4 vorgestellten Näherungslösung unter Nutzung von Modaltransformation und Störungsrechnung kann die Bewegungsdifferentialgleichung aus Formel 2.13 auch numerisch gelöst werden, wobei dann von der dynamischen Simulation des Schwingungsverhaltens von Stirnradgetrieben gesprochen wird [Uta20]. Die Lösung des Differentialgleichungssystems erfolgt meist durch schrittweise numerische Integrationsverfahren im Zeit- oder Frequenzbereich [Hei12]. Für Getriebesysteme lässt sich die Modellbildung zur dynamischen Simulation unterteilen in vereinfachende Torsionsschwingungsmodelle und Gesamt-Getriebemodelle. Im Fall des Torsionsschwingungsmodells wird die Verzahnung durch ein Ersatzmodell bestehend aus zwei mit einer Feder und einem Dämpfer verbundenen Massen abgebildet, welches

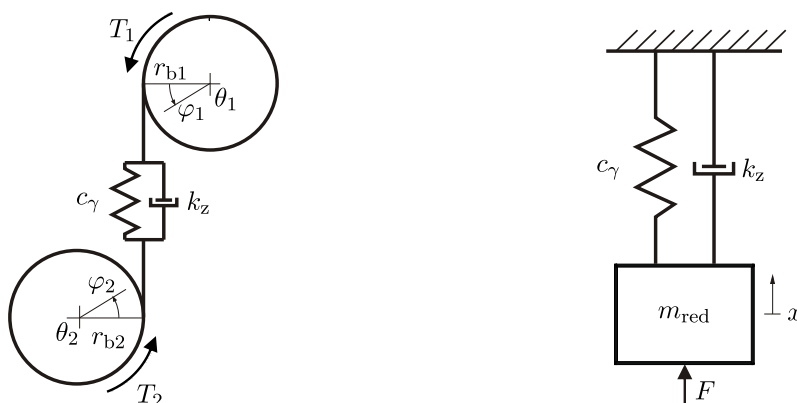


Abbildung 2.22: Torsionsschwinger als Ersatzmodell des Schwingungssystems eines Zahnkontakt (links) sowie das reduzierte Einmassenmodell (rechts)

in Abbildung 2.22 links dargestellt ist. Das Modell besitzt zwei Drehfreiheitsgrade $\varphi_{1,2}$ und wird weiterhin bestimmt durch die Trägheitsmomente $\theta_{1,2}$ der Zahnräder, die Grundkreisradien $r_{b1,2}$, die mittlere Gesamt-Zahnfedersteifigkeit c_γ sowie die Dämpfungskonstante k_z . Das Modell lässt sich weiter zu einem Einmassenschwinger mit nurmehr einem Freiheitsgrad x vereinfachen, wie es in der Abbildung rechts zu sehen ist.

Auf Basis des Einmassenschwingers ergibt sich die Eigenkreisfrequenz f_E des System mit der reduzierten Masse m_{red} nach DIN ISO 6336-2019 [ISO19] zu

$$f_E = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{\text{red}}}}, \text{ wobei } m_{\text{red}} = \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{\theta_1 \cdot r_{b2}^2 + \theta_2 \cdot r_{b1}^2}. \quad (2.39)$$

f_E	Eigenfrequenz	c_γ	Mittlere Zahnfedersteifigkeit	Gesamt-Trägheitsmomente der Zahnräder
m_{red}	- Reduzierte Masse	$\theta_{1,2}$		
$r_{b1,2}$	Grundkreisradien			

Unter Berücksichtigung des Durchmesser-Verhältnisses $q_{i,a}$ von Bohrung zu Außendurchmesser des Zahnrades lässt sich die Torsionseigenfrequenz für Radkörper aus Stahl und eine Verzahnungssteifigkeit von $c_\gamma = 20 \text{ N/mm}/\mu\text{m}$ nach Heider [Hei12] alternativ auch über folgende Formel darstellen:

$$f_E = 190,35 \cdot \frac{1000}{\frac{a}{\text{mm}}} \cdot \frac{i+1}{i} \sqrt{i^2 + 1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - q_{i,a}^4}}. \quad (2.40)$$

f_E	Eigenfrequenz	a	Achsabstand
i	- Übersetzung	$q_{i,a}$	- Durchmesser-Verhältnis $\frac{r_i}{r_a}$

Bei dieser Frequenz schwingen die Zahnräder in rotatorischer Richtung gegeneinander, weshalb diese auch Torsionseigenfrequenz genannt wird. Zur praktischen Berechnung der Eigenfrequenzen von Stirnradverzahnungen hat Heider [Hei12] einen formelmäßigen Zusammenhang

unter Berücksichtigung der Radkörpergeometrie entwickelt. Kohn [Koh18] erweitert den Ansatz, um auch Zahnräder mit verbreitertem Radkörper berücksichtigen zu können.

Mit der für das Schwingungsverhalten von Stirnradgetrieben bestimmenden Eigenfrequenz lässt sich der Betriebsbereich bezüglich der Drehzahl in verschiedene Abschnitte unterteilen. Abbildung 2.23 zeigt beispielhaft den Verlauf der Schwingungsamplitude einer Stirnradverzahnung über der Bezugsdrehzahl N , welche das Verhältnis aus der Zahneingriffsfrequenz f_z und der Eigenfrequenz f_E ist:

$$N = \frac{f_z}{f_E}. \quad (2.41)$$

Die Zahneingriffsfrequenz f_z einer Stirnradverzahnung lässt sich einfach aus der Zähnezahl z_i und der Drehzahl der jeweiligen Welle n_i berechnen:

$$f_{z,i} = n_i \cdot z_i. \quad (2.42)$$

N	-	Bezugsdrehzahl	f_z	Hz	Zahneingriffsfrequenz
f_E	Hz	Eigenfrequenz	n_i	$\frac{1}{s}$	Drehzahl Rad auf Welle i
z_i	-	Zähnezahl Rad auf Welle i			

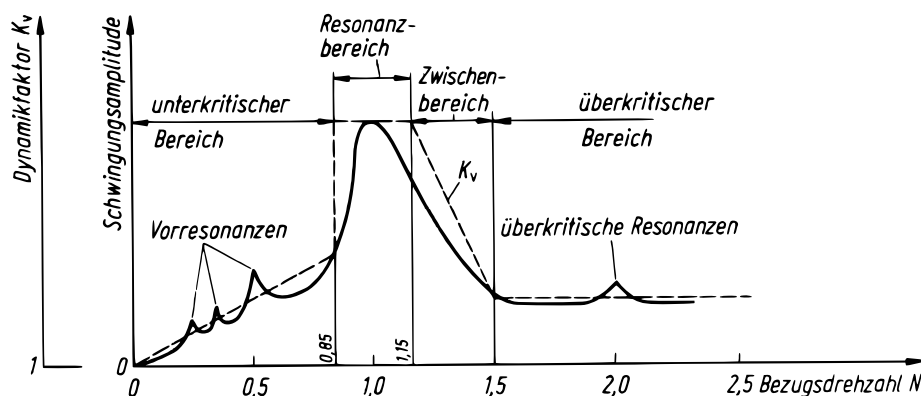


Abbildung 2.23: Schwingungsamplitude und Dynamikfaktor K_v in Abhängigkeit der Drehzahl [Nie03]

Der Drehzahlbereich $N \leq 0,85$ wird als unterkritischer Betriebsbereich bezeichnet und im Wesentlichen durch Vorresonanzen der höherharmonischen Zahneingriffsordnungen bestimmt. Im Resonanzbereich $0,85 \leq N \leq 1,15$ steigt die Schwingungsamplitude schlagartig an und nimmt dann im Zwischenbereich bis hin zum überkritischen Betriebsbereich wieder ab.

Mit dem EDV-Programm DZP (Dynamisches Zahnkräfte-Programm) (DZP) [Koh17, Sep23, Uta19] ist die automatisierte Modellierung eines Torsionsschwingers für Stirnradgetriebe möglich, wobei die Trägheiten der Radkörper und Wellen berücksichtigt und mittlere dynamische Verzahnungssteifigkeiten aus der topologischen Kontaktanalyse abgeleitet werden. Durch die Lösung der Bewegungsgleichung des vereinfachten Modells des Torsionsschwingers folgt der Verlauf

der Durchsenkung im Eingriff, welche eine dynamische Drehwegabweichung darstellt. [Koh18] Uatakapan [Uta19, Uta20] erweitert die Software DZP um die dynamische Simulation im Gesamtgetriebe, wodurch auch mehrstufige Stirnradgetriebe gekoppelt dynamisch simuliert werden können. Die dynamische Simulation erlaubt also die volle Berücksichtigung von masse- und geschwindigkeitsabhängigen Anteilen der Bewegungsgleichung, wobei der Rechenaufwand zur numerischen Integration stark von der Geometrie und den Betriebsgrößen des Getriebesystems abhängig ist. Insbesondere für Getriebe mit hoher Gesamtübersetzung steigt die Anzahl an notwendigen Rechenschritten und damit der Rechenaufwand für die numerische Lösung stark an. [Bih16]

Heider [Hei12] nähert die Eigenfrequenzen von Planetengetrieben durch ein ebenes Mehrkörpermodell an und identifiziert zwei charakteristische Verzahnungseigenfrequenzen. Außerdem analysiert er den Einfluss des Achsabstands und der Standübersetzung auf die sich ergebenden Frequenzen. Die Berechnung erfolgt mit der Annahme einer Verzahnungssteifigkeit von $c_{Y,SP} = 20 \text{ N/mm/}\mu\text{m}$ zwischen Sonne-Planet und $c_{Y,PH} = 25 \text{ N/mm/}\mu\text{m}$ für den Kontakt Planet-Hohlrad sowie ohne Berücksichtigung von Wellen- oder Lagerelastizitäten.

2.5 Dynamisches Verhalten von Planetengetriebesystemen

Planetengetriebe werden sehr häufig in Fahrzeuggetrieben eingesetzt, da sie eine im Vergleich zu Stirnradgetrieben höhere Leistungsdichte und Flexibilität erreichen können [Hei12]. Planetengetriebe bestehen nach Looman [Loo09] mindestens aus drei Zentralwellen (z.B. Sonnenwelle, Hohlrad und Planetenträger) sowie mindestens einem Planetenrad. In der Regel werden drei oder mehr Planeten mit gleichem Abstand in Umfangsrichtung verwendet, wodurch nominell keine Unwucht entsteht und die Umfangskraft der Zentralräder gleichmäßig verteilt wird. Im sogenannten Zweiwellenbetrieb ist eine der Zentralwellen rotatorisch gekoppelt und deren Drehzahl damit zu null gesetzt. Wird das Hohlrad festgesetzt, so ergibt sich ein rotierender Planetenträger, wodurch das Planetengetriebe als Umlaufgetriebe betrieben wird [Mül98].

2.5.1 Eingriffsfolge

Durch die kinematische Koppelung der einzelnen Zahneingriffe ist das Anregungsverhalten von Planetengetriebesystemen deutlich komplexer als bei reinen Stirnradgetrieben. Das Schwingungsverhalten lässt sich dabei nach Heider [Hei12] bezüglich der translatorischen bzw. Lagerkraftanregung und rotatorischen bzw. Momentenanregung differenzieren:

- **Lagerkraftanregung:** Die Lagerkraftanregung bildet sich aus der Summe aller Kraftanregungen der Verzahnungsstufen, die sich zum betrachteten Zeitpunkt und am betrachteten Bauteil (Sonne, Hohlrad, Planetenträger) im Eingriff befinden. Damit wird der Einfluss der translatorischen Anregung abgebildet.
- **Momentenanregung:** Aus der Summe der Kraftanregungen am betrachteten Bauteil kann ein resultierendes Drehmoment berechnet werden. Dessen Schwankung ist ursächlich für

die Momenten- bzw. rotatorische Anregung.

Einen wesentlichen Einfluss auf das Verhältnis zwischen Lagerkraft- und Momentenanregung besitzt die Eingriffsfolge der Zahneingriffe im Planetengetriebe. Für den Fall von drei symmetrisch über den Umfang verteilten Planeten kann unter Berücksichtigung der Einbaubedingung [Mül98] prinzipiell zwischen der symmetrischen und der sequentiellen Eingriffsfolge unterschieden werden:

- **Symmetrische Eingriffsfolge:** Sind die Zähnezahlen der Sonne und des Hohlrades durch die Planetenanzahl teilbar, so liegt eine symmetrische Eingriffsfolge vor, d.h. die Zahneingriffe zwischen Sonne-Planet und Planet-Hohlrad befinden sich dann zu jedem Zeitpunkt in derselben Eingriffsstellung. Die Steifigkeitsschwankungen der Zahneingriffe finden damit phasengleich statt, wodurch sich eine geringere radiale Bewegung der Bauteile und nominell keine Lagerkraftanregung ergibt. Auf der anderen Seite führt der synchrone Verlauf der Verzahnungssteifigkeiten zu einer verstärkten Anregung in Umfangsrichtung bzw. zu einer erhöhten Momentenanregung. [Hei13, Pap14]
- **Sequentielle Eingriffsfolge:** Sind die Zähnezahlen der Sonne und des Hohlrades nicht durch die Planetenanzahl teilbar, so liegt eine sequentielle Eingriffsfolge vor. In diesem Fall sind die Eingriffsstellungen der Zahneingriffe gleichmäßig über der Eingriffsstrecke verteilt, wodurch die Schwankung der Verzahnungssteifigkeit entsprechend phasenversetzt stattfindet. Der Phasenversatz führt zu einer geringeren Anregung in Umfangsrichtung, d.h. zu einer geringeren Momentenanregung, er hat jedoch eine verstärkte radiale Bewegung der Körper und damit eine Lagerkraftanregung zur Folge. [Hei13, Pap14].

Neben den genannten Eingriffsfolgen gibt es nach Rüschoff [Rüs03] noch die sogenannte sternförmige Eingriffsfolge bei ungerader Anzahl an Planeten größer drei, den halbsymmetrischen Eingriff für geradzahlige Planetenanzahl oder eine unsymmetrische Eingriffsfolge, falls keine der genannten Fälle eintreten.

2.5.2 Zahneingriffsfrequenz

Je nach Betriebsfall können sich für Planetengetriebe unterschiedliche Zusammenhänge zur Berechnung der Zahneingriffsfrequenz ergeben. Im Fall eines feststehenden Planetenträgers (Standgetriebe) kann die Zahneingriffsfrequenz standardmäßig nach Formel 2.42 berechnet werden. Wird das System jedoch als Umlaufgetriebe mit rotierendem Steg betrieben, führt die Rotation des Planetenträgers zu einer verringerten Zahneingriffsfrequenz, welche sich nach Schlecht [Sch11] ergibt zu

$$f_z = \frac{n_1 - n_s}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} \cdot z_1. \quad (2.43)$$

f_z	Hz	Zahneingriffsfrequenz	z_1	-	Zähnezahl Sonnenrad
n_1	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl Sonnenwelle	n_s	$\frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl Planetenträger

2.5.3 Seitenbänder

Wie auch in klassischen Stirnradgetrieben können in Planetengetrieben Seitenbänder durch Frequenz-, Amplituden- oder Phasenmodulation aufgrund von Fertigungsabweichungen (siehe Kapitel 2.3.4.3) entstehen. Im Fall von Umlaufgetrieben und beispielsweise Messung der Körperschallschwingungen auf dem stationären Getriebegehäuse ergibt sich Amplitudenmodulation jedoch auch ohne Abweichungen durch die über dem Umfang veränderlichen Übertragungspfade von den Zahneingriffen zur Messstelle.

Inalpolat, Luo und Kahraman untersuchen in [Ina09, Ina10, Ina14] das Seitenbandverhalten aufgrund der beschriebenen Amplitudenmodulation mit analytischen Modellen sowie experimentellen Untersuchungen und untergliedern Planetengetriebe je nach Anzahl an Planeten, der Stegteilungswinkel und der Eingriffsfolge in fünf Gruppen. Der Fall von gleichmäßig verteilten Planeten mit symmetrischer Eingriffsfolge stellt Gruppe eins dar. Gruppe zwei bilden Planetengetriebe mit gleichmäßig verteilten Planeten und sequentieller Eingriffsfolge. Abbildung 2.24 zeigt zwei rechnerisch ermittelte Ordnungsdiagramme für ein Planetengetriebe mit drei Planeten und symmetrischer Eingriffsfolge mit 123 Zähnen am Hohlrad (links) und sequentieller Eingriff mit 125 Zähnen. Es zeigt sich, dass die Position der maximalen Amplitude im Fall des symmetrischen Eingriffs bei der Zahneingriffsordnung (ZEO) auftritt und typischerweise Seitenbänder im Ordnungsabstand bzgl. Stegdrehzahl (SO) der Anzahl an Planetenrädern hinzukommen. Außerdem stellt sich für diese Gruppe eine symmetrische Anordnung der Seitenbänder rund um die ZEO ein.

Im Fall der sequentiellen Eingriffsfolge dagegen ergibt sich aufgrund der Eingriffsverhältnisse annähernd eine Amplitude von null bei der ZEO und ein Maximum der Schwingungsamplitude maximal im Abstand der halben Planetenanzahl. Für drei Planeten wird das Maximum also im Abstand von einer Ordnung zur Zahneingriffsordnung erwartet. Für sequentielle Eingriffsfolgen sind die Seitenbänder immer asymmetrisch angeordnet und es stellt sich keine dominante Anregungsordnung ein.

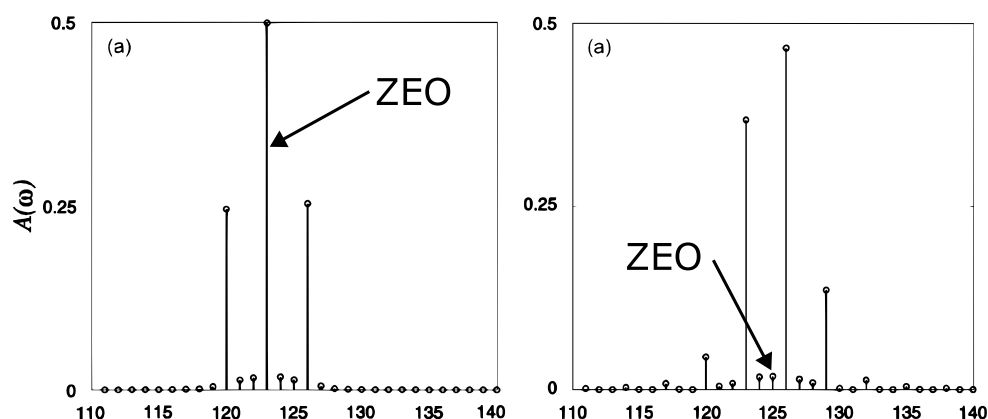


Abbildung 2.24: Rechnerische Ordnungsdiagramme für ein Planetengetriebe mit drei Planeten und symmetrischer Eingriffsfolge mit 123 Zähnen am Hohlrad (links) und sequentieller Eingriffsfolge mit 125 Zähnen am Hohlrad [Ina10]

Kahraman untersucht in [Kah94a, Kah94b] das Schwingungsverhalten von Planetengetrieben mit unterschiedlichen Eingriffsfolgen numerisch über einem weiten Drehzahlbereich. Er kommt zum Schluss, dass keine Eingriffsfolge allen anderen grundsätzlich überlegen ist, sondern dass die Wahl der Eingriffsfolge an die jeweilige Anwendung angepasst werden sollte.

2.5.4 Eigenfrequenzen und Schwingungsformen

Neben dem Anregungsverhalten ist auch das Eigenschwingverhalten von Planetengetrieben insbesondere durch die höhere Anzahl an Bauteilen und Freiheitsgraden im Vergleich zu reinen Stirnradgetrieben deutlich komplexer. Gebräuchlich ist die Charakterisierung von Eigenmoden nach Lin und Parker [Lin00, Lin99] in drei Gruppen:

- **Rotationsmoden:** Es tritt Rotation der Zentralwellen (Sonne, Hohlrad und Planetenträger) und eine synchrone Bewegung der Planeten auf
- **Translationsmoden:** Reine Translation von Sonne, Hohlrad und Planetenträger, wobei die Planeten in orthonormalen Moden schwingen
- **Planetenmoden:** Keine Bewegung der Zentralwellen, gekoppelte rotatorische und translatorische Schwingung der Planeten.

Bezüglich des Frequenzbereich können die Eigenformen in Planetengetrieben nach Ericson [Eri13a] weiterhin eingeteilt werden in

- **Starrkörpermoden (unterhalb von 1500 Hz):** Moden mit einer hohen Dehnungsenergie in den Wellen und hoher kinetischen Energie des Sonnenrades, des Planetenträgers und der Anschlussmassen, dagegen vernachlässigbare Dehnungsenergie in den Zahneingriffen bzw. vernachlässigbare kinetische Energie der Planeten
- **Zahnradmoden (oberhalb von 1500 Hz):** Moden mit hoher Dehnungsenergie in den Zahneingriffen und hoher kinetischen Energie der Planeten, dagegen vernachlässigbare Verschiebungen der Anschlussmassen.

Ericson und Parker zeigen in [Eri13b] durch numerische und experimentelle Untersuchungen, dass Eigenfrequenzen auch als Cluster auftreten können. Abbildung 2.25 zeigt die berechneten Eigenfrequenzen für ein Planetengetriebe mit Einteilung der Moden-Gruppen sowie Cluster. Im Resonanzfall können diese Cluster aufgrund der gekoppelten Schwingungsmoden zu einer verstärkten Schwingungsanregung führen.

Götz [Göt23] untersucht das Schwingungsverhalten von doppelschrägverzahnten Planetengetrieben numerisch mit einem dreidimensionalen Modell und vergleicht die berechneten Schwingungsmoden mit Messdaten. Er identifiziert die in Abbildung 2.26 links dargestellte Rotationsmode als Eigenmode mit den höchsten Schwingungsamplituden, welche durch Vorresonanzen der Höherharmonischen hervorgerufen werden.

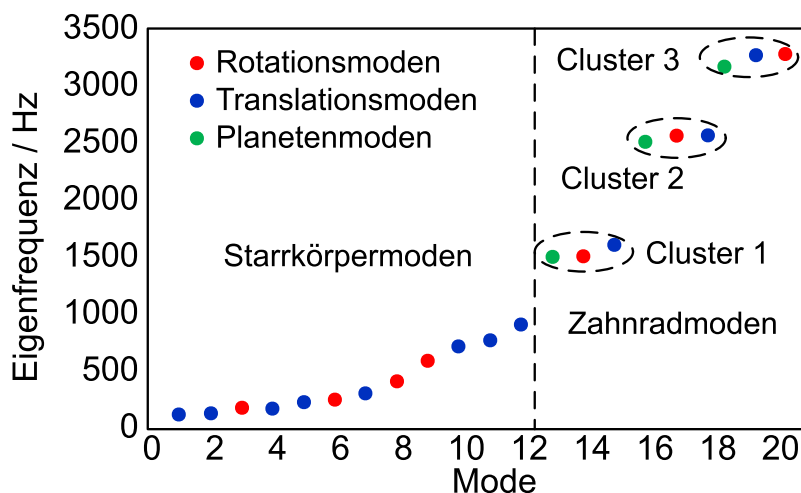


Abbildung 2.25: Berechnete Eigenfrequenzen sowie Einteilung nach Moden-Gruppe für ein Planetengetriebe [Göt23]

Cooley und Parker [Coo11a, Coo12a, Coo12b, Coo13, Coo18] führen umfangreiche numerische Untersuchungen mit zweidimensionalen dynamischen Modellen zu den Einflüssen gyrokopischer Kräfte auf die Schwingungsformen in geradverzahnten Planetengetrieben durch. Der Fokus in den Untersuchungen liegt auf der Berechnung kritischer Drehzahlen, bei denen ein exponentieller Anstieg der Schwingungsamplituden auftritt und der Identifikation von Bereichen mit Flutterinstabilität.

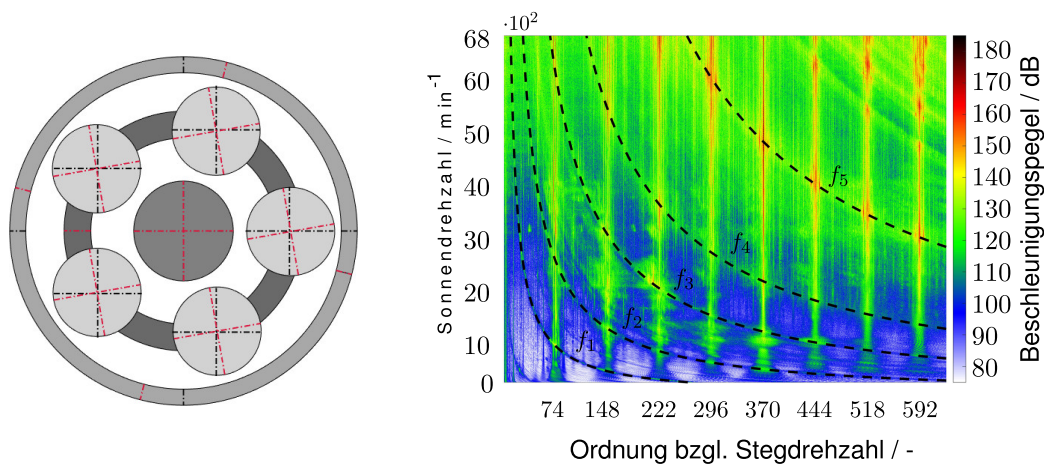


Abbildung 2.26: Darstellung einer Rotationsmode f_5 (links) und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs eines Planetengetriebes (rechts) mit Pegelüberhöhungen im Bereich von f_5 [Göt23]

2.5.5 Lastaufteilung in Planetengetrieben

In Planetengetrieben wird das Grundprinzip der Leistungsverzweigung genutzt, bei dem die Gesamtlast auf N parallele Leistungsstränge aufgeteilt wird. Eine wichtige Kenngröße zur Charakterisierung der Leistungsverzweigung unter gegebenen Betriebsbedingungen stellt der Lastaufteilungsfaktor K_γ dar. Insbesondere bei der Tragfähigkeitsauslegung, aber auch bei der Betrachtung von Anregungen und in der konstruktiven Auslegung von Planetengetrieben, nimmt

der Kennwert eine wichtige Rolle ein. Nach DIN ISO 6336 [ISO19] wird K_γ basierend auf den tangentialen Zahnkräften der einzelnen Zahneingriffe berechnet nach

$$K_\gamma = \frac{F_{t,i,\max}}{F_{t,\text{mittel}}}, \quad (2.44)$$

wobei sich die mittlere tangentielle Zahnkraft $F_{t,\text{mittel}}$ bestimmen lässt zu

$$F_{t,\text{mittel}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N F_{t,i}. \quad (2.45)$$

K_γ	-	Lastaufteilungsfaktor in Planetengetrieben	$F_{t,i,\max}$	N	Höchste tangentielle Zahnkraft aller N Planeten
$F_{t,\text{mittel}}$	N	Mittlere tangentielle Zahnkraft	$F_{t,i}$	N	Tangentiale Zahnkraft des i-ten Planeten
N	-	Planetenzahl			

Für symmetrisch angeordnete Planeten und ein Planetengetriebe ohne Einflüsse aus Abweichungen oder Verformungen ergibt sich damit für alle Leistungsstufen ein optimaler Wert der Lastaufteilung von $K_\gamma = 1$. In Realität führen jedoch insbesondere Montage- und Fertigungsabweichungen oder auch Verformungen im Getriebesystem zu vom Optimalzustand abweichenden Lastaufteilungsfaktoren. [Neu16] Insbesondere Zentralwellenverlagerungen werden in einer Vielzahl an Studien als Ursache für ungünstige Lastaufteilungen genannt, welche jedoch konstruktiv durch eine Einstellbarkeit der radialen Positionen der Zentralwellen abgemindert werden kann [Göt23].

2.6 Fazit zum Stand des Wissens

Kapitel 2 stellt den Stand des Wissens bezüglich elektromechanischer Antriebsstränge im Allgemeinen sowie zum Schwingungsverhalten und zur Berechnung von Getriebesystemen dar. Dabei stellt sich heraus, dass insbesondere das Schwingungsverhalten von Getriebesystemen für elektrische Fahrzeuge in einer Vielzahl an Arbeiten sowohl experimentell als auch simulativ untersucht wird. Auch zum Thema Entwurf und Auslegung elektromechanischer Antriebsstränge existieren bereits umfassende Vorarbeiten. Die meisten der bestehenden Untersuchungen beziehen sich jedoch auf Antriebsstränge, die sich bezüglich ihrer Kenndaten - insbesondere der Drehzahlen - im Stand der Technik eingliedern. Gleichzeitig ist ein anhaltender Trend zur Steigerung der maximalen Antriebsdrehzahl elektromechanischer Antriebsstränge zu verzeichnen, welcher insbesondere auf die Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte durch eine Drehzahlerhöhung zurückzuführen ist (vgl. Kapitel 2.1.4). Bisher ergibt sich durch den Stand des Wissens jedoch kein umfassendes Bild zum Einfluss der Drehzahl auf den Entwurf und die Leistungsdichte, den allgemeinen Betriebszustand bzgl. Systemverformung und Lastverteilung in den Zahneingriffen oder auch das Schwingungsverhalten von elektromechanischen Antriebssträngen.

3 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

Das Fazit zum Stand des Wissens aus Kapitel 2.6 fasst die bestehende Wissenslücke der aktuellen Forschung und Technik bezüglich Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge kurz zusammen und führt auf die Problemstellung. In den nachfolgenden Unterkapiteln erfolgt eine strukturierte Darstellung der Forschungsfrage bzw. Problemstellung und es wird anschließend die Zielsetzung und der angestrebte Lösungsweg zur Schließung der beschriebenen Wissenslücke aufgezeigt.

3.1 Problemstellung

Der anhaltende Trend zu steigenden Drehzahlen in elektromechanischen Antriebssträngen ist auf die Möglichkeit zur Leistungsdichte-Erhöhung zurückzuführen. Das volle Potential ist in der Konzeption jedoch nur nutzbar, indem eine gemeinsame und rückgekoppelte Auslegung der E-Maschine und des Getriebes erfolgt. Oft schränken Randbedingungen einer der Komponenten aus frühen Projektphasen den späteren Auslegungsprozess ein und mindern damit das Potential zur weiteren Erhöhung der Leistungsdichte des Gesamtsystems.

Neben der Konzeptionsphase werden jedoch auch weitere Schritte im Entwurfsprozess durch die steigenden Drehzahlen beeinflusst. Untersuchungen aus dem Stand der Technik zeigen, dass die Einflüsse lastabhängiger Verformungen in Getriebesystemen mit hohen Leistungsdichten zunehmen, welche also bei der Auslegung umso genauer berücksichtigt werden sollten. Für Planetengetriebe ergeben sich durch die erhöhten Drehzahlen im Vergleich zu konventionellen Getriebesystemen deutlich gesteigerte Trägheitskräfte, welche auf die Planeten wirken. Es ist zu erwarten, dass diese erhöhten zusätzlichen Kräfte im System einen Einfluss auf die Lastverteilung und das Anregungsverhalten haben.

Die hohen Drehzahlen der E-Maschinen führen zu einem großen Drehzahlbereich der eintreibenden Wellen des Getriebesystems und damit zu einem großen Frequenzbereich der Verzahnungsanregung. Das breite Frequenzband der Anregung führt dazu, dass im Vergleich zu konventionellen Getriebesystemen mehr Eigenfrequenzen angeregt werden können. Daher ist es entscheidend, bereits in frühen Projektphasen Kenntnis über bestimmende Eigenfrequenzen der Verzahnungen und der Struktur zu erlangen, da die Konstruktion in frühen Projektphasen mit geringerem Aufwand angepasst werden kann. Die in der Praxis gängigen dynamischen MKS-Systeme zur numerischen Abbildung des Schwingungsverhaltens sind rechenintensiv und kommen daher oft erst in späteren Projektphasen zum Einsatz. Hier besitzen zeiteffiziente Näherungsverfahren großes Potential zur Einsparung von Ressourcen in späteren Projektphasen. Im Allgemeinen befasst sich diese Arbeit mit Vor- und Nachteilen von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge und im Speziellen mit den einzelnen Fragestellungen:

- Inwieweit kann eine Erhöhung der max. Antriebsdrehzahl zu einer Steigerung der Leistungsdichte von elektromechanischen Antriebssträngen beitragen?

- Wie kann das Verformungs- und Schwingungsverhalten in Hochdrehzahl-Planetengetrieben auch über einen weiten Drehzahlbereich näherungsweise und zeiteffizient berechnet werden?
- Wie lässt sich das Schwingungsverhalten eines Hochdrehzahl-Planetengetriebes für elektromechanische Antriebsstränge bezüglich der Drehzahl charakterisieren sowie durch Anpassung der Verzahnungsparameter optimieren?

3.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Zur Bearbeitung dieser Problemstellung erfolgt im Rahmen der Arbeit eine systematische Untersuchung des Einflusses der maximalen E-Maschinen-Drehzahl in der Konzeptions- und Entwurfsphase sowie die experimentelle Erprobung eines Technologieträgers. Außerdem wird eine Empfehlung zur Wahl der maximalen Antriebsdrehzahl bzw. der Getriebe-Gesamtübersetzung im Kontext der verschärften Randbedingungen eines Hochdrehzahl-Getriebes an das akustische Betriebsverhalten in elektromechanischen Antriebssträngen erarbeitet.

Als Basis der Untersuchungen dient eine Parameterstudie zum Einfluss der maximalen E-Maschinen-Drehzahl auf die Masse und das Volumen des Antriebsstrangs bei der Auslegung von Getrieben in elektromechanischen Antriebssträngen. Die Studie umreißt das Potential zur Steigerung der Leistungsdichte durch die Erhöhung der Antriebsdrehzahlen, was durch einen ganzheitlichen Auslegungsprozess in frühen Projektphasen ausgeschöpft werden kann.

Aufbauend auf der Parameterstudie dient ein Technologieträger als Anwendungsbeispiel zur praktischen Erforschung des Einflusses der maximalen Antriebsdrehzahl auf das dynamische Betriebsverhalten. Der Technologieträger beinhaltet ein Hochdrehzahl-Getriebe, bestehend aus einem reinen Stirnradgetriebe und einer Kombination aus Planeten- und Stirnradgetriebe für eine Antriebsstrangkonfiguration mit zwei E-Maschinen.

Zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von Hochdrehzahl-Getrieben wird der Technologieträger auf einem Prüfstand umfassenden experimentellen Untersuchungen zum dynamischen Betriebszustand unterzogen, wobei verschiedene Verzahnungsvarianten untersucht und miteinander verglichen werden.

Mit den durchgeführten numerischen und experimentellen Untersuchungen erfolgt eine umfassende Beleuchtung des Spannungsfelds zwischen dem Potential zur Erhöhung der Leistungsdichte durch die Steigerung der Antriebsdrehzahl auf der einen Seite sowie den verschärften Anforderungen an die Getriebesysteme in Bezug auf das dynamische Betriebsverhalten auf der anderen Seite.

4 Studie zum Potential von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge

Die Ausführungen in Kapitel 2.1.4 belegen einen anhaltenden Trend zu steigenden maximalen Antriebsdrehzahlen in elektromechanischen Antriebssträngen für EV, welcher insbesondere eine Erhöhung der Leistungsdichte zum Ziel hat. Ausstehend ist bisher eine wissenschaftliche Studie zum Einfluss der maximalen Antriebsdrehzahl auf die Leistungsdichte bzw. zum Potential von Hochdrehzahl-Getrieben in elektromechanischen Antriebssträngen im Generellen. Dieses Kapitel untersucht daher die Leistungsdichte eines elektromechanischen Antriebsstrangs auf Basis von Vorauslegungen von E-Maschinen mit verschiedenen maximalen Antriebsdrehzahlen und dazu passenden Getriebesystemen unterschiedlicher Gesamtübersetzungen anhand eines praktischen Anwendungsfalls. Das Referenzfahrzeug für diesen praktischen Anwendungsfall ist der BMW i3 (120 Ah), dessen relevante Fahrzeugparameter sowie eine Ansicht des Fahrzeugs in Tabelle 4.1 zu finden sind.

Tabelle 4.1: Relevante Fahrzeugparameter und Ansicht des Referenzfahrzeugs BMW i3 [Mer14]

BMW i3 (120 Ah)		
Leergewicht	1245 kg	
Höchstgeschwindigkeit	150 km/h	
Bemessungsleistung	75 kW	
Spitzenleistung	135 kW	
Bemessungsdrehmoment (EM)	150 Nm	
Spitzendrehmoment (EM)	250 Nm	
Maximale Drehzahl (EM)	11400 1/min	
Gesamtübersetzung Getriebe	9,665	

4.1 Konzeptstudie zum Einfluss der max. Drehzahl auf die Leistungsdichte

Der Grundgedanke der Konzeptstudie besteht darin, Vorauslegungen von E-Maschinen mit unterschiedlichen maximalen Antriebsdrehzahlen mit einem passenden Getriebesystem zu paaren, sodass die mechanischen Parameter (maximale Drehzahl und Drehmoment) am Getriebeausgang identisch zum Referenzfahrzeug sind. Die maximalen Antriebsdrehzahlen der E-Maschinen steigen dabei von 12.000 1/min auf 50.000 1/min bei konstanten Bemessungs- und Spitzenleistungen analog zum Referenzfahrzeug. Die Vorauslegungen der E-Maschinen sind detailliert in [Sch20a] beschrieben und erfolgten in Zusammenarbeit mit dem Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik (IAL) der Leibniz-Universität Hannover. Im genannten Drehzahlbereich wurden vier E-Maschinen als PMSM mit maximalen Antriebsdrehzahlen

von 12.000, 20.000, 30.000 und 50.000 1/min ausgelegt und deren Masse anhand der Abmessungen sowie der genutzten Materialien abgeschätzt. Zur Komplettierung der vier Antriebsstränge erfolgte eine Vorauslegung von passenden Getriebesystemen mit entsprechend steigenden Gesamtübersetzungen zur Erzielung konstanter mechanischer Parameter am Getriebeausgang. Abbildung 4.1 zeigt den Auslegungsprozess für Getriebesysteme in elektromechanischen Antriebssträngen als Basis der Konzeptstudie zum Einfluss der maximalen Antriebsdrehzahl auf die Leistungsdichte. Am Beginn des Auslegungsprozesses stehen die relevanten Parameter des Fahrzeugs (Tabelle 4.1) sowie die Daten der E-Maschinen (Drehmomente, Drehzahlen) als Eingangsgrößen. In einem ersten Schritt können aus diesen Daten die Eingangsgrößen des Getriebes in Form der Eingangs-drehzahlen und -drehmomente sowie die benötigte Gesamtübersetzung des Getriebesystems ermittelt werden. Mit Kenntnis der benötigten Gesamtübersetzung folgt die Wahl der betrachteten Getriebekonfiguration. Diese Studie betrachtet mit zwei- und dreistufigen Stirnradgetrieben sowie einer Kombination aus

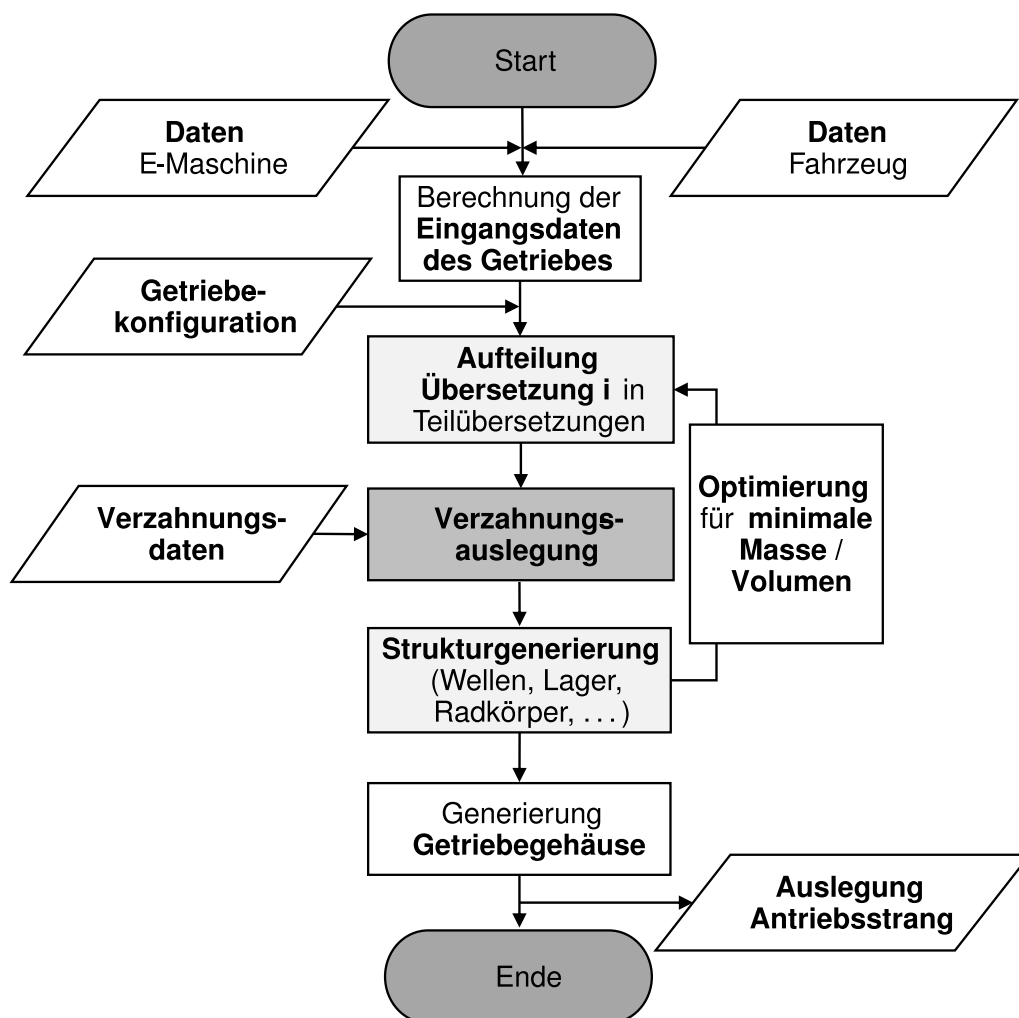


Abbildung 4.1: Vorgehen bei der Vorauslegung eines Getriebesystems für elektromechanische Antriebsstränge für die Konzeptstudie zum Einfluss der max. Drehzahl auf die Leistungsdichte elektromechanischer Antriebsstränge

einer Planeten- und einer Stirnradstufe insgesamt drei verschiedene Getriebekonfigurationen. Der nächste Schritt der Konzeptstudie umfasst die Vorauslegung des Welle-Lager-Systems mit den Verzahnungen, Radkörpern, Wellen sowie den Lagern mithilfe der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA)-Software Getriebeauslegungsprogramm (GAP) [Ban12, Für22, Höh08, Par14, Par16] unter Nutzung der in GAP vorhandenen Methoden zur Optimierung des Welle-Lager-Systems. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Getriebeentwürfen zu ermöglichen, erfolgt die Auslegung der Verzahnungen nach einheitlichen Anforderungen an die Tragfähigkeit nach DIN ISO 6336-2019 [ISO19]. Nach der Vorauslegung der Verzahnungen steht als nächster Schritt die Erstellung der Wellen, Lagerungen, Radkörper sowie die Positionierung der Elemente auf den Wellen und der Wellen zueinander mithilfe des in GAP integrierten Strukturgenerators. Nach der Strukturgenerierung in GAP folgt die Grobauslegung eines Getriebegehäuses, welches den Radsatz umschließt. Der beschriebene Prozess mündet letztendlich in ein komplettes Getriebekonzept basierend auf der gewählten Getriebekonfiguration mit der benötigten Gesamtübersetzung. In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Schritte der Konzeptstudie näher beschrieben.

4.1.1 Ermittlung der Getriebe-Eingangsgrößen und Gesamt-Übersetzungsverhältnisse

Der erste Schritt des Entwurfsprozesses ist die Berechnung der erforderlichen Eingangsgrößen (Leistung, Drehzahl und Drehmoment) des Getriebes. Um vergleichbare Antriebsstränge für das Referenzfahrzeug zu erhalten, werden die Getriebeausgangsparameter (siehe Tabelle 4.1) an der Antriebsachse konstant gehalten. Mit den max. Drehzahlen an der Antriebsachse $n_{\max, \text{aus}}$ und der betrachteten E-Maschine $n_{\max}$ ergibt sich die erforderliche Gesamtübersetzung i :

$$i = \frac{n_{\max}}{n_{\max, \text{aus}}}. \quad (4.1)$$

i	-	Gesamtübersetzungen	$n_{\max}$	$\frac{1}{\min}$	max. Drehzahl EM
$n_{\max, \text{aus}}$	$\frac{1}{\min}$	max. Drehzahl Getriebeausgang			

Das Gesamtübersetzungsverhältnis i des Getriebes ergibt zusammen mit dem bekannten maximalen Drehmoment des Referenzfahrzeugs an der Antriebsachse $T_{\max, \text{aus}}$ das maximale Drehmoment am Getriebeeingang

$$T_{\max} = \frac{T_{\max, \text{aus}}}{i}. \quad (4.2)$$

$T_{\max}$	Nm	Spitzenmoment Getriebeeingang	$T_{\max, \text{aus}}$	Nm	Spitzenmoment Getriebeausgang
i		Gesamtübersetzungen			

Neben den Spitzenwerten am Getriebeeingang sind auch die Bemessungsgrößen für den Entwurfsprozess wichtig. Die Bemessungsleistung P_N der E-Maschinen beträgt 75 kW und kann

Mithilfe der Bemessungsdrehzahlen n_N der E-Maschinen (siehe [Sch20a]) zur Berechnung des Bemessungsdrehmoments T_N jedes Getriebes verwendet werden:

$$T_N = \frac{P_N}{2 \cdot \pi \cdot n_N}. \quad (4.3)$$

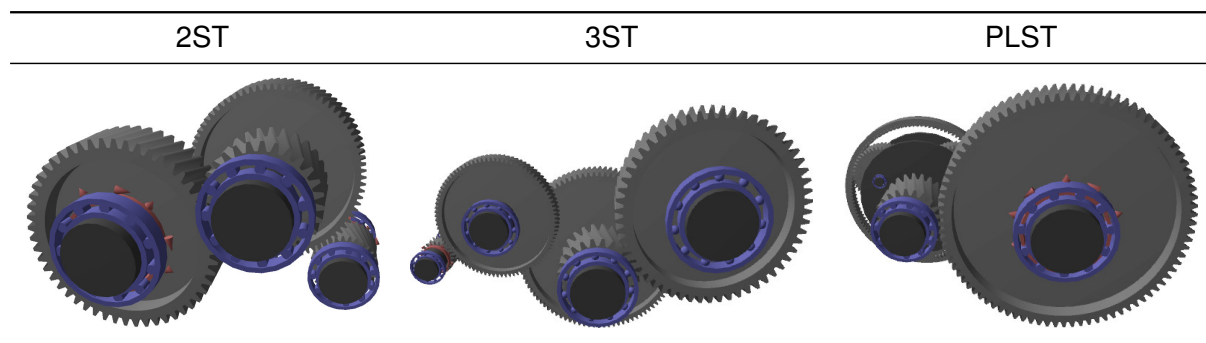
T_N	Nm	Bemessungsdrehmoment	P_N	W	Bemessungsleistung
n_N	$\frac{1}{s}$	Bemessungsdrehzahl			

Mithilfe dieser einfachen Formeln lassen sich das erforderliche Übersetzungsverhältnis und das Eingangsdrehmoment für jede betrachtete Eingangsdrehzahl des Getriebes ermitteln.

4.1.2 Betrachtete Getriebekonfigurationen

Im Rahmen der Konzeptstudie werden drei verschiedene Getriebekonfigurationen in achsparalleler Konfiguration betrachtet. Tabelle 4.2 zeigt exemplarisch die Getriebekonfigurationen, bei denen es sich von links nach rechts um ein zweistufiges Stirnradgetriebe (2ST), ein dreistufiges Stirnradgetriebe (3ST) sowie ein kombiniertes Planeten-Stirnradgetriebe (PLST) handelt. Einstufige Stirnradgetriebe werden nicht berücksichtigt, da die hohen Übersetzungsverhältnisse, die in dieser Studie betrachtet werden, zu sehr hohen Volumina führen würden. Im Fall des PLST ist die erste Stufe der Planetenradsatz, da eine koaxial zur Getriebeausgangswelle positionierte Planetenradstufe zu komplizierten Konstruktionen führen würde. Aufgrund des geringen Rotordurchmessers für höhere Drehzahlen wird eine koaxiale Getriebekonfiguration mit einer durch den Rotor geführten Antriebswelle nicht in Betracht gezogen.

Tabelle 4.2: Ansicht der in der Konzeptstudie betrachteten Getriebekonfigurationen



4.1.3 Bestimmung der Teilübersetzungen der Getriebesysteme

Den nächsten Schritt im Entwurfsprozess stellt die Aufteilung der benötigten Gesamtübersetzungen in die Teilübersetzungen der Stufen dar. Da sich diese Studie primär auf die Leistungsdichte fokussiert, erfolgt eine Optimierung der Teilübersetzungen für eine minimale Masse des Getriebesystems. Die Optimierung basiert auf einem Ansatz von Bansemir [Ban12], welcher durch die Parameter a_k und b_k die Teilübersetzungen beschreibt sowie die Masse der Wellen durch Variation der Parameter minimiert. Die Teilübersetzungen berechnen sich dabei zu

$$i_k = a_k \cdot i^{b_k} \quad \text{für } k < k_{\max}, \quad (4.4)$$

$$i_{k_{\max}} = \frac{i}{\prod_{k=1}^{k_{\max}-1} i_k} \quad (4.5)$$

i_k	-	Teilübersetzung der Stufe k	$k_{\max}$	-	Anzahl an Getriebestufen
a_k, b_k	-	Parameter zur Variation der Teilübersetzungen			

Der Index k kennzeichnet die aktuell betrachtete Stufe und $k_{\max}$ entsprechend die Gesamtanzahl an Getriebestufen im System. Die Parameter a_k und b_k , welche die Aufteilung der Gesamtübersetzungen steuern, sind das Ergebnis einer Optimierung für minimale Wellenmassen für jede Getriebekonfiguration; sie sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Parameter a_k und b_k der drei Getriebekonfigurationen zur Aufteilung der Gesamtübersetzungen auf die Stufenübersetzungen

Getriebekonfiguration	a_k	b_k
2ST	$a_1 = 1,015$	$b_1 = 0,601$
3ST	$a_1 = 1,015$	$b_1 = 0,624$
	$a_2 = 1,735$	$b_2 = 0,224$
PLST	$a_1 = 0,449$	$b_1 = 0,686$

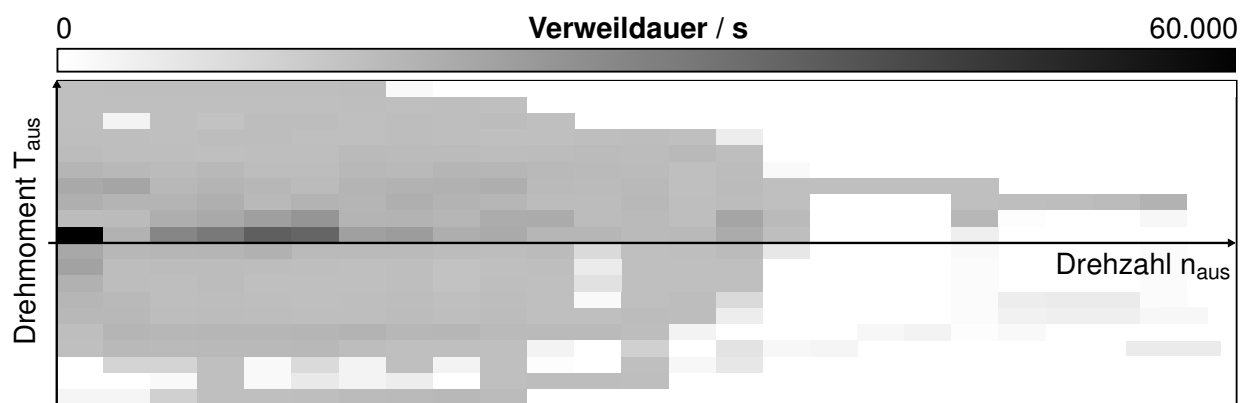
4.1.4 Verzahnungsauslegung und -dimensionierung

Mit den vorliegenden Stufenübersetzungen folgt im nächsten Schritt die Dimensionierung der Verzahnungsgeometrien. Die Auslegung erfolgt mithilfe des Stirnradberechnungsprogramms (STplus) der FVA und nach DIN ISO 6336-2019 [ISO19]. Für die Vergleichbarkeit der Verzahnungsauslegungen wurden einheitliche Lastfälle und minimale Sicherheitsfaktoren für die Tragfähigkeit der Flanke $S_{H,\min}$, des Zahnfußes $S_{F,\min}$ sowie gegen Fressen $S_{B,\min}$ definiert, welche in Tabelle 4.4 aufgeführt sind.

Lastfall 1 stellt ein n-T-Lastkollektiv mit einer gesamten Verweildauer von ca. 1800 h und einer Gesamtstrecke von ca. 200.000 km für ein Fahrzeug aus der Mittelklasse dar und ermöglicht mit den einheitlichen Sicherheitsfaktoren eine praxisnahe und vergleichbare Dimensionierung der Verzahnungen. Das Verweildauer-Lastkollektiv ist in Bild 4.2 dargestellt und bezieht sich auf die Ausgangsdrehzahl und das Ausgangsdrehmoment der Getriebesysteme. Zusätzlich zum Lastkollektiv deckt der Überlastfall (2) einen Betrieb der Getriebe mit maximalem Drehmoment und einem Anwendungsfaktor von $K_A = 1,6$ ab. Die mögliche Betriebszeit dieses Falles sollte mindestens 3 h betragen. Der Lastfall 3 stellt eine statische Überlast durch eine entsprechende Belastung mit maximalem Drehmoment und einem Anwendungsfaktor von $K_A = 2,0$ dar. Die Lastfälle 4 und 5 sichern die Fresstragfähigkeit, wobei kritische Betriebspunkte mit hoher Drehzahl und Belastung (4) und maximaler Belastung bei Nenndrehmoment (5) berücksichtigt werden.

Tabelle 4.4: Einheitliche Lastfälle sowie minimale Sicherheitsfaktoren für die Verzahnungsauslegung in der Konzeptstudie

Lastfall	T	n	t	$S_{H,min}$	$S_{F,min}$	$S_{B,min}$
1 - Lastkollektiv	$0 \dots T_{max}$	$0 \dots n_{max}$	$\approx 1800 \text{ h}$			
2 - Überlastfall	$1,6 \cdot T_{max}$	n_N	$>3 \text{ h}$	1,1	1,3	-
3 - Statische Überlast	$2 \cdot T_{max}$	-	kurzzeitig			
4 - Fressen	T_{max} bei n_{max}	n_{max}	kurzzeitig	-	-	1,3
5 - Fressen	T_{max}	n_n	kurzzeitig			

**Abbildung 4.2:** Verweildauerkollektiv für Lastfall 1 der Verzahnungsauslegung in der Konzeptstudie

Um vergleichbare Verzahnungsauslegungen zu erhalten, werden weiterhin einheitliche Werte für zentrale Verzahnungsparameter und andere Auslegungsparameter festgelegt. Tabelle 4.5 zeigt Annahmen für den Dynamikfaktor K_V sowie für die Breiten- und Stirnfaktoren $K_{H\beta}$ und $K_{H\alpha}$. Außerdem listet Tabelle 4.5 in der rechten Spalte Auslegungsziele der Profil- und Sprungüberdeckungen ϵ_α und ϵ_β sowie für das Breiten-Durchmesser-Verhältnis b/d der Verzahnungen. Die gewählten Auslegungswerte sind für die praxisnahe Vorauslegung der Verzahnungen geeignet.

Tabelle 4.5: Annahme einheitlicher Lastfaktoren und Auslegungsziele für Überdeckungen sowie Breiten-Durchmesser-Verhältnisse der Verzahnungen

Lastfaktoren			Auslegungsziele		
Dynamikfaktor	K_V	1,2	Profilüberdeckung	ϵ_α	1,6
Breitenfaktor	$K_{H\beta}$	1,2	Sprungüberdeckung	ϵ_β	2,1
Stirnfaktor	$K_{H\alpha}$	1,1	Breiten-Durchmesser-Verhältnis	b/d	$<0,7$

4.1.5 Strukturgenerierung des Welle-Lager-Systems

Um den Radsatz zu komplettieren, werden im nächsten Schritt die Wellen, Radkörper und Lager erzeugt. Die Wellenlänge ergibt sich aus der Anzahl an Lagern und Radkörpern, die sich auf der Welle befinden. Jedes Element auf der Welle ist einem einzelnen Abschnitt zugeordnet. Für diese Abschnitte wird aus dem Torsions- und Biegemoment T und T_b eine Vergleichsspannung nach Niemann et al. [Nie19] berechnet, um den minimalen Wellendurchmesser $d_{V,a,min}$ zu bestimmen nach

$$d_{V,a,min} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot 1000 \cdot \sqrt{a_b^2 + 0,4}}{\sigma_{b,all}}} \quad \text{mit} \quad a_b = \frac{T_b}{T} \quad \text{und} \quad \sigma_{b,all} = \frac{\sigma_w}{S}. \quad (4.6)$$

$d_{V,a,min}$	mm	minimaler Wellendurchmesser	T	Nm	Torsionsmoment
T_b	Nm	Biegemoment	a_b	-	Drehmoment-Verhältnis
$\sigma_{b,all}$	$\frac{N}{mm^2}$	zulässige Spannung	σ_w	$\frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeit
S	-	Sicherheitsfaktor			

Die zulässige Spannung $\sigma_{b,all}$ wird aus der Dauerfestigkeit σ_w des Werkstoffs abgeleitet, welcher im Falle der Wellen 20MnCrS5 ist. Für den Sicherheitsfaktor zur Bestimmung der maximalen Spannung in der Welle wird ein Wert von $S = 3$ angenommen. Ferner wird der Ansatz von Parlow [Par14] zur Auslegung einer Hohlwelle verwendet, der den minimalen Außendurchmesser $d_{HW,a,min}$ und den maximalen Innendurchmesser $d_{HW,i,min}$ berechnet, um das zur Vollwelle identische Widerstandsmoment zu erreichen. Abbildung 4.3 zeigt den vereinfachten Ansatz zur Bestimmung der Länge der Getriebewellen. Bei der Berechnung der Wellenlänge sind die Eingangsgrößen die Zahnbreiten b_w , die Abstände zwischen den Radkörpern d_{ww} , die Abstände zwischen den Radkörpern und den Lagern d_{wb} und die Lagerbreiten b_b . Die Abstände werden auf einen Wert von $d_{wb} = d_{ww} = 10$ mm festgelegt, die Verzahnungsbreiten b_w ergeben sich aus der Getriebeauslegung und die Lagerbreiten werden in Abhängigkeit des Drehmoments an der jeweiligen Welle variiert. Für alle Wellen werden Anordnungen mit einem Fest- und einem Loslager bzw. einem Zylinderrollen- und einem Rillenkugellager verwendet. Da die Belastungen

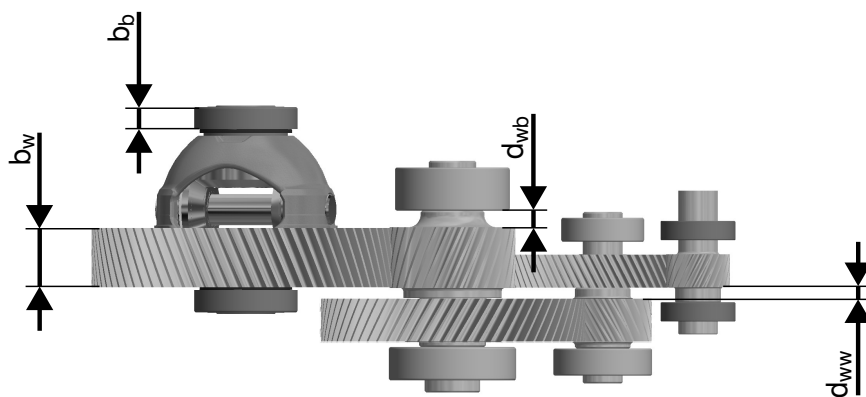


Abbildung 4.3: Schematische Getriebestruktur mit Definition der Geometriegrößen zur Ermittlung der notwendigen Wellenlängen

an den Abtriebswellen bei allen Getriebesystemen sehr ähnlich sind, wurde ein einheitliches Lagerkonzept gewählt. Die Größen und Gewichte der übrigen Lager wurden aus dem Entwurf mit der maximalen Eingangsrehzahl entsprechend dem Drehmoment und der Drehzahl skaliert. Schließlich erfolgt die einheitliche Gestaltung der Radkörperstrukturen als Masse-optimierte Stegräder. Abbildung 4.4 zeigt die Geometrie der Radkörper. Die Geometrie ist abhängig von den Parametern Fußdurchmesser d_f und Zahnbreite b , wobei die Stegbreite $b_s = 0,25 \cdot b$ beträgt. Die Dicke des Zahnkranzes folgt den Empfehlungen aus ISO6336 [ISO19], in der eine Mindestzahnkranzdicke des dreifachen Moduls m_n empfohlen wird. Der Durchmesser ergibt sich daher zu $d_{rim} = d_f - 6 \cdot m_n$. Die Nabengeometrie des Radkörpers wird durch die Nabeninnen- und -außendurchmesser d_{ih} und d_{oh} sowie die Nabenbreite, d. h. die Zahnbreite, bestimmt. Der innere Nabendurchmesser ist gleich dem äußeren Wellendurchmesser, und die Radnaben haben eine Dicke des dreifachen Moduls gemäß dem Verfahren für den Zahnkranz.

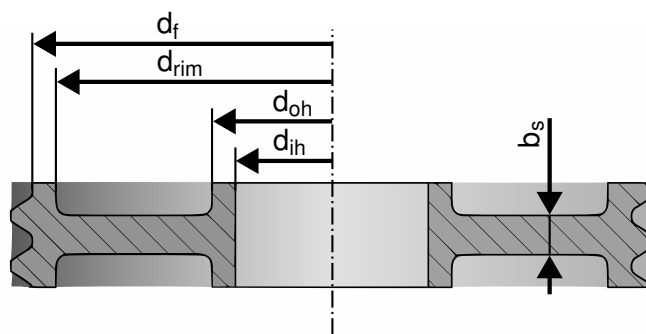


Abbildung 4.4: Schematische Radkörperstruktur zur Definition der einheitlichen Stegradgeometrien

4.1.6 Generierung einer vereinfachten Gehäusegeometrie

Um eine möglichst realitätsnahe Abschätzung der Getriebemasse und des -volumens zu erhalten, wird eine vereinfachte Gehäusegeometrie berücksichtigt. Dazu wird eine Hüllkurve um den Radsatz gelegt, wobei die Achswinkel so variiert werden, dass eine minimale Grundfläche des Gehäuses erreicht wird. Bild 4.5 zeigt beispielhaft die Grundfläche der dreistufigen Konfiguration 3ST, die durch einfache geometrische Formen wie Kreissektoren (hell) und Trapeze (dunkel) beschrieben werden kann. Bei der Berechnung des Gehäusevolumens wird

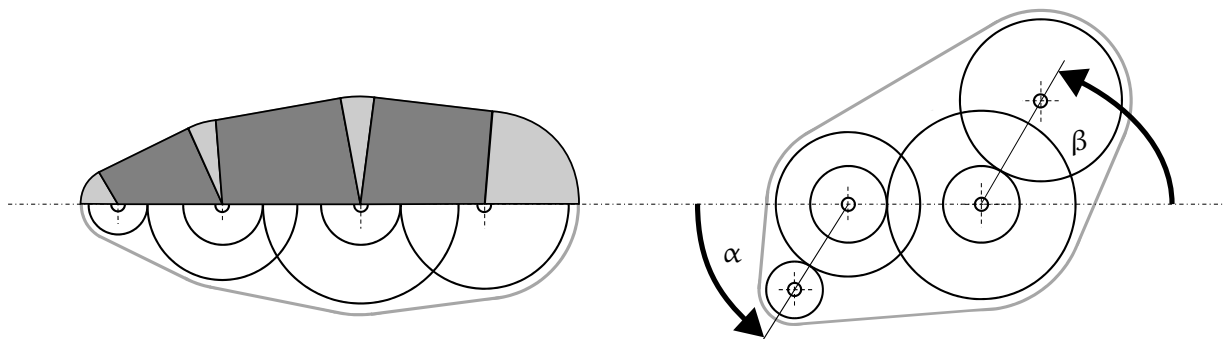


Abbildung 4.5: Schematische Gehäusestruktur mit geometrischen Formen zur Bestimmung der Grundfläche (links) sowie Definition der Achswinkel zur Minimierung der Gehäusegrundfläche

vereinfachend von einem Abstand aller rotierenden Bauteile zur Gehäusewand von mindestens 10 mm und einer konstanten Wandstärke von 5 mm ausgegangen. Unter Berücksichtigung der maximalen Achswinkel ohne Kollision der Radkörper wurden die Wellenwinkel α und β für jeden Getriebeentwurf optimiert, um eine minimale Grundfläche des Gehäuses bzw. ein minimales Volumen und eine minimale Masse zu erreichen. Als Werkstoff wurde eine gängige Getriebegehäuselegierung (AlSi9) mit einer Dichte von $\rho_{\text{AlSi9}} = 2,65 \text{ kg/dm}^3$ angenommen. Zusätzlich werden Versteifungsstrukturen und variable Wandstärken des Gehäuses nach Linke [Lin10] durch einen Korrekturfaktor von $f_h = 1,5$ berücksichtigt, welcher mit der zuvor optimierten Gehäusemasse multipliziert wird.

4.1.7 Resultierende Massen und Volumen der Getriebekonfigurationen

Mit dem entworfenen Radsatz und der vereinfachten Gehäusegeometrie wird der Getriebeentwurf mit den gewünschten maximalen Eingangsrehzahlen und Übersetzungen fertiggestellt. Ein Überblick über die Ergebnisse der Massen und Volumina der entworfenen Getriebe wird in diesem Abschnitt gegeben. Abbildung 4.6 zeigt die Getriebemassen der drei Konfigurationen bei Gesamtübersetzungen von 5 bis 50 mit der zugehörigen maximalen Drehzahl der E-Maschinen. Die PLST-Konfiguration weist über den gesamten Bereich der Eingangsrehzahlen und Getriebeübersetzungen die niedrigste Getriebemasse auf, wobei die Masse mit zunehmender Übersetzung steigt. 3ST weist erwartungsgemäß aufgrund der zusätzlichen Wellen- und Radkörper die größte Gesamtübertragungsmasse auf, wobei zunächst eine abnehmende Masse mit zunehmender Getriebeübersetzung festzustellen ist. Der Grund für die abnehmende Masse bei 3ST ist das mit zunehmender Höchstdrehzahl der E-Maschinen abnehmende Drehmoment und damit eine geringere mögliche Größe der Zahnräder und Wellen. Die Konfiguration 2ST liegt zwischen PLST und 3ST, wobei 2ST aufgrund der großen Räder bei Gesamtüberset-

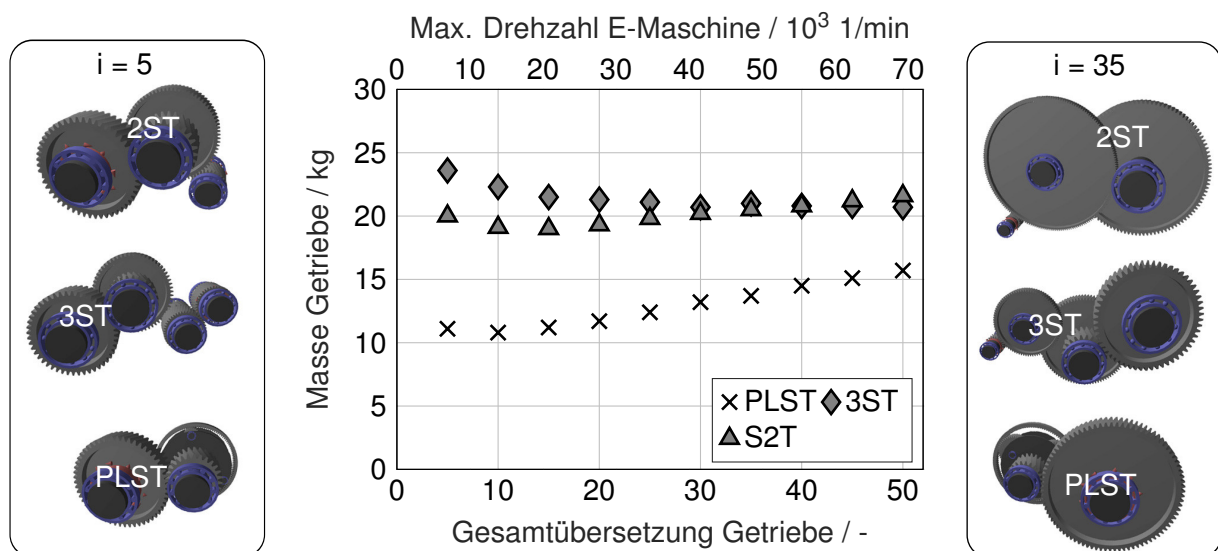


Abbildung 4.6: Getriebemassen der drei Konfigurationen über der Gesamtübersetzung bzw. der maximalen Antriebsdrehzahl der E-Maschinen

zungen oberhalb von $i = 40$ schwerer als 3ST wird.

Abbildung 4.7 zeigt die resultierenden Volumina der drei Getriebekonfigurationen. Auch hier erreicht PLST für den gesamten Bereich an Gesamtübersetzungen die niedrigsten Volumina. Im Fall von 2ST führen die großen erforderlichen Raddurchmesser schnell zu einem hohen Gesamtsystemvolumen. 3ST zeigt den geringsten Volumenzuwachs mit zunehmender Getriebeübersetzung und liegt in der Summe zwischen der sehr kompakten PLST- und der größeren 2ST-Konfiguration.

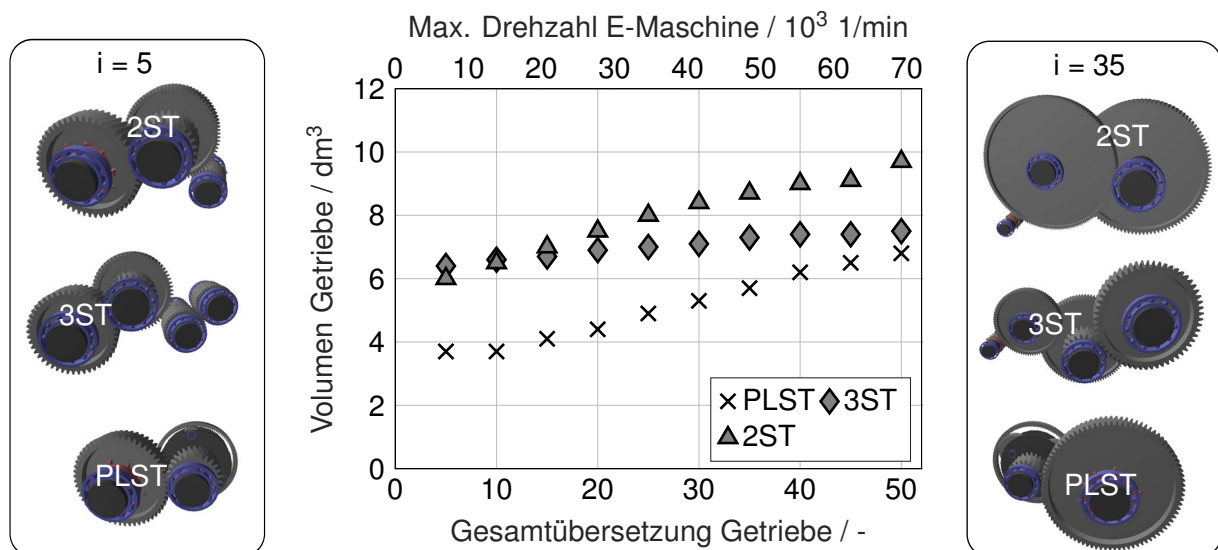


Abbildung 4.7: Getriebevolumina der drei Konfigurationen über der Gesamtübersetzung bzw. der maximalen Antriebsdrehzahl der E-Maschinen

4.2 Leistungsdichte der Hochdrehzahl-Antriebsstränge aus der Konzeptstudie

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Entwürfe der E-Maschinen aus [Sch20a] und der Getriebe aus den vorhergehenden Abschnitten zusammengefasst und vorgestellt. Insgesamt wurden in [Sch20a] vier verschiedene PMSM mit unterschiedlichen maximalen Antriebsdrehzahlen, aber identischen Leistungswerten entworfen. Analog dazu erfolgte in den vorhergehenden Abschnitten die Vorauslegung geeigneter Getriebe, welche die Maximaldrehzahl der E-Maschinen bei konstanten Leistungsparametern durch Anpassung der Gesamtübersetzung zu gleichbleibenden Parametern am Getriebeausgang umwandeln. Um eine Aussage über die Eigenschaften des gesamten Antriebsstrangs treffen zu können, werden nachfolgend die Getriebe, welche zu den vorausgelegten E-Maschinen passen, ausgewählt und kombiniert. Durch diese Vorgehensweise werden zwölf mögliche Antriebsstränge für das Referenzfahrzeug BMW i3 zusammengestellt, welche sich durch maximale Drehzahlen der E-Maschinen und die Getriebeauslegung unterscheiden. Ausgehend von diesen Antriebssträngen wird das System auf Gesamtmasse und -volumen und damit auf die Leistungsdichte des elektromechanischen Antriebsstrangs hin untersucht.

Bild 4.8 stellt die Massen der resultierenden Antriebsstränge über der Getriebeübersetzung

bzw. der Maximaldrehzahl der E-Maschinen dar. Die Gesamtmassen zeigen eine deutliche Abnahme der Antriebsstrangmasse für alle Getriebekonfigurationen. Da mit PLST die geringsten Getriebemassen erreicht werden, hat das Antriebssystem mit dieser Getriebekonfiguration auch die geringste Gesamtmasse. Eine Erhöhung der Höchstdrehzahl der E-Maschine von 12.000 auf 50.000 1/min reduziert das Gewicht für die PLST-Konfiguration von 55,0 auf 32,4 kg, das sind 22,6 kg oder eine Massenreduzierung von 41,1 %. Bei der zweistufigen 2ST-Konfiguration beträgt die Gewichtsreduzierung 24,2 kg von 63,4 auf 39,2 kg oder 38,2 %, während sie bei der dreistufigen 3ST-Konfiguration 27,1 kg von 66,7 auf 39,6 kg oder 40,7 % beträgt. Das Gewicht der E-Maschinen wird durch die Erhöhung der Höchstdrehzahl um 57,6 % von 44,1 auf 18,7 kg reduziert. Das Diagramm rechts in Abbildung 4.8 verdeutlicht die Zusammensetzung der Gesamtmasse aus E-Maschinen und Getriebe für die PLST-Konfiguration. Es wird deutlich, dass der Anteil der Getriebemasse an der Gesamtmasse des Antriebsstrangs aufgrund des rasch sinkenden Gewichts der E-Maschinen deutlich zunimmt. Die Getriebemasse nimmt jedoch nicht im gleichen Maße zu, wie das Gewicht der E-Maschinen abnimmt, wodurch das Gesamtgewicht des Antriebsstrangs deutlich reduziert werden kann. Zusätzlich zu den in der Studie vorausgelegten Antriebssträngen zeigt das Diagramm in Bild 4.8 auch die Masse des Antriebsstrangs des Referenzfahrzeugs bestehend aus der E-Maschine und dem Getriebe. Das Getriebe des Referenzfahrzeugs ist ein zweistufiges Stirnradgetriebe, besitzt ein Übersetzungsverhältnis von 9,665 und eine Masse von 23,2 kg. Zusammen mit der E-Maschine erreicht der Referenz-Antriebsstrang eine Gesamtmasse von 73,1 kg [Mer14] und reiht sich damit passend zu den Datenpunkten der Konzeptstudie ein.

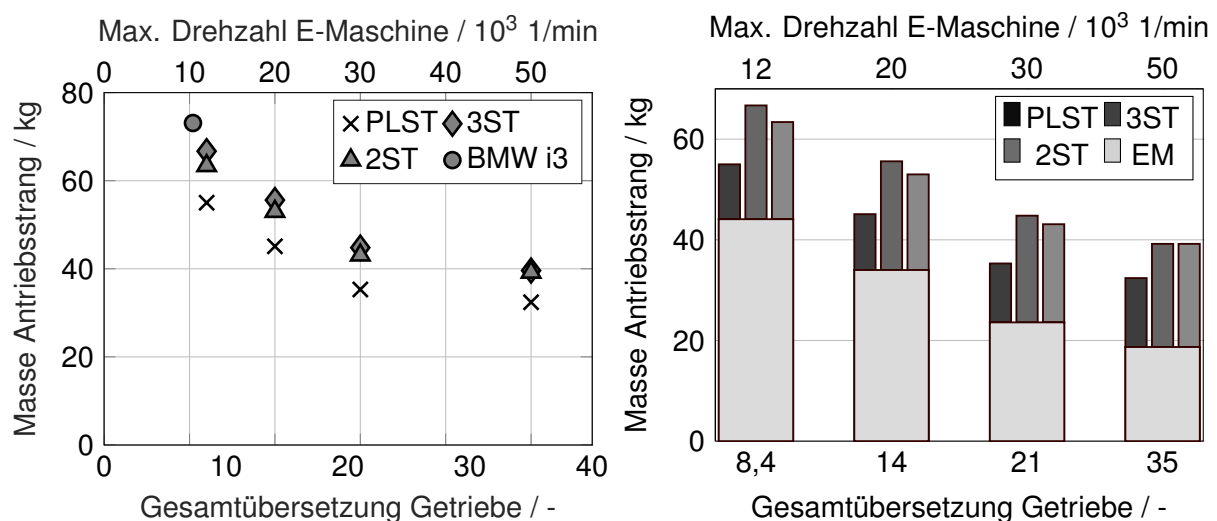


Abbildung 4.8: Masse der gesamten Antriebsstränge (links) und die Teilmassen Getriebe und EM für verschiedene Gesamtübersetzungen (rechts)

Bild 4.9 zeigt analog die Volumina der Antriebsstränge mit den vier E-Maschinen und den drei verschiedenen Getriebekonfigurationen. Hier kann das Volumen durch die Erhöhung der maximalen Antriebsdrehzahl von 12.000 auf 50.000 1/min für die PLST-Konfiguration von 11,3 dm³

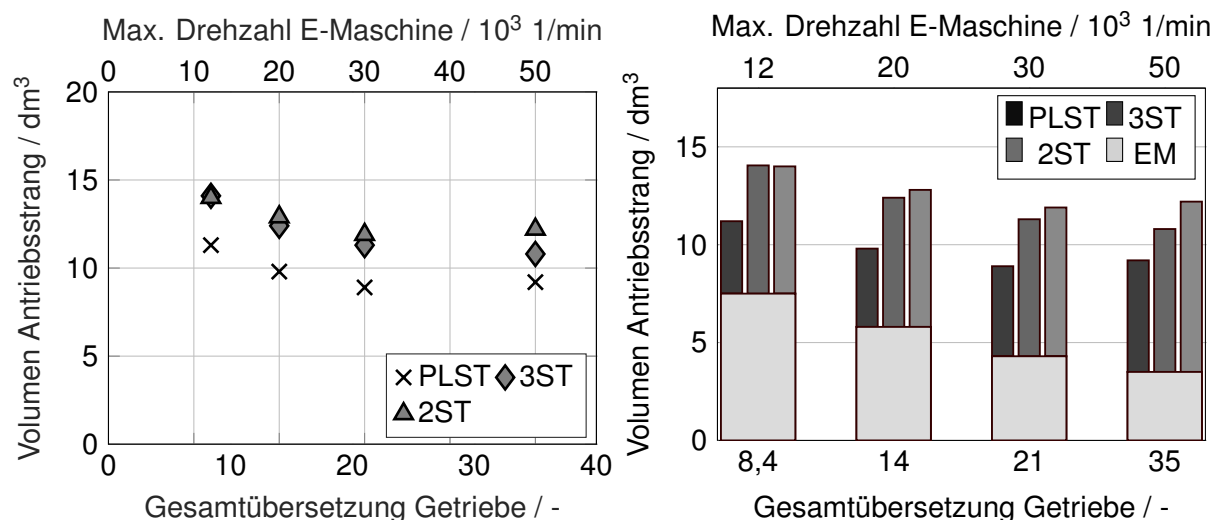


Abbildung 4.9: Volumina der gesamten Antriebsstränge (links) und die Teilvolumina der Getriebe und EM für verschiedene Gesamtübersetzungen (rechts)

auf $9,2 \text{ dm}^3$ verringert werden, was einer Reduzierung um $2,09 \text{ dm}^3$ bzw. $18,5 \%$ entspricht. Bei der 2ST-Konfiguration ergibt sich eine Volumenreduzierung um $1,8 \text{ dm}^3$ von $14,0 \text{ dm}^3$ auf $12,2 \text{ dm}^3$ bzw. um $13,1 \%$. Die größte Volumenreduzierung ist mit $3,3 \text{ dm}^3$ von $14,1 \text{ dm}^3$ auf $10,8 \text{ dm}^3$ bzw. $23,6 \%$ für die 3ST-Konfiguration zu verzeichnen. Im Gegensatz zur Masse zeigt die Erhöhung der Höchstdrehzahl im Bereich zwischen 30.000 und 50.000 1/min bei den Konfigurationen PLST und 2ST bereits eine Zunahme des Gesamtvolumens. Die Volumina dieser Getriebekonfigurationen nehmen aufgrund der großen Raddurchmesser stärker zu, als das Volumen der E-Maschinen sinkt. Während der Anteil der Getriebemasse bei PLST an der Gesamtmasse bei 50.000 1/min $42,3 \%$ beträgt (vgl. Bild 4.8 (rechts)), ist der Anteil am Volumen mit $62,3 \%$ höher als der Volumenanteil der E-Maschinen.

Bild 4.10 stellt die gravimetrische Leistungsdichte der Antriebsstränge in allen drei Getriebekonfigurationen dar. Da die PLST die geringsten Massen erreicht, erzielt diese Konfiguration die höchste Leistungsdichte. Zusätzlich ist im Diagramm die gravimetrische Leistungsdichte des Antriebsstrangs des Referenzfahrzeugs von $1,85 \text{ kW/kg}$ ergänzt. Im Vergleich zur PLST-Konfiguration bei einer Höchstgeschwindigkeit von 50.000 1/min kann die gravimetrische Leistungsdichte um $125,7 \%$ auf $4,17 \text{ kW/kg}$ gesteigert werden.

Bild 4.11 zeigt die Entwicklung der volumetrischen Leistungsdichte der E-Maschinen und der Getriebe PLST mit zunehmendem Übersetzungsverhältnis. Während zwischen dem sehr hohen Wert für das Getriebe und dem niedrigen Wert der Leistungsdichte der elektrischen Maschine bei einem niedrigen Übersetzungsverhältnis eine große Lücke klafft, wird diese Lücke mit zunehmendem Übersetzungsverhältnis kleiner und die Werte konvergieren. Betrachtet man die Ergebnisse der volumetrischen Leistungsdichte in Bild 4.11, so wird der Effekt des überproportional steigenden Getriebevolumens deutlich. Bereits bei einer Übersetzung von $i = 21$, die der Antriebsdrehzahl von 30.000 1/min entspricht, hat die E-Maschine eine höhere volumetri-

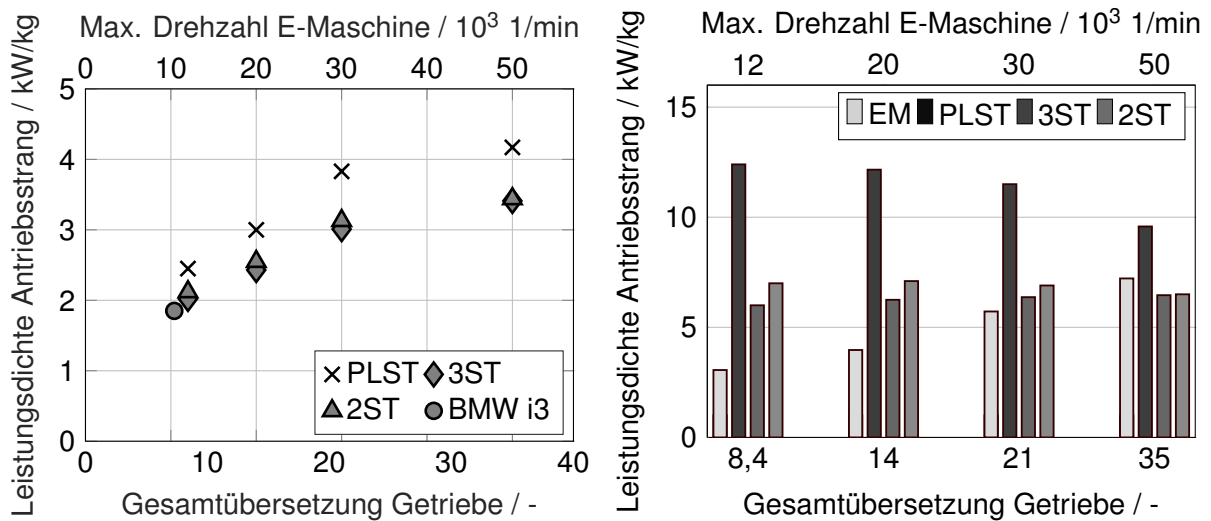


Abbildung 4.10: Leistungsdichte der gesamten Antriebsstränge (links) und die Leistungsdichte Getriebe und EM für verschiedene Gesamtübersetzungen (rechts)

sche Leistungsdichte als das Getriebe und vergrößert den Abstand zum Getriebe mit weiterer Erhöhung der Antriebsdrehzahl.

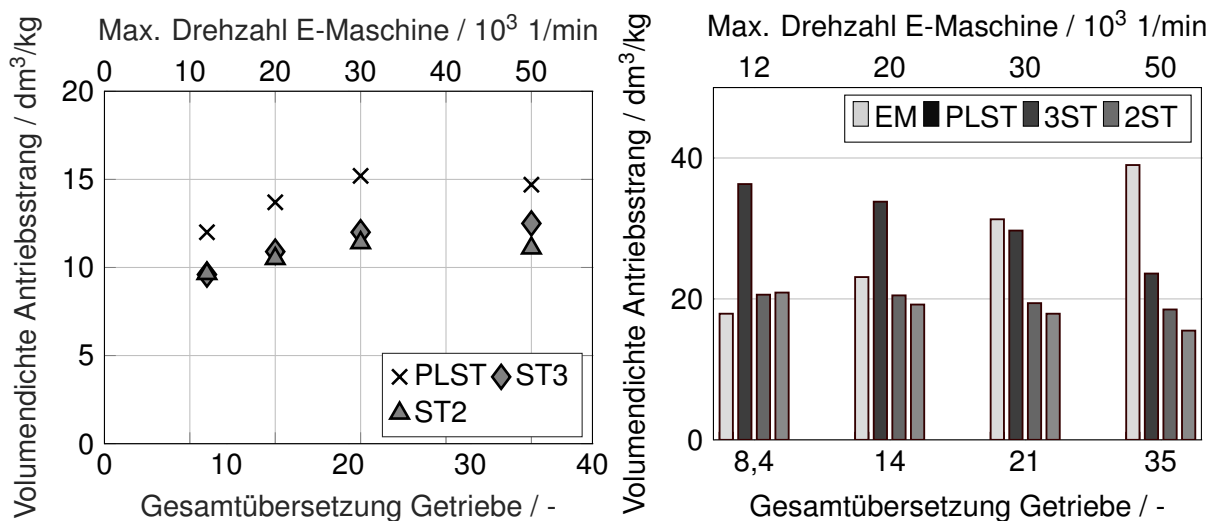


Abbildung 4.11: Volumendichte der gesamten Antriebsstränge (links) und die Volumendichte Getriebe und EM für verschiedene Gesamtübersetzungen (rechts)

5 Technologieträger zur experimentellen Erprobung von Hochdrehzahl-Getrieben

Die Ergebnisse der Konzeptstudie zur Leistungsdichte in Kapitel 4.2 belegen das Potential von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge. Dieses Potential sowie die bei der Drehzahlerhöhung auftretenden Herausforderungen, insbesondere auf dem Gebiet der Schwingungsanregung von Hochdrehzahl-Getrieben, werden nachfolgend in Form eines Technologieträgers erforscht. Der Antriebsstrang besitzt eine maximale Antriebsdrehzahl von 50.000 1/min und ist in Bild 5.1 abgebildet. Das System besteht aus zwei Teil-Antriebssträngen mit jeweils einer E-Maschine als Antriebseinheit. Auf den E-Maschinen sitzt die Leistungselektronik, welche den Gleichstrom aus der 800-V-Quelle in Wechselstrom umwandelt. Das Getriebe besteht aus zwei Teilgetrieben (TG), welche die Übersetzung von den Antriebsmaschinen auf die Abtriebswellen umsetzen. Die Auslegung und Fertigung der E-Maschinen sowie der Leistungselektronik erfolgte durch das Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik (IAL) der Leibniz-Universität Hannover und können unter anderem in [Ger21] und [Wie19] nachvollzogen werden. Kapitel 5 beschreibt die Auslegung des Hochdrehzahl-Getriebes mit der generellen Topologie sowie die Verzahnungen bzw. Verzahnungsvarianten zur Untersuchung der Schwingungsanregung des Getriebesystems.

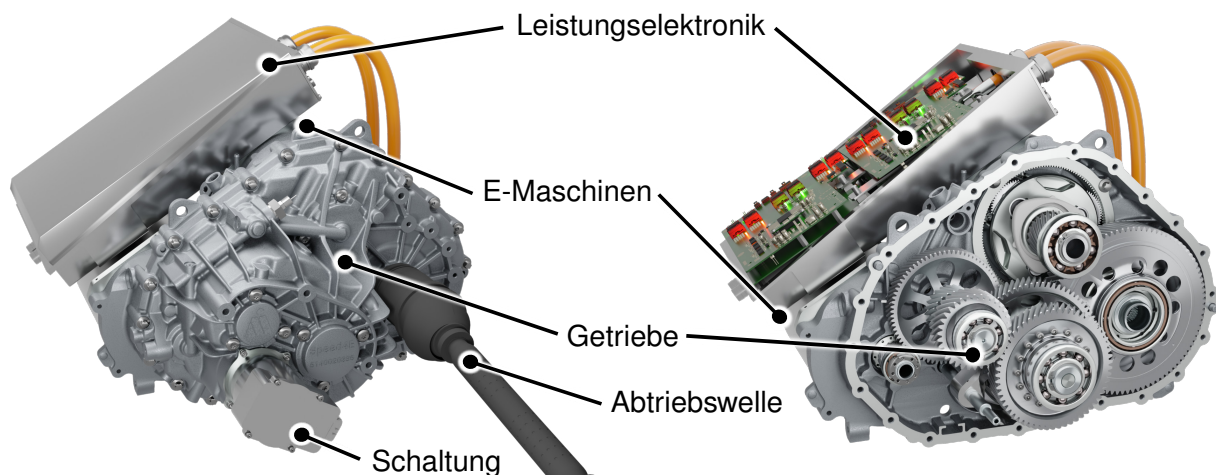


Abbildung 5.1: Ansicht des Hochdrehzahlantriebsstrangs mit Hochdrehzahl-Getriebe, der Leistungselektronik sowie den EM

5.1 Topologie des Hochdrehzahl-Getriebes

Da der Hochdrehzahl-Antriebsstrang als System mit zwei Antriebsmaschinen konzipiert ist, besteht das Getriebesystem aus zwei Teilgetrieben, welche jeweils mit einer E-Maschine verbunden sind. Beide Teilgetriebe besitzen einen Zahneingriff zum gemeinsamen Differentialrad. Bild 5.2 zeigt eine Ansicht des Radsatzes (links) sowie die Topologie des Hochdrehzahl-Getriebes (rechts) schematisch. TG1 ist ein fest übersetztes Teilgetriebe mit einer Planetenstufe in der Konfiguration als Umlaufgetriebe mit nachfolgender Stirnradstufe. TG2 ist ein dreistufiges

Stirnradgetriebe und darüber hinaus mit zwei Gängen schaltbar ausgeführt. Das fest übersetzte TG1 wird von einer ASM mit einer maximalen Antriebsdrehzahl von 30.000 1/min angetrieben. TG2 besitzt als Antrieb eine PMSM, welche eine maximale Drehzahl von 50.000 1/min erreicht. Die hier dargestellte Fahrzeugkonfiguration des Antriebssystems wird für den in Kapitel 7 beschriebenen Prüfablauf so modifiziert, dass auch TG1 mit der permanentenerregten Synchronmaschine und 50.000 1/min angetrieben wird (siehe Kapitel 7.1).

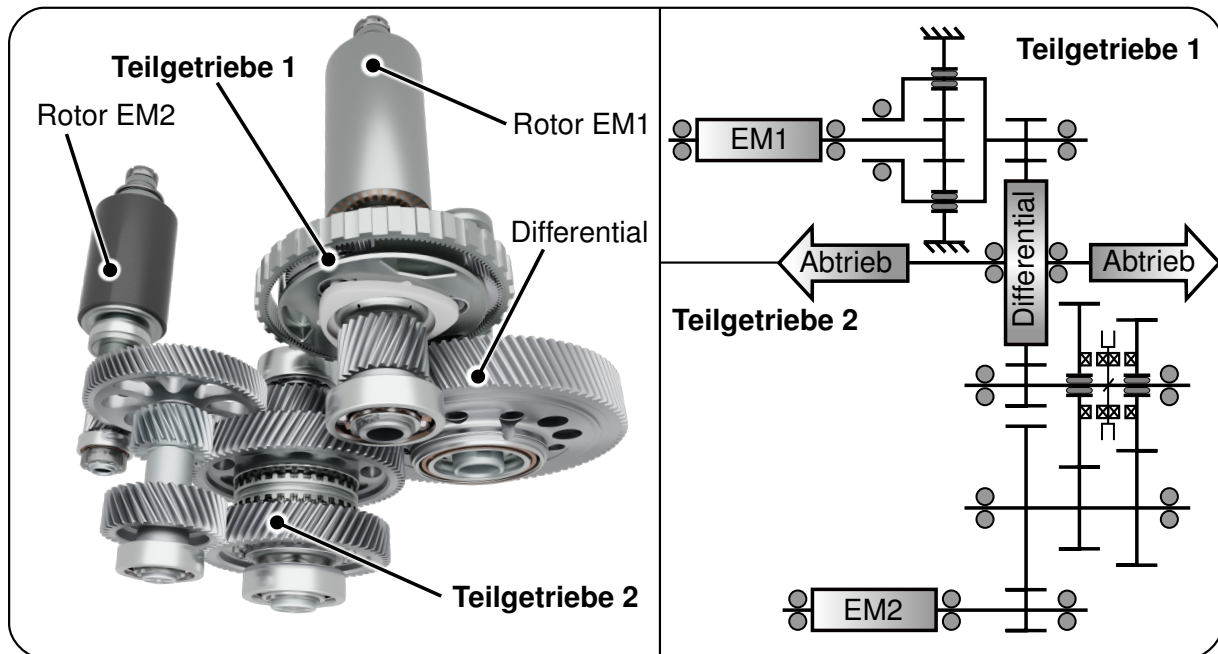


Abbildung 5.2: Ansicht des Radsatzes des Hochdrehzahl-Getriebes (links) sowie zugehöriges Getriebschema in einer Prinzipskizze (rechts)

Die Übersetzungen der Teilgetriebe und Gänge sind in Tabelle 5.1 aufgeführt. TG2 hat in Gang 2 eine Übersetzung von $i_{TG2-2} = 36,194$, was zusammen mit der maximalen Antriebsdrehzahl von 50.000 1/min gut zur Vorauslegung 3ST sowie der am schnellsten drehenden E-Maschine

Tabelle 5.1: Übersicht über die Gesamt- sowie Stufenübersetzungen des Hochdrehzahl-Getriebes

TG1			TG2		
Gesamt Referenz	$i_{TG1,Ref}$	27,492	Gesamt Gang1	i_{TG2-1}	36,194
Stufe1 Referenz	$i_{TG1,1,Ref}$	7,250	Gesamt Gang2	i_{TG2-2}	20,369
Gesamt NVH-optimiert	$i_{TG1,NVH}$	26,214	Stufe1	$i_{TG2,1}$	4,000
Stufe1 NVH-optimiert	$i_{TG1,1,NVH}$	6,913	Stufe2 Gang1	$i_{TG2,2-1}$	3,083
Gesamt Low-Loss	$i_{TG1,LL}$	26,542	Stufe2 Gang2	$i_{TG2,2-2}$	1,735
Stufe1 Low-Loss	$i_{TG1,2,LL}$	7,000	Stufe3	$i_{TG2,3}$	2,935
Stufe 2	$i_{TG1,2}$	3,792			

aus der Konzeptstudie in Kapitel 4 passt. Das fest übersetzte TG1 besitzt mit $i_{TG1,Ref} = 27,492$ in der Referenzvariante eine etwas geringere Gesamtübersetzung und setzt sich aus der Planetenstufe mit nachfolgender Stirnradstufe zusammen. Neben der Referenzvariante existieren für die Stufe 1 in TG1 zwei weitere Verzahnungsvarianten, welche in Kapitel 5.2 näher beschrieben sind. Durch die leicht abweichenden Übersetzungen der Planetenstufe ergeben sich auch für die Gesamtübersetzung leicht abweichende Werte von $i_{TG1,NVH} = 26,214$ für die NVH-optimierte Verzahnungsvariante sowie $i_{TG1,LL} = 26,542$ im Fall der Low-Loss-Verzahnung. Zur Einordnung des Technologieträgers mit einer max. Antriebsdrehzahl von 50.000 1/min in die Konzeptstudie zur Leistungsdichte aus Kapitel 4 zeigt Abbildung 5.3 die aus der Konzeptstudie stammenden, abgeschätzten gravimetrischen Leistungsdichten, die Leistungsdichte des Referenzfahrzeugs sowie die unter den Randbedingungen der Studie erhobene Leistungsdichte von TG1 des Technologieträgers. Der Werte des real umgesetzten Getriebesystems korreliert gut mit dem Datenpunkt bei 50.000 1/min aus der Konzeptstudie, was die Plausibilität der Abschätzungen aus Kapitel 4 stützt. Im Vergleich zum Referenzfahrzeug konnte die gravimetrische Leistungsdichte damit von 1,85 kW/kg um 89,7 % auf 3,51 kW/kg gesteigert werden.

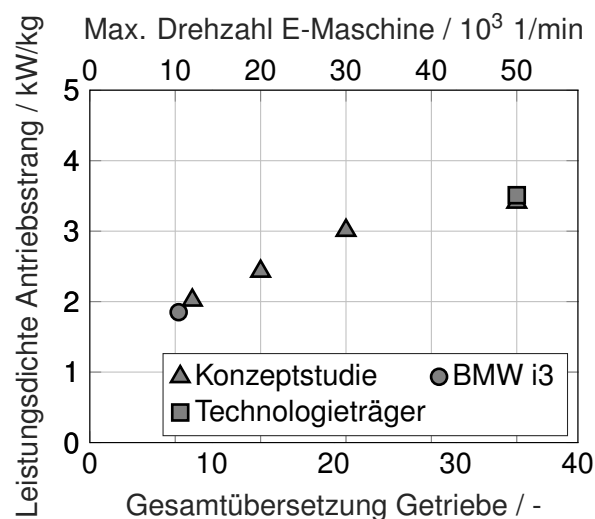


Abbildung 5.3: Gravimetrische Leistungsdichte des Technologieträgers, des Referenzfahrzeugs und der Vorauslegungen aus der Konzeptstudie in Kapitel 4

5.2 Verzahnungshauptgeometrie des Hochdrehzahl-Planetengetriebes

Stufe 1 in TG1 stellt eine hoch übersetzte Planetenstufe in der Konfiguration als Umlauf-Planetengetriebe dar. Zur Untersuchung relevanter Einflussgrößen auf das Anregungsverhalten der Planetenstufe werden drei verschiedene Verzahnungsvarianten gefertigt und getestet, deren Verzahnungsgeometrien im Stirnschnitt nebst relevanten Parametern in den Tabellen 5.2, 5.3 sowie 5.4 aufgeführt sind.

Die Referenzvariante stellt eine ausbalancierte Variante zwischen einem guten Wirkungsgrad und einem guten Anregungsverhalten dar. Zusätzlich wird eine NVH-optimierte Verzahnungsvariante mit hohen Überdeckungsverhältnissen sowie eine Low-Loss-Variante mit erhöhtem Wirkungsgrad erforscht.

Alle Varianten weisen einen Achsabstand von $a = 48,5$ mm sowie eine gemeinsame Verzahnungsbreite von $b = 18,75$ mm auf und können damit ohne weitere Anpassungen im Getriebegehäuse ausgetauscht, experimentell untersucht und verglichen werden. Die Auslegungsphilosophie zur Erzielung eines geringen Anregungsniveaus der Verzahnungen sieht für die Sprungüberdeckung generell leicht über den ganzzahligen Werten von $\epsilon_\beta = 1$ und $\epsilon_\beta = 2$ liegende Bereiche vor. Aufgrund der geringen Drehmomente der schnell drehenden E-Maschine besitzen die Verzahnungen in Stufe 1 generell vergleichsweise geringe Normalmodule im Bereich von ca. 1 mm. Die Low-Loss-Variante liegt mit einem Normalmodul von $m_n = 0,814$ mm am unteren Ende, die NVH-Variante besitzt etwas größere Zähne und kommt auf einen Normalmodul von $m_n = 1,12$ mm. Die geringe Zahnhöhe im Fall der Low-Loss-Variante in Verbindung mit dem hohen Normaleingriffswinkel von $\alpha_n = 25,0^\circ$ führt zu kleinen Profilüberdeckungen und damit zu

Tabelle 5.2: Stirnschnitte und Verzahnungsparameter der Referenz-Variante der Planetenstufe in TG1

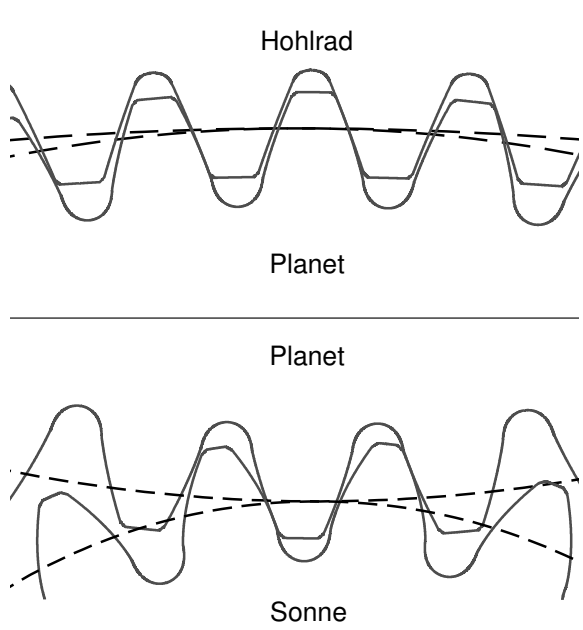
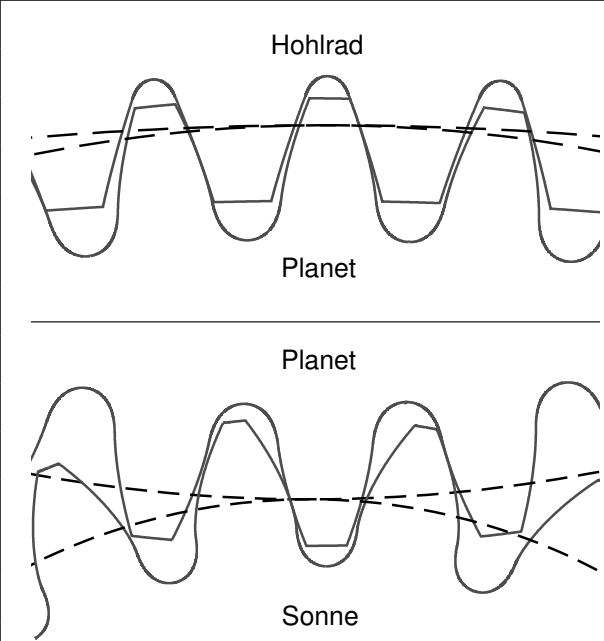
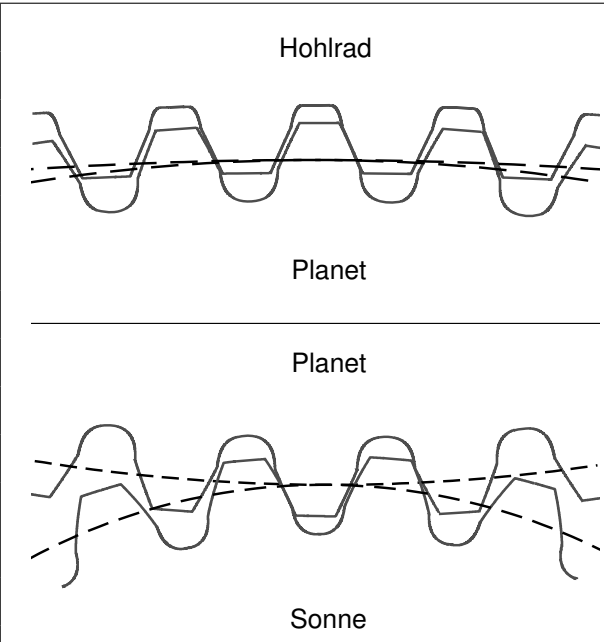
Stirnschnitte	Bez.	Einh.	Sonne	Planet	Hohlrad
	m_n	mm		1,09	
	α_n	°		20	
	β	°		11,5	
	z	-	24	63	-150
	x^*	-	0,24	-0,03	-0,17
	d_{Na}	mm	29,3	71,7	-165,3
	d_f	mm	24,08	66,81	-169,9
	b	mm	19,75	18,75	19,75
	a	mm	48,5		
	$\epsilon_{\gamma,\alpha,\beta}$	-	2,55/1,46/1,09		
				2,54/1,45/1,09	
	H_v	-	0,131		
					0,022

Tabelle 5.3: Stirnschnitte und Verzahnungsparameter der NVH-opt. Variante der Planetenstufe in TG1

Stirnschnitte	Bez.	Einh.	Sonne	Planet	Hohlrad
	m_n	mm	1,12		
	α_n	°	17,5		
	β	°	23,3		
	z	-	23	57	-136
	x^*	-	0,2	-0,6	0,47
	d_{Na}	mm	29,3	71,7	-165,3
	d_f	mm	24,08	66,81	-169,9
	b	mm	19,75	18,75	19,75
	a	mm	48,5		
	$\epsilon_{\gamma,\alpha,\beta}$	-	4,14/2,04/2,10		
			4,11/2,01/2,10		
	H_v	-	0,215		
			0,045		

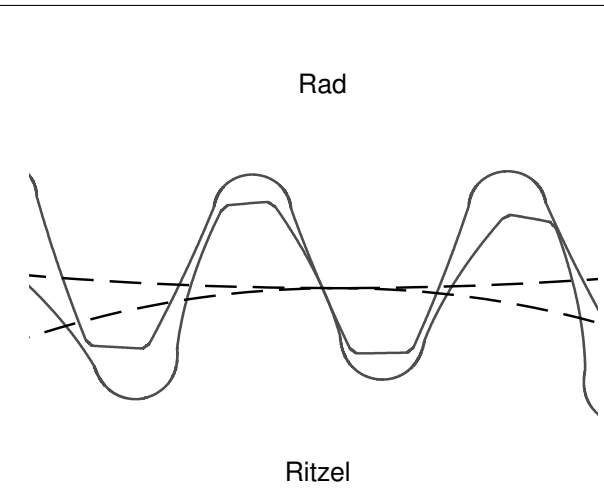
geringen Gleitgeschwindigkeiten an den Zahnköpfen und -füßen, welche sich in den geringen Zahnverlustfaktoren von $H_v = 0,053$ für den Eingriff Sonne-Planet und $H_v = 0,019$ für die Paarung Planet-Hohlrad äußern. Dem gegenüber steht die NVH-optimierte Variante, welche mit

Tabelle 5.4: Stirnschnitte und Verzahnungsparameter der Low-Loss-Variante der Planetenstufe in TG1

Stirnschnitte	Bez.	Einh.	Sonne	Planet	Hohlrad
	m_n	mm	0,814		
	α_n	°	25,0		
	β	°	16,8		
	z	-	33	82	-198
	x^*	-	-0,122	-0,263	1,05
	d_a	mm	28,9	70,32	-165,40
	d_f	mm	25,99	67,40	-167,93
	b	mm	19,75	18,75	19,75
	a	mm	48,5		
	$\epsilon_{\gamma,\alpha,\beta}$	-	2,84/0,72/2,12		
			2,85/0,73/2,12		
	H_v	-	0,053		
			0,019		

einem verringerten Normaleingriffswinkel von $\alpha_n = 17,5^\circ$ und einer vergrößerten Zahnhöhe als Hochverzahnung ($\epsilon_\alpha > 2,0$) ausgeführt ist. Weiterhin erreicht die NVH-optimierte Variante durch den deutlich größeren Schrägungswinkel von $\beta = 23,3^\circ$ insgesamt mit $\epsilon_\gamma = 4,14$ und $\epsilon_\gamma = 4,11$ einen hohen Gesamt-Überdeckungsgrad in den Eingriffen Sonne-Planet und Planet-Hohlrad. Diese Eigenschaften lassen für die NVH-optimierte Variante ein günstigeres Anregungsverhalten erwarten, sie wirken sich aufgrund der größeren Zahnhöhe und Profilüberdeckung in Form erhöhter Gleitgeschwindigkeiten jedoch nachteilig auf den Zahnverlustfaktor aus, welcher $H_v = 0,215$ für den Eingriff Sonne-Planet und $H_v = 0,045$ für die Paarung Planet-Hohlrad beträgt. Die Referenzvariante gliedert sich sowohl in Bezug auf den erwarteten Wirkungsgrad als auch bezüglich des Anregungsverhaltens zwischen der Low-Loss- und der NVH-optimierten Verzahnung ein. Tabelle 5.5 zeigt außerdem die Stirnschnitt-Geometrie und Verzahnungsparameter von Stufe 2 in TG1, welche für die Tests der verschiedenen Verzahnungsvarianten im Planetengetriebe unverändert bleibt.

Tabelle 5.5: Stirnschnitt und Verzahnungsparameter der Stirnradstufe 2 in TG1

Stirnschnitt	Bez.	Einh.	Ritzel	Rad
	m_n	mm	2,20	
	α_n	°	20,0	
	β	°	23,0	
	z	-	24	91
	x^*	-	0,788	1,166
	d_a	mm	63,4	224,18
	d_f	mm	52,97	213,77
	b	mm	39,0	38,0
	a	mm	139,3	
	$\epsilon_{\gamma,\alpha,\beta}$	-	3,41/1,32/2,09	
	H_v	mm	0,083	

6 Erweiterte Modellierungsansätze zum Verformungs- und Schwingungsverhalten von Getriebesystemen

Der nachfolgende Abschnitt befasst sich mit erweiterten Methoden zur Berechnung des Last- und Verformungsverhaltens sowie zur stationären Störungsrechnung als Näherungslösung des Schwingungsverhaltens von Getriebesystemen und wendet diese exemplarisch auf den in Kapitel 4 vorgestellten Technologieträger an. Abschließend erfolgt eine Dokumentation der mit den erweiterten Methoden abgeleiteten Mikrogeometrie des Hochdrehzahl-Planetengetriebes in TG1. Die Berechnungen erfolgen unter Nutzung der FVA-Software RIKOR in der Version M 1.1 [Sch23a]. Kapitel 6.1 stellt zunächst eine erweiterte Methode zur Berücksichtigung von Gehäusesteifigkeiten in der Last- und Verformungsanalyse von Getriebesystemen vor.

6.1 Erweiterte Methode zur Berücksichtigung von Gehäusesteifigkeiten

Die bisherigen Methoden zur Einbindung von Gehäusesteifigkeiten in die Getrieberechnung basieren auf der Reduktion des Steifigkeitsverhaltens auf einen Masterknoten in der Mitte des Lagersitzes und je nach Koppelbedingung im FE-Modell auf der Modellvorstellung eines unverformbaren Lagersitzes (siehe Kapitel 2.4.1.4). Zur detaillierteren Abbildung von Gehäusesteifigkeiten erfolgt im Rahmen der erweiterten Methode die Reduktion des Gehäuses und analog die Modellierung der Gehäusestruktur in RIKOR auf über dem Umfang verteilte Reduktionsknoten, welche nunmehr jeweils mit einem Lagersitz-Segment gekoppelt werden. Die zwei Detailgrade in der vorgelagerten Modellierung von Gehäusesteifigkeiten im FE-Modell sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Im Fall der Methode (a) liegt der Reduktionsknoten im Lagermittelpunkt und ist über Koppellemente mit den Knoten auf der zugehörigen Lagersitzfläche gekoppelt. Bei der erweiterten Methode (b) liegen die Reduktionsknoten dagegen im Mittelpunkt der Gehäusesegmente auf der Lagersitzoberfläche. Die nunmehr n_{diskr} Reduktionsknoten je Lagersitz sind dabei mit den FE-Knoten auf der Oberfläche des jeweiligen Gehäusesegmentes starr gekoppelt. Durch

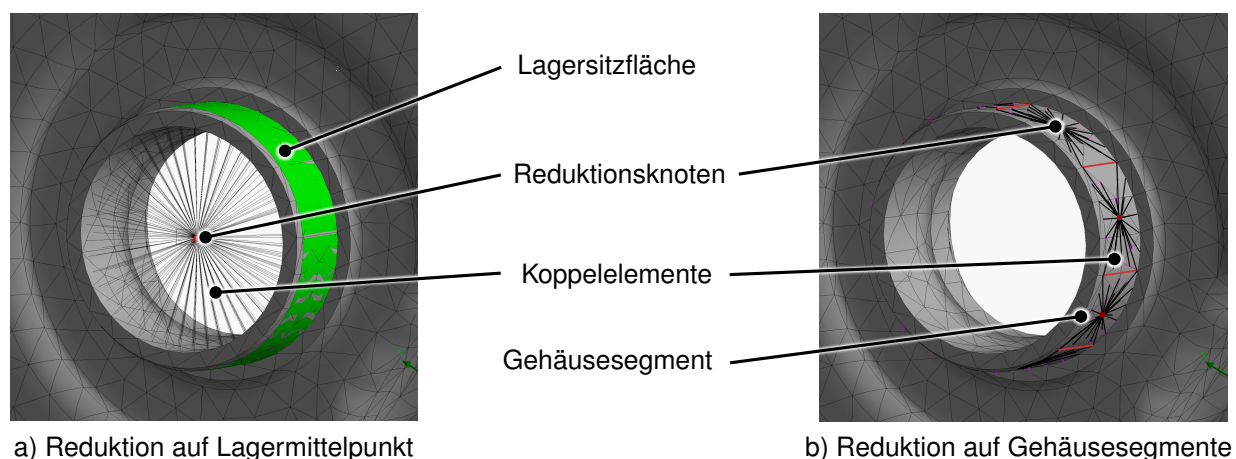


Abbildung 6.1: Koppelung der gesamten Lagersitzfläche mit einem Reduktionsknoten im Lagermittelpunkt (a) und Reduktion auf über dem Umfang verteilte Reduktionsknoten im Mittelpunkt von Gehäusesegmenten (b)

die Diskretisierung der Lagersitze ergibt sich eine erhöhte Anzahl an Master-Freiheitsgraden im FE-Modell und damit auch eine reduzierte Steifigkeitsmatrix mit einer größeren Dimension. Die reduzierte Steifigkeitsmatrix ist voll besetzt, symmetrisch und beinhaltet neben den translatorischen und rotatorischen Steifigkeiten der einzelnen Punkte auch die Kreuzeinflüsse zwischen den Punkten. Die Dimension der Matrix wird durch die Anzahl der Lagerstellen n_{lager} und der Diskretisierungspunkte n_{diskr} je Lagerstelle bestimmt. Da jeder Masterknoten sechs Freiheitsgrade besitzt, ergibt sich die Dimension $m \times m$ der Matrix mit

$$m = 6 \cdot n_{\text{lager}} \cdot n_{\text{diskr}} \quad (6.1)$$

m	-	Anzahl der Master-Freiheitsgrade	n_{lager}	-	Anzahl der Lagerstellen
n_{diskr}	-	Anzahl der Diskretisierungspunkte			

Abbildung 6.2 zeigt das Getriebegehäuse des Technologieträgers mit den vier Lagerstellen von TG1 und eine Visualisierung der diskretisierten Steifigkeitsmatrix in logarithmischer Skalierung (rechts). Die Lagerstellen 1 und 2 legen den Planetenträger im Gehäuse fest, während die Lager 3 und 4 die Lagerstellen des Differentials darstellen. Die Steifigkeitsmatrix ist für den Fall von 10 Reduktionsknoten je Lagersitz dargestellt und beinhaltet in den Diagonalelementen die Steifigkeiten der jeweiligen Gehäusesegmente. Im Fall von $n_{\text{lager}} = 4$ Lagerstellen mit jeweils $n_{\text{diskr}} = 10$ Reduktionsknoten über dem Umfang ergibt sich nach obiger Formel entsprechend eine Matrix mit der Dimension 240×240 . Durch die Nebendiagonalblöcke werden Kreuzeinflüsse zwischen den Lagerstellen bzw. den jeweiligen Gehäusesegmenten und deren Freiheitsgrade abgebildet, wobei der Betrag der Steifigkeitswerte in den Nebendiagonalelementen aufgrund der schwächeren Wechselwirkung deutlich niedriger liegt.

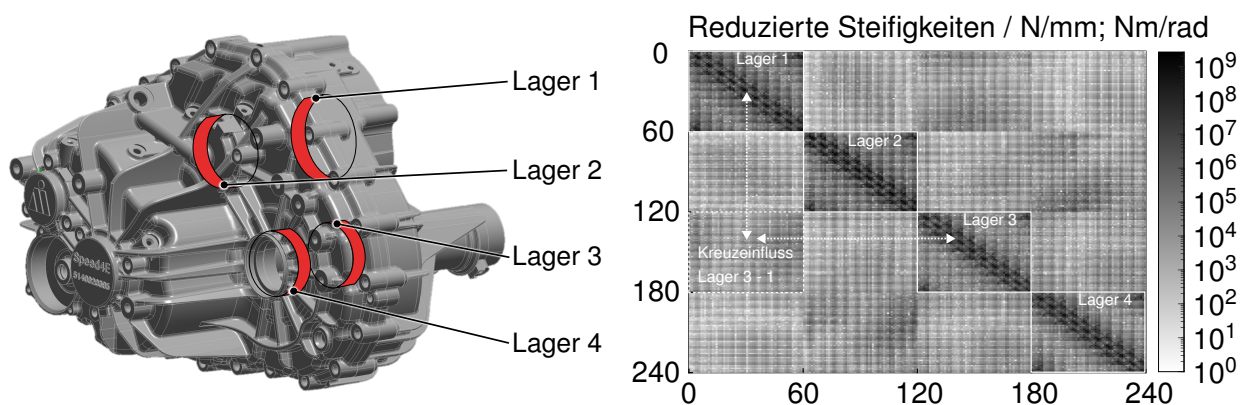


Abbildung 6.2: Außenansicht des Getriebegehäuses mit den Lagerpositionen von TG1 (links) und Visualisierung der diskretisierten Steifigkeitsmatrix in logarithmischer Skalierung (rechts)

Die diskretisierte Steifigkeitsmatrix des Gehäuses wird anschließend in die Steifigkeitsmatrix des übrigen Getriebesystems eingebaut und mit diesem gekoppelt. Abbildung 6.3 stellt exemplarisch die Koppelung von acht Gehäusesegmenten mit dem Getriebesystem dar. Die Starrkörper der Gehäusesegmente erhalten in den jeweiligen Freiheitsgraden der Steifigkeitsmatrix des

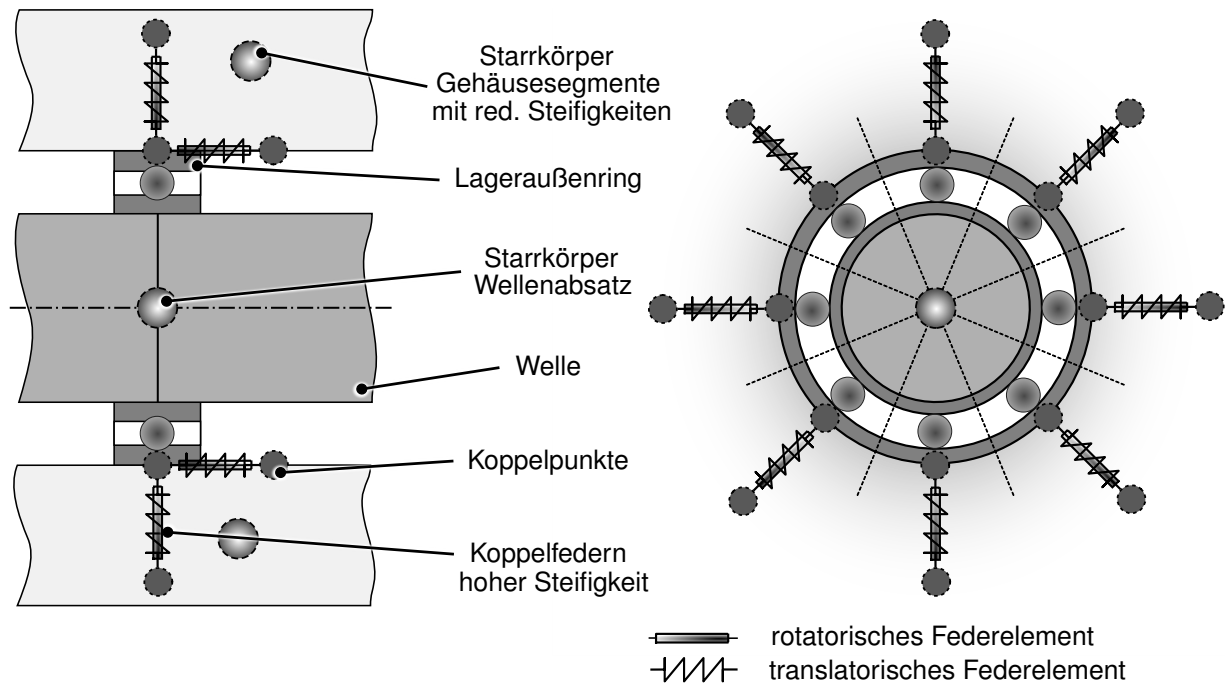


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung der Koppelung des Lageraußenrings mit einem diskretisierten Lagersitz

Gesamtsystems die reduzierten Steifigkeiten aus der FE-Reduktion. Die Nebendiagonaleinträge werden entsprechend in den Matrixeinträgen der Nebendiagonalen in der Steifigkeitsmatrix des Gesamtsystems zur Abbildung der Kreuzeinflüsse platziert. Die Lastübertragung aus dem Getriebesystem bzw. dem Lageraußen- oder Innenring auf die Gehäusesegmente erfolgt über axiale und radiale Koppelfedern hoher Steifigkeit (10^{12} N/mm bzw. 10^{12} Nm/rad), um keine zusätzlichen Verformungen ins System zu bringen. Zur Übertragung von Kräften und Drehmomenten werden sowohl translatorische als auch rotatorische Federelemente genutzt. Zu Beginn der Iteration ist durch diese Modellierung der Wellenabsatz über starre Federelemente mit dem diskretisierten Lagersitz verbunden, dessen Segmente die Steifigkeiten aus der Reduktion beinhalten und sich dadurch entsprechend ihrer Steifigkeit und Belastung verformen.

Die eigentliche Erweiterung der Gehäusemodellierung erfolgt durch die Deaktivierung von Zugkräften zwischen Lagerring und Gehäusesegment. Hierdurch entsteht eine realistischere Belastung des Lagersitzes im Gehäuse, da Zugkräfte im Kontakt hier in der Realität nicht auftreten können. Zur Abbildung des nichtlinearen Verformungsverhaltens des Lagersitzes wird ein iteratives Verfahren in Anlehnung an das in Kapitel 2.4.1.1 beschriebene Vorgehen zur Abbildung des nichtlinearen Steifigkeitsverhaltens von Verzahnungen verwendet. Dabei werden die radialen, translatorischen Koppelfedern nach jedem Iterationsschritt auf ihren Belastungszustand hin analysiert. Wird die Feder auf Druck belastet, bleibt diese aktiviert. Im Fall einer Zugfeder werden die Koppelfedern zwischen Lageraußenring und Gehäusesegment deaktiviert, wodurch hier in der Folge keine Lasten mehr übertragen werden können. Dieses iterative Verfahren wird so lange wiederholt, bis keine Zugfedern mehr vorhanden sind und kein Austragen von Federn

bzw. kein Wiedereintragen von Druckfedern mehr stattfindet.

Im Folgenden sollen das Verfahren und die Auswirkungen von Gehäusesteifigkeiten auf das Last- und Verformungsverhalten von Getriebesystemen am Beispiel von TG1 des Technologieträgers erläutert werden. Abbildung 6.4 stellt eine Visualisierung des RIKOR-Modells von TG1 mit der Rotorwelle, dem Planetengetriebe, Stufe 2 und der Differentialwelle dar.

Außerdem sind die Lagerstellen und das globale Koordinatensystem abgebildet. Die u -Achse des Koordinatensystems zeigt in axiale Richtung der Rotorwelle, die v -Achse in Schwerkraftrichtung und die w -Achse komplettiert das kartesische Rechtshandsystem. Der Antrieb erfolgt durch Aufbringen des Drehmoments an der Rotorwelle, der Abtrieb durch Abführen des Drehmoments an der Differentialwelle. Die Abbildung des nichtlinearen Steifigkeitsverhaltens der Wälzlager erfolgt im Modell durch eine Kontaktanalyse der Wälzkörper auf Basis der vorgegebenen Innengeometrie.

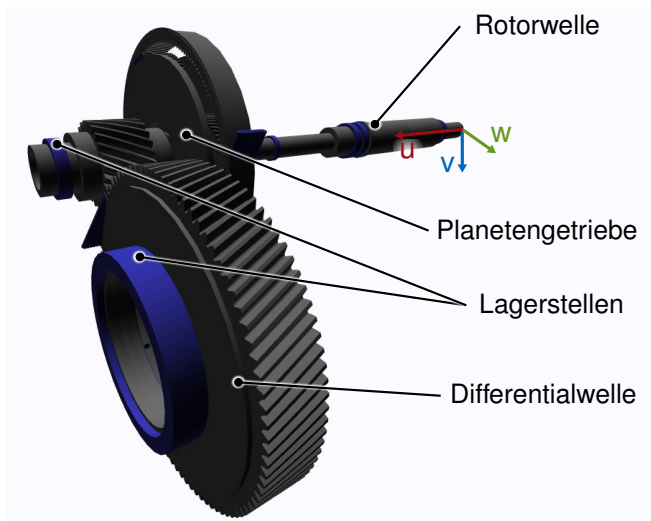


Abbildung 6.4: RIKOR-Modellansicht von TG1 mit Definition des verwendeten Koordinatensystems

Abbildung 6.5 zeigt links schematisch den Verformungszustand aufgrund einer aus dem Getriebesystem wirkenden Lagerlast F_{Lager} zu Beginn der Iteration. Der Lageraußenring wird in Richtung der Lagerlast verschoben, wodurch sich auf Zug oder Druck belastete Koppelfedern

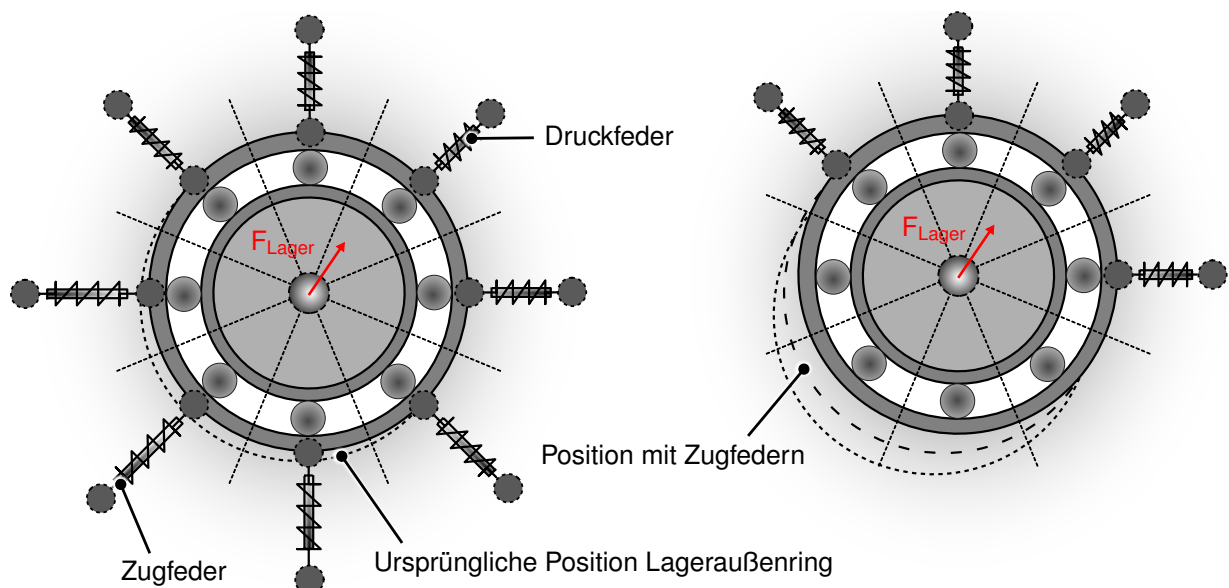


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung des Verformungszustands am diskretisierten Lagersitz aufgrund der Lagerkraft für Iterationsbeginn (mit Zugfedern) und Iterationsende mit deaktivierten Zugfedern (rechts)

ergeben. Werden die Zugfedern im Verlauf der Iteration deaktiviert, ergibt sich eine verstärkte Verlagerung des Lagerrings, da die Belastung der Gehäusesegmente weiter zunimmt (rechts). Abbildung 6.6 stellt die Verformung der Gehäusesegmente und des Lageraußenrings von Lager 2 vor dem Lösen der Zugfedern (links) und am Ende der Iteration (rechts) bei einem maximalen Antriebsmoment von 45 Nm an der EM dar. Im Fall dieses Lagers werden vier Gehäusesegmente auf der Last-abgewandten Seite deaktiviert, wodurch sich eine verstärkte radiale Verlagerung des gesamten Außenrings ergibt. Während sich im ersten Iterationsschritt mit aktivierten Zugfedern eine radiale Verlagerung des Außenrings von ca. 44 μm einstellt, steigt diese durch die Deaktivierung von Zugfedern im letzten Iterationsschritt deutlich auf ca. 65 μm an. Durch die unterschiedlichen Detaillierungsgrade bei der Gehäusemodellierung ergeben sich unterschiedliche Verlagerungen der Lagerringe im Gehäuse und folglich auch eine veränderte Wellenverlagerung.

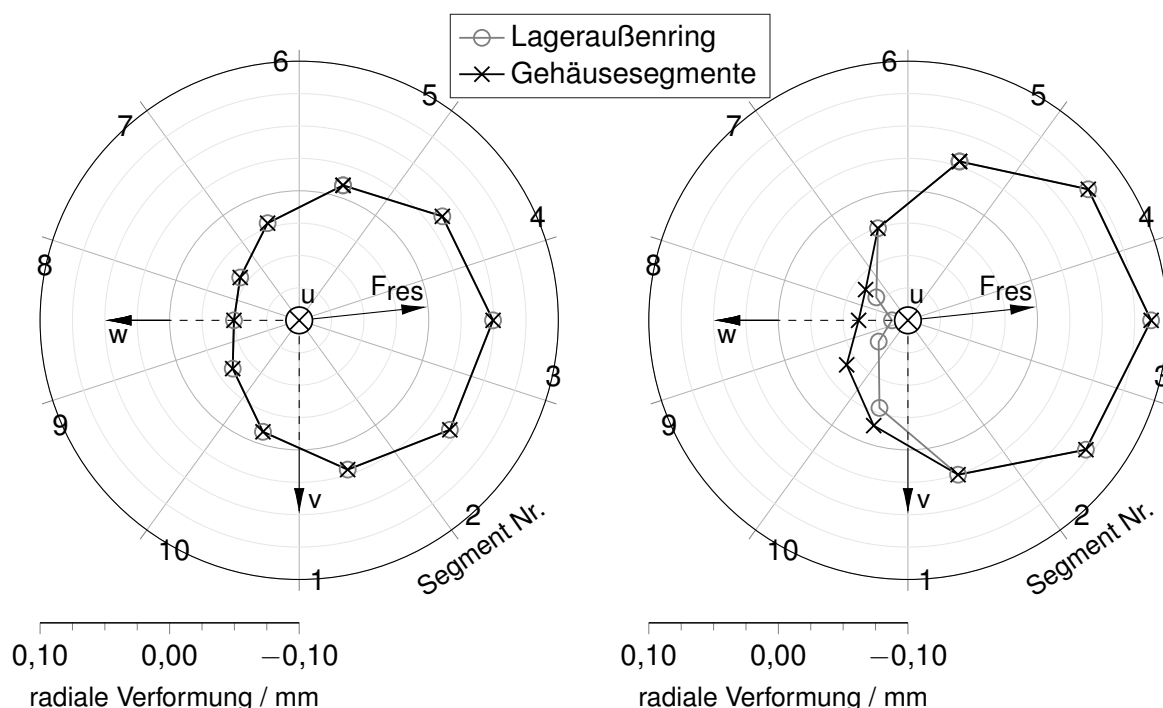


Abbildung 6.6: Radiale Verformung der Gehäusesegmente und des Lageraußenrings vor (links) und nach (rechts) Lösen der Zugfedern an Lager 2 bei einem Antriebsmoment von 45 Nm

Abbildung 6.7 stellt die Wellenbiegelinien des Planetenträgers in den radialen Koordinaten d_v und d_w für die Modellierung ohne Gehäusesteifigkeiten (Starr), mit auf den Lagermittelpunkt reduzierten (Lagermittelpunkt) und mit auf 10 Gehäusesegmente reduzierten Steifigkeiten (Diskret₁₀) dar. Durch die aus Stufe 2 wirkende Querkraft auf den Planetenträger ergibt sich eine Verlagerung der Welle in negative w -Richtung. Da diese Querkraft im Bereich der u -Koordinate von $u = 68 - 106$ mm wirkt, entsteht eine wesentlich größere Belastung von Lager 2, weshalb Lager 1 eine deutlich schwächere Abhängigkeit von der Gehäusemodellierung aufweist. Das hochbelastete Lager 2 wiederum zeigt insbesondere in w -Richtung eine deutlich

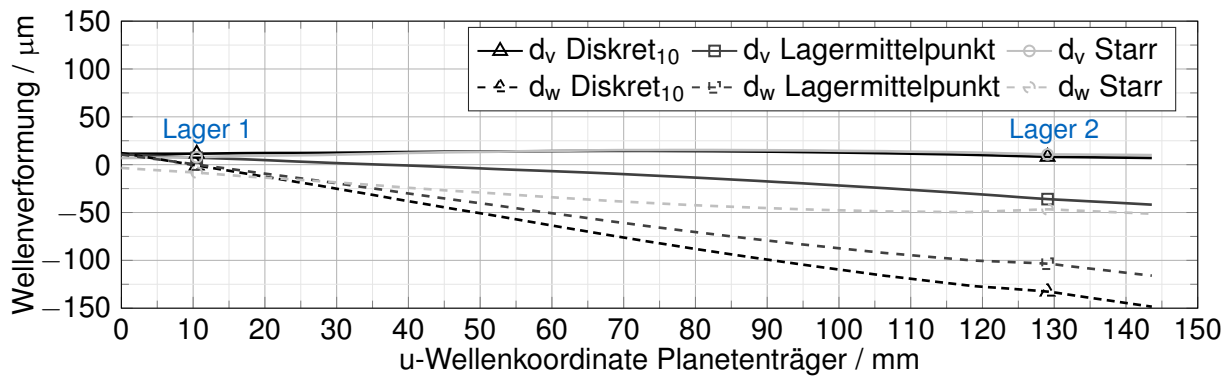


Abbildung 6.7: Wellenbiegeline des Planetenträgers mit starrem Gehäuse, auf den Lagermittelpunkt reduziertem Gehäuse und mit auf 10 Gehäusesegmente reduzierter Modellierung

vergrößerte Verlagerung durch die Berücksichtigung von Gehäusesteifigkeiten. Im Fall des starren Gehäuses stellt sich eine Verlagerung des Innenrings von $d_w = -47 \mu\text{m}$ ein, welche durch die Berücksichtigung von auf den Lagermittelpunkt reduzierten Steifigkeiten auf $d_w = -104 \mu\text{m}$ und damit auf mehr als das Doppelte ansteigt. Durch die auf 10 Gehäusesegmente reduzierte Steifigkeitsmatrix steigt die Verlagerung noch einmal deutlich auf $d_w = -133 \mu\text{m}$ an.

Analog sind in Abbildung 6.8 die Wellenbiegelines der Differentialwelle in den drei Detaillierungsgraden der Gehäusemodellierung zu sehen. Die radiale Verlagerung von Lager 4 in w-Richtung wird dabei in zu Lager 2 ähnlicher Weise stärker durch die Gehäusemodellierung beeinflusst. Durch die veränderten Verformungsverhältnisse der Lagerstellen ergibt sich für beide Wellen eine veränderte Wellenbiegeline bzw. eine stärkere Schiefstellung des Planetenträgers und der Differentialwelle. Die verstärkten Verkippungen von Planetenträger- und Differentialwelle haben Einfluss auf die Last- und Pressungsverteilung in Stufe 2 von TG1. Hierzu zeigt Abbildung 6.9 auf der linken Seite die Pressungsverteilung von Stufe 2 mit starrem Gehäuse sowie mit aufgetragenen Profilkorrekturen an Ritzel und Rad und Breitenballigkeit am Ritzel (vgl. Tabelle 6.3).

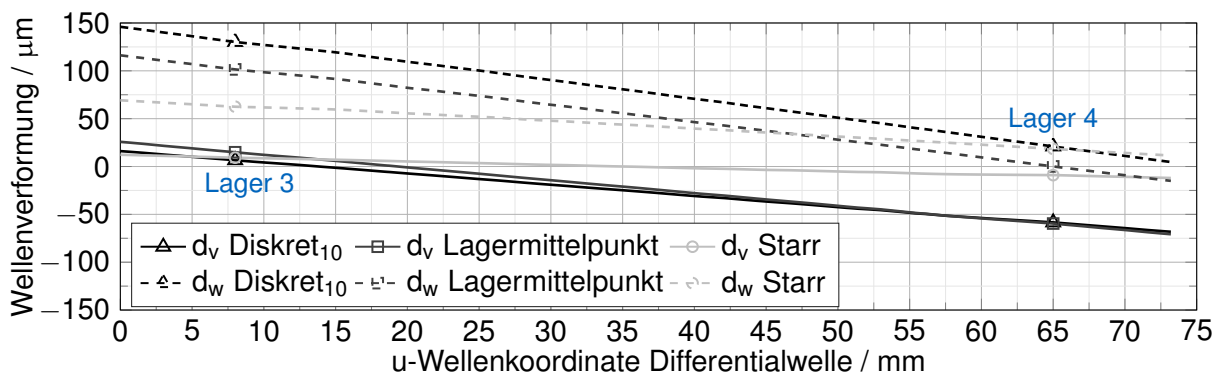


Abbildung 6.8: Wellenbiegeline der Differentialwelle mit starrem Gehäuse, auf den Lagermittelpunkt reduziertem Gehäuse und mit auf 10 Gehäusesegmente reduzierter Modellierung

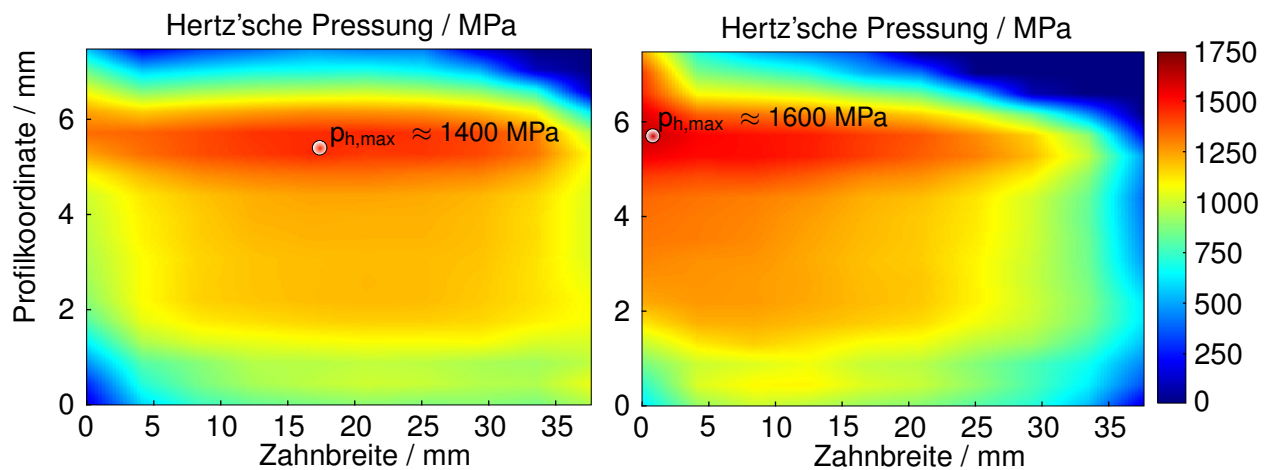


Abbildung 6.9: Berechnete Pressungsverteilung der Stufe 2 in TG1 bei 45 Nm Antriebsdrehmoment für starre Gehäusemodellierung (links) und mit auf den Lagermittelpunkt reduzierten Gehäusesteifigkeiten (rechts)

Zur Verdeutlichung der Auswirkungen von Gehäusesteifigkeiten auf die Pressungsverteilung wurde die später umgesetzte Flankenlinien-Winkelkorrektur zunächst nicht aufgebracht. Ohne Gehäusesteifigkeiten stellt sich damit ein annähernd mittig liegendes Tragbild mit einer Flankenlinien-Winkelabweichung von $f_{H,\beta\text{starr}} \approx 10 \mu\text{m}$ und einer maximalen Pressung von ca. $p_{h,\text{max}} \approx 1400 \text{ MPa}$ ein. Durch die Berücksichtigung von auf den Lagermittelpunkt reduzierten Gehäusesteifigkeiten verschiebt sich das Tragbild deutlich in Richtung der linken Stirnkante, wodurch ein Kantenträgen entsteht. Die maximale Pressung steigt auf ca. $p_{h,\text{max}} \approx 1600 \text{ MPa}$ und die Flankenlinien-Winkelabweichung auf ca. $f_{H,\beta\text{starr}} \approx 30 \mu\text{m}$ an. Die berechnete Pressungsverteilung für das Getriebegehäuse mit 10 Segmenten ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Aufgrund der verstärkten Wellenschiefstellung verlagert sich das Tragbild weiter in Richtung der linken Stirnseite, wodurch sich die Flankenlinien-Winkelabweichung auf ca. $f_{H,\beta\text{starr}} \approx 40 \mu\text{m}$ erhöht sowie die maximal auftretende Pressung auf ca. $p_{h,\text{max}} \approx 1700 \text{ MPa}$ ansteigt.

Die vorgestellte erweiterte Methode erlaubt eine detailliertere Modellierung von Gehäusestrukturen in der analytischen Last- und Verformungsanalyse von Getriebesystemen durch reduzierte Steifigkeitselemente. Die erhöhte Genauigkeit ist in den Veröffentlichungen [Sch21, Sch22] anhand weiterer Praxisgetriebe und im Vergleich mit Verformungsmessungen dokumentiert.

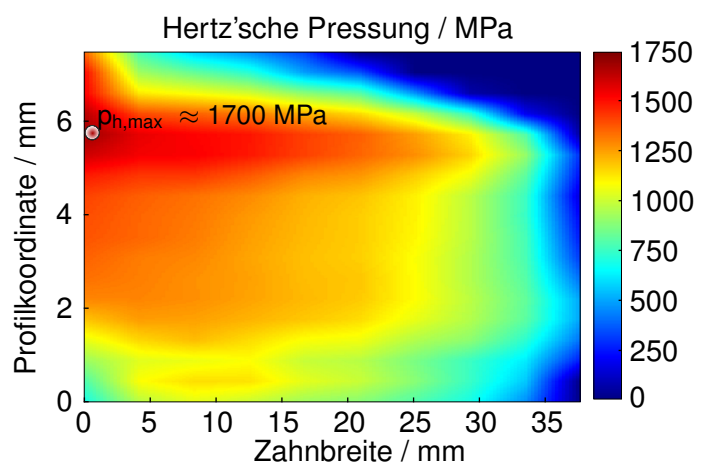


Abbildung 6.10: Berechnete Pressungsverteilung der Stufe 2 in TG1 bei 45 Nm Antriebsdrehmoment für Modellierung mit 10 Gehäusesegmenten

Die Berücksichtigung von diskretisierten Gehäusestrukturen bei der Korrekturauslegung mit RIKOR führt zu realitätsgetreuen Wellenverlagerungen und unterstützt damit insbesondere bei der Auslegung tragfähigkeitsoptimaler Flankenlinien-Korrekturen, wie sie auch im hier untersuchten Technologieträger umgesetzt sind (siehe Tabelle 6.3).

6.2 Einfluss von Zentrifugalkräften auf das Last- und Verformungsverhalten in Hochdrehzahl-Planetengetrieben

Die hohen Eingangsdrehzahlen im Planetenradsatz von TG1 von bis zu 50.000 1/min an der Sonne führen mit den gezeigten Umlaufübersetzungen zu maximalen Drehzahlen des Planetenträgers von bis zu 6896 1/min im Fall der Referenzvariante. Im Fall der NVH-optimierten Variante liegt die maximale Drehzahl aufgrund der leicht niedrigeren Umlaufübersetzung bei gut 7200 1/min. Die hohen Planetenträger-Drehzahlen führen zu zusätzlichen Belastungen auf die mit einem Achsversatz um die Sonne rotierenden Bauteile in Form der Zentrifugalkraft. Die Zentrifugalkräfte sind radial von der Zentralachse in Richtung der Planetenachse orientiert und abhängig vom Radius, der Masse sowie der Planetenträger-Drehzahl. Aus den genannten Größen lässt sich die Zentrifugalbeschleunigung a_{zf} berechnen zu

$$a_{zf} = \omega^2 \cdot a. \quad (6.2)$$

a_{zf}	Zentrifugalbeschleunigung	ω	Winkelgeschwindigkeit
a	Achsabstand		

Die so ermittelte Zentrifugalbeschleunigung wird für alle identifizierten Bauteile mit Einfluss von Zentrifugalkräften in äquivalente Streckenlasten umgerechnet und diese als externe radiale Lasten im RIKOR-Gesamtsystem vorgegeben. Abbildung 6.11 zeigt links den Verlauf der sich rechnerisch ergebenden Zentrifugalkraft für einen Planeten mit der Masse $m_{\text{Planet}} = 395 \text{ g}$ über der Sonnendrehzahl sowie die nominelle Lagerlast an einem Planeten für ein Antriebsmoment von $T_{\text{an}} = 25 \text{ Nm}$. Bereits ab einer Drehzahl von knapp 20.000 1/min übersteigt die Fliehkraft die nominelle Lagerlast und steigt dann quadratisch mit der Drehzahl auf knapp 10 kN

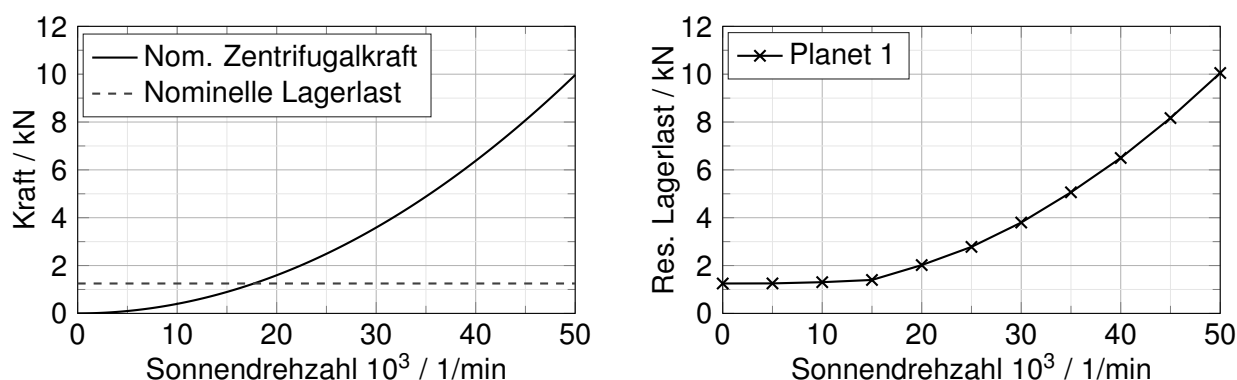


Abbildung 6.11: Verlauf der nominellen Zentrifugalkraft eines Planeten und der nominellen Lagerlast eines Planetenlagers bei einem Antriebsmoment von $T_{\text{an}} = 25 \text{ Nm}$ (links) und der mit RIKOR berechnete Verlauf der resultierenden Lagerlast an Planet 1 über der Drehzahl

bei 50.000 1/min an. Das rechte Diagramm in Abbildung 6.11 zeigt analog die mit RIKOR berechnete resultierende Lagerlast an Planet 1 über der Drehzahl unter Berücksichtigung der Fliehkräfte. Die Abbildung verdeutlicht, dass die zusätzlich im System wirkende Zentrifugalkraft zum größten Teil durch die Planetenlager aufgenommen wird, solange kein Rückflankenkontakt im Eingriff Planet-Hohlrad stattfindet. Die zusätzlichen Lagerlasten sollten bei der Berechnung der Lagerlebensdauern für Planetenlager berücksichtigt werden und können weiterhin zu einer verstärkten Geräuschanregung durch die Planetenlager führen.

Die hohen Fliehkräfte bei hohen Drehzahlen haben neben den Lagerlasten in diesem Fall auch einen deutlichen Einfluss auf die Verkipfung der Planetenwellen. Hier ist festzuhalten, dass die Planetenwellen mit Nadellagern auf den Planetenbolzen gelagert sind und ein radiales Lagerspiel von ca. $s_r = 13 \mu\text{m}$ vorliegt. Zur Veranschaulichung ist in Abbildung 6.12 links die Achsabstandsänderung des Eingriffs Sonne-Planet 1 über der Wellenlängskoordinate u für 6 Drehzahlstufen von 0 1/min bis 50.000 1/min aufgetragen. Positive Werte bedeuten eine Verlagerung eines Wellenstützpunktes des Planeten in Richtung Hohlradkontakt, negative Werte entsprechend eine Verlagerung in Richtung Sonne. Da sich die Sonne annähernd in Zentralstellung befindet, wird die Achsabstandsänderung maßgeblich durch die Verlagerung der Planetenwelle bestimmt. Im quasi-statischen Fall (0 1/min) zeigt sich primär eine Verkipfung des Planeten durch die entgegen gerichteten Axialkräfte in den Eingriffen Sonne-Planet und Planet-Hohlrad sowie das radiale Lagerspiel in den Planetenlagern. Durch die Verkipfung ergibt sich eine im Eingriff wirksame Flankenlinien-Winkelabweichung von $f_{H,\beta,0 \text{ 1/min}} \approx 15 \mu\text{m}$. Die mit der Drehzahl steigende Zentrifugalbeschleunigung führt dazu, dass sich die Verkipfung der Planetenwelle reduziert. Das rechte Diagramm in Abbildung 6.12 zeigt den Verlauf des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ für den mit einer Mikrogeometrie versehenen Eingriff Sonne-Planet 1 über der Drehzahl. In diesem Fall ist eine Flankenlinien-Winkelkorrektur von $C_{H,B} = 25 \mu\text{m}$ aufgebracht, welche die Verkipfung des Planeten im mittleren Lastbereich für den Fall ohne die Berücksichtigung von Zentrifugalkräften ausgleicht. Entsprechend ergibt sich die in Abbildung 6.13 links gezeigte Pressungsverteilung im Zahneingriff Sonne-Planet 1 für 0 1/min. Das Tragbild ist

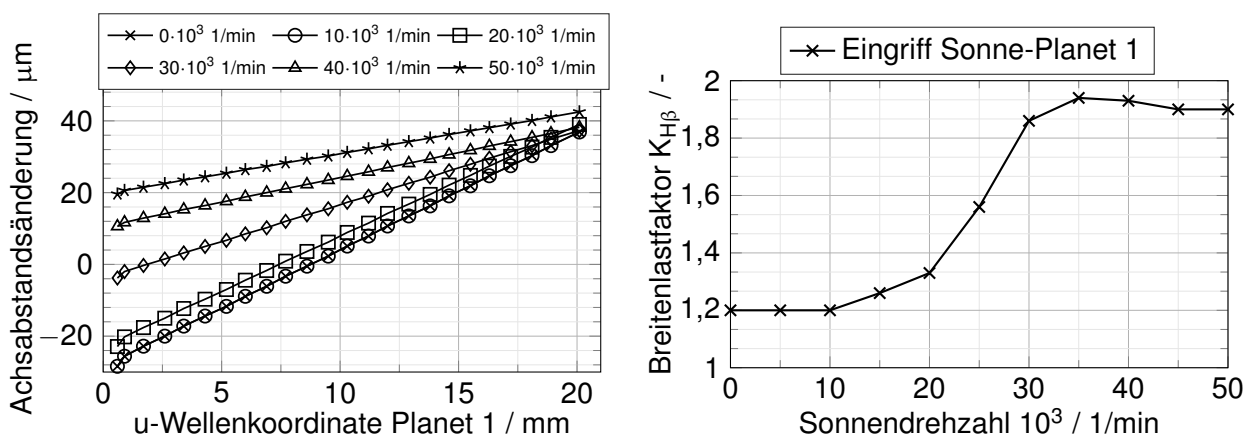


Abbildung 6.12: Berechnete Achsabstandsänderung des Eingriffs Sonne-Planet 1 (links) und der Verlauf des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ über der Drehzahl

mittig zentriert und zeigt weiterhin den Einfluss von Kopfrücknahmen am Planetenrad und am Sonnenritzel (siehe Tabelle 6.3). Zusammen mit der vorgesehenen Breitenballigkeit ergibt sich ein Breitenlastfaktor von $K_{H\beta} = 1,2$. Das rechte Diagramm in Abbildung 6.12 stellt den Verlauf des Breitenlastfaktors für den Eingriff Sonne-Planet 1 über der Drehzahl dar. Der Einfluss der Zentrifugalkraft macht sich durch eine Steigerung des Breitenlastfaktors ab 10.000 1/min bemerkbar, der insbesondere im Drehzahlbereich zwischen 20.000 1/min und 30.000 1/min auf Werte bis zu über 1,9 ansteigt. Der Grund hierfür kann in der Pressungsverteilung des Eingriffs bei 50.000 1/min Antriebsdrehzahl in Abbildung 6.13 gefunden werden. Das Tragbild wandert in Richtung rechter Stirnseite und führt zu einem Kantenragen mit einer ungleichmäßigen Lastverteilung sowie einer Erhöhung der maximalen Pressung auf knapp $p_{h,max} \approx 1000$ MPa. Das Beispiel zeigt, dass sich im Fall von Hochdrehzahl-Planetengetrieben mit umlaufenden Planeten und radialem Lagerspiel neben der Lastabhängigkeit auch ein bedeutender Drehzahleinfluss auf die Lastverteilung entwickeln kann, welcher bei der Korrekturauslegung berücksichtigt werden sollte.

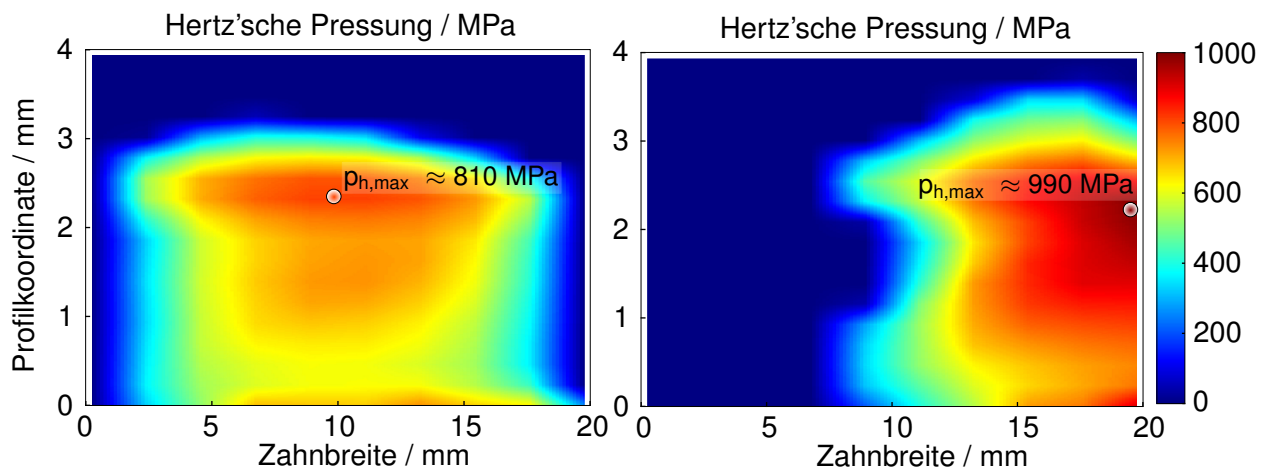


Abbildung 6.13: Berechnete Pressungsverteilung im Eingriff Sonne-Planet 1 in TG1 bei 25 Nm Antriebsdrehmoment für 0 1/min (links) und 50.000 1/min (rechts) Sonnendrehzahl

6.3 Erweiterte stationäre Störungsrechnung zur zeiteffizienten Näherung des Schwingungsverhalten

Der breite Drehzahlbereich des Hochdrehzahl-Planetengetriebes führt zu einem ebenso breiten Frequenzband der Verzahnungsanregung. Die erste ZEO des Planetengetriebes liegt für die Referenzvariante bei der maximalen Antriebsdrehzahl von 50.000 1/min bei ca. 17,2 kHz. Dieses breite Erreger-Frequenzband von 0 bis 17,2 kHz führt dazu, dass praktisch alle im hörbaren Bereich liegenden Eigenfrequenzen des Systems einmal im Betriebsbereich durch die erste ZEO angeregt werden können. Daher ist eine frühzeitige Erfassung der Eigenfrequenzen und eine Identifikation kritischer Drehzahlbereiche essentiell. Da sich Konstruktionen in früheren Entwicklungsstadien dynamisch ändern können und typischerweise Variantenrechnungen notwendig sind, bieten sich ressourceneffiziente Berechnungsmethoden zur Begrenzung des Rechenaufwandes an. Eine dieser ressourceneffizienten Methoden stellt die in Kapitel 2.4.4 be-

schriebene stationäre Störungsrechnung zur näherungsweisen Berechnung des Schwingungsverhaltens von Getriebesystemen dar. Nachfolgend findet dieses Verfahren Anwendung auf den vorgestellten Technologieträger, wobei sich insbesondere die Berechnung des zeitlich veränderlichen Lastvektors f_d vom vorgestellten Verfahren aus Kapitel 2.4.4 abhebt. Die hier genutzte Vorgehensweise stützt sich auf die in Kapitel 2.4.1.1 angesprochene Methode des Durchwälzens im Gesamtsystem. Dieser Ansatz hat den Vorteil, dass alle Freiheitsgrade und Verzahnungen des Getriebesystems im Modell enthalten sind und die auftretenden Anregungen damit an jedem beliebigen Punkt des Getriebes und für jeden Freiheitsgrad ausgewertet werden können. Weiterhin sind eventuelle Kreuzeinflüsse zwischen Verzahnungsstufen direkt im System enthalten. Bei der Berechnung der Übertragungsfunktion wird im Gegensatz zum Ansatz nach Bihr [Bih16] auf eine Modellreduktion verzichtet, wodurch auch im modal entkoppelten System alle Freiheitsgrade des Getriebes berücksichtigt werden können. Die nachfolgenden Berechnungen wurden mit abweichungsfreien Verzahnungen und ohne sonstige Toleranzeinflüsse durchgeführt.

6.3.1 Berechnung der Kraftanregung am Hohlrad

Abbildung 6.14 zeigt die Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ am Hohlrad für die Referenzvariante im Gesamtsystem unter Berücksichtigung der Wellen-, Lager- und Gehäuseelastizitäten im Zeit- (links) und im Frequenzbereich (rechts) mit den Amplituden $\check{f}$ für ein Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm. In axialer Richtung ergeben sich mit einer Amplitude von 18,7 N in der ersten ZEO die größten Schwankungen. Dies entspricht der Erwartung, da sich die Kraftschwankung der drei Eingriffe am Hohlrad durch die symmetrische Eingriffsfolge in axialer Richtung aufsummieren. Entgegen der Erwartung stellen sich jedoch auch in den radialen Richtungen Kraftamplituden von 9,6 N (w-Richtung) und 16,8 N (v-Richtung) ein. Diese entstehen durch elastische Verformungen im Gesamtsystem und hier primär durch die Schiefstellung des Planetenträgers (siehe Abbildung 6.7), wodurch sich eine ungleichmäßige Lastaufteilung der Zahneingriffe ergibt. Tabelle 6.1 stellt die rechnerischen Lastaufteilungsfaktoren K_γ für die drei Verzahnungsvarianten und die drei Planeten dar. Planet 1 trägt dabei für

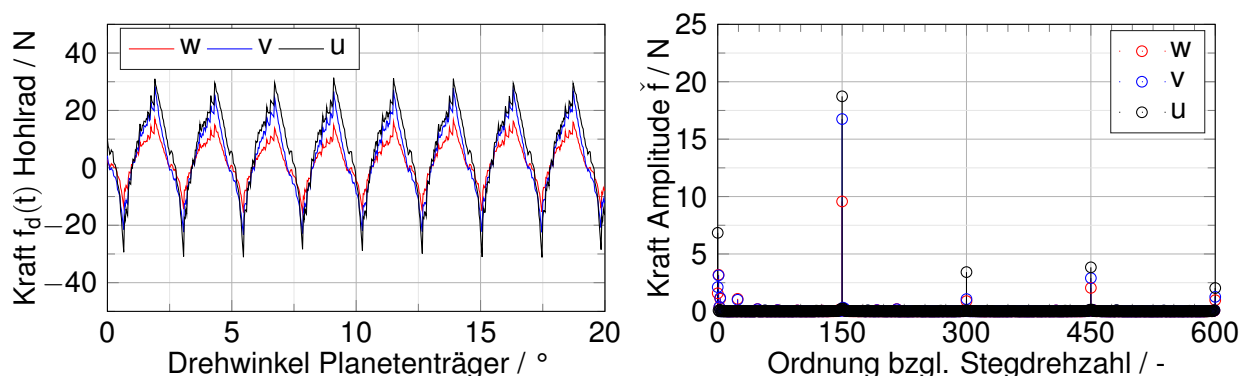


Abbildung 6.14: Referenzvariante: Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\check{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

alle Varianten die größte Last, wobei der Faktor für die Referenzvariante den größten Wert und für die NVH-optimierte Variante den kleinsten Wert annimmt.

Tabelle 6.1: Lastaufteilungsfaktoren K_γ für die drei Verzahnungsvarianten und Planeten bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

	Lastaufteilungsfaktor K_γ / -		
	Planet 1	Planet 2	Planet 3
Referenz	1.35	0.89	0.76
NVH-optimiert	1.16	0.93	0.90
Low-Loss	1.25	0.92	0.83

Im Fall der symmetrischen Eingriffsfolgen der Referenz- und Low-Loss-Varianten verlieren die Eingriffe durch die ungleichmäßige Lastaufteilung die Symmetrie und damit die Lastfreiheit an den Zentralwellen in radialer Richtung. Hierdurch entstehen die zusätzlichen radialen Anregungen. Zur Veranschaulichung des Einflusses der elastischen Systemverformungen zeigt Abbildung 6.15 den Verlauf der schwankenden Kräfte am Hohlrad der Referenzvariante ohne elastische Verformungen des Verzahnungsumfeldes. Den theoretischen Zusammenhängen für eine symmetrische Eingriffsfolge entsprechend, entstehen in diesem Fall keine resultierenden radialen Kraftkomponenten am Hohlrad, sondern ausschließlich eine Schwankung der axialen Kraftkomponente. Zusätzlich zu den ersten vier ZEO zeigen sich Anregungen bei niedrigen Ordnungen (24. Ordnung bzgl. der Stegdrehzahl (SO)) durch die zweite Stufe. Diese Anregungen gelangen durch das gekoppelte Gesamtsystem vom Eingriff über den Träger bis zum Hohlrad.

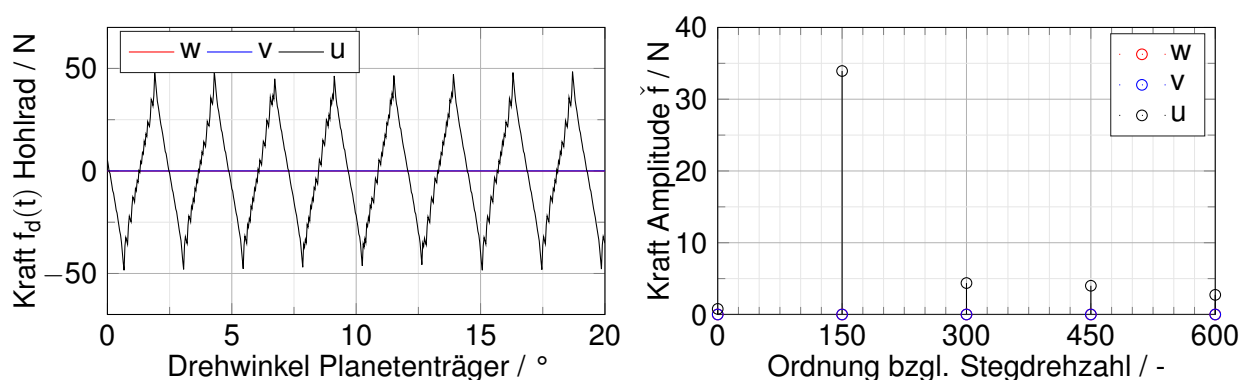


Abbildung 6.15: Referenzvariante: Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\check{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ mit starrem Verzahnungsumfeld (rechts)

Abbildung 6.16 stellt die Drehmomente des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ am Hohlrad für die Referenzvariante dar. Während in den radialen Drehmomenten nur niedrige Anregungen sichtbar sind, entsteht in axialer Richtung durch die symmetrische Eingriffsfolge wie erwartet eine deutliche Momentenanregung mit einer Amplitude von 7,66 Nm für die erste ZEO.

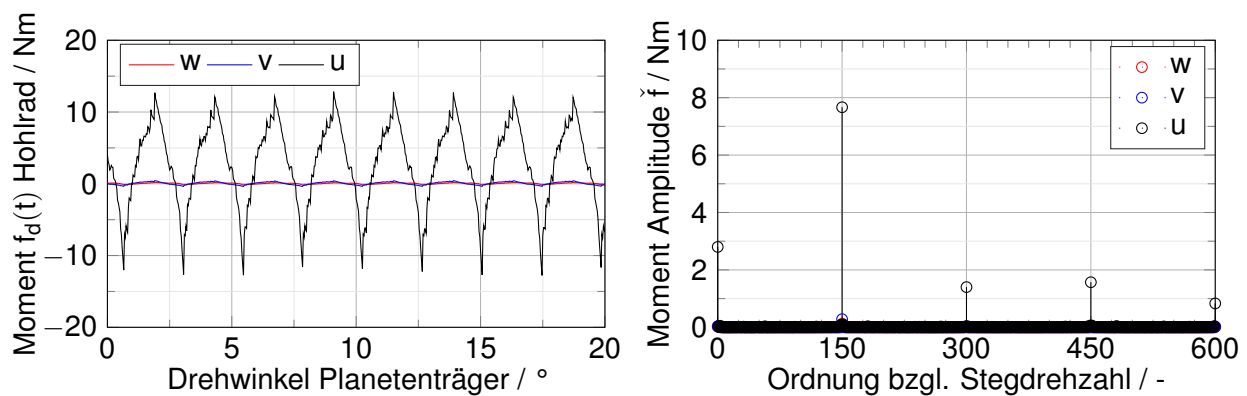


Abbildung 6.16: Referenzvariante: Momentenverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\hat{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

Analog zur Referenzvariante sind in den Abbildungen 6.17 und 6.18 die Kraft- und Momentenverläufe und -spektren für die NVH-optimierte Variante mit elastischem Verzahnungsumfeld dargestellt. Durch die sequentielle Eingriffsfolge ergibt sich gegenüber den radialen Komponenten wie erwartet eine deutlich niedrigere Kraftschwankung in axialer Richtung. Jedoch stellen sich trotz der nominell anregungsärmeren Verzahnung durch die sequentielle Eingriffsfolge nennenswerte Lagerkraftanregungen mit Amplituden über 10 N in den radialen Richtungen ein. Die Momentenverläufe der NVH-optimierten Verzahnung zeigen eine kleinere Schwankungsbreite in allen Richtungen auch unter dem Einfluss elastischer Verformungen des Verzahnungsumfelds. Die berechneten Amplituden der Momente liegen dabei durchweg unter 1 Nm und damit insbesondere in axialer Richtung deutlich unter den Amplituden der Referenzverzahnung. Wie erwartet treten die maximalen Amplituden nicht mit der ZEO (136. SO), sondern in den asymmetrisch angeordneten Seitenbändern bei der 137. SO und 134. SO auf. Zur Quantifizierung des Einflusses der Zentralwellenverlagerung auf das Anregungsverhalten der NVH-optimierten Verzahnung stellt Abbildung 6.19 die Kraftverläufe und das zugehörige Ordnungsspektrum am

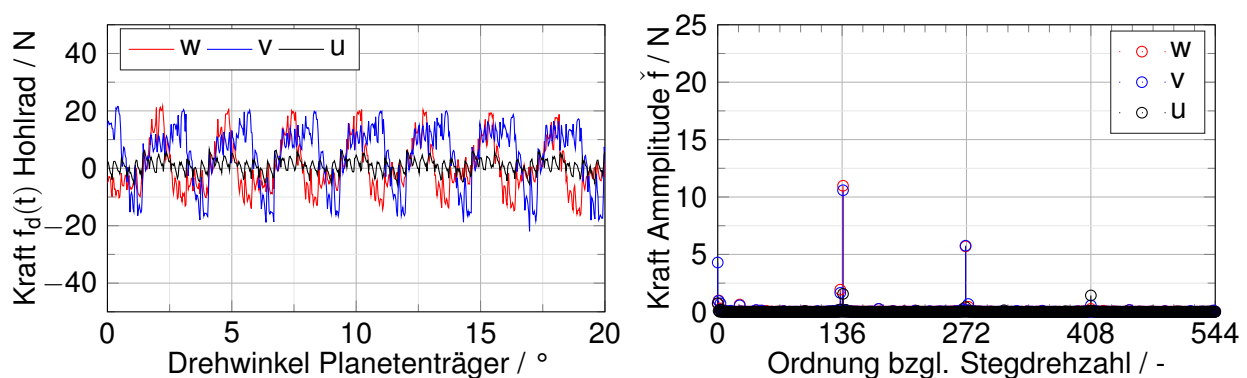


Abbildung 6.17: NVH-optimierte Variante: Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\hat{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

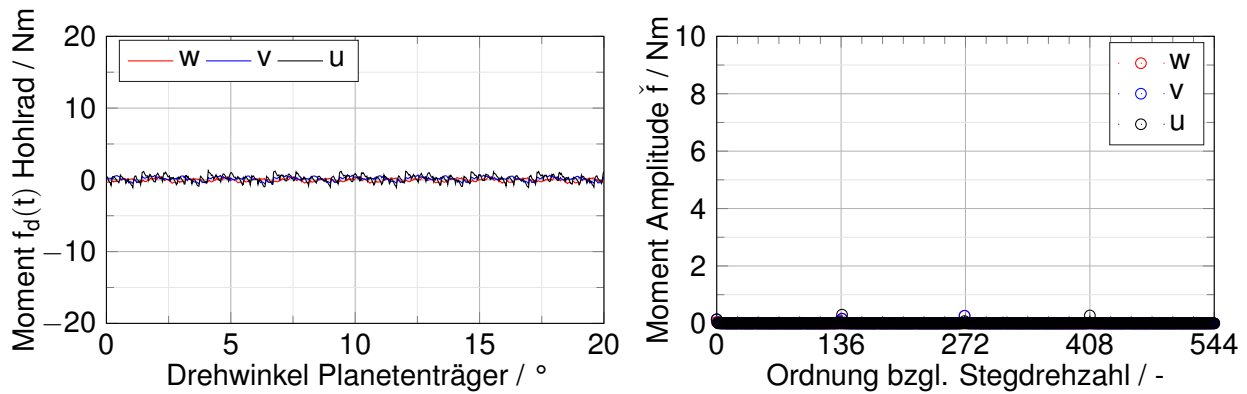


Abbildung 6.18: NVH-optimierte Variante: Momentenverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden f am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

Hohlrad mit starrem Verzahnungsumfeld dar. Analog zur Referenzvariante ergeben sich deutlich verringerte Kraftamplituden in den radialen Richtungen, wobei sich die NVH-optimierte Variante tendenziell robuster gegen Verformungen des Verzahnungsumfelds verhält.

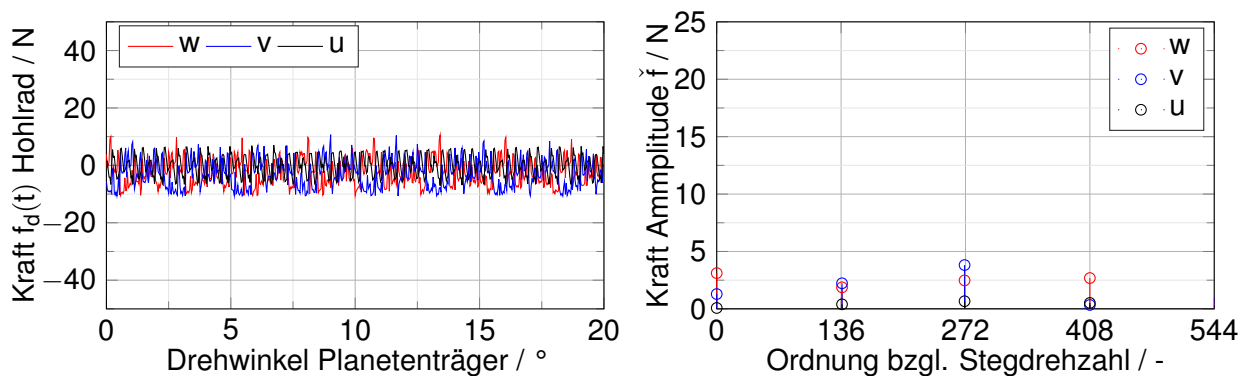


Abbildung 6.19: NVH-optimierte Variante: Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden f am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit starrem Verzahnungsumfeld (rechts)

Die Berechnungsergebnisse zum veränderlichen Lastvektor am Hohlrad für die Low-Loss-Verzahnung sind in den Abbildungen 6.20 und 6.21 zu sehen. Da es sich analog zur Referenzvariante um eine symmetrische Eingriffsfolge handelt, stellt sich am Hohlrad sowohl für die Kräfte als auch die Momente ebenso primär eine Anregung in axialer Richtung ein. Bezüglich der Amplituden im Ordnungsspektrum gliedert sich die Low-Loss-Verzahnung bei den Kräften und Momenten zwischen der Referenzvariante und NVH-optimierten Variante ein.

6.3.2 Modalanalyse zur näherungsweisen Berechnung der Übertragungsfunktion

Die Schwingungsantwort des Systems auf harmonische Anregungen kann den Ausführungen aus Kapitel 2.4.4 folgend näherungsweise durch ein modal entkoppeltes System und durch die daraus berechnete Übertragungsfunktion (ÜF) beschrieben werden. Die Diagramme in den Abbildungen 6.22 und 6.23 stellen die ungedämpften Übertragungsfunktionen in den translatorischen

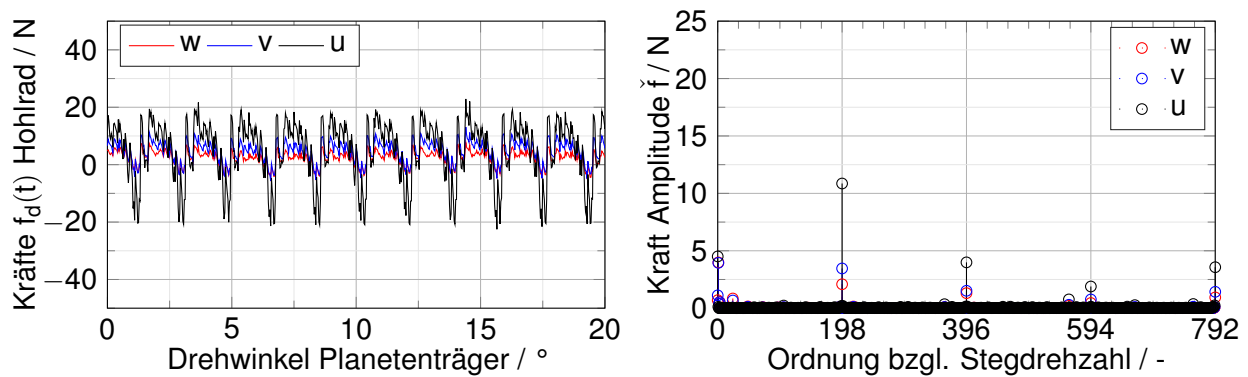


Abbildung 6.20: Low-Loss Variante: Kraftverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\hat{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

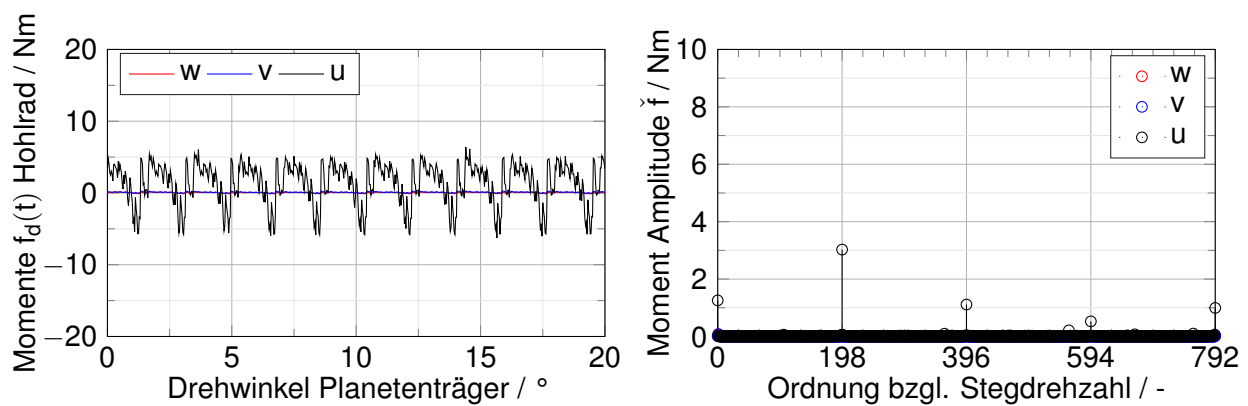


Abbildung 6.21: Low-Loss Variante: Momentenverläufe des veränderlichen Lastvektors $f_d(t)$ (links) und Spektrum mit den Amplituden $\hat{f}$ am Hohlrad für ein Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm mit elastischem Verzahnungsumfeld (rechts)

schen und den rotatorischen Richtungen am Hohlrad logarithmisch über der Frequenz von 0 bis 20 kHz dar. Die Berechnung wurde unter Berücksichtigung der Elastizitäten aus dem Gesamtsystem und der betriebspunktspezifischen Verzahnungs- und Lagersteifigkeiten durchgeführt. In den axialen Richtungen sind die größten Peaks in beiden Diagrammen im Frequenzbereich

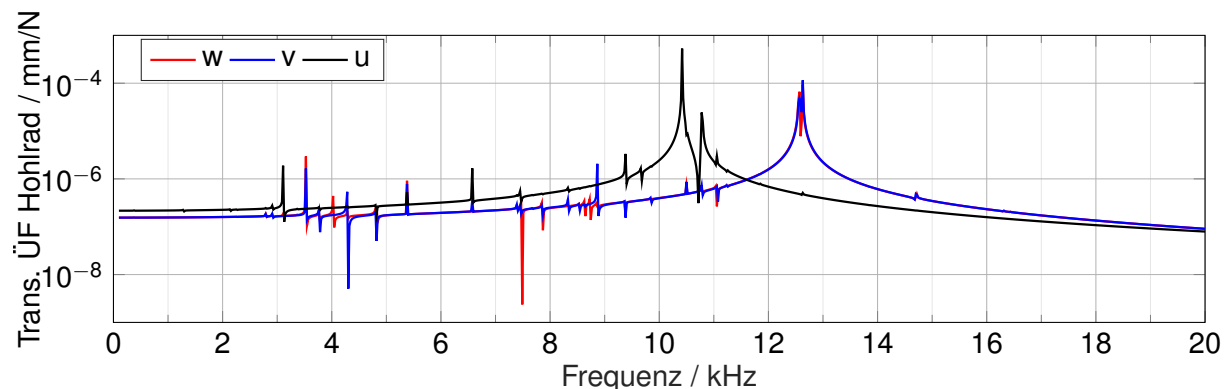


Abbildung 6.22: Translatorische Übertragungsfunktion am Hohlrad für ein Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm

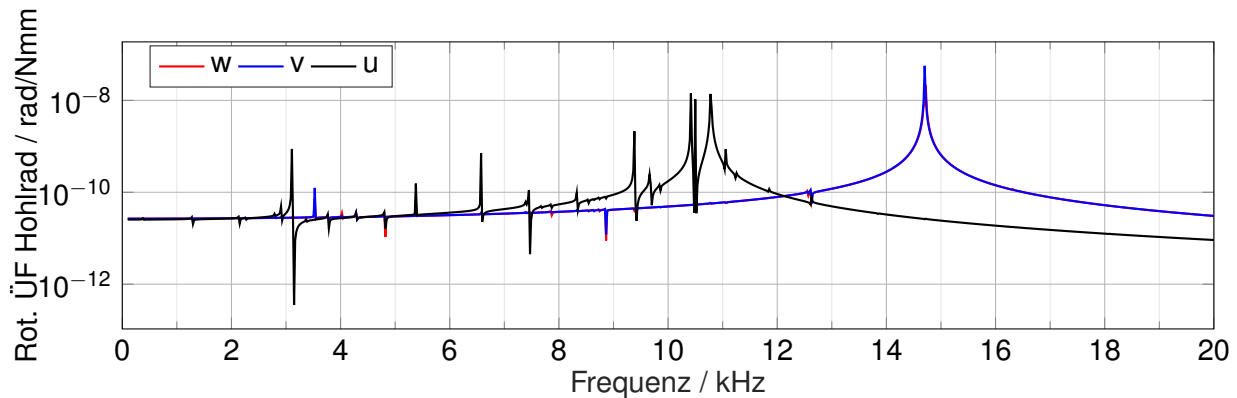


Abbildung 6.23: Rotatorische Übertragungsfunktion am Hohlrad für ein Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

zwischen 10 und 11 kHz zu verzeichnen, wobei der Peak bei ca. 10,4 kHz die größten Amplituden zeigt. In den radialen Richtungen dagegen ergeben sich ebenso Peaks in der Übertragungsfunktion bei ca. 12,6 kHz (translatorisch) und ca. 14,8 kHz. Hierbei sei erwähnt, dass die in Realität spielbehaftete Hohlradlagerung in radialer Richtung zur Durchführung einer statisch bestimmten Berechnung mit einer Steifigkeit versehen ist. Im Vergleich zur realen Lagerung ist in der Berechnung damit eine deutlich direktere Übertragung von Körperschall zu erwarten.

Abbildung 6.24 stellt die berechnete Eigenmode bei ca. 10,4 kHz in der Frontal- (links) und der Seitenansicht (rechts) dar. Neben der axialen Verlagerung des Hohlrades erfährt die Sonnenwelle deutliche axiale Verlagerungen in der dem Hohlrad entgegengesetzten Richtung. Überlagert werden die translatorischen Anteile der Eigenmode durch Rotationen in axialer sowie Verkippen der Planetenräder in radialer Richtung auf den Planetenbolzen.

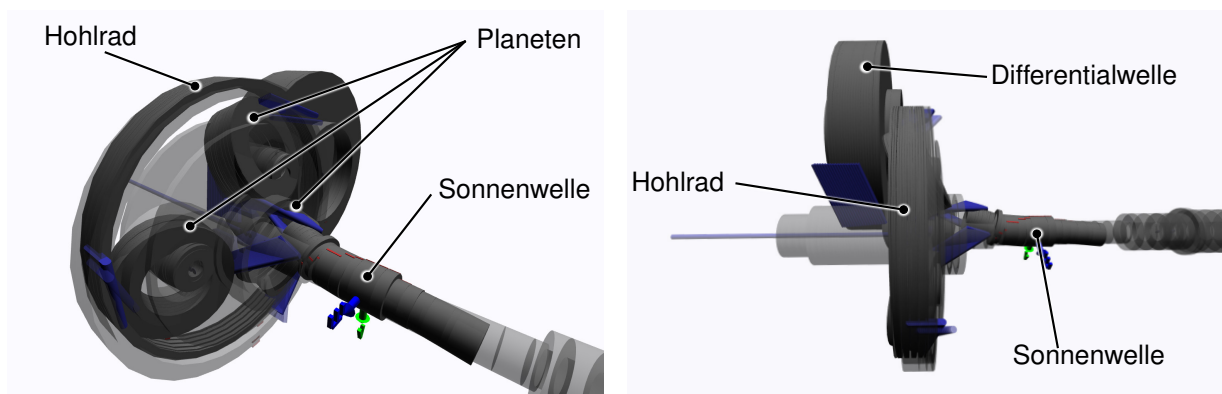


Abbildung 6.24: Frontansicht (links) und Seitenansicht (rechts) der Eigenmode des Hochdrehzahl-Planetengeriebes bei ca. 10,4 kHz

Im Vergleich zur Berechnung der Eigenfrequenzen von Planetengerieben z.B. nach Heider [Hei12] (vgl. Kapitel 2.4.5) weicht der berechnete Eigenwert bzw. die Eigenfrequenz der in Abbildung 6.24 gezeigten und bestimmenden Eigenmode deutlich von den durch die vereinfachten Modelle postulierten Eigenwerten ab. Das liegt daran, dass das hier genutzte Mo-

dell des Planetengetriebes im dreidimensionalen Raum beweglich ist, betriebspunktspezifische Verzahnungs- und Wälzlagersteifigkeiten nutzt sowie Einflüsse von Wellenbiegung und Torsion enthalten sind.

Zur Veranschaulichung zeigen die Abbildungen 6.25 und 6.26 die rotatorischen Übertragungsfunktionen des RIKOR-Modells von TG1 an der Sonnen- und einer Planetenwelle, jedoch ohne Wellen- und Lagerelastizitäten und mit den in Kapitel 2.4.5 beschriebenen Annahmen der Verzahnungssteifigkeiten. Die Randbedingungen in diesem Modell entsprechen damit dem vereinfachten Modell nach Heider, jedoch mit dem Unterschied, dass das RIKOR-Modell eine Schrägverzahnung beinhaltet. Da es sich nunmehr um einen reinen Torsionsschwinger handelt, ergeben sich lediglich rotatorische Eigenformen mit Amplituden in axialer Richtung. Bei der Eigenform mit der Frequenz 9,22 kHz handelt es sich um die von Heider vorhergesagte Mode mit großem Schwinganteil in den Kontakten Planeten-Hohlrad und bei der Eigenfrequenz von ca. 14,9 kHz um die Mode mit hohem Schwinganteil in der Verzahnung Sonne-Planeten, wobei die Schwingung dort in Phase erfolgt. Zusätzlich tritt eine Eigenfrequenz bei ca. 6,1 kHz auf, welche ebenso für die Kontakte Sonne-Planeten relevant ist und ein Gegeneinanderschwingen der Radkörper darstellt.

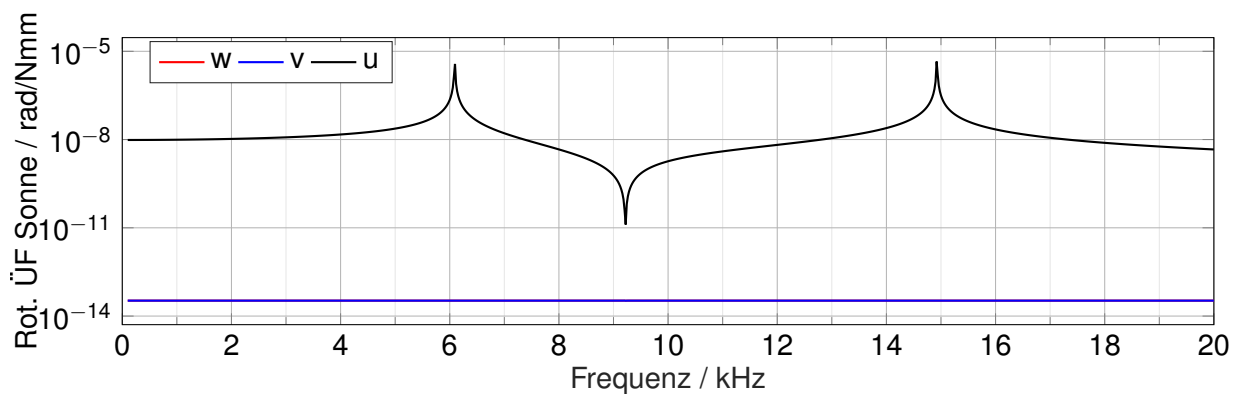


Abbildung 6.25: Rotatorische Übertragungsfunktion eines vereinfachten, reinen Torsionsmodells nach Heider [Hei12] an der Sonnenwelle

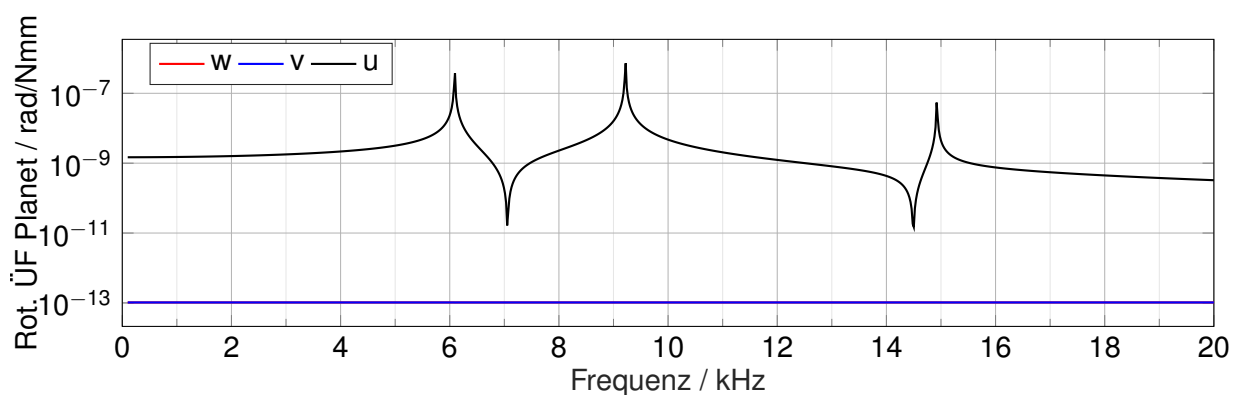


Abbildung 6.26: Rotatorische Übertragungsfunktion eines vereinfachten, reinen Torsionsmodells nach Heider [Hei12] an den Planeten

Das vereinfachte RIKOR-Modell steht damit in gutem Einklang mit den Schwingungsmodellen aus Heider [Hei12]. Weiterhin zeigt sich jedoch, dass die in den vereinfachten Modellen vernachlässigten Effekte der Wellenbiegungen, der betriebspunktspezifischen Lager- und Verzahnungssteifigkeiten sowie der dreidimensionalen Bewegungen der Körper im Raum die Gestalt der Übertragungsfunktion und damit das Schwingungsverhalten von Planetenstufen grundlegend verändern können.

6.3.3 Virtueller Drehzahlhochlauf zur Identifikation kritischer Drehzahlbereiche

Nach Formel 2.35 kann die ungedämpfte Systemantwort $x(\Omega)$ am Hohlrad durch Multiplikation der Übertragungsfunktion $V(\Omega)$ mit den Amplituden des veränderlichen Lastvektors $\check{f}(\Omega)$ bestimmt werden. Aus den Amplituden der harmonischen Schwingung $x_{kl}(\Omega)$ folgt anschließend der rechnerische Beschleunigungspegel für die translatorischen Freiheitsgrade

$$L_{a,kl} = 20 \cdot dB \cdot \log_{10} \left(\frac{10 \cdot v_{kl}(\Omega) \cdot \check{f}_{kl}(\Omega) \cdot \Omega^2}{a_0} \right) = 20 \cdot dB \cdot \log_{10} \left(\frac{10 \cdot x_{kl}(\Omega) \cdot \Omega^2}{a_0} \right), \quad (6.3)$$

sowie für die rotatorischen Freiheitsgrade auf Basis der Winkelbeschleunigung zu

$$L_{\alpha,kl} = 20 \cdot dB \cdot \log_{10} \left(\frac{10 \cdot v_{kl}(\Omega) \cdot \check{f}_{kl}(\Omega) \cdot \Omega^2}{\alpha_0} \right) = 20 \cdot dB \cdot \log_{10} \left(\frac{10 \cdot x_{kl}(\Omega) \cdot \Omega^2}{\alpha_0} \right). \quad (6.4)$$

$L_{a,kl}$	Beschleunigungspegel am Freiheitsgrad k,l	v_{kl}	Übertragungsfunktion am Freiheitsgrad k,l
$\check{f}_{kl}$	Amplitude des schwankenden Lastvektors	Ω	Erregerkreisfrequenz
a_0	Bezugswert $a_0 = 10^{-6} \frac{m}{s^2}$	$L_{\alpha,kl}$	Beschleunigungspegel am Freiheitsgrad k,l
α_0	Bezugswert $\alpha_0 = 10^{-10} \frac{rad}{s^2}$		

Zur Berechnung eines virtuellen Hochlaufs werden die Ordnungsspektren des schwankenden Lastvektors $\check{f}_{kl}$ am Hohlrad aus Kapitel 6.3.1 mit der Antriebsdrehzahl skaliert und so für jede Drehzahlstufe ein neues Anregungsspektrum im Frequenzbereich berechnet. Mit den Formeln 6.3 und 6.4 folgt dann für jede Drehzahlstufe ein Frequenzspektrum der ungedämpften Beschleunigungspegel in rotatorischer und translatorischer Richtung.

Abbildung 6.27 zeigt die Frequenzdiagramme des virtuellen Hochlaufs für die Referenzvariante bei einem Antriebsmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ in den translatorischen (links) und rotatorischen (rechts) Richtungen. Die 1. ZEO tritt bei der 150. SO auf, trifft bei ca. 30.000 1/min auf die in der Berechnung dominante Eigenfrequenz bei ca. 10,4 kHz und führt dort zur Resonanz. Zusätzlich treten Vorresonanzen auf, wenn die Eigenfrequenz durch die höherharmonischen ZEO angeregt wird. Ferner zeichnet sich die radiale Eigenfrequenz bei ca. 12,6 kHz ab, zeigt jedoch kleinere Beschleunigungspegel. Die Anregung von Stufe zwei aus TG1 ist schwach sichtbar mit der 24. SO. Im Fall des rotatorischen Frequenzdiagramms stellt sich eine deutliche Dominanz der Eigenfrequenz bei 10,4 kHz dar, was auf die großen Amplituden in der Übertragungsfunktion und im veränderlichen Lastvektor in axialer Richtung zurückzuführen ist.

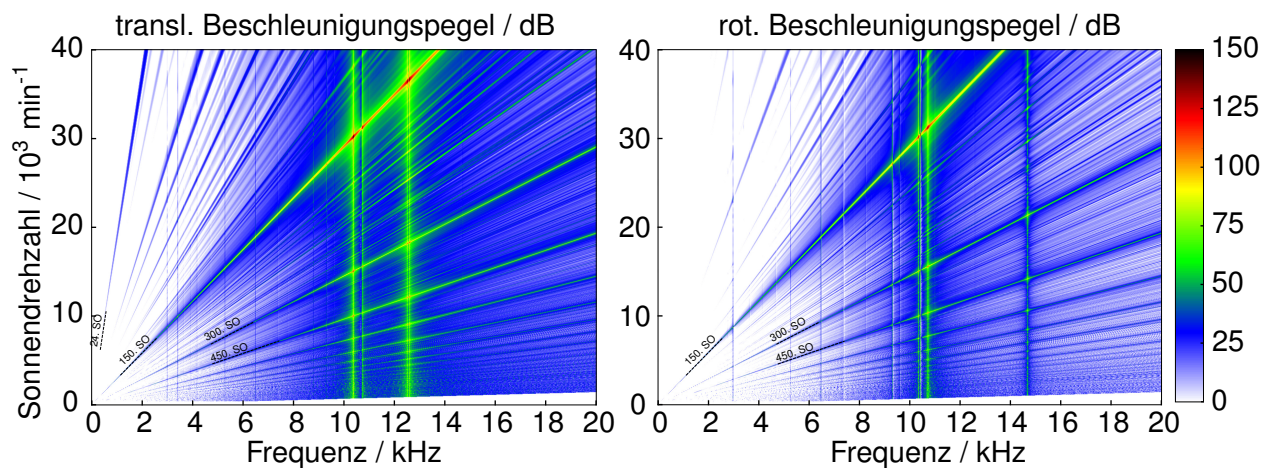


Abbildung 6.27: Referenzvariante: Translatorisches (links) und rotatorisches Frequenzdiagramm eines virtuellen Drehzahlhochlaufs bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

Die translatorischen und rotatorischen Frequenzdiagramme für die NVH-optimierte Variante sind in Abbildung 6.28 gezeigt. Aufgrund der deutlich verringerten Anregung in den axialen Richtungen ergeben sich sowohl in den translatorischen als auch in den rotatorischen Richtungen deutlich kleinere resultierende Beschleunigungspegel im Bereich der Eigenfrequenz bei 10,4 kHz. Die Resonanz tritt aufgrund der etwas kleineren Zähnezahlszahl bei leicht höheren Drehzahlen auf. Außerdem stellen sich aufgrund der sequentiellen Eingriffsfolge verstärkte Seitenbänder ein und die eigentliche ZEO bei der 136. SO wird unterdrückt.

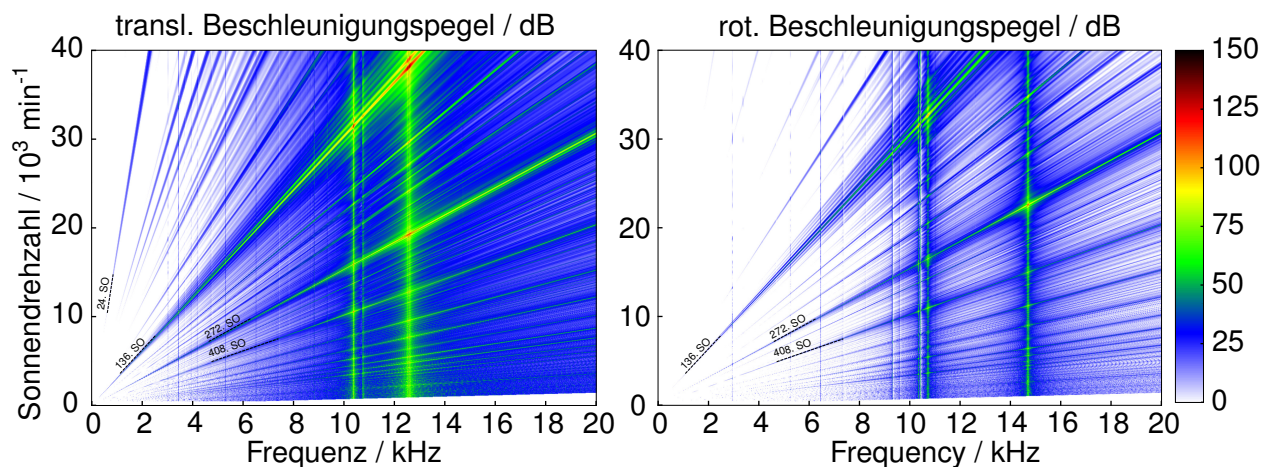


Abbildung 6.28: NVH-optimierte Variante: Translatorisches (links) und rotatorisches Frequenzdiagramm eines virtuellen Drehzahlhochlaufs bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

Im Fall der Low-Loss-Verzahnung kommt das System aufgrund der deutlich höheren Zähnezahlszahlen bereits bei ca. 22.000 1/min in Resonanz. Ansonsten verhält sich die Verzahnung aufgrund der ebenso symmetrischen Eingriffsfolge und ähnlichem Spektrum der veränderlichen Lagerkräfte und Drehmomente am Hohlrad ähnlich zur Referenzvariante, wobei eine verstärkte Ausprägung von Seitenbändern über einen weiten Bereich des Campbell-Diagramms zu verzeichnen ist. Abschließend sind in Tabelle 6.2 die Maximalwerte der ungedämpften Beschleu-

nigungspegel für die drei Verzahnungsvarianten dargestellt. Die höchsten Werte erreicht die Referenzvariante sowohl in translatorischer als auch in rotatorischer Richtung. Die maximalen Beschleunigungspegel der NVH-optimierten Variante liegen in der translatorischen Richtung um 13,9 dB und in der rotatorischen um 13,7 dB unter der Referenzvariante. Wie bereits bei der berechneten Anregung am Hohlrad reiht sich die Low-Loss-Variante beim max. Beschleunigungspegel zwischen der Referenz- und der NVH-optimierten Variante ein.

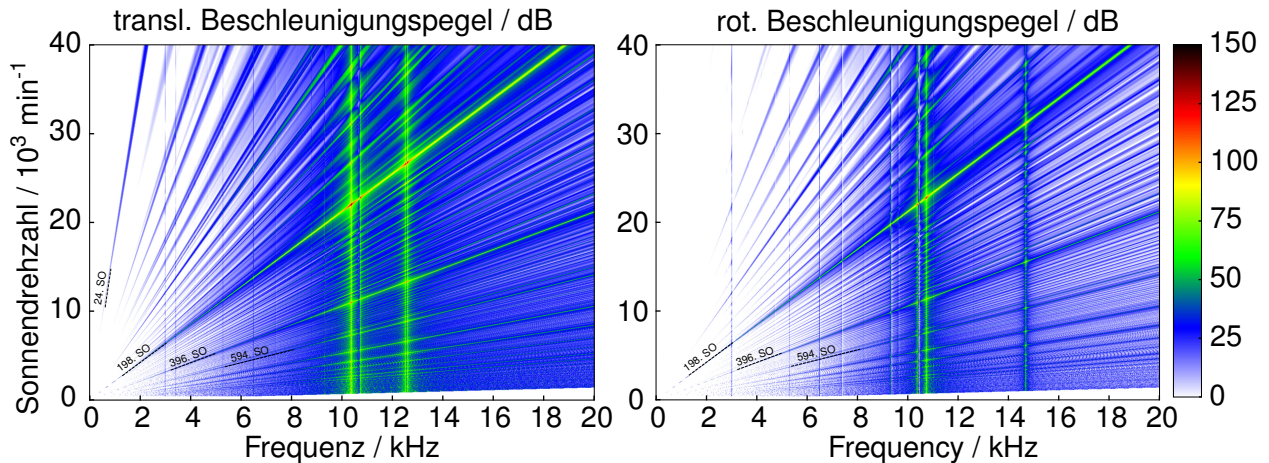


Abbildung 6.29: Low-Loss-Variante: Translatorisches (links) und rotatorisches Frequenzdiagramm eines virtuellen Drehzahlhochlaufs bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

Tabelle 6.2: Maximalwerte der berechneten, ungedämpften translatorischen und rotatorischen Beschleunigungspegel am Hohlrad

	max. Beschleunigungspegel / dB	
	translatorisch	rotatorisch
Referenz	152,4	133,3
NVH-optimiert	138,5	119,7
Low-Loss	146,8	127,5

6.4 Verzahnungs-Mikrogeometrien des Hochdrehzahl-Planetengetriebes

Tabelle 6.3 führt die Mikrogeometrie der drei Verzahnungsvarianten des Planetengetriebes sowie von Stufe 2 auf. Alle Verzahnungen in TG1 sind weich profilgeschliffen, einsatzgehärtet und anschließend hart profilgeschliffen. Das Hohlrad ist wie auch die Sonnenritzel in der NVH-optimierten und der Low-Loss-Variante unkorrigiert. Die Breitenkorrekturen basieren auf Berechnungen mit der FVA-Software RIKOR [Wei21] und haben zum Ziel, eine gleichmäßige Lastverteilung über der Zahnbreite in einem weiten Betriebsbereich sicherzustellen. Zum Ausgleich der Planetenverkipfung, welche durch das Kippmoment aus den axialen Verzahnungskräften resultieren, sind Schrägungswinkelkorrekturen an den Planetenrädern vorgesehen. Weiterhin erfolgt eine Entlastung der Stirnkanten durch symmetrische und kreisförmige Breitenballigkeit.

Tabelle 6.3: Mikrogeometrie der Verzahnungsvarianten des Planetengetriebes und von Stufe 2 in TG1

		$C_{\alpha a}/\mu\text{m}$		$C_{\alpha}/\mu\text{m}$		$C_{H\beta}/\mu\text{m}$		$C_{\beta}/\mu\text{m}$	
		links	rechts	links	rechts	links	rechts	links	rechts
Referenz	Sonne	2 (36 % ES)	2 (36 % ES)	-	-	-	-	-	-
	Planet	6 (36 % ES)	6 (36 % ES)	-	-	24	-24	5	5
NVH-optimiert	Planet	-	-	3	3	30	-30	5	5
Low-Loss	Planet	-	-	3	3	25	-25	5	5
Stufe 2	Ritzel	7 (27 % ES)	7 (27 % ES)	-	-	-10	-30	8	8
	Rad	5 (25 % ES)	5 (25 % ES)	-	-	-	-	-	-

ten der Planetenräder sowie am Ritzel von Stufe 2. Im Fall von Stufe 2 und der Referenzvariante sind Kopfrücknahmen an Ritzel und Rad umgesetzt, welche mit der FVA-Software DZP und DZPopt [Uta19] ausgelegt wurden. Im Fall der NVH-optimierten und der Low-Loss-Variante wurde auf Kopfrücknahmen verzichtet, da die sehr geringen Korrekturbeträge aus der in DZPopt durchgeführten Optimierung im Bereich der Fertigungsgenauigkeit von $2\ \mu\text{m}$ liegen. Diese Verzahnungen sind daher alternativ mit einer kleinen symmetrischen und kreisförmigen Profilballigkeit versehen, um eine Profil-Hohlballigkeit der gefertigten Bauteile zu vermeiden.

7 Prüfstands Aufbau, eingesetzte Messtechnik und Versuchsablauf

Im Rahmen der Arbeit erfolgten umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens des Hochdrehzahl-Getriebes sowie zur Validierung der in Kapitel 6.3 vorgestellten erweiterten stationären Störungsrechnung des Schwingungsverhaltens. Die Versuche fanden auf dem Universalprüfstand der Forschungsstelle statt. Der mechanische und elektrische Grundaufbau des Prüfstandes wurde maßgeblich von Pointner entwickelt und ist in [Poi21] beschrieben. Nachfolgend werden der Prüfstands Aufbau, der generelle Versuchsablauf sowie die eingesetzte Messtechnik erläutert.

7.1 Hochdrehzahl-Prüfstand der Forschungsstelle

Der Hochdrehzahl-Prüfstand ist als elektrischer Verspannkreislauf konzipiert und in Abbildung 7.1 gezeigt. Im Zentrum des Aufbaus befindet sich das in Kapitel 5.2 vorgestellte Hochdrehzahl-Getriebe als Prüfgetriebe. Die Antriebsmaschinen sind im Prüfstandsbetrieb drehmomentgeregelt und jeweils in einer Pendelvorrichtung gelagert, welche zur Erfassung des Antriebsmoments für die Wirkungsgraduntersuchungen von Morhard [Mor21] dient. Die drehzahlgesteuerten Belastungsmaschinen 1 und 2 werden als Generatoren betrieben, deren generierte Leistung in den elektrischen Kreislauf zurückgespeist wird.

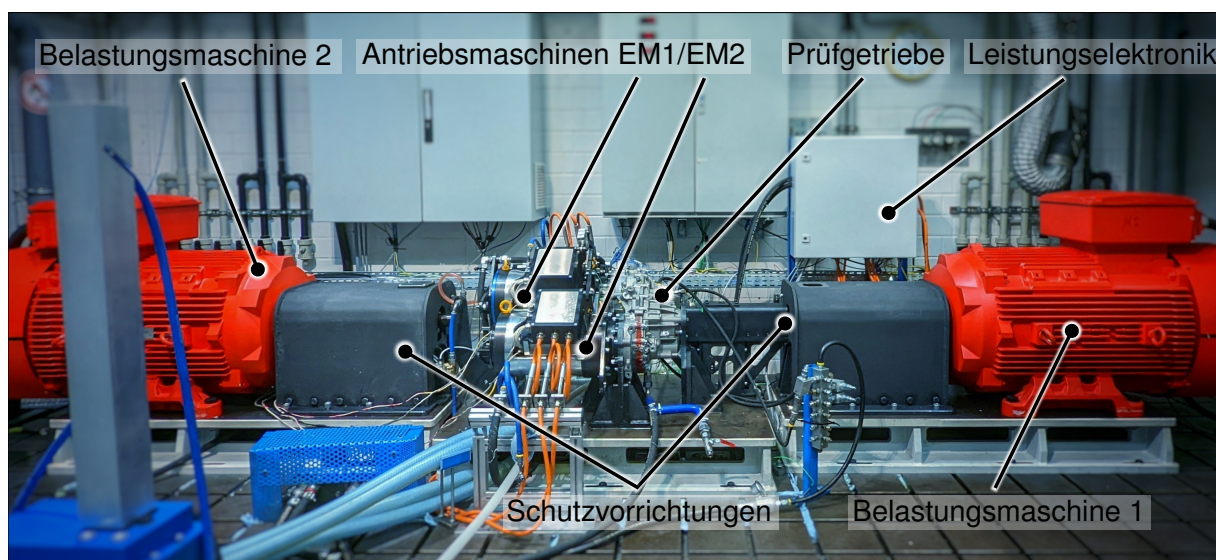


Abbildung 7.1: Hochdrehzahl-Prüfstand der Forschungsstelle zur Erprobung des Hochdrehzahl-Antriebsstrangs

Für den Einsatz auf dem Hochdrehzahl-Prüfstand wird die in Kapitel 5.1 beschriebene Topologie des Hochdrehzahl-Getriebes leicht modifiziert. Abbildung 7.2 zeigt den mechanischen Aufbau mit den Antriebsmaschinen, dem Prüfgetriebe sowie den Belastungsmaschinen. Die Rotorwelle wird in der Prüfstandskonfiguration zweiteilig ausgeführt und jeweils separat gelagert. Der Kraftschluss zwischen den Getriebe-Eingangswellen und den Rotorwellen erfolgt über Balgkupplungen. Die Rotorwellen der EM und die Ritzelwellen der Teilgetriebe sind nach

DIN ISO 21940-11 [ISO16a] jeweils mit einer Wuchtgüte von G2,5 ausbalanciert. Im Prüfstandsbetrieb werden die Teilgetriebe durch PMSM angetrieben, wodurch maximale Antriebsdrehzahlen von 50.000 1/min an beiden Teilgetrieben möglich sind. Bis auf die Ausführung der Getriebe-Eingangs- und Rotorwellen ist das Prüfgetriebe identisch zum in Kapitel 5.1 beschriebenen Hochdrehzahl-Getriebe.

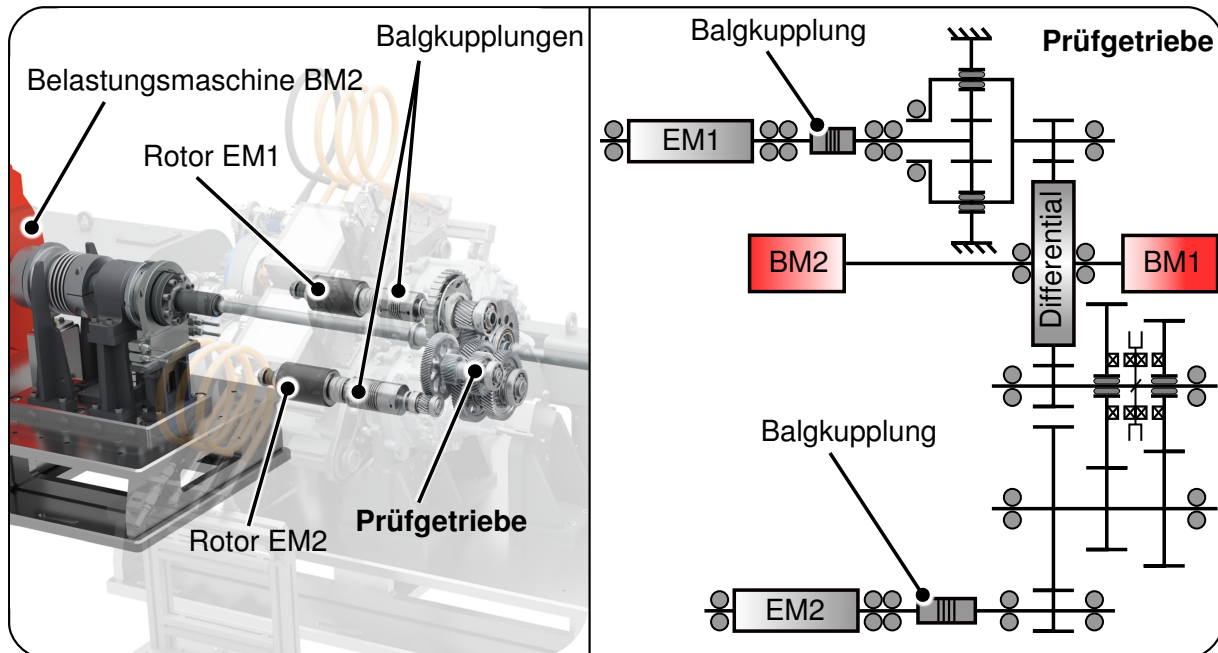


Abbildung 7.2: Ansicht des Prüfgetriebes im Prüfstandsaufbau (links) sowie schematische Darstellung des Hochdrehzahl-Getriebes in der Prüfstandskonfiguration (rechts)

7.2 Messtechnik zur Beschleunigungsmessung am Getriebegehäuse

Die Beurteilung des Schwingungsverhaltens des Hochdrehzahl-Getriebes erfolgt im Rahmen dieser Arbeit in Form von Körperschallmessungen an verschiedenen Stellen auf dem Getriebegehäuse. Aufgrund des geringen Bauraumes ist eine Erfassung der Torsionsbeschleunigungen direkt an den Radkörpern oder die Messung der Drehwegabweichung über Drehwinkelsensoren in diesem Praxisgetriebe nicht möglich. Abbildung 7.3 zeigt die Messkette vom Piezo-Beschleunigungssensor bis zur Auswertung der Messdaten auf dem Auswerterechner. Als Sensoren kommen einachsige Beschleunigungssensoren vom Typ Brüel&Kjaer 4518 zum Einsatz, welche nach dem piezoelektrischen Prinzip arbeiten, eine Empfindlichkeit von $1,026 \text{ mV/ms}^{-2}$ besitzen und sich generell durch eine Sensorantwort hoher Güte auszeichnen. Die hohe Eigenfrequenz der Sensoren von ca. 45 kHz ermöglicht die Erfassung eines breiten Spektrums von 1 bis 20 kHz, welches den hörbaren Frequenzbereich abdeckt und damit zur Bewertung der Verzahnungsanregung auch für den Anwendungsfall des Hochdrehzahl-Getriebes bis zur maximalen Drehzahl geeignet ist. Der gesicherte Messbereich der Sensoren reicht bis $\pm 500 \text{ g}$ bzw. mit der genannten Empfindlichkeit bis zu einer Ausgangsspannung von $\pm 5 \text{ V}$. Die maximale Ausgangsspannung der Sensoren wiederum beträgt $\pm 10 \text{ V}$. Durch die genutzte Abtastfrequenz

von 100 kHz ist nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem [Sha49] eine Auswertung im Frequenzbereich von bis zu 20 kHz problemlos möglich. Die Sensoren werden zur elektrischen Entkoppelung auf Kunststoffplättchen geschraubt und diese auf die Gehäuseoberfläche geklebt. Ein an der Abtriebswelle des Prüfgetriebes positionierter Induktivgeber zeichnet die Drehzahl synchron zu den Beschleunigungsmessdaten auf. Durch den Messverstärker erfolgt die Stromversorgung des Vorverstärkers in den Sensoren sowie eine weitere Verstärkung der Sensorsignale. Zur Vermeidung des Aliasing-Effekts wird im genannten Messverstärker weiterhin ein analoger Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 30 kHz eingesetzt. Die weiterführende Messkette mit Messverstärker und Controller im Messrechner inklusive Messkarte entspricht im Wesentlichen dem Aufbau, welchen Heider in [Hei12] nutzt und beschreibt. Gwinner [Gwi17a] und Kohn [Koh18] führen mit diesem Aufbau in ihren Arbeiten ebenso Körperschalluntersuchungen an Getriebesystemen durch. Über ein in LabVIEW [NI09] implementiertes Messprogramm erfolgt die Steuerung der Messdatenerfassung sowie die Ausgabe der Messdaten im Zeitbereich und TDMS-Format. Die TDMS-Dateien der Prüfläufe werden anschließend mithilfe eines in MATLAB [Mat21] umgesetzten Programms ausgewertet, um Frequenz- und Ordnungsdiagramme oder sonstige Auswertungen im Zeit- oder Frequenzbereich zu erstellen (siehe Kapitel 7.6).

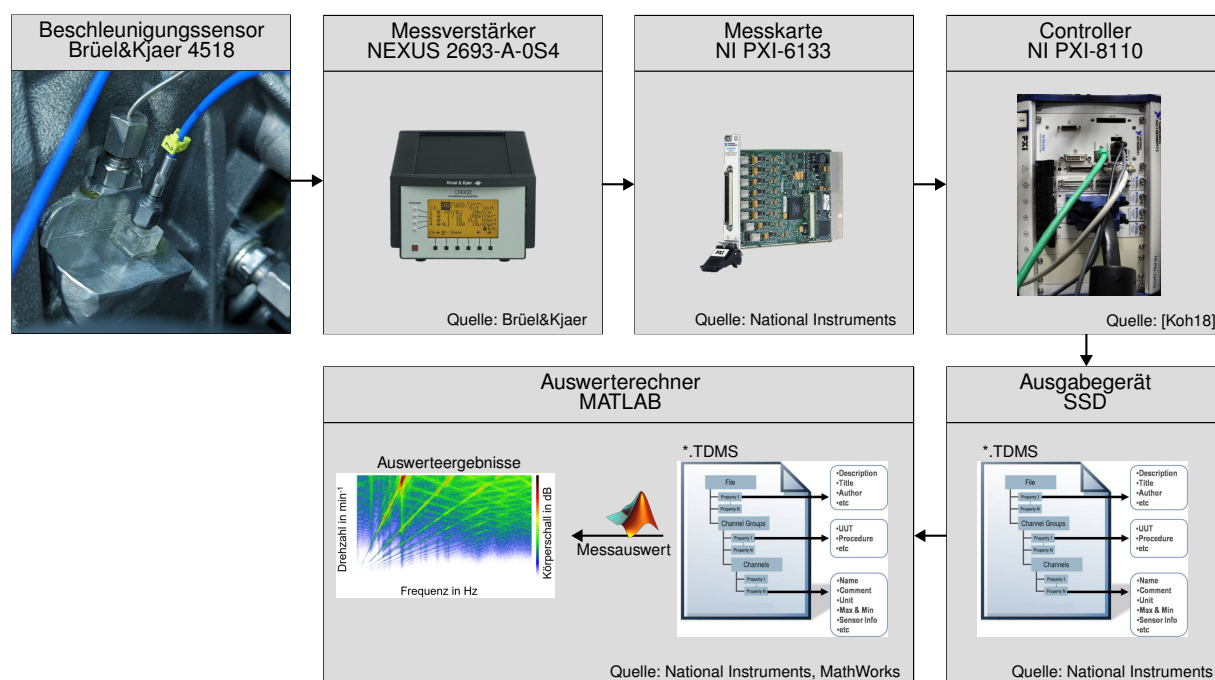


Abbildung 7.3: Messkette zur Erfassung der Körperschallbeschleunigungen am Getriebegehäuse bis zur Auswertung der Messsignale

7.3 Unsicherheit der Körperschallmessungen

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Bewertung des Schwingungsverhaltens des Prüfgetriebes sowie der Prüfverzahnungen anhand der erhobenen Körperschallmessungen. Um einen Vergleich zwischen den Prüfverzahnungen und generell belastbare Aussagen zu den

erhobenen Messdaten auch über einem breiten Frequenzspektrum tätigen zu können, ist eine Abschätzung des Messfehlers der eingesetzten Messtechnik durchzuführen. Da die beschriebene Messkette aus Abbildung 7.3 im Wesentlichen der von Gwinner [Gwi17a] genutzten Messkette zur Körperschallmessung entspricht, stützt sich die Messunsicherheitsbetrachtung im Wesentlichen auf die Worst-Case-Abschätzung der gemessenen Pegel nach Gwinner [Gwi17a]. Die relative Abweichung e des Messwertes vom physikalisch vorliegenden Wert führt zu einem konstanten, gepegelten Messfehler L_e , der in der gemessenen Pegelgröße L_z beinhaltet ist:

$$L_z = 20 \cdot \text{dB} \cdot \log_{10} \frac{z_w \cdot (1 \pm e)}{z_0} = 20 \cdot \text{dB} \cdot \log_{10} \frac{z_w}{z_0} + 20 \cdot \text{dB} \cdot \log_{10}(1 \pm e) = L_{z_w} + L_e \quad (7.1)$$

L_z	dB	Gemessene Pegelgröße z	z_w	V	Wahre Messgröße
e	-	Relativer Fehler einer Messgröße	z_0	V	Bezugswert der Messgröße z
L_e	dB	Gepegelter Messfehler	L_{z_w}	dB	Wahrer gepegelter Messwert

Im Gegensatz zu den Untersuchungen von Gwinner kommt ein anderer Messverstärker zum Einsatz, der jedoch wie im Fall von Gwinner eine Messungenauigkeit von 1 % aufweist. Für die Genauigkeiten von Messkarte und Beschleunigungssensoren werden ebenso analog zu Gwinner Messungenauigkeiten von 1 % angenommen, wodurch sich eine Gesamtabweichung von $e = 3 \%$ ergibt. Nach Formel 7.1 ist damit eine gepegelte Messungenauigkeit von $L_e = \pm 0,26 \text{ dB}$ zu erwarten. Zur weiteren Absicherung der Reproduzierbarkeit und zur Unsicherheitsbetrachtung wurden Wiederholungsmessungen durchgeführt, die in Hochläufen bis 23.000 1/min mit identischen Prüfbedingungen eine mittlere Abweichung im Summenpegel von $L_{e, \text{Mess.}} = 0,21 \text{ dB}$ zeigen. Die gemessene mittlere Abweichung liegt damit im Bereich der abgeschätzten Unsicherheit und weit unter den in Kapitel 8 dargestellten gemessenen Körperschallpegeln.

7.4 Positionierung der Beschleunigungssensoren

Die Beschleunigungssensoren werden für die Untersuchungen zum Schwingungsverhalten an verschiedenen Stellen auf dem Getriebegehäuse positioniert. Im Fokus der Analysen steht dabei das Hochdrehzahl-Planetengeräte, weshalb nachfolgend näher auf die Sensorpositionen von TGI eingegangen wird. Die Positionierung der Sensoren ist in Abbildung 7.4 gezeigt und erfolgt so, dass das Schwingungsverhalten von TGI möglichst ganzheitlich erfasst werden kann. Die Sensoren Ch1 - Ch3 sind im Abstand von ca. 120° um das Hohlrad auf der Gehäuseoberfläche angebracht und ermöglichen damit eine umfassende Darstellung des Schwingungsverhaltens des Planetengerätes.

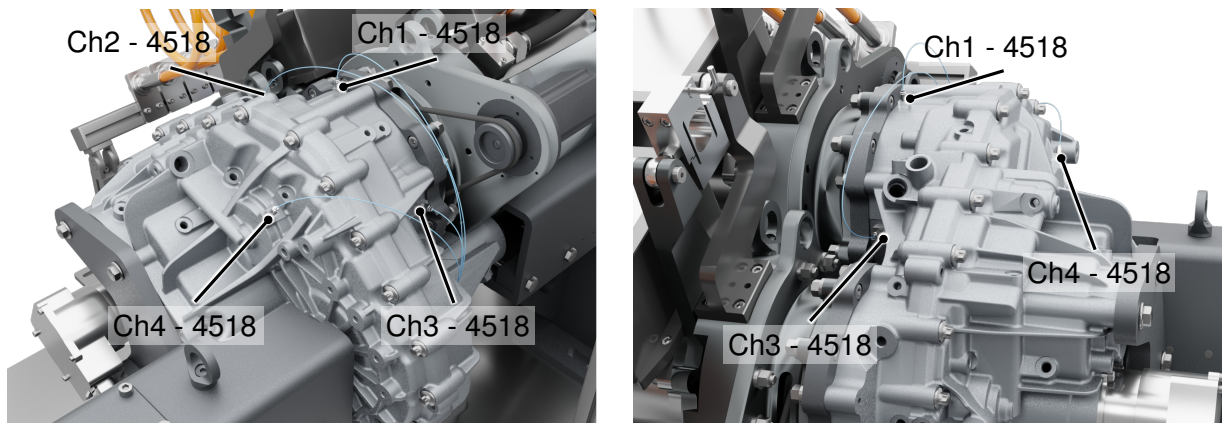


Abbildung 7.4: Messpositionen auf dem Getriebegehäuse für Körperschalluntersuchungen von TGI

Sensor Ch4 ist möglichst nahe am Festlager des Planetenträgers und in Richtung der Eingriffslinie von Stufe 2 von TGI im Zugbetrieb positioniert. Sensor Ch2 eignet sich damit zur Bewertung des Anregungsverhaltens von Stufe 2 sowie zur Analyse möglicher Wechselwirkungen zwischen der schnell drehenden Planetenstufe und der nachfolgenden Stirnradstufe. Zur übersichtlichen Darstellung der Messergebnisse werden in Kapitel 8 die Messdaten der Sensoren Ch1 und Ch4 verwendet. Die genaue Positionierung dieser Sensoren bezüglich der Verzahnungen ist zusätzlich in der Schnittansicht von TGI in Abbildung 7.5 gezeigt. Die Abbildung verdeutlicht, dass die Sensoren unmittelbar über der Steckverzahnung des Hohlrades zum Gehäuse bzw. über dem Rillenkugellager des Planetenträgers appliziert sind.

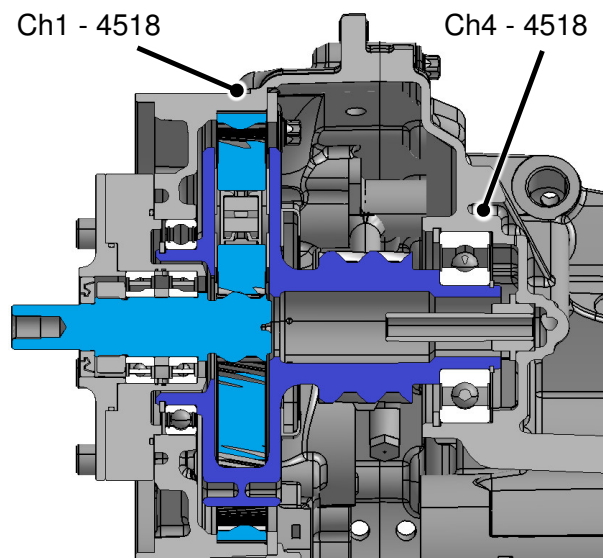


Abbildung 7.5: Schnittansicht von TGI mit den Sensorpositionen Ch1 und Ch4

7.5 Versuchsprogramm und Prüfbedingungen

Die Beschleunigungsmessungen am Getriebegehäuse finden während linearer und kontinuierlicher Drehzahlhochläufe mit konstantem Antriebsmoment unterschiedlicher Größe statt. Bild 7.6 stellt links das Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld der PMSM und das Mess-Kennfeld mit den durchgeführten Messungen sowie rechts den Drehzahl- und Drehmomentverlauf einer exemplarischen Hochlaufmessung bei 20 Nm Antriebsdrehmoment dar. Die Drehzahlhochläufe werden jeweils bei einer Sonnendrehzahl von 400 1/min gestartet, bei der zuvor das Drehmoment aufgebracht wird. Die dargestellte Versuchsreihe wird so für die Referenz- und NVH-optimierte Variante ausgeführt, während für die Low-Loss-Variante Stichversuche durchgeführt werden.

Zunächst durchläuft das Prüfgetriebe vor den Beschleunigungsmessungen ein mehrstündiges Einlaufprogramm zur Einglättung der im Neuzustand montierten Zahnflanken und Wälzlagerbahnen. Die Ölversorgung erfolgt über eine Einspritzschmierung mit einem Trockensumpf bei einer Öleinspritztemperatur von 40 °C. Betriebsbereiche mit maximalen Leistungen können aufgrund der thermischen Bedingungen in den E-Maschinen nicht über die erforderliche Dauer gehalten werden und sind daher in der Rasterung ausgenommen.

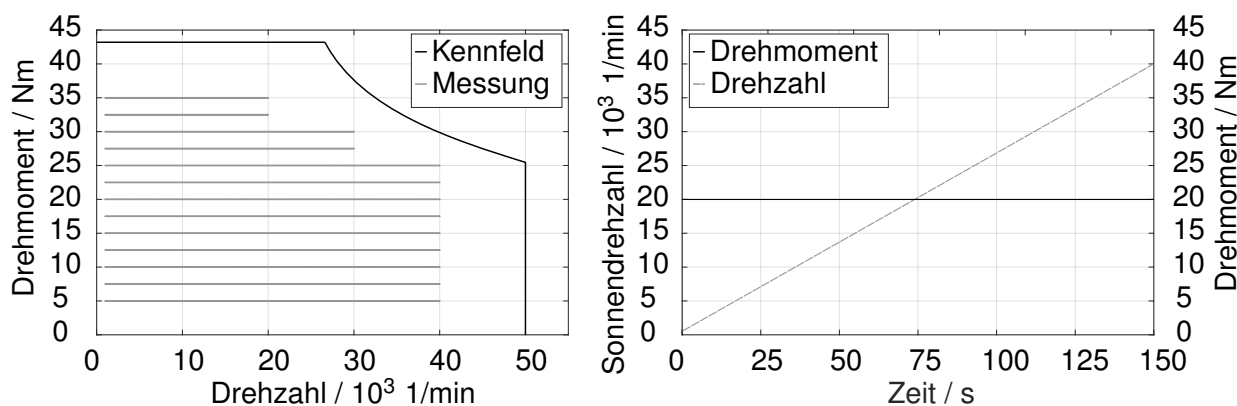


Abbildung 7.6: Kennfeld der PMSM mit durchgeführten Messungen (links) sowie ein beispielhafter Verlauf der Drehzahl- und des Drehmoments eines Prüflaufs

7.6 Methoden zur Auswertung der Beschleunigungssignale

Die Auswertung der gemessenen Beschleunigungssignale erfolgt mit einem an das Kennwert-hauptprogramm [Uta14] der Forschungsstelle angelehnten Programm. Basis der Auswertung ist zunächst eine FFT mit einer Hanning-Fensterung [Bla58, Har78] zur Überführung der Rohdaten vom Zeit- in den Frequenzbereich. Bei Bedarf kommt zur Anpassung der Blocklänge bei der FFT Resampling oder Zero-Padding zum Einsatz. Die resultierenden Frequenzanteile werden anschließend nach

$$L_k = 20 \cdot \text{dB} \cdot \log_{10} \left(\frac{a_w \cdot 10^{-3}}{a_0} \right) \quad (7.2)$$

L_k	dB	Körperschallpegel	a_w	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Amplitude der gemessenen Beschleunigung
a_0	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Bezugswert $a_0 = 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$			

gepegelt. Alle Auswertungen werden mit 1000 diskreten Drehzahlstufen bei einer Ordnungsauflösung von 0,3 und einer Frequenzauflösung von 15 Hz im Frequenzbereich von 0 bis 20.000 Hz durchgeführt. Zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens des Hochdrehzahl-Getriebes kommen insbesondere die folgenden Auswerte- und Darstellungsmethoden zum Einsatz.

Campbell-Diagramm in Frequenz- und Ordnungsdarstellung

Die mit den oben beschriebenen Methoden erstellten Spektren der Beschleunigungsmessungen werden für jeden Drehzahlschritt bzw. für definierte Zeitfenster ermittelt und in Form von

Campbell-Diagrammen über der Drehzahl dargestellt. Diese Auswertemethode erlaubt die Identifikation kritischer Drehzahl- und Frequenzbereiche. Im Frequenzdiagramm erscheinen mit der Drehzahl skalierende Anregungsmechanismen in Form von Ursprungsgeraden. Die Frequenzdarstellung eignet sich speziell zur Beurteilung kritischer Eigenfrequenzen, da diese hier als vertikale Bänder erscheinen. In der Ordnungsdarstellung sind drehzahlproportionale Anregungen vertikal angeordnet, was die Beurteilung dieser Phänomene bezüglich kritischer Drehzahlbereiche vereinfacht. Struktureigenfrequenzen besitzen im Ordnungsdigramm eine hyperbelartige Form.

Gemittelttes Frequenz- und Ordnungsspektrum

Zur ganzheitlichen Beurteilung der bestimmenden Anregungsquellen im System kann eine Mittelung der für die Campbell-Diagramme berechneten Einzelspektren erfolgen. Hierzu werden die ungepegelten Amplituden der Spektren jeder Drehzahlstufe gemittelt und anschließend die Pegelung durchgeführt. Im Fall der Drehzahlhochläufe ist das Ergebnis der Mittelung dann ein gemittelttes Spektrum über der Drehzahl in Frequenz- oder Ordnungsdarstellung.

Pegelverläufe beliebiger Anregungsordnungen über der Drehzahl

Die ermittelten Einzelspektren aller Drehzahlstufen können auch genutzt werden, um Amplituden- bzw. Pegelverläufe beliebiger Anregungsordnungen wie Zahneingriffsordnungen, Rotorordnungen oder beliebige andere Motorordnungen zu isolieren und über der Drehzahl darzustellen. Hierdurch können die bestimmenden Anregungsquellen über der Drehzahl identifiziert und nebeneinander dargestellt werden.

8 Dokumentation und Diskussion der Messergebnisse zum Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Getriebes

In diesem Kapitel erfolgen die Dokumentation und anschließende Diskussion zum Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Getriebes anhand der Messergebnisse am Hochdrehzahl-Prüfstand für die verschiedenen Verzahnungsvarianten mit einem Vergleich zu den in Kapitel 6.3 gezeigten Berechnungsergebnissen. Zunächst wird das Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengetriebes allgemein charakterisiert.

8.1 Grundlegende Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von TG1

Zur grundlegenden Charakterisierung des Schwingungsverhaltens des Hochdrehzahl-Getriebes dient ein Drehzahlhochlauf bis 50.000 1/min Sonnendrehzahl in der Konfiguration mit beiden Teilgetrieben und im gleichzeitigen Zugbetrieb beider Teilgetriebe mit einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm. Abbildung 8.1 zeigt die Einhüllende des Signalverlaufs von Sensor Ch1 über der Sonnendrehzahl. Die gemessene Signalspannung kann mit der in Kapitel 7.2 beschriebenen Sensorempfindlichkeit in eine Beschleunigung umgerechnet werden. Während der Signalverlauf zunächst eine kontinuierliche und stetige Zunahme der Messwerte bis ca. 30.000 1/min zeigt, nimmt das Anregungsniveau im Drehzahlbereich zwischen 30.000 und 35.000 1/min und anschließend insbesondere ab 40.000 1/min stark zu. Der gesicherte Messbereich der Sensoren (vgl. Kapitel 7.2) wird ab ca. 40.000 1/min mit gemessenen Beschleunigungswerten von bis zu über ± 800 g deutlich überschritten und der Sensor damit übersteuert. Abbildung 8.2 zeigt den Körperschallpegel zum in Abbildung 8.1 gezeigten Signalverlauf in Frequenz- (links) und Ordnungsdarstellung (rechts). Es sind deutliche Resonanzerscheinungen der ZEO des Planetengetriebes im Frequenzbereich von 10 bis 14 kHz zu sehen. Die 1. ZEO tritt aufgrund der Zähnezah im Hohlrad bei der 150. SO auf, die 2. und 3. ZEO entsprechend bei der 300. und 450. SO. Auffällig sind Peaks mit großen Anregungspegeln im Drehzahlbereich über 40.000 1/min und im niedrigen Frequenzbereich (≈ 0 bis 2 kHz), welche maß-

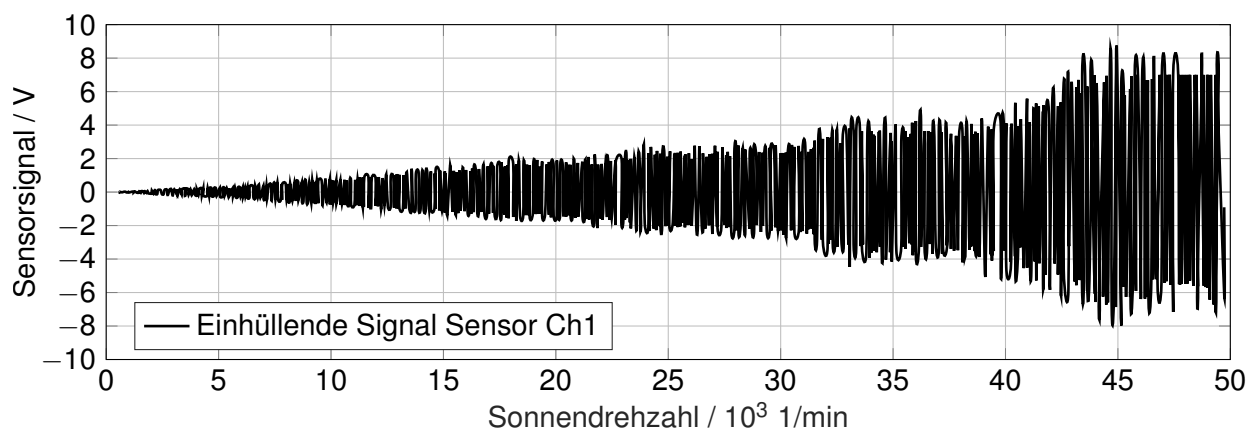


Abbildung 8.1: Referenzvariante: Einhüllende des Signalverlaufs von Sensor Ch1 eines Drehzahlhochlaufs bei konstantem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$

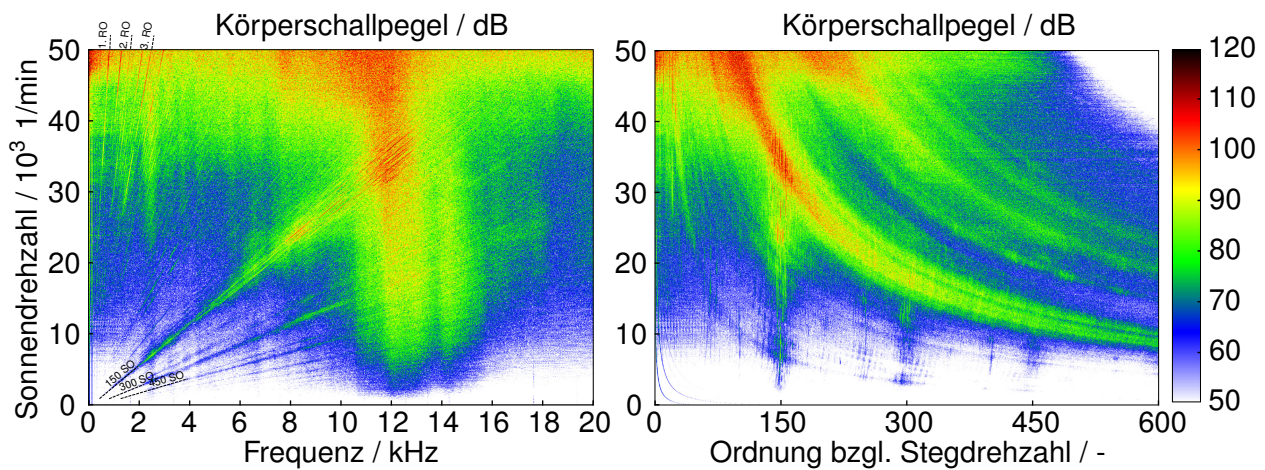


Abbildung 8.2: Referenzvariante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei konstantem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an beiden TG an Sensor Ch1

geblich den 7,25. und 21,75. SO zugeordnet werden können. Aufgrund der Umlaufübersetzung der Referenz-Variante entsprechen diese SO der 1. und 3. Ordnung bzgl. der Rotordrehzahl (RO). Als Ursachen der niederfrequenten Anregungen kommen insbesondere Effekte aus der Rotordynamik aufgrund von Unwuchten der Rotor- und der Getriebeeingangswelle oder sonstige Maßabweichungen wie Achs- oder Winkerversätze zwischen den durch die Wellenkupplung getrennten Wellen infrage (siehe Kapitel 2.3.3). Auch Unwuchten durch elektromagnetische Einflüsse infolge nicht symmetrischer Spannungsverläufe in den Wicklungssträngen oder Unwuchten durch elastische bzw. thermische Verformungen der Rotorwelle können als Ursache nicht ausgeschlossen werden. Im hohen Drehzahlbereich steigt der Beschleunigungspegel der 1,6. RO stark an, welche der Überrollfrequenz der Wälzkörper am Außenring der Planetenlager zugeordnet werden kann. Diese Erscheinung deutet auf die bereits in Kapitel 6.2 postulierten, stark ansteigenden Lagerlasten aufgrund der Fliehkräfte im Planetenradsatz (PRS) hin. Abbildung 8.3 zeigt zur Identifizierung der Einflüsse auf das Schwingungsverhalten den Verlauf des

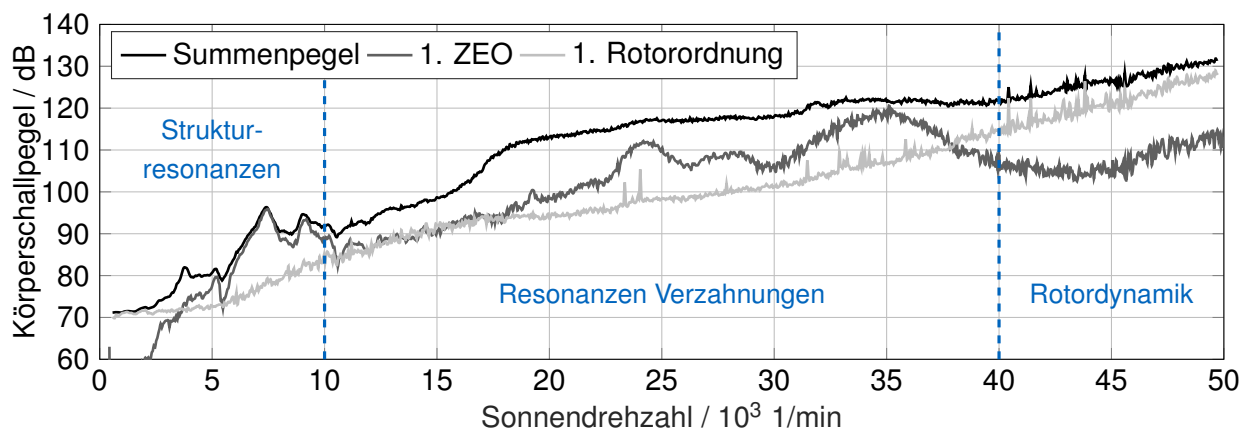


Abbildung 8.3: Referenzvariante: Verlauf des Summenpegels, Pegelverläufe der 1. ZEO und der 1. RO eines Drehzahlhochlaufs bei konstantem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an beiden Teilgetrieben und Sensor Ch1 sowie maßgebende Anregungsquellen

Summenpegels aller Frequenzen bis 20 kHz sowie die Verläufe der 1. ZEO und der 1. RO.

Der Drehzahlbereich lässt sich phänomenologisch in drei Bereiche unterschiedlicher Haupteinflüsse untergliedern. Im Bereich niedrigerer Drehzahlen bis 10.000 1/min wird das Schwingungsverhalten maßgeblich durch Resonanzerscheinungen mit Struktureigenfrequenzen im niedrigeren Frequenzbereich (≈ 0 bis 5 kHz) bestimmt. Der mittlere bis hohe Drehzahlbereich (10.000 bis 40.000 1/min) wird primär durch Resonanzen der ZEO sowie ihrer Harmonischen mit Eigenfrequenzen des Planetengetriebes charakterisiert. Im sehr hohen Drehzahlbereich (>40.000 1/min) zeigt das Diagramm einen starken Anstieg der Beschleunigungsamplitude für die 1. RO, welche sich hier deutlich zur bestimmenden Anregungsquelle entwickelt. Die Verzahnungsanregung spielt in diesem Drehzahlbereich nur noch eine untergeordnete Rolle, da sich die Anregungsfrequenz der 1. ZEO bereits in Richtung der nicht mehr vom Menschen wahrnehmbaren Frequenzen im Bereich von 20 kHz bewegen und sich die Amplituden im überkritischen Betrieb erwartungsgemäß wieder deutlich verringert haben.

Aufgrund der sehr großen Schwingungsamplituden im Drehzahlbereich über 40.000 1/min infolge der beschriebenen rotodynamischen Effekte und der Überschreitung des gesicherten Messbereichs der Beschleunigungssensoren, wird die maximale Antriebsdrehzahl für die weiteren Tests zum Schutz der Maschinenelemente und Sensoren auf max. 40.000 1/min Sonrendrehzahl begrenzt. Weiterhin erfolgen die weiteren Tests mit demontiertem TG2, um Wechselwirkungen der EM und der Verzahnungen zwischen den Teilgetrieben auszuschließen bzw. TG1 separiert analysieren zu können. Diese Prüfkongfiguration entspricht somit dem Aufbau des Berechnungsmodells aus Kapitel 6.3 und wird für alle in der Folge beschriebenen Messläufe und Verzahnungsvarianten beibehalten.

8.2 Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen TG1 für die Referenzvariante

In diesem Unterkapitel wird zunächst das Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengetriebes in der Referenzvariante über den gesamten Drehzahl- und Frequenzbereich anhand der gemittelten Messergebnisse von Sensor Ch1 beschrieben. Dabei wird insbesondere auf Resonanzerscheinungen und die Verzahnungsanregung mit auftretenden Seitenbändern eingegangen. Anschließend erfolgt die Analyse des Schwingungsverhaltens für verschiedene Drehzahlbereiche, um den Einfluss der Drehzahl auf die Anregungsquellen herauszustellen. Das Anregungsverhalten von Stufe 2 und Wechselwirkungen zwischen dem PRS und Stufe 2 werden abschließend anhand der Messergebnisse von Sensor 2 beschrieben.

8.2.1 Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengetriebes

Abbildung 8.4 zeigt das Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs bei 20 Nm Antriebsdrehmoment an Sensor Ch1. Deutlich sichtbar ist die Verzahnungsanregung der 1., 2. und 3. ZEO, welche bei der 150., 300. und 450. SO mit deutlichen Seitenbändern auftreten. Die Körperschallmessung wird bestimmt durch die Resonanz zwischen der 1. ZEO und einer Eigenfrequenz des PRS ab ca. 24.000 bis 32.000 1/min bzw. rund um die Frequenz von ca. 10 kHz. Während die Resonanzfrequenz bei niedrigen Drehzahlen im Bereich 10,5 bis 11 kHz

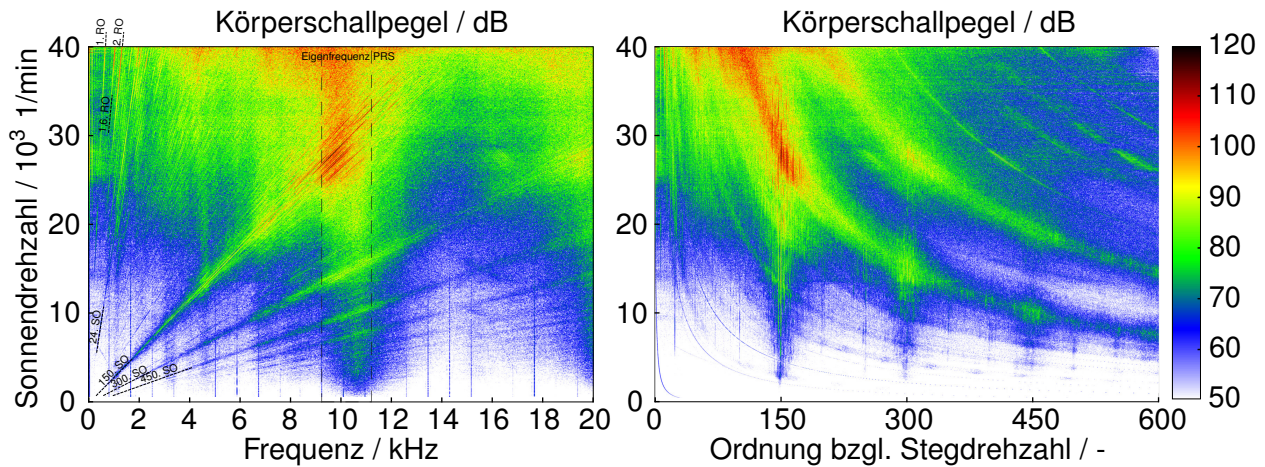


Abbildung 8.4: Referenzvariante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

liegt, scheint die Frequenz mit steigender Drehzahl leicht unter 10 kHz abzusinken. Neben den Anregungen des Planetengetriebes sind außerdem die 1. ZEO der Stufe 2 bei der 24. SO sowie die niederfrequenten RO im hohen Drehzahlbereich signifikant. Die Eigenfrequenz des PRS zeigt auch im überkritischen Drehzahlbereich große Anregungspegel.

Die Verläufe der 1. bis 4. ZEO und der Summenpegel aller Frequenzen über der Drehzahl sind in Abbildung 8.5 zu sehen, in welcher der Drehzahlbereich außerdem in Anlehnung an DIN ISO 6336 [ISO19] in die unterkritischen, Hauptresonanz- und überkritischen Bereiche unterteilt ist. Der unterkritische Betriebsbereich bis ca. 10.000 1/min wird im Wesentlichen durch Resonanzen zwischen der 1. ZEO und Struktureigenfrequenzen (Gehäuse, Welle-Lager-System, etc.), sowie Vorresonanzen der höherharmonischen ZEO mit der Eigenfrequenz bestimmt, wobei das Anregungsniveau insgesamt niedrig bleibt. Im Hauptresonanzbereich zwischen der 1. ZEO und der bestimmenden Eigenfrequenz des Planetengetriebes ist ein schnelles Ansteigen des Summenpegels auf bis zu 120 dB sichtbar. Wie erwartet sinkt der Pegel der 1. ZEO im überkritischen Drehzahlbereich wieder auf das Niveau im höheren unterkritischen

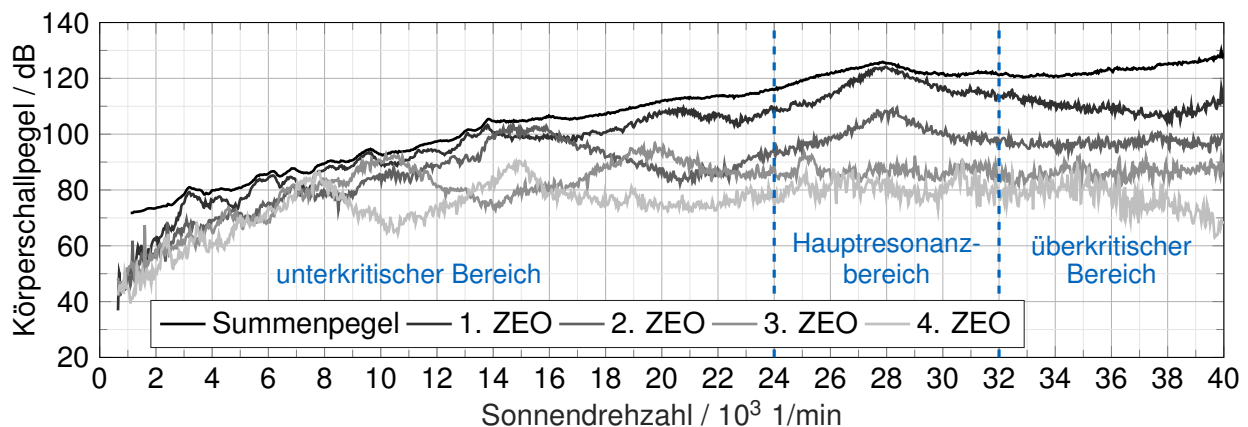


Abbildung 8.5: Referenzvariante: Verläufe des Summenpegels sowie der 1. bis 4. ZEO eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

Drehzahlbereich ab, während der Summenpegel insbesondere aufgrund der rotordynamischen Anregungen jedoch weiter auf knapp 130 dB ansteigt.

In Abbildung 8.6 ist weiterhin das gemittelte Frequenz- und Ordnungsspektrum des Drehzahlhochlaufs abgebildet. Die Eigenfrequenz des PRS führt zu einem deutlichen Maximum im Frequenzspektrum bei ca. 10 kHz. Im gemittelten Ordnungsspektrum liegt das Maximum bei der 150. SO. Die höherharmonischen ZEO sind ebenso sichtbar, zeigen jedoch deutlich kleinere Beschleunigungspegel. Im niedrigen Ordnungs- bzw. Frequenzbereich sind die in Kapitel 8.1 erwähnten rotordynamischen Anregungen in Form der niedrigen RO deutlich sichtbar.

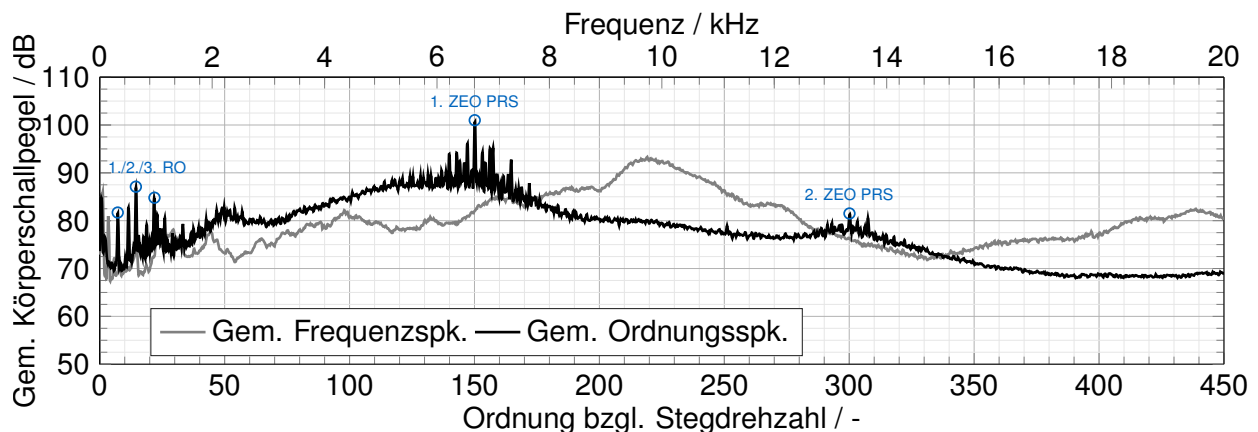


Abbildung 8.6: Referenzvariante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsspektrum eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch1

Die gemittelten linearen Beschleunigungen der niedrigen RO des Drehzahlhochlaufs sind in Abbildung 8.7 links in einer vergrößerten Form dargestellt. Neben den ganzzahligen RO ist ebenso die 1,6. RO sichtbar, welche zur Überrollfrequenz der Wälzkörper am Außenring der Planetenlager gehört. Das Maximum liegt bei der 2. RO, welche im Mittel eine Beschleunigung von 2,2 g aufweist. Die gemittelten Beschleunigungen im Bereich der 1. ZEO zeigen deutlich höhere Werte von gut 9 g. Aufgrund der symmetrischen Eingriffsfolge treten im Fall der Referenzvariante die höchsten Beschleunigungswerte exakt bei der 1. ZEO bzw. der 150. SO auf. Hohe Beschleunigungswerte sind auch bei den höheren RO zu sehen.

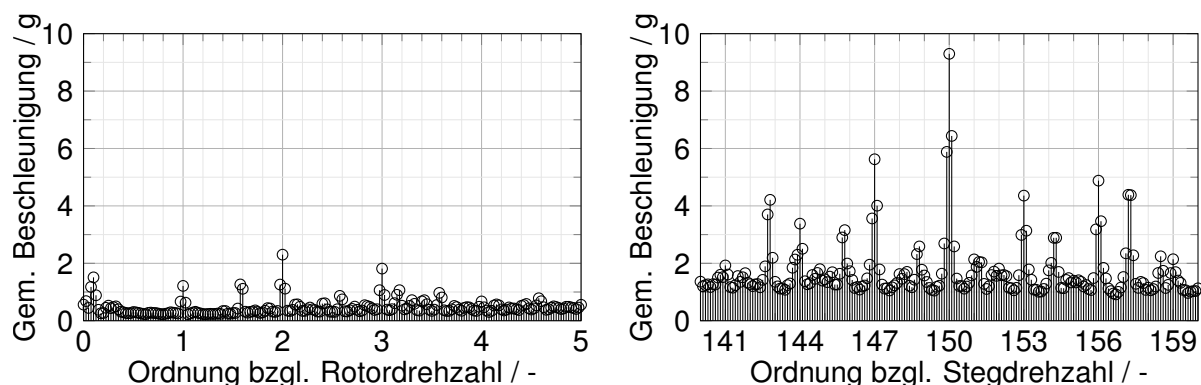


Abbildung 8.7: Referenzvariante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts)

nigungen zeigen ebenso die Frequenzen mit Abständen von ± 3 und ± 6 SO zur 1. ZEO bei der 147., 144., 153. und 156. SO, welche durch Amplitudenmodulation und Frequenzmodulation aufgrund von fertigungs-, montage- oder verformungsbedingten Abweichungen entstehen können (vgl. Kapitel 2.5.3 und 2.3.4.3).

8.2.2 Drehzahleinfluss auf das Schwingungsverhalten

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse der Drehzahlhochläufe für den unter- und den überkritischen Drehzahlbereich sowie für den Bereich der Hauptresonanz ausgewertet, um den Drehzahleinfluss auf die Anregungsmechanismen darzustellen. Betrachtet werden die Frequenzbereiche rund um die 1. ZEO und die niedrigen RO, welche zuvor als maßgebende Anregungsquellen identifiziert wurden.

Schwingungsverhalten im unterkritischen Drehzahlbereich

Abbildung 8.8 zeigt das im unterkritischen Betriebsbereich (0 bis 24.000 1/min) gemittelte Ordnungsdigramm niedriger RO (links) und den Frequenzbereich rund um die 1. ZEO (rechts). Im Bereich der niedrigen RO liegen aufgrund der kleineren Drehzahlen durchweg kleine Beschleunigungsamplituden vor ($< 0,5$ g). Das Diagramm zur 1. ZEO zeigt höhere Ausschläge bei der 150. SO sowie Seitenbänder im Abstand von ± 3 und ± 6 SO sowie bei ungeradzahligem Abständen von der 1. ZEO. Die Beschleunigungsamplituden reichen bis ca. 2,8 g für die 150. SO.



Abbildung 8.8: Referenzvariante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im unterkritischen Drehzahlbereich

Schwingungsverhalten im Hauptresonanzbereich

Abbildung 8.9 zeigt analog das gemittelte Ordnungsdigramm des Hauptresonanzbereichs für niedrige RO und den Frequenzbereich rund um die 1. ZEO. Im Diagramm der RO zeigen sich erhöhte Amplituden für die 1., 2. und 3. RO sowie bei kleinen Frequenzen rund um die 0,1. RO, wobei die Amplituden auf bis zu 3 g ansteigen. Signifikant höhere Werte erreichen die 1. ZEO sowie die zugehörigen Seitenbänder im Mittel in diesem Drehzahlbereich. Durch die Resonanz steigen die Amplituden mit über 30 g für die 150. SO auf das mehr als 10-fache der Werte im unterkritischen Betriebsbereich an. Auch die Seitenbänder mit Abständen von ± 3 und ± 6 SO zeigen analog stark ansteigende Beschleunigungsamplituden auf bis zu über 15 g.

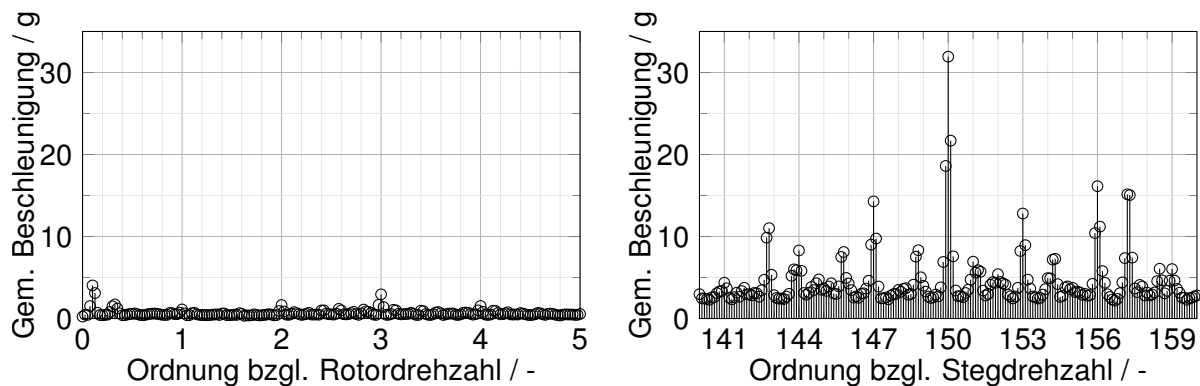


Abbildung 8.9: Referenzvariante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im Hauptresonanzbereich

Schwingungsverhalten im überkritischen Drehzahlbereich

Das gemittelte Ordnungsdiagramm des überkritischen Drehzahlbereichs für niedrige RO und den Frequenzbereich rund um die 1. ZEO ist in Abbildung 8.10 zu sehen. Die niedrigen RO erscheinen im überkritischen Bereich aufgrund der höheren Drehzahlen und rotordynamischen Anregungen bzw. erhöhten Lagerlasten im PRS mit deutlich gesteigerten Amplituden von bis zu 10 g im Fall der 2. RO. Die Anregungsordnungen rund um die 1. ZEO nehmen im überkritischen Bereich erwartungsgemäß wieder deutlich ab, verbleiben jedoch auf hohem Niveau. Die Amplituden erreichen hier bei der 147. SO mit knapp 10 g Werte im Bereich der niederfrequenten RO.

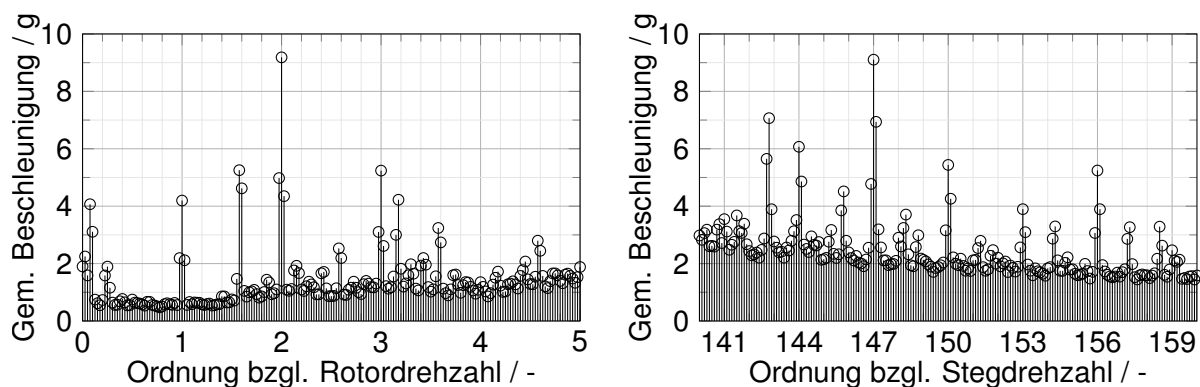


Abbildung 8.10: Referenzvariante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im überkritischen Drehzahlbereich

8.2.3 Charakteristik des Schwingungsverhaltens im Motorkennfeld

Der in Kapitel 8.2.1 beschriebene Drehzahlhochlauf bei 20 Nm Antriebsdrehmoment kann als charakteristisch für das Schwingungsverhalten der Referenzvariante im Hochdrehzahl-Planetengetriebe gesehen werden. Nachfolgend wird daher eine lastübergreifende Auswertung der Messergebnisse über dem in Kapitel 7.5 beschriebenen Motorkennfeld durchgeführt. In Abbildung 8.11 ist hierzu links zunächst der über den gesamten Drehzahlbereich gemittelte Körperschallpegel der 1. bis 3. ZEO für diskrete Laststufen von 5 bis 25 Nm Antriebs-

drehmoment zu sehen. Die maximale Last von 25 Nm entspricht dem maximalen Antriebsdrehmoment, welches durch die PMSM bis zur Drehzahl von 40.000 1/min dauerhaft erreicht werden kann. Im Fall der 1. ZEO stellt sich ein im Logarithmischen annähernd linearer Verlauf des gemittelten Körperschallpegels von ca. 85 dB auf ca. 101 dB ein. Die höherharmonischen ZEO zeigen sich schwächer lastabhängig, wodurch deren Pegel über der Last weniger stark ansteigen. Das Diagramm auf der rechten Seite veranschaulicht den Drehzahleinfluss für verschiedene Laststufen auf die 1. ZEO für die zuvor definierten Drehzahlbereiche von 0 bis 24.000 1/min, von 0 bis 32.000 1/min sowie von 0 bis 40.000 1/min. Es wird noch einmal verdeutlicht, dass die Beschleunigungspegel insbesondere im Drehzahlbereich zwischen 24.000 1/min und 32.000 1/min stark ansteigen und anschließend stagnieren.

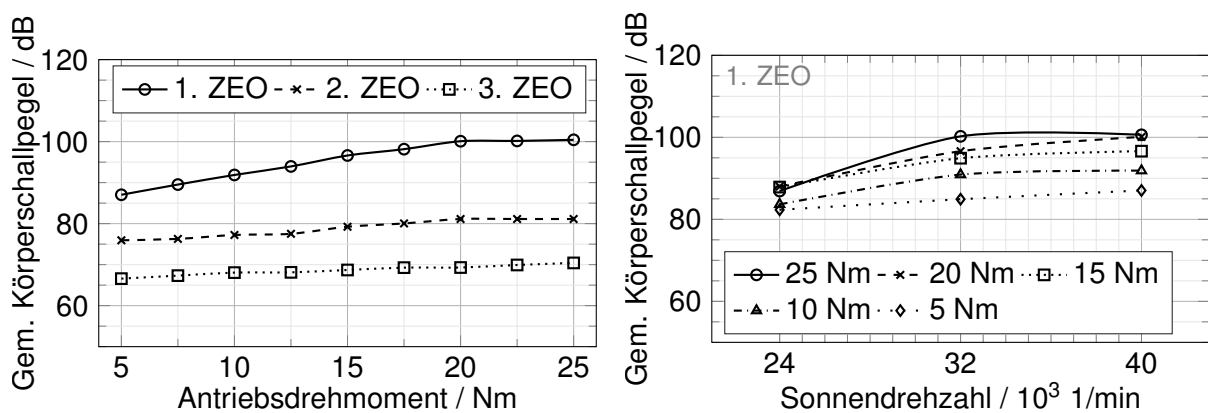


Abbildung 8.11: Referenzvariante: Gemittelter Körperschallpegel der 1. bis 3. ZEO der Drehzahlhochläufe bis 40.000 1/min (links) und der Verlauf des gemittelten Körperschallpegels der 1. ZEO für unterschiedliche Drehzahlbereiche und Lasten

Eine umfassende Analyse des Anregungsverhaltens der Planetenstufe anhand von Messergebnissen des Sensors Ch1 erlaubt die Darstellung des gemessenen Summenpegels über dem zuvor in Kapitel 7.5 eingeführten Motorkennfeld. In Abbildung 8.12 ist links das Summenkennfeld über alle Frequenzen und rechts das Verzahnungskennfeld abgebildet, welches die 1. bis 4. ZEO enthält. Das kontinuierliche Kennfeld wurde durch lineare Interpolation zwischen den gezeigten Versuchsläufen gebildet. Im Fall des Summenpegel-Kennfelds liegt das Maximum von gut 136 dB nahe an der maximalen Drehzahl und im niedrigen Lastbereich, während das Maximum im Fall des Verzahnungskennfelds mit knapp 126 dB im Bereich der Hauptresonanz des PRS und im höheren Lastbereich liegt. Die Abbildung verdeutlicht, dass der Anteil der Verzahnungsanregung am Summenpegel im überkritischen Bereich untergeordnet ist und die zuvor beschriebenen rotordynamischen Anregungen dort bestimmend sind. Im unterkritischen und im Hauptresonanzbereich liegt das Summen-Kennfeld nahe am Verzahnungskennfeld, was den bestimmenden Charakter der Verzahnung in diesen Bereichen unterstreicht.

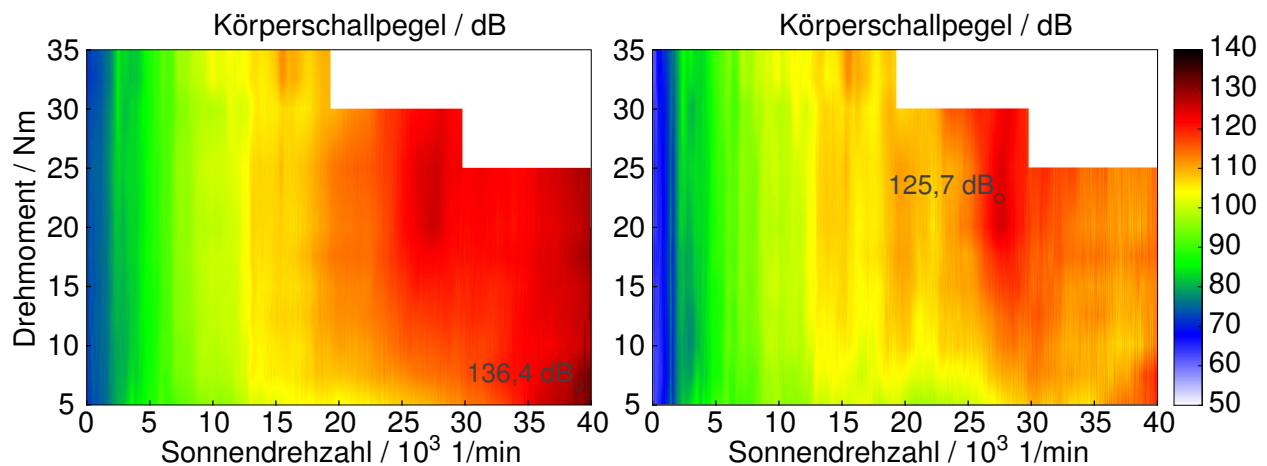


Abbildung 8.12: Referenzvariante: Gemessenes Summenpegel-Kennfeld (links) sowie gemessenes Verzahnungskennfeld der 1. bis 4. ZEO (rechts)

8.2.4 Schwingungsverhalten von Stirnradstufe 2

In diesem Kapitel wird das Schwingungsverhalten von TG1 und hier insbesondere von Stirnradstufe 2 anhand der Messergebnisse von Sensor Ch4 beschrieben. Dazu zeigt Abbildung 8.13 das Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs bei 20 Nm Antriebsdrehmoment. Die Beschleunigungspegel sind aufgrund der Positionierung des Sensors Ch4 in der Nähe der langsamer drehenden Stirnradstufe 2 deutlich kleiner als für Sensor Ch1. Auch im Fall von Sensor Ch4 ist die Schwingungsanregung des Hochdrehzahl-Planetengeriebtes der bestimmende Anregungsmechanismus. Die Übertragung der Schwingungsanregung kann hier sowohl über das Gehäuse als auch über den Planetenträger erfolgen. Im Drehzahlbereich 22.000 bis 28.000 1/min kommt die 1. ZEO (150. SO) in Resonanz mit der Torsionseigenfrequenz der Stirnradstufe 2. Nach Formel 2.40 ergibt sich für Stufe 2 aus TG1 eine Torsionseigenfrequenz von 8,2 kHz. Die mittlere Verzahnungssteifigkeit liegt laut RIKOR-Berechnung bei einem Antriebsmoment von $T_{an} = 20$ Nm bei $c_\gamma = 18,9$ N/mm/ μ und damit nahe an der Annahme

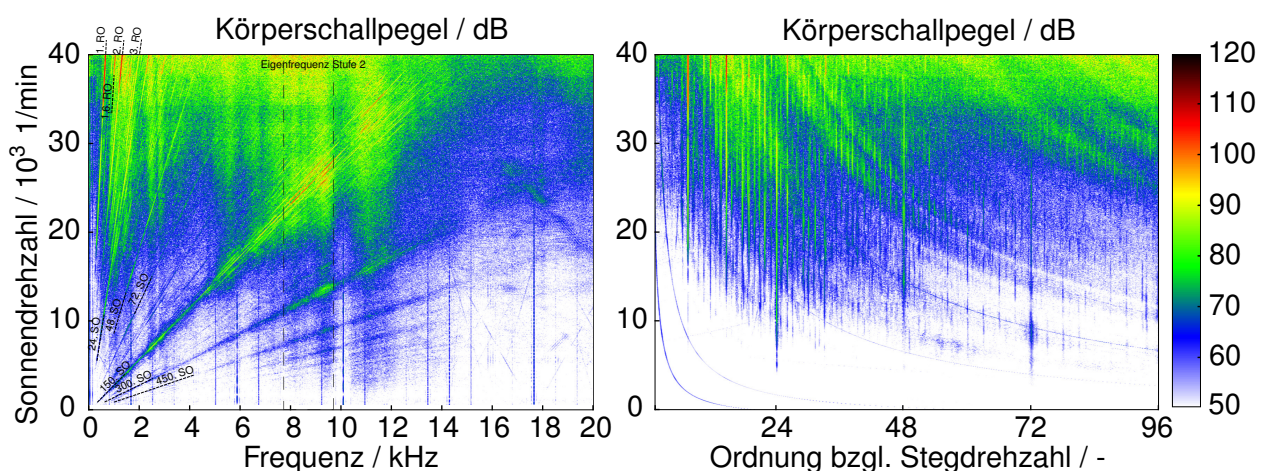


Abbildung 8.13: Referenzvariante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm, eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch4

von $c_Y = 20 \text{ N/mm}/\mu\text{m}$ für die vereinfachte Betrachtung nach Heider [Hei12]. Zur Berechnung des Durchmesserverhältnisses $q_{i,a}$ wurde für das Differential mit der Masse 5,2 kg ein äquivalentes Vollscheibenrad mit Bohrung angenommen, wodurch sich ein Durchmesserverhältnis von ca. $q_{i,a} = 82 \text{ mm} / 120 \text{ mm} = 0,75$ ergibt.

Die Anregung der Verzahnungseigenfrequenz ist analog zu Ch1 der bestimmende Anregungsmechanismus im mittleren Drehzahlbereich von 10.000 bis 30.000 1/min. Im niedrigeren Drehzahlbereich bis 10.000 1/min sind insbesondere Struktureigenfrequenzen zwischen der 1. ZEO und Struktureigenfrequenzen im niedrigeren Frequenzbereich von 0 bis 4 kHz sichtbar. Aufgrund der räumlichen Nähe von Sensor Ch4 zur Stirnradstufe 2 sind die Anregungen von Stufe 2 in Form der 1. ZEO bei der 24. SO und ihrer Höherharmonischen deutlich stärker sichtbar und bestimmen den niedrigeren Frequenzbereich für die mittleren Drehzahlen. Im Bereich hoher Drehzahlen von 30.000 bis 40.000 1/min zeigen sich analog zu den Ausführungen für Sensor Ch1 die rotordynamischen Anregungen und hier insbesondere die 1. und 2. RO als bestimmend und erreichen sogar größere Beschleunigungspegel als am Sensor Ch1.

Abbildung 8.14 zeigt das gemittelte Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs an Sensor Ch4 für die Referenzvariante. Darin ist die 1. ZEO des Hochdrehzahl-Planetengetriebes rund um die 150. SO inklusive beschriebener Seitenbänder sichtbar und erreicht mit gut 90 dB um rund 10 dB niedrigere Pegel als an Sensor Ch1. Die niederfrequenten rotordynamischen Anregungen der 1. und 2. RO erreichen im Mittel ähnliche Beschleunigungspegel von rund 92 dB, welche maßgeblich auf die hohen Beschleunigungswerte dieser Ordnungen im hohen Drehzahlbereich zurückzuführen sind. Im gemittelten Frequenzspektrum werden die höchsten Pegel im Bereich der genannten Eigenfrequenz von Stirnradstufe 2 rund um 8,2 kHz sowie im niedrigen Frequenzbereich zwischen 0 bis 2 kHz erreicht.

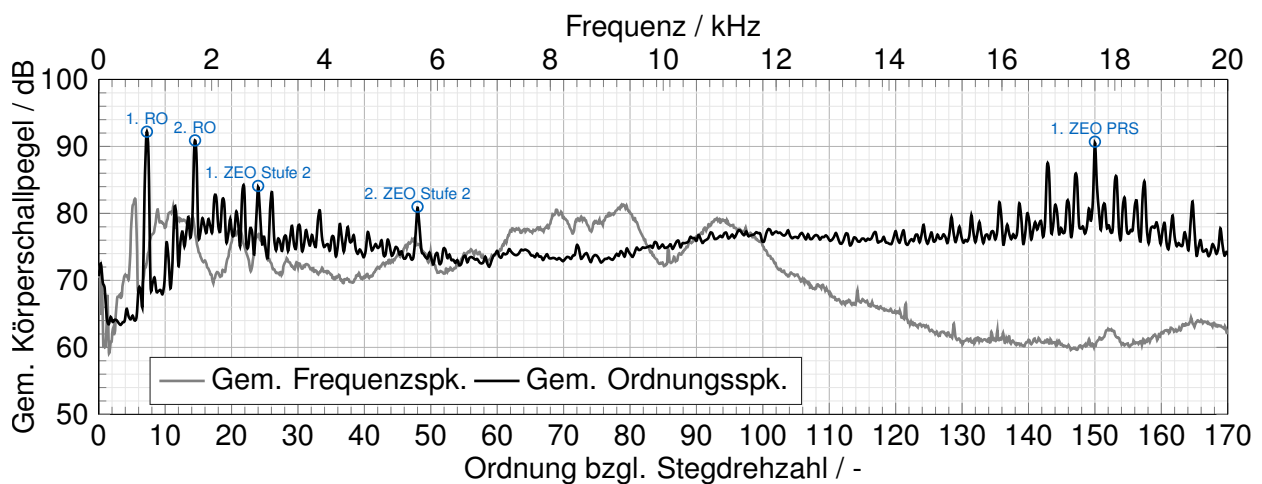


Abbildung 8.14: Referenzvariante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei konstantem Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch4

8.3 Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen an TG1 für die NVH-optimierte Variante

Nach der Beschreibung des Schwingungsverhaltens von TG1 in der Referenzvariante erfolgt in diesem Abschnitt die Ergebnisdarstellung für die experimentellen Untersuchungen zum Schwingungsverhalten mit der NVH-optimierten Verzahnung im Hochdrehzahl-Planetengetriebe. Analog zu den Ausführungen der Referenzvariante wird zunächst auf das gemittelte Schwingungsverhalten der Planetenstufe, das Schwingungsverhalten in verschiedenen Drehzahlbereichen, das Anregungsverhalten über dem gesamten Motorkennfeld sowie abschließend auf die Messergebnisse von Sensor Ch4 mit Fokus auf der Stirnradstufe 2 eingegangen.

8.3.1 Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengetriebes

Abbildung 8.15 zeigt das Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs bei 20 Nm Antriebsdrehmoment an Sensor Ch1. Wesentlich schwächer ausgeprägt als im Fall der Referenzverzahnung, jedoch deutlich sichtbar, sind die Verzahnungsanregungen der 1., 2. und 3. ZEO inklusive ihrer Seitenbänder, welche im Fall der NVH-optimierten Verzahnung rund um die 136., 272. und 408. SO auftreten. Die Körperschallmessung wird auch im Fall der Verzahnung mit höheren Überdeckungen durch die Resonanz zwischen der 1. ZEO und der Eigenfrequenz des PRS ab ca. 27.000 bis 29.000 1/min bzw. rund um die Frequenz von ca. 10 kHz bestimmt. Aufgrund des insgesamt geringeren Anregungsniveaus ist die Verzahnungsanregung von Stufe 2 (24. SO) über den gesamten Drehzahlbereich deutlicher sichtbar. Ab ca. 30.000 1/min steigen die Pegel der rotordynamischen Anregungen (1. bis 3. RO) wiederum deutlich an, während die größten Körperschallpegel im überkritischen Drehzahlbereich jedoch im Bereich der Eigenfrequenz des PRS verzeichnet werden.

Die Verläufe der 1. bis 4. ZEO, der Summenpegel aller Frequenzen bis 20 kHz über der Drehzahl sowie die Einteilung des Drehzahlbereichs anhand der Hauptresonanz sind in Abbildung 8.16 gezeigt. Der unterkritische Betriebsbereich wird analog zur Referenzverzahnung primär durch die Vorresonanzen der Höherharmonischen mit der Eigenfrequenz des PRS be-

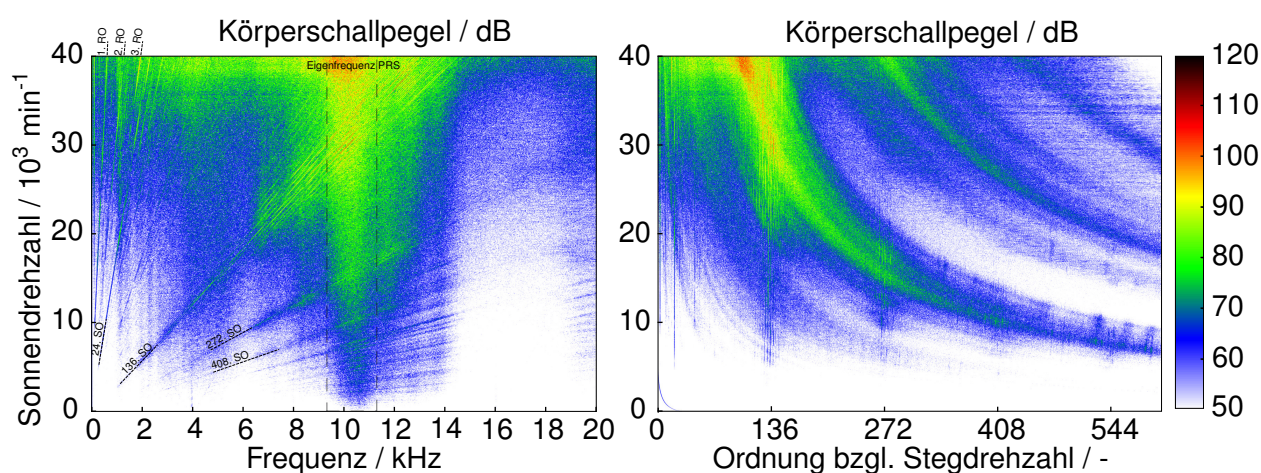


Abbildung 8.15: NVH-optimierte Variante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

stimmt. Im niedrigen Drehzahlbereich bis 10.000 1/min sind im Vergleich zur Referenzvariante kaum Peaks durch Resonanzen der 1. ZEO mit Struktureigenfrequenzen sichtbar, wodurch sich ein Summenpegel mit stetigerem Verlauf und ein konstant größerer Abstand der 1. ZEO zum Summenpegel ergibt. Erst im höheren Drehzahlbereich ab ca. 18.000 1/min entwickelt sich die 1. ZEO hin zum Hauptresonanzbereich zur bestimmenden Anregungsquelle. Im überkritischen Drehzahlbereich nimmt die Anregung der 1. ZEO wieder ab, während der Summenpegel auch im Fall der NVH-optimierten Verzahnung weiter zunimmt.

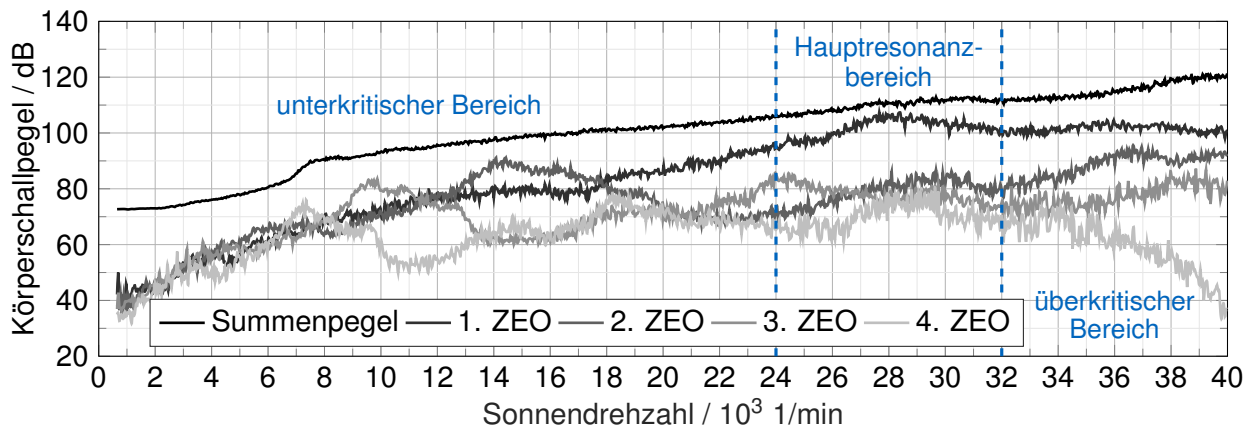


Abbildung 8.16: NVH-optimierte Variante: Verläufe des Summenpegels und der 1. bis 4. ZEO eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

Abbildung 8.17 zeigt weiterhin das gemittelte Frequenz- und Ordnungsspektrum des Drehzahlhochlaufs. Die Eigenfrequenz des PRS führt wieder zu einem deutlichen Maximum im Frequenzspektrum bei ca. 10 kHz, wobei der gemittelte Körperschallpegel mit ca. 85 dB ungefähr 8 dB unter der Referenzvariante liegt. Im gemittelten Ordnungsspektrum liegt das Maximum im Bereich der 136. SO, welche über den gesamten Drehzahlbereich gemittelt mit weniger als 90 dB sogar um mehr als 10 dB unter dem Pegel der Referenzvariante liegt. Die 2. ZEO ist ebenso

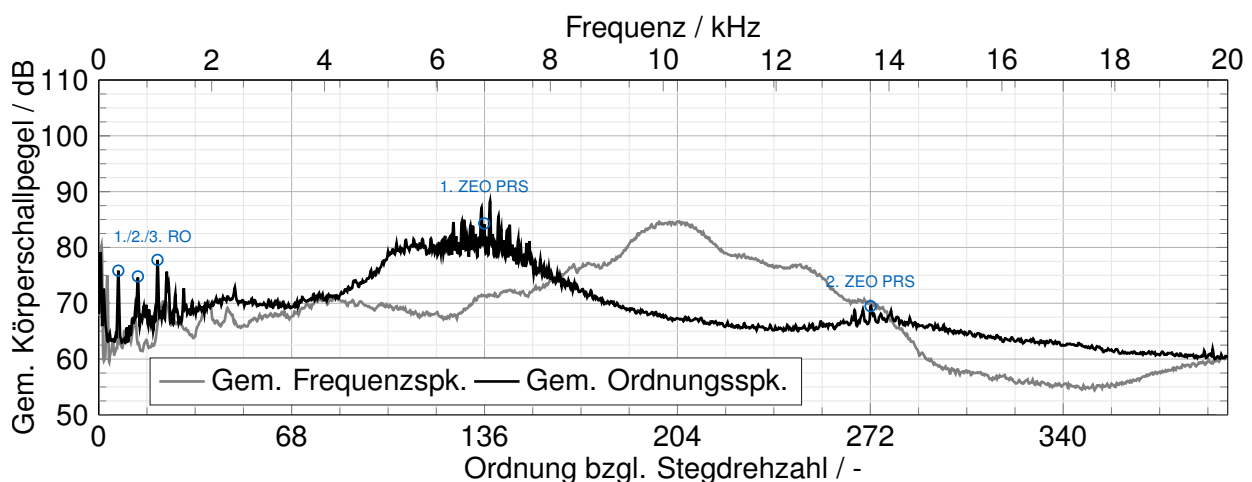


Abbildung 8.17: NVH-optimierte Variante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsspektrum1 eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

sichtbar, zeigt jedoch deutlich kleinere Beschleunigungspegel, während die 3. ZEO kaum mehr erkennbar ist. Im niedrigen Ordnungs- bzw. Frequenzbereich zeichnen sich wiederum niederfrequente rotordynamische Anregungen ab, welche jedoch mit weniger als 80 dB deutlich kleinere gemittelte Körperschallpegel erreichen als im Fall der Referenzvariante. Die gemittelten linearen Beschleunigungen der niedrigen RO des Drehzahlhochlaufs sind in Abbildung 8.18 links in vergrößerter Form dargestellt. Die gemittelten Körperschallpegel der 1. bis 3. RO liegen im Fall der NVH-optimierten Variante durchweg unter 1 g und damit knapp halb so hoch wie im Fall der Referenzvariante. Die gemittelten Amplituden rund um die 1. ZEO (rechts) zeigen Maxima von gut 2 g und liegen im Mittel damit um das gut Vierfache niedriger als in der Referenzvariante. Aufgrund der sequentiellen Eingriffsfolge erscheinen die Peaks mit den maximalen Amplituden erwartungsgemäß asymmetrisch verteilt um die ZEO (136. SO) im Abstand von +2 SO und -1 SO bei der 138. SO und 135. SO.

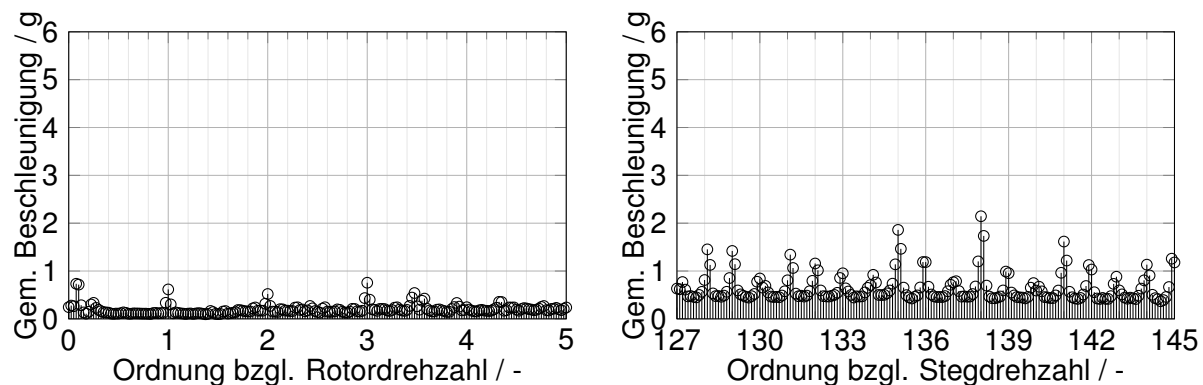


Abbildung 8.18: NVH-optimierte Variante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts)

8.3.2 Drehzahleinfluss auf das Schwingungsverhalten

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse der Drehzahlhochläufe analog zur Referenzvariante für die unter- und überkritischen Drehzahlbereiche sowie für den Bereich der Hauptresonanz ausgewertet, um den Drehzahleinfluss auf die Anregungsmechanismen auch für die NVH-optimierte Variante darzustellen.

Schwingungsverhalten im unterkritischen Drehzahlbereich

In Abbildung 8.19 sind die gemittelten Ordnungsspektren für den unterkritischen Drehzahlbereich für die niedrigen RO (links) sowie rund um die 1. ZEO bei der 136. SO (rechts) dargestellt. Im Fall der niederfrequenten RO stellen sich sehr niedrige gemittelte Beschleunigungen deutlich unter 1 g ein, wobei die 1. ZEO von Stufe 2, welche bei der 3,4. RO auftritt, die höchsten Werte aufweist. Auch die Amplituden rund um die 1. ZEO bleiben im Mittel deutlich unter 1 g und erreichen diese bei der 135. und 138. ZEO.

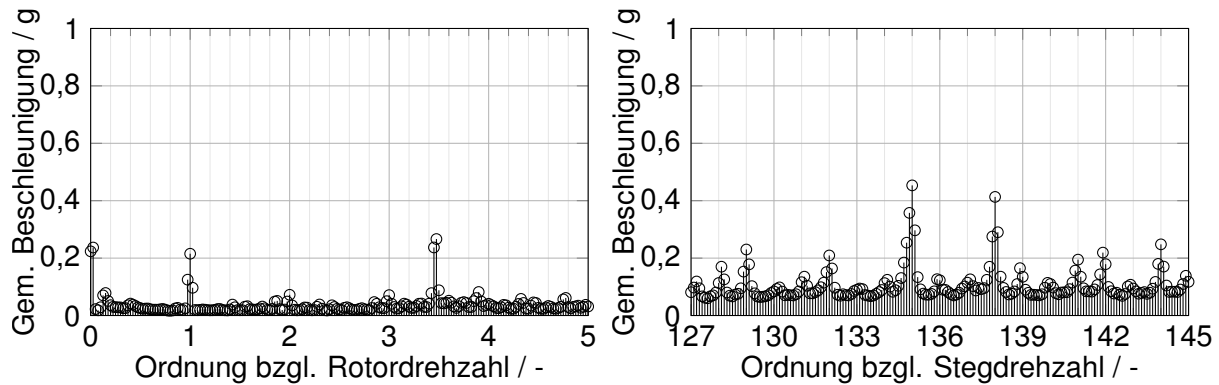


Abbildung 8.19: NVH-optimierte Variante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im unterkritischen Drehzahlbereich

Schwingungsverhalten im Hauptresonanzbereich

Das Schwingungsverhalten im Hauptresonanzbereich ist in Abbildung 8.20 für die niederfrequenten RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) visualisiert. Die Verzahnungsanregung des PRS nimmt im Vergleich zum unterkritischen Betrieb gut um das Zehnfache zu. Neben der 135. und 138. ZEO entwickelt auch die 141. ZEO hohe Amplituden von über 5 g, wobei die Werte im Vergleich zur Referenzvariante (>30 g) deutlich kleiner ausfallen. Es fällt weiterhin auf, dass durch die sequentielle Eingriffsfolge eine größere Streuung der Anregungsordnungen auf die genannten SO auftritt, während sich die Anregung im Fall der Referenzvariante stark auf die eigentliche ZEO bei der 150. SO konzentriert.

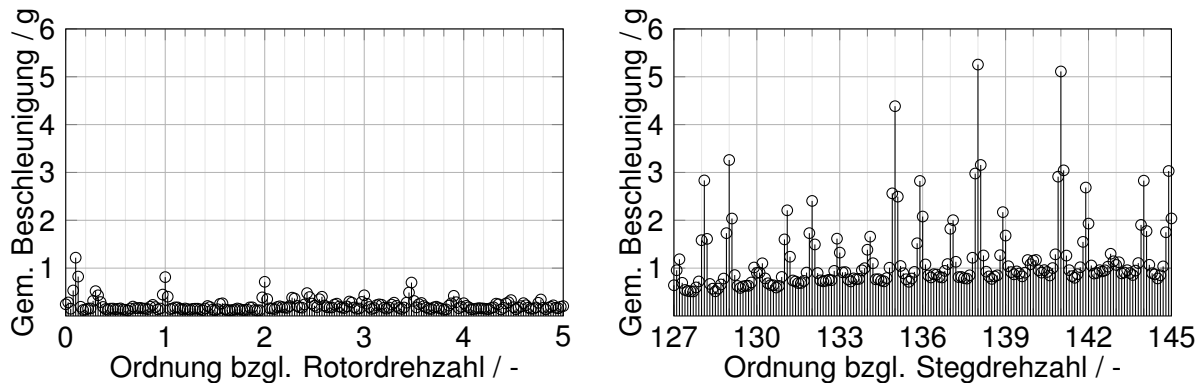


Abbildung 8.20: NVH-optimierte Variante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im Hauptresonanzbereich

Schwingungsverhalten im überkritischen Drehzahlbereich

Abbildung 8.21 stellt die gemittelten Ordnungsspektren für niedrige RO (links) und rund um die 1. ZEO im überkritischen Betriebsbereich für die NVH-optimierte Variante dar. Die niederfrequenten RO zeigen deutlich erhöhte gemittelte Amplituden mit einem Maximum von gut 3 g bei der 3. RO. Im Vergleich zur Referenzvariante ergeben sich insgesamt nur knapp halb so große Amplituden im Bereich der rotordynamischen Anregungen. Das Diagramm der gemittelten Ordnungen im Bereich der 1. ZEO verdeutlicht ein leichtes Zurückgehen der Anregung im Vergleich

zum Hauptresonanzbereich, die Amplituden verbleiben jedoch mit Werten bis zu 5 g auf hohem Niveau.

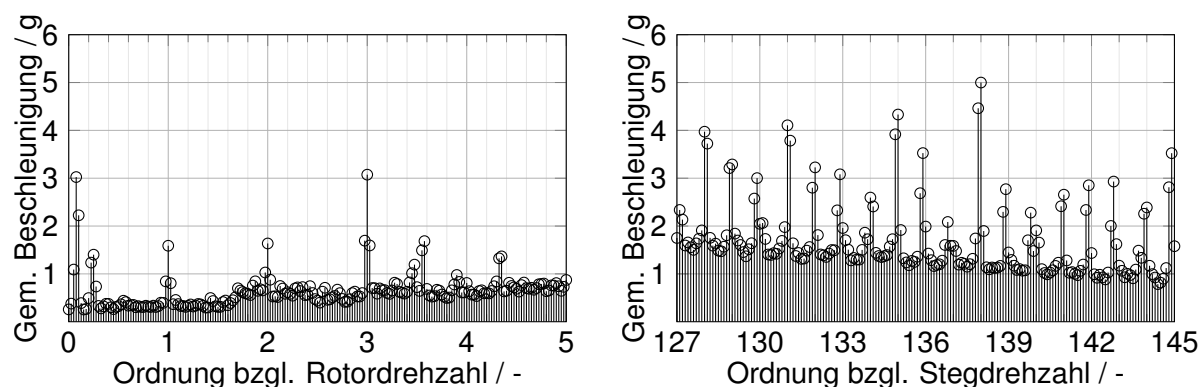


Abbildung 8.21: NVH-optimierte Variante: Gemittelte Ordnungsspektren niedriger RO (links) und rund um die 1. ZEO (rechts) im überkritischen Drehzahlbereich

8.3.3 Charakteristik des Schwingungsverhaltens im Motorkennfeld

Zur Ergänzung der detailliert beschriebenen Auswertung zum Schwingungsverhalten der NVH-optimierten Variante des Planetengetriebes bei 20 Nm Antriebsdrehmoment erfolgt nachfolgend analog zur Referenzvariante die lastübergreifende Auswertung und Ergebnisdarstellung über dem Motorkennfeld. Zum Schutz der Maschinenelemente wurde die Anzahl an Hochläufen reduziert, da die vorangegangenen Analysen zeigten, dass bereits mit einer um die Hälfte reduzierten Anzahl an Datenpunkten eine ausreichende Ergebnisgüte bei der Auswertung des Schwingungsverhaltens im Motorkennfeld erreichbar ist. Im linken Diagramm in Abbildung 8.22 ist der gemittelte Körperschallpegel für die Hochläufe bis 40.000 1/min für die 1. bis 3. ZEO über dem Drehmoment aufgetragen. Im Vergleich zur Referenzvariante ergibt sich eine weiter reduzierte Lastabhängigkeit der Schwingungsanregung des PRS. Während sich der gemittelte Körperschallpegel der 1. ZEO bei der Referenzvariante von ca. 87 dB bei 5 Nm auf gut 100 dB

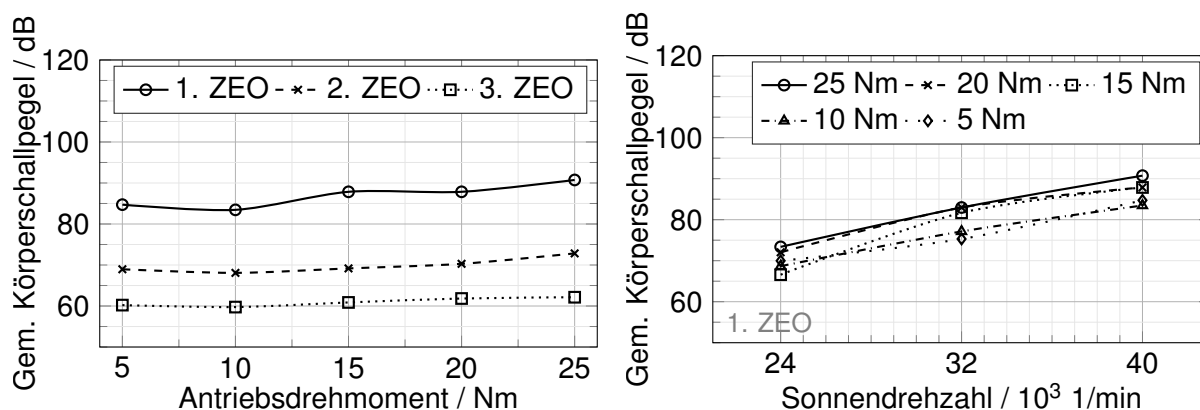


Abbildung 8.22: NVH-optimierte Variante: Gemittelter Körperschallpegel der 1. bis 3. ZEO der Drehzahlhochläufe bis 40.000 1/min (links) und der Verlauf des gemittelten Körperschallpegels der 1. ZEO für unterschiedliche Drehzahlbereiche und Lasten

erhöht, steigt dieser im Fall der NVH-optimierten Verzahnung von knapp 85 dB nur auf gut 90 dB an. Das Diagramm auf der rechten Seite in Abbildung 8.22 stellt den Verlauf der gemittelten Körperschallpegel für die Drehzahlbereiche von 0 1/min bis 24.000 1/min, 32.000 1/min und 40.000 1/min für alle Laststufen dar. Einerseits führt die kleinere Lastabhängigkeit zu näher aneinander liegenden Kurven, andererseits zeigen sich annähernd lineare Verläufe der Körperschallpegel für alle Laststufen, was den starken Drehzahleinfluss verdeutlicht.

Zur umfassenden Bewertung des Schwingungsverhaltens des PRS visualisiert Abbildung 8.23 links das Summenpegel-Kennfeld über alle Frequenzen und rechts das Verzahnungskennfeld, welches die 1. bis 4. ZEO enthält, für die NVH-optimierte Verzahnung. Im Vergleich mit den Kennfeldern der Referenzvariante verlaufen die Körperschallpegel sowohl über der Last als auch über dem Drehmoment deutlich stetiger. Der Einfluss der Resonanz, welche für die NVH-optimierte Variante im Bereich von gut 28.000 1/min erreicht wird, sowie der Vorresonanzen im Verzahnungskennfeld ist deutlich schwächer ausgeprägt. Mit Maximalwerten von knapp 127 dB im Fall des Summenpegels und gut 114 dB für das Verzahnungskennfeld liegt die NVH-optimierte Verzahnung also auch unter Berücksichtigung variabler Lasten ca. 10 dB unter der Referenzvariante.

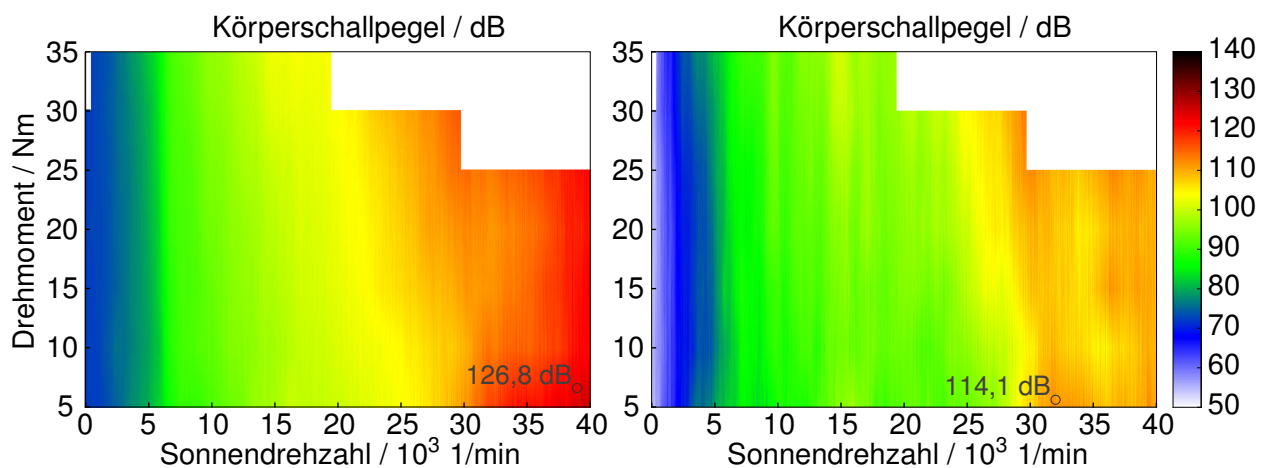


Abbildung 8.23: NVH-optimierte Variante: Gemessenes Summenpegel-Kennfeld (links) sowie gemessenes Verzahnungskennfeld der 1. bis 4. ZEO (rechts)

8.3.4 Schwingungsverhalten von Stufe 2

Nachfolgend werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Stufe 2 mit der NVH-optimierten Verzahnungsvariante im Planetengetriebe vorgestellt. Abbildung 8.24 zeigt das Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs bei 20 Nm Antriebsdrehmoment an Sensor Ch4. Im Vergleich zur Referenzvariante ergibt sich im höheren Drehzahlbereich über 20.000 1/min insgesamt ein deutlich niedrigeres Niveau der gemessenen Körperschallpegel. Aufgrund des niedrigeren Niveaus der Beschleunigungspegel sind die ZEO von Stufe 2 (24., 48. 72. SO) deutlicher sichtbar und werden im niedrigen Frequenzbereich zur bestimmenden Anregungsquelle. Die Schwingungsanregung durch das NVH-optimierte Planetengetriebe ist analog zu den Ergebnissen von Sensor Ch1 deutlich schwächer

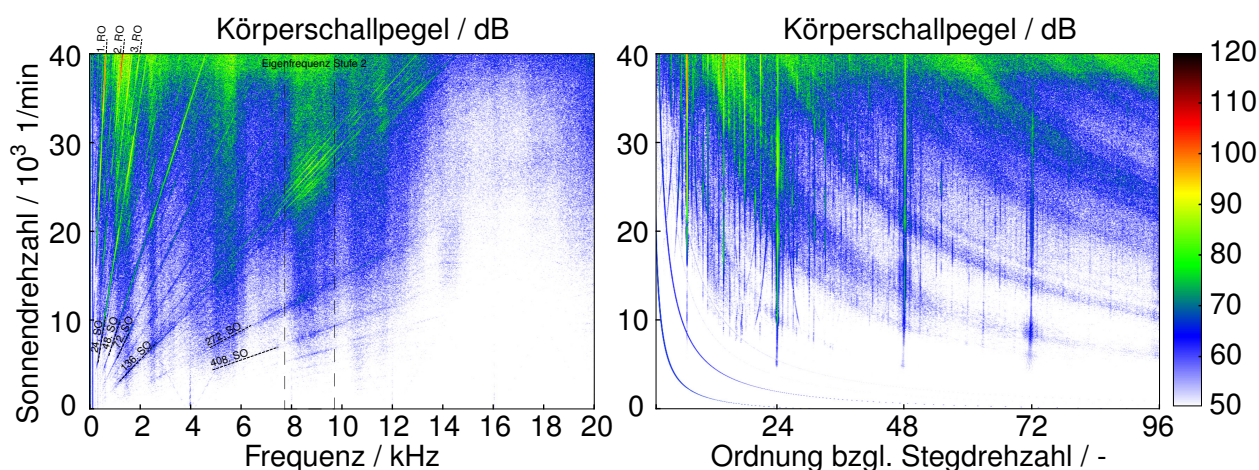


Abbildung 8.24: NVH-optimierte Variante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch4

ausgeprägt, die Resonanz zwischen der Anregung von Stufe 1 und der Verzahnungsresonanz von Stufe 2 im Frequenzbereich rund um 8,2 kHz zeichnet sich jedoch nach wie vor deutlich ab. Im hohen Drehzahlbereich ab 30.000 1/min entwickeln sich wiederum die niederfrequenten RO zur maßgebenden Anregungsquelle und erreichen im Vergleich zur Referenzvariante ähnliche, wenn auch leicht kleinere Körperschallpegel.

Abbildung 8.25 zeigt das gemittelte Frequenz- und Ordnungsdiagramm des Drehzahlhochlaufs an Sensor Ch4 für die NVH-optimierte Variante. Die Anregung durch die 1. ZEO des PRS ist inklusive Seitenbändern rund um die 136. SO deutlich erkennbar. Analog zu Sensor Ch1 zeigt sich das Maximum aufgrund der sequentiellen Eingriffsfolge jedoch in den neben der 1. ZEO liegenden Seitenbändern. Im Vergleich zur Referenzvariante sinkt der gemittelte Körperschallpegel des Planetengetriebes um ca. 15 dB auf gut 76 dB ab und bleibt damit den Anregungen im niedrigen Ordnungsbereich deutlich untergeordnet. Hier erreichen die 1. und 2. RO mit knapp

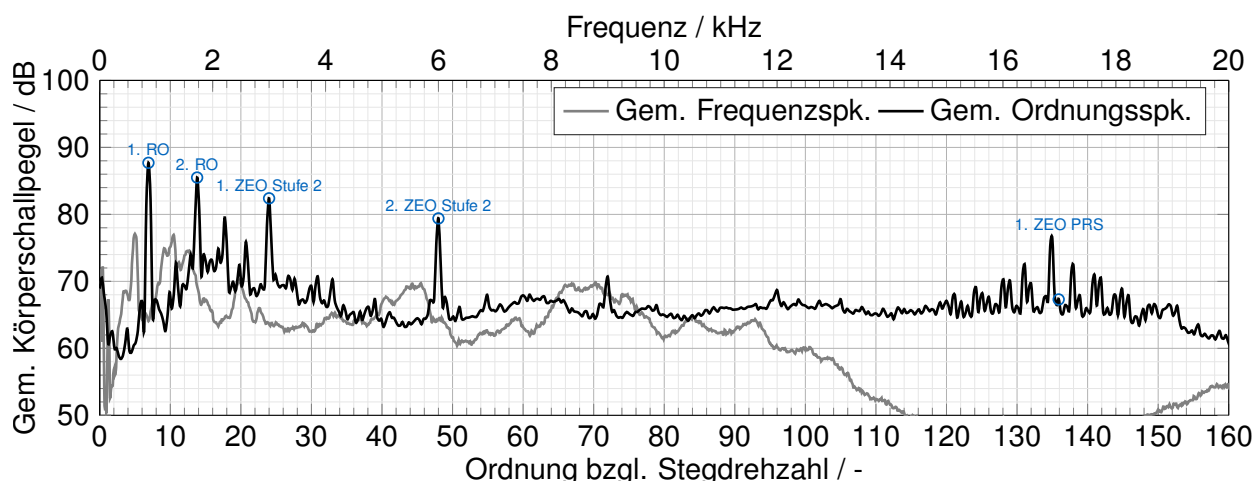


Abbildung 8.25: NVH-optimierte Variante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsdiagramm eines Drehzahlhochlaufs bei konstantem Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch4

88 dB die höchsten Körperschallpegel und liegen damit ca. 4 dB unter den gemittelten Pegeln der Referenzvariante. Die Anregung der 1. ZEO von Stufe 2 liegt mit knapp 83 dB erwartungsgemäß auf demselben Niveau wie im Fall der Referenzvariante (84 dB). Das gemittelte Frequenzspektrum zeigt die höchsten Ausschläge im niedrigen Frequenzbereich von 0 bis 2 kHz. Der Resonanzbereich von Stufe 2 zwischen 8 und 9 kHz zeigt mit knapp 70 dB deutlich kleinere Körperschallpegel, was auf die verringerte Anregung durch den NVH-optimierten PRS zurückzuführen ist.

8.4 Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen TG1 für die Low-Loss-Variante

Nachfolgend werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Low-Loss-Variante präsentiert. Neben den hier beschriebenen experimentellen Untersuchungen erfolgen am Antriebssystem parallel stationäre Experimente zum Wirkungsgradverhalten des Hochdrehzahl-Getriebes. Im Rahmen dieser Langzeitversuche trat ein mechanischer Schaden an einer Antriebsmaschine auf. Zum Schutz des Antriebssystems vor den niederfrequenten Anregungen mit hohen Amplituden insbesondere im Drehzahlbereich über 30.000 1/min und der geringen Aussicht, in diesem Drehzahlbereich neue Erkenntnisse zu erlangen, wird der Betriebsbereich für die Untersuchungen der Low-Loss-Variante eingeschränkt. Die Erprobungen der Low-Loss-Verzahnung erfolgen daher bei einem auf bis zu 30.000 1/min eingeschränkten Drehzahlbereich. Aufgrund der deutlich höheren Zähnezahlen im Vergleich zur Referenz- und zur NVH-optimierten Variante können dennoch der Hauptresonanz- und der überkritische Betriebsbereich untersucht werden.

8.4.1 Schwingungsverhalten des Hochdrehzahl-Planetengeriebtes

Die Frequenz- und Ordnungsdiagramme eines Drehzahlhochlaufs bis 30.000 1/min bei 20 Nm Antriebsmoment für die Low-Loss-Variante an Sensor Ch1 sind in Abbildung 8.26 zu sehen. Die Diagramme zeigen insgesamt ein zur Referenzverzahnung ähnliches Schwingungsverhalten, welches durch die Eigenfrequenz des Planetengeriebtes bei gut 10 kHz bestimmt wird. Deutlich zeichnet sich die 1. ZEO bei der 198. SO sowie deren Höherharmonische ab.

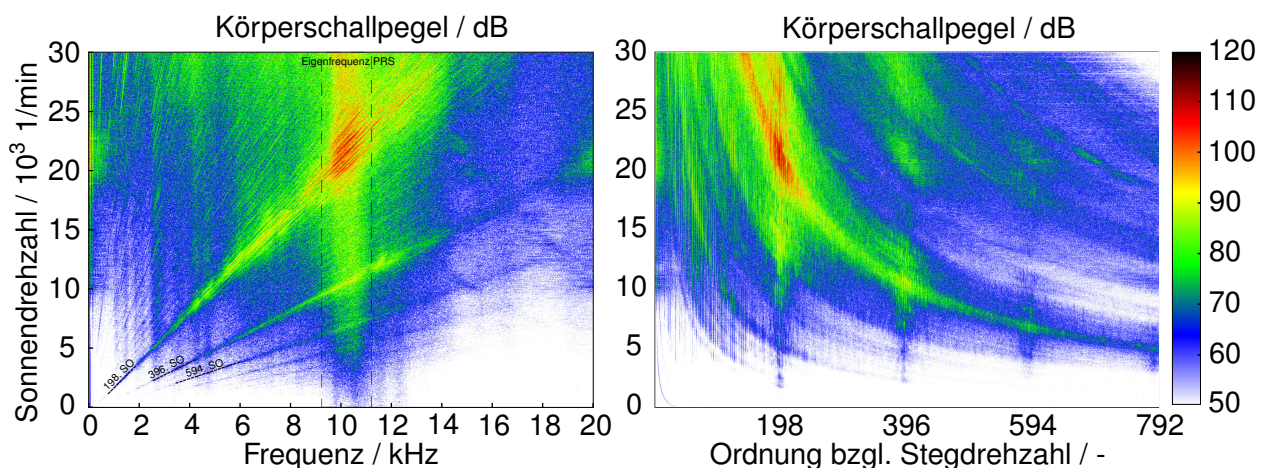


Abbildung 8.26: Low-Loss-Variante: Frequenz- und Ordnungsdiagramm, eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment TG1 von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

Aufgrund der höheren Zähnezahlen kommt die Verzahnung bereits ab ca. 20.000 1/min in Resonanz mit der Eigenfrequenz des PRS. Die niederfrequenten RO wie auch die Verzahnungsanregung von Stufe 2 zeichnen sich aufgrund der niedrigeren maximalen Drehzahl bzw. des niedrigeren Antriebsdrehmoments weniger deutlich ab. Insgesamt entstehen rund um die Zahneingriffsordnungen verstärkt Seitenbänder. Aufgrund der verringerten Zahngröße fallen Verzahnungsabweichungen stärker ins Gewicht, was eine mögliche Erklärung für die deutlicher ausgeprägten Seitenbänder darstellt.

Die Verläufe des Summenpegels und 1. bis 4. ZEO sowie die gemittelten Frequenz- und Ordnungsdiagramme des Hochlaufs sind in den Abbildungen 8.27 und 8.28 gezeigt. Es stellt

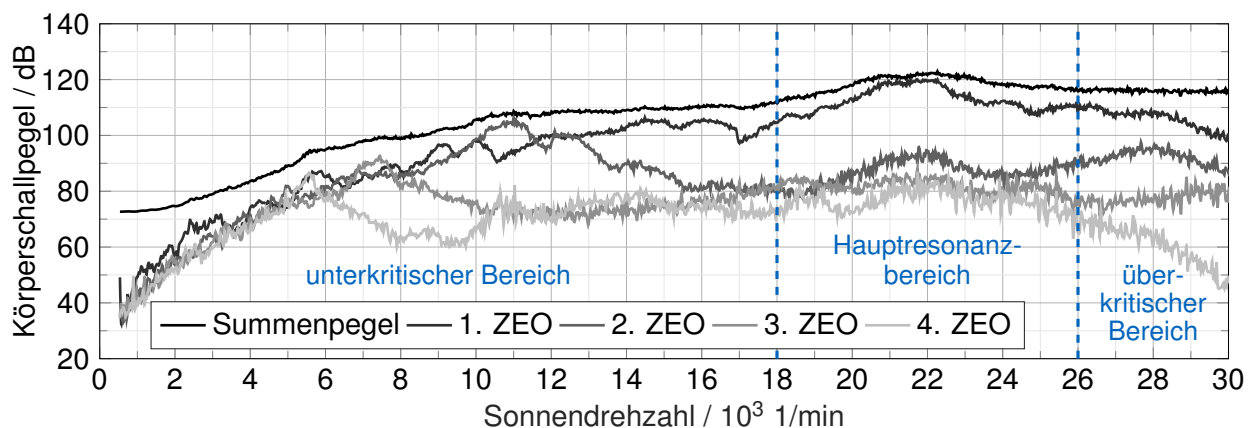


Abbildung 8.27: Low-Loss-Variante: Verläufe des Summenpegels und der 1. bis 4. ZEO eines Drehzahlhochlaufs der Referenzvariante bei konstantem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch1

sich ebenso ein zur Referenzvariante ähnliches Schwingungsverhalten dar. Der unterkritische Betriebsbereich wird durch Vorresonanzen der höherharmonischen ZEO mit der Eigenfrequenz des PRS bestimmt. Der Hauptresonanzbereich beginnt aufgrund der erhöhten Zähnezahlen

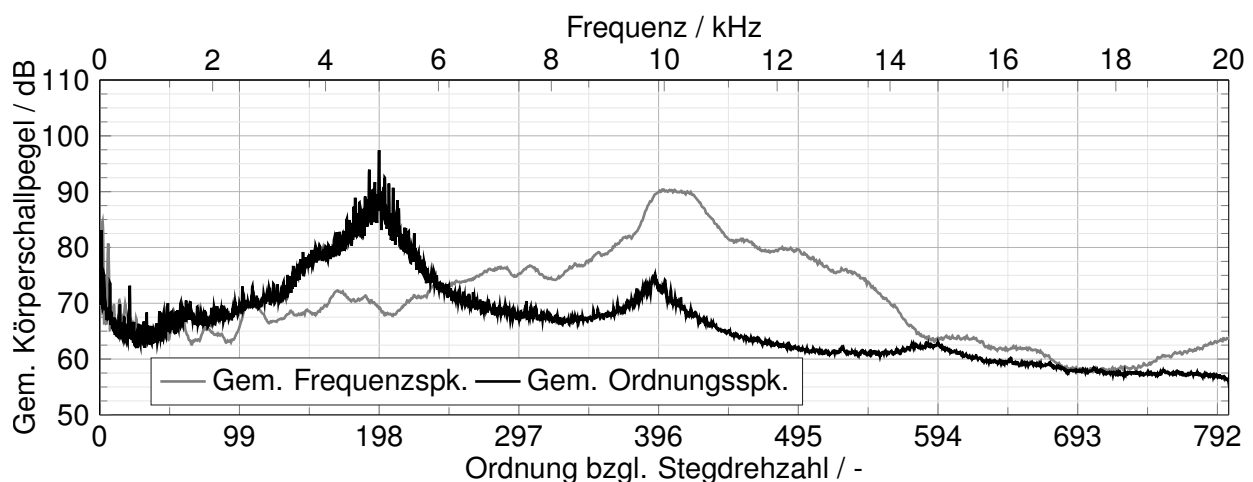


Abbildung 8.28: Low-Loss-Variante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsspektrum eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch1

bereits ab ca. 18.000 1/min und mündet ab einer Drehzahl von ca. 26.000 1/min in den überkritischen Drehzahlbereich. Die Low-Loss-Verzahnung erreicht mit ca. 120 dB leicht kleinere maximale Beschleunigungspegel als die Referenzverzahnung. Wie auch im Fall der zuvor analysierten Verzahnungsvarianten ist die Eigenfrequenz bei gut 10 kHz sichtbar und erreicht im Vergleich zur Referenzvariante etwas kleinere gemittelte Körperschallpegel. Die stark ausgeprägten Seitenbänder sind gut im gemittelten Frequenzspektrum zu erkennen. Aufgrund der verringerten Drehzahlen sind die niedrigeren Rotorordnungen deutlich schwächer ausgeprägt, da deren Amplituden in den vorangegangenen Experimenten erst im höheren Drehzahlbereich über 30.000 1/min anstiegen.

8.5 Vergleichende Betrachtung und Diskussion der Messergebnisse

Zur einfacheren Vergleichbarkeit zeigt Abbildung 8.29 die gemittelten Spektren des Körperschallpegels der drei Verzahnungsvarianten bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm. Es zeigen sich für alle Verzahnungsvarianten ähnliche Amplitudenverhältnisse der 1. ZEO zu den Höherharmonischen, vergleichbare Gestalten der Seitenbänder und deutliche Anregungen im niederfrequenten Bereich durch die 1. bis 3. RO, wodurch die Spektren insgesamt recht ähnlich ausfallen. Passend zu den in Kapitel 6.3.3 beschriebenen Berechnungen ergibt sich für die NVH-optimierte Variante jedoch insgesamt ein Spektrum mit im Mittel um rund 10 dB unter den beiden anderen Varianten liegenden Amplituden. Die Low-Loss-Variante zeigt im gemittelten Spektrum im Mittel leicht niedrigere Amplituden als die Referenzvariante. Tabelle 8.1 fasst die Maximalwerte der gemittelten Körperschallpegel für die drei Verzahnungsvarianten zusammen, wobei die Maxima jeweils im Bereich rund um die 1. ZEO auftreten. Die NVH-Variante erreicht mit 88,1 dB dabei einen um 11,8 dB kleineren maximalen Pegel als die Referenzvariante. Die Low-Loss-Verzahnung reiht sich mit 96,4 dB zwischen den anderen beiden Varianten ein und liegt damit um 3,5 dB unter der Referenz.

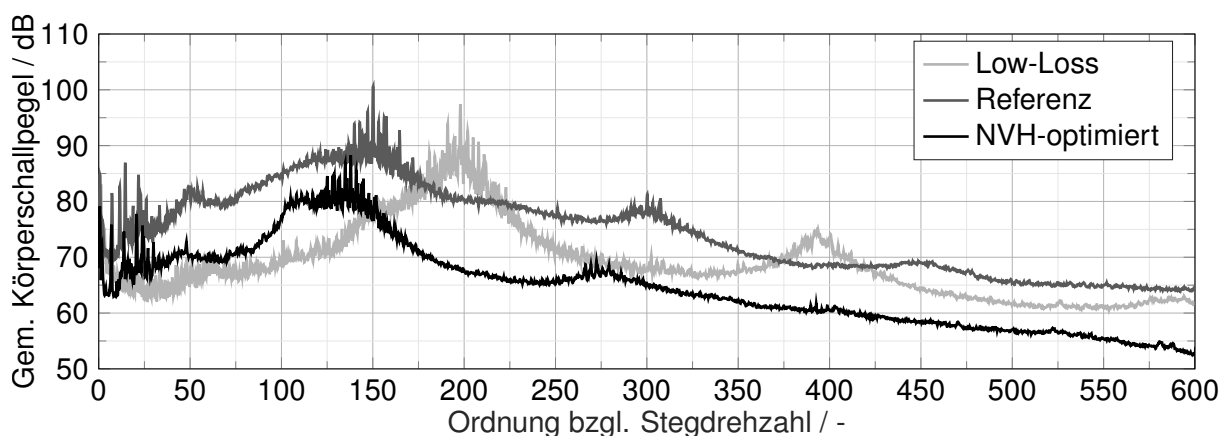


Abbildung 8.29: NVH-optimierte Variante: Gemitteltes Frequenz- und Ordnungsspektrum1 eines Drehzahlhochlaufs bei Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20$ Nm an Sensor Ch1

Tabelle 8.1: Maximalwerte des gemittelten Körperschallpegels der Hochläufe für die drei Verzahnungsvarianten bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

Max. gemittelter Körperschallpegel L_k / dB	
Referenz	99,9
NVH-optimiert	88,1
Low-Loss	96,4

Zusätzlich sind in Abbildung 8.30 die Resonanzkurven der 1. ZEO als lineare Amplituden in Vielfachen von g dargestellt. Um den Einfluss der Seitenbänder in den Resonanzkurven mitzuberechnen, stellen die Kurven Summenbeschleunigungen der 0,9. bis 1,1. ZEO im jeweiligen Drehzahlschritt dar. Analog zum gemittelten Ordnungsspektrum erreicht die 1. ZEO der Referenzvariante in der Resonanz bei ca. 27.900 1/min mit 158,85 g die höchsten Beschleunigungswerte. Im Fall der NVH-optimierten Variante sind in der Resonanz bei ca. 30.700 1/min maximale Beschleunigungen von bis zu 29,4 g zu verzeichnen, wodurch die Resonanzüberhöhung um den Faktor 5,4 kleiner ausfällt als bei der Referenzvariante. Wie im Fall des gemittelten Spektrums reiht sich die Low-Loss-Variante mit einer Körperschallbeschleunigung von 101,2 g im Resonanzfall bei ca. 22.300 1/min zwischen den anderen Varianten ein.

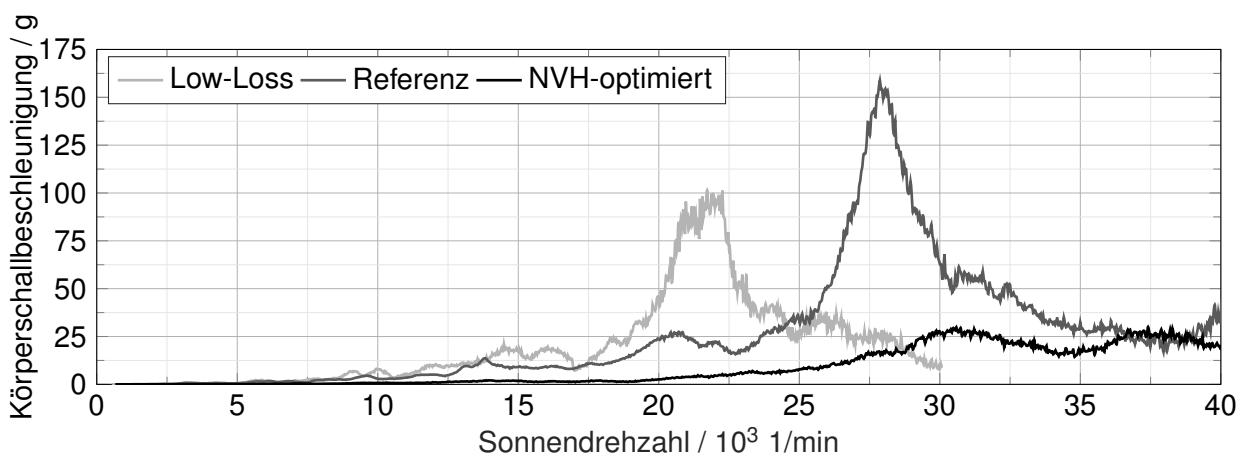


Abbildung 8.30: Resonanzkurven der 1. ZEO für Referenz-, NVH-optimierte und Low-Loss-Variante bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ an Sensor Ch1

Abschließend fasst Tabelle 8.2 die maximalen Körperschallpegel der 1. ZEO für die drei Verzahnungsvarianten in der Messung und aus der Berechnung aus Kapitel 6.3 bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$ zusammen. Zwischen der Referenz- und der NVH-optimierten Variante ergibt sich ein Unterschied von 14,7 dB. Die mittels des ungedämpften Frequenzgangverfahrens angenäherten berechneten Körperschallpegel ergeben zwischen der Referenz- und der NVH-optimierten Variante eine Differenz von 13,9 dB in den translatorischen und 13,6 dB in den rotatorischen Freiheitsgraden. Die Low-Loss-Verzahnung liegt in der Messung im maxima-

len Körperschallpegel um 4 dB niedriger als die Referenz und weist in der Berechnung für die Translation eine Differenz von 5,6 dB und in den rotatorischen Freiheitsgraden einen um 5,8 dB kleineren Körperschallpegel auf. Der Vorteil der Low-Loss-Verzahnung im Vergleich zur Referenz kann größtenteils auf die sequentielle Eingriffsfolge bei ähnlichen Überdeckungsverhältnissen zurückgeführt werden. Die Differenzen der absoluten Beschleunigungspegel zwischen Messung und Rechnung begründen sich durch die im Modell unberücksichtigte Dämpfung. Weiterhin ist kein direkter Vergleich der berechneten und gemessenen Beschleunigungspegel möglich, da die Berechnung am Hohlrad und die Messung durch den Sensor auf der Gehäuseoberfläche stattfinden. Dennoch kann zusammenfassend eine gute Korrelation der berechneten ungedämpften Körperschallpegel mit den gemessenen Körperschallpegeln für die drei Verzahnungsvarianten verzeichnet werden.

Tabelle 8.2: Gemessene und berechnete Maximalwerte der 1. ZEO der drei Verzahnungsvarianten bei einem Antriebsdrehmoment von $T_{an} = 20 \text{ Nm}$

	max. Beschleunigungspegel / dB		
	Messung	Berechnung	
	L_K	L_a (translatorisch)	L_α (rotatorisch)
Referenz	123,9	152,4	133,3
NVH-optimiert	109,2	138,5	119,7
Low-Loss	119,9	146,8	127,5

Aufgrund der Messergebnisse sowie der guten Korrelation mit den Berechnungsergebnissen ist davon auszugehen, dass das Schwingungsverhalten durch die in Abbildung 6.24 dargestellte Eigenmode rund um 10 kHz und aufgrund der Gestalt der Eigenform insbesondere durch Anregungen in axialer Richtung bestimmt wird. Die sequentielle Eingriffsfolge in Verbindung mit der anregungsärmeren Hauptgeometrie führt zu deutlich kleineren Resonanzüberhöhungen und resultierenden Schwingungen in axialer Richtung. Die Schwingungsübertragung ist in radialer Richtung durch die spielbehaftete Lagerung des Hohlrades im Gehäuse deutlich vermindert, weshalb eventuelle Radialkraftanregungen weniger zum Tragen kommen. In axialer Richtung dagegen findet durch die direkte Lagerung des Hohlrades eine direktere Schwingungsübertragung auf das Gehäuse statt.

9 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich im Allgemeinen mit Vor- und Nachteilen von Hochdrehzahl-Getrieben für elektromechanische Antriebsstränge.

Kapitel 2 stellt den Stand des Wissens dar und beschäftigt sich zunächst mit dem allgemeinen Aufbau elektromechanischer Antriebsstränge sowie ihren typischen Komponenten und führt auf die Betrachtung aktueller maximaler Drehzahlen von in der Praxis eingesetzter Systeme hin. Es zeigt sich, dass ein Großteil der elektromechanischen Antriebsstränge als differentialbasierte Zentralantriebe mit maximalen Antriebsdrehzahlen von bis zu 20.000 1/min ausgeführt sind. Im weiteren Verlauf stellt Kapitel 2 verschiedene Mechanismen der Schwingungsanregung in elektromechanischen Antriebssträngen dar, wobei ein besonderes Augenmerk auf die Anregung durch rotordynamische Effekte sowie die Verzahnungsanregung gelegt wird. Es werden verschiedene Ansätze zur numerischen Berechnung der Verzahnungsanregung und des Last-, Verformungs- und Schwingungsverhalten von Getriebesystemen und Planetengetrieben dargelegt. Als Fazit des Stands des Wissens ist festzuhalten, dass sich bereits eine Vielzahl an Arbeiten mit dem Entwurf und dem Schwingungsverhalten von Getriebesystemen für elektromechanische Antriebsstränge befassen, sich jedoch bisher kein umfassendes Bild zum Einfluss der Drehzahl auf die Leistungsdichte, den allgemeinen Betriebszustand bzgl. Systemverformung und Lastverteilung in den Zahneingriffen oder auch das Schwingungsverhalten von elektromechanischen Antriebssträngen ergibt.

Zur Schließung dieser Wissenslücke erfolgt in Kapitel 4 zunächst eine Parameterstudie zum Potential einer Drehzahlerhöhung zur Steigerung der Leistungsdichte von elektromechanischen Antriebssträngen, bestehend aus der elektrischen Maschine und dem Getriebesystem.

Aufbauend auf der Parameterstudie erfolgte die Konzeption eines Technologieträgers in Form eines Hochdrehzahl-Getriebes mit verschiedenen Verzahnungsvarianten, welcher in Kapitel 5 beschrieben ist.

Eine erweiterte Methode zur Berücksichtigung von Gehäusestrukturen bei der Getriebeberechnung wird zunächst in Kapitel 6 vorgestellt, deren Anwendung am Technologieträger die Einflüsse lokaler Verformungen komplexer Strukturbauteile auf die Wellenbiegelinien und Lastverteilungen in den Zahneingriffen aufzeigt. Weiterhin wurde der Einfluss von Fliehkräften in den Planetenstufen untersucht, wobei bei hohen Drehzahlen über 30.000 1/min ein starker Einfluss der Fliehkräfte auf die Lastverteilung in den Zahneingriffen zu verzeichnen ist. Abgeschlossen werden die numerischen Analysen durch die Anwendung einer erweiterten stationären Störungsrechnung zur näherungsweisen Berechnung des dynamischen Schwingungsverhaltens des Planetengetriebes.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Schwingungsverhalten dokumentiert und diskutiert. Neben einer generellen Charakterisierung des Schwingungsverhaltens des Hochdrehzahl-Antriebsstrangs bis zu 50.000 1/min erfolgte die Erprobung

des Getriebesystems über dem gesamten Kennfeld der elektrischen Maschine für die drei Verzahnungsvarianten. Passend zu den in Kapitel 6.3 durchgeführten Berechnungen stellt sich die Eigenmode bei ca. 10,2 kHz als bezüglich der Verzahnungen bestimmendes Schwingungsphänomen heraus. Die Eigenform beinhaltet deutliche Schwingungsamplituden in axialer Richtung, welche durch die Verzahnungsvarianten mit symmetrischer Eingriffsfolge stärker angeregt werden. Insgesamt stellt die erweiterte stationäre Störungsrechnung damit ein Näherungsverfahren zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Getriebesystemen dar, das aufgrund der zeiteffizienten Berechnungsmethodik auch für große Drehzahlbereiche und in frühen Projektphasen eingesetzt werden kann.

Zusammenfassend können die in Kapitel 3 formulierten Fragestellungen zu den Vor- und Nachteilen von Hochdrehzahl-Antriebssträngen damit folgendermaßen beantwortet werden:

- Eine Erhöhung der max. Antriebsdrehzahl auf 50.000 1/min kann die Leistungsdichte im Fall des Technologieträgers um knapp 90 % steigern. Gleichzeitig zeigt die Konzeptstudie jedoch, dass die Entwicklung der Leistungsdichte konvergent verläuft und damit keine beliebigen Leistungsdichten erreichbar sind.
- Die erweiterte stationäre Störungsrechnung zur näherungsweisen Berechnung des Schwingungsverhaltens ist in der Lage, kritische Eigenfrequenzen des Getriebesystems zu detektieren und ein virtuelles Campbell-Diagramm eines Drehzahlhochlaufs zeiteffizient zu berechnen.
- Der niedrige Drehzahlbereich (0 bis ca. 10.000 1/min) ist durch die Anregung niederfrequenter Struktureigenfrequenzen (Gehäuse, globale Moden, ...) gekennzeichnet. Im mittleren bis hohen Drehzahlbereich (10.000 bis ca. 30.000 1/min) dominieren höherfrequente Eigenfrequenzen der Verzahnungen und der Planetenstufe. Im Bereich sehr hoher Drehzahlen (> 30.000 1/min) bestimmen niederfrequente rotordynamische Anregungen das Schwingungsverhalten, welche das Resultat von Rest-Unwuchten oder sonstigen Fehl- ausrichtungen bzw. geometrischer Abweichungen der Rotorwelle sein können.
- Die umgesetzte NVH-optimierte Variante ist durch eine anregungsarme Hauptgeometrie und die sequentielle Eingriffsfolge in der Lage, die Schwingungsanregung im Vergleich zur Referenz- und zur Low-Loss-Variante insbesondere im Resonanzbereich um einen Faktor von 5 und mehr zu reduzieren. Im Fall von Hochdrehzahl-Planetengetrieben mit Drehzahlen bis in den überkritischen Bereich wird daher die Nutzung einer Verzahnung mit hohen Überdeckungen und sequentieller Eingriffsfolge empfohlen.

Aus den zentralen Ergebnissen kann unter Berücksichtigung der konvergenten Leistungsdichte über der max. Antriebsdrehzahl und den massiven Herausforderungen bezüglich des Schwingungsverhaltens bei Drehzahlen >30.000 1/min für Hochdrehzahl-Getriebe für elektromechanische Antriebsstränge auf einen günstigen Drehzahlbereich zwischen 20.000 bis 30.000 1/min geschlossen werden.

10 Ausblick

Der Ausblick auf künftige mögliche Arbeiten im Forschungsfeld der Hochdrehzahl-Getriebe für elektromechanische Antriebsstränge lässt einige Verbesserungen der genutzten Vorgehensweisen und Verallgemeinerungen der gezogenen Schlussfolgerungen zu.

Die in der Arbeit als Basis genutzte Konzeptstudie zur Leistungsdichte von elektromechanischen Antriebssträngen ist auf elektrische Maschinen mit Radialfluss sowie auf permanentmagnetisch erregte Synchronmaschinen beschränkt. Eine Ausweitung der Berechnungsstudie auf Antriebsmaschinen mit Axialfluss oder sonstige Architekturen ist denkbar. Die veränderten Randbedingungen durch die Antriebsmaschine würden auch weitere Getriebekonzepte erlauben, hier insbesondere koaxiale Systeme. Hierdurch wäre es möglich, den Einfluss der max. Antriebsdrehzahl auch für andere Typen elektrischer Maschinen und Getriebe zu analysieren. Außerdem bleibt die gezeigte Parameterstudie auf eine Leistungsklasse beschränkt, welche in zukünftigen Untersuchungen ebenso erweitert werden könnte.

Bezüglich der stationären Störungsrechnungen ist es denkbar, im System real vorhandene Abweichungen wie Teilungsabweichungen des Planetenträgers, Verzahnungsabweichungen oder Bohrungsabweichungen der Lagerstellen im Modell zur Berechnung der Anregung zu inkludieren. So wäre es möglich, die sich ergebende Seitenband-Struktur mit dem gemessenen Spektrum detaillierter zu vergleichen. Zur genaueren Vorhersage des Schwingungsverhaltens im Gesamtsystem wäre es weiterhin vielversprechend, das Schwingungsverhalten der Gehäusestruktur über dynamisch reduzierte Steifigkeits- und Massenmatrizen (z.B. nach der Craig-Bampton-Method [Cra68]) im Modell zur Bestimmung der Übertragungsfunktion zu berücksichtigen. Auch die Nutzung eines Ansatzes zur Abbildung der Dämpfung (z.B. nach Rayleigh), sowie die Kalibrierung der dort genutzten Dämpfungsmaße anhand der Messergebnisse könnten den Detailgrad in der stationären Störungsrechnung weiter verfeinern.

Zur weiteren Optimierung des Schwingungsverhaltens liegt das größte Potential in der Reduktion von Restunwuchten und der detaillierteren Erforschung der rotordynamischen Anregungen im sehr hohen Drehzahlbereich von über 30.000 1/min. So ist es denkbar, dass thermische oder elastischen Verformungen sowie elektromagnetische Unwuchten (z.B. aufgrund ungleicher Ströme in den Wicklungssträngen) neben den statischen Restunwuchten und Fehlausrichtungen zu den starken rotordynamischen Anregungen beitragen.

Literaturverzeichnis

Normen, Richtlinien und Patente

- [DIN14a] DIN EN 61672: Elektroakustik - Schallpegelmesser - Teil 1: Anforderungen (IEC 61672-1:2013) (2014).
- [DIN14b] DIN ISO 21771: Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Begriffe und Geometrie (2014).
- [DIN23] DIN ISO 226: Acoustics – Normal equal-loudness-level contours (2023).
- [DIN78] DIN 3962: Toleranzen für Stirnradverzahnungen, Teile 1-3. (1978).
- [DIN87] DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern Einführung und allgemeine Einflußfaktoren (1987).
- [ISO16a] ISO 21940-11: Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 11: Verfahren und Toleranzen für Rotoren mit starrem Verhalten (2016).
- [ISO16b] ISO 21940-12: Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 12: Verfahren und Toleranzen für Rotoren mit nachgiebigem Verhalten (2016).
- [ISO19] ISO 6336: Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Parts 1-6 (2019).

Zeitschriftenaufsätze, Bücher, Dissertationen, Studienarbeiten

- [Abr23] Abruzzo, M.; Beghini, M.; Romoli, L.; Santus, C.: Design for manufacturing of a spur gears profile modification based on the static transmission error for improving the dynamic behavior. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 129:5-6, S. 1999–2010 (2023). DOI: 10.1007/s00170-023-12340-x.
- [Amb13] Ambarisha, V. K.; Chen, S.; Vijayakar, S.; Mendoza, J.: Time-Domain Dynamic Analysis of Helical Gears with Reduced Housing Model. SAE International Journal of Aerospace 6:1, S. 17–22 (2013).
- [Aze19] Azeem, N.; Yuan, X.; Raza, H.; Urooj, I.: Experimental condition monitoring for the detection of misaligned and cracked shafts by order analysis. Advances in Mechanical Engineering 11:5, S. 168781401985130 (2019). DOI: 10.1177/1687814019851307.
- [Ban12] Bansemir, G.: Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. Dissertation, Technische Universität München (2012).

- [Beh14] Behera, D. P.; Behera, R.; Naikan, V. N. A.: Virtual fault simulation for bearing defects of various types of rotating machine. In: *2014 5th International Conference - Confluence The Next Generation Information Technology Summit (Confluence)*. (2014), S. 726–730. DOI: 10.1109/CONFLUENCE.2014.6949298.
- [Bih14] Bihr, J.; Heider, M.; Otto, M.; Stahl, K.; Kume, T.; Kato, M.: Gear noise prediction in automotive transmissions. In: *International Gear Conference 2014: 26th–28th August 2014, Lyon*. Bd. 133. Elsevier, (2014), S. 457–465. DOI: 10.1533/9781782421955.457.
- [Bih16] Bihr, J.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems. Dissertation, Technische Universität München, München (2016).
- [Bin18] Binder, A.: Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2. Aufl. 2017 (2018).
- [Bla58] Blackman R. B.; Tukey J. W.: The measurement of power spectra from the point of view of communications engineering — Part I. *The Bell System Technical Journal* 37:1, S. 185–282 (1958). DOI: 10.1002/j.1538-7305.1958.tb03874.x.
- [Bol18] Bolte, E.: Elektrische Maschinen. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2018). DOI: 10.1007/978-3-662-54688-8.
- [Bre20] Brecher, C.; Löpenhaus, C.; Theling, J.: Influence of Planet Carrier Misalignments on the Operational Behavior of Planetary Gearboxes. *Gear Technology*. (2020).
- [Cai22] Cai, S.; Kirtley, J. L.; Lee, C. H. T.: Critical Review of Direct-Drive Electrical Machine Systems for Electric and Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Energy Conversion* 37:4, S. 2657–2668 (2022). DOI: 10.1109/TEC.2022.3197351.
- [Coo10] Cooley, C. G.; Parker, R. G.; Vijayakar, S. M.: An efficient finite element solution for gear dynamics. *Journal of Sound and Vibration* 10, S. 012150 (2010). DOI: 10.1088/1757-899X/10/1/012150.
- [Coo11a] Cooley, C. G.; Parker, R. G.: Vibration Structure of Gyroscopic Planetary Gears. In: *Volume 4: 8th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, Parts A and B*. ASMEDC, (8282011), S. 1227–1239. DOI: 10.1115/DETC2011-48506.
- [Coo11b] Cooley, C. G.; Parker, R. G.; Vijayakar, S. M.: A Frequency Domain Finite Element Approach for Three-Dimensional Gear Dynamics. *Journal of Sound and Vibration* 133:4, S. 383 (2011). DOI: 10.1115/1.4003399.
- [Coo12a] Cooley, C. G.; Parker, R. G.: Vibration Properties of High-Speed Planetary Gears With Gyroscopic Effects. *Journal of Vibration and Acoustics* 134:6, S. 578 (2012). DOI: 10.1115/1.4006646.

- [Coo12b] Cooley, C. G.; Parker, R. G.: Critical Speeds, Divergence, and Flutter Instability in High-Speed Planetary Gears. In: *Volume 1: 24th Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A and B*. American Society of Mechanical Engineers, (8122012), S. 1053–1062. DOI: 10.1115/DETC2012-70935.
- [Coo13] Cooley, C. G.; Parker, R. G.: Mechanical stability of high-speed planetary gears. *International Journal of Mechanical Sciences* 69, S. 59–71 (2013). DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2013.01.025.
- [Coo18] Cooley, C. G.; Parker, R. G.: Eigenvalue sensitivity and veering in gyroscopic systems with application to high-speed planetary gears. *European Journal of Mechanics - A/Solids* 67, S. 123–136 (2018). DOI: 10.1016/j.euromechsol.2017.09.003.
- [Cou09a] Coultate, J.: Wind Turbine Gearbox Durability: The experts at Romax Technology discuss the impact of gearbox housing and planet carrier flexibility on wind turbine gearbox durability.. *Wind Systems*:7, S. 42–45 (2009).
- [Cou09b] Coultate, J.; Zhang, Z.; Halse, C.; Crowther, A.: The Impact of Gearbox Housing and Planet Carrier Flexibility on Wind Turbine Gearbox Durability. *European Wind Energy Conference*. (2009).
- [Cra68] Craig, R. R.; Bampton, M. C. C.: Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal* 6:7, S. 1313–1319 (1968). DOI: 10.2514/3.4741.
- [Dal87] Dale, A. K.: Gear Noise and the Sideband Phenomenon - January/February 1987 *Gear Technology*. *Gear Technology*, S. 26–33 (1987).
- [Dee23] Deepak, K.; Frikha, M. A.; Benômar, Y.; El Baghdadi, M.; Hegazy, O.: In-Wheel Motor Drive Systems for Electric Vehicles: State of the Art, Challenges, and Future Trends. *Energies* 16:7, S. 3121 (2023). DOI: 10.3390/en16073121.
- [Dei19a] Deiml, M.; Schneck, M.; Eriksson, T.; Tan-Kim, A.; Peyman, J.; Anthony: High Speed Electric Drive-AVL solution for next generation EDU. In *Proceedings of the 13th CTI SYMPOSIUM “Automotive Drivetrain, Intelligent and Electrified”*, Novi, MI, USA, 13–14 May 2019. (2019).
- [Dei19b] Deiml, M.; Eriksson, T.; Schneck, M.; Tan-Kim, A.: High-speed Electric Drive Unit for the Next Generation of Vehicles. *ATZ worldwide* 121:6, S. 42–47 (2019). DOI: 10.1007/s38311-019-0053-z.
- [Dei19c] Deiml, M.; Eriksson, T.; Schneck, M.; Tan-Kim, A.: Hochdrehende E-Antriebseinheit für die nächste Fahrzeuggeneration. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 121:6, S. 42–47 (2019). DOI: 10.1007/s35148-019-0045-8.
- [Des12] Deshpande, L.; Sawalhi, N.; Randall, R. B.: Gearbox bearing fault simulation using a finite element model reduction technique. *Journal of Physics*:364. (2012).

- [Des20] Desouki, M.; Sassi, S.; Renno, J.; Gowid, S. A.: Dynamic Response of a Rotating Assembly under the Coupled Effects of Misalignment and Imbalance. *Shock and Vibration* 2020:1, S. 1–26 (2020). DOI: 10.1155/2020/8819676.
- [Die81] Diekhans, G.: Numerische Simulation von parametererregten Getriebebeschwingungen. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen (1981).
- [Dop20] Doppelbauer, M.: Grundlagen der Elektromobilität. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, (2020). DOI: 10.1007/978-3-658-29730-5.
- [Dre16] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 12. Aufl. 2016 (2016).
- [Dut16] Dutty, M.: Designing better gearboxes: A new method for taking the housing stiffness into account. (2016).
- [El 22] El Hadraoui, H.; Zegrari, M.; Chebak, A.; Laayati, O.; Guennouni, N.: A Multi-Criteria Analysis and Trends of Electric Motors for Electric Vehicles. *World Electric Vehicle Journal* 13:4, S. 65 (2022). DOI: 10.3390/wevj13040065.
- [Eri13a] Ericson, T. M.; Parker, R. G.: Natural Frequency Clusters in Planetary Gear Vibration. *Journal of Vibration and Acoustics* 135:6, S. 578 (2013). DOI: 10.1115/1.4023993.
- [Eri13b] Ericson, T. M.; Parker, R. G.: Planetary gear modal vibration experiments and correlation against lumped-parameter and finite element models. *Journal of Sound and Vibration* 332:9, S. 2350–2375 (2013). DOI: 10.1016/j.jsv.2012.11.004.
- [Frä06] Fräger, C.: Permanentmagnet-Synchronantriebe im Feldschwächbetrieb. (2006). DOI: 10.5169/seals-857647.
- [Für22] Fürst, M.; Götz, J.; Otto, M.; Stahl, K.: Automation of gearbox design. *Forschung im Ingenieurwesen* 86:3, S. 409–420 (2022). DOI: 10.1007/s10010-021-00517-3.
- [Gal00] Galántai, A.: The theory of Newton's method. *Journal of Computational and Applied Mathematics* 124:1-2, S. 25–44 (2000). DOI: 10.1016/S0377-0427(00)00435-0.
- [Gas06] Gasch, R.; Pfützner, H.; Nordmann, R.: Rotordynamik. Springer, Berlin und Heidelberg, Korrigierter Nachdruck, 2., vollständig neu bearbeitete und erweiterte Auflage (2006).
- [Gas21] Gasch, R.; Knothe, K.; Liebich, R.: Strukturdynamik: Diskrete Systeme und Kontinua. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 3. Aufl. 2021 (2021).
- [Gei02] Geiser, H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München (2002).

- [Gen10] Genuit, K.: Sound-Engineering im Automobilbereich. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2010).
- [Ger21] Gerlach, M. E.; Zajonc, M.; Ponick, B.: Mechanical stress and deformation in the rotors of a high-speed PMSM and IM. *Elektrotechnik und Informationstechnik* 138:2, S. 96–109 (2021). DOI: 10.1007/s00502-021-00866-5.
- [Ger83] Gerber, H.: Schwingungs- und Daempfvverhalten gerad- und schraegverzahnter Zahnradgetriebe. Dissertation, Technische Universität München, München (1983).
- [Göt23] Götzt, J.: Anregungs- und Schwingungsverhalten von Planetengetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München (2023).
- [Guy65] Guyan, R. J.: Reduction of stiffness and mass matrices. *AIAA Journal* 3:2, S. 380 (1965). DOI: 10.2514/3.2874.
- [Gwi17a] Gwinner, P.: Schwingungsarme Achsgetriebe elektromechanischer Antriebsstränge. Dissertation, Technische Universität München, München (2017).
- [Gwi17b] Gwinner, P.; Stahl, K.; Rupp, S.; Strube, A.: Innovative High-speed Powertrain Concept for Highly Efficient Electric Vehicles. *ATZ worldwide* 119:3, S. 66–71 (2017). DOI: 10.1007/s38311-016-0186-2.
- [Haa12] Haastrup, M.; Hansen, M. R.; Ebbesen, M. K.; Mouritsen, O. Ø.: Modeling and Parameter Identification of Deflections in Planetary Stage of Wind Turbine Gearbox. *Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin* 33:1, S. 1–11 (2012).
- [Har00] Harris, O. J.; Douglas, M.; James, B. M.; Woolley, A. M.; Lack, L. W.: Predicting the Effects of Transmission Housing Flexibility and Bearing Stiffness on Gear Mesh Misalignment and Transmission Error.. (2000).
- [Har01] Harris, O. J.; Pears, J. A.; James, B. M.; Poon, A.: Integrating FE into a knowledge-based design system. (2001).
- [Har58] Harris, S. L.: Dynamic loads on the teeth of spur gears¹. *International Shipbuilding Progress* 5:46, S. 269–284 (1958). DOI: 10.3233/ISP-1958-54602.
- [Har78] Harris, F. J.: On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform. *Proceedings of the IEEE* 66:1, S. 51–83 (1978). DOI: 10.1109/PROC.1978.10837.
- [Hei05] Heizenröther, M.: Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. Dissertation, Technische Universität München, München (2005).

- [Hei12] Heider, M. K.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben: Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München (2012).
- [Hei13] Heider, M.; Bihr, J.; Otto, M.; Höhn, B. R.; Stahl, K.: Vibration excitation of a planetary gear stage. In: International Conference on Gears, Garching. (2013).
- [Hel08] Helsen J.; Heirman G.; Vandepitte D.; Desmet W.: The influence of flexibility within multibody modeling of multi-megawatt wind turbine gearboxes. International Conference on Noise and Vibration Engineering, S. 2045–2072 (2008). DOI: 10.1002/0471741833.ch1.
- [Hel11] Helsen, J.; Vanhollenbeke, F.; Marrant, B.; Vandepitte, D.; Desmet, W.: Multibody modelling of varying complexity for modal behaviour analysis of wind turbine gearboxes. Renewable Energy 36:11, S. 3098–3113 (2011).
- [Hje21] Hjelm, R.; Ahadi, A.; Wahlström, J.: Gear tolerancing for simultaneous optimization of transmission error and contact pressure. Results in Engineering 9:2 2, S. 100195 (2021). DOI: 10.1016/j.rineng.2020.100195.
- [Hof15] Hofacker, A.: Akustik für Fahrzeuge mit elektrifiziertem Antrieb. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 117:5, S. 8–13 (2015). DOI: 10.1007/s35148-015-0061-2.
- [Hof18] Hofstetter, M.; Lechleitner, D.; Hirz, M.; Gintzel, M.; Schmidhofer, A.: Multi-objective gearbox design optimization for xEV-axle drives under consideration of package restrictions. Forschung im Ingenieurwesen 82:4, S. 361–370 (2018). DOI: 10.1007/s10010-018-0278-9.
- [Höh08] Höhn, B.-R.; Bansemir, G.; Dyla, A.: Application of a functional product model for product development (example: gear units). SIMVEC - Numerical Analysis and Simulation in Vehicle Engineering. (2008).
- [Hol21] Holzer, H.: Die Berechnung der Drehschwingungen und ihre Anwendung im Maschinenbau. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (1921). DOI: 10.1007/978-3-642-51387-9.
- [Hu19] Hu, Y.; Ryali, L.; Talbot, D.; Kahraman, A.: A theoretical study of the overall transmission error in planetary gear sets. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 233:21-22, S. 7200–7211 (2019). DOI: 10.1177/0954406219830436.
- [Idl16] Idler, S.; Gwinner, P.; Stahl, K.; König, R.; Rinderknecht, S.: Innovative Super-High Multiple Speed Concept for the Electrified Automotive Powertrain. In: Innovativ, B. (Hrsg.): *5th Conference on Future Automotive Technology*. (2016).

- [Ina09] Inalpolat, M.; Kahraman, A.: A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets. *Journal of Sound and Vibration* 323:3-5, S. 677–696 (2009). DOI: 10.1016/j.jsv.2009.01.004.
- [Ina10] Inalpolat, M.; Kahraman, A.: A dynamic model to predict modulation sidebands of a planetary gear set having manufacturing errors. *Journal of Sound and Vibration* 329:4, S. 371–393 (2010). DOI: 10.1016/j.jsv.2009.09.022.
- [Ina14] Inalpolat, M.; Handschuh, M.; Kahraman, A.: Influence of indexing errors on dynamic response of spur gear pairs. *Mechanical Systems and Signal Processing* 60-61:5, S. 391–405 (2014). DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.11.017.
- [Jam02] James, B.; Douglas, M.; Palmer, D.: Predicting the Contact Conditions for Hypoid Gear Sets by Analysis and a Comparison with Test Data. *SAE transactions*. (2002).
- [Kah03] Kahraman, A.; Kharazi, A.; Umrani, M.: A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims. *Journal of Sound and Vibration* 262:3, S. 752–768 (2003).
- [Kah04a] Kahraman, A.; Bodas, A.: Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on the Static Load Sharing Behaviour of Planetary Gear Sets. *Mechanical Engineering Journal - JSME*:3. (2004).
- [Kah04b] Kahraman, A.; Kubur, M.: Dynamic Analysis of a Multi-Shaft Helical Gear Transmission by Finite Elements: Model and Experiment. *Journal of Vibration and Acoustics* 126:3. (2004).
- [Kah07] Kahraman, A.; Avinash, S.; Ligata, H.: Internal Gear Strains and Load Sharing in Planetary Transmissions - Model and Experiments. (2007).
- [Kah94a] Kahraman, A.: Planetary Gear Train Dynamics. *Journal of Mechanical Design* 116:3, S. 713–720 (1994). DOI: 10.1115/1.2919441.
- [Kah94b] Kahraman, A.: Load sharing characteristics of planetary transmissions. *Mechanism and Machine Theory* 29:8, S. 1151–1165 (1994). DOI: 10.1016/0094-114X(94)90006-X.
- [Kam18] Kampker, A.; Vallée, D.; Schnettler, A. (Hrsg.): *Elektromobilität: Grundlagen einer Zukunftstechnologie*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2. Aufl. 2018 (2018).
- [Kis16] Kissling, U.: Optimale Lösung bei der Auslegung einer Zahnrad-Mikrogeometrie. *antriebstechnik*:10, S. 68–73 (2016).
- [Kle08] Klein, U.: *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. Verl. Stahleisen, Düsseldorf, 3., überarb. Aufl., unveränd. Nachdr (2008).

- [Klo17] Klocke, F.; Brecher, C.: Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation. Carl Hanser Verlag, München, (2017).
- [Kna77] Knabel, W.: Geraeusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben: Untersuchung geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. Dissertation, Technische Universität München, München (1977).
- [Koh17] Kohn, B.; Utakapan, T.; Fromberger, M.; Otto, M.; Stahl, K.: Flank modifications for optimal excitation behaviour. *Forschung im Ingenieurwesen* 81:2-3, S. 65–71 (2017). DOI: 10.1007/s10010-017-0218-0.
- [Koh18] Kohn, B.: Topologische Flankenkorrektur zur Anregungsoptimierung von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2018).
- [Kol06] Kollmann, F. G.: Praktische Maschinenakustik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2006). DOI: 10.1007/3-540-30975-6.
- [Kön21] König, A.; Nicoletti, L.; Schröder, D.; Wolff, S.; Waclaw, A.; Lienkamp, M.: An Overview of Parameter and Cost for Battery Electric Vehicles. *World Electric Vehicle Journal* 12:1, S. 21 (2021). DOI: 10.3390/wevj12010021.
- [Kor09] Korde, A.; Wilson, B. K.: The Effect of Flexible Components on the Durability, Whine, Rattle and Efficiency of an Automotive Transaxle Geartrain System. *Gear Technology*. (2009).
- [Kri20] Krings, A.; Monissen, C. (Hrsg.): Review and Trends in Electric Traction Motors for Battery Electric and Hybrid Vehicles. (2020). DOI: 10.1109/ICEM49940.2020.9270946.
- [Küç81] Küçükay, F.: Über das dynamische Verhalten von einstufigen Zahnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München (1981).
- [Küç83] Küçükay, F.: Stabilitätsuntersuchungen an einstufigen Zahnradgetrieben. *ZAAM* 63, T68-T71. (1983).
- [Küç84] Küçükay, F.: Zur Formulierung und Programmierung der Bewegungsgleichungen von Antriebssträngen. In: *VDI-Z.* 126 S.769-774. (1984).
- [Küç87] Küçükay, F.: Dynamik der Zahnradgetriebe. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (1987). DOI: 10.1007/978-3-642-82926-0.
- [Lan17] Langhart, J.; Zotos, I.: Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Verzahnungslaufeigenschaften. *Konstruktion*:03, S. 75–80 (2017).
- [Lan22] Langpoklakpam, C.; Liu, A.-C.; Chu, K.-H.; Hsu, L.-H.; Lee, W.-C.; Chen, S.-C.; Sun, C.-W.; Shih, M.-H.; Lee, K.-Y.; Kuo, H.-C.: Review of Silicon Carbide Processing for Power MOSFET. *Crystals* 12:2, S. 245 (2022). DOI: 10.3390/cryst12020245.

- [Lin00] Lin, J.; Parker, R. G.: Structured vibration characteristics of planetary gears with unequally spaced planets. *Journal of Sound and Vibration* 233:5, S. 921–928 (2000). DOI: 10.1006/jsvi.1999.2581.
- [Lin10] Linke, H.: *Stirnradverzahnung: Berechnung – Werkstoffe – Fertigung*. Hanser Verlag, München, 2., vollständig überarbeitete Auflage (2010). DOI: 10.3139/9783446433724.
- [Lin99] Lin, J.; Parker, R. G.: Analytical Characterization of the Unique Properties of Planetary Gear Free Vibration. *Journal of Vibration and Acoustics* 121:3, S. 316–321 (1999). DOI: 10.1115/1.2893982.
- [Loo09] Looman, J.: *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. Springer, Heidelberg, Dritte neubearbeitete und erweiterte Auflage 1996 (2009).
- [Mag08] Magnus: *Schwingungen*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, (2008). DOI: 10.1007/978-3-8351-9227-0.
- [Mai10] Mair, M.: *Numerische und Experimentelle Modalanalyse eines Statorblechpaketes*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz (2010).
- [Mat17] Matsushita, O.; Tanaka, M.; Kanki, H.; Kobayashi, M.; Keogh, P.: *Basic rotordynamics: Introduction to practical vibration analysis*. Springer, Japan, (2017). DOI: 10.1007/978-4-431-55456-1.
- [Mer14] Merwerth, J.: *The Hybrid-Synchronous Machine of the New BMW i3&i8: Challenges with Electric Traction Drives for Vehicles*. Lund, Sweden, (1 April 2014).
- [Mic11] Michel, M.: *Leistungselektronik: Einführung in Schaltungen und Deren Verhalten*. Springer Berlin / Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 5th ed. (2011).
- [Mor21] Morhard, B.; Schweigert, D.; Miletì, M.; Sedlmair, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Efficient lubrication of a high-speed electromechanical powertrain with holistic thermal management. *Forschung im Ingenieurwesen* 85:2, S. 443–456 (2021). DOI: 10.1007/s10010-020-00423-0.
- [Mös15] Möser, M.: *Technische Akustik*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2015).
- [Mül08] Müller, G.; Vogt, K.; Ponick, B.: *Berechnung elektrischer Maschinen*. Wiley-VCH, Weinheim, 6., völlig neu bearb. Aufl (2008).
- [Mül09] Müller, G.; Ponick, B.: *Theorie elektrischer Maschinen*. Wiley-VCH, Weinheim, 6., völlig neu bearb. Aufl. (2009).
- [Mül91] Müller, R.: *Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*. Dissertation, Technische Universität München, München (1991).

- [Mül98] Müller, H. W.: Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg und s.l., Zweite Neubearbeitete und erweiterte Auflage (1998). DOI: 10.1007/978-3-642-58725-2.
- [Mus05] Muszyńska, A.: Rotordynamics. Taylor & Francis, Boca Raton, Fla., (2005).
- [Neu16] Neubauer, B.: Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen- Bestimmung des Lastaufteilungsverhaltens, Berechnung und Optimierung der Lastverteilung und des Anregungsverhaltens in den Zahneingriffen von Planetengetrieben in Wechselwirkung mit dem komplexen Getriebeumfeld. Dissertation, Technische Universität München, München (2016).
- [Nic21] Nicoletti, L.; Ostermann, F.; Heinrich, M.; Stauber, A.; Lin, X.; Lienkamp, M.: Topology analysis of electric vehicles, with a focus on the traction battery. *Forschung im Ingenieurwesen* 85:2, S. 457–467 (2021). DOI: 10.1007/s10010-020-00422-1.
- [Nie03] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2003). DOI: 10.1007/978-3-662-11873-3.
- [Nie19] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B. R.; Stahl, K.: Maschinenelemente 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 5. Aufl. (2019).
- [Pap14] Papies, Jennifer: Methodik zur systematischen Analyse und Optimierung dynamischer Kraft- u. Weganregungen in Planetengetrieben. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2014).
- [Par12] Parker, R. G.; Guo, Y.; Eritenel, T.; Ericson, T. M.: Vibration Propagation of Gear Dynamics in a Gear-Bearing-Housing System Using Mathematical Modeling and Finite Element Analysis. (2012).
- [Par14] Parlow, J.; Otto, M.; Stahl, K.: Anwendungsflexible Getriebeauslegung nach Wunsch. 4. Kongress zu Einsatz und Validierung von Simulationmethoden für die Antriebstechnik. (2014).
- [Par16] Parlow, J.: Entwicklung einer Methode zum anforderungsgerechten Entwurf von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2016).
- [Pee06] Peeters, J.; Vandepitte, D.; Sas, I.: Simulation of dynamic drive train loads in a wind turbine. Dissertation, KU Leuven (2006).
- [Pfe14] Pfeiffer, F.; Schindler, T.: Einführung in die Dynamik. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2014). DOI: 10.1007/978-3-642-41046-8.
- [Pfl10] Pflüger, M.; Brandl, F.; Bernhard, U.; Feitzelmayer, K.: Fahrzeugakustik. Springer, Wien, (2010).

- [Pio06] Piotrowski, J.: Shaft Alignment Handbook. CRC Press, (2006). DOI: 10.1201/9781420017878.
- [Pla88] Placzek, T.: Lastverteilung und Flankenkorrekturen in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. Dissertation, Technische Universität München, München (1988).
- [Poi21] Pointner, L.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Test Facility to Investigate Function and Efficiency of the Speed4E Hyper-High-Speed Electromechanical Powertrain. STLE Annual Meeting & Exhibition. (2021).
- [Rad07] Radev, S.: Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. Dissertation, Technische Universität München, München (2007).
- [Rei17] Reichert, U.; Bause, K.; Ott, S.: Presentation of a multispeed gearbox for a BEV increasing the efficiency and power density. (2017).
- [Rei22] Reif, K.; Dietsche, K.-H.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und Springer Vieweg, Wiesbaden, 30. Auflage 2022 (2022).
- [Roc18] Roccaforte, F.; Fiorenza, P.; Greco, G.; Lo Nigro, R.; Giannazzo, F.; Iucolano, F.; Saggio, M.: Emerging trends in wide band gap semiconductors (SiC and GaN) technology for power devices. *Microelectronic Engineering* 187-188:339, S. 66–77 (2018). DOI: 10.1016/j.mee.2017.11.021.
- [Rod18] Rodrigues, C.: Design of a high-speed transmission for an electric vehicle. Dissertation, University of Porto, Porto (2018).
- [Rüs03] Rüschoff, R.; Ingeli, J.; Heider, M.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 254/II - Heft 675 - Mehrfacheingriffe - Analyse der Wechselwirkungen von Mehrfacheingriffen am Beispiel Planetengetriebe. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2003).
- [Sad20] Sadhu, N. L.; Teegala, B. R.; Marapu, V. K.: Constant and variable switching frequency random PWM strategies for open-end winding induction motor drive. *Journal of Power Electronics* 20:6, S. 1488–1495 (2020). DOI: 10.1007/s43236-020-00137-0.
- [Sai16] Sainte-Marie, N.: A transmission-error-based gear dynamic model: Applications to single- and multi-mesh transmissions. PhD Thesis, Université de Lyon (2016).
- [Sat97] Sattelberger, K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. Diss., Technische Universität München, München (1997).
- [Saw11] Sawalhi, N.; Deshpande, L.; Randall, B.: Improved simulations of faults in gearboxes for diagnostic and prognostic purposes using a reduced finite element model of the casing. (2011).

- [Sch11] Schlecht, B.: Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen. Pearson Studium, München, [Nachdr.] (2011).
- [Sch19a] Schröder, D.; Marquardt, R. (Hrsg.): Leistungselektronische Schaltungen: Funktion, Auslegung und Anwendung. Springer Vieweg, Berlin und Heidelberg, (2019).
- [Sch21] Schweigert, D.; Wittmann, J.; Otto, M.; Billenstein, D.; Rieg, F.; Stahl, K.: FVA-Nr. 711/II - Heft 1453 - RIKORplusZ88 II: Erweiterung der Detailtiefe bei der Berücksichtigung von elastischen Gehäusestrukturen in der Getriebeauslegung mit RIKOR: Abschlussbericht. Frankfurt/Main, (2021).
- [Sch23a] Schweigert, D.; Hofer, M.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 30/XI - Heft 1586 - RIKOR: Erweiterung um Berechnungsanforderungen und Verbesserung der Performance: Abschlussbericht. Frankfurt/Main, (2023).
- [Sch73] Schmidt, G.: Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. Dissertation, Technische Universität München, München (1973).
- [Sep18] Sepp, S.: Experimentelle Untersuchung des Anregungsverhaltens mehrstufiger Getriebe. Masterarbeit, Technische Universität München, München (2018).
- [Sep23] Sepp, S.; Otto, M.; Stahl, K.: Periodic flank modifications for optimal excitation behavior of practical gear geometries. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings 265:6, S. 1597–1604 (2023). DOI: 10.3397/IN{\textunderscore core}2022{\textunderscore}0223.
- [Sfa11] Sfar, M. Z.; Predki, W.; Jarchow, F.: Bestimmung von Verzahnungskorrekturen und Lagerkräften in Planetengetrieben für Lastkollektive. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2011).
- [Sha49] Shannon, C. E.: Communication in the Presence of Noise. Proceedings of the IRE 37:1, S. 10–21 (1949). DOI: 10.1109/jrproc.1949.232969.
- [Shi23] Shi, B.; Ramones, A. I.; Liu, Y.; Wang, H.; Li, Y.; Pischinger, S.; Andert, J.: A review of silicon carbide MOSFETs in electrified vehicles: Application, challenges, and future development. IET Power Electronics 16:12, S. 2103–2120 (2023). DOI: 10.1049/pel.2.12524.
- [Sin20] Sinambari, G. R.; Sentpali, S.: Ingenieurakustik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, (2020).
- [Smi07] Smith, A.; Pears, J.; Platten, M.; Palmer, D.: Epicyclic Gear Transmission Error - The Importance of Controlling Tolerances. SAE Technical Paper:01. (2007).
- [Spe20] Specovius, J.: Grundkurs Leistungselektronik: Bauelemente, Schaltungen und Systeme. Springer Vieweg, Wiesbaden, 10. Auflage (2020). DOI: 10.1007/978-3-658-30399-0.

- [The21] Theling, J.; Brimmers, J.; Brecher, C.: Reducing mass while improving the operational behavior: form optimization of planetary gearbox housings. *Forschung im Ingenieurwesen* 85:2, S. 543–551 (2021). DOI: 10.1007/s10010-021-00445-2.
- [The22] Theling, J.; Brimmers, J.; Brecher, C.: Influences on the excitation behavior of lightweight planetary gearboxes. *Forschung im Ingenieurwesen* 86:3, S. 303–313 (2022). DOI: 10.1007/s10010-021-00512-8.
- [Tho12] Thoma, F.: Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. Dissertation, Technische Universität München, München (2012).
- [Tim70] Timoshenko, S.; Goodier, J. N.: *Theory of Elasticity*. McGraw-Hill, New York, Third (1970).
- [Tsc19] Tschöke, H.; Gutzmer, P.; Pfund, T.: *Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2019). DOI: 10.1007/978-3-662-60356-7.
- [Tyl06] Tylee-Birdsall, A.; Song, Y.; Lee, S. K.: *Integrated Software for Wind Turbine Gearbox Design & Development Analysis*. (2006).
- [Ulz21] Ulz, A.; Graf, B.; Priestner, C.; Mehrgou, M.: Kriterien für die NVH-Entwicklung von elektrischen Antriebseinheiten. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 123:7-8, S. 26–33 (2021). DOI: 10.1007/s35148-021-0713-3.
- [Uta14] Utakapan, T.; Ingeli, J.; Heider, M.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 487/IV - Heft 1101 - Neue Kennwerte zur rechnerischen Beurteilung des Anregungsverhaltens von Verzahnungen. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2014).
- [Uta19] Utakapan, T.; Götz, J.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 338/VII - Heft 1346: Erweiterung Dynamisches Zahnkräfte Programm. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2019).
- [Uta20] Utakapan, T.: Schwingungsverhalten mehrstufiger Getriebe. Dissertation, Technische Universität München, München (2020).
- [Vel12] Velez, P.: On the Modelling of Spur and Helical Gear Dynamic Behaviour. In: Gokcek, M. (Hrsg.): *Mechanical Engineering*. InTech, (2012). DOI: 10.5772/36157.
- [Vij03] Vijayakar, S.; Abad, S.; Gunda, R.: *Multi-body Dynamic Contact Analysis Tool for Transmission Design*. Advanced Numerical Solutions. (2003).
- [Web55] Weber, C.; Niemann, G.; Banaschek, K.: Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern. Schriftenreihe Antriebstechnik. (1955).

- [Wei14] Weinberger, U.: Berechnung der Lastverhältnisse in Planetenradlagerungen unter Berücksichtigung der Planetenradverformung im komplexen Getriebeumfeld. Masterarbeit, Technische Universität München, München (2014).
- [Wei20] Weinberger, U.; Otto, M. K.; Stahl, K.: Closed-Form Calculation of Lead Flank Modification Proposal for Spur and Helical Gear Stages. *Journal of Mechanical Design* 142:3, S. 605 (2020). DOI: 10.1115/1.4045396.
- [Wei21] Weinberger, U.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 30/X - Heft 1433 - Erweiterung RIKOR. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2021).
- [Wei23] Weinberger, U.: Anregungsverhalten doppelschraegverzahneter Planetenradgetriebe - Einfluss des Apex-Punktes. Dissertation, Technische Universität München, München (2023).
- [Wer17] Werner, M.: Nachrichtentechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, (2017).
- [Wes21] Westphal, C. M.; Brimmers, J.; Brecher, C.: Analysis of the Operational Behavior of a High-Speed Planetary Gear Stage for Electric Heavy Duty Trucks in Multi-Body Simulation. *Power Transmission Engineering* 15:2, S. 46–54 (2021).
- [Wid21] Widodo, I. G.; Khoryanton, A.; Pramono, A.: Analysis of vibration due to misalignment in the clutch cluster installation of centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1108:1, S. 012037 (2021). DOI: 10.1088/1757-899X/1108/1/012037.
- [Wie19] Wiesemann, J.; Sommer, S.; Mertens, A.: Switching Characteristics of a 1.2 kV SiC MOSFET Module using a Controllable Current-Sourced Gate Driver. In: *PCIM Europe 2019; International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management*. (2019), S. 1–6.
- [Wik98] Wikidal, F.: Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahneter Stirnräder unter Berücksichtigung last- und fertigungsbedingter Abweichungen. Dissertation, Technische Universität München, München (1998).
- [Wil13] William, M. D.: Performance-based gear metrology: Kinematic-transmission-error computation and diagnosis. John Wiley & Sons, Chichester, West Sussex und Hoboken, (2013). DOI: 10.1002/9781118357903.
- [Xin13] Xing, Y.: Wind Turbine Drivetrain Modeling. Hrsg. von Norwegian Centre of Excellence. (2013).

- [Zan20] Zander, M.; Kehl, J. H.; Otto, M.; Böttcher, R.; Poll, G.; Stahl, K.: FVA-Nr. 701/III - Heft 1404 - Erweiterung LAGER2 - Erweiterung der Wälzlagerberechnung in FVA-Software. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2020).
- [Zel18] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, (2018).
- [Zir17] Zirn, O.: Elektrifizierung in der Fahrzeugtechnik: Grundlagen und Anwendungen. Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, (2017).

Internetseiten und Benutzerhandbücher

- [Eur19] Europäische Kommission: Der europäische Grüne Deal.
- [Mat21] Mathworks, I.: MATLAB version 9.11.0.1873467 (R2021b) Update 3.
- [NI09] NI: LabVIEW Benutzerhandbuch: Version 6.8.1. Programmdokumentation. <https://www.ni.com/de-de/shop/software/products/labview.html>.

Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten

Folgende Studienarbeiten, deren Bearbeitung, Auswertung, Interpretation und Darstellung von Ergebnissen unter wesentlicher wissenschaftlicher Anleitung des Autors dieser Dissertation entstanden sind, wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau angefertigt. Ergebnisse flossen zum Teil in die Arbeit ein.

- [Mel20] Melzig, L.: Einfluss von Fliehkräften in Planetengetriebesystemen. Bachelorarbeit, Technische Universität München (2020).

- [Obe22a] Oberneder, F.: Experimentelle Untersuchungen zum Schwingungsverhalten eines Hochdrehzahl-Getriebes. Masterarbeit, Technische Universität München (2022).
- [Obe22b] Oberneder, F.: Untersuchungen zum Schwingungsverhalten eines Hochdrehzahl-Getriebes. Semesterarbeit, Technische Universität München (2022).

- [Tri20] Tripps, A.: Einfluss der maximalen Antriebsdrehzahl auf die Leistungsdichte von elektromechanischen Antriebssträngen. Masterarbeit, Technische Universität München (2020).

Sonstige Dokumente

Diese Arbeit basiert auf den Erkenntnissen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) geförderten Projekts *Speed4E* sowie auf den Ergebnissen der Forschungsvorhaben der Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA 711 II, FVA 30 XI und FVA 711 III. Die Inhalte der Abschlussberichte zu den Forschungsvorhaben werden in dieser Dissertation verwendet. Zudem sind folgende Arbeiten in den Jahren 2018 bis 2024, die vom Autor selbst oder unter Beteiligung von Mitarbeitern des Lehrstuhls für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme erstellt wurden, zum Teil mit in diese Arbeit eingeflossen.

- [Sch18] Schweigert, D.: Erweiterte Methode zur Berücksichtigung des Gehäuseeinflusses bei der Last- und Verformungsanalyse von Stirnradgetriebesystemen. Masterarbeit, Technische Universität München (2018).
- [Sch19b] Schweigert, D.; Mileti, M.; Morhard, B.; Sedlmair, M.; Fromberger, M.; Otto, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Innovative transmission concept for hyper-high-speed electromechanical powertrains. 19th International VDI Congress on Drivetrain for Vehicles, Dritev 2019. (2019).
- [Sch20a] Schweigert, D.; Gerlach, M.; Hoffmann, A.; Morhard, B.; Tripps, A.; Lohner, T.; Otto, M.; Ponick, B.; Stahl, K.: On the Impact of Maximum Speed on the Power Density of Electromechanical Powertrains. *Vehicles* 2:2, S. 365–397 (2020). DOI: 10.3390/vehicles2020020.
- [Sch20b] Schweigert, D.; Pointner, L.; Mileti, M.; Gangkofer, C.; Otto, M.; Stahl, K.: Vibration behavior of a high speed gearbox for electric vehicles. 27th International Congress on Sound 2020, Prag. (2020).
- [Sch22] Schweigert, D.; Weinberger, U.; Otto, M.; Stahl, K.: Advanced method of including housing stiffness into calculation of gear systems; [Erweiterte Methode zur Einbeziehung von Gehäusesteifigkeiten in die Berechnung von Getriebesystemen]. *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research* 86:2, S. 241–248 (2022). DOI: 10.1007/s10010-022-00585-z.
- [Sch23b] Schweigert, D.; Morhard, B.; Oberneder, F.; Pointner-Gabriel, L.; Otto, M.; Stahl, K.: Speed4E: Simulative and Experimental Results on the Vibration Behavior of a High-Speed Planetary Gearbox. 23 rd International VDI-Congress Dritev, July 5 th -6 th , Baden-Baden. (2023). DOI: 10.51202/9783181024201.
- [Sch24] Schweigert, D.; Morhard, B.; Oberneder, F.; Pointner-Gabriel, L.; Otto, M.; Stahl, K.: Numerical and experimental investigations on the vibration behavior of a high-speed planetary gearbox. *Forschung im Ingenieurwesen* 88:1, S. 365 (2024). DOI: 10.1007/s10010-024-00727-5.

Dissertationen der FZG

1. PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig (1935).
2. BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig (1939).
3. HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig (1943).
4. HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig (1943).
5. ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig (1944).
6. OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig (1945).
7. RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig (1948).
8. GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig (1948).
9. TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig (1948).
10. CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig (1949).
11. THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig (1949).
12. MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig (1950).
13. KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig (1951).
14. BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig (1951).
15. HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckengetrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München (1952).
16. HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München (1952).

17. WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München (1954).
18. ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München (1957).
19. RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München (1957).
20. OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München (1958).
21. UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnradern. TH München (1958).
22. LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München (1959).
23. JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München (1960).
24. POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München (1960).
25. EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München (1962).
26. PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München (1962).
27. SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München (1962).
28. ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München (1963).
29. NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München (1964).
30. GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München (1964).
31. ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München (1965).
32. REISTER, D. Einseitiges Breiten tragen bei Stirnrädern. TH München (1965).
33. KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München (1965).
34. HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München (1965).
35. LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München (1966).

36. MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München (1966).
37. BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München (1966).
38. LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München (1966).
39. LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München (1967).
40. SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München (1967).
41. MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München (1968).
42. GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München (1968).
43. GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München (1969).
44. GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München (1969).
45. BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München (1969).
46. SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München (1969).
47. STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München (1970).
48. SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München (1971).
49. STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München (1971).
50. SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (1972).
51. HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München (1974).

52. WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München (1974).
53. RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München (1976).
54. RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München (1976).
55. GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München (1977).
56. KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München (1977).
57. KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München (1977).
58. WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München (1977).
59. HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München (1978).
60. BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München (1979).
61. PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München (1980).
62. FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München (1981).
63. OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elasto-hydrodynamik. TU München (1982).
64. HORNUNG, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München (1983).
65. WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München (1983).

66. VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München (1984).
67. SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München (1984).
68. WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München (1984).
69. MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München (1984).
70. STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1984).
71. JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München (1984).
72. GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München (1984).
73. SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München (1984).
74. SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München (1984).
75. FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München (1985).
76. PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München (1986).
77. HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München (1986).
78. MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München (1987).
79. WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (1987).

80. KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München (1988).
81. PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München (1988).
82. PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München (1988).
83. BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungswechsel. TU München (1989).
84. (entfallen)
85. NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1990).
86. PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München (1990).
87. SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München (1990).
88. COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München (1991).
89. MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München (1991).
90. ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1991).
91. KAGERER, E. Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München (1991).
92. HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München (1991).
93. VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München (1992).
94. PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München (1992).
95. SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München (1993).
96. STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1993).

97. ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1993).
98. EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München (1994).
99. SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Lashenkettens. TU München (1994).
100. HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München (1994).
101. WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München (1994).
102. SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München (1995).
103. MANN, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München (1995).
104. RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. TU München (1995).
105. RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München (1995).
106. EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1995).
107. RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1996).
108. SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München (1997).
109. HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München (1997).
110. THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München (1998).
111. WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahneter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München (1998).

112. PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München (1998).
113. SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1998).
114. VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München (1998).
115. HEITMANN, A. Entwicklung des i^2 -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München (1998).
116. PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (1998).
117. KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München (1998).
118. DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München (1998).
119. WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München (1999).
120. SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München (2000).
121. KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München (2000).
122. FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München (1999).
123. LANGE, N. Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München (2000).
124. LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München (2000).
125. KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München (2000).
126. BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München (2000).
127. TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München (2001).

128. STAHL, K. Grübchentrugfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München (2001).
129. NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München (2001).
130. MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München (2002).
131. DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München (2002).
132. GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München (2002).
133. GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München (2002).
134. SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München (2002).
135. DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München (2003).
136. ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch, TU München (2003)
137. SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München (2003).
138. MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München (2003).
139. GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München (2003)
140. HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München (2003).
141. KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München (2004).
142. STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München (2004).
143. SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München (2004).
144. LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Grauflecken-trugfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2004).
145. FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München (2004).

146. GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München (2004)
147. WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2004).
148. RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit ein-satzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pitting-tests. TU München (2005)
149. KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe. TU Mün-chen (2005)
150. HEILEMANN, J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München (2005).
151. HEIZENRÖTHER, M. Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU Mün-chen (2005).
152. WIMMER, A. Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München (2006).
153. BRUCKMEIER, S. Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München (2006).
154. HAUSER, C. Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwing-verhalten von Lamellenkupplungen. TU München (2007).
155. GROSSL, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtrag-fähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2007).
156. STEINBERGER, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München (2007).
157. JAROS, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwick-lungsprozess. TU München (2007).
158. RADEV, S. Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München (2007).
159. BRAYKOFF, C. Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München (2007).
160. STANGL, M. Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehr-welliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München (2007).
161. STENICO, A. Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähig-keit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2007).
162. SCHWIENBACHER, S. Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatz-gehärteter Zahnräder. TU München (2008).
163. WINKLER, J. Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München (2008).

164. WIRTH, C. Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2008).
165. KREIL, O. Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München (2009).
166. OTTO, H.-P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München (2009).
167. OTTO, M. Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München (2009).
168. TOMIC, D. Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München (2009).
169. WEISEL, C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München (2009).
170. WEITL, R. Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München (2010).
171. MULZER, F. Systematik hochübersetzender coaxialer Getriebe. TU München (2010).
172. SCHUDY, J. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München (2010).
173. BRETL, N. Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München (2010).
174. GRIGGEL, T. Einfluss von Korrekturen und Fertigungsabweichungen auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München (2010).
175. LAYHER, M. Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München (2011).
176. HOCHMANN, M. Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München (2011).
177. DETZEL, J. Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München (2011).
178. ZIEGLER, A. Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München (2011).
179. THOMA, F. Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München (2012).
180. FRÜHE, T. Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen. TU München (2012).
181. WITZIG, J. Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München (2012).

182. KLEIN, M. Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2012).
183. KURTH, F. Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München (2012).
184. WOHLLEBER, F. Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2012).
185. HEIDER, M. Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben - Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben. TU München (2012).
186. MONZ, A. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. TU München (2012).
187. WIRTH, M. Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. TU München (2012).
188. BANSEMIR, G. Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. TU München (2012).
189. HERGESELL, M. Grauflecken- und Grübchenbildung an einsatzgehärteten Zahnrädern mittlerer und kleiner Baugröße. TU München (2013).
190. KOLLER, P. Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. TU München (2013).
191. SCHLEICH, T. Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben. TU München (2013).
192. STEMLINGER, J.-P. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Stirnradgetrieben bei Schmierung mit hochviskosen Fluiden und Fetten NLGI 0,1 und 2. TU München (2013).
193. FÜRSTENBERGER, M. Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnäder. TU München (2013).
194. HOMBAUER, M. Grauflecken an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit. TU München (2013).
195. MAYER, J. Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt. TU München (2013).
196. BAUHOFFER, H. Kontakt- und Laufverhalten von Kronenrädern unter Montageabweichungen. TU München (2014).
197. LECHNER, C. Energiebilanzierung des CVT-Hybrid. TU München (2014).
198. HINTERSTOISSER, M. Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben TU München (2014).

199. LOMBARDO, S. Einfluss von verschiedenen Carbonitrierverfahren auf die Zahnfuß- sowie Zahnflankentragfähigkeit von Stirnrädern. TU München (2014).
200. IDLER, S. Die Fresstragfähigkeit stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2014).
201. LANGHEINRICH, A. Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen. TU München (2014).
202. MATT, P. Einfluss der Stirnkanten auf die Tragfähigkeit von Verzahnungen. TU München (2014).
203. HENSEL, M. Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2014).
204. GEIGER, J. Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben bei in-stationären Betriebszuständen. TU München (2014).
205. SIGMUND, W. Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild. TU München (2015).
206. PARLOW, J. Entwicklung einer Methode zum anforderungsgerechten Entwurf von Stirnradgetrieben. TU München (2016).
207. NEUBAUER, B. Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen. TU München (2016).
208. NITSCH, Ch. Dynamisches Betriebsverhalten von Werkstoffverbundzahn-rädern. TU München (2016).
209. BIHR, J. Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems. TU München (2016).
210. SCHURER, S. Einfluss nichtmetallischer Einschlüsse in hochreinen Werkstoffen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2016).
211. KADACH, D. Stillstandsmarkierungen an Zahnrädern und deren Auswirkungen auf die Flankentragfähigkeit. TU München (2016).
212. FELBERMAIER, M. Untersuchungen zur Graufleckenbildung und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2016).
213. ACUNER, R. Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen. TU München (2016).
214. LOHNER, T. Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. TU München (2016).

215. ZIMMER, M. Berechnung und Optimierung von Geometrie und Eingriffsverhalten von Verzahnungen beliebiger Achslage. TU München (2017).
216. GWINNER, Ph. Auslegung schwingungsarmer Stirnradverzahnungen für den automobilen Einsatz in hochdrehenden, elektrisch angetriebenen Achsgetrieben. TU München (2017).
217. SCHULTHEISS, H. Zum Verschleißverhalten einsatzgehärteter Zahnradpaarungen in Abhängigkeit des Schmierungsmechanismus bei Fettschmierung. TU München (2017).
218. MOSER, K. Methode zur Untersuchung des Betriebsverhaltens stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2017).
219. STREBEL, M. Spontanschäden an nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2017).
220. BAAR, M. Kennwerte zur Tragfähigkeit kleinmoduliger Kronenradverzahnungen unterschiedlicher Werkstoffpaarung. TU München (2017).
221. WICKBORN, C. Erweiterung der Flankentragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern in der Werkstofftiefe. TU München (2017).
222. MEINGASSNER, G. Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf. TU München (2017).
223. ZORNEK, B. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit vergüteter und nitrierter Innen- und Außenverzahnungen. TU München (2018).
224. DOBLER, F. Einflüsse auf die Tragfähigkeit induktiv umlaufgehärteter Stirnräder. TU München (2018).
225. DAFFNER, M. Validierung von Verformungsberechnungen im System Zahnrad-Welle-Lager-Gehäuse. TU München (2018).
226. HEIN, M. Zur ganzheitlichen betriebsfesten Auslegung und Prüfung von Getriebezahnradern. TU München (2018).
227. HASL, C. Zur Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern. TU München (2018).
228. KOHN, B. Topologische Flankenkorrektur zur Anregungsoptimierung von Stirnradgetrieben. TU München (2019).
229. BOIADJIEV, I. Schadensentwicklung und Tragfähigkeit carbonitrierter Kegelradverzahnungen. TU München (2019).
230. MAUTNER, E. Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben großer Baugröße mit unvollständigem Tragbild. TU München (2019).

231. ENGELHARDT, C. Einfluss von Wasser in Getriebeölen auf die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2019).
232. VÖLKEL, K. Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2020).
233. BANSEMIR, S. Bewertung von Berechnungstiefe und Aussagegüte bei der Stirnradgetriebeberechnung. TU München (2020).
234. UTAKAPAN, T. Schwingungsverhalten mehrstufiger Getriebe. TU München (2020).
235. KÖNIG, J. Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch optimierte Fertigung und Schmierung. TU München (2020).
236. JURKSCHAT, T. Erweiterte Bestimmung lastabhängiger Verluste von Stirnradgetrieben. TU München (2020).
237. EBNER, M. Selbstschmierung hochbelasteter Zahnradkontakte mit schmierstoffgetränkten porösen Eisenwerkstoffen. TU München (2021).
238. REIMANN, T. Einfluss der Treibrichtung auf die Flankentragfähigkeit von Stirnrad-, Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2021).
239. DOBLER, A. Verschleiß als Lebensdauergrenze für Zahnräder. TU München (2021).
240. DAI, R. Change-Management-fokussierte Einführung eines „Ganzheitlichen Produktionssystems“ in Klein- und Kleinstunternehmen. TU München (2021).
241. NORGAUER, P. Verschleißverhalten von modernen Schneckenverzahnungen. TU München (2021).
242. GÜNTNER, C. Zum Einfluss der Härtebarkeit auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder größerer Baugröße. TU München (2022).
243. WEIGL, A. Reibreduzierung durch DLC-Beschichtungen. TU München (2022).
244. ILLENBERGER, C. Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen. TU München (2022).
245. FROMBERGER, M. Using Acceleration and Transmission Error for Pitting Detection. TU München (2022).
246. PELLKOFER, J. Zum Verzahnungswirkungsgrad von Kegelradgetrieben. TU München (2022).
247. SAGRALOFF, N. Zuverlässige Beurteilung der Zahnrad-Graufleckentragfähigkeit von Getriebeölen. TU München (2022).
248. PAUCKER, T. Berechnung der örtlichen Zahnfußtragfähigkeit von Stirnradverzahnungen. TU München (2022).

249. FUCHS, D. Einfluss mikroskopischer Fehlstellen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2023).
250. TRÜBSWETTER, M. Geometrie des Wälzschälens. TU München (2023).
251. YILMAZ, M. Getriebeschmierung mit wasserhaltigen Polyglykolen. TU München (2023).
252. KRATZER, D. Zum Einfluss oberflächennaher Eigenschaften auf die Zahnradtragfähigkeit. TU München (2023).
253. GÖTZ, J. Anregungs- und Schwingungsverhalten von Planetengetrieben. TU München (2023).
254. WEINBERGER, U. Anregungsverhalten doppelschrägverzahnter Planetenradgetriebe - Einfluss des Apex-Punktes. TU München (2023).
255. MILETI, M. Performance Optimisation of a Coupled Cone and Dog Clutch for Automotive Application. TU München (2023).
256. STOCKINGER, U. Untersuchung der Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen. TU München (2023).
257. SCHWARZ, A. Thermal analysis of elastohydrodynamic contacts. TU München (2023).
258. GRÖTSCH, D. Thermal Behavior of Wet Clutches in Industrial Applications. TU München (2023).
259. FUCHS, D. Einfluss mikroskopischer Fehlstellen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2023).
260. ROTH, P. Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben. TU München (2024).
261. SCHNEIDER, T. Spontaneous Damage Behavior of Wet Multi-Plate Clutches under Transient Slip Conditions. TU München (2025).