

Carolin Sturm

**Untersuchungsumgebung und Vorgehen zur
Analyse der Zusammenhänge zwischen
Gestaltparametern und Radialschwingungen in
Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge**

Investigation Environment and Approach for
Analyzing the Relationships Between Design
Parameters and Radial Vibrations in Powertrains
Mounted in Polymer Housings

Band 156

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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

Copyright IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2022
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Untersuchungsumgebung und Vorgehen zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und Radialschwingungen in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge

Zur Erlangung des akademischen Grades einer

DOKTORIN DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des

Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

Carolin Sturm, M. Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 25.07.2022

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Vorwort der Herausgeber

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

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

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

Albert Albers und Sven Matthiesen

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

Vorwort zu Band 156

Das Schwingungsverhalten eines elektrischen Antriebsstranges konstruktiv gezielt beeinflussen zu können, ist wichtig. Wenn das technische System mit dem Menschen physisch interagiert, werden Vibrationen des Antriebsstranges auf den Menschen übertragen. Die Beeinflussung der Vibrationen durch konstruktive Maßnahmen ist eine wichtige Aufgabe. Das ist nur dann möglich, wenn der Zusammenhang zwischen den in der Konstruktion festgelegten Gestaltmerkmalen des Antriebsstranges und den erzeugten Schwingungen bekannt ist. Diesem Thema nimmt sich Frau M.Sc. Carolin Sturm in der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit an. Sie untersucht den Antriebsstrang eines Winkelschleifers, der in einem Polymergehäuse gelagert ist. Wissenschaftliches Ziel der Arbeit ist der Aufbau einer Untersuchungsumgebung und einer Untersuchungsmethode, mit der Erkenntnisse zu derartigen Antriebssystemen bezüglich radialer Schwingungen und der Beeinflussung durch Gestaltparameter in der Lagerung möglich werden.

Aus dem Stand der Forschung ist bereits bekannt, dass die konstruktive Gestaltung von Polymergehäusen und Lagerstellen des Antriebsstranges einen Einfluss auf die radialen Schwingungen im Antriebssystem haben. Allerdings ist bisher nicht bekannt, welche Effektstärke welcher Gestaltparameter bezüglich der möglichen Reduktion oder Veränderung des Schwingungsverhaltens aufweist. Um die Einflussgrößen gezielt untersuchbar zu machen, fehlt es an Untersuchungsmethoden und Untersuchungsumgebungen. Frau Carolin Sturm baut daher einen Prüfstand auf, mit dem die genannten Zusammenhänge vermessen werden können. Ein Highlight ist das von Frau Carolin Sturm entwickelte einstellbare variable Steifigkeitselement, das Gestaltparameter im vorliegenden Antriebsstrang überhaupt erst untersuchbar macht.

Juli 2022

Sven Matthiesen

Kurzfassung

In der Produktentwicklung geht der Trend zum Einsatz immer leistungsdichterer und schneller drehender Motoren mit der gleichzeitigen Forderung nach dem vermehrten Einsatz von Leichtbau. Dies führt zu geänderten Schwingungscharakteristiken in Systemen, welche die Beanspruchung von Menschen und Bauteilen negativ beeinflussen können. Viele Gestaltparameter in Antriebssträngen beeinflussen deren Schwingungscharakteristik. Eine Bewertung der Effektstärken der Gestaltparameter relativ zueinander ist basierend auf dem Stand der Forschung nur eingeschränkt möglich. Dass das Material eines Lagersitzes das Schwingungsverhalten eines Antriebsstrangs mit Kegelradgetriebe beeinflussen kann wurde im Stand der Forschung gezeigt. Wie Gestaltmerkmale des Gehäuses, dessen radiale Steifigkeit und radiale Schwingungen zusammenhängen wurde jedoch im untersuchten System noch nicht expliziert.

Wissenschaftliches Ziel dieser Arbeit ist die Unterstützung der Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge. Die gewonnenen Erkenntnisse sollen wiederum die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen unterstützen.

Zur Erreichung des Ziels wird zunächst eine virtuelle Versuchsumgebung zur Identifikation und Eingrenzung von Gestaltparametern mit Potential radiale Schwingungen des untersuchten Systems zu beeinflussen entwickelt. Zur Identifikation wird eine simulative Parameterstudie mit einem teilfaktoriellen Versuchsplan und statistischer Auswertung durchgeführt. Darauf aufbauend wird ein Entwicklungsprüfstand mit variablem Steifigkeitselement zur Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen entwickelt und genutzt. Im letzten Teilschritt werden die quantifizierten Zusammenhänge eingesetzt, um eine Gehäusegestalt abzuleiten und damit radiale Schwingungen zu beeinflussen.

Ergebnis dieser Arbeit ist eine methodische Vorgehensweise, welche bei der Identifikation und Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen unterstützt. Ein weiteres Ergebnis ist ein Entwicklungsprüfstand mit einstellbarem Lagersitz-Steifigkeits-Element mit dessen Hilfe Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen quantifiziert werden können. Dies ermöglichte die Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Lagerabstand, radialer Lagersitzsteifigkeit, Drehzahl und radialen Schwingungen sowohl im Hochlauf als auch bei konstanter Drehzahl im untersuchten System. Mit Hilfe der entwickelten Unterstützungen konnten beispielhaft die Zusammenhänge zwischen einzelnen Gestaltparametern und Radialschwingungen eines in einem Polymergehäuse gelagerten Antriebsstrangs analysiert sowie beispielhaft Gehäusegestalten abgeleitet und untersucht werden.

Abstract

In product development, the trend is toward the use of increasingly more powerful and faster rotating motors with the simultaneous demand for increased use of lightweight construction. This leads to changed vibration characteristics in systems, which can negatively influence the stress on people and components. Many design parameters in powertrains can influence vibration characteristics. An evaluation of the effect strengths of the design parameters relative to each other is not possible based on the current state of research. The fact that the material of a bearing seat can influence the vibration behavior of a drive train with bevel gears has been shown in the state of research. However, it has not yet been made explicit in the investigated system how the design characteristics of the housing, its radial stiffness and radial vibrations are related.

The scientific aim of this work is to support the analysis of the relationships between design parameters in drive trains mounted in polymer housings. The knowledge gained should in turn support the targeted influencing of radial vibrations.

To achieve the objective, a virtual test environment is first developed to identify and constrain design parameters with potential to influence radial vibrations of the system under study. A simulative parameter study with a partial factorial experimental design and statistical analysis is performed for identification. Based on this, a development test rig with variable bearing seat stiffness element will be developed and used to quantify the relationships between design parameters and radial vibrations. In the final sub-step, the quantified relationships are used to derive a housing design to target radial vibrations.

The result of this work is a methodical approach which supports the identification and quantification of the correlations between design parameters and radial vibrations. Another result is a development test rig with an adjustable bearing seat stiffness element, which can be used to quantify relationships between design parameters and radial vibrations. This allowed the result of quantified relationships between bearing distance, radial bearing seat stiffness, speed and radial vibrations both at motor run-up and at constant speed in the investigated system. With the aid of the supports developed, it was possible to analyze the relationships between individual design parameters and radial vibrations in a drive train mounted in a polymer housing and to derive and investigate exemplary housing designs.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin des Lehrstuhls für Gerätekonstruktion und Maschinenelemente am IPEK – Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Ich möchte mich bei allen, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt und begleitet haben herzlich bedanken.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen. Lieber Sven, du hast mir die Chance gegeben zu wachsen und viele verschiedene Themen kenne zu lernen und zu vertiefen. Ich durfte sowohl fachlich als auch persönlich viel von dir und durch meine Arbeit am Institut lernen. Vielen Dank, dass du dies ermöglichst hast. Vielen Dank an die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), deren Förderung – MA 5940/9-1 – die diese Arbeit möglich machte. Ein großes Dankeschön geht an Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer für die Übernahme des Korreferats. Die spannenden Diskussionen mit Ihnen haben mir immer Spaß gemacht. Vielen Dank, Frau Prof. Dr.-Ing. Barbara Deml für die Übernahme des Vorsitzes und Ihre spannenden Fragen während der Verteidigung.

Ein herzliches Dankeschön geht an meine Kolleginnen, Kollegen, Freundinnen und Freunden die mich in meiner Zeit am Institut begleitet haben. Ich habe eure konstruktiven Anregungen und eure Unterstützung immer sehr geschätzt. Ohne euch hätte alles sehr viel weniger Spaß gemacht. Ich möchte mich außerdem herzlich bei meinen studentischen Abschlussarbeiterinnen und Abschlussarbeitern, meinen studentischen Hilfskräften, mit denen ich während meiner Zeit am Institut zusammenarbeiten durfte, sowie der Administration, der IT und den technischen Diensten für ihre Unterstützung bedanken. Ich durfte viel von und mit euch lernen.

Ein riesiges Dankeschön geht an meine Familie, die mir alles ermöglicht, immer für mich da ist und immer hinter mir steht. Vielen Dank!

Zu guter Letzt möchte ich mich bei Andy bedanken. Danke für deine unendliche Unterstützung, deine Motivation, deine Geduld und deine cleveren Lösungen.

Feldkirch, Juli 2022

Carolin Sturm

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	vii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xvii
Abkürzungsverzeichnis	xix
Formelzeichen	xx
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 In Polymergehäusen gelagerte Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe	5
2.2 Schwingungen in Antriebssträngen	7
2.2.1 Schwingungsanregungen	7
2.2.2 Schwingungsübertragung	9
2.2.3 Überkritischer Betrieb und Selbstzentrierung	11
2.2.4 Auswirkungen radialer Schwingungen	12
2.2.5 Zwischenfazit	14
2.3 Analyse und Modellierung radialer Schwingungen in Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe	14
2.3.1 Analyse und Modellierung zur Unterstützung der Konstruktion ..	15
2.3.2 Entwicklungsprüfstände zur Unterstützung der Konstruktion	17
2.3.3 Analyse und Modellierung dynamischer Systeme	18
2.3.4 Analyse und Modellierung in Polymergehäusen und Elastomerringen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe	19
2.3.5 Zwischenfazit	21
2.4 Einsatz von Polymergehäusen und Elastomerringen in Antriebssträngen	22
2.4.1 Einsatz und Charakteristik von Polymergehäusen	23
2.4.2 Einsatz und Charakteristik von Elastomerringen	25
2.4.3 Zwischenfazit	26
2.5 Fazit zum Stand der Forschung	27

3	Motivation und Zielsetzung	29
4	Forschungsdesign und Vorgehensweise	33
5	Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen	37
5.1	Modellbildung	38
5.1.1	Aufbau des Mehrkörpermodells und Modellannahmen	41
5.1.2	Parametrierung	43
5.2	Studiendesign und statistische Auswertung	46
5.2.1	Studiendesign	46
5.2.2	Statistische Auswertung.....	47
5.3	Ergebnisse und Diskussion: Einflüsse und Effektstärken auf radiale Schwingungen.....	48
5.3.1	Unterschiede zwischen den Einflüssen der Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Fest- und am Loslager	48
5.3.2	Einflüsse auf die radialen Schwingungen an der Antriebs- und Abtriebswelle.....	51
5.3.3	Einflüsse der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen am Loslager der Abtriebswelle beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl.....	55
5.3.4	Diskussion.....	59
5.4	Fazit zur Identifikation von Gestaltparametern	64
6	Analyse und Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen.....	65
6.1	Entwicklungsprüfstand zur Untersuchung radialer Schwingungen in Antriebssträngen	66
6.1.1	Mechanischer Aufbau	66
6.1.2	Sensorik und Datenerfassung.....	69
6.2	Einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element.....	70
6.2.1	Modellbildung der Steifigkeit des Lagersitzes.....	70
6.2.2	Aufbau des Elements	71
6.2.3	Quasistatische Charakterisierung des Elements	72
6.2.4	Dynamische Charakterisierung des Elements.....	76
6.2.5	Fazit des einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements	80
6.3	Quantifizierung der Zusammenhänge mit dem entwickelten Entwicklungsprüfstand	81
6.3.1	Studiendesign, Datenaufbereitung und Auswertung	81
6.3.2	Qualitative Auswertung der Zusammenhänge.....	83
6.3.3	Statistische Auswertung der Zusammenhänge	93
6.3.4	Diskussion	95

6.4	Modell des Zusammenhangs zwischen Gestaltmerkmalen des Gehäuses und dessen radialer Steifigkeit.....	99
6.4.1	FE-Simulationsstudie zur Untersuchung des Einflusses der Rippenhöhe, Rippenstärke und des Lagersitzabstands auf die radiale Steifigkeit des Gehäuses.....	100
6.4.2	Experimentelle Studie zur Quantifizierung der Zusammenhänge	104
6.5	Fazit zur Quantifizierung und Modellierung.....	109
7	Unterstützung der gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen.....	111
7.1	Ableitung einer Gehäusegestalt zur gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen	112
7.2	Untersuchung der abgeleiteten Gehäusegestalt auf dem Entwicklungsprüfstand.....	115
7.2.1	Erweiterung des Entwicklungsprüfstands zur Untersuchung des Einflusses der abgeleiteten Lagersitz- und Gehäusegestalt auf radiale Schwingungen	115
7.2.2	Studiendesign, Datenaufbereitung und Auswertung.....	116
7.2.3	Ergebnisse: Zusammenhang zwischen additiv gefertigten Gehäusen und radialen Schwingungen	117
7.2.4	Diskussion: Gezielte Beeinflussung der radialen Schwingungen	125
7.3	Fazit zur Unterstützung der gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen	126
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	129
8.1	Zusammenfassung	129
8.2	Ausblick	135
	Literaturverzeichnis	I
	Anhang	XIII
	Weitere Abbildungen des Beispielsystems	XIII
	Parametrierung des Mehrkörpermodells und Variierte Parameter	XIV
	Erweiterung der qualitativen Auswertung der Quantifizierung der Zusammenhänge in Kapitel 6.....	XVII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Aufbau der Arbeit	3
Abbildung 2.1:	Beispielhafter Aufbau eines Systems mit Kegelradgetriebe, Polymergehäuse und Elastomerring.....	6
Abbildung 2.2:	Ideales Isolationsverhalten bei einfach elastischer Lagerung für verschiedene Dämpfungsmaße.....	10
Abbildung 2.3:	Verlauf der Wellenauslenkung eines elastischen Rotors über der Drehzahl.....	12
Abbildung 2.4:	CAD-Modell eines beispielhaften Gehäuses eines Winkelschleifers	24
Abbildung 2.5:	Diagramm des Kriechens und der Erholung eines linear viskoelastischen Materials	25
Abbildung 3.1:	Schematischer Aufbau des untersuchten Systems	30
Abbildung 4.1:	Forschungsdesign und Forschungsfragen	33
Abbildung 4.2:	Verwendete Vorgehensweise zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen eines in einem Polymergehäuse gelagerten Antriebstrangs.....	35
Abbildung 5.1:	Kombination von qualitativen und quantitativen Modellen zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten	39
Abbildung 5.2:	Auszug des C&C ² -Modells eines Getriebekopfs. Zweck des C&C ² -Modells: Identifikation und Visualisierung von Gestalt-Funktions-Elementen sowie deren Parametern, welche Einfluss auf radiale Schwingungen des Systems haben können.....	40
Abbildung 5.3:	Aufbau des Mehrkörpermodells.....	41
Abbildung 5.4:	Aufbau zur Vermessung der Biegesteifigkeit eines Polymergehäuses an einer Handhebelpresse. Aufbringen einer Kraft am Ende des Stators.....	44
Abbildung 5.5:	Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Los- und Festlager der Antriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.....	51
Abbildung 5.6:	Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der An- und Abtriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.....	54

Abbildung 5.7:	Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle beim Hochlauf und bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.....	58
Abbildung 5.8:	Übersicht über signifikante Einflüsse im Hochlauf und bei konstanter Drehzahl.....	62
Abbildung 6.1:	Mechanischer Aufbau des Entwicklungsprüfstands.....	67
Abbildung 6.2:	Aufbau des Entwicklungsprüfstands	67
Abbildung 6.3:	Messstellen der verwendeten Sensoren	69
Abbildung 6.4:	Aufbau des entwickelten einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements, in dem die Vorspannung der Elastomerringe variiert werden kann	71
Abbildung 6.5:	Gefertigtes einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element. Links: Bauteile des einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements (Schobloch, 2020, S.VI), rechts: Montiertes Element	72
Abbildung 6.6:	Aufbau der Testumgebung für die quasistatische Analyse der Steifigkeit in einer Zug-Druckprüfmaschine.....	73
Abbildung 6.7:	Charakteristische gemessene Kraft-Weg-Kurven der beiden Werkstoffe.....	74
Abbildung 6.8:	Resultierende quasistatische Steifigkeit einer Sensitivitätsanalyse mit drei Faktorstufen der Vorspannung und jeweils mindestens acht Wiederholungen.	75
Abbildung 6.9:	Resultierende quasistatische Steifigkeit von drei Testblöcken mit Agilus30 Black und mittlerer Vorspannung.....	76
Abbildung 6.10:	Aufbau der Testumgebung für die dynamische Analyse der Steifigkeit in einem Shaker-System.....	77
Abbildung 6.11:	Scheinbare Steifigkeit über der Frequenz für Anregungsamplituden von 100°N, 80°N und 60°N für die niedrigste Vorspannungseinstellung	79
Abbildung 6.12:	Scheinbare Steifigkeit über der Frequenz für Anregungsamplituden von 100°N, 80°N und 60°N und die Vorspannungseinstellungen niedrige Vorspannung (gV), mittlere Vorspannung (mV) und hohe Vorspannung (hV)	80
Abbildung 6.13:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei unterschiedlichen Abständen der Lager der	

	Antriebswelle bei 20.000 U/min und kleiner Lagersitzsteifigkeit	84
Abbildung 6.14:	Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung.....	85
Abbildung 6.15:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y- Richtung bei kleinem und großem Abstands zwischen den Lagern der Antriebswelle bei 20.000 U/min und großer Lagersitzsteifigkeit	86
Abbildung 6.16:	Spektrogramme der gemessenen Beschleunigung am Loslagerschild in Y-Richtung.	87
Abbildung 6.17:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y- Richtung bei maximal 10.000 U/min und maximal 20.000 U/min. 1: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit. 2: kleiner Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit. In beiden Zyklen wurde im Hochlauf und Auslaufen dieselbe Beschleunigung der Drehzahl verwendet und das maximale Drehzahlniveau 5 s gehalten.	88
Abbildung 6.18:	Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 10.000 U/min und 20.000 U/min. ..	89
Abbildung 6.19:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y- Richtung bei kleinem Lagerabstand und 20.000 U/min und kleiner und großer radialer Lagersitzsteifigkeit	90
Abbildung 6.20:	Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung.....	91
Abbildung 6.21:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y- Richtung bei großem Lagerabstand und 10.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.	92
Abbildung 6.22:	Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung.....	93
Abbildung 6.23:	Trendlinien des Einflusses der radialen Lagersitzsteifigkeit sowie des Lagerabstands an der Antriebswelle auf die Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung der untersuchten Faktorstufen. Radiale Lagersitzsteifigkeit (-1) entspricht der Faktorstufe 343 N/mm, radiale Lagersitzsteifigkeit	

	(1) entspricht 2.965 N/mm, Lagerabstand (-1) entspricht 123 mm und Lagerabstand (1) entspricht 136 mm.....	94
Abbildung 6.24:	Auswahl von Gestaltmerkmalen zur Beeinflussung der radialen Lagersitzsteifigkeit	99
Abbildung 6.25:	Links: Gestaffelte Vernetzung des Modells. Rechts oben: Kraftangriff am Lagersitz. Rechts unten: Einspannung des Gehäuses am Umfang des Hohlzylinders. (Geyer, 2021, S.34ff)	101
Abbildung 6.26:	Benennung der Rippen des Referenzgehäuses	102
Abbildung 6.27:	Einflüsse der Rippenhöhe auf die simulierte radiale Steifigkeit des Gehäuses.....	103
Abbildung 6.28:	Einflüsse der Rippenstärke und des Lagersitzabstands auf die simulierte radiale Steifigkeit des Gehäuses	104
Abbildung 6.29:	Versuchsaufbau an einer Zug-Druck-Prüfmaschine (Geyer, 2021, S.29)	107
Abbildung 6.30:	Exemplarischer Verlauf eines gemessenen Kraft-Weg-Verlaufs.....	107
Abbildung 7.1:	Übersicht über in dieser Arbeit untersuchte und im untersuchten Bereich quantifizierte Zusammenhänge bei 20.000 U/min	112
Abbildung 7.2:	Übersicht über das in dieser Arbeit genutzte (Kapitel 2) und erweiterte Wissen (Kapitel 5, 6.3 und 6.4)	115
Abbildung 7.3:	Antriebswelle des Entwicklungsprüfstands mit additiv gefertigtem Gehäuse	116
Abbildung 7.4:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in X- und Y-Richtung bei 10.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten	118
Abbildung 7.5:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in X-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten	119
Abbildung 7.6:	Spektrogramme der gemessenen Bewegungssignale der Welle am Loslager in X-Richtung bei 15.000 U/min.....	120
Abbildung 7.7:	Gleitenden Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten	121

Abbildung 7.8:	Spektrogramme der gemessenen Bewegungssignale der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 15.000 U/min.	122
Abbildung 7.9:	Gleitender Mittelwert des Betrags der aufbereiteten gemessenen Beschleunigungssignale am Loslagerschild in X-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten	123
Abbildung 7.10:	Spektrogramme der gemessenen Beschleunigungssignale am Loslagerschild in X-Richtung bei 15.000 U/min.	124
Abbildung A.1:	Getriebekopf eines beispielhaften Winkelschleifers (Quelle: Thomas Gwosch)	XIII
Abbildung A.2:	Polymergehäuse mit Sicht auf den Loslagersitz der Antriebswelle eines beispielhaften Winkelschleifers (Quelle Thomas Gwosch)	XIII
Abbildung A.3:	Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y-Richtung bei kleinem Lagerabstand und 20.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.	XVII
Abbildung A.4:	Gleitender Mittelwert des Betrags aufbereiteten Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y-Richtung bei großem Lagerabstand und 10.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.	XVII
Abbildung A.5:	Gleitender Mittelwert des Betrags der aufbereiteten Bewegungssignale der Welle am Loslager in X- und Y-Richtung bei 10.000 U/min und Variation der Gehäuse	XVIII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1:	Vergleich der ersten radialen Eigenfrequenz bei einer Ersatzsteifigkeit von $1,0 \cdot 10^8$ N/m und Vergleich der Durchbiegung bei einer Steifigkeit von $1,2 \cdot 10^7$ N/m.....	44
Tabelle 5.2:	Vergleich der Lagersteifigkeiten nach Yan (2004) und berechnet nach Hernot et al. (2000)	45
Tabelle 5.3:	Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Los- und am Festlager der Antriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.	49
Tabelle 5.4:	Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Loslager der An- und Abtriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.	52
Tabelle 5.5:	Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Loslager der Antriebswelle beim Hochlauf und bei konstanter Drehzahl in X-Richtung.....	55
Tabelle 5.6:	Vergleich der Signifikanzen und standardisierten Korrelationskoeffizienten der multiplen Regressionsanalyse. Die abhängige Variable ist der Effektivwert der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle in X-Richtung.....	59
Tabelle 6.1:	Faktoren und untersuchte Faktorstufen.....	82
Tabelle 6.2:	Hypothetische Möglichkeiten, die Bewegung der Antriebswelle und der Beschleunigung am Loslagerschild im untersuchten Versuchsraum bei einer maximalen konstanten Drehzahl von 20.000 U/min zu beeinflussen	98
Tabelle 6.3:	Im Modell verwendete Materialkennwerte	100
Tabelle 6.4:	Faktorstufen der simulativen Untersuchung	102
Tabelle 6.5:	Maximal- und Minimalwerte des untersuchten Faktorraums..	105
Tabelle 6.6:	Untersuchte Faktorstufen. -1 entspricht dem Minimalwert, 1 entspricht dem Maximalwert, 0 entspricht der Referenz (Geyer, 2021, S.68).....	106
Tabelle 6.7:	Gemessene radiale Steifigkeiten der Gehäuse in X- und Y-Richtung (Geyer, 2021, S.79ff)	108
Tabelle 7.1:	Abgeleitete Gehäusegestalten, die in Kapitel 7.2 untersucht werden sollen.....	114

Tabelle 7.2:	Mittelwerte und Standardabweichungen der Bewegungen und Beschleunigung im Bereich der konstanten Drehzahl bei 15.000 U/min	125
Tabelle A.1:	Parametrierung der Antriebswelle und variierte Parameter ...	XIV
Tabelle A.2:	Parametrierung der Abtriebswelle und der Verzahnung sowie variierte Parameter	XV

Abkürzungsverzeichnis

C&C² Contact and Channel

WFP Wirkflächenpaar

LSS Leitstützstruktur

C Connector

TFF Teilforschungsfrage

FE Finite Elemente

Formelzeichen

F_{Flieh}	Fliehkraft
m_{Exz}	Masse
r_{Kreis}	Radius der Kreisbahn einer exzentrischen Masse
Ω	Winkelgeschwindigkeit
V	Vergößerungsfunktion
η	Abstimmungsverhältnis, Verhältnis zwischen Anregungs- und Resonanzfrequenz
D	Dämpfungsmaß
ε	Exzentrizität
ρ	elastische Verformung
$F_{\text{Rückstell}}$	Rückstellkraft
K_{Biege}	Biegesteifigkeit des Rotors
ω	Eigenkreisfrequenz des Rotors
\vec{J}_g	Kraftvektor der Verzahnung
\vec{u}_g	relative Verschiebung des Zahneingriffs
k_g	Zahnsteifigkeit
$R_{g,\text{pin}}$	Teilkreisdurchmesser des Ritzels
$\alpha_{g,\text{pin}}$	Eingriffswinkel des Ritzels
$\beta_{g,\text{cw}}$	Schrägungswinkel des Tellerrads
γ_g	Drehbewegung um die Z-Achse
$x_{g,i}$	Verschiebung in X-Richtung
$y_{g,i}$	Verschiebung in Y-Richtung
$z_{g,i}$	Verschiebung in Z-Richtung
α_{gx}	Richtungswinkel der Kraft um X-Achse
α_{gy}	Richtungswinkel der Kraft um Y-Achse
α_{gz}	Richtungswinkel der Kraft um Z-Achse
x_{Effektiv}	Effektivwert
partielles η^2	Maß der Effektstärke
p-Wert	Wahrscheinlichkeitsmaß der Statistik
F-Wert	Maß des F-Tests

korrigiertes R^2	Bestimmtheitsmaß
f	Effektstärke
k	Steifigkeit
SM	scheinbare Masse
SS	scheinbare Steifigkeit
F	Kraft
a	Beschleunigung
s	Auslenkung
t (t-Test)	Maß des Tests, ob die Mittelwerte zweier unabhängiger Stichproben verschieden sind
d	Dämpfung
x	Weg
\dot{x}	Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung

1 Einleitung

Um Forderungen nach immer leistungsfähigeren Systemen gerecht zu werden, geht der Trend zu schneller drehenden Elektromotoren mit höherer Leistungsdichte. Dies führt wiederum dazu, dass Systeme in höheren Frequenzbereichen angeregt werden und Schwingungen stärker ausgeprägt auftreten.

Treten Schwingungen in Antriebssträngen auf, können diese zu einer erhöhten Beanspruchung der eingesetzten Bauteile und damit zu einer Verkürzung der Lebensdauer führen. Stehen die Antriebsstränge, wie beispielsweise bei handgeführten Power-Tools, in direktem Kontakt mit dem Anwender können Schwingungen als zusätzliche Beanspruchung auf den Anwender wirken. Im schlimmsten Fall können diese Beanspruchungen zur dauerhaften Schädigung des Anwenders führen oder aber seine Wahrnehmung beeinflussen. Im Bereich der Power-Tool Industrie ist beispielsweise die Reduktion von Schwingungen ein großes Innovationsfeld (Dispan, 2016).

Eine besondere Herausforderung stellen Kegelradgetriebe dar, sie beeinflussen Schwingungen mehrdimensional. Werden Kegelradgetriebe im Antriebsstrang eingesetzt, werden ursprünglich beispielsweise in radiale Richtung wirkende Schwingungen auch in anderen Raumrichtungen übersetzt. Gleichzeitig werden durch Stöße in der Verzahnung auch Schwingungen in verschiedenen Raumrichtungen angeregt.

Eine weitere Herausforderung ist der immer häufigere Einsatz von Polymergehäusen in Antriebssträngen, um Kosten und Gewicht einzusparen. Diese können geringe Lagersitzsteifigkeiten aufweisen, sodass diese bei der schwingungstechnischen Auslegung der Systeme nicht vernachlässigt werden können.

Somit stellt sich der Auslegungsprozess aufgrund hochfrequenter, mehrdimensionaler Anregungen und geringer Lagersitzsteifigkeiten komplex dar. Nichtsdestotrotz werden schon heute viele stationäre und handgehaltene Geräte mit Kegelradgetrieben und Polymergehäusen realisiert. Beispiele hierfür sind Gartengeräte wie Astsägen, aber auch Schleifer, Sägen, Fräser und Hämmer (Schweizer, 2003) sowie Haushaltsgeräte. In der Zukunft sind durch die Anforderungen des Leichtbaus auch Einsätze von Kegelradgetrieben in Kombination mit Polymergehäusen im Automobilbau denkbar.

Bei der Entwicklung eines neuen oder der Weiterentwicklung eines Systems gibt es viele Möglichkeiten dessen Schwingungscharakteristik zu beeinflussen. Herausforderung ist, dass die Effekte der einzelnen Parameter des technischen Systems auf dessen Schwingungscharakteristik oft nicht bekannt sind und nur durch eine aufwendige Modellierung vorhergesagt werden können. Oft ist viel Erfahrung notwendig, um Schwingungen berechnen zu können (Rein & Veitl, 2003). Alternativen zu aufwendigen Simulationen stellen Trial and Error, Teilsystem- und Komponentenprüfstände oder Systemvariationen auf Basis von Design of Experiments dar. Stehen geringe Ressourcen zur Verfügung wird vornehmlich das Trial und Error Prinzip angewendet, was zum einen zu Iterationen führt und zum anderen unter Umständen nicht das beste Resultat liefert.

Ein Schlüssel, um Schwingungen gezielt beeinflussen zu können, ist das Wissen von Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs und deren Einfluss auf den Schwingungszustand des Systems.

Zur Unterstützung der Entwicklung und Auslegung schnelldrehender in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe werden daher in dieser Arbeit Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs und radialen Schwingungen analysiert, um die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen. In der folgenden Abbildung 1.1 ist der Aufbau der Arbeit dargestellt.

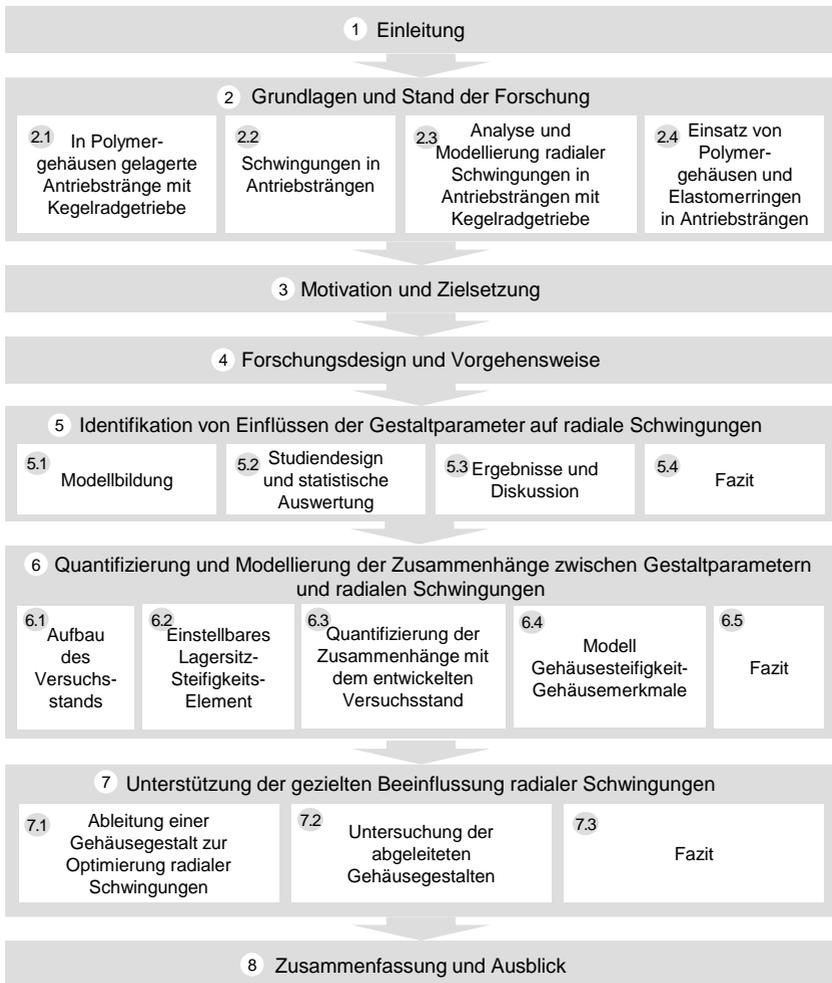


Abbildung 1.1: Aufbau der Arbeit

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In den folgenden Teilkapiteln werden die Grundlagen und der Stand der Forschung zur Eingrenzung des Forschungsgegenstands und der Forschungslücke vorgestellt und am Ende in einem Fazit zusammengefasst. Kapitel 2.1 stellt in Polymergehäusen gelagerte Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe vor und gibt einen Einblick, in welchen Systemen diese eingesetzt werden. Kapitel 2.2 beschäftigt sich mit Schwingungen in Antriebssträngen. Es werden mögliche Anregungsquellen und Ansätze zur Beeinflussung möglicher Übertragungswege aufgezeigt. Auswirkungen radialer Schwingungen auf den Anwender sowie das technische System werden beleuchtet und daraus mögliche Bewertungsgrößen abgeleitet. Kapitel 2.3 zeigt im Stand der Forschung bekannte Analysen und Modellierungen radialer Schwingungen in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe auf. Das darauffolgende Kapitel 2.4 fokussiert die Beeinflussung der Schwingungen durch die Gestaltparameter des Lagersitzes sowie des Polymergehäuses.

2.1 In Polymergehäusen gelagerte Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe

Kegelradgetriebe verbinden zwei nicht parallele Wellen. Sie übersetzen dabei Kräfte und Momente von einer in eine andere Raumrichtung. Neben Kräften und Momenten, die von einer in eine andere Raumrichtung übersetzt werden, werden Schwingungen, sowohl radiale, rotatorische als auch axiale, ebenso von einer Raumrichtung in eine andere übertragen. Beispiele für Systeme, in denen Kegelradgetriebe zur Anpassung der Drehrichtung verwendet werden, sind Differentiale in Fahrzeuggetrieben, Flugzeugturbinen, Helikoptergetriebe, Klappenantriebe in Flugzeugtragflächen, Schiffs- und Industriegetriebe (Klingelberg, 2008). Auch in Power-Tools wie Astsägen, Bandschleifer, Elektroschaber, Freischnittsägen, Flachdübelfräsen, Mauernutfräsen, Multisägen, Schleifbürsten, schweren Bohrhämmern, Winkelbohrmaschinen und Winkelschleifern werden Kegelradgetriebe eingesetzt (Schweizer, 2003). Die beiden Wellen können, wie in Abbildung 2.1 beispielhaft dargestellt, in Gehäusen aus verschiedenen Materialien wie Metall oder Polymeren gelagert werden. Polymergehäuse zeichnen sich im Vergleich zu klassischen Metallgehäusen durch ihre geringe Steifigkeit, ihrem viskoelastischen Verhalten sowie Unterschiede in ihrer Beanspruchbarkeit aus. In Power-Tools, wie beispielsweise Winkelschleifern, werden Gehäuse daher durch Kurzfasern Polyamid verstärkt. Betrachten wir den in Abbildung 2.1 dargestellten Aufbau eines Winkelschleifers. Hier werden

beide Wellen Fest-Los-gelagert. Zusätzlich wird ein Ring aus Elastomeren und damit mit viskoelastischem und dämpfendem Verhalten zwischen Loslager und Polymergehäuse integriert, um Mechanismen wie Dämpfung und Schwingungsisolierung zu nutzen (Bormann, 2005). Als Antrieb wird beispielsweise ein Elektromotor verwendet. Weitere Abbildungen des Beispielsystems sind im Anhang in Abbildung A.1 und Abbildung A.2 zu finden.

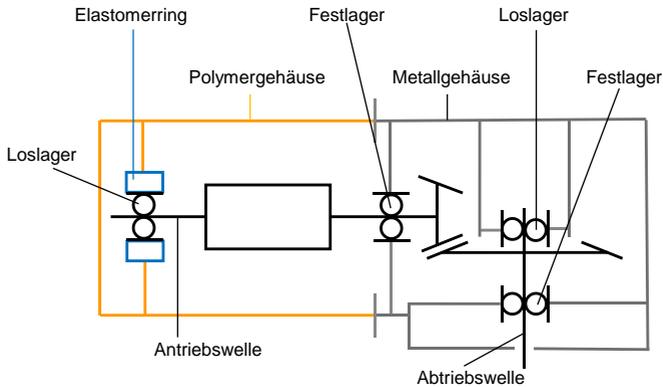


Abbildung 2.1: Beispielhafter Aufbau eines Systems mit Kegelnradgetriebe, Polymergehäuse und Elastomerring (übersetzt aus (Sturm, Gwosch & Matthiesen, 2020))

Beim Beispiel Power-Tools kommt hinzu, dass der Anwender über das Gehäuse in direkter Interaktion mit dem System steht. Schwingungen des Gehäuses können daher vom Anwender wahrgenommen werden und können als Beanspruchung auf ihn wirken.

2.2 Schwingungen in Antriebssträngen

Mechanische Schwingungen in Antriebssträngen lassen sich hinsichtlich ihrer Ausprägung klassifizieren. Durch viele verschiedene Anregungsquellen und Übertragungspfade in Antriebssträngen treten Ausprägungen wie lineare und nicht lineare Schwingungen auf. Schwingungen können außerdem in freie, selbsterregte, parametererregte, erzwungene und Koppelschwingungen unterteilt werden (Magnus, Popp & Sextro, 2021). Ein weiterer Aspekt Schwingungen zu klassifizieren ist beispielsweise die Unterteilung in axiale, radiale und torsionale Schwingungen. Auf Grund ihrer Wirkungen auf Anwender und technisches System, wie in Kapitel 2.2.4 beschrieben, stehen in dieser Arbeit radiale Schwingungen im Fokus.

Sollen Schwingungen in Antriebssträngen beeinflusst werden, können sowohl die Anregungen als auch die Übertragungspfade verändert werden (VDI Richtlinie 3720-1). In den folgenden beiden Teilkapiteln werden Anregungsquellen in Antriebssträngen und Übertragungsmechanismen vorgestellt sowie deren Möglichkeiten zur konstruktiven Beeinflussung aufgezeigt. Schwingungen können aktiv, durch das Einbringen von Energie und passiv, durch die Festlegung von Parametern während der Konstruktion, beeinflusst werden (Zeller, 2012). Diese Arbeit befasst sich mit der passiven Beeinflussung.

2.2.1 Schwingungsanregungen

In diesem Kapitel werden Anregungsmechanismen und deren Ursachen vorgestellt. Mögliche Ursachen für Anregungen in Antriebssträngen sind: Trägheitskräfte, Stöße, Kräfte, die durch Weganregung, periodische Veränderung von schwingungsrelevanten Eigenschaften, elektromagnetisch, Gas oder Strömung verursacht werden, Eigenfrequenzen und Zwangskräfte (DIN ISO 13373-1). Die Anregung nicht funktionsrelevanter Schwingungen sollen in technischen Systemen möglichst vermieden oder zumindest klein gehalten werden. Im Folgenden werden Anregungen, die in Polymergehäusen gelagerten Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe auftreten können, detaillierter betrachtet.

Trägheitskräfte

Trägheitskräfte werden beispielsweise durch die Exzentrizität rotierender Bauteile wie Wellen oder Zahnräder verursacht und führen zu einer Anregung im Bereich der Drehzahlfrequenz. Sie haben ihren Ursprung in der Fliehkraft welche linear von der Masse und Exzentrizität und quadratisch von der Winkelgeschwindigkeit abhängt.

$$F_{\text{Flieh}} = m_{\text{Exz}} r_{\text{Kreis}} \Omega^2 \quad (2.1)$$

m_{Exz} steht dabei für die exzentrische Masse, r_{Kreis} für den Radius der Kreisbahn dieser exzentrischen Masse und Ω für die Winkelgeschwindigkeit. Trägheitskräfte können daher bei hohen unterkritischen Drehzahlen besonders stark ausgeprägt sein (Feldhusen & Grote, 2013).

Die auftretenden Kräfte und damit auch die Auslenkung der rotierenden Welle können durch eine geringere Exzentrizität, also ein kleines r_{Kreis} , beispielsweise durch Auswuchten des rotierenden Systems reduziert werden.

Stöße, Weganregung und periodische Veränderung von schwingungsrelevanten Eigenschaften

Eine weitere Anregungsquelle ist die Verzahnung. Hinter den Anregungen, die in der Verzahnung auftreten können, stecken mehrere Ursachen und damit mehrere Wirkmechanismen. Eine Ursache sind Stöße, die auf Grund von last- und fertigungsbedingten Teilungsfehlern mehr oder weniger ausgeprägt auftreten können. Diese können beispielsweise durch ein geeignetes Schmiermittel beeinflusst werden. Neben der Stoßanregung kann es zu Weganregungen kommen, die von Abweichungen der Flankentopographie, gewollt oder ungewollt, und Teilungsabweichungen verursacht werden können. Eine weitere mögliche Anregung ist die parametrische Schwingungsanregung durch eine veränderte Steifigkeit über den Abwälzvorgang, die in eine periodische Veränderung der Steifigkeit resultiert, da sich über die Profilhöhe die Zähne verjüngen. (Klingelberg, 2008)

Spiel in Lagern verursacht, je nach anliegender Last, Stöße zwischen Wälzkörpern und den Laufbahnen. Durch Vorspannung der Lager kann das Spiel in Lagern und damit mögliche Stoßanregungen reduziert werden.

Elektromagnetische Kräfte

Wird der Antrieb des Systems durch einen E-Motor realisiert so können, unter anderem, die Netzfrequenz und die Ausprägung elektromagnetischer Kräfte Anregungen verursachen. Wird beispielsweise ein Einphasen-Reihenschlussmotor verwendet, kann das Phänomen „Unbalanced Magnetic Pull“ (UMP) radiale Kräfte und damit radiale Anregungen verursachen. (Xu, Han & Chu, 2016)]

Basierend auf Xu et al. (2016) können Anregungen somit konstruktiv durch die Radien des Stators und Rotors, die axiale Länge des Luftspalts sowie die Exzentrizität beeinflusst werden.

Eigenfrequenzen

Liegt die Anregungsfrequenz in Bereichen der Eigenfrequenzen des Systems, können Eigenschwingungen die Schwingungsausprägung verstärken. Um Eigenschwingungen konstruktiv zu beeinflussen, können sowohl Massen, Dämpfungen als auch Steifigkeiten verändert werden. Dies führt zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen. Dies wiederum kann genutzt werden, um Eigenfrequenzen aus dem Bereich der gewünschten Drehzahl zu verschieben und es so zu verstimmen.

In Antriebssträngen können Massen und Steifigkeiten auf vielfältige Weise verändert werden. Eine Veränderung der Biegesteifigkeit der Welle kann beispielsweise durch Veränderung der Abstände der Lager, des Durchmessers der Welle sowie des Materials der Welle realisiert werden. Sie beeinflussen dabei gleichzeitig die Eigenfrequenz. Auch das Polymergehäuse und Elastomerringe bieten viele Möglichkeiten, beispielsweise durch Veränderung von Materialien oder das Einbringen von Rippen, Steifigkeiten zu beeinflussen. Darauf wird in Kapitel 2.4 genauer eingegangen.

2.2.2 Schwingungsübertragung

Kann die Anregung einer Schwingung nicht vermieden oder ausreichend klein gehalten werden, so kann deren Übertragung beeinflusst werden.

Die Übertragungsfunktion der Transferpfade kann durch drei Ansätze beeinflusst werden: Isolation, Tilgung und Dämpfung. Sie lassen sich jeweils für einen bestimmten Frequenzbereich anwenden. Im Folgenden werden die für diese Arbeit relevanten Ansätze Isolation und Dämpfung vorgestellt.

Isolation

Bei der Isolation werden durch eine weiche Anbindung entweder der Schwingungsquelle oder des Bauteils, an dem keine Schwingungen wirken sollen, Schwingungen entkoppelt. Die Vergrößerungsfunktion V beschreibt dabei das Verhältnis zwischen Eingangs- und Ausgangsamplitude einer Schwingung im eingeschwungenen Zustand in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz.

$$V = \frac{\sqrt{1 + (2D\eta)^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2D\eta)^2}} \quad (2.2)$$

Das Abstimmungsverhältnis η ist das Verhältnis zwischen Anregungs- und Resonanzfrequenz und D das Dämpfungsmaß. (Zeller, 2018)

In Abbildung 2.2 ist die Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit des Abstimmverhältnisses einer ideal betrachteten einfachen elastischen Lagerung dargestellt. In Abbildung 2.2 ist zu sehen, dass es in einem überkritischen Bereich, $\eta > \sqrt{2}$, zu einer isolierenden Wirkung kommt. Es ist ebenfalls zu sehen, dass eine größere Dämpfung zwar zu kleineren Vergrößerungsfunktionen im Resonanzbereich jedoch im überkritischen Bereich ebenfalls zu einer Beeinträchtigung der isolierenden Wirkung führt.

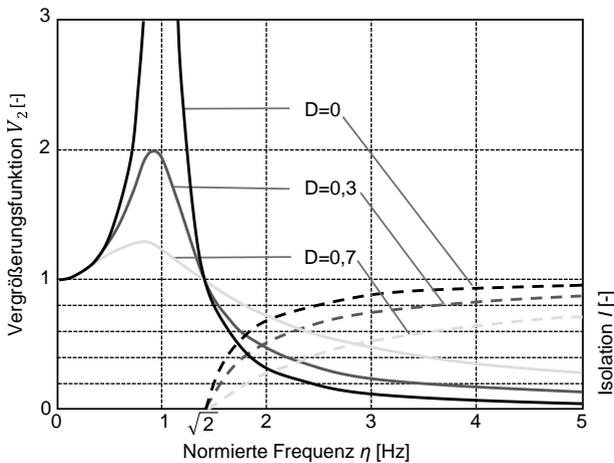


Abbildung 2.2: Ideales Isolationsverhalten bei einfach elastischer Lagerung für verschiedene Dämpfungsmaße (Zeller, 2018)

Wie in Formel (2.2) beschrieben kann eine Isolationswirkung somit durch die Resonanzfrequenz und damit durch Steifigkeit und Masse des übertragenden Elements sowie dessen Dämpfung beeinflusst werden. Dies kann beispielsweise durch das Einbringen von Elastomeren in die Lagerung realisiert werden.

Dämpfung

Hinter dem Ansatz der Dämpfung steckt die Dissipation von Bewegungsenergie in Wärme. Die Umwandlung der Energie kann auf verschiedene Arten geschehen. Eine Umwandlung ist die Reibungsdämpfung zwischen zwei sich relativ zueinander

bewegenden Reibpartnern unter Wirkung einer Anpresskraft. Eine weitere Umwandlung geschieht in der Materialdämpfung durch innere Reibung. Zusätzlich können je nach verwendetem Material Anteile der Energie durch viskose Dämpfung, bei welcher auf mikroskopischer Ebene Scherkräfte wirken, in Wärme umgesetzt werden. Durch Dämpfung können Amplituden und Frequenzen der Schwingung beeinflusst werden (Jäger, Mastel & Knaebel, 2016). Wie im Abschnitt Isolation beschrieben, beeinflusst Dämpfung jedoch die Isolationswirkung, siehe Abbildung 2.2 (Zeller, 2018).

Dämpfung kann beispielsweise durch die Materialwahl sowie die Gestaltung des Kontakts zwischen Bauteilen beeinflusst werden.

2.2.3 Überkritischer Betrieb und Selbstzentrierung

Werden Rotorsysteme mit Drehzahlen oberhalb ihrer Eigenfrequenzen betrieben so wird von einem überkritischen Betrieb gesprochen. Wird die Welle als biegesteifer Rotor angenommen so erhöhen sich, wie in Kapitel 2.2.1 vorgestellt, die Fliehkräfte mit einer Erhöhung der Drehzahl. Wird der Rotor wie in einem Lavalrotor biegeelastisch angenommen so führt die elastische Verformung des Rotors zu einer Erhöhung der Fliehkraft. Die Fliehkraft kann somit wie folgt berechnet werden:

$$F_{Flieh} = (\varepsilon + \rho)m_{Exz}\Omega^2 \quad (2.3)$$

m_{Exz} steht dabei für die exzentrische Masse, ε für die Exzentrizität, ρ für die elastische Verformung und Ω für die Winkelgeschwindigkeit. Ist die elastische Rückstellkraft

$$F_{Rückstell} = \rho k_{Biege} \quad (2.4)$$

mit der Biegesteifigkeit des Rotors k_{Biege} und der Fliehkraft im Gleichgewicht so lässt sich daraus die elastische Verformung des Rotors wie folgt berechnen:

$$\rho = \varepsilon \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2} \quad (2.5)$$

ω stellt die Eigenkreisfrequenz des Rotors dar. (Gasch, Nordmann & Pfützner, 2002)

In Abbildung 2.3 ist der Verlauf der Wellenauslenkung des elastischen Rotors über der Drehzahl aufgetragen. Im überkritischen Bereich nähert sich die Auslenkung der Exzentrizität an. Der Schwerpunkt nähert sich der Verbindung der Lagerachsen an. Dieser Effekt wird Selbstzentrierung des Rotors genannt. Der Rotor biegt sich im überkritischen Bereich entgegen der Exzentrizität. (Gasch et al., 2002)

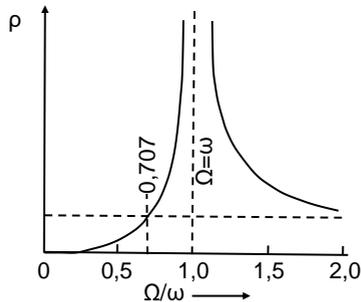


Abbildung 2.3: Verlauf der Wellenauslenkung eines elastischen Rotors über der Drehzahl in Anlehnung an (Gasch et al., 2002)

2.2.4 Auswirkungen radialer Schwingungen

Radiale Schwingungen können zur Funktionserfüllung beitragen oder ein Nebenprodukt der Hauptfunktion, beispielsweise einer Rotation, sein. Sie können sich negativ auswirken und sollten daher vermieden oder zumindest klein gehalten werden. Die Charakteristik radialer Schwingungen kann hinsichtlich verschiedener Aspekte bewertet werden. Beispiele für Aspekte sind die Beanspruchung von Bauteilen, die Beanspruchung des Anwenders oder auch dessen Komfortempfinden.

Die Lebensdauer eines Produktes wird durch verschiedene Belastungen, die unterschiedliche Schädigungs- und Verschleißmechanismen hervorrufen können, beeinflusst. Die Qualität der Funktionserfüllung kann schon vor dem Ausfall durch eine Veränderung des Systems beeinträchtigt werden. Treten in einem System Schwingungen auf, kann dies zum einen eine Wechselbeanspruchung und damit die Ausbreitung von Rissen begünstigen. Wie in Wöhlerkurven dargestellt, sind bei Wechselbeanspruchungen sowohl die Lastspielzahl als auch die Amplitude der Belastung

für die Lebensdauer von Bedeutung. Zum anderen können Schwingungen Beanspruchungen im System erhöhen. Dadurch können Schädigungsmechanismen in den Lagern und den Zahnrädern wie Pitting, Fressen, plastische Verformung und Verschleiß verstärkt werden. Dies kann zusätzlich durch eine Veränderung des Schmierzustandes, der von Schwingungen beeinflusst wird (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013), vergrößert werden. Ist ein E-Motor im System verbaut, kann eine zu große radiale Bewegung des Rotors relativ zum Stator zu Stabilitätsproblemen oder auch Reibung zwischen Rotor und Stator führen (Xu et al., 2016), was wiederum die Qualität der Funktionserfüllung oder auch die Lebensdauer des E-Motors beeinträchtigen kann. Zusätzlich können hohe Amplituden zu einem übermäßigen Kontakt zwischen Kohlen und Kommutator führen, welcher wiederum durch verstärktes Bürstenfeuer zu einer Reduktion der Lebensdauer führen kann. Für eine Bewertung radialer Schwingungen hinsichtlich der Beanspruchung von Bauteilen sind daher Peak-to-Peak-Werte, die bei Schwingungen durch den Effektivwert (RMS) verglichen werden können, sowie die Frequenz von Interesse.

Stehen Anwender, wie beispielsweise bei Power-Tools, im direkten Kontakt mit dem System können Schwingungen am Gehäuse zur Beanspruchung des Anwenders und damit zu einer Schädigung führen oder auch den Komfort in der Anwendung beeinträchtigen. Die Gefährdung von Arbeitnehmern durch die Exposition von Vibrationen bei der Nutzung von Werkzeug wird beispielsweise durch die EG Richtlinie 2002/44/EG geregelt. Sie gibt Mindestanforderungen vor und wird anhand der Anwendungsdauer und den ausgesetzten Beschleunigungen bewertet. (EG Richtlinie 2002/44/EG)

ISO 5349-1:2001 definiert für auf das Hand-Arm-System wirkende Schwingungen in drei orthogonale Raumrichtungen eine Frequenzbewertung zur Vorhersage schädlicher Wirkungen im Frequenzbereich zwischen 8 Hz bis 1.000 Hz. Hierfür werden Beschleunigungsdaten an definierten Messstellen aufgezeichnet und unter anderem mit einem Bandbegrenzungsfilter ausgewertet.

Auch für die Wahrnehmung des Komforts ist der Frequenzbereich bis 1.000 Hz, sowie die Eindringtiefe besonders relevant. Zur einheitlichen Bewertung von Schwingungscharakteristiken hinsichtlich des Komfortempfindens gibt es bisher kein einheitliches Vorgehen. Basierend auf dem Stand der Forschung lässt sich jedoch eine Abhängigkeit des Komforts von Frequenzen und Amplituden der Bewegung im Bereich bis 1.000 Hz vermuten.

2.2.5 Zwischenfazit

Schwingungen können sich negativ sowohl auf die Beanspruchung und den Komfort des Anwenders als auch auf die Beanspruchung von Bauteilen auswirken. Schwingungen, die nicht zur Funktionserfüllung beitragen, sollten daher vermieden oder, falls dies nicht möglich ist, möglichst klein gehalten werden. Exzentrizität spielt sowohl für die Ausprägung von mechanischen Trägheitskräften als auch von elektromagnetischen Kräften eine Rolle. Die elektromagnetischen Kräfte werden außerdem von der Geometrie des Rotors und des Stators beeinflusst. Diese wiederum stehen im Zusammenhang mit den Eigenfrequenzen des Systems, welche durch die Massen, Dämpfung und Steifigkeiten der einzelnen Bauteile und des Gesamtsystems beeinflusst werden können. Stöße, Weganregungen und Anregungen durch Veränderung von schwingungsrelevanten Eigenschaften in Lagern und Verzahnung sind oft nur mit größerem Aufwand von Produktentwickelnden beeinflussbar. Lassen sich Anregungen nicht vermeiden, können ihre Übertragungsfunktionen beeinflusst werden. Bei der Isolation werden elastische Elemente in das Schwingungssystem integriert. Dämpfung kann durch die Wahl des eingesetzten Materials beeinflusst werden.

Zusammengefasst lässt sich somit sagen, dass viele Gestaltparameter des Antriebsstrangs einen Einfluss auf die Ausprägungen von Schwingungen in Antriebssträngen haben. Sie sollten, um Beanspruchung des Menschen und der Bauteile zu vermeiden, möglichst klein gehalten werden. Dies stellt Produktentwickelnde vor die Herausforderung aus der Vielzahl an Gestaltparametern Parameter zu identifizieren mit welchen Schwingungen gezielt beeinflusst werden können.

2.3 Analyse und Modellierung radialer Schwingungen in Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe

Um Schwingungen gezielt beeinflussen zu können, bedarf es Wissen zu den Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern, die von Produktentwickelnden beeinflusst werden können und den resultierenden Schwingungen. Diese Zusammenhänge können auf verschiedene Weisen analysiert und modelliert werden. Im folgenden Teilkapitel 2.3.1 werden daher Analyse- und Modellierungsmethoden zur Unterstützung des Wissensaufbaus für die Konstruktion vorgestellt. Teilkapitel 2.3.2 vertieft Entwicklungsprüfstände als eine Möglichkeit zum Aufbau von Wissen in der Konstruktion.

Darauf aufbauend werden in Kapitel 2.3.3 Vorgehen bei der Analyse und Modellierung dynamischer Systeme betrachtet. Kapitel 2.3.4 stellt im Stand der Forschung bekannte Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe dar und betrachtet wie diese analysiert und modelliert werden.

2.3.1 Analyse und Modellierung zur Unterstützung der Konstruktion

Nach Matthiesen (2017) unterstützt die detaillierte Kenntnis eines Systems die Produktentwickelnden in der Konstruktionsphase. Zum Aufbau von Wissen werden daher Systeme analysiert. Modelle können wiederum genutzt werden, um das gewonnene Wissen zu dokumentieren, aber auch um weiteres Wissen zu generieren. Je nachdem, welches Ziel in der Produktentwicklung verfolgt wird, muss das Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten in unterschiedlicher Form vorliegen. Es kann beispielsweise qualitativ oder quantitativ analysiert werden. Qualitatives Wissen kann beispielsweise ausreichend sein, um ein bestimmtes Konzept auszuwählen. Quantitatives Wissen wird beispielsweise für die Auslegung von Systemen benötigt. Eine weitere Einteilung des Wissens kann hinsichtlich dessen Modellierung in Black oder White Box Modellen getroffen werden (Schmitt & Andres, 2019). Bei einer Black Box werden Inputgrößen wie Stoffe, Energien oder Signale in der Black Box so gewandelt, dass sie zu Outputgrößen werden (Claussen & Rodenacker, 1998). Der Zusammenhang ist dabei nicht phänomenologisch bekannt. Die dem Black Box Modell zugrundeliegenden Daten werden in einem bestimmten Wertebereich ermittelt. Das Modell kann daher zur Vorhersage in diesem Bereich verwendet werden. (Günther & Velten, 2014) White Box Modelle dagegen enthalten physikalische Theorien und lassen daher auch eine extrapolierte Vorhersage außerhalb des untersuchten Wertebereichs zu. Werden einzelne Teile des Systems verändert, können White Box Modelle auf Grund der enthaltenen physikalischen Theorien oft weiterverwendet oder angepasst werden. (Günther & Velten, 2014) Werden White Box und Black Box Anteile in einem Modell kombiniert, wird es Grey Box Modell genannt (Schmitt & Andres, 2019). Kommerzielle Softwarelösungen stellen oft Black-Box-Modelle der Systeme dar. Parameter sind in ihnen einstellbar, die Zusammenhänge zwischen den Parametern und dem Systemverhalten sind jedoch meist nicht direkt ersichtlich.

Modelle der Zusammenhänge stellen eine Verkürzung des realen Systems dar. Sie reduzieren die Realität soweit, dass alles für den Zweck Relevante abgebildet wird (Stachowiak, 1973) und ermöglichen Untersuchungen (Scherf, 2011). Bei der Modellbildung können zwei unterschiedliche Ansätze gewählt werden. Beim induktiven

Ansatz wird von einem speziellen Modell ausgegangen, um zu einem verallgemeinerten Modell zu gelangen (Dresig & Fidlin, 2014; Hussy, Schreier & Echterhoff, 2013). Als Start wird ein Minimalmodell verwendet (Dresig & Fidlin, 2014). Minimalmodelle sind nach Dresig & Fidlin (2014) wie folgt charakterisiert:

- sie besitzen nur eine kleine Anzahl an Freiheitsgraden
- die wesentlichen physikalischen Vorgänge werden qualitativ richtig ausgedrückt
- wenige Parameter werden berücksichtigt
- es wird kein Anspruch auf hohe Genauigkeit erhoben
- sie sind möglichst analytisch oder mit wenig Aufwand numerisch lösbar
- sie erlauben qualitativ richtige Schlussfolgerungen für reale System zu ziehen
- sie lassen sich für den jeweiligen Zweck nicht weiter vereinfachen

Bei der deduktiven Modellbildung wird vom allgemeinen Modell, das alle physikalischen Effekte abbildet, die einen Einfluss haben könnten, zum speziellen Modell, das die notwendigen Zusammenhänge abbildet, gegangen. (Dresig & Fidlin, 2014)

Bei Modellen zum Aufbau von Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern und Schwingungen kann deren Visualisierung unterstützen. Nach Kohn (2014) kann die Visualisierung helfen, Zusammenhänge zu erkennen und für andere zugänglich zu machen. Neben der Untersuchung unbekannter Zusammenhänge ist es für den Produktentwickler ebenso wichtig, sowohl die Stärke einer Einflussgröße als auch die Beziehungen zwischen Einflussgrößen zu kennen. Nach Buur und Andreasen (1989) kann dies die Produktentwickelnden bei der Generierung von Lösungen unterstützen.

Um Wissen zu generieren kann sowohl das Gesamtsystem bzw. die Gesamtfunktion als auch ein Teilsystem bzw. eine Teilfunktion modelliert und analysiert werden. Dies kann sowohl virtuell in einer Simulation als auch physisch im realen System oder auf einem Entwicklungsprüfstand realisiert werden. Alle Varianten haben Vor- und Nachteile, die abgewogen werden müssen. Es kann sowohl basierend auf dem Prinzip Trial-and-Error analysiert als auch eine systematische Systemvariation basierend auf Design of Experiments durchgeführt werden. Mit Hilfe der verschiedenen Analysemöglichkeiten lassen sich unterschiedliche Modelle der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten ableiten.

2.3.2 Entwicklungsprüfstände zur Unterstützung der Konstruktion

Eine Möglichkeit, Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten zu generieren, sind Untersuchungen auf sogenannten Entwicklungsprüfständen (Matthiesen et al., 2017). Sie stellen nach Matthiesen, Grauberger et al. (2018) Analyseumgebungen dar, um Zusammenhänge zwischen Gestalt und Funktion zu quantifizieren. Auf ihnen können systematisch und reproduzierbar sowohl Gestalt- als auch Prozessparameter variiert werden. Vorteil von Prüfständen ist, dass Versuche schon früh im Entwicklungsprozess möglich sind, noch bevor beispielsweise Fahrversuche durchgeführt werden können (Böhm, Stegmaier, Baumann & Reuss, 2011). Ein weiterer Vorteil stellt die Reproduzierbarkeit von Versuchen dar (Matthiesen, Grauberger et al., 2018). Je nach gewünschtem Untersuchungsziel sind Entwicklungsprüfstände unterschiedlich ausgeprägt. Es kommt nach Paulweber und Lebert (2014) zu einem Trade-Off zwischen auf der einen Seite Reproduzierbarkeit und Flexibilität und auf der anderen Seite Kosten und Genauigkeit der Entwicklungsumgebung.

Matthiesen, Mangold und Bruchmueller (2018) bezeichnen den Vergleich von Entwicklungsvarianten auf Entwicklungsprüfständen als einen Erfolgsfaktor in der Power-Tool-Branche. Prüfstände werden in den unterschiedlichsten Branchen eingesetzt. Borgeest (2020) unterscheidet bei der Untersuchung von Verbrennungsmotoren zwischen Hochschulprüfständen, Forschungsprüfständen, Entwicklungsprüfständen und Produktionsprüfständen, spezifiziert diese jedoch nicht weiter. Butov (2020) unterteilt Prüfstände, im Kontext schwerer Nfz-Hybridgetriebe, in die Phasen in denen sie eingesetzt werden: Entwicklung, Serienproduktion und Instandhaltung. Prüfstände werden nach Butov in der Entwicklung bei der Validierung von Systemeigenschaften und Designmerkmalen verwendet. Die Tests erfolgen mit dafür entwickelten Prototypen. (Butov, 2020) Prüfstände werden in der Luftfahrt nach Schmidt, Buth und Stein (2008) beispielsweise zur Entwicklung von Technologien oder zur Erforschung des Einsatzes alternativer Treibstoffe genutzt. Mit ihnen lassen sich kritische Funktionen untersuchen.

Gwosch (2019) entwickelte zwei Antriebsstrangprüfstände als Entwicklungsprüfstände für die Power-Tool Branche. Mit dem ersten Prüfstand kann das Auslöseverhalten von Überlastkopplungen eines Akkuboehrschraubers untersucht werden. Es wurden unterschiedliche Gestalten einer Kupplung hinsichtlich ihren Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Systems untersucht und daraus Konstruktionszielgrößen abgeleitet. Mit dem zweiten Prüfstand ist es möglich die Dynamik eines Winkelschleiferantriebsstrangs zu untersuchen. Der Entwicklungsprüfstand wurde

genutzt, um Wissen zu den Zusammenhängen zwischen Lagersitzen aus unterschiedlichen Materialien und dem Schwingungsverhalten zu generieren. Aus einer Entwicklungszielgröße wurde eine Konstruktionszielgröße abgeleitet. Das Wissen wurde jedoch nicht verwendet, um daraus eine Gehäusegestalt abzuleiten. Eine weitere Einschränkung bildet die Verwendung unterschiedlicher Materialien zur Variation des Lagersitzes, wobei mehrere Gestaltparameter wie beispielsweise die Steifigkeit und die Dämpfung variiert wurden. Es ist daher nur schwer möglich, ausgehend von den Untersuchungen, auf den Zusammenhang zwischen einzelnen Gestaltparametern und dem Schwingungsverhalten zu schließen.

2.3.3 Analyse und Modellierung dynamischer Systeme

Um Schwingungen gezielt beeinflussen zu können, wird eine Analyse des Systems benötigt (Zeller, 2018). Modelle dynamischer Systeme können zu unterschiedlichen Zwecken, wie beispielsweise deren Auslegung aber auch zum Aufbau von Wissen, um ein System weiterentwickeln zu können, gebildet werden. Modellarten, die den Zusammenhang zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten abbilden, gibt es im Stand der Forschung viele. Betrachtet man nur die Modelle, die im Bereich der Dynamik häufig eingesetzt werden, so reduziert sich die Zahl auf FE-Modelle, Modelle mit konzentrierten Parametern, Mehrkörpermodelle und Kombinationen aus diesen. Ein vereinfachtes lineares Modell aus konzentrierten Massen mit konstanten Parametern ist Zeller (2018) für qualitative Aussagen oft ausreichend.

Bei der Modellbildung dynamischer Systeme können unterschiedliche Ansätze unterstützen. Ziel der VDI Richtlinie 3843-1 ist ein Berechnungsmodell eines schwingfähigen Systems. Die Richtlinie beschreibt ein Flussdiagramm der Modellbildung von der Systemdefinition über die Modellbildung selbst bis zur Modellkontrolle und –anpassung die, iterativ durchlaufen werden können. Die Modellbildung beinhaltet die Auswahl der relevanten Freiheitsgrade, die Überprüfung der Kinematik, die Modellierung der Systemgrenzen, den Aufbau der Modellstruktur sowie die Bestimmung der Modellkennwerte und Kennfunktionen. (VDI Richtlinie 3843-1) Wie relevante Gestaltparameter identifiziert werden können, um die Schwingungen eines Systems abzubilden wird nicht expliziert.

Ein weiterer Ansatz ist nach Nollau (2009) die Unterteilung des Gesamtsystems in handhabbare Teilsysteme, die Ermittlung von Modellen für die einzelnen Teilsysteme und anschließende Kombination der Teile zu einem übergeordneten Modell. Die Ermittlung der Modelle ist wiederum in fünf Teilschritte unterteilt: Erstellung eines aussagekräftigen Schemas, „Ermittlung der Energiespeicher mit ihren Zustandsgrößen und deren Funktion“ (Nollau, 2009, S. 17) Ermittlung der Bilanzgleichungen, „Ermittlung der noch fehlenden Zusammenhänge aus statischen

Grundbeziehungen“ (Nollau, 2009, S. 17) und die Darstellung der Beziehungen in einem Blockschaltbild. (Nollau, 2009) Es wird nicht beschrieben, wie die relevanten Parameter identifiziert werden können. Das vorgestellte Verfahren ist nicht auf dynamische Systeme beschränkt.

Nach Dresig und Fidlin (2014) gibt es keine allgemein gültige Modellbildungsstrategie für dynamische Systeme.

2.3.4 Analyse und Modellierung in Polymergehäusen und Elastomerringen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe

Um die Einflüsse von Gestaltparametern auf das Systemverhalten von Rotorsystemen mit Getrieben zu untersuchen, werden im Stand der Forschung unterschiedliche Simulationsmodelle verwendet. Vereinzelt werden experimentelle Versuche durchgeführt. Der Fokus liegt dabei oft auf Stirnradgetrieben. In den letzten Jahren wird auch an Kegel- und Hypoidgetrieben geforscht. Der Schwerpunkt der durchgeführten Untersuchungen liegt häufig auf der Weiterentwicklung von Verzahnungsmodellen. Die Modellierung und Analyse der Einflüsse der Lagerungsparameter ist selten das Ziel.

Lavalrotoren werden im Stand der Forschung sowohl für simulative als auch experimentelle Untersuchungen genutzt (Dresig & Holzweißig, 2012; Gasch et al., 2002). Lavalrotoren bestehen aus einer angetriebenen Welle mit einem oder mehreren Rotorscheiben. Zur Analyse der Einflüsse von Gestaltparametern in Antriebssträngen mit Kegelradverzahnung werden im Stand der Forschung hauptsächlich Modelle mit konzentrierten Parametern (Li, Hu, Jiang & Yu, 2002; Liew & Lim, 2004; Yan, 2004; Yang & Lim, 2011), Finite Elemente Modelle (Gao, Tanabe & Nishihara, 2009), Kombinationen aus konzentrierten Modellen und Finite Elemente Modellen (Hua, 2010; Hua, Lim & Peng, 2011; Hua, Lim, Peng & Wali, 2012; Yavuz, Saribay & Cigeroglu, 2017) und Mehrkörpermodelle (Mohammadpour, Theodossiades & Rahnejat, 2013; Peng & Lim, 2007) verwendet. Jandrey, Schelenz und Jacobs (2012) koppelt beispielsweise ein Finite Elemente- und ein Mehrkörpermodell, um eine gekoppelte Betrachtung der Dynamik und der Festigkeit zu erzielen.

Die Kegelradverzahnung wird im Stand der Forschung basierend auf verschiedenen Ansätzen modelliert. Klingenberg (2008) berechnet die Kräfte in radiale, axiale und tangential Richtung auf Grund des anliegenden Drehmoments und der Geometrie der Verzahnung. Yan (2004) dagegen berechnet die Kräfte in der Verzahnung basierend auf der Bewegung der Zahnflanken relativ zueinander. Er bildet die Steifig-

keit der Verzahnung in seiner Modellierung ab. Andere Autoren modellieren zusätzlich Dämpfung und Übertragungsfehler (Hua, 2010; Hua et al., 2012; Önal, 2018; Özgüven, 1991; Peng & Lim, 2007; Yavuz et al., 2017, 2018), diese werden in den Modellen nach Klingenberg (2008) und Yan (2004) vernachlässigt. Die Modelle unterscheiden sich in ihrer Komplexität und ihrer Simulationszeit.

In einigen Modellen werden neben der Verzahnung auch die dynamischen Eigenschaften der Wellen und Lager modelliert. Hua et al. (2012) und Hua et al. (2011) nutzten eine Kombination aus konzentrierten Parametern und Finite Elemente Modell in ihren Untersuchungen. Sie bildeten die axiale Steifigkeit des Gehäuses in ihrem Modell ab und untersuchten die Einflüsse der Wellen und Lager. Die radiale Steifigkeit des Gehäuses wurde nicht berücksichtigt. Nach Viebahn, Glamsch und Rieg (2018) hat die Steifigkeit des Gehäuses jedoch Einfluss auf die Schwingungen des Systems. Dies bestätigen Langhart und Zotos (2017) in einer simulativen Untersuchung des Laufverhaltens einer in der Luftfahrt üblichen Geradverzahnung. Auch Gao et al. (2009) berücksichtigten das Gehäuse in ihren FE-basierten Untersuchungen, indem sie das Gehäuse aus 88 Schalenelementen modellierten. Ziel war die Analyse des Kontakt-Wirkungsverhaltens des Getrieberotorsystems. Die Parameter des Gehäuses wurden nicht variiert. Auch Yan (2004) modelliert in seinem Modell ein Gummielement am Loslager der Antriebswelle mit dem Ziel den Kohle-Bürstenkontakt zu untersuchen. Das Gummielement wurde nicht variiert. Dutt und Toi (2003) betrachten theoretisch den Einfluss von Dämpfungselementen aus Elastomeren auf das Systemverhalten eines Lavalrotors. Bormann (2005) und Scholz (2011) untersuchten diese Einflüsse experimentell mit Hilfe von O-Ringen. Kegelradgetriebe und Polymergehäuse werden in den Untersuchungen von Dutt und Toi, Bormann sowie Scholz nicht betrachtet. Für Systeme mit diesen Komponenten sind die Erkenntnisse daher nur begrenzt übertragbar. Matthiesen et al. (2017) untersuchte an einem Teilsystemprüfstand eines Winkelschleifers den Einfluss unterschiedlicher Lagersitzmaterialien auf die Schwingungen des Antriebsstrangs in verschiedenen Betriebszuständen. Durch Änderung des Materials konnte die radiale Schwingung in verschiedenen Anwendungen beeinflusst werden. (Gwosch, 2019; Matthiesen et al., 2017) Durch die Änderung des Materials wurden mehrere Parameter, wie beispielsweise die Dämpfung als auch die Steifigkeit des Lagersitzes geändert. Eine Rückführung auf einzelne Gestaltparameter ist daher nur schwer möglich.

Einflüsse der Gestaltparameter auf das Systemverhalten wurden im Stand der Forschung bisher meist einzeln oder mit Variation weniger Gestaltparameter innerhalb einer Studie untersucht. Yavuz et al. (2017) untersuchte mit einem Modell kombiniert aus einem Finite Elemente Modell der Welle und einem dreidimensionalen dis-

kreten Netzmodell einer Kegelradverzahnung den Einfluss von Spiel und Drehmoment auf die dynamische Eingriffskraft. Li et al. (2002) untersuchte den Einfluss des Steigungswinkels der Verzahnung auf die kritische Geschwindigkeit und das Unwuchterhalten des Systems mit Hilfe eines Modells mit konzentrierten Parametern. Neben der Variation der Verzahnungsparameter in den letzten beschriebenen Publikationen untersuchten verschiedene Publikationen den Einfluss der Lagersteifigkeit auf das dynamische Verhalten des Systems (Li & Hu, 2003; Mohammadpour et al., 2013; Yan, 2004; Yavuz et al., 2018). Viebahn et al. (2018) untersuchte wiederum den Einfluss von Gestaltparametern auf die Lagersteifigkeit. In Hua et al. (2011) wird nicht die Lagersteifigkeit, sondern die Anzahl der Lagerstellen von zwei auf drei Lagerstellen variiert. Weitere Gestaltparameter der Lagerung, wie beispielsweise der Abstand der Lager werden in den Publikationen nicht analysiert. Die Untersuchung von Yang und Lim (2011) gehört zu den wenigen, die die Einflüsse von Parametern nicht einzeln, sondern mit ihren Wechselwirkungen analysiert. Sie verwenden in ihren Untersuchungen ein 14-Freiheitsgrade-Parameter Modell und untersuchen die Wechselwirkungen zwischen zeitlich veränderlichen Lagersteifigkeiten und nichtlinearem Verzahnungseingriff sowie den Wechselwirkungen zwischen Eingriffsparametern und der Nichtlinearität durch Spiel. (Yang & Lim, 2011)

Nur wenige Untersuchungen beschäftigen sich mit Einflüssen von Gestaltparametern auf die Beschleunigung der Lagersitze und auf die Bewegung der Welle (Matthiesen et al., 2016; Matthiesen et al., 2017). Häufig werden Bewertungsgrößen der Verzahnung, beispielsweise die dort wirkenden Kräfte, untersucht, was den Fokus der Forschung auf die Verzahnung verdeutlicht. Cheng und Lim (2001) untersuchte die Auswirkungen der Variation verschiedener Verzahnungsparameter auf das rotatorische und translatorische Verhalten des Systems. In Gao et al. (2009) nutzen die Autoren die relative Verschiebung ihres Systems zum Vergleich ihres Finite Elemente Modells mit experimentellen Untersuchungen. Yang, Peng und Lim (2012) untersuchten die translatorische Bewegung mit einem mathematischen Modell. Cheng (2000) und Yang und Lim (2011) untersuchten nicht nur die in der Verzahnung wirkenden Kräfte, sondern zusätzlich die Kräfte in den Lagern der Welle.

2.3.5 Zwischenfazit

Zur Analyse der Einflüsse von Gestaltparametern auf radiale Schwingungen des Systems sind im Stand der Forschung unterschiedliche Analyse- und Modellierungsansätze bekannt. Durch Entwicklungsprüfstände kann beispielsweise Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern und dem Systemverhalten bereits früh im Produktentwicklungsprozess generiert werden. Das Wissen kann die zielgerichtete Konstruktion schwingungsreduzierter Systeme unterstützen. Gwosch

(2019) und Matthiesen et al. (2017) leiteten mit Hilfe eines Entwicklungsprüfstands aus einer Entwicklungszielgröße eine Konstruktionszielgröße ab. Hierbei wurden unterschiedlichen Materialien zur Variation des Lagersitzes verwendet. Dabei wurden gleichzeitig verschiedene Gestaltparameter wie die Steifigkeit und die Dämpfung variiert. Daraus ergeben sich Fragen zu den Zusammenhängen zwischen den einzelnen Gestaltparametern und ob dieses Wissen genutzt werden kann um reale Gehäusegestalten abzuleiten.

Neben Entwicklungsprüfständen existieren zur Analyse der Zusammenhänge Modelle mit unterschiedlicher Komplexität. Die Einflüsse von Gestaltparametern werden im Stand der Forschung bisher hauptsächlich einzeln und ohne Wechselwirkungen mit weiteren Parametern zu Betrachten untersucht. Eine Bewertung der Effektstärken der Gestaltparameter relativ zueinander ist daher nur eingeschränkt möglich. Dies würde nach Buur und Andreasen (1989) die Produktentwicklung unterstützen.

Lagersitzelemente aus Elastomeren wurden hinsichtlich ihrer Dämpfungseigenschaften bereits in Lavalrotoren untersucht. Die Steifigkeiten der Lager und des Lagersitzes zeigten in einzelnen Untersuchungen Potential, radiale Schwingungen des Systems beeinflussen zu können. Bewertungsgrößen sind jedoch häufig Größen der Verzahnung und nicht die Bewegung der Welle sowie Beschleunigungen am Lager.

Im Stand der Forschung existieren unterschiedliche Modellbildungsansätze für dynamische Systeme. Wie relevante Gestaltparameter identifiziert werden können wird in den vorgestellten Modellbildungsansätzen nicht expliziert.

2.4 Einsatz von Polymergehäusen und Elastomerringen in Antriebssträngen

Neben handgehaltenen Geräten werden im Zuge des immer fortschreitenden Leichtbaus hybride Kunststoff-Metall-Strukturen in vielen weiteren Antriebssystemen interessant. Werden Polymere eingesetzt so können Kosten und Gewicht eingespart werden. Der Einsatz von Polymeren führt zu einer deutlich geringeren Steifigkeit der Gehäuse als bei vielen bekannten Systemen mit Metallgehäuse. Der Lagersitz eines Antriebsstrangs kann aus einem Gehäuse und einem Lagersitzelement, wie beispielsweise einem Elastomerring, das zwischen Gehäuse und dem Außenring des Lagers integriert wird, bestehen. Der Lagersitz und das Gehäuse bilden den Übergang vom Antriebsstrang zur Umwelt. Durch ihre Eigenschaften

kann die Ausprägung von Schwingungen sowie der Übertragungsweg von Schwingungen des Antriebsstrangs hin zur Umwelt beeinflusst werden (Shabaneh & Zu, 2003; Vazquez, Barrett & Flack, 2001). Elastomerringe können durch geringe Steifigkeiten zu einer Isolation sowie durch ihre Dämpfungseigenschaften zu geringeren Ausprägung von Schwingung beitragen. Betrachtet man die beiden Zustände Hochlauf und konstante Drehzahl eines Antriebsstrangs so soll beim Hochlauf die Welle durch eine Lagerung mit hoher Steifigkeit geführt werden (Niemann & Winter, 2004), um Anregungen beispielsweise aus der Verzahnung möglichst gering zu halten. Hohe Steifigkeiten führen dabei jedoch ebenfalls zu einer geringeren Isolationswirkung, Schwingungen werden direkter übertragen. Gleichzeitig führen Lager mit geringeren Steifigkeiten bei hohen Drehzahlen zu kleineren Zwangskräften, da sie der Selbstzentrierung nicht entgegen und gleichzeitig als Tiefpassfilter wirken. (Kirchner, 2007; Mohammadpour et al., 2013) Hohe Zwangskräfte sollten vermieden werden, um Schädigungs- und Verschleißmechanismen klein zu halten. Produktentwickelnde stehen daher bei der Auslegung von Antriebssträngen vor der Herausforderung mit dem Zielkonflikt, der Forderung nach gleichzeitig geringen und hohen Steifigkeiten, umzugehen.

Der Einfluss der Lagersteifigkeit auf das dynamische Verhalten wird in vielen Studien untersucht (Hua et al., 2012; Li & Hu, 2003; Matthiesen et al., 2017; Mohammadpour et al., 2013; Yan, 2004; Yavuz et al., 2018). In vielen Fällen ist aufgrund von Fertigungs- und Lieferrestriktionen die Variation der Lagersteifigkeit nicht realisierbar. Die Gestalt des Lagersitzes sowie des Gehäuses kann in vielen Fällen vom Konstrukteur jedoch verändert werden. Die Lagersitzsteifigkeit kann durch die Wahl unterschiedlicher Materialien des Gehäuses und des Lagersitzelements, durch die Festlegung der Geometrien des Gehäuses und des Lagersitzelements sowie durch deren Einbausituation beeinflusst werden.

2.4.1 Einsatz und Charakteristik von Polymergehäusen

Radiale Schwingungen des Antriebsstrangs führen zu einer radialen Belastung am Loslagersitz des Gehäuses. Das Gehäuse wird dabei auf Biegung belastet. Die Biegesteifigkeit des Gehäuses hängt vom E-Modul des verwendeten Materials sowie dem Flächenträgheitsmoment des Querschnitts ab. Wird Material aus der neutralen Faser des Grundkörpers nach außen verschoben so wird das Flächenträgheitsmoment und damit der Widerstand gegen Verformung erhöht (Emmrich & Albers, 2003). Abbildung 2.4 zeigt beispielhaft das CAD Modell eines Winkelschleifergehäuses. Ein Hohlzylinder, in dem der Stator des Elektromotors gelagert ist, ist über eine Rippenstruktur mit dem Loslagersitz verbunden. Um das Flächenträgheitsmoment

des Gehäuses zu erhöhen, können beispielsweise die Wandstärke des Hohlzylinders oder aber auch die Geometrien und Anordnungen der Rippen variiert werden. Zusätzlich kann die Steifigkeit des Hohlzylinders durch Leichtbauprinzipien wie Versteifung durch Sicken oder das Einbringen von Rippen erhöht werden (Ehrenstein, 2007; Emmrich & Albers, 2003; Eyerer, Hirth & Elsner, 2008; Klein & Gänssicke, 2019).

Untersuchungen an einem Winkelschleifergehäuse zeigten, dass eine Belastung des Gehäuses auf Biegung zuerst zu Verformungen der Rippen führt. Sie wiesen in der untersuchten Richtung eine geringere Steifigkeit als der Hohlzylinder auf. (Matthiesen, Gwosch & Mangold, 2014) Abbildung 2.4 zeigt beispielhaft das CAD-Modell eines Gehäuses eines Winkelschleifers.

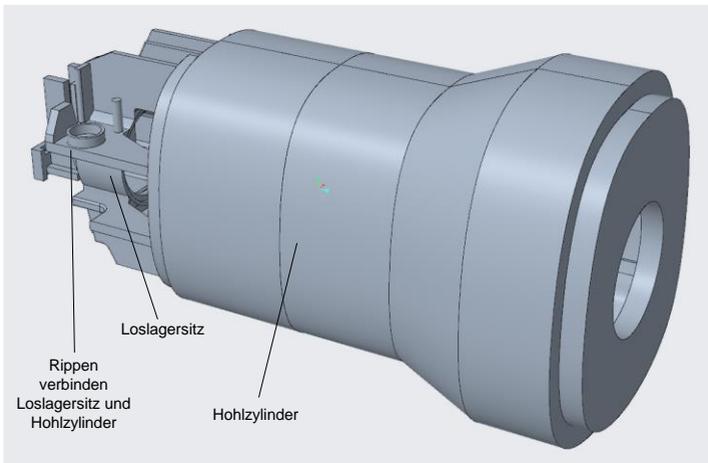


Abbildung 2.4: CAD-Modell eines beispielhaften Gehäuses eines Winkelschleifers

Der E-Modul hängt je nach verwendetem Polymer von der Temperatur, dem Zeitmaßstab einer Verformung (Bower, 2008) sowie der Luftfeuchtigkeit ab. Werden in das verwendete Polymer zusätzlich Fasern in Form von Kurzfasern eingebracht so kann dies das Materialverhalten stark beeinflussen. Je nach verwendeter Spritzgussform, der Einspritzstelle und dem sich daraus ergebenden Fluss des Polymer-Kurzfasern-Gemischs, verteilen sich die kurzen Fasern. Die langkettigen Moleküle des Thermoplastes und die Fasern richten sich entlang der Flussrichtung aus. Dies kann zu anisotropen Werkstoffeigenschaften führen. (Rösler, Harders & Bäker, 2008)

2.4.2 Einsatz und Charakteristik von Elastomerringen

In technischen Systemen können Elastomerringe zwischen Loslager und Gehäuse integriert werden. Sie können durch ihre Steifigkeitscharakteristik und ihr Dämpfungsverhalten die Ausprägung und Übertragung von Schwingungen beeinflussen (Matthiesen et al., 2016; Shabaneh & Zu, 2003; Vazquez et al., 2001). Neben dem Einsatz in Power-Tools werden sie beispielsweise auch im Automobil- und Bahnbereich eingesetzt (Yu, Naganathan & Dukkipati, 2001).

Werden Elastomere in Antriebssträngen eingesetzt, kann neben der Vorspannung auch die Temperatur, die Frequenz sowie die Amplitudenabhängigkeit sowohl die Dämpfung als auch die Steifigkeit beeinflussen (Scheiblegger et al., 2014). Steigt die Frequenz so nimmt auch die Steifigkeit des Elastomers zu. Nach Bormann (2005) wird die Dämpfung jedoch nicht von der Vordehnung beeinflusst. Werden Elastomere mit einer kleinen Amplitude belastet so bleiben nach Bormann Steifigkeit und Dämpfung nahezu konstant. Elastomere verhalten sich in diesem Bereich linear. (Bormann, 2005)

Wird eine Last auf das Elastomer aufgebracht so kann Kriechen und der anschließende Erholungsvorgang aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens die Eigenschaften beeinflussen. Die Diagramme in Abbildung 2.5 beschreiben einen charakteristischen Verlauf des Kriechens und der Erholung bei einer gegebenen Be- und Entlastung eines viskoelastischen Materials. Die Spannung im Material ändert sich über die Belastung hinweg, auch wenn diese gleich hoch bleibt und kehrt erst nach einer gewissen Zeit zum Ausgangszustand zurück. (Schapery, 1969)

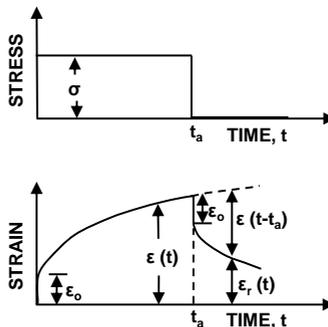


Abbildung 2.5: Diagramm des Kriechens und der Erholung eines linear viskoelastischen Materials (Schapery, 1969)

Durch die Nutzung der nichtlinearen Eigenschaften von Elastomeren kann durch eine mechanische Vorspannung eine Versteifung des Elastomers erzielt werden. Eine Vorspannung von Elastomeren wird beispielsweise in Lenklagern eingesetzt. Sie sollen Zugspannungen verhindern, die negativen Einfluss auf die Lebensdauer des Systems haben können. Die hierfür verwendeten geteilten Buchsen sind jedoch nicht einstellbar. Der Bauraum bestimmt die Vorspannung und kann im realen System nicht eingestellt werden. (Naploszek, 1999)

Bormann führte Untersuchungen zur Schwingungsregelung der Rotordynamik mit Hilfe von Elastomerringen durch. Er belastete die Elastomere dabei auf Zug und fand heraus, dass die Vordehnung des Elastomers seine Steifigkeit beeinflusst. (Bormann, 2005) Es wurde nicht untersucht, ob die Steifigkeit invers durch eine aufgebrauchte Vorspannung beeinflusst wird. Es kann basierend auf den Untersuchungen vermutet werden, dass eine Vorspannung eines Elastomerrings zu einer Änderung der Steifigkeit des Elements führt. Ob und inwieweit diese jedoch tatsächlichen einen Einfluss hat, ist bisher nicht bekannt.

Die radiale Steifigkeit der eingesetzten Elastomerringe ist meist nach dem Einbau in das System nicht variierbar. Eine Einstellbarkeit könnte unter anderem genutzt werden, um das System auf Anforderungen in unterschiedlichen Anwendungen einzustellen oder auch auf Fertigungsungenauigkeiten zu reagieren und im realen System abzustimmen. Im Stand der Forschung finden sich verschiedene Methoden zur Einstellung der Steifigkeit von Elastomeren. Storm stellt 1949 ein Konzept aus Blattfedern und Elastomerelementen vor, das zu einer einstellbaren Steifigkeit führen sollte (Storm, 1949). Das Elastomerelement wurde dabei als Anschlag verwendet, um bei mehr oder weniger Vorspannung die Auslenkung der Blattfedern und damit die resultierende Steifigkeit zu verändern. Blattfedern und Elastomerelement werden somit in Kombination verwendet. Neben der Verwendung von Elastomeren wird an einstellbaren, vorspannbaren, auf Formgedächtnislegierungen basierenden Steifigkeitselementen geforscht. Sie haben allerdings bisher den Nachteil, dass sie sehr empfindlich auf Temperaturänderungen reagieren (Lees, Jana, Inman & Cartmell, 2007).

2.4.3 Zwischenfazit

In Polymergehäusen kann durch Veränderung des Flächenträgheitsmoments die Steifigkeit beeinflusst werden. Untersuchungen, bei denen Elastomerringe auf Zug belastet wurden, zeigen außerdem einen Zusammenhang zwischen Dehnrate und Steifigkeit. Darauf basierend lässt sich vermuten, dass durch eine Vorspannung des Elastomerrings ebenfalls dessen Steifigkeit gezielt beeinflusst werden kann. Ob und

inwieweit die Steifigkeit in einem Elastomerring beeinflusst werden kann wurde bisher jedoch noch nicht ausreichend untersucht. Neben der Vorspannung weisen Elastomere Abhängigkeiten von Frequenz, Amplitude und Temperatur auf. Diese müssen bei der Untersuchung der Elastomerringe sowie bei der Auslegung von Systemen mit Elastomerringen beachtet werden.

2.5 Fazit zum Stand der Forschung

Schwingungen lassen sich in technischen Systemen hinsichtlich der Beanspruchung der Bauteile, der Beanspruchung des Anwenders und auch des Komforts des Anwenders bewerten. Um Schwingungen eines Systems konstruktiv zu beeinflussen, kann sowohl deren Anregung als auch deren Übertragungsverhalten verändert werden. Die Anregung, Ausprägung und Übertragung von Schwingungen wird von vielen Mechanismen bestimmt, die sich gegenseitig beeinflussen und überlagern können. Kleinere Steifigkeiten des Lagersitzes beispielsweise führen bei hohen Drehzahlen zwar zu kleineren Zwangskräften und einer größeren Isolationswirkung, sie führen die Welle jedoch auch weniger und lassen größere Bewegungen der Welle zu. Dies kann wiederum zu größeren Anregungen in der Verzahnung führen. Produktentwickelnde sind bei der Auslegung von Antriebssträngen mit diesen Zielkonflikten konfrontiert. Sollen Schwingungen eines Systems gezielt beeinflusst werden stehen Produktentwickelnde daher vor der Herausforderung einer Vielzahl möglicher Gestaltparameter mit Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Systems. Einflüsse von Gestaltparametern wurden im Stand der Forschung bisher hauptsächlich einzeln untersucht. Eine Bewertung der Effektstärken relativ zueinander ist damit nur eingeschränkt möglich.

In Polymergehäusen gelagerten Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe werden Schwingungen durch die Verzahnung in verschiedene Raumrichtungen angeregt und übersetzt, was zu einem komplexen Schwingungsverhalten führen kann. Entwicklungsprüfstände können zum Aufbau von Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern und Schwingungen genutzt werden. Matthiesen et al. (2017) und Gwosch (2019) überführten mit Hilfe eines Entwicklungsprüfstands eine Entwicklungszielgröße in eine Konstruktionszielgröße eines Winkelschleifers. Sie bestimmten hierzu den Zusammenhang zwischen verschiedenen Materialien eines Lagersitzes und dem Schwingungsverhalten des Systems. Basierend darauf stellt sich die Frage wie einzelne Gestaltparameter, wie beispielsweise die Steifigkeit des Lagersitzes, mit der Schwingungscharakteristik zusammenhängt und ob dieses Wissen genutzt werden kann um reale Gehäusegestalten abzuleiten.

Steifigkeiten des Lagersitzes zeigen in einzelnen Untersuchungen das Potential Schwingungen beeinflussen zu können. Basierend auf dem Stand der Forschung kann vermutet werden, dass durch die Vorspannung von Elastomerlagersitzen die Steifigkeit des Lagersitzes zielgerichtet verändert und damit Schwingungen beeinflusst werden können. Es fehlt jedoch der Nachweis, ob die Variation der Vorspannung im hier untersuchten System Schwingungen beeinflussen kann.

Für die Modellbildung dynamischer Systeme existieren im Stand der Forschung unterschiedliche Ansätze. Wie relevante Gestaltparameter identifiziert werden können wird in den vorgestellten Ansätzen jedoch nicht ausreichend expliziert.

3 Motivation und Zielsetzung

Immer leistungsdichtere und schneller drehende Antriebsstränge, Reduktion von Kosten durch Leichtbau und das Ziel nachhaltigere Systeme zu entwickeln führen zu geänderten Anforderungen an die Schwingungsauslegung. Durch schwingungsärmere Systeme kann die Beanspruchung von Bauteilen, die Beanspruchung des Anwenders sowie dessen Komfortempfinden beeinflusst werden.

Ein Ziel der Produktentwicklung ist es Kosten und Zeit bei der Entwicklung von Produkten gering zu halten. Ein Ansatz, dieses Ziel zu erreichen, ist das Vermeiden von Iterationen, indem basierend auf Wissen konstruiert und aufwändige Iterationen, die beim Prinzip Trial-and-Error auftreten können, vermieden werden.

Das Wissen über Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs und Schwingungen ist daher essentiell, um Schwingungen gezielt beeinflussen zu können. In dieser Arbeit werden in Polymergehäusen und Elastomerringen gelagerte Antriebsstränge mit Kegelradgetriebe, beispielhaft in Abbildung 3.1 dargestellt, fokussiert.

Im Stand der Forschung werden die Einflüsse von Gestaltparametern auf das Schwingungsverhalten hauptsächlich einzeln untersucht. Eine Bewertung der Effektivitäten relativ zu einander ist daher nur eingeschränkt möglich. Dass das Material des Lagersitzes einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Winkelschleifers hat wurde bereits von Matthiesen et al. (2017) und Gwosch (2019) mit Hilfe eines Entwicklungsprüfstands nachgewiesen. Der Zusammenhang zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen wurde im fokussierten System jedoch noch nicht explizit nachgewiesen, da mit dem Material auch weitere Gestaltparameter variiert wurden. Inwiefern das Wissen zu den Zusammenhängen genutzt werden kann, um reale Gehäusegestalten abzuleiten stellt daraus abgeleitet eine offene Fragestellung dar. Auch wurden die Zusammenhänge zwischen der Vorspannung eines Elastomerlagersitzes, dessen radialer Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen bisher nicht ausreichend quantifiziert, um zielgerichtet radiale Schwingungen beeinflussen zu können.

Durch eine gezielte Beeinflussung von Schwingungen könnten Iterationen und damit Zeit und Kosten in der Entwicklung eingespart werden.

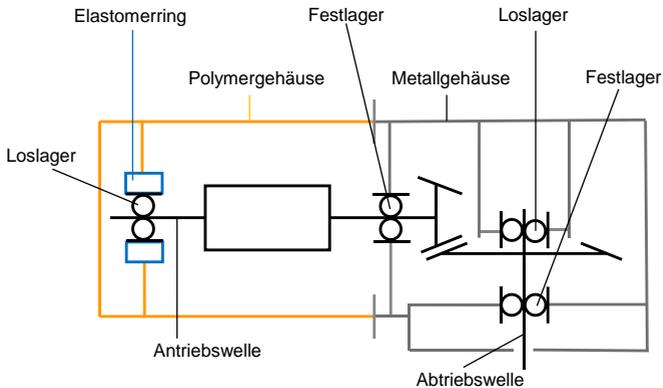


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des untersuchten Systems

Wissenschaftliches Ziel dieser Arbeit ist die Unterstützung der Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge.

Die gewonnenen Erkenntnisse der Zusammenhänge könnten beispielsweise bei der gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen unterstützen. Aus dem übergeordneten Ziel lassen sich folgende Teilziele ableiten:

1. Identifikation von Gestaltparametern der Lagerung, die radiale Schwingungen beeinflussen
2. Analyse und Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen
3. Nutzung der modellierten Zusammenhänge, um radiale Schwingungen zielgerichtet zu beeinflussen

Die Ziele adressieren einen wissenschaftlichen Beitrag zum Design for Vibration Reduction. Hierzu werden Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen identifiziert und quantifiziert und eine methodische Vorgehensweise abgeleitet, welche als Grundlage zur Untersuchung weiterer Zusammenhänge dienen kann.

Aus den Zielen lässt sich folgende übergeordnete Forschungsfrage ableiten:

Wie kann der Zusammenhang zwischen Gestaltparametern der Lagerung von in Polymergehäusen gelagerten Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe untersucht werden, um die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen?

Die übergeordnete Forschungsfrage lässt sich wiederum in folgende drei Teilforschungsfragen untergliedern, die in den Kapiteln 5, 6 und 7 erforscht werden:

- Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen sowie deren Effektstärken identifiziert werden?
- Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen analysiert und quantifiziert werden?
- Inwiefern kann die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen durch die Nutzung der identifizierten Zusammenhänge unterstützt werden?

Die Arbeit zeigt eine methodische Vorgehensweise, wie durch

1. Reduktion der Komplexität mit Hilfe des C&C²-Ansatzes,
2. Analyse des Systems mit einem virtuellen Minimalmodell und statistischen Methoden,
3. Einsatz eines Entwicklungsprüfstandes mit Ersatzgrößen,
4. und einer schrittweisen Rückführung zu einem realen System

Erkenntnisse zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs insbesondere der Lagerung und radialen Schwingungen sollen gewonnen und genutzt werden können, um Schwingungen gezielt beeinflussen zu können.

4 Forschungsdesign und Vorgehensweise

Durch die Beantwortung der in Kapitel 3 vorgestellten Teilforschungsfragen (TFF) wird ein Beitrag zur Beantwortung der übergeordneten Forschungsfrage und damit zur Erreichung des in Kapitel 3 vorgestellten Ziels geleistet. Das Forschungsdesign ist hierfür übergeordnet in drei Abschnitte gegliedert (Abbildung 4.1), die in den Kapiteln 5, 6 und 7 beantwortet werden.

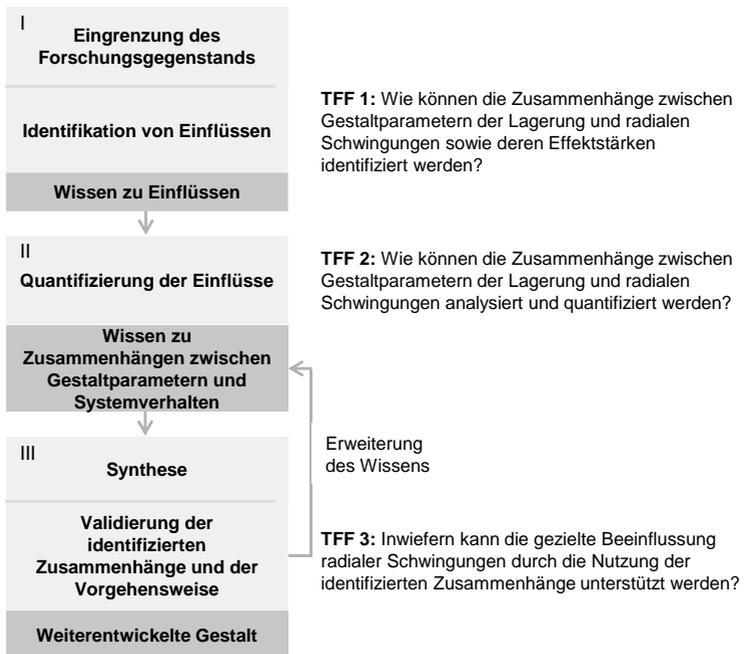


Abbildung 4.1: Forschungsdesign und Forschungsfragen

In Abbildung 4.2 sind auf das Forschungsdesign aufbauend die Aktivitäten und Ergebnisse des Forschungsvorgehens dargestellt.

Ziel der **ersten Teilforschungsfrage (TFF 1)** ist die Identifikation von Gestaltparametern der Lagerung, die Einfluss auf radiale Schwingungen haben und durch größere Effektstärken zur gezielten Beeinflussung der radialen Schwingungen genutzt werden können.

Durch eine *Literaturrecherche* werden Gestaltparameter, die im untersuchten Antriebsstrangdesign Einfluss auf radiale Schwingungen haben könnten und Modelle zur Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen identifiziert. Parallel wird an einem realen System mit Hilfe des C&C²-Ansatzes eine *qualitative Systemanalyse* durchgeführt und damit weitere Gestaltparameter identifiziert, die am dynamischen Verhalten des Systems beteiligt sein könnten. Gemeinsam mit den Erkenntnissen aus dem Stand der Forschung wird daraus die *Grundstruktur* eines *Mehrkörpermodells* abgeleitet. Das Mehrkörpermodell wird genutzt, um eine *Simulationsstudie zur Identifikation von Einflüssen* durchzuführen. Außerdem ergeben sich aus den Erkenntnissen aus der Systemanalyse und der Literaturrecherche *Hypothesen* zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs und radialen Schwingungen. Diese bilden die Grundlage für die folgende Simulationsstudie zur Identifikation der Einflüsse zur Beantwortung der ersten Teilforschungsfrage.

Bei der Entwicklung des Mehrkörpermodells wird eine Kombination aus induktiver (Minimalmodell) und deduktiver Modellbildung (Verwendung von bekannten Teilmodellen) verwendet (Dresig & Fidlin, 2014), um das Systemverhalten so genau wie nötig abzubilden. Zur initialen *Parametrierung* und Absicherung der Ergebnisse des Mehrkörpermodells werden Messungen am realen System und eine FE-Simulation durchgeführt sowie Berechnungsmethoden aus dem Stand der Forschung genutzt.

Mit dem entwickelten Mehrkörpermodell wird eine Sensitivitätsanalyse zur Identifikation von Einflüssen von Gestaltparametern auf radiale Schwingungen durchgeführt. Auf Grund der großen Anzahl möglicher Einflussparameter wird ein teilfaktorierter Versuchsplan für die Sensitivitätsanalyse verwendet. Die Ergebnisse der Simulationsdurchläufe werden statistisch ausgewertet. Es werden signifikante Parameter identifiziert, die Einfluss auf radiale Schwingungen haben, sowie deren Effektstärken analysiert. Parameter mit großer Effektstärke sollen an einem Entwicklungsprüfstand in Teilforschungsfrage 2 variiert und damit weiter untersucht werden. Sie definieren die *Anforderungen* an einen Entwicklungsprüfstand zur Quantifizierung der Zusammenhänge.

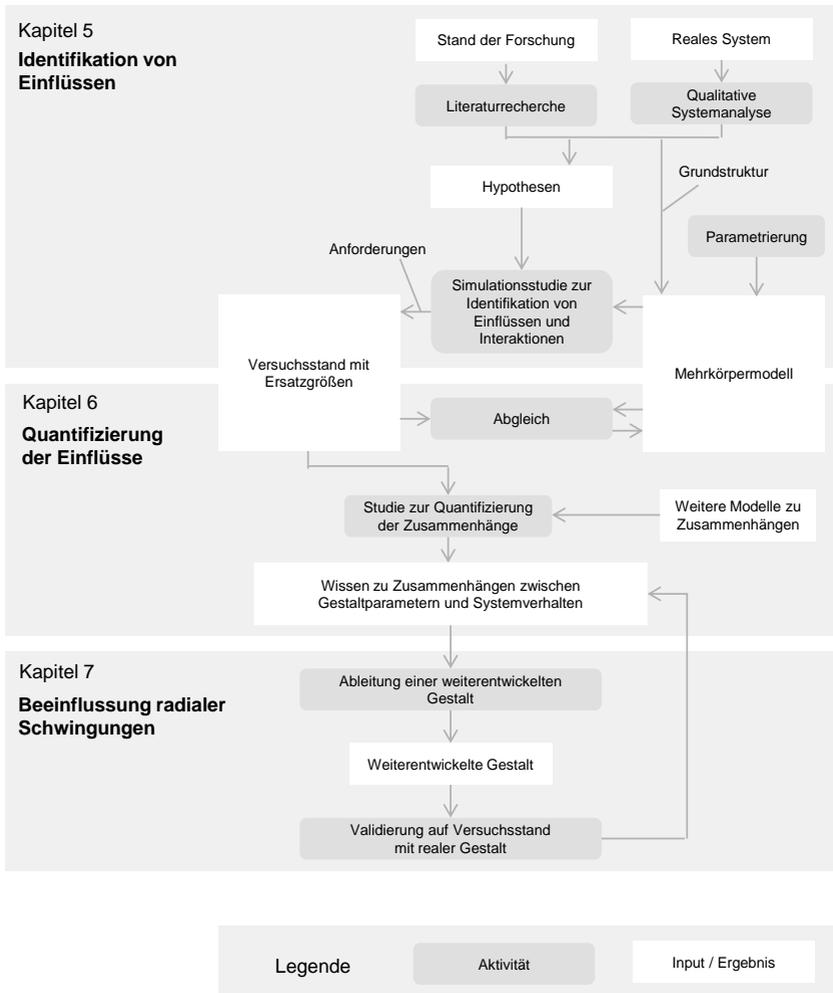


Abbildung 4.2: Verwendete Vorgehensweise zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen eines in einem Polymergehäuse gelagerten Antriebstrangs

Ziel der **zweiten Teilforschungsfrage (TFF 2)** ist die Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen.

Zur Quantifizierung der Zusammenhänge wird ein Entwicklungsprüfstand entwickelt, bei dem die Gestaltparameter radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sowie der Lagerabstand zwischen Fest- und Loslager der Antriebswelle variiert werden können. Sie weisen in der Simulationsstudie in TFF 1 eine hohe oder mittlere Effektstärke auf und können in der Produktentwicklung beeinflusst werden. Durch den verwendeten Antriebsmotor können zusätzlich Drehzahlen variiert oder Drehzahlverläufe vorgegeben werden. Die Schwingungen werden sowohl am Entwicklungsprüfstand als auch im Mehrkörpermodell durch die Beschleunigungen und Bewegungen an der Antriebs- und der Abtriebswelle gemessen. Um vergleichbare Randbedingungen abzusichern, wird zusätzlich der Temperaturverlauf gemessen und dokumentiert. Mit Hilfe des entwickelten Entwicklungsprüfstands wird eine experimentelle Studie zur *Quantifizierung der Zusammenhänge* durchgeführt, bei der vollfaktoriell die folgenden Parameter variiert wurden: radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle, Lagerabstand zwischen Fest- und Loslager der Antriebswelle und Drehzahl. Die Ergebnisse quantifizieren den Zusammenhang zwischen den variierten Parametern und radialen Schwingungen. Um in TFF 3 die Gestalt eines Gehäuses ableiten zu können werden mit Hilfe einer FE-Analyse sowie Versuchen an einer Zug-Druck-Prüfmaschine die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern des Gehäuses und dessen radialen Steifigkeiten quantifiziert.

Ziel der **dritten Teilforschungsfrage (TFF 3)** ist die Nutzung der modellierten Zusammenhänge, um die zielgerichtete Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen wird ein Wert für die radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle abgeleitet (Zielgröße) mit dem eine Reduktion der Schwingungen an der Antriebswelle basierend auf den untersuchten Zusammenhängen vermutet wird. Mit einem entwickelten Modell des Zusammenhangs zwischen Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes sowie deren Gestaltmerkmalen wie Rippenstärke und Rippenhöhe wird die Zielgröße in eine konkrete Gehäuse- und Lagersitzgestalt überführt. Die abgeleitete Gehäusegestalt wird additiv gefertigt. Am entwickelten Entwicklungsprüfstand werden die radialen Schwingungen mit dem gefertigten Gehäuse gemessen und mit Erkenntnissen der zweiten Teilforschungsfrage sowie der ursprünglichen Gehäusegestalt verglichen. Durch den Vergleich wird evaluiert in wie weit die identifizierten und quantifizierten Zusammenhänge genutzt werden können, um radiale Schwingungen zu beeinflussen. Daraus wird abgeleitet in wie weit die genutzt methodische Vorgehensweise eine gezielte Beeinflussung unterstützen kann.

5 Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen

Wie in Kapitel 2 dargestellt, werden die Einflüsse von Gestaltparametern im untersuchten System bisher hauptsächlich einzeln untersucht. Eine Bewertung der Effektivität der Gestaltparameter relativ zu einander ist daher nur eingeschränkt möglich.

Um zu identifizieren, welche Gestaltparameter Einfluss auf radiale Schwingungen des Systems haben und welche Interaktionen zwischen ihnen auftreten, wird in diesem Kapitel eine Simulationsstudie durchgeführt. Basierend auf Modellen und Erkenntnissen aus dem Stand der Forschung wird ein Mehrkörpersimulationsmodell des Systems entwickelt. Zur Parametrierung werden ein FE-Modell, Versuche an einer Handhebelpresse, theoretische Berechnungen und im Stand der Forschung bekannte Werte verwendet. Die aus der Simulationsstudie mit dem Mehrkörpermodell gewonnenen Daten werden statistisch ausgewertet, um Einflüsse zu identifizieren und deren Effektivität zu bestimmen.

Das Kapitel befasst sich mit der ersten Teilforschungsfrage:

TFF1: Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparameter der Lagerung und radialen Schwingungen sowie deren Effektivität identifiziert werden?

Ergebnis des Kapitels sind Einflüsse und deren Effektivitäten, welche zur Eingrenzung der großen Anzahl an Gestaltparametern, die in der Produktentwicklung potentiell beeinflusst werden können, genutzt werden. In Kapitel 6 werden darauf aufbauend Zusammenhänge ausgewählter Gestaltparameter mit großer Effektivität auf radiale Schwingungen in einer experimentellen Studie untersucht.

Kapitel 5.1 basiert in wesentlichen Teilen auf dem vorveröffentlichten Beitrag „A modelling approach to identify the influences of relevant system parameters on drive train vibrations“ (Sturm et al., 2020). Teile des Texts sind ohne Veränderung in übersetzter Form aus dieser Veröffentlichung übernommen. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gesondert gekennzeichnet.

5.1 Modellbildung

Für die Untersuchung der Teilforschungsfrage wird ein System bestehend aus zwei Wellen, die über ein Kegelradgetriebe miteinander verbunden sind, verwendet (Abbildung 3.1). Die Lagerungen der beiden Wellen sind jeweils über eine Fest-Los-Lagerung realisiert, wobei das Loslager der Antriebswelle über einen Elastomerring an einem Kunststoffgehäuse und die weiteren Lager in einem Gehäuse mit höherer Steifigkeit abgestützt werden. Zur Festlegung der initialen Parameter wird als Beispielsystem ein Fine Compact Winkelschleifer WSG 11-125 verwendet. Davon ausgehend werden die Gestaltparameter variiert, um die Ergebnisse und Erkenntnisse auch zur Entwicklung und Weiterentwicklung weiterer Systeme nutzen zu können.

Ziel ist es ein Mehrkörpermodell des Systems zu entwickeln, das genutzt werden kann, um signifikante Einflüsse auf radiale Schwingungen des Systems zu identifizieren. Den Ausgangspunkt bildet eine Systemanalyse. Das darauffolgende Vorgehen zur Entwicklung des Mehrkörpermodells lässt sich in die **Entwicklung der Grundstruktur** des Mehrkörpermodells und die **Parametrierung des Modells** unterteilen und ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

Zur **Entwicklung der Grundstruktur** wird mit dem C&C²-Ansatz ein C&C²-Modell des Systems erstellt. Zweck des C&C²-Modells ist die Identifikation und Visualisierung von Gestalt-Funktions-Elementen sowie deren Parametern, welche Schwingungen des Systems beeinflussen können. Dem Kraftfluss folgend werden Wirkflächenpaare (WFP), Leitstützstrukturen (LSS) und Connectoren (C) identifiziert und in einem C&C²-Modell visualisiert (Matthiesen, 2002, 2021), die einen Einfluss auf radiale Schwingungen haben könnten. Den Elementen WFP, LSS und C werden Parameter, wie beispielsweise Steifigkeiten, Massen und Dämpfungen, zugeordnet. Ein Auszug des C&C²-Modells ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

Ein identifiziertes WFP sind die Kontaktflächen des Zahnkontakts zwischen Tellerad und Ritzel. Dem WFP werden Kontaktsteifigkeit, Dämpfung im Kontakt und Getriebespiel als mögliche für die Schwingungsausprägung relevante Parameter zugeordnet. Anschließend wird eine LSS zwischen Ritzelkontaktfläche und dem Kugellager modelliert. Der LSS werden die Parameter Steifigkeit, Dämpfung und Masse zugeordnet. Im dargestellten Ausschnitt sind noch weitere Vereinfachungen, wie beispielsweise die Betrachtung des Kugellagers, bestehend aus Innenring, Außenring, Wälzkörpern und Käfig, als eine LSS zu erkennen.

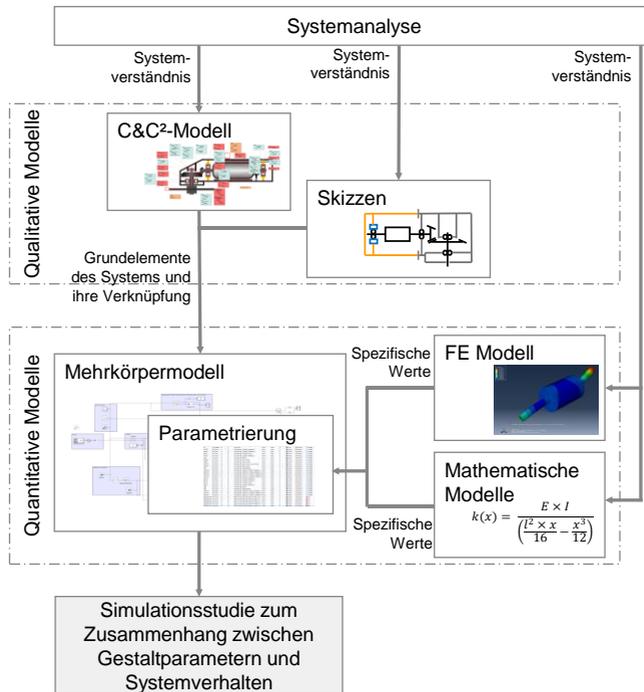


Abbildung 5.1: Kombination von qualitativen und quantitativen Modellen zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und Systemverhalten (übersetzt aus (Sturm et al., 2020))

Die Anwendung des C&C²-Ansatzes führt, durch das Folgen des Kraftflusses und der Fokussierung auf Parameter welche einen Einfluss auf Schwingungen haben können, zu einer Reduktion der Komplexität des realen Systems. Gleichzeitig bildet das C&C²-Modell ab wie diese Elemente und Parameter im System miteinander verknüpft sind. Das vereinfachte System bildet die Grundstruktur des Mehrkörpermodells. Aus dem C&C²-Modell kann der Betrachtungsraum sowie die Grundstruktur des Mehrkörpermodells entnommen werden. Die gewählten Vereinfachungen sind somit im C&C²-Modell dokumentiert. Unterstützend werden zur Visualisierung möglicher Zusammenhänge, basierend auf der Systemanalyse, Skizzen von Teilsystemen erstellt. Die Skizzen und das C&C²-Modell stellen qualitative Modelle dar. Sie werden genutzt, um die Grundelemente und deren Verknüpfung und damit die Grundstruktur des Mehrkörpermodells abzuleiten. Um das Mehrkörpermodell zu

entwickeln, können aus dem Stand der Forschung bekannte Modelle der Verzahnung und des Rotor-Lagerungssystems kombiniert und um die Steifigkeit des Gehäuses erweitert werden. Der Aufbau des Mehrkörpermodells wird in Kapitel 5.1.1 beschrieben.

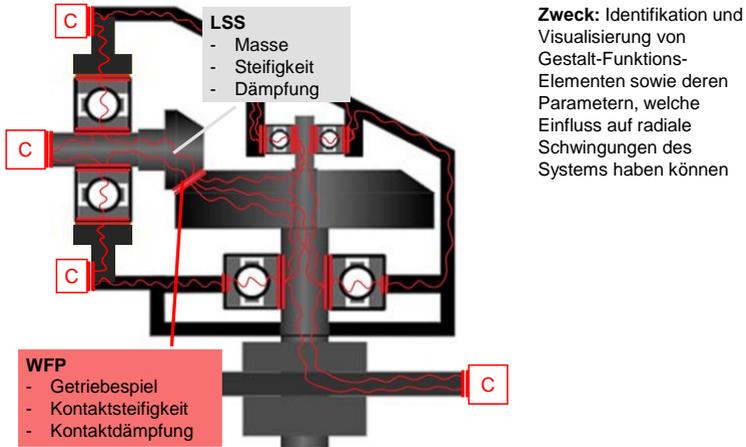


Abbildung 5.2: Auszug des C&C²-Modells eines Getriebekopfs. Zweck des C&C²-Modells: Identifikation und Visualisierung von Gestalt-Funktions-Elementen sowie deren Parametern, welche Einfluss auf radiale Schwingungen des Systems haben können. (übersetzt aus (Sturm et al., 2020)).

Zur Festlegung der **initialen Parameter** wird ein Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125 vermessen. Die Geometrie wird im Mehrkörpermodell abgebildet. Zur Bestimmung der Steifigkeiten werden verschiedene Ansätze genutzt. Die Biegesteifigkeit der Wellen wird bestimmt, indem die Wellen nachkonstruiert und in Abaqus CAE 6.14-5 simuliert wird. Die radiale und axiale Steifigkeit werden mit Hilfe eines mathematischen Modells basierend auf Geometriedaten berechnet. Die Biegesteifigkeit des Polymergehäuses wird durch Versuche an einer Zug-Druck-Maschine identifiziert. Die Parametrierung des Mehrkörpermodells wird in Kapitel 5.1.2 vorgestellt.

5.1.1 Aufbau des Mehrkörpermodells und Modellannahmen

Basierend auf der Analyse des Systems mit dem C&C²-Ansatz und dem Stand der Forschung (Kapitel 2.3.4) wurde ein dreidimensionales Mehrkörpermodell entwickelt. Der Aufbau des Modells ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

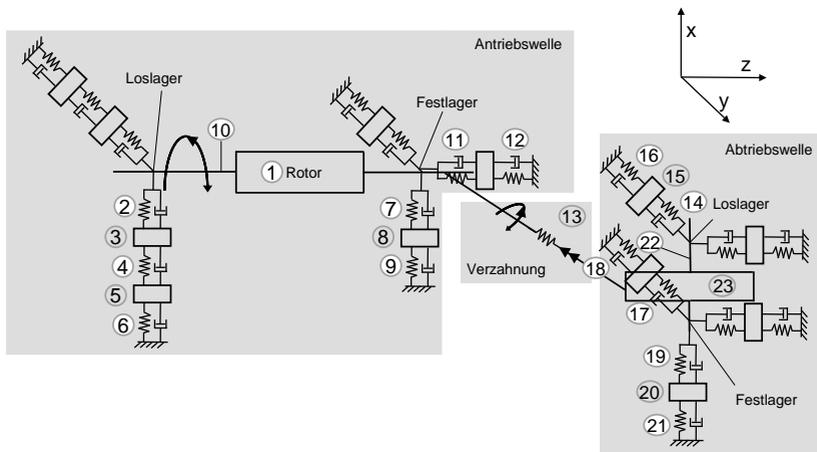


Abbildung 5.3: Aufbau des Mehrkörpermodells. Variierte Parameter sind mit weißen Kreisen markiert. (1) Rotor Radius, Länge, Dichte und Position; (2) Loslagersteifigkeit in X-Richtung in Kombination mit der Biegesteifigkeit der Welle; (3) Masse des Loslagers; (4) Loslager Lagersitzsteifigkeit in X-Richtung; (5) Masse des Lagersitzes; (6) Loslager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (7) Festlagersteifigkeit in X-Richtung; (8) Masse des Festlagers; (9) Festlager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (10) Radius Antriebswelle; (11) Festlagersteifigkeit in Z-Richtung; (12) Festlager Gehäusesteifigkeit in Z-Richtung; (13) Verzahnung; (14) Loslagersteifigkeit in Y-Richtung; (15) Masse des Loslagers; (16) Loslager Gehäusesteifigkeit in Y-Richtung; (17) Festlagersteifigkeit in Y-Richtung; (18) Festlager Gehäusesteifigkeit in Y-Richtung; (19) Festlagersteifigkeit in X-Richtung; (20) Masse des Festlagers; (21) Festlager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (22) Radius Abtriebswelle; (23) Masse Tellerrad.

Die Antriebs- und Abtriebswelle des untersuchten Systems sind, in Anlehnung an Yang et al. (2012), als Starrkörper abgebildet. Das von Yang et al. (2012) entwickelte Modell wurde ebenfalls zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens eines Systems mit Kegelradgetriebe verwendet. Über ein Kegelrad-Verzahnungsmodell

nach Yan (2004) werden die Antriebs- und Abtriebswelle miteinander verbunden. Das Kegelrad-Verzahnungsmodell überträgt Kräfte zwischen Tellerrad und Ritzel durch eine Federsteifigkeit. Da sich im Beispielsystem eine Mangel-Fettschmierung im Betrieb ausbildet wird die Dämpfung im Zahnkontakt im Mehrkörpermodell vernachlässigt. Yan (2004) bildet mit seinem Modell ein vergleichbares System mit dem Modellzweck die Bewegung der Kohlebürsten und Interaktionen zwischen Rotor und elektrischem System zu untersuchen ab. Auch weitere Modelle mit ähnlichen Systemen und Modellzwecken, wie beispielsweise der Untersuchung der Einflüsse der Verzahnungsparameter, modellieren die Verzahnung mit einer Steifigkeit (Cheng & Lim, 2001; Hua, 2010; Hua et al., 2012; Önal, 2018; Özgüven, 1991; Peng & Lim, 2007; Yavuz et al., 2018).

Die Kräfte, die zwischen Tellerrad und Ritzel übertragen werden, werden nach Yan (2004) wie folgt berechnet:

$$\bar{u}_g = \begin{pmatrix} R_{g,pin} \gamma_{g,pin} - x_{g,cw} \\ y_{g,pin} - R_{g,cw} \gamma_{g,cw} \\ z_{g,pin} - R_{g,pin} \alpha_{g,pin} - z_{g,cw} + R_{g,cw} \beta_{g,cw} \end{pmatrix} \quad (5.1)$$

$$\bar{f}_g = k_g \begin{pmatrix} \cos^2 \alpha_{gx} & \cos \alpha_{gx} \cos \alpha_{gy} & \cos \alpha_{gx} \cos \alpha_{gz} \\ \cos \alpha_{gx} \cos \alpha_{gy} & \cos^2 \alpha_{gy} & \cos \alpha_{gy} \cos \alpha_{gz} \\ \cos \alpha_{gx} \cos \alpha_{gz} & \cos \alpha_{gy} \cos \alpha_{gz} & \cos^2 \alpha_{gz} \end{pmatrix} \bar{u}_g \quad (5.2)$$

Die Kräfte in die verschiedenen Raumrichtungen \bar{f}_g werden aus der relativen Verschiebung des Zahneingriffs \bar{u}_g und der Zahnsteifigkeit k_g berechnet. Die Verschiebung wird wiederum vom Teilkreisdurchmesser $R_{g,pin}$, dem Eingriffswinkel $\alpha_{g,pin}$, dem Schrägungswinkel $\beta_{g,cw}$, der Drehbewegung um die Z-Achse γ_g , den Verschiebungen in die jeweilige Koordinatenrichtung x_{gi} , y_{gi} , z_{gi} und den Richtungswinkeln der Kraft α_{gx} , α_{gy} , α_{gz} beeinflusst. Als Grundlage der Modellierung der beiden Wellen-Lagerungssysteme wurde das Modell nach Gasch und Pfützner (1975) verwendet. Die beiden als Starrkörper modellierten Wellen werden durch Feder-Dämpfer-Elemente, die die Eigenschaften der Lagerung repräsentieren, gelagert. Die Lagerluft wird als axiales und radiales Spiel abgebildet. Durch einen massebehafteten Zylinder wird der Rotor auf der Antriebswelle modelliert. Der Schwerpunkt des Rotors kann aus der Drehachse der Welle verschoben und dadurch eine Exzentrizität dargestellt werden. Die radiale Steifigkeit des Gehäuses am Festlager und die radiale Steifigkeit des Elastomerrings und des Polymergehäuses am Loslager werden im Modell durch Steifigkeitselemente abgebildet. Da die Steifigkeit des Gehäuses am Festlager als vergleichsweise steif angenommen wurde, wurde keine Querbeflussung zwischen den beiden Lagersitzen über das Gehäuse modelliert. Bei hohen Drehzahlen verformen sich Wellen nach Babu, Tandon und Pandey (2014) in einem

Maße, dass eine Vernachlässigung der elastischen Eigenschaften zu unrealistischen Ergebnissen führen kann. Die Biegesteifigkeit wird daher im Modell durch eine Ersatzsteifigkeit berücksichtigt.

Das Mehrkörpermodell wurde in der Simulationsumgebung Matlab R2019a Simscape Multibody™ implementiert.

5.1.2 Parametrierung

Um die Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Studie mit einem realen System abgleichen und für die Entwicklung realer Systeme verwenden zu können, werden Werte eines Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125, soweit möglich, bestimmt und in Anlehnung an diesen festgelegt. Die größtmögliche Übertragbarkeit der Ergebnisse und Erkenntnisse auf Systeme mit einem ähnlichen Aufbau soll dadurch erreicht werden, dass die Parameter, ausgehend von den Parametern des Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125, in einer Studie variiert werden. Die Grenzen stellen dabei die Stabilität des dynamischen Systems dar.

Ersatzsteifigkeit der Antriebswelle

Zur Abbildung der elastischen Eigenschaften der beiden Wellen wird im Mehrkörpermodell eine Ersatzsteifigkeit modelliert. Ziel der Parametrierung der Ersatzsteifigkeit ist die Durchbiegung der Welle bei einer Belastung von 200 N sowie die radialen Eigenfrequenzen bis 5.000 Hz abzubilden.

Zum Abgleich werden Finite-Elemente-Modelle der Wellen jeweils in Abaqus CAE 6.14-5 modelliert. Zur Bestimmung der Durchbiegung bei 200 N werden die Wellen an den Lagerstellen fixiert und in der Mitte zwischen den beiden Lagerstellen mit einer Kraft von 200 N radial belastet. Zur Bestimmung der radialen Eigenfrequenzen wird eine Modalanalyse durchgeführt und die Eigenfrequenzen bis 5.000 Hz ausgewertet.

In Matlab Simscape Multibody werden die Wellen als Mehrkörpermodell modelliert und ebenfalls die Durchbiegung der Welle bei 200 N sowie die Eigenfrequenzen bestimmt. Die Ersatzsteifigkeiten im Mehrkörpermodell werden iterativ variiert bis die Übereinstimmung der Durchbiegung und der ersten Eigenfrequenz zwischen FE Modell und Mehrkörpermodell wie in Tabelle 5.1 erreicht wurde. Eine Ersatzsteifigkeit im Mehrkörpermodell von $1,0 \cdot 10^8$ N/m führt zu einer Abweichung der ersten radialen Eigenfrequenz vom FE Modell von 0,086%. Bei einer Ersatzsteifigkeit der

Welle von $1,2 \cdot 10^7$ N/m wird eine Abweichung von 2,34 % vom FE Modell festgestellt. Der Bereich der beiden ermittelten Steifigkeiten wird als Grundparametrierung verwendet.

Tabelle 5.1: Vergleich der ersten radialen Eigenfrequenz bei einer Ersatzsteifigkeit von $1,0 \cdot 10^8$ N/m und Vergleich der Durchbiegung bei einer Steifigkeit von $1,2 \cdot 10^7$ N/m und einer radialen Belastung bei L/2 von 200N des FE Modells und des Mehrkörpermodells

	1. Eigenfrequenz	Durchbiegung
FE Modell	3433 [Hz]	$1,71 \cdot 10^{-5}$ [m]
Mehrkörpermodell	3439 [Hz]	$1,67 \cdot 10^{-5}$ [m]
Abweichung zwischen FE Modell und Mehrkörpermodell	0,086%	2,34%

Radiale Steifigkeit des Polymergehäuses

Die radiale Steifigkeit des Polymergehäuses wird durch Versuche an einer Handhebelpresse analysiert. Der entwickelte Aufbau ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

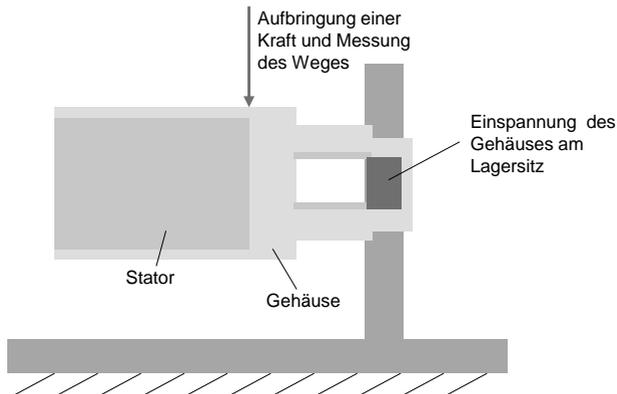


Abbildung 5.4: Aufbau zur Vermessung der Biegesteifigkeit eines Polymergehäuses an einer Handhebelpresse. Aufbringen einer Kraft am Ende des Stators.

Das Gehäuse wird am Loslagersitz eingespannt und am Tubus belastet. Für die Einspannung wird ein Metallring in den Lagersitz des Gehäuses montiert und radial, an drei Punkten mit dem Gehäuse verschraubt. Der Kraft-Weg-Verlauf wird aufgezeichnet und daraus eine radiale Steifigkeit von 21700 N/m des Polymergehäuses berechnet.

Axiale und Radiale Steifigkeit der Lager

Zur Festlegung der axialen und radialen Steifigkeit der Lager werden im Stand der Forschung bekannte Werte (Yan, 2004) mit einem Berechnungsmodell nach Hernot, Sartor und Guillot (2000) verglichen. Im Berechnungsmodell werden ein konstanter Druckwinkel, gleichbleibender Abstand der Wälzkörper durch einen starren Käfig, Belastung der Wälzkörper senkrecht zur Kugeloberfläche, vernachlässigen der Lagerluft und elastische Verformung im Kontakt als Annahmen getroffen (Hernot et al., 2000; Rijnberg, 2007). Yan (2004) variiert die Lagersteifigkeiten in zwei Faktorstufen. Der Vergleich mit den nach Hernot et al. (2000) berechneten Werten ist in Tabelle 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.2: Vergleich der Lagersteifigkeiten nach Yan (2004) und berechnet nach Hernot et al. (2000)

	Yan , 1. Faktorstufe	Yan , 2. Faktorstufe	Berechnung nach Hernot
Radiale Steifigkeit Loslager [N/m]	$6 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^7$
Radiale Steifigkeit Festlager [N/m]	$6 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^9$	$8,8 \cdot 10^7$
Axiale Steifigkeit Festlager [N/m]			$6,3 \cdot 10^6$

Für die Grundparametrierung werden die mit dem Hernot Berechnungsmodell bestimmten Werte verwendet, da dieser Wert zwischen den beiden von Yan genutzten Faktorstufen liegt. Die Werte nach Yan (2004) werden als Faktorstufen zur Variation der Lagersteifigkeiten in einer Studie verwendet.

Weitere Parameter

Zur Abschätzung der radialen Steifigkeit der Lagersitze im Metallgehäuse wurden die Geometrien vermessen und mit den Materialparametern deren radialen Steifigkeit berechnet. Die Geometrien des Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125

wird vermessen und als Grundparametrierung verwendet. Eine Übersicht der gewählten Grundparametrierung ist im Anhang in Tabelle A.1 und Tabelle A.2 abgebildet.

5.2 Studiendesign und statistische Auswertung

An der Anregung und Übertragung radialer Schwingungen in Antriebssträngen sind viele Gestaltparameter wie Steifigkeiten, Dämpfungen des Systems und beispielsweise der Abstand der Lager zueinander beteiligt. Da bisher die Einflüsse von Gestaltparametern hauptsächlich einzeln untersucht wurden, kann nicht bewertet werden welche Parameter, verglichen mit anderen Parametern, einen großen Effekt auf die Ausprägung radialer Schwingungen haben.

Ziel der Untersuchung ist es mit dem entwickelten Mehrkörpermodell Gestaltparameter zu identifizieren, die einen signifikanten Einfluss auf radiale Schwingungen haben und deren Einfluss durch Effektstärken zu quantifizieren. In den folgenden beiden Teilkapiteln werden die hierzu mit dem entwickelten Mehrkörpermodell durchgeführten Simulationen und deren statistische Auswertung vorgestellt.

5.2.1 Studiendesign

In einer Simulationsstudie werden die Einflüsse von 18 Gestaltparametern, den unabhängigen Variablen, untersucht. Die untersuchten unabhängigen Variablen sind im Anhang in Tabelle A.1 und Tabelle A.2 aufgelistet. Es werden Gestaltparameter als unabhängige Variablen gewählt, die am Entwicklungsprüfstand in Kapitel 6 variiert werden könnten. Diese werden in einem teilfaktoriellen Versuchsplan systematisch variiert. Der teilfaktorielle Versuchsplan wird mit einer Auflösung von IV und drei Center Points in der Versuchsplanungs-Software MODDE 12 (Sortorius AG) erstellt. Die Steifigkeiten werden jeweils in drei Faktorstufen variiert. Die radiale Steifigkeit des Polymergehäuses wird beispielsweise in den Faktorstufen $2,17 \cdot 10^3$ N/m, $2,17 \cdot 10^4$ N/m und $2,17 \cdot 10^5$ N/m variiert. Geometrien wie der Rotordurchmesser werden beispielsweise zwischen 0,0125 m und 0,02 m variiert. Die Wahl der Faktorstufen basiert auf einer Abschätzung des Umfangs in dem Parameter am Entwicklungsprüfstand (Kapitel 6) beeinflusst werden könnten. Die Parameter der Verzahnung und der Dämpfung werden in den Versuchen konstant gehalten. Es wird ein Hochlauf von 1,5 s auf eine konstante Drehzahl von 40.000 U/min simuliert. Der Betriebspunkt Leerlauf stellt bei Winkelschleifern eine relevante Anwendung dar. Da die Bewegung der Wellen im Leerlauf nicht zusätzlich durch eine äußere Belastung beeinflusst wird, werden in diesem Lastfall besonders große Bewegungen der Welle

angenommen. Diese wiederum stellen eine besondere Belastung, beispielsweise für den Anwender, dar. Als Last während des Hochlaufs wurde die Trägheit des Abtriebssystems verwendet. Insgesamt werden 67 Simulationen durchgeführt.

5.2.2 Statistische Auswertung

Ziel der Auswertung ist die Bestimmung signifikanter Einflüsse und Effektstärken. Hierzu werden die Simulationsergebnisse mit einer multivariaten Varianzanalyse ausgewertet. Die Varianzanalyse prüft, ob sich die Mittelwerte mehrerer unabhängiger Gruppen unterscheiden. Für die Auswertung wird BM SPSS Statistics 25 (IBM, Armonk (New York), USA) als statistisches Auswertungsprogramm verwendet.

Während den Simulationsdurchläufen werden die Zeitreihen der Bewegung und der Beschleunigung an den Lagerstellen aufgezeichnet. Aus den Zeitreihen werden die Effektivwerte mit folgender Formel berechnet:

$$x_{Effektiv} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |x_n|^2} \quad (5.3)$$

Es werden zwei Betriebsmodi betrachtet, der Motorhochlauf und eine konstante Drehzahl. Die Zeit bis zum Erreichen der konstanten Drehzahl wird als Motorhochlauf ausgewertet. Die Daten werden auf Haupteffekte und Interaktionen getestet. Die Auswertung ergibt die Signifikanzen und die partiellen η^2 der verschiedenen Parameter und Interaktionen in Bezug auf die untersuchte abhängige Variable. Die Signifikanzen werden anhand der F-Statistik berechnet. Der F-Test testet statistisch die Gleichheit der Mittelwerte unter Berücksichtigung ihrer Varianzen. Große F-Werte deuten auf größere Varianzunterschiede hin. Der p-Wert macht eine Aussage darüber, mit welcher Wahrscheinlichkeit die untersuchten Unterschiede allein auf einen Zufall zurückzuführen sind. Da die Ergebnisse z. B. dazu genutzt werden können, weitere Untersuchungen einzugrenzen oder Potentiale für die Weiterentwicklung eines Systems zu identifizieren, wird ein Alpha-Niveau von 5% als ausreichend angenommen. Das bedeutet, dass mit einer Wahrscheinlichkeit von 5% ein Fehler 1. Ordnung vorliegt. P-Werte unter 0,05 werden als signifikant angenommen. Aus dem partiellen η^2 wird die Effektstärke und deren Einteilung in schwache, mittlere und starke Effekte nach Cohen (1992) berechnet. Zusätzlich wird eine multiple Regressionsanalyse durchgeführt.

5.3 Ergebnisse und Diskussion: Einflüsse und Effektstärken auf radiale Schwingungen

In den folgenden Teilkapiteln werden die Ergebnisse der Simulationsstudie vorgestellt. Die Simulationsdaten wurden hinsichtlich verschiedener abhängiger Variablen und damit hinsichtlich der drei folgenden Aspekte ausgewertet:

- Gibt es Unterschiede zwischen den Einflüssen der Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Festlager im Vergleich zum Loslager der Antriebswelle?
- Welche Gestaltparameter haben einen signifikanten Einfluss auf die radialen Schwingungen an der Antriebs- und Abtriebswelle?
- Welche Gestaltparameter beeinflussen radiale Schwingungen am Loslager der Antriebswelle beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl?

Ziel ist es Gestaltparameter mit statistisch signifikantem Einfluss, deren Effektstärken sowie Unterschiede zwischen den unabhängigen Variablen zu identifizieren. Die Ergebnisse der Untersuchung werden in den folgenden drei Teilkapiteln vorgestellt.

5.3.1 Unterschiede zwischen den Einflüssen der Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Fest- und am Loslager

Tabelle 5.3 zeigt den F-Wert und die mit Hilfe einer multivariaten Varianzanalyse ermittelten Signifikanzen und Interaktionen. Die Signifikanzen werden aus den p -Werten bestimmt. Mit Doppelstern (**) gekennzeichnet sind p -Werte $< 0,05$, sie werden als signifikant angenommen. Zusätzlich sind p -Werte $< 0,1$ mit * gekennzeichnet.

Verglichen werden die Effektivwerte der Beschleunigung der Antriebswelle am Los- und Festlager bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. Das statistische Modell ist signifikant für den Effektivwert am Loslager der Antriebswelle ($F(32,34) = 4,895$, $p < ,001$, korrigiertes $R^2 = .654$, $n = 67$) und den Effektivwert am Festlager der Antriebswelle ($F(32,34) = 5,523$, $p < ,001$, korrigiertes $R^2 = .687$, $n = 67$). Die Parameter, die einen signifikanten Einfluss auf die beiden abhängigen Variablen an der Antriebswelle haben, unterscheiden sich nicht. Fünf Steifigkeiten haben einen signifikanten Einfluss. Diese befinden sich hauptsächlich an der Lagerung der Antriebswelle. Eine Ausnahme ist die Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Ab-

antriebswelle ($F(1,34) = 4,49, p = ,041$, partielles $\eta^2 = 0,117$). Der Radius der Antriebswelle ($F(1,34) = 25,83, p < ,001$, partielles $\eta^2 = 0,432$), sowie der Radius des Rotors ($F(1,34) = 23,87, p < ,001$, partielles $\eta^2 = 0,412$) und die Länge des Rotors ($F(1,34) = 7,60, p = ,009$, partielles $\eta^2 = 0,183$), sind ebenfalls signifikant. Es gab eine signifikante Interaktion zwischen der Steifigkeit in X-Richtung des Festlagers an der Antriebswelle und dem Radius des Rotors der Antriebswelle ($F(1,34) = 10,56, p = ,003$, partielles $\eta^2 = 0,237$).

Tabelle 5.3: Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Los- und am Festlager der Antriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. $p < 0,1$ sind mit (*) und $p < 0,05$ mit (**) gekennzeichnet.

	F-Wert	
	Antriebswelle, Loslager	Antriebswelle, Festlager
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	39,10**	83,86**
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	12,14**	7,98**
Antriebswelle, Loslagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	0.16	1.432
Antriebswelle, Radius	25,83**	15,79**
Antriebswelle, Rotorradius	23,87**	21,90**
Antriebswelle, Rotorlänge	7,60**	7,92**
Antriebswelle, Rotorexzentrität in X-Richtung	0.02	0.031
Antriebswelle, Rotorlage in Z-Richtung	0.09	0.938
Antriebswelle, Biegesteifigkeit	0.03	0.073
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	18,97**	6,91**
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	3,09*	7,43**
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-/Y-Richtung	0.90	1.035
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-Richtung	0.01	0.014
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-Richtung	0.06	0.010
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.18	0.027
Abtriebswelle, Festlagerposition in X-Richtung	0.38	0.474
Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.11	0.261
Abtriebswelle, Radius	0.09	0.008
Abtriebswelle, Biegesteifigkeit	1.11	0.988
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in Z-/Y-Richtung	4,49**	4,41**
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-Richtung	1.15	1.573

Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen

	F-Wert	
	Antriebswelle, Loslager	Antriebswelle, Festlager
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-Z-/Y-Richtung	0.01	0.007
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in X-Richtung	0.06	0.012
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.87	1.688
Antriebswelle, Rotorradius * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.53	0.596
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	0.01	1.517
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	0.87	0.017
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	2.33	0.143
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Rotorradius	10,56**	7,02**
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung * Antriebswelle, Radius	0.08	0.032
Antriebswelle, Radius * Antriebswelle Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	1.65	2.052

In Abbildung 5.5 sind die Effektstärken der Parameter in Bezug auf die beiden Bewertungsgrößen, Effektivwerte der Beschleunigung in X-Richtung am Los- und Festlager, aufgetragen. Nur die als signifikant angenommenen Parameter sind im Diagramm dargestellt. Nach Cohen (1992) entspricht eine Effektstärke f über 0,25 einem mittleren Effekt, während Werte über 0,4 einen starken Effekt anzeigen. Die Effektstärke wird aus dem partiellen η^2 berechnet.

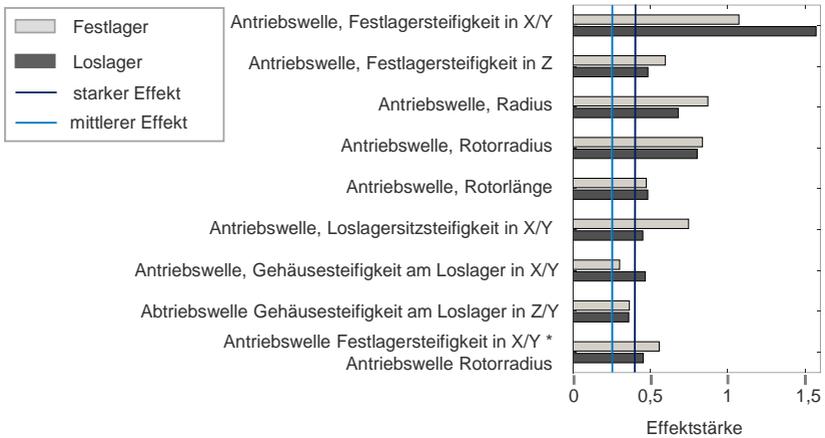


Abbildung 5.5: Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Los- und Festlager der Antriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung

Die Steifigkeit des Festlagers an der Antriebswelle in X-Richtung zeigt die größte Effektstärke, gefolgt von den Radien der Antriebswelle und des Rotors. Im Vergleich dazu liegt die Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Antriebswelle im Bereich eines mittleren Effekts.

5.3.2 Einflüsse auf die radialen Schwingungen an der Antriebs- und Abtriebswelle

Tabelle 5.4 zeigt die mit Hilfe einer multivariaten Varianzanalyse ermittelten Signifikanzen der einzelnen Parameter und deren Interaktionen. Verglichen wurden die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der Antriebs- und am Loslager der Abtriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. Da die Signifikanzen an den beiden Lagerstellen ähnlich sind, wird im Folgenden nur der Effektivwert an den Loslagern betrachtet. Das statistische Modell ist signifikant für den Effektivwert der Antriebswelle ($F(50,16) = 13,6, p < ,001, \text{korrigiertes } R^2 = ,972, n = 67$) und den Effektivwert der Abtriebswelle ($F(50,16) = 9,03, p < ,001, \text{korrigiertes } R^2 = ,969, n = 67$). Nur die Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Abtriebswelle zeigt einen signifikanten Einfluss sowohl auf die Antriebs- ($F(1,16) = 16,43, p = ,001, \text{partielles } \eta^2 = 0,506$) als auch auf die Abtriebswelle ($F(1,16) = 46,91, p < ,001, \text{partielles } \eta^2 = 0,746$). Die Biegesteifigkeit der Antriebswelle ($F(1,16) = 9,62, p = ,007, \text{partielles } \eta^2 = 0,376$) ist in dieser Analyse der einzige Parameter der Antriebswelle,

der einen signifikanten Einfluss auf die Schwingungen der Abtriebswelle hat. Außerdem haben die Interaktion zwischen der Steifigkeit des Festlagers der Antriebswelle und der Steifigkeit des Lagersitzes des Loslagers der Antriebswelle einen signifikanten Einfluss auf die Schwingung der Abtriebswelle ($F(1,16) = 8,36, p = .011$, partielles $\eta^2 = 0,343$). Parameter der Antriebswelle beeinflussen die Schwingungen der Abtriebswelle und umgekehrt.

Tabelle 5.4: Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Loslager der An- und Abtriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. $p < 0,1$ sind mit (*) und $p < 0,05$ mit (**) gekennzeichnet.

	F-Wert	
	Antriebswelle, Loslager	Abtriebswelle, Loslager
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	142,80**	0.82
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	44,33**	0.01
Antriebswelle, Loslagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	0.58	0.04
Antriebswelle, Radius	94,33**	0.04
Antriebswelle, Rotorradius	87,16**	0.03
Antriebswelle, Rotorlänge	27,76**	0.03
Antriebswelle, Rotorexzentrität in X-Richtung	0.06	0.21
Antriebswelle, Rotorlage in Z-Richtung	0.31	2.17
Antriebswelle, Biegesteifigkeit	0.11	9,63**
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	69,30**	2.95
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	11,29**	1.46
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-/Y-Richtung	3.30	0.52
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-Richtung	0.02	0.06
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.21	22,87**
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-Richtung	0.66	0.23
Abtriebswelle, Festlagerposition in X-Richtung	1.39	14,93**
Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.40	235,434**
Abtriebswelle, Radius	0.31	0.00
Abtriebswelle, Biegesteifigkeit	4,04*	0.12
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in Z-/Y-Richtung	16,41**	46,92**

	F-Wert	
	Antriebswelle, Loslager	Abtriebswelle, Loslager
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-/Y-Richtung	4,21*	27,19**
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-Richtung	0.05	1.27
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.20	1.80
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	3,17*	2.52
Antriebswelle, Rotorradius * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	1.93	0.04
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	0.03	0.03
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	3,18*	1.22
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	8,49**	8,37**
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Rotorradius	38,55**	0.02
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung * Antriebswelle, Radius	0.31	0.10
Antriebswelle, Radius * Antriebswelle Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	6,03**	0.05

In Abbildung 5.6 sind die Effektstärken der Parameter in Bezug auf die beiden abhängigen Variablen, des Effektivwerts der Beschleunigung am Loslager der Antriebs- und der Abtriebswelle, logarithmisch aufgetragen. Es werden nur Parameter betrachtet, die einen signifikanten Einfluss aufweisen. Bei der Antriebswelle haben mehrere Parameter sowohl der Antriebs- als auch der Abtriebswelle einen starken Einfluss auf die Schwingungen.

Die Steifigkeiten des Festlagers an der Antriebswelle, die Radien der Antriebswelle und des Rotors sowie die Lagersitzsteifigkeit am Loslager der Antriebswelle in X-Richtung zeigen die stärksten Effekte auf radiale Schwingungen an der Antriebswelle. Zwischen diesen Parametern zeigt die Auswertung zusätzlich Interaktionen hinsichtlich der radialen Schwingungen an der Antriebswelle.

Werden die Effektstärken der Parameter in Bezug auf die Schwingungen der Abtriebswelle betrachtet, so liegen deutlich mehr Parameter unter 0,1. Hier zeigte die Steifigkeit des Loslagers der Abtriebswelle eine besonders hohe Effektstärke.

Die radialen Steifigkeiten des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle zeigen sowohl auf der Antriebswelle als auch an der Abtriebswelle große Effektstärken.

Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen

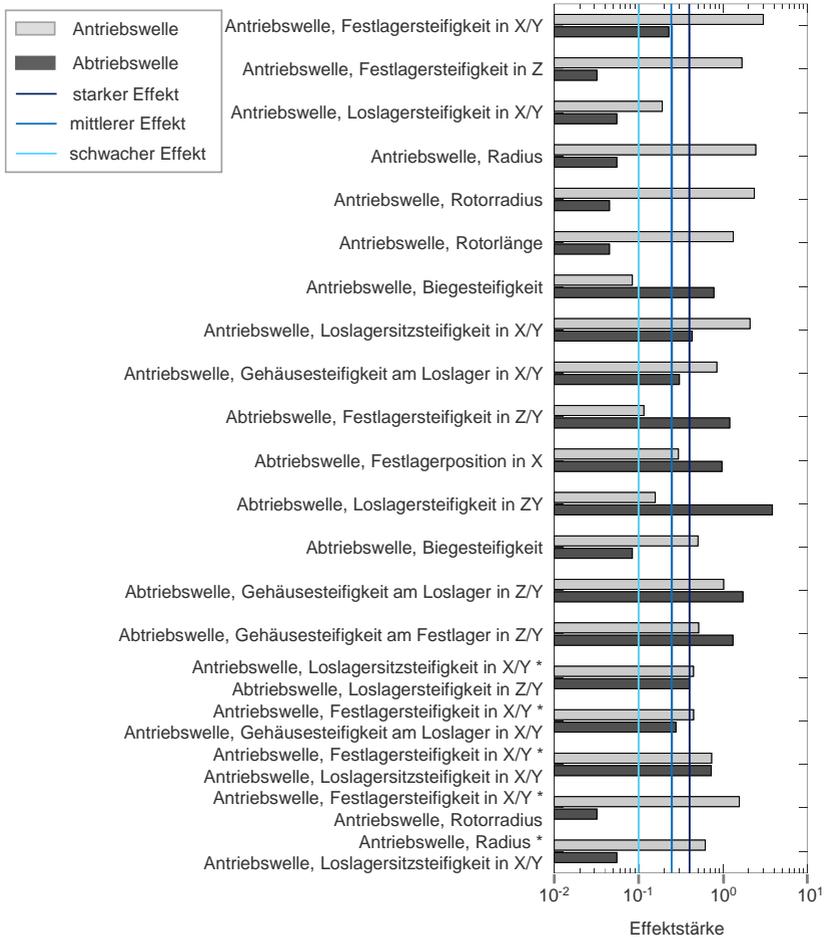


Abbildung 5.6: Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der An- und Abtriebswelle bei konstanter Drehzahl in X-Richtung

5.3.3 Einflüsse der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen am Loslager der Antriebswelle beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl

Tabelle 5.5 zeigt die mit Hilfe einer multivariaten Varianzanalyse ermittelten Signifikanzen der einzelnen Parameter und deren Interaktionen hinsichtlich der abhängigen Variable, der Effektivwerte der radialen Beschleunigung am Loslager der an Antriebswelle in X-Richtung beim Hochlauf und bei konstanter Drehzahl. Verglichen wurden die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. Das statistische Modell ist signifikant für den Effektivwert der Beschleunigung beim Motorhochlauf ($F(50,16) = 46.64$, $p < .001$, modifiziertes $R^2 = .972$, $n = 67$) und den Effektivwert der Beschleunigung bei konstanter Geschwindigkeit ($F(50,16) = 13.60$, $p < .001$, modifiziertes $R^2 = .905$, $n = 67$). Viele der Parameter zeigen einen signifikanten Einfluss sowohl während des Motorhochlaufs als auch bei konstanter Drehzahl. Es gibt aber auch Parameter, wie die Steifigkeit des Festlagers an der Antriebswelle in Z-Richtung ($F(1,16) = 44.33$, $p < .001$, partielles $\eta^2 = 0.735$) und die Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Antriebswelle in X-Richtung ($F(1,16) = 11.29$, $p = .004$, partielles $\eta^2 = 0.414$), die nur bei konstanter Drehzahl einen signifikanten Einfluss haben. Es fällt auf, dass kein Parameter am Festlager der Abtriebswelle einen signifikanten Einfluss auf die Schwingung am Loslager der Antriebswelle haben. Während des Motorhochlaufs treten erstmals signifikante Interaktionen zwischen Parametern der An- und Abtriebswelle auf. Die Steifigkeit des Gehäuses des Loslagers der Antriebswelle interagiert mit der Steifigkeit des Loslagers der Abtriebswelle ($F(1,16) = 21,25$, $p = .001$, partielles $\eta^2 = 0,570$). Es gibt auch eine Interaktion zwischen der Steifigkeit des Lagersitzes des Antriebswellen-Loslagers und der Steifigkeit des Loslagers der Abtriebswelle ($F(1,16) = 16,87$, $p = .001$, partielles $\eta^2 = 0,513$).

Tabelle 5.5: Vergleich der Einflüsse auf die Effektivwerte der radialen Beschleunigungen am Loslager der Antriebswelle beim Hochlauf und bei konstanter Drehzahl in X-Richtung. $p < 0,1$ sind mit (*) und $p < 0,05$ mit (**) gekennzeichnet.

	F-Werte	
	Hochlauf	Konstante Geschwindigkeit
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	76,95**	142,80**
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	0.23	44,33**

Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen

	F-Werte	
	Hochlauf	Konstante Geschwindigkeit
Antriebswelle, Loslagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	55,86**	0.58
Antriebswelle, Radius	1466,46**	94,33**
Antriebswelle, Rotorradius	111,38**	87,16**
Antriebswelle, Rotorlänge	138,11**	27,76**
Antriebswelle, Rotorextrizität in X-Richtung	0.11	0.06
Antriebswelle, Rotorlage in Z-Richtung	0.20	0.31
Antriebswelle, Biegesteifigkeit	4,76**	0.11
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	30,44**	69,30**
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	0.57	11,29**
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-/Y-Richtung	113,76**	3.30
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-Richtung	4,52**	0.02
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.33	0.21
Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-Richtung	0.01	0.66
Abtriebswelle, Festlagerposition in X-Richtung	0.16	1.39
Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.01	0.40
Abtriebswelle, Radius	0.04	0.31
Abtriebswelle, Biegesteifigkeit	0.06	4,04*
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in Z-/Y-Richtung	35,99**	16,41**
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in Z-/Y-Richtung	0.90	4,21*
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-Richtung	0.15	0.05
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	21,25**	0.20
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle, Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	16,87**	3,17*
Antriebswelle, Rotorradius * Abtriebswelle Loslagersteifigkeit in Z-/Y-Richtung	0.04	1.93
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-Richtung	0.76	0.03
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle Gehäusesteifigkeit am Loslager in X-/Y-Richtung	0.57	3,18*
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Abtriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	40,76**	8,49**

	F-Werte	
	Hochlauf	Konstante Geschwindigkeit
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung * Antriebswelle, Rotorradius	8,88**	38,55**
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung * Antriebswelle, Radius	0.16	0.31
Antriebswelle, Radius * Antriebswelle Loslagersitzsteifigkeit in X-Richtung	2.05	6,03**

In Abbildung 5.7 sind die Effektstärken der Parameter in Bezug auf die beiden abhängigen Variablen Motorhochlauf und konstante Drehzahl logarithmisch aufgetragen.

Während des Motorhochlaufs zeigt der Radius der Antriebswelle die höchste Effektstärke. Einige Parameter haben einen starken Effekt sowohl auf den Motorhochlauf als auch auf die konstante Drehzahl. Es treten Interaktionen auf.

Tabelle 5.6 zeigt die Ergebnisse einer multiplen Regressionsanalyse. In der Tabelle sind nur signifikante Parameter dargestellt. Zusätzlich werden die standardisierten Korrelationskoeffizienten dargestellt (Beta). Verglichen werden die beiden linearen Regressionsmodelle für den Effektivwert der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle in X-Richtung, sowohl beim Motorhochlauf als auch bei konstanter Drehzahl. Die gelb markierten Felder zeigen einen Konflikt zwischen Motorhochlauf und konstanter Drehzahl. Die multiple Regressionsanalyse zeigt, dass die Steifigkeit am Festlager der Antriebswelle in X-Richtung und die Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der angetriebenen Welle gegensätzliche Auswirkungen auf die Effektivwerte des Loslagers an der Antriebswelle haben. Werden die Steifigkeit des Festlagers der Antriebswelle erhöht, steigt der Effektivwert während des Motorhochlaufs, sinkt aber bei konstanter Drehzahl mit höherer Steifigkeit des Festlagers der Antriebswelle. In ähnlicher Weise kann der Effektivwert bei konstanter Drehzahl durch Erhöhung der Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Antriebswelle gesenkt werden. Allerdings steigt der Effektivwert während des Motorhochlaufs an. Es wurden lineare Interaktionen angenommen.

Identifikation von Einflüssen der Gestaltparameter auf radiale Schwingungen

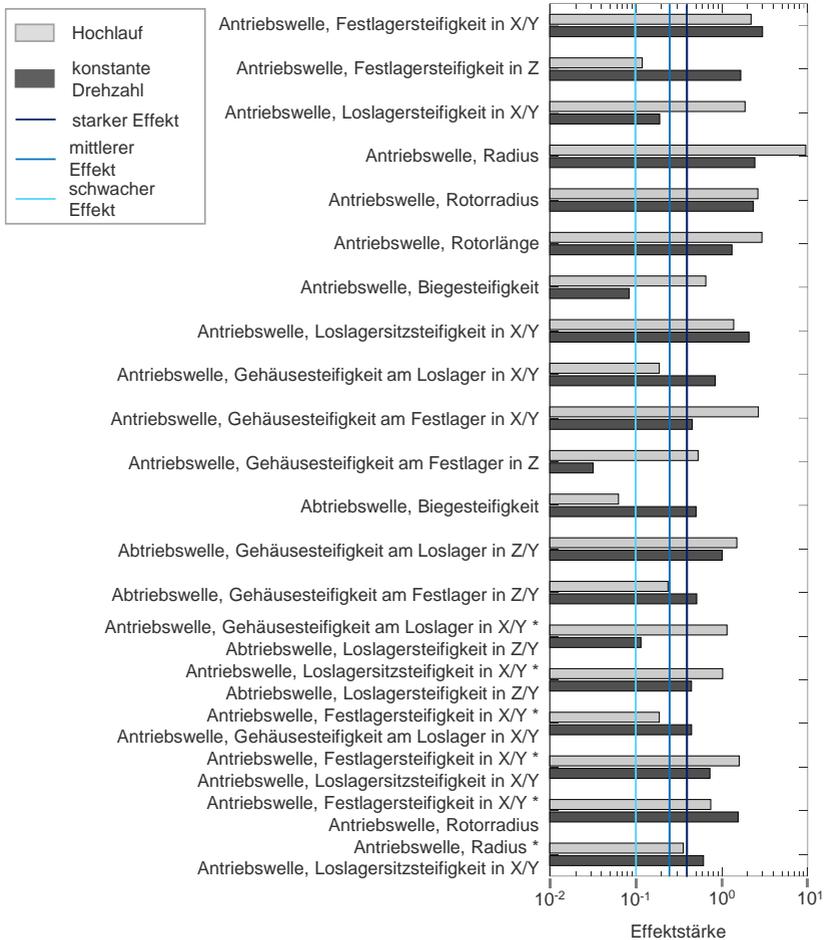


Abbildung 5.7: Effektstärken der unabhängigen Parameter auf die Effektivwerte der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle beim Hochlauf und bei konstanter Drehzahl in X-Richtung

Tabelle 5.6: Vergleich der Signifikanzen und standardisierten Korrelationskoeffizienten der multiplen Regressionsanalyse. Die abhängige Variable ist der Effektwert der Beschleunigung am Loslager der Antriebswelle in X-Richtung.

	Hochlauf		Konstante Drehzahl	
	Standardisierter Koeffizient	Sig.	Standardisierter Koeffizient	Sig.
	Beta		Beta	
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	0.181	0.002	-0.453	0.000
Antriebswelle, Festlagersteifigkeit in Z-Richtung	-0.010	0.856	0.252	0.002
Antriebswelle, Loslagersteifigkeit in X-/Y-Richtung	-0.154	0.007	-0.029	0.713
Antriebswelle, Radius	-0.790	0.000	-0.368	0.000
Antriebswelle, Rotorradius	-0.218	0.000	-0.354	0.000
Antriebswelle, Rotorlänge	-0.243	0.000	-0.200	0.014
Antriebswelle, Loslagersitzsteifigkeit in X-/Y-Richtung	-0.114	0.043	-0.315	0.000
Antriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Festlager in X-/Y-Richtung	0.220	0.000	-0.069	0.383
Abtriebswelle, Gehäusesteifigkeit am Loslager in Z-/Y-Richtung	0.124	0.028	-0.154	0.056

5.3.4 Diskussion

Ziel der Teilforschungsfrage ist es Einflüsse von Gestaltparametern des Antriebsstrangs auf radiale Schwingungen identifizieren und deren Effektstärken zu quantifizieren zu können.

Der C&C²-Ansatzes konnte zur Vereinfachung des Systems verwendet werden. Für den Aufbau des Simulationsmodells wurde eine Kombination aus induktiver (Minimalmodell) und deduktiver Modellbildung (Verwendung von bekannten Teilmodellen) verwendet, um das Systemverhalten so genau wie nötig abzubilden. Durch die Nutzung eines teilfaktoriellen Versuchsplans und der anschließenden statistischen Auswertung wurde die Analyse der Einflüsse und Effektstärken der 18 Gestaltparameter ermöglicht. Das genutzte methodische Vorgehen stellt eine Erweiterung der Modellbildung dynamischer Systeme dar.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Steifigkeiten des Lagersystems, im untersuchten System und Bereich, signifikante Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Systems haben. Dass einzelne Steifigkeiten einen signifikanten Einfluss auf die Kräfte an der Verzahnung und das Schwingungsverhalten im System haben, wurde bereits in verschiedenen Studien untersucht und nachgewiesen (Li & Hu, 2003; Mohammadpour et al., 2013; Yan, 2004; Yang & Lim, 2011; Yavuz et al., 2018). Die Erkenntnisse in dieser Simulationsstudie entsprechen dem Stand der Forschung. Bislang wurden die Steifigkeiten des Lagersystems hauptsächlich einzeln variiert. Bewertungen der Effektstärken relativ zu einander waren damit nur eingeschränkt möglich. Die Simulationsstudie stellt mit der Quantifizierung der Effektstärken somit eine Erweiterung des Forschungsstandes dar. Die Quantifizierung ermöglicht es Produktentwickelnden Gestaltparameter zu identifizieren mit deren Hilfe radiale Schwingungen des Systems gezielt beeinflusst werden können. Ist bereits ausreichend Wissen zu den Zusammenhängen bekannt kann die Quantifizierung direkt genutzt werden. Ist dies nicht der Fall können aus der Quantifizierung der Effektstärken Gestaltparameter mit Potential radiale Schwingungen zu beeinflussen abgeleitet und beispielsweise auf einem Entwicklungsprüfstand detaillierter untersucht werden.

Gibt es Unterschiede zwischen den Einflüssen der Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Festlager im Vergleich zum Loslager der Antriebswelle?

In Kapitel 5.3.1 wurden die Einflussgrößen auf die Radialschwingungen am Loslager der Antriebswelle mit den Einflussgrößen auf die Radialschwingungen am Festlager der Antriebswelle verglichen. Der Vergleich zeigt, dass die gleichen Parameter einen Einfluss haben und ähnliche Effektstärken auftreten. Dies lässt sich dadurch erklären, dass beide Lager direkt über die Antriebswelle miteinander verbunden sind.

Welche Gestaltparameter haben einen signifikanten Einfluss auf die radialen Schwingungen an der Antriebs- und Abtriebswelle?

In Kapitel 5.3.2 wurden die Einflüsse auf radiale Schwingungen an der An- und Abtriebswelle verglichen. Die Steifigkeiten des Polymergehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sind deutlich kleiner als die Steifigkeiten des Lagers selbst. In beiden Fällen haben die kleineren Steifigkeiten einen erheblichen Einfluss. Die Steifigkeit der Lagerung kann die Bewegungsmöglichkeit der Welle reduzieren. Gleichzeitig wirkt sich eine Änderung der Steifigkeit auf die Eigenfrequenz des Systems aus, was wiederum die Isolationswirkung des Systems beeinflussen kann. Der Radius und die Länge des Rotors haben einen erheblichen Einfluss auf die radialen Schwingungen der Antriebswelle. Sie beeinflussen die Charakteristik der Unwucht

und damit die Anregung des Systems. Matthiesen et al. (2017) und Gwosch (2019) untersuchten experimentell die Schwingungen in einem Winkelschleifer und kamen zu dem Schluss, dass die mechanischen Erregungen durch Unwuchtkräfte geprägt sind. Da sowohl das Gehäuse als auch der Lagersitz eine vergleichsweise hohe Effektstärke aufweisen, sollten sie bei der Entwicklung des Systems berücksichtigt werden.

In der untersuchten Simulationsstudie zeigten die Gestaltparameter der angetriebenen Welle einen signifikanten Einfluss auf den Effektivwert der Antriebswelle und umgekehrt. Die beiden Wellen sind über die Verzahnung miteinander verbunden. Der signifikante Einfluss lässt darauf schließen, dass sich die beiden Wellen gegenseitig beeinflussen. Die Tatsache, dass nur das Gehäuse des Loslagers der Antriebswelle einen Einfluss auf die Schwingungen beider Wellen hat, könnte darauf hinweisen, dass die Verzahnung mit dem Modell nach Yan (2004) noch nicht ausreichend abgebildet wird.

Welche Gestaltparameter beeinflussen radiale Schwingungen am Loslager der Antriebswelle beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl?

Der Vergleich der Einflüsse auf die Radialschwingungen beim Motorhochlauf im Vergleich zur konstanten Drehzahl in Kapitel 5.3.3, der in Abbildung 5.8 noch einmal verdeutlicht wird, zeigt, dass teilweise verschiedene Parameter einen signifikanten Einfluss aufweisen.

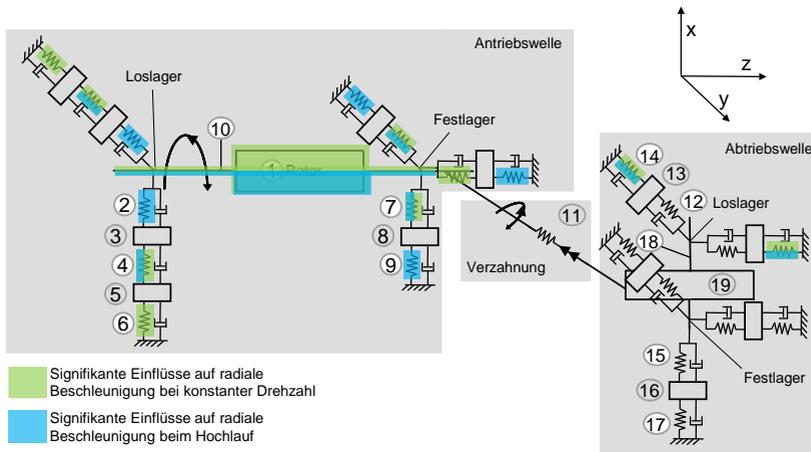


Abbildung 5.8: Übersicht über signifikante Einflüsse im Hochlauf und bei konstanter Drehzahl. Variierte Parameter sind mit weißen Kreisen markiert. (1) Rotor Radius, Länge und Position; (2) Loslagersteifigkeit in Y-Richtung in Kombination mit der Biegesteifigkeit der Welle; (3) Masse des Loslagers; (4) Loslager Lagersitzsteifigkeit in X-Richtung; (5) Masse des Lagersitzes; (6) Loslager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (7) Festlagersteifigkeit in Y-Richtung; (8) Masse des Festlagers; (9) Festlager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (10) Radius Antriebswelle; (11) Verzahnung; (12) Loslagersteifigkeit in Y-Richtung; (13) Masse des Loslagers; (14) Loslager Gehäusesteifigkeit in Y-Richtung; (15) Festlagersteifigkeit in X-Richtung; (16) Masse des Festlagers; (17) Festlager Gehäusesteifigkeit in X-Richtung; (18) Radius Abtriebswelle; (19) Tellerad.

So zeigen beispielsweise die Steifigkeiten des Gehäuses am Festlager und die Biegesteifigkeit der Antriebswelle nur beim Motorhochlauf einen signifikanten Einfluss. Dies lässt sich möglicherweise mit den unterschiedlichen Eigenfrequenzen erklären, die während des Hochlaufs durchlaufen und damit angeregt werden. Sie werden durch Änderungen der Steifigkeiten beeinflusst.

In dieser Simulationsstudie hatten die Steifigkeiten des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle einen wesentlichen Einfluss auf den Effektivwert (siehe Abbildung 5.8). Die Einflüsse der radialen Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes wurden im Stand der Forschung noch nicht vollumfänglich untersucht. Dies könnte daran liegen, dass im derzeitigen Stand der Forschung häufig

Systeme aus dem Automobilbereich mit Gehäusen mit hoher Steifigkeit untersucht wurden. Die Steifigkeiten des Polymergehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sind deutlich kleiner als die Steifigkeiten des Lagers selbst und der übrigen Steifigkeiten des Lagersystems. Dies könnte erklären, warum die Steifigkeiten des Gehäuses und des Lagersitzes einen starken Einfluss auf die Schwingungen des Systems haben. Da sowohl das Gehäuse als auch der Lagersitz eine vergleichsweise hohe Effektstärke aufweisen, sollten sie bei der Entwicklung von Systemen mit geringen Gehäusen und Lagersitzsteifigkeiten berücksichtigt werden.

In der durchgeführten Simulationsstudie wurden verschiedene Wechselwirkungen als signifikant identifiziert. Yang zeigte bereits in seinen Experimenten Wechselwirkungen auf. Er identifizierte Wechselwirkungen zwischen dem nichtlinearen Zahn-eingriff, der zeitlich veränderlichen Lagersteifigkeit und der Nichtlinearität des Umkehrspiels. (Yang & Lim, 2011) Diese können nun um die in der Simulationsstudie identifizierten Wechselwirkungen zwischen Steifigkeiten und geometrischen Parametern des Lagersystems erweitert werden.

Es wurde innerhalb des untersuchten Bereichs ein Zielkonflikt bei der Abstimmung der Steifigkeit des Festlagers der Antriebswelle und der Steifigkeit des Gehäuses am Loslager der Abtriebswelle identifiziert. Beim Hochlauf wirkt die Trägheit der Abtriebswelle als Last; bei konstanter Drehzahl wirkt diese Kraft nicht als Last und die Abtriebswelle kann sich freier drehen. Matthiesen, Gwosch und Wettstein (2017) zufolge, die die Torsionsschwingungen eines Winkelschleifers unter Last und im unbelasteten Zustand experimentell untersucht haben, wirkt sich dieser Unterschied sowohl auf die Größe als auch auf die Schwingungseigenschaften aus. Beim Hochlauf führt eine höhere Steifigkeit zu einer besseren Führung des Systems. Bei einer konstant hohen Drehzahl kann jedoch eine Selbstzentrierung der Welle entstehen. Durch eine hohe Steifigkeit können dabei zusätzliche Zwangskräfte entstehen, die das Schwingungsverhalten des Systems beeinflussen können. Die durchgeführte Simulationsstudie quantifiziert den Zielkonflikt im untersuchten Bereich. Die Variation der Exzentrizität führte in der Simulationsstudie zu keinem signifikanten Einfluss. Es kann vermutet werden, dass die Extremwerte zu klein gewählt wurden, um im Vergleich zu anderen Gestaltparametern einen signifikanten Einfluss zu haben. Für die Grundparametrierung wurde nach DIN ISO 21940-11 die Exzentrizität nach Gütestufe G 2,5 gewählt. Im Simulationsmodell wurden verschiedene Vereinfachungen vorgenommen. Ein Beispiel ist die Darstellung der Wellen als starrer Körper mit äquivalenter Steifigkeit. Dies kann die tatsächliche Durchbiegung der Welle nicht vollständig abbilden. Außerdem sollte in weiteren Versuchen der Übertragungsfehler im Getriebe berücksichtigt werden, da dieser eine Quelle für weitere Schwingungsanregungen sein kann.

5.4 Fazit zur Identifikation von Gestaltparametern

Einflüsse auf Schwingungen in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge mit Kegelradverzahnung sind oft so komplex, dass Zusammenhänge nicht vollumfänglich von Produktentwickelnden erfasst werden können und dadurch auch nicht zielgerichtet beeinflusst werden können.

Zur ersten Identifikation der Gestaltparameter, die an der Anregung und Übertragung von Schwingungen im untersuchten System beteiligt sein könnten, wurde der C&C²-Ansatz verwendet (Matthiesen, 2021). Dies führte zu einer Fokussierung auf Parameter die einen Einfluss auf radiale Schwingungen haben können. Gleichzeitig wird die Verknüpfung der Elemente und Parameter durch das C&C²-Modell abgebildet. Durch die Visualisierung der Analyse in einem C&C²-Modell wurden die getroffenen Vereinfachungen dokumentiert. Auf Grund der Vielzahl an Gestaltparametern mit möglichem Einfluss auf radiale Schwingungen wurde ein teilfaktorielles Versuchsplan genutzt und die Ergebnisse statistisch ausgewertet. Die Steifigkeitsparameter wurden in einem weiten Bereich variiert, wodurch potentiell weitere Systeme abgedeckt werden. Dies trägt somit zur Übertragbarkeit bei.

Ausgewertet wurden Einflüsse und Effektstärken auf radiale Schwingungen, um Gestaltparameter mit großem Potential zur Beeinflussung der Schwingungen zu identifizieren. Je nach Gestaltparameter kann dieser mit mehr oder weniger Aufwand von Produktentwickelnden beeinflusst werden. Dies grenzt Gestaltparameter, die untersucht werden sollen, weiter ein. Sowohl die radiale Steifigkeit des Gehäuses als auch das Lagersitzelement am Loslager der Antriebswelle und die Biegesteifigkeit der Antriebswelle zeigten in der Simulationsstudie einen starken Effekt bei Betrachtung der radialen Schwingungen.

Steifigkeitsparameter des Gehäuses und des Lagersitzelements können, wie in Kapitel 2 beschrieben, durch Anpassung der Geometrie, Vorspannung oder Änderung des Materials von Produktentwickelnden beeinflusst werden. Die Biegesteifigkeit der Antriebswelle kann durch den Abstand des Los- und des Festlagers an der Antriebswelle beeinflusst werden. Der Fokus der Untersuchungen in Kapitel 6 und Kapitel 7 liegt auf diesen Gestaltparametern.

Zusammenfassend kann zur Beantwortung der Forschungsfrage gesagt werden, dass durch Vereinfachung des Systems mit Hilfe des C&C²-Ansatzes, der Nutzung eines Minimalmodells und bekannten Teilmodellen, der Nutzung eines teilfaktorielles Versuchsplans und der anschließenden statistischen Auswertung Einflüsse der Gestaltparameter identifiziert und deren Effektstärken quantifiziert werden konnten.

6 Analyse und Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen

Im vorherigen Kapitel wurden Gestaltparameter in einer Simulationsstudie identifiziert, die einen starken Effekt auf radiale Schwingungen vorweisen. Dabei wurden die Parameter radiale Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sowie die Biegesteifigkeit der Antriebswelle identifiziert. Eine gezielte Beeinflussung der Schwingungen kann durch die Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen den Gestaltparametern und radialen Schwingungen weiter unterstützt werden. Sind die Zusammenhänge ausreichend genau bekannt, so können Vorhersagen getroffen werden.

Das Ziel dieses Kapitels ist daher die Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen radialer Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sowie dem Abstand der Lager der Antriebswelle und radialen Schwingungen.

Das Kapitel befasst sich mit der zweiten Teilforschungsfrage:

TFF2: Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparameter der Lagerung und radialen Schwingungen analysiert und quantifiziert werden?

Zur Beantwortung der Frage wird ein Entwicklungsprüfstand entwickelt, der eine gezielte Variation von Parametern ermöglicht. Dieser wird in Kapitel 6.1 vorgestellt. Es wird ein Element entwickelt, mit dessen Hilfe die radiale Steifigkeit des Lagersitzes gezielt variiert werden kann. Das Verhalten des Elements wird sowohl bei quasistatischer als auch bei dynamischer Belastung charakterisiert. Das entwickelte Element sowie dessen Charakterisierung wird in Kapitel 6.2 vorgestellt.

Der entwickelte Entwicklungsprüfstand mit einstellbarem Lagersitz-Steifigkeits-Element wird in einer Studie zur Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen den Gestaltparametern und radialen Schwingungen in Kapitel 6.3 genutzt.

In Kapitel 6.4 wird ein Modell des Zusammenhangs zwischen Gehäusemerkmalen und der radialen Steifigkeit des Gehäuses entwickelt, welches in Kapitel 7 zur Ableitung von Gehäusegestalten genutzt werden kann.

6.1 Entwicklungsprüfstand zur Untersuchung radialer Schwingungen in Antriebssträngen

Um das Ziel, die Zusammenhänge zwischen radialer Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle sowie dem Abstand der Lager der Antriebswelle und radialen Schwingungen quantifizieren zu können, müssen die Gestaltparameter am Entwicklungsprüfstand einstellbar und die radiale Schwingung der Antriebswelle messbar sein.

An den Entwicklungsprüfstand werden daher folgende Anforderungen gestellt:

- Einstellbarkeit der radialen Steifigkeit des Gehäuses und des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle, ohne Teile des Entwicklungsprüfstands demontieren zu müssen. Einflüsse durch Veränderungen des Prüfstandes bei der Demontage und Montage werden vermieden.
- Einstellbarkeit des Abstands der Lager der Antriebswelle, da dieser die Biegesteifigkeit der Welle beeinflusst.
- Einstellbarkeit des Zahneingriffs, um den Zahneingriff nachjustieren zu können
- Möglichkeit, ein Drehzahlprofil vorzugeben
- Messung der radialen Bewegung der Antriebswelle
- Messung der radialen Beschleunigungen an der Antriebswelle
- Modularität
- Erweiterbarkeit

Die folgenden Teilkapitel stellen den mechanischen Aufbau sowie die verwendete Sensorik des Entwicklungsprüfstands vor.

6.1.1 Mechanischer Aufbau

Der mechanische Teil des Aufbaus besteht aus einer Antriebs- und einer Abtriebswelle, die über eine Kegelradverzahnung miteinander verbunden sind (siehe Abbildung 6.1).

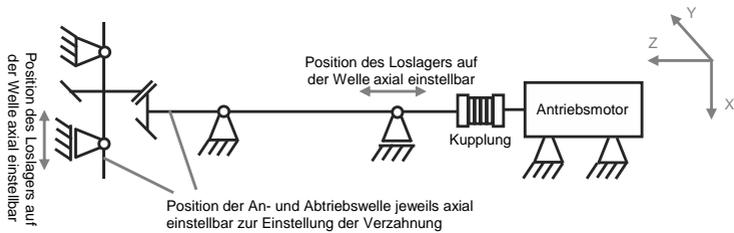


Abbildung 6.1: Mechanischer Aufbau des Entwicklungsprüfstands.

Sowohl die Antriebs- als auch die Abtriebswelle sind jeweils auf einer Grundplatte (siehe Abbildung 6.2) montiert. Diese können in Richtung der Wellenachse verschoben werden, was die Einstellung des Zahneingriffs ermöglicht. Beide Wellen sind jeweils fest-los gelagert. Die Lagerschilde sind entlang der Wellenachse auf der Grundplatte verschiebbar, wodurch der Abstand der Wälzlager variiert werden kann.

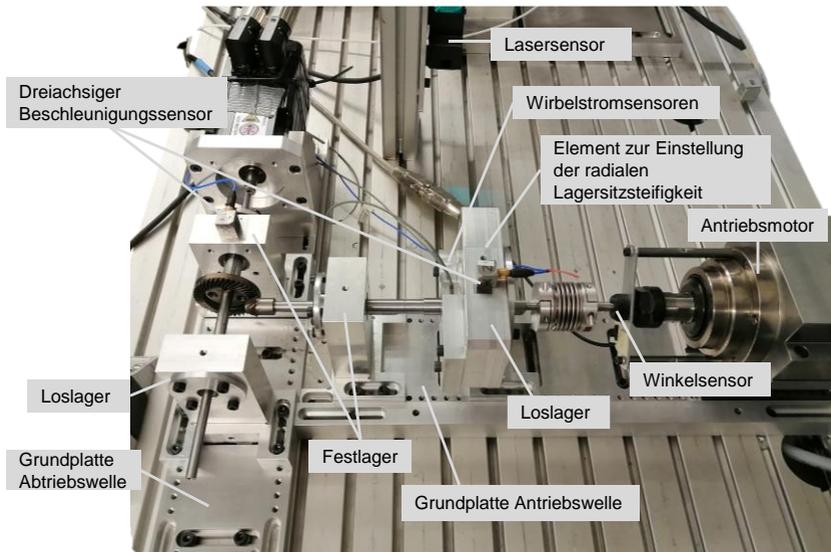


Abbildung 6.2: Aufbau des Entwicklungsprüfstands

Als Loslager wird ein Rillenkugellager NSK 607DD und als Festlager ein Rillenkugellager NSK 629DD genutzt. Als Lagersitz des Loslagers der Antriebswelle wird ein Element zur Einstellung der radialen Lagersitzsteifigkeit verwendet. Der Aufbau des Elements wird in Kapitel 6.2 vorgestellt und dessen Eigenschaften charakterisiert.

Tellerrad und Ritzel sind aufgepresst und klebend gesichert. Tellerrad und Ritzel haben eine Bogenverzahnung und sind ohne Achsversatz montiert. Tuschierpaste wird zur Kontrolle des Zahneingriffs verwendet. Die Verzahnung wird vor jedem Versuch mit Fett geschmiert.

Der Antriebsmotor ist durch eine Balgkupplung mit der Antriebswelle verbunden. Da die radiale Steifigkeit der Kupplung im Vergleich zur radialen Steifigkeit der Welle und des Fest-Lagers gering ist, wird der Einfluss des Motors auf die radiale Bewegung der Welle klein gehalten. Als Antriebsmotor wird ein Motor der Firma mechatron GmbH des Typs HFS-10040 verwendet. Dieser wird drehzahlgesteuert betrieben. Der Grundzyklus besteht aus einem linearen Motorhochlauf, einem Betrieb bei konstanter Drehzahl und einem Auslaufen des Motors. Ein ADwin Pro II System (Hersteller: Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH) wird als Regelungs- und Datenerfassungssystem eingesetzt.

Bei der Entwicklung des Entwicklungsprüfstands wurde auf Modularität und Erweiterbarkeit des Entwicklungsprüfstands für Folgeuntersuchungen geachtet:

Zahneingriff: Der Einfluss des Zahneingriffs kann durch die Verschiebbarkeit der Grundplatten entlang der Wellenachse und den Austausch der Zahnräder untersucht werden.

Schmierung: Es kann ein Gehäuse um die Verzahnung ergänzt werden, um beispielsweise die Schmierung untersuchen zu können.

Unwucht: Durch die Erweiterung der Antriebswelle um ein Element mit dessen Hilfe die Unwucht des Systems variiert werden kann, ist es möglich, den Einfluss der Unwucht zu untersuchen.

Lagerung: Die Lagerelemente können einzeln getauscht und beispielsweise durch Elemente mit veränderter Steifigkeit oder Dämpfung ersetzt werden, um deren Einflüsse zu analysieren.

Last: Der Aufbau ist um einen Motor an der Abtriebswelle erweiterbar.

6.1.2 Sensorik und Datenerfassung

Als Messstellen werden nach DIN ISO 13373-1 zur Schwingungs-Zustandsüberwachung Orte nahe an den Lagern sowie am Lagersitz verwendet (siehe Abbildung 6.3).

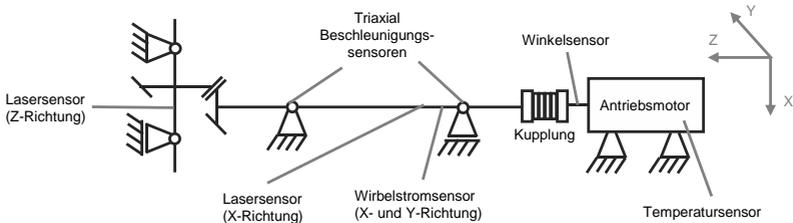


Abbildung 6.3: Messstellen der verwendeten Sensoren

Die Messung der Absolutwege wird nach DIN ISO 13373-1 zur Schwingungs-Zustandsüberwachung bei weichen Rotorlagern oder biegeelastischen Wellen zur Messung empfohlen. Zur Messung der radialen Bewegung der Antriebswelle relativ zum Lagerschild sind zwei Micro-Epsilon eddyNCDT 3100 Wirbelstromsensoren EPS08 (Grenzfrequenz 25 kHz, Auflösung 0,04 μm) in positive X-Richtung und negative Y-Richtung an einem Halter am Loslagerschild angebracht. Die radiale Bewegung der Antriebswelle in X-Richtung wird zusätzlich durch einen Keyence G502 Lasersensoren mit einem Verstärker LK-G3001P gemessen. Ein weiterer Lasersensor wird zur Messung der radialen Bewegung der Abtriebswelle in negative Z-Richtung zwischen Tellerrad und Loslager verwendet.

An den beiden Lagerschilden der Antriebswelle sind triaxiale PCB 356A02 Beschleunigungssensoren (Messbereich 1 – 5.000 Hz) befestigt, sie messen die Beschleunigungen in die X-, Y- und Z-Richtung. Es wird ein PCB 483C15 Verstärker verwendet. Beschleunigungssensoren können nach DIN ISO 13373-1 an nicht rotierenden Strukturen zur Schwingungs-Zustandsüberwachung verwendet werden.

Zur Bestimmung der Drehzahl der Antriebswelle wird ein optischer Inkrementalencoder verwendet. Die Temperatur des Antriebsmotors wird mit einem Thermoelement gemessen. Sie dient der Temperaturüberwachung des Systems.

Ein ADwin Pro II System (Hersteller: Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH) ermöglicht die Echtzeitdatenerfassung der verwendeten Sensorik. Die Messdaten werden mit 10.000 Hz aufgezeichnet.

6.2 Einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element

Um den Einfluss der radialen Steifigkeit eines Lagersitzes auf radiale Schwingungen quantifizieren zu können, wird zunächst in Teilkapitel 6.2.1 und 6.2.2 ein Element vorgestellt, mit dessen Hilfe die radiale Steifigkeit des Lagersitzes gezielt variiert werden kann. Bormann untersuchte den Zusammenhang zwischen Dehnung und Steifigkeit von Elastomeren (Bormann, 2005). Basierend auf seinen Untersuchungen kann vermutet werden, dass die Steifigkeit eines Elastomerrings durch Variation der Vorspannkraft gezielt beeinflusst werden kann. In den Kapiteln 6.2.3 und 6.2.4 wird die Steifigkeit des entwickelten Elements bei quasistatischer und bei dynamischer Belastung charakterisiert. Die aus den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse können sowohl bei der Interpretation der Versuchsergebnisse am entwickelten Entwicklungsprüfstand (Kapitel 6.3, Kapitel 7.1 und Kapitel 7.2.4), als auch bei der Auslegung des Systems eingesetzt werden.

Wesentliche Teile dieses Kapitels basieren auf dem vorveröffentlichten Beitrag „An adjustable bearing seat stiffness element for targeted vibration influencing“ (Sturm, Lindenmann, Gwosch & Matthiesen, 2021). Teile des Texts sind ohne Veränderung in übersetzter Form aus dieser Veröffentlichung übernommen. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gesondert gekennzeichnet.

6.2.1 Modellbildung der Steifigkeit des Lagersitzes

In technischen Systemen können Lagersitze unterschiedlich ausgeprägt sein. Die radialen Lagerkräfte können z.B. über einen Elastomerring und ein mehrteiliges Gehäuse übertragen werden. Die Steifigkeiten der beteiligten Bauteile sind dabei in Reihe geschaltet. Die radiale Gesamtsteifigkeit (Ersatzsteifigkeit) k_{Gesamt} ergibt sich somit aus der Summe des Kehrwerts der Steifigkeiten k_i der in Reihe geschalteten Bauteile:

$$\frac{1}{k_{Gesamt}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad (6.1)$$

Die so berechnete radiale Gesamtsteifigkeit des Lagersitzes soll durch ein einstellbares Element auf dem Entwicklungsprüfstand repräsentiert werden können. Im folgenden Teilkapitel wird das entwickelte Element näher beschrieben.

6.2.2 Aufbau des Elements

Die Änderung der radialen Steifigkeit des Elements wird durch Vorspannung zweier Elastomerringe realisiert (siehe Abbildung 6.4). Durch Einschrauben der eingezeichneten Schrauben werden die beiden Kegel zueinander bewegt und dadurch der Bauraum zwischen den Kegeln und der Anbindung verkleinert. Dies führt zu einer Vorspannung der Elastomerringe. Das Lager ist über eine Hülse und die Kegel durch die Elastomerringe mit der Anbindung an den Entwicklungsprüfstand verbunden. Die Hülse und die Kegel werden daher durch den Antriebsstrang radial in Schwingung versetzt. Die axiale Bewegung der Hülse wird auf beiden Seiten von einem Deckel begrenzt. Um ein Verklemmen der Hülse zwischen den Deckeln zu verhindern und eine radiale Bewegung der Hülse relativ zu den Deckeln zu ermöglichen, sind axiale Elastomerringe zwischen der Hülse und den Deckeln verbaut.

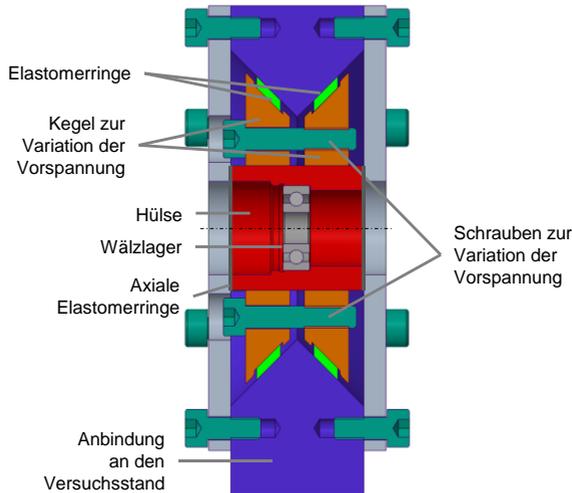


Abbildung 6.4: Aufbau des entwickelten einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements, in dem die Vorspannung der Elastomerringe variiert werden kann

Die Elastomerringe wurden additiv mit einem Polyjet 3D-Drucker vom Typ Stratasys Objet 260 (Stratasys Ltd., Eden Prairie, Vereinigte Staaten von Amerika) hergestellt. Das verwendete Druckmaterial ist Agilus30 Black (Stratasys Ltd., Eden Prairie, Vereinigte Staaten von Amerika) mit einer Shore-Härte von 30-35 Scale A und TangoGray FLX950 (Stratasys Ltd., Eden Prairie, Vereinigte Staaten von Amerika)

mit einer Shore-Härte von 73-77 Scale A. Abbildung 6.5 zeigt das gefertigte Element zur Einstellung der radialen Steifigkeit.



Abbildung 6.5: Gefertigtes einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element. Links: Bauteile des einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements (Schobloch, 2020, S.VI)², rechts: Montiertes Element

6.2.3 Quasistatische Charakterisierung des Elements

In diesem Teilkapitel wird der Zusammenhang zwischen radialer Steifigkeit und Vorspannung des Elastomerrings in quasistatischen Versuchen untersucht und der Zusammenhang quantifiziert. Die Möglichkeit, die radiale Steifigkeit gezielt einstellen zu können, bildet die Grundlage zur Untersuchung des Einflusses der radialen Steifigkeit auf radiale Schwingungen des Systems.

Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Zur Untersuchung der quasistatischen Steifigkeit des entwickelten Elements wird eine Universalprüfmaschine TesT 112 (TesT GmbH, Erkrath, Deutschland) mit integriertem Kraft- und Wegsensor verwendet (siehe Abbildung 6.6). Die geschwindigkeitsgesteuerten Druckversuche werden mit einer Geschwindigkeit von 0,005 mm/s durchgeführt. Als Abbruchkriterium wird eine maximale Kraft von 350 N verwendet. Die Tests werden sowohl mit dem Material Agilus30 Black als auch mit dem Material

² Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

TangoGray FLX950 durchgeführt. In den Versuchen werden die beiden Materialien in drei Faktorstufen eingestellt. In der kleinsten Faktorstufe werden die Elastomerringe auf eine Referenzeinstellung leicht vorgespannt (Faktorstufe: geringe Vorspannung), in der höchsten Faktorstufe wird die Vorspannung (Faktorstufe: hohe Vorspannung) bei einer Wegänderung der Kegel von 3,0 mm für den Werkstoff Agilus30 und einer Wegänderung von 2,0 mm für den Werkstoff TangoGrau gewählt. Um den Zusammenhang zwischen Vorspannung und Steifigkeit zu beurteilen, wird eine mittlere Vorspannung des Elastomerrings von 1,5 mm für Agilus30 und 1,0 mm für TangoGray FLX950 verwendet.

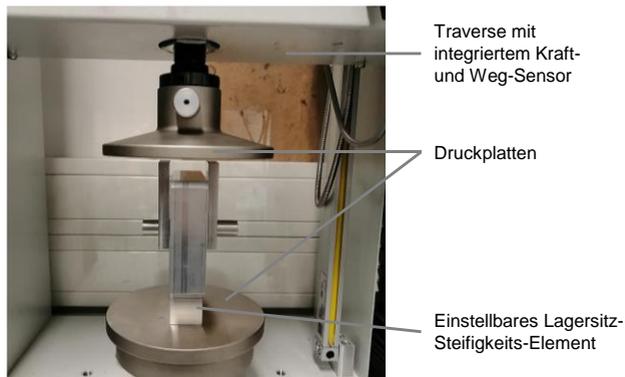


Abbildung 6.6: Aufbau der Testumgebung für die quasistatische Analyse der Steifigkeit in einer Zug-Druckprüfmaschine

Um die Sensitivität der einzelnen Faktorstufen zu untersuchen, wird ein erstes Experiment durchgeführt. Für beide Werkstoffe wird ein randomisierter experimenteller Versuchsplan mit drei Faktorstufen der Vorspannung und mindestens acht Wiederholungen je Faktorstufe durchgeführt. Die Kraft-Weg-Kurve wird aufgezeichnet.

In einem zweiten Experiment wird die Reproduzierbarkeit der Steifigkeitseinstellung der Baugruppe analysieren. Jede Messung bei einer bestimmten Kombination von Elastomer und Vorspannung wird dreimal wiederholt, ohne dass der Mechanismus demontiert wird. Anschließend wird die nächste Faktorkombination eingestellt.

In den folgenden Abschnitten werden die Kennlinien der beiden Werkstoffe bei niedriger und hoher Vorspannung dargestellt. Aus der Kraft-Weg-Kurve im mittleren Kraftbereich, zwischen 75-150 N, wird der Gradient berechnet und in Boxplots visualisiert.

Ergebnisse und Diskussion der quasistatischen Charakterisierung

Abbildung 6.7 zeigt charakteristische gemessene Kraft-Weg-Kurven der beiden Werkstoffe in den Faktorstufen geringe Vorspannung und hohe Vorspannung. Die Kurven zeigen unterschiedliche Steigungen für die verschiedenen Kombinationen und weisen einen nahezu linearen Kraftanstieg über den gemessenen Weg auf.

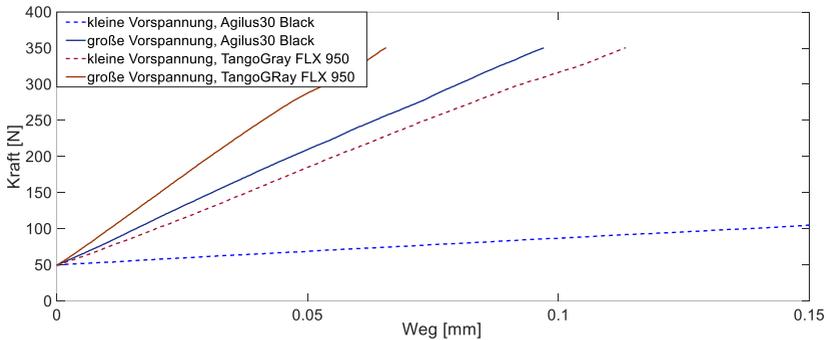


Abbildung 6.7: Charakteristische gemessene Kraft-Weg-Kurven der beiden Werkstoffe Agilus30 Black (rot) und TangoGray FLX950 (blau) in den Faktorstufen geringe Vorspannung (gestrichelte Linie) und hohe Vorspannung (durchgezogene Linie)

Die unterschiedlichen Steigungen geben bereits einen ersten Hinweis darauf, dass die Steifigkeit des Elements sowohl durch die Variation des Materials als auch durch die Vorspannung beeinflusst werden kann, was in Anlehnung an Bormann (2005) vermutet wurde. Bormann untersuchte die Änderung der Steifigkeit bei unterschiedlichen Dehnungsraten in Zugversuchen. Der lineare Verlauf der Kurven legt nach Bormann (2005) nahe, dass bei 0,15 mm Weg eine Dehnungsrate von 0,1 % nicht überschritten wurde.

Abbildung 6.8 zeigt die resultierenden Steifigkeiten in N/mm als Ergebnis der quasistatischen **Sensitivitätsanalyse** mit drei Faktorstufen der Vorspannung. Auf der linken Seite ist Agilus30 Black und auf der rechten Seite TangoGray FLX950 dargestellt. Mit den beiden Materialien können im Mittel Steifigkeiten zwischen 343 N/mm und 4800 N/mm erreicht werden. Agilus30 Black mit hoher Vorspannung liegt auf einem ähnlichen Niveau wie TangoGray FLX950 mit niedriger Vorspannung. Das Niveau des mittleren Vorspannungsfaktors wurde anhand der Strecke gewählt, die der Elastomerring maximal komprimiert werden konnte. Er wurde auf den mittleren

Weg zwischen minimalem und maximalem Weg festgelegt. Die Grafik zeigt, dass eine Komprimierung des Agilus30 Black um 1,5 mm zu einer Erhöhung der Steifigkeit von 343 N/mm auf 640 N/mm führt. Wohingegen eine weitere Kompression von 1,5 mm zu einem größeren Anstieg auf 2965 N/mm führt. Es wird daher im Zusammenhang zwischen Vorspannung und Steifigkeit eine Nichtlinearität vermutet.

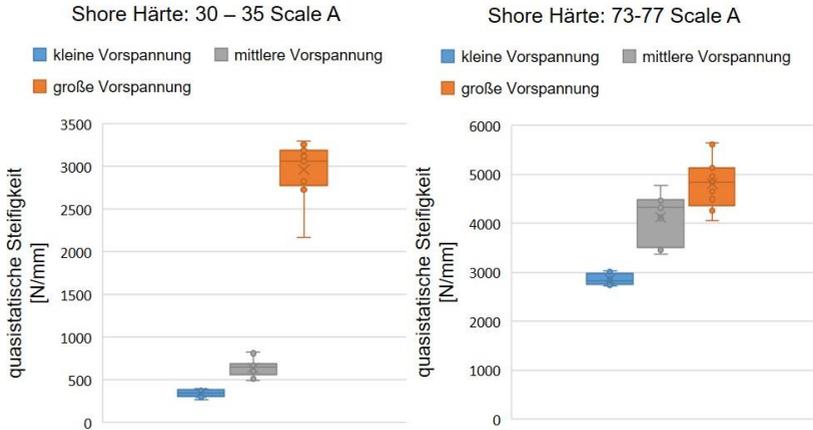


Abbildung 6.8: Resultierende quasistatische Steifigkeit einer Sensitivitätsanalyse mit drei Faktorstufen der Vorspannung und jeweils mindestens acht Wiederholungen. Links Agilus30 Black mit einer Shore-Härte von 30-35 Scala A und rechts TangoGray FLX950 mit einer Shore-Härte von 73-77 Scala A

Die Versuche zeigen, dass die Steifigkeit durch Veränderung der Vorspannung, wie in Anlehnung an Bormann (2005) angenommen, eingestellt werden kann. Mit den beiden Materialien wird ein breites, kontinuierlich einstellbares Steifigkeitsspektrum ermöglicht. Um von einer gewählten Vorspannung auf die resultierende Steifigkeit schließen zu können, müssen aufgrund der vermuteten Nichtlinearität des Zusammenhangs weitere Faktorstufen untersucht werden.

Eine mögliche Ursache der Standardabweichung stellt das Relaxationsverhalten des Materials dar, weshalb im Folgenden diese mögliche Ursache näher untersucht wird. In Abbildung 6.9 werden die Ergebnisse des zweiten Experiments zur Analyse der **Reproduzierbarkeit** dargestellt. In der Abbildung sind neun Versuche mit dem Material Agilus30 Black und mittlerer Vorspannung abgebildet. Es wurden jeweils drei Versuche am Stück durchgeführt. Zwischen den Blöcken aus drei Versuchen

wurde die Vorspannung variiert und anschließend wieder eine mittlere Vorspannung eingestellt. Es ist ein Anstieg der Steifigkeit innerhalb der Blöcke zu erkennen. Nach der Variation der Einstellung beginnt der erste Wert der Steifigkeit wieder niedriger und steigt über die drei Wiederholungen wieder an.

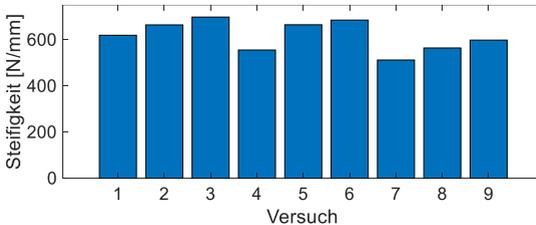


Abbildung 6.9: Resultierende quasistatische Steifigkeit von drei Testblöcken mit Agilus30 Black und mittlerer Vorspannung

Die Zunahme der Steifigkeit über die Wiederholungen und die Abnahme nach einer zeitlichen Änderung der Einstellung ist kein Einzelfall, sondern wird in den meisten Experimenten beobachtet. Schapery (1969) zeigt den Relaxationsprozess eines viskoelastischen Materials, der in Abbildung 2.5 dargestellt ist. Zwei aufeinanderfolgende Belastungen können sich in Elastomeren überlagern und zu höheren Steifigkeiten führen (Bower, 2008). Der Anstieg der Steifigkeit könnte darauf hinweisen, dass das Material innerhalb der drei Wiederholungen nicht genügend Zeit hat, um vollständig zu relaxieren. Es kann sich jedoch zwischen den Blöcken entspannen. Auch beim Aus- und Wiedereinbau des Aufbaus zwischen den einzelnen Testsätzen könnte das Setzen des Systems eine Rolle spielen. Zur Berücksichtigung der Relaxation des Elastomers werden die Versuche in Kapitel 6.3 randomisiert und mit Pausen von mindestens 120 s zwischen den Versuchen durchgeführt.

6.2.4 Dynamische Charakterisierung des Elements

Basierend auf den vorherigen quasistatischen Versuchen, in denen gezeigt wurde, dass die radiale Steifigkeit durch Vorspannung des Elastomerrings variiert werden kann, werden in diesem Teilkapitel dynamische Untersuchungen des entwickelten Steifigkeitselements durchgeführt. Es wird die Steifigkeit des entwickelten Elements bei einer dynamischen Belastung untersucht.

Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Um das dynamische Verhalten des entwickelten Elements zu analysieren, wurde das Element über einen Stinger an ein Shaker-System ETS M124M (ETS Solutions, Loffenau, Deutschland) angeschlossen, wie in Abbildung 6.10 dargestellt. Der Mechanismus wurde mit einer Multisinus-Schwingung mit Frequenzen von 5 - 500 Hz in einem 5 Hz-Intervall in radialer Richtung beaufschlagt. Der gewählte Frequenzbereich beinhaltet die maximale Drehfrequenz der in Kapitel 6.3 am Entwicklungsprüfstand durchgeführten Versuche. Die Phase der einzelnen Frequenzkomponenten wurde nach Schroeder (1970) eingestellt, um die Spitze-Spitze-Amplitude im Zeitbereich zu minimieren (Schroeder, 1970). Die Amplitude wurde so eingestellt, dass ein maximaler Peak im Zeitbereich von 100 N erreicht wurde. Die Kraft wurde mit einem vorgespannten piezoelektrischen Kraftaufnehmer 9011A (Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz) gemessen. Der Kraftsensor wurde vom Hersteller mit einer maximalen Abweichung von der Linearität von weniger als 1 % des Endwerts kalibriert. Zur Messung der Beschleunigung wurde ein triaxialer ICP-Beschleunigungsaufnehmer 356A15 (PCB Piezotronics, Depew NY, USA) verwendet. Der Beschleunigungsaufnehmer wurde vom Hersteller mit einer maximalen Abweichung von der Linearität von 1,6 % kalibriert.

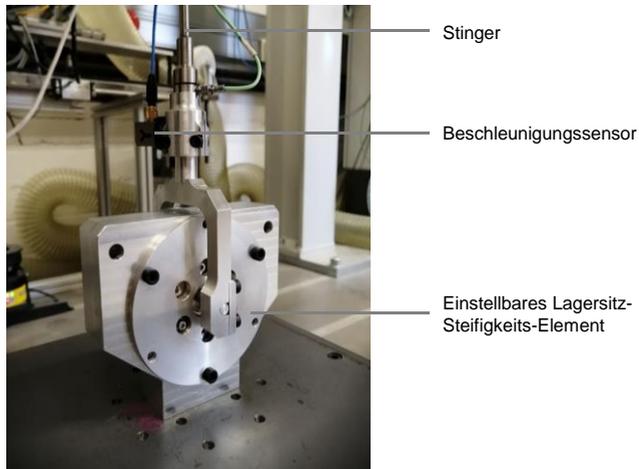


Abbildung 6.10: Aufbau der Testumgebung für die dynamische Analyse der Steifigkeit in einem Shaker-System

Im ersten dynamischen Experiment wurde das nichtlineare Verhalten bei Resonanzfrequenzen untersucht. Dazu wurden die drei Faktorstufen der Erregeramplitude 60 N, 80 N und 100 N im Zeitbereich verwendet. Die Experimente mit den drei Faktorstufen wurden jeweils dreimal wiederholt.

Im zweiten dynamischen Experiment wurde die Empfindlichkeit der Vorspannung auf die dynamische Belastung untersucht. Die drei Faktorstufen der Vorspannung wurden wie bei den quasistatischen Experimenten verwendet und jeweils neunmal wiederholt. Das System wurde jedes Mal für 20 s angeregt. Die Daten wurden mit einem ADWIN Pro II (Jäger Messtechnik, Lorsch, Deutschland) mit einer Abtastrate von 10 kHz erfasst. Die Datenauswertung erfolgte in MATLAB (The MathWorks Inc., Natick MA, USA). Die Kraft- und Beschleunigungssignale werden mittels einer diskreten Fourier-Transformation in den Frequenzbereich umgewandelt. Durch Identifikation der Anregungsfrequenzen wird die komplexwertige scheinbare Masse (SM) berechnet durch

$$SM(\omega) = \frac{F(\omega)}{a(\omega)} \quad (6.2)$$

wobei $F(\omega)$ und $a(\omega)$ die Kraft bzw. die Beschleunigung bezeichnen. Durch eine anschließende Zeitintegration im Frequenzbereich wird die scheinbare Steifigkeit (SS) berechnet durch

$$SS(\omega) = \frac{F(\omega)}{s(\omega)} = (i\omega)^2 SM(\omega) \quad (6.3)$$

Dabei bezeichnet $s(\omega)$ die Auslenkung im Frequenzbereich. Die scheinbare Steifigkeit wird nur bei den Erregerfrequenzen ausgewertet.

Ergebnisse und Diskussion der dynamischen Untersuchungen

Für den Fall der dynamischen Erregung zeigt Abbildung 6.11 die scheinbare Steifigkeit über der Frequenz für die verschiedenen Erregungsamplituden bei der niedrigsten Vorspannungseinstellung. Es ist eine Abhängigkeit der Schwingungsantwort von der Anregungsamplitude zu beobachten. Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt im Frequenzbereich von 60 -70 Hz, indem ein Anstieg der Amplitude im Bereich von 2.000 N/mm beobachtet werden kann. Bei niedrigeren oder höheren Frequen-

zen ist dieser Effekt, wenn auch weniger ausgeprägt, immer noch vorhanden. Daraus lässt sich schließen, dass die dynamische Charakterisierung unter Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens durchgeführt werden muss.

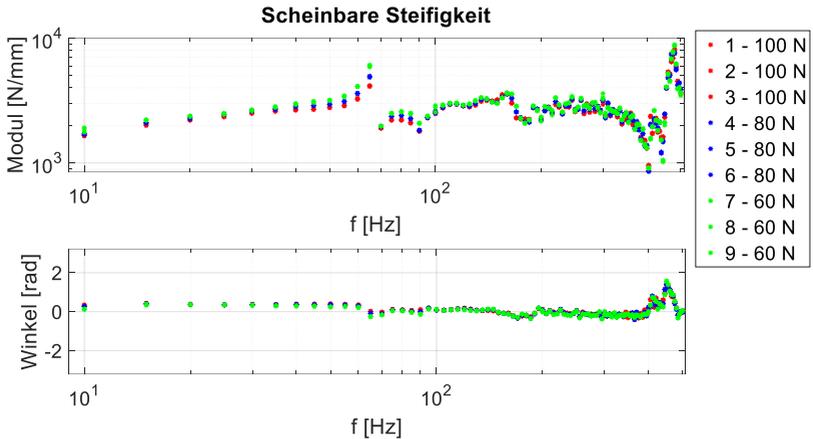


Abbildung 6.11: Scheinbare Steifigkeit über der Frequenz für Anregungsamplituden von 100°N, 80°N und 60°N für die niedrigste Vorspannungseinstellung

In Abbildung 6.12 ist ein deutlicher Einfluss der Vorspannung des Elements auf die scheinbare Steifigkeit zu erkennen. Im Frequenzbereich unter 60 Hz steigt die scheinbare Steifigkeit von der niedrigsten zur höchsten Vorspannung um ca. 2.000 N/mm an. Bei 65 Hz ist ein antiresonantes Verhalten gefolgt von einer Resonanz bei 70 Hz zu beobachten. Aufgrund der Frequenzauflösung von nur 5 Hz ist eine Frequenzverschiebung aufgrund der Vorspannung des Elements jedoch schwer zu beobachten. Bei Frequenzen oberhalb von 100 Hz ist kein deutlicher Unterschied zwischen mittlerer und hoher Vorspannung zu erkennen. Das Resonanzverhalten im Bereich von 400-500 Hz kann durch die Halterung verursacht werden, die die Abtriebswelle mit dem Stinger verbindet.

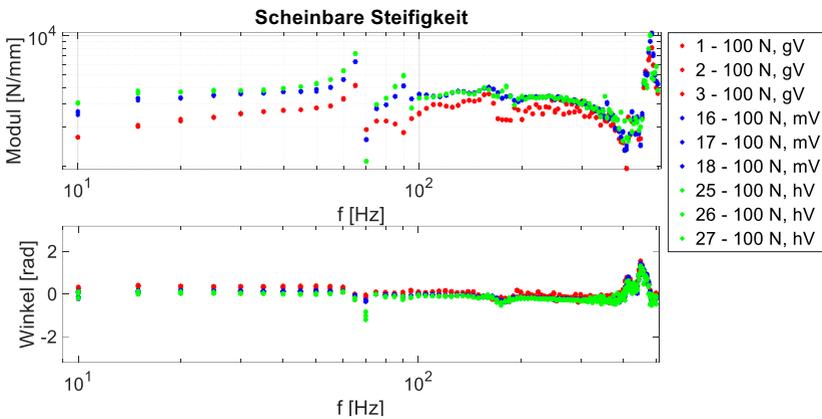


Abbildung 6.12: Scheinbare Steifigkeit über der Frequenz für Anregungsamplituden von 100°N , 80°N und 60°N und die Vorspannungseinstellungen niedrige Vorspannung (gV), mittlere Vorspannung (mV) und hohe Vorspannung (hV)

Wie in Abbildung 6.11 und Abbildung 6.12 dargestellt, ist zu beobachten, dass der Betrag der Steifigkeit bei dynamischer Anregung deutlich höher ist als bei quasistatischer Anregung im Falle einer geringen Vorspannung. In Anlehnung an (Bormann, 2005) und (Scheiblegger et al., 2014) lassen sich die Gründe für die Unterschiede zwischen der gemessenen Steifigkeit bei einer quasistatischen und einer dynamischen Anregung in der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Elastomers erklären. Der viskose Anteil des Materialverhaltens scheint im Frequenzbereich bis 500 Hz nicht vernachlässigbar zu sein. In dieser Arbeit wird der Unterschied in der Steifigkeit zwischen quasistatischer und dynamischer Belastung quantifiziert.

6.2.5 Fazit des einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements

Mit Hilfe des entwickelten Elements ist es möglich, ohne den Entwicklungsprüfstand demontieren oder Bauteile tauschen zu müssen, die radial Steifigkeit des Lagersitzes einstellen zu können. Veränderungen des Entwicklungsprüfstands durch Demontage werden klein gehalten und Versuche zur Analyse des Zusammenhangs ermöglicht. Gleichzeitig werden weitere Einflüsse, wie die Änderung weiterer Eigenschaften, neben der Steifigkeit, durch den Wechsel von Materialien vermieden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Steifigkeit des Elements durch Variation der Vorspannung und Verwendung verschiedener Elastomere eingestellt werden kann. Das Steifigkeits-Element wurde quasistatisch und dynamisch charakterisiert und kann für die Untersuchungen Kapitel 6.3 verwendet werden. Dabei sollten folgende Punkte beachtet werden. Der Relaxationsvorgang kann die Eigenschaften des Elements beeinflussen. Dies wird in den folgenden Versuchen berücksichtigt, indem die Versuche randomisiert und mit Pausen von mindestens 120 s durchgeführt werden. Beim Einsatz von Elastomeren in Rotorsystemen muss jedoch die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit bei der Auslegung des Systems berücksichtigt werden. Bei höheren Frequenzen ist mit höheren Steifigkeiten zu rechnen. Die gewonnenen Erkenntnisse zu Einflüssen und zur Quantifizierung können bei der Interpretation der Versuchsergebnisse am entwickelten Entwicklungsprüfstand in Kapitel 7.2 eingesetzt werden.

Neben der Nutzung des Elements zur Untersuchung der Zusammenhänge auf einem Entwicklungsprüfstand könnte das Prinzip der Vorspannungsveränderung auch in realen Geräten eingesetzt werden, um Veränderungen des Systems über die Lebensdauer hinweg entgegen wirken zu können. Die Steifigkeit des Lagersitzes könnte über eine Änderung der Vorspannung an die Ausprägung von Schwingungen angepasst werden.

6.3 Quantifizierung der Zusammenhänge mit dem entwickelten Entwicklungsprüfstand

Mit dem entwickelten Entwicklungsprüfstand wird in diesem Kapitel eine experimentelle Studie zur Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen radialer Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle, dem Abstand der Lager der Antriebswelle und radialen Schwingungen durchgeführt. Um weitere Erkenntnisse zum dynamischen Verhalten zu generieren wird zusätzlich die Drehzahl variiert.

6.3.1 Studiendesign, Datenaufbereitung und Auswertung

Zur Untersuchung der Zusammenhänge werden folgende unabhängige Variablen (Faktoren) variiert:

- Radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle
- Abstand der Lager der Antriebswelle
- Drehzahl

Es wird ein vollfaktorieller Versuchsplan verwendet. Der Versuchsplan wird randomisiert durchgeführt. Jede Faktorstufenkombination wird in Summe fünf Mal getestet. In Tabelle 6.1 sind die untersuchten Faktorstufen dargestellt. Als Faktorstufen der radialen Steifigkeit des Lagersitzes werden die drei in Kapitel 6.2 untersuchten Faktorstufen verwendet.

Tabelle 6.1: Faktoren und untersuchte Faktorstufen

	Erste Faktorstufe	Zweite Faktorstufe	Dritte Faktorstufe
Radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle	343 N/mm	640 N/mm	2965 N/mm
Abstand der Lager der Antriebswelle	123 mm	136 mm	
Antriebsdrehzahl	10.000 U/min	20.000 U/min	

Als Faktorstufen des Abstands der Lager werden Extremwerte der am Entwicklungsprüfstand möglichen Abstände gewählt. Nach Schweizer (2003) werden Kegelaradgetriebe bei Power-Tools mit maximalen Abtriebsdrehzahlen zwischen 500 und 11.000 U/min eingesetzt. Als Drehzahlen der Antriebswelle, mit einer Untersetzung von $i=3,7$, werden in dieser Studie die Antriebsdrehzahlen 10.000 U/min und 20.000 U/min als Faktorstufen verwendet. Sie liegen innerhalb des von Schweizer vorgestellten Bereichs. Die Drehzahlen wurden in einen Zyklus implementiert. Die Zeiten für den Hochlauf und das Auslaufen werden so gewählt, dass gleiche Beschleunigungen erreicht werden.

1. Zyklus: 3 s Hochlauf, 5s Drehzahl 10.000 U/min, 3 s Auslaufen
2. Zyklus: 6 s Hochlauf, 5s Drehzahl 20.000 U/min, 6 s Auslaufen

Die radiale Schwingung, als abhängige Variable, wird durch die Beschleunigung am Loslagerschild und die radiale Bewegung der Welle am Loslager der Antriebswelle operationalisiert. Die Beschleunigung wird durch triaxiale Beschleunigungssensoren in X- und Y-Richtung gemessen. Die Bewegung wird durch Wirbelstromsensoren in X- und Y-Richtung gemessen.

Für die Auswertung der Daten werden diese in Mathworks MATLAB R2019b wie folgt aufbereitet. Die aufgenommenen Daten werden mit einem Hochpass-Filter mit 10 Hz gefiltert. Im Anschluss werden sie bis 1.000 Hz Tiefpass gefiltert. Der gleitende Mittelwert des Betrags des aufbereiteten Signals wird mit einer Fensterweite

von 1.000 anschließend zur Analyse der Einflüsse genutzt. Das so aufbereitete Signal wird im Folgenden *gleitender Mittelwert des aufbereiteten Signals* genannt.

In einer statistischen Auswertung werden die unabhängigen Variablen auf ihre Signifikanz hinsichtlich der Bewegung der Antriebswelle und der Beschleunigung am Loslagerschild der Antriebswelle bei konstanter Drehzahl untersucht. Zur Prüfung der Normalverteilung wird der Shapiro-Wilk-Test ($\alpha = .05$) durchgeführt (Shapiro & Wilk, 1965). Je abhängiger Variable wurden die 6 Gruppen der verschiedenen Faktorstufenkombinationen hinsichtlich ihrer Normalverteilung geprüft. Alle Gruppen können als normalverteilt angenommen werden. Anschließend wird mit einer multifaktoriellen Varianzanalyse (ANOVA) die Signifikanz überprüft. Die Einflüsse werden mit einem Trendliniendiagramm verdeutlicht. Für die Auswertung wird die statistische Auswertesoftware JASP 0.14.1 (JASP Team, 2020) verwendet. In den folgenden Teilkapiteln werden die Ergebnisse der experimentellen Studie vorgestellt.

6.3.2 Qualitative Auswertung der Zusammenhänge

Einfluss des Lagerabstands der Antriebswelle auf radiale Schwingungen

Der erste variierte Faktor ist der Abstand zwischen den beiden Lagern der Antriebswelle. In Abbildung 6.13 ist exemplarisch der gleitende Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle am Loslager der Antriebswelle in Y-Richtung für zwei Versuche je Faktorstufe dargestellt.

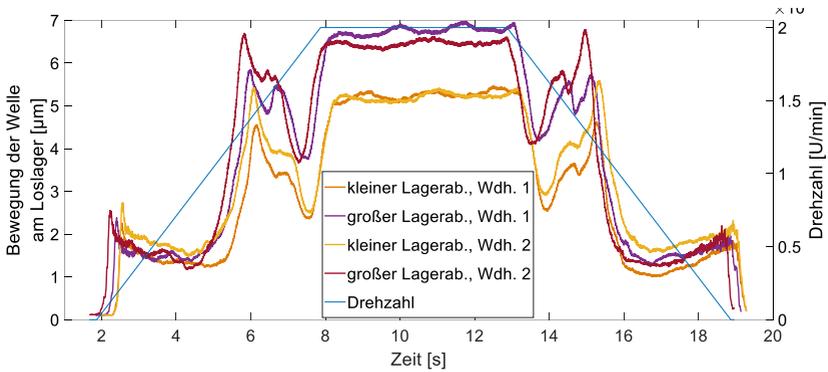


Abbildung 6.13: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei unterschiedlichen Abständen der Lager der Antriebswelle bei 20.000 U/min und kleiner Lagersitzsteifigkeit

Die Werte sind über den Zyklus bestehend aus Hochlauf, konstante Drehzahl und Auslauf aufgetragen. Gezeigt wird der Verlauf für eine kleine Steifigkeit des Lagersitzes und eine Drehzahl von 20.000 U/min. Der gleitende Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle nimmt mit dem Hochlauf zu, wird bei konstanter Drehzahl um einen nahezu gleichbleibenden Wert ausgelenkt und nimmt mit dem Auslaufen wieder ab. Ein größerer Abstand der Lager führt für den gesamten Zyklus zu einem größeren Wert. Im Hochlauf sind sowohl bei kleinem als auch bei großem Abstand Hochpunkte im gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals sichtbar.

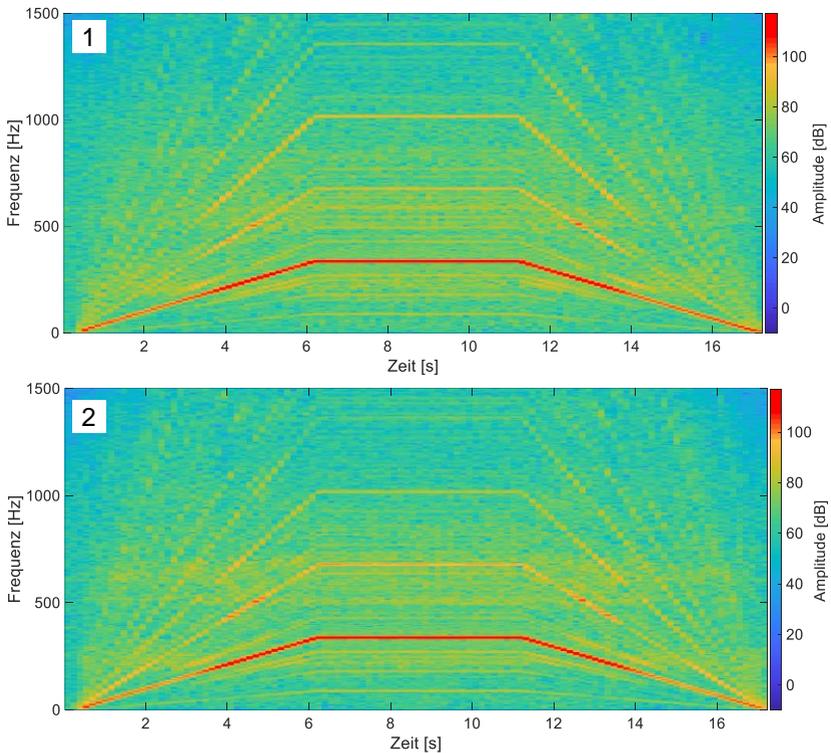


Abbildung 6.14: Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung. 1: kleiner Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit. 2: großer Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit

In den Spektrogrammen der Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung (Abbildung 6.14) ist sowohl bei kleinem als auch bei großem Lagerabstand ein großer Ausschlag der Antriebsdrehzahl zu erkennen. Zusätzlich sind in beiden Faktorstufen in der zweiten Antriebsdrehzahlordnung Ausschläge im Verlauf des Hochlaufs sichtbar.

Abbildung 6.15 stellt den gleitenden Mittelwert der aufbereiteten Beschleunigungssignale am Loslagerschild der Antriebswelle in Y-Richtung bei Variation des Lager-

abstands dar. Die beiden dargestellten Datensätze mit großem Lagerabstand führen bei konstanter Drehzahl zu unterschiedlichen Niveaus, liegen jedoch beide unterhalb der Beschleunigungen mit kleinem Abstand. Die Hochpunkte im Hochlauf sind in den Versuchen unterschiedlich stark ausgeprägt.

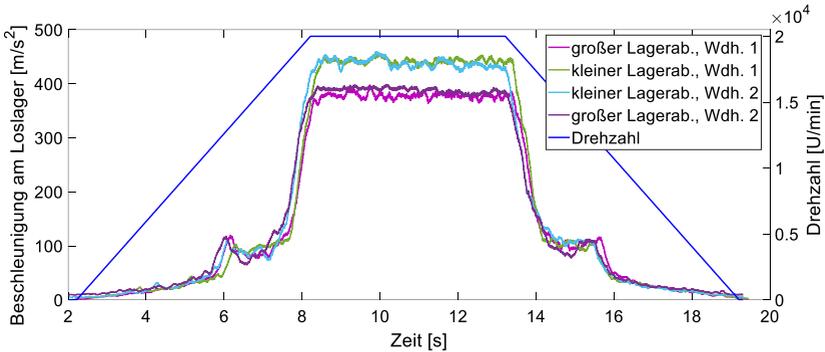


Abbildung 6.15: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y-Richtung bei kleinem und großem Abstands zwischen den Lagern der Antriebswelle bei 20.000 U/min und großer Lagersitzsteifigkeit

Ein kleiner Abstand der Lager führt zu größeren Beschleunigungswerten und gleichzeitig, wie in Abbildung 6.14 zu sehen ist, zu kleineren Bewegungen der Welle in Y-Richtung. In den Spektrogrammen der Beschleunigung in Abbildung 6.16 sind die Antriebsdrehzahlordnungen deutlich zu erkennen. Beim größeren Lagerabstand ist die zweite Antriebsdrehzahlordnung mit einer höheren Amplitude sichtbar.

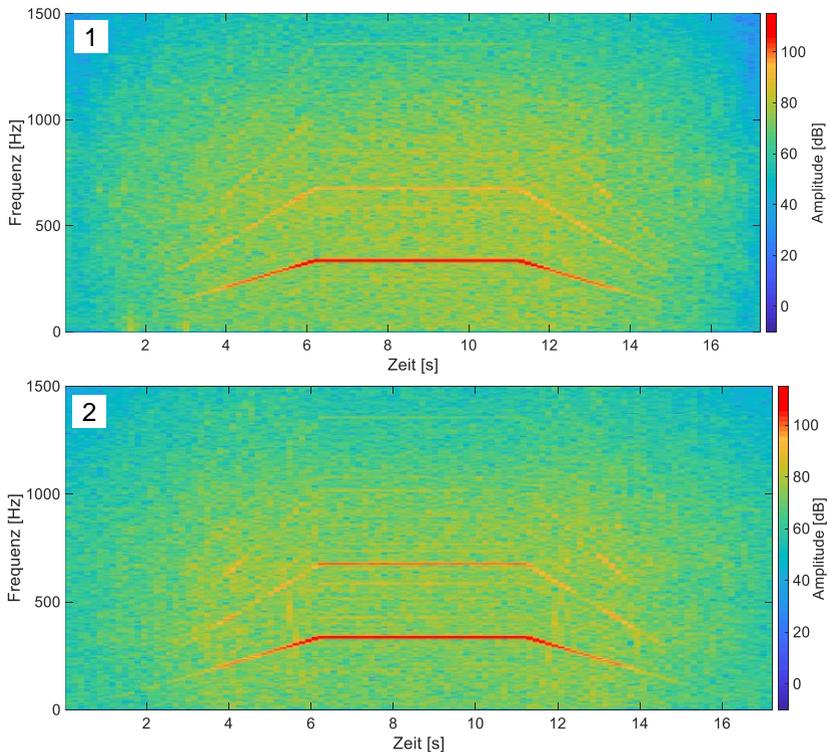


Abbildung 6.16: Spektrogramme der gemessenen Beschleunigung am Loslagerschild in Y-Richtung. 1: kleiner Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit. 2: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit

Einfluss der Drehzahl auf radiale Schwingungen

Der zweite variierte Faktor ist die Drehzahl der Antriebswelle, mit den beiden Faktorstufen 10.000 U/min und 20.000 U/min. In Abbildung 6.17 ist exemplarisch der Einfluss der Drehzahl auf den gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle am Loslager der Antriebswelle in Y-Richtung dargestellt. Im ersten Diagramm ist der Verlauf bei großem Lagerabstand und großer Lagersitzsteifigkeit und im zweiten Diagramm bei kleinem Lagerabstand und kleiner Lagersitzsteifigkeit aufgetragen.

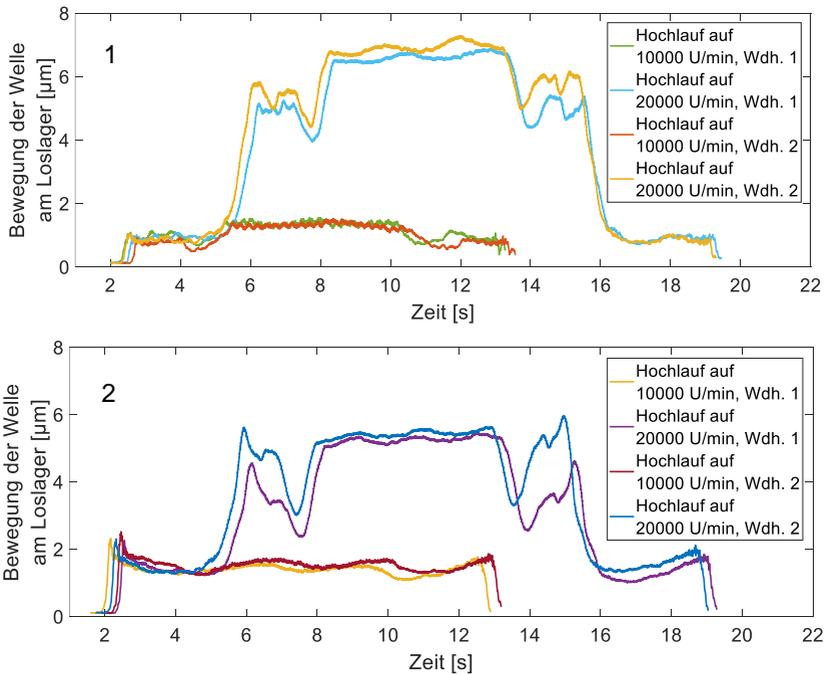


Abbildung 6.17: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei maximal 10.000 U/min und maximal 20.000 U/min. 1: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit. 2: kleiner Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit. In beiden Zyklen wurde im Hochlauf und Auslaufen dieselbe Beschleunigung der Drehzahl verwendet und das maximale Drehzahlniveau 5 s gehalten.

Wie bei der Betrachtung des Einflusses der Abstände steigt in beiden Diagrammen der gleitende Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle im Hochlauf und bildet ein annähernd konstantes Niveau bei konstanter Drehzahl, sowohl bei 10.000 U/min als auch bei 20.000 U/min. Hochpunkte im Hochlauf weisen höhere Werte bei konstanter Drehzahl von 20.000 U/min auf. Die konstante Drehzahl von 10.000 U/min führt, im Vergleich zur höheren Drehzahl, zu kleineren Werten.

Der hier exemplarisch dargestellte Einfluss der Drehzahl ist unabhängig vom Faktor Steifigkeit des Lagersitzes und dem Abstand der Lager in allen gemessenen Bewegungsdaten sichtbar. In Abbildung 6.18 sind die Spektrogramme der beiden Faktorstufen-Varianten bei den beiden Drehzahlen maximal 10.000 U/min und maximal

20.000 U/min dargestellt. Zusätzlich zu den Drehzahlfrequenzen sind unter anderem Frequenzbänder im Bereich von 500 Hz bis 700 Hz erkennbar.

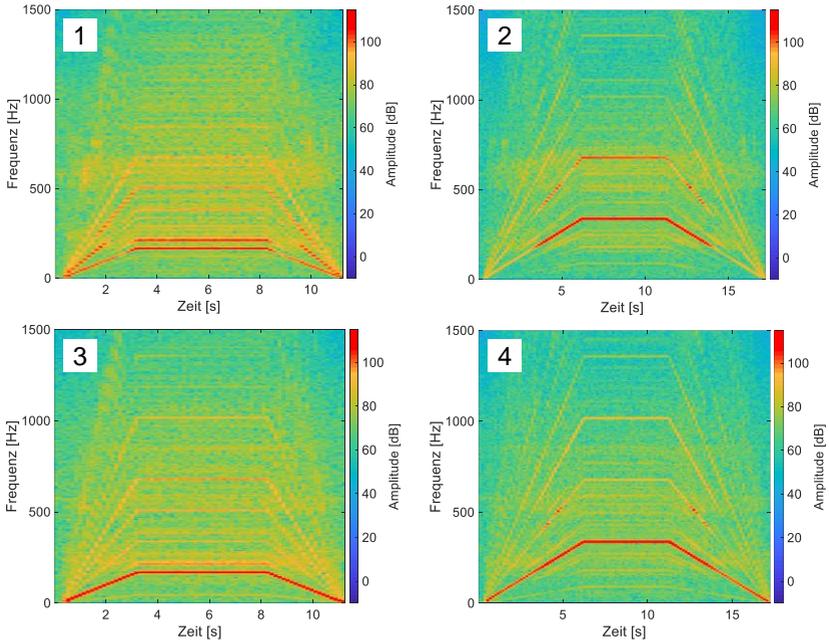


Abbildung 6.18: Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 10.000 U/min und 20.000 U/min. 1: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit, 10.000 U/min. 2: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit, 20.000 U/min. 3: kleiner Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit, 10.000 U/min. 4: kleiner Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit, 20.000 U/min

Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit auf radiale Schwingungen

Der letzte variierte Faktor ist die radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle. In Abbildung 6.19 ist exemplarisch der Einfluss der Steifigkeit auf den gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle in Y-Richtung visualisiert. Die dargestellten Daten wurden bei einem kleinen Lagerabstand und bei einer Drehzahl von 20.000 U/min aufgenommen.

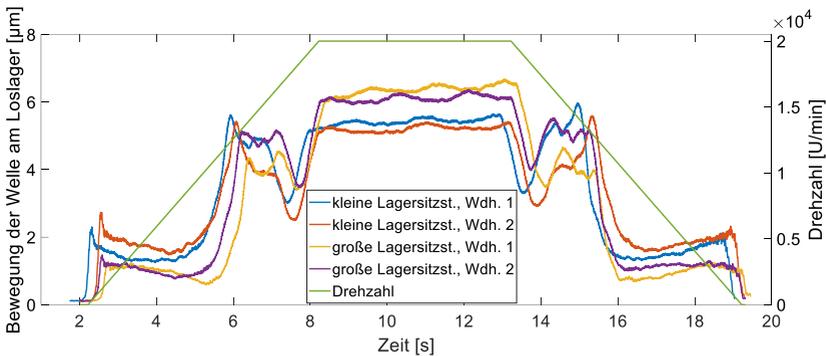


Abbildung 6.19: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei kleinem Lagerabstand und 20.000 U/min und kleiner und großer radialer Lagersitzsteifigkeit .

Der hier beispielhaft dargestellte Einfluss der Steifigkeit des Lagersitzes ist nicht in allen gemessenen Daten sichtbar. Der Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit ist bei der Drehzahl 20.000 U/min stärker ausgeprägt als bei 10.000 U/min.

In Abbildung 6.20 sind die Spektrogramme der Bewegung der Welle in Y-Richtung bei kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit dargestellt. Die beiden Diagramme unterscheiden sich in ihrer Ausprägung der Drehzahlfrequenz und deren Vielfachen. In beiden Diagrammen sind im Hochlauf und dem Auslaufen zeitweise höhere Amplituden zu erkennen.

Der Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit ist in den Bewegungsdaten der Antriebswelle in die Y-Richtung am stärksten ausgeprägt. Eine kleine radiale Lagersitzsteifigkeit führt auch im Beschleunigungssignal zu kleineren Amplituden (siehe Anhang).

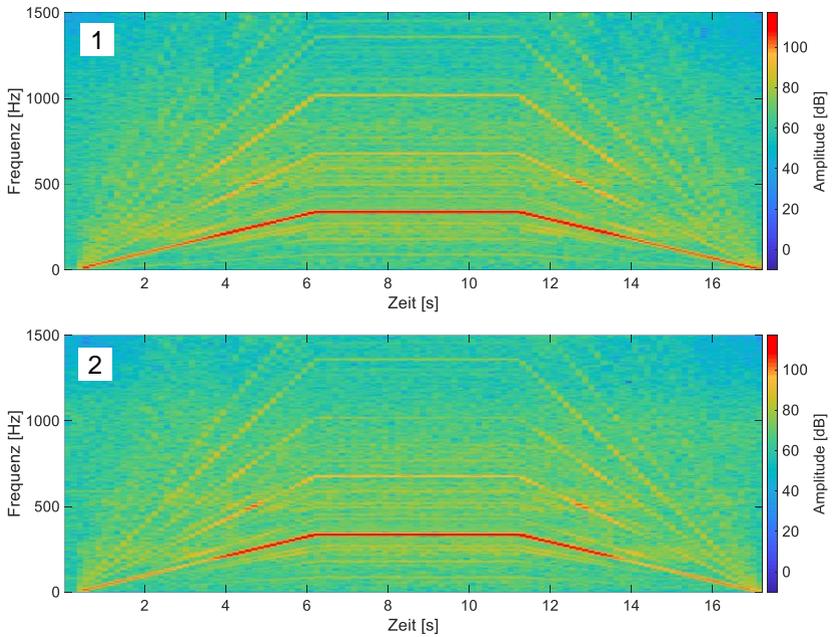


Abbildung 6.20: Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung. 1: kleiner Lagerabstand, kleine radiale Lagersitzsteifigkeit. 2: kleiner Lagerabstand, große radiale Lagersitzsteifigkeit

Abbildung 6.21 zeigt den gleitenden Mittelwert des Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit, großem Lagerabstand und einer maximalen Drehzahl von 10.000 U/min. Bei der kleineren Lagersitzsteifigkeit ist über den größten Teil des Zyklus hinweg eine größere Werte zu erkennen.

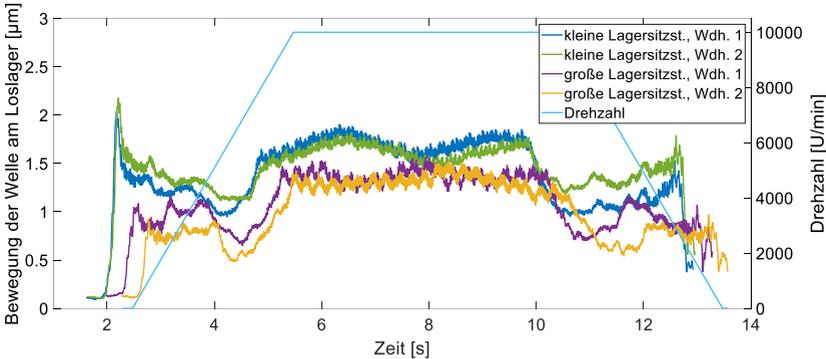


Abbildung 6.21: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei großem Lagerabstand und 10.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.

In Abbildung 6.22 sind die Spektrogramme der Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung bei kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit und großem Lagerabstand dargestellt. Die Ausprägung der Amplituden unterscheiden sich zwischen den beiden Faktorstufen. Bei kleiner radialer Lagersitzsteifigkeit sind auch die Beschleunigung am Loslagerschild stärker ausgeprägt (siehe Anhang).

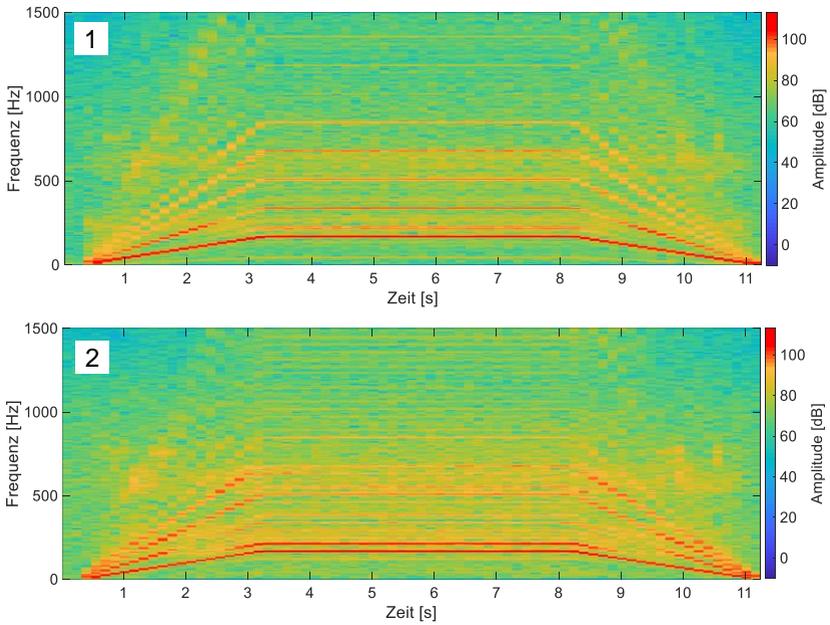


Abbildung 6.22: Spektrogramme der gemessenen Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung. 1: großer Lagerabstand, kleine Lagersitzsteifigkeit. 2: großer Lagerabstand, große Lagersitzsteifigkeit

6.3.3 Statistische Auswertung der Zusammenhänge

Auf den Effektivwert der Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 20.000 U/min zeigt sowohl der Lagerabstand ($F(1, 34)= 49.349, p < .001, \eta^2 = 0.489$) als auch die radiale Lagersitzsteifigkeit ($F(1,34)=11.417, p = 0.002, \eta^2 = 0.113$) einen signifikanten Einfluss. Zusätzlich treten Interaktion zwischen Lagerabstand und radialer Lagersitzsteifigkeit ($F(1,34)=6.143, p = 0.018, \eta^2 =0.061$) mit signifikantem Einfluss auf. Das Trenddiagramm in Abbildung 6.23 zeigt die Zusammenhänge zwischen radialer Lagersitzsteifigkeit, dem Lagerabstand und der Bewegung der Welle in Y-Richtung. Beim größeren Lagerabstand (1) zeigt die Änderung der radialen Lagersitzsteifigkeit einen weniger großen Effekt als beim Lagerabstand (-1).

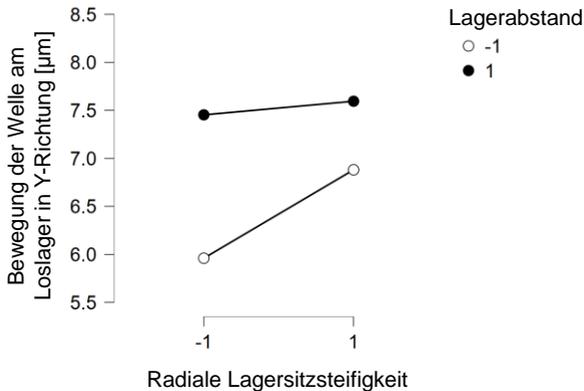


Abbildung 6.23: Trendlinien des Einflusses der radialen Lagersitzsteifigkeit sowie des Lagerabstands an der Antriebswelle auf die Bewegung der Welle am Loslager in Y-Richtung der untersuchten Faktorstufen. Radiale Lagersitzsteifigkeit (-1) entspricht der Faktorstufe 343 N/mm, radiale Lagersitzsteifigkeit (1) entspricht 2.965 N/mm, Lagerabstand (-1) entspricht 123 mm und Lagerabstand (1) entspricht 136 mm.

Im Gegensatz zur Bewegung der Welle in Y-Richtung konnten für die Bewegung der Welle in X-Richtung am Loslager keine signifikanten Einflüsse nachgewiesen werden.

Für die Beschleunigung am Loslagerschild in X-Richtung konnte eine signifikante Interaktion zwischen dem Lagerabstand und der radialen Lagersitzsteifigkeit nachgewiesen werden ($F(1,34)=6.342$, $p=0.017$, $\eta^2 = 0.146$). Für den Lagerabstand und die radiale Lagersitzsteifigkeit konnte kein signifikanter Einfluss nachgewiesen werden.

Bei der Analyse der Beschleunigung am Loslagerschild in Y-Richtung zeigte der Lagerabstand ($F(1,34)=4.427$, $p = 0.043$, $\eta^2 = 0.087$) einen signifikanten Einfluss. Ebenso konnte eine signifikante Interaktion zwischen dem Lagerabstand und der radialen Lagersitzsteifigkeit ($F(1,34)=11.579$, $p = 0.002$, $\eta^2 = 0.227$) nachgewiesen werden. Die radiale Lagersitzsteifigkeit zeigte keinen nachweisbaren signifikanten Einfluss.

6.3.4 Diskussion

Die beiden Faktoren radiale Lagersitzsteifigkeit und Biegesteifigkeit der Wellen zeigten bereits in der Simulationsstudie in Kapitel 5 einen signifikanten Einfluss auf radiale Schwingungen. Auch in der experimentellen Studie kann ein Einfluss der beiden Faktoren sowohl auf die Bewegung der Antriebswelle als auch auf die Beschleunigungen am Loslager festgestellt werden. Zusätzlich wurde der Einfluss der Drehzahl auf radiale Schwingungen quantifiziert. Die Ergebnisse erweitern den Stand der Forschung um die Quantifizierung der Zusammenhänge im untersuchten Versuchsraum. Durch die gemeinsame Untersuchung der drei Faktoren ermöglichen die Ergebnisse eine Bewertung der Einflüsse relativ zu einander.

In den Spektrogrammen im Bereich des Hochlaufs treten teilweise hohe Amplituden in der zweiten Motorordnung auf. Diese lassen darauf schließen, dass bei diesen Frequenzen eine Eigenfrequenz durchschritten wird.

Einfluss des Lagerabstands der Antriebswelle auf radiale Schwingungen

Die beiden gewählten Faktorstufen des Lagerabstands führen zu einer deutlichen Änderung sowohl der radialen Bewegungen der Antriebswelle als auch der radialen Beschleunigungen am Loslager bei einer maximalen Drehzahl von 20.000 U/min. Ein kleiner Abstand der Lager führt zu kleineren Bewegungen der Antriebswelle und gleichzeitig zu größeren Beschleunigungen am Loslagerschild.

Mit dem Abstand der Lager wird gleichzeitig die Biegesteifigkeit sowie die schwingende Masse des Wellenabschnitts zwischen den beiden Lagern beeinflusst. Wird der Abstand der Lager größer, reduziert dies die Biegesteifigkeit und erhöht gleichzeitig die Masse. Die Masse beeinflusst die Anregung des Systems. Eine kleinere Biegesteifigkeit ermöglicht bei gleicher Krafteinwirkung eine größere radiale Auslenkung der Welle.

Die Bewegungsgleichung eines schwingungsfähigen 1-Freiheitsgrad-Systems mit konzentrierter Masse (Formel (6.4)) lässt sich wie folgt umstellen (Formel (6.5)) und kann eine Interpretation der Ergebnisse unterstützen.

$$F = \ddot{x}m + \dot{x}d + xk \quad (6.4)$$

$$x = \frac{F - \dot{x}m - \dot{x}d}{k} \quad (6.5)$$

F beschreibt dabei die auf die Welle wirkende, äußere Kraft, m die schwingende Masse der Welle, d die Dämpfung, k die Steifigkeit, \ddot{x} die Beschleunigung, \dot{x} die Geschwindigkeit sowie x die Bewegung.

Unter der Annahme, dass die auf das System wirkende Kraft und die Dämpfung sowohl bei kleinem als auch bei großem Abstand der Lager gleichbleibt, so wird durch eine Vergrößerung des Abstands die Masse des Systems erhöht und die Steifigkeit verkleinert. Da sich die Bewegung der Welle bei einer Vergrößerung des Abstands der Lager erhöht, spricht Formel (6.5) dafür, dass der Einfluss der Steifigkeit dominiert.

Wird Formel (6.4) nach \ddot{x} umgestellt,

$$\ddot{x} = \frac{F - \dot{x}d - \dot{x}k}{m} \quad (6.6)$$

wird ersichtlich, dass eine Reduktion der Steifigkeit und eine Erhöhung der Masse zu einer Reduktion der Beschleunigung beitragen, was mit den Ergebnissen der experimentellen Studie übereinstimmt.

Einfluss der Drehzahl auf radiale Schwingungen

Die Betriebspunkte 10.000 U/min und 20.000 U/min führen im Bereich der konstanten Drehzahlen zu unterschiedlichen Niveaus. Die kleinere Drehzahl führt sowohl bei der radialen Bewegung als auch bei der radialen Beschleunigung zu kleineren Werten.

Eine Erklärung für größere radiale Bewegungen und radiale Beschleunigungen bei größeren Drehzahlen liegt in der Verstärkung der Fliehkraft auf Grund der doppelten Drehzahlen und damit zu einer Verstärkung der Schwingungsanregung. Tritt in rotierenden Bauteilen Exzentrizität auf, führt diese, durch die resultierende Fliehkraft, zu radialen Schwingungen des Bauteils. Wie in Kapitel 2 vorgestellt, geht die Drehzahl quadratisch in die Fliehkraft ein. Dieser Effekt tritt im unterkritischen Drehzahlbereich auf. Im überkritischen Betrieb kommt es zu einer Selbstzentrierung der Welle. Dass trotz dem Durchschreiten einer Eigenfrequenz die Auslenkung der Welle mit der Drehzahl weiter steigt, könnte mit der Kopplung zwischen An- und

Abtriebswelle zusammenhängen, welche unterschiedliche Eigenfrequenzen aufweisen.

Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit des Loslagers der Antriebswelle auf radiale Schwingungen

Der Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit wurde sowohl bei 10.000 U/min als auch 20.000 U/min ausgewertet. Bei beiden Drehzahlen wurde ein signifikanter Einfluss der radialen Lagersitzsteifigkeit auf die Bewegung der Welle in Y-Richtung festgestellt. Auch in den Versuchen von Matthiesen et al. (2017) und Gwosch (2019) wurde das Schwingungsverhalten durch die Variation der Lagersitzmaterialien beeinflusst. Die Untersuchungen erweitern, die von Gwosch erforschten Zusammenhänge. In den hier durchgeführten Versuchen führt die kleinere Lagersitzsteifigkeit bei 20.000 U/min zu einer kleineren Bewegung der Welle, bei 10.000 U/min jedoch zu einer größeren Bewegung der Welle. Steifigkeiten beeinflussen die Eigenfrequenzen des Systems. Die Variation der Lagersitzsteifigkeit könnte zu einer Verstimmung des Systems geführt haben. Sodass eine Eigenfrequenz bei 20.000 U/min und der kleineren Lagersitzsteifigkeit weniger angeregt wurde und damit zu einer kleineren Anregung der Welle geführt haben.

Auch bei der Beschleunigung des Loslagerschildes führt die kleinere Lagersitzsteifigkeit bei 20.000 U/min zu kleineren Beschleunigungen und bei 10.000 U/min zu größeren Beschleunigungen. Dies könnte ebenfalls durch die Lage der Eigenfrequenzen relativ zu den Anregungsfrequenzen der Drehzahl beeinflusst werden. Zusätzlich kann durch das Einbringen eines elastischen Elements zwischen Lager und Gehäuse, wie in Kapitel 2 vorgestellt, die Schwingungsübertragung durch Isolation beeinflusst werden, liegt die Anregungsfrequenz dabei oberhalb einer Eigenfrequenz. Die Reduktion der Beschleunigungsamplituden am Loslagerschild der Antriebswelle bei kleineren Steifigkeiten und 20.000 U/min könnte durch eine Erhöhung der Isolationswirkung verstärkt werden. Ein weiterer beeinflussender Parameter könnte die Dämpfung sein, die durch die Vorspannung des einstellbaren Steifigkeitselements ebenfalls beeinflusst wird.

Beim Hochlauf auf 20.000 U/min führt die größere Lagersitzsteifigkeit in großen Bereichen sowohl bei der Bewegung der Welle als auch der Beschleunigung am Loslagerschild zu kleineren Amplituden. Auch hier ist somit ein Zielkonflikt identifizierbar. Der Zielkonflikt ist jedoch nicht bei den maximalen Drehzahlen von 10.000 U/min zu erkennen.

Untersuchung der Zusammenhänge mit einem Entwicklungsprüfstand

Mit dem Entwicklungsprüfstand ist es möglich, Zusammenhänge zwischen dem Abstand der Lager der Antriebswelle, der radialen Lagersitzsteifigkeit am Loslager der Antriebswelle und radialen Schwingungen in verschiedenen Betriebspunkten zu untersuchen. Für weiterführende Untersuchungen gibt es Potential, den Aufbau weiterzuentwickeln. Die Vermeidung oder Eingrenzung folgender Störgrößen könnten zu einer Steigerung der Datenqualität beitragen:

- Schädigung der Elastomerringe über die Zeit: Verhindern durch regelmäßiges Tauschen der Elastomerringe oder Überwachung derer Schädigung
- Mögliches Verklemmen der Lageraufnahmhülse im einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element: Verhindern durch Umkonstruktion des Elements

Aus den durchgeführten Versuchen lassen sich Hypothesen zu Möglichkeiten, mit den untersuchten Gestaltparametern sowohl die Bewegung der Antriebswelle als auch die Beschleunigung am Loslagerschild im untersuchten Versuchsraum zu beeinflussen ableiten. Diese werden für 20.000 U/min in Tabelle 6.2 visualisiert:

Tabelle 6.2: Hypothetische Möglichkeiten, die Bewegung der Antriebswelle und der Beschleunigung am Loslagerschild im untersuchten Versuchsraum bei einer maximalen konstanten Drehzahl von 20.000 U/min zu beeinflussen

	Bewegung der Antriebswelle	Beschleunigung am Loslagerschild
Abstand der Lager der Antriebswelle 		
Radiale Steifigkeit des Lagersitzes am Loslager der Antriebswelle 		
Antriebsdrehzahl 		

6.4 Modell des Zusammenhangs zwischen Gestaltmerkmalen des Gehäuses und dessen radialer Steifigkeit

Um die radiale Steifigkeit eines Gehäuses bei gleichem Material zu beeinflussen, können verschiedene Gestaltmerkmale verändert werden. Eine Auswahl wird im Folgenden vorgestellt.

Als Ausgangsgestalt wird das Gehäuse eines Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125, wie in Kapitel 5, verwendet. Das Gehäuse besteht, wie in Abbildung 6.24 zu sehen, aus einem Hohlzylinder, der über Rippen mit der Lageraufnahme verbunden ist.

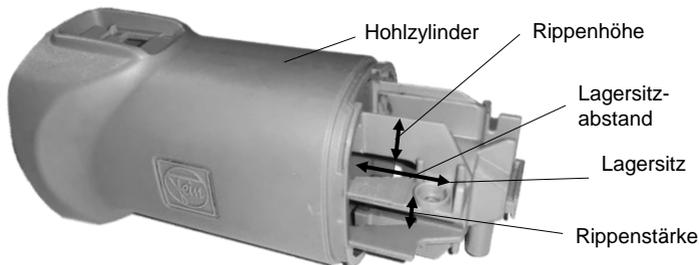


Abbildung 6.24: Auswahl von Gestaltmerkmalen zur Beeinflussung der radialen Lagersteifigkeit

Zur Beeinflussung der Steifigkeit können die Rippen zwischen dem Hohlzylinder und der Lageraufnahme verändert werden. Hier kann beispielsweise, wie in Abbildung 6.24 zu sehen, die Rippenhöhe, die Rippenstärke oder der Lagersitzabstand und damit die Länge der Rippen variieren.

Mit einer FE-Simulation werden die Einflüsse der Parameter Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand auf radiale Steifigkeiten des Gehäuses identifiziert (Kapitel 6.4.1). Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen werden Gehäuse mit unterschiedlichen Steifigkeiten additiv gefertigt. Um die radiale Steifigkeit der Gehäuse experimentell bestimmen zu können, wird ein Aufbau entwickelt, mit dessen Hilfe die radiale Steifigkeit der Gehäuse in einer Zug-Druck-Prüfmaschine vermessen werden können (Kapitel 6.4.2). An der Zug-Druck-Prüfmaschine werden die Zu-

sammenhänge zwischen Steifigkeiten und Gehäusegestalt untersucht und quantifiziert. Die erforschten Zusammenhänge werden in Kapitel 7.1 zur Ableitung einer Gehäusegestalt zur Unterstützung der gezielten Beeinflussung von Schwingungen genutzt.

Wesentliche Teile dieses Kapitels basieren auf dem vorveröffentlichten Beitrag „Schwingungsreduziertes Lagersitzdesign durch gezielte Abstimmung der Gestaltparameter“ (Sturm, Hölz, Geyer, Gwosch & Matthiesen, 2022). Teile des folgenden Texts sind ohne Veränderung in übersetzter Form aus dieser Veröffentlichung übernommen. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gesondert gekennzeichnet.

6.4.1 FE-Simulationsstudie zur Untersuchung des Einflusses der Rippenhöhe, Rippenstärke und des Lagersitzabstands auf die radiale Steifigkeit des Gehäuses

Modellbildung

Als Ausgangsmodell wird die Gestalt eines Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125 Gehäuses verwendet. Dieses wurde mit einem 3D-Scanner (Handyscan 300, Firma: creaform) gescannt und aufbereitet. Die gescannte Struktur wurde in CAD genutzt, um ein parametrisiertes CAD-Modell des Gehäuses zu erstellen, bei der einzelne Gestaltmerkmale verändert werden können.

Zur simulativen Untersuchung der radialen Steifigkeit wird die FE-Software Abaqus/CAE (Dassault Systems Simulia) verwendet. Da die Gehäuse der in Kapitel 6.4.2 durchgeführten experimentelle Studie mit dem 3D-Druckmaterial VeroWhitePlus RGD 835 durchgeführt werden, werden dessen Materialkennwerte in der Software hinterlegt. Folgende Parameter werden hierzu verwendet:

Tabelle 6.3: Im Modell verwendete Materialkennwerte

E-Modul	2.700 MPa
Dichte	$1,175 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Poissonzahl	0,35

Zur Festlegung der Netzgröße wird die Konvergenz der Ergebnisse bei einer Reduktion der Netzgröße untersucht. Eine gestaffelte Tetraeder-Vernetzung von 2 mm

am Hohlzylinder und 0,8 mm an den Rippen werden als Netzgröße gewählt (siehe Abbildung 6.25, links).

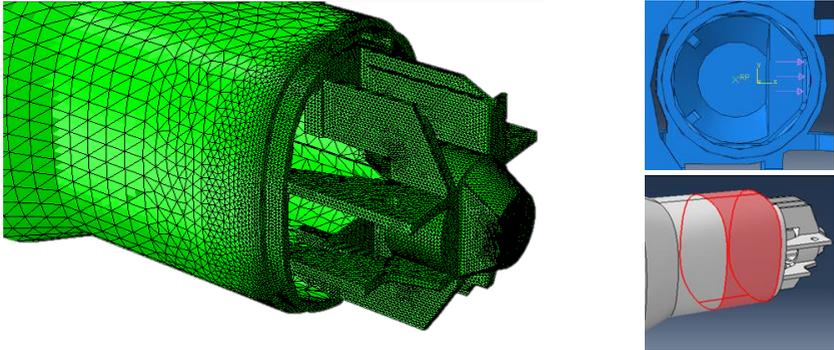


Abbildung 6.25: Links: Gestaffelte Vernetzung des Modells. Rechts oben: Kraftangriff am Lagersitz. Rechts unten: Einspannung des Gehäuses am Umfang des Hohlzylinders. (Geyer, 2021, S.34ff)³

Im realen System ist im Hohlzylinder des Gehäuses der Stator des Elektromotors eingepresst. Gleichzeitig greift der Anwender am Umfang des Hohlzylinders. Es wird für die Untersuchungen daher die Annahme getroffen, dass der Hohlzylinder sich im realen System vernachlässigbar gering verformt und gleichzeitig das System am Umfang des Hohlzylinders eingespannt ist. Das Gehäuse wird daher, wie in Abbildung 6.25 rechts unten dargestellt, eingespannt. Als Kraftangriffspunkte werden die Innenseiten des Gehäuselagersitzes, wie in Abbildung 6.25 rechts oben dargestellt, verwendet.

³ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Studiendesign

Die drei Faktoren Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand werden jeweils einzeln variiert. Ausgehend von den Ausgangsparametern des Fein Compact Winkelschleifers werden die Werte der Faktoren sowohl vergrößert als auch verkleinert. Die Faktorstufen sind in Tabelle 6.4 aufgelistet.

Tabelle 6.4: Faktorstufen der simulativen Untersuchung

Unabhängige Gestaltmerkmale	Wert der Referenzgestalt	Variation der Referenzgestalt um	Schrittweite
Höhe der horizontalen Rippen (3, 4, 7, 8)	6,1 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Höhe der vertikalen Rippen (1, 2 bzw. 5, 6)	13,0 mm bzw. 12,5 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Rippenstärke	2,75 mm bzw. 2,50 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Lagersitzabstand	21 mm	± 10 mm	2 mm

Die Benennung der Rippen ist in Abbildung 6.26 zu sehen.

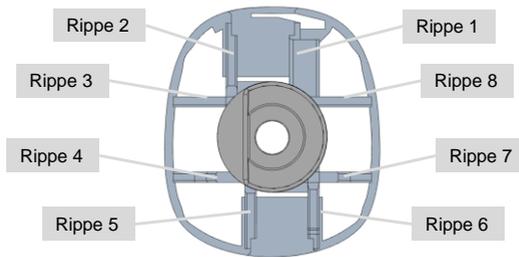


Abbildung 6.26: Benennung der Rippen des Referenzgehäuses

Der Lagersitz des Gehäuses wird jeweils getrennt in die beiden radialen Raumrichtungen mit 100N belastet. Die Verschiebung des Lagersitzes wird simuliert. Die radiale Steifigkeit des Gehäuses wird aus dem Quotienten aus angreifender Kraft und der Verschiebung berechnet.

Ergebnisse und Diskussion

Abbildung 6.27 und Abbildung 6.28 zeigen die resultierenden radialen Steifigkeiten des Gehäuses bei Variation der Rippenhöhe, der Rippenstärke und des Lagersitzabstands in die beiden radialen Raumrichtungen.

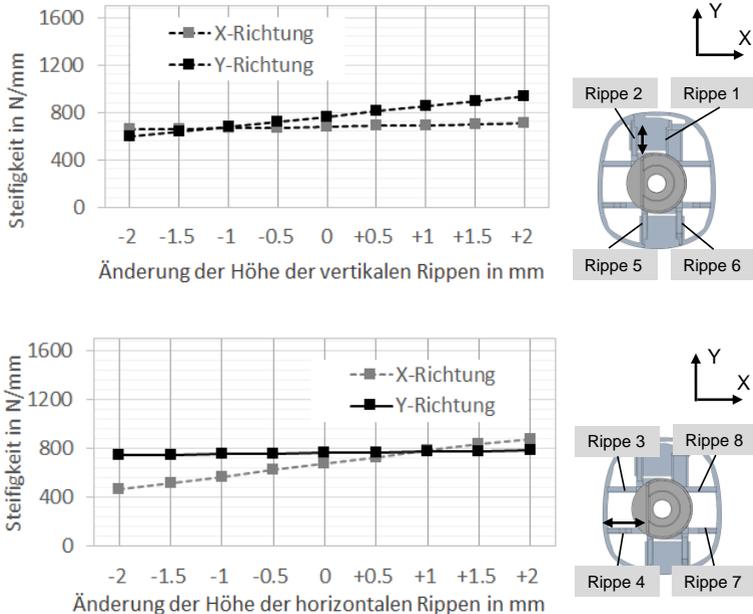


Abbildung 6.27: Einflüsse der Rippenhöhe auf die simulierte radiale Steifigkeit des Gehäuses

Die Steifigkeit steigt mit Zunahme der Rippenhöhe (Rippen 1, 2, 5, 6) und konstanter Rippenstärke sowie konstantem Lagersitzabstand nahezu linear. Die Steifigkeit steigt in Y-Richtung im simulierten Wertebereich von 563 N/mm auf 933 N/mm wobei Steifigkeit in X-Richtung nur von 652 N/mm auf 705 N/mm zunimmt.

Auch mit Zunahme der Rippenstärke, bei konstanter Rippenhöhe und konstantem Lagersitz, steigt die Steifigkeit nahezu linear. X- und Y-Richtung zeigen dieselbe Steigerung und unterscheiden sich nur in ihren absoluten Werten um im Mittel 94 N/mm.

Mit Steigerung des Lagersitzabstands und konstanter Rippenhöhe und Rippenstärke nimmt die untersuchte Steifigkeit ab. Sowohl in X- und Y-Richtung ist ein ähnlicher Verlauf zu erkennen.

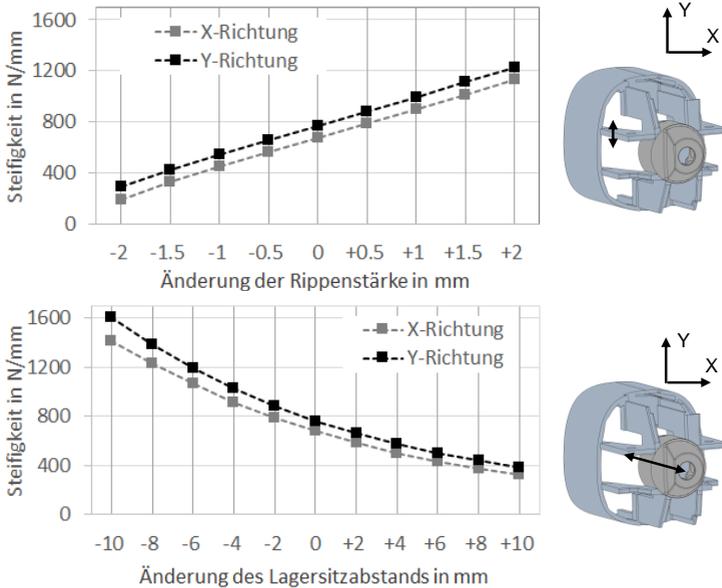


Abbildung 6.28: Einflüsse der Rippenstärke und des Lagersitzabstands auf die simulierte radiale Steifigkeit des Gehäuses

Die Ergebnisse zeigen, dass die Verläufe der Steifigkeiten, im untersuchten Bereich, zwischen den getesteten Werten interpoliert werden können. In Kapitel 6.4.2 werden daher die Extremwerte der additiv gefertigten Gehäuse untersucht.

6.4.2 Experimentelle Studie zur Quantifizierung der Zusammenhänge

Ziel dieser experimentellen Studie ist es, die bereits in Kapitel 6.4.1 in einer FE-Simulationsstudie untersuchten Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern des Gehäuses und dessen radialer Steifigkeit an einer Zug-Druck-Prüfmaschine zu quantifizieren.

Studiendesign

Basierend auf Kapitel 6.4.1 werden in dieser experimentellen Studie die maximalen Werte der Gestaltparameter Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand verwendet. Die Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle 6.5 aufgelistet.

Tabelle 6.5: Maximal- und Minimalwerte des untersuchten Faktorraums

	Maximalwert (1)	Referenz (0)	Minimalwert (-1)
Rippenhöhe	Jeweils Referenz + 2,0 mm	Rippen 1, 2: 13,0 mm Rippen 5, 6: 12,5 mm Rippen 3, 4, 7, 8: 6,1 mm	Jeweils Referenz - 2,0 mm
Rippenstärke	Jeweils Referenz + 1,5 mm	Rippen 1, 2, 5, 6: 2,75 mm Rippen 3, 4, 7, 8: 2,50 mm	Jeweils Referenz - 1,5 mm
Lagersitzabstand	31 mm	21 mm	11 mm

Damit können sowohl die maximal und minimal in diesem Versuchsraum erreichbaren Steifigkeiten als auch die Zusammenhänge zwischen den Gestaltparametern und der radialen Steifigkeit der Gehäuse quantifiziert werden. Die Gehäuse werden mit einem Objet260 Connex2 Polyjet 3D-Drucker von stratasys additiv gefertigt. Als Material wurde VeroPureWhite mit einem E-Modul von 2.200-3.000 MPa, einem Biege-E-Modul von 2.000-2.500 MPa und einer Shore Härte (D) von 83-86 verwendet.

Neun Gehäusevariationen werden untersucht:

Tabelle 6.6: Untersuchte Faktorstufen. -1 entspricht dem Minimalwert, 1 entspricht dem Maximalwert, 0 entspricht der Referenz (Geyer, 2021, S.68)⁴

	Rippenhöhe	Rippenstärke	Lagersitzabstand
Referenz	0	0	0
Kombination 1	-1	-1	1
Kombination 2	-1	-1	-1
Kombination 3	-1	1	1
Kombination 4	-1	1	-1
Kombination 5	1	-1	1
Kombination 6	1	-1	-1
Kombination 7	1	1	1
Kombination 8	1	1	-1

Die Steifigkeit der Gehäuse wird in einer Universalprüfmaschine 112 von TesT vermessen. Der Weg und die Kraft werden mit der TesTWinner® Software über den Prüfzyklus hinweg aufgezeichnet. Zur Untersuchung der Zusammenhänge wird der in Abbildung 6.29 dargestellte Versuchsaufbau genutzt.

Das Gehäuseschild besteht aus zwei Spannbacken, in die das Gehäuse eingespannt wird. Die Spannbacken können um 90° rotiert eingebaut und so die unterschiedlichen Raumrichtungen untersucht werden. Die Spannbacken sind über eine Halterung mit der Grundplatte verschraubt. Wie in Abbildung 6.29 dargestellt, wird das Gehäuse am Lagersitz belastet.

Die Gehäuse werden sowohl in X- als auch in Y-Richtung jeweils mit 100 N belastet. Jeder Versuch wird dreimal wiederholt.

Die Kraft-Weg-Verläufe werden mit einem gleitenden Mittelwert geglättet. Aus der Steigung der gemessenen Kraft-Weg-Verläufe wird die radiale Steifigkeit berechnet. Da erste Messungen zeigten, dass der Kraft-Weg-Verlauf über den Bereich von 1-100 N leicht unterschiedlich verläuft, wird der Bereich in der Auswertung aufgeteilt.

⁴ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Die Steigung wird daher sowohl für den Bereich von 1-30 N und für den Bereich von 30-99 N berechnet.

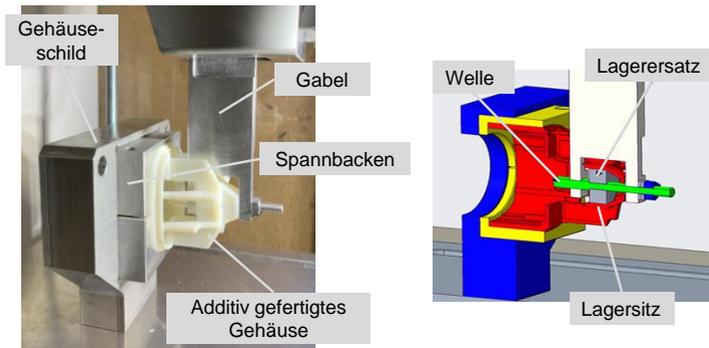


Abbildung 6.29: Versuchsaufbau an einer Zug-Druck-Prüfmaschine (Geyer, 2021, S.29)⁵

Zur Quantifizierung der Zusammenhänge werden mit der Statistik Software JASP 0.14.1.0 lineare Regressionsmodelle zum Zusammenhang zwischen Rippenstärke, Rippenhöhe, Lagersitzabstand und der Steifigkeit in X- und Y-Richtung erstellt.

Ergebnisse

Abbildung 6.30 zeigt einen exemplarischen Verlauf einer Kraft-Weg-Kurve.

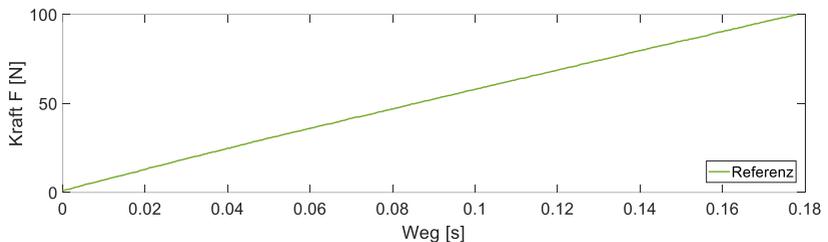


Abbildung 6.30: Exemplarischer Verlauf eines gemessenen Kraft-Weg-Verlaufs

Auf Grund der Beanspruchbarkeit der Gehäuse mit geringer Rippenstärke können diese Gehäuse nicht bis 100 N belastet werden. Hier wurden die Versuche zwischen

⁵ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

15 - 24 N abgebrochen und nur in diesem Bereich ausgewertet. Tabelle 6.7 stellt die Mittelwerte der Steifigkeiten in den beiden ausgewerteten Bereichen sowie deren Standardabweichung dar.

Tabelle 6.7: Gemessene radiale Steifigkeiten der Gehäuse in X- und Y-Richtung (Geyer, 2021, S.79ff)⁶

	X-Richtung				Y-Richtung			
	Bereich 1: 1-30 N		Bereich 2: 30-99 N		Bereich 1: 1-30 N		Bereich 2: 30-99 N	
Komb	Mittelwert [N/mm]	Stand.- abw. [N/mm]	Mittelwert [N/mm]	Stand.- abw. [N/mm]	Mittelwert [N/mm]	Stand.- abw. [N/mm]	Mittelwert [N/mm]	Stand.- abw. [N/mm]
Ref	487	1	421	1	570	4	518	3
1	40	1	-	-	121	1	-	-
2	310	1	232	2	598	7	284	4
3	265	3	-	-	308	4	-	-
4	982	3	925	4	1.191	3	1.050	1
5	134	2	-	-	213	4	-	-
6	661	6	-	-	862	23	-	-
7	498	3	435	3	572	8	526	5
8	1.538	5	1.272	11	1.540	13	1.281	4

Vier der Kombinationen konnten auf Grund ihrer Beanspruchbarkeit nicht bis 100 N getestet werden. Mit der Kombination 8 wurden sowohl in die X- als auch in die Y-Richtung die größten Steifigkeiten gemessen. Sie erreichten im Bereich von 30-99 N 1.272 N/mm und 1.281 N/mm. In der Kombination 8 wurde eine hohe Rippenstärke, eine hohe Rippenhöhe sowie ein geringer Lagersitzabstand gewählt. Die geringste Steifigkeit wurde mit 40 N/mm in X-Richtung und 121 N/mm in Y-Richtung beim Testen der Kombination 1 erreicht. Hier wurde eine geringe Rippenstärke, eine geringe Rippenhöhe sowie ein großer Lagersitzabstand gewählt. Das Gehäuse konnte lediglich bis 15 N belastet werden.

Aus ausgewertete Daten bis 30N wurden die folgenden Regressionsmodelle der Steifigkeit in X- und Y-Richtung abgeleitet. In beiden Regressionsmodellen liegen

⁶ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

die p -Werte der Rippenstärke, Rippenhöhe und des Lagersitzabstands mit $< ,001$ im signifikanten Bereich.

Standardisiertes Regressionsmodell in X-Richtung:

$$\text{Steifigkeit}_x = 0,571 * \text{Rippenstärke} + 0,329 * \text{Rippenhöhe} - 0,682 * \text{Lagersitzabstand} \quad (6.7)$$

Standardisiertes Regressionsmodell in Y-Richtung:

$$\text{Steifigkeit}_y = 0,488 * \text{Rippenstärke} + 0,260 * \text{Rippenhöhe} - 0,800 * \text{Lagersitzabstand} \quad (6.8)$$

Diskussion

Die experimentelle Studie zeigt im Bereich von 1-30 N Belastung, im Vergleich zum Bereich von 30-99 N Belastung, leicht erhöhte Steifigkeiten. In die Y-Richtung sind in allen Versuchen größere Steifigkeiten als in die X-Richtung festzustellen. Die Steifigkeiten in X- und Y-Richtung sind bei einer Variation der Parameter unterschiedlich ausgeprägt, da das Gehäuse nicht symmetrisch aufgebaut ist.

Die Regressionsmodelle quantifizieren die Einflüsse der untersuchten Gestaltparameter auf die radialen Steifigkeiten des Gehäuses im untersuchten Bereich. Die Quantifizierung kann genutzt werden, um Gehäuse mit gewünschten radialen Steifigkeiten abzuleiten. Diese soll wiederum ermöglichen, Schwingungen gezielt beeinflussen zu können.

6.5 Fazit zur Quantifizierung und Modellierung

In Kapitel 5 wurden in einer Simulationsstudie Gestaltparameter, die einen Einfluss auf radiale Schwingungen haben könnten, identifiziert. Zur Beantwortung der zweiten Teilforschungsfrage wurde aufbauend auf Kapitel 5 ein **Entwicklungsprüfstand** entwickelt, mit dem es möglich ist, den Zusammenhang zwischen einzelnen Gestaltparametern und radialen Schwingungen weiter zu untersuchen und diesen zu quantifizieren.

Um die radiale Steifigkeit des Lagersitzes untersuchen zu können, wurde in diesem Kapitel ein **einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element** entwickelt und untersucht. Die Absolutwerte der Steifigkeit des entwickelten Elements unterscheiden sich je nachdem, ob das Element quasistatisch oder dynamisch belastet wird. Jedoch zeigt sich sowohl bei quasistatischer als auch bei dynamischer Belastung dieselbe Tendenz bei einer Änderung der Vorspannung. Wird die Vorspannung erhöht so steigt auch die radiale Steifigkeit des Elements. Mit dem entwickelten einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element ist es somit möglich, die radiale Steifigkeit zu beeinflussen ohne den Entwicklungsprüfstand demontieren oder Bauteile tauschen zu müssen.

Neben der radialen Lagersitzsteifigkeit wurden am Entwicklungsprüfstand ebenfalls der **Lagerabstand** der Lager der Antriebswelle sowie die **Drehzahl** variiert.

Der Entwicklungsprüfstand wurde genutzt, um in einer **experimentelle Studie** Zusammenhänge zwischen radialer Lagersitzsteifigkeit, Lagerabstand, Drehzahl und radialen Bewegungen der Welle und radialen Schwingungen am Loslagerschild zu **quantifizieren**. Die radiale Steifigkeit des Lagersitzes, der axiale Abstand der beiden Lager der Antriebswelle und der Drehzahlverlauf zeigen auch in der experimentellen Untersuchung einen Einfluss auf radiale Schwingungen. Die zweite Teilforschungsfrage wird mit den Ergebnissen beantwortet.

Zur Veränderung der radialen Steifigkeit von Gehäusen wurden mit der Anpassung der Rippenstärke, -höhe und des Lagersitzabstands im Stand der Forschung bekannte Ansätze verwendet. Diese wurden mit Hilfe einer simulativen und experimentellen Studie zum Einfluss der Gestaltmerkmale im untersuchten System quantifiziert. Rippenstärke, Rippenhöhe und der Lagersitzabstand wurden als größte Einflussmöglichkeiten identifiziert. Sie können zur Synthese eines weiterentwickelten Gehäuses verwendet werden.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse sollen eine **gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen unterstützen**. Die quantifizierten Zusammenhänge werden in Kapitel 7 zur Unterstützung einer gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen genutzt. Dazu wird in Kapitel 7 die Ersatzsteifigkeit des Lagersitz-Steifigkeits-Elements in eine neue Gehäusegestalt überführt.

7 Unterstützung der gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen

In Kapitel 6 wurden Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen quantifiziert. Am Entwicklungsprüfstand wurden hierzu die radialen Steifigkeiten des Gehäuses und des Lagersitzes zu einem einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element vereinfacht. Dies ermöglicht die gezielte Variation der Steifigkeit ohne den Entwicklungsprüfstand demontieren oder Bauteile tauschen zu müssen.

Ziel dieses Kapitels ist es die gezielte Beeinflussung radiale Schwingungen mit Hilfe der in den vorherigen Kapiteln generierten Erkenntnisse zu unterstützen. Dabei soll Teilforschungsfrage 3 beantwortet werden:

TFF 3: Inwiefern kann die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen durch die Nutzung der identifizierten Zusammenhänge unterstützt werden?

Die radiale Lagersitz- und Gehäusesteifigkeit wurde in den Versuchen am Entwicklungsprüfstand durch ein Ersatzelement repräsentiert. Um die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen auch beim Einsatz eines realen Gehäuses unterstützen zu können wurde in Kapitel 6.4 der Zusammenhang zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit und den Gestaltparametern eines Gehäuses untersucht. Dies ermöglicht die Ableitung einer Gehäusegestalt zur Beeinflussung radialer Schwingungen in Kapitel 7.1. In Kapitel 7.2 werden abgeleitete Gehäusegestalten additiv gefertigt und in den Entwicklungsprüfstand integriert, um dessen Zusammenhang mit radialen Schwingungen experimentell zu untersuchen. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, inwiefern die in Kapitel 6 quantifizierten Zusammenhänge genutzt werden können, um die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen.

Wesentliche Teile dieses Kapitels basieren auf dem vorveröffentlichten Beitrag „Schwingungsreduzierendes Lagersitzdesign durch gezielte Abstimmung der Gestaltparameter am Beispiel eines Winkelschleifers“ (Sturm et al., 2022)). Teile des folgenden Texts sind ohne Veränderung in übersetzter Form aus dieser Veröffentlichung übernommen. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gesondert gekennzeichnet.

7.1 Ableitung einer Gehäusegestalt zur gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen

Ziel dieser Forschungsarbeit ist es die gezielte Beeinflussung von Schwingungen zu unterstützen. Zur gezielten Beeinflussung der radialen Schwingungen soll in diesem Kapitel der Gestaltparameter radiale Lagersitzsteifigkeit genutzt werden.

Überblick über in dieser Arbeit untersuchte Zusammenhänge

Die in dieser Arbeit untersuchten Zusammenhänge zur radialen Lagersitzsteifigkeit sind in Abbildung 7.1 dargestellt.

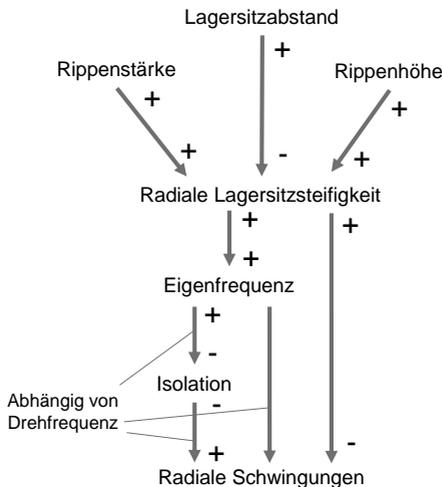


Abbildung 7.1: Übersicht über in dieser Arbeit untersuchte und im untersuchten Bereich quantifizierte Zusammenhänge bei 20.000 U/min

Steifigkeiten, wie beispielsweise die radiale Steifigkeit, beeinflussen die Eigenfrequenzen des Systems. Änderungen der Eigenfrequenz tragen wiederum direkt oder über den Mechanismus der Isolation zur Variation radialer Schwingungen bei. Die Variation hängt dabei von der Drehzahl des rotierenden Systems ab. Liegt die Eigenfrequenz unterhalb der Drehzahl so kann eine isolierende Wirkung einsetzen. Liegt die Drehzahl in der Nähe der Eigenfrequenz können Schwingungen verstärkt

werden. Gleichzeitig begrenzt eine radiale Lagersitzsteifigkeit die Bewegung der Welle.

Die in Kapitel 5 durchgeführte Simulationsstudie zeigt, dass die radiale Lagersitzsteifigkeit sowie die radiale Gehäusesteifigkeit am Loslager der Antriebswelle im untersuchten System einen signifikanten Einfluss auf radiale Schwingungen haben.

In Kapitel 6 wurde der Zusammenhang zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen auf einem Entwicklungsprüfstand untersucht. Zur Untersuchung wurde ein einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element genutzt. Hierbei führte bei einer Drehzahl von 10.000 U/min die Einstellung große Steifigkeit (quasistatische Steifigkeit: 2.965 N/mm) sowohl bei der Bewegung der Welle als auch bei der Beschleunigung am Loslagerschild zu kleineren Amplituden als bei der Einstellung kleine Steifigkeit (quasistatische Steifigkeit: 343 N/mm).

Die Steifigkeiten des Lagersitzes und des Gehäuses wurde in Kapitel 6 auf eine Ersatzsteifigkeit reduziert. In diesem Kapitel wird das in den vorherigen Kapiteln generierte Wissen genutzt, um Gehäusegestalten abzuleiten. In Kapitel 6.4 wurde hierfür der Zusammenhang zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit eines Gehäuses und den Gestaltmerkmalen eines Gehäuses untersucht. Eine Variation der radialen Lagersitzsteifigkeit wurde durch eine Änderung der Rippenstärke, der Rippenhöhe und des Lagersitzabstands erreicht.

Randbedingungen für die Ableitung einer additiv gefertigten Gehäusegestalt

Zur Untersuchung werden die abgeleiteten Gehäusegestalten additiv gefertigt. Bei der Nutzung additiv gefertigter Gehäuse wurde in den Versuchen in Kapitel 6.4.2 ersichtlich, dass ihre Grenze der Beanspruchbarkeit bei einer kleineren Rippenstärke bereits bei 15-24 N Belastung erreicht wird. Um eine Schädigung des Entwicklungsprüfstands zu vermeiden, kommen daher nur Gehäuse mit größerer Rippenstärke in Betracht. Um ein Überschreiten der Beanspruchbarkeit zu vermeiden, werden zusätzlich für die Versuche in Kapitel 7.2 maximale Drehzahlen von 10.000 U/min und 15.000 U/min gewählt.

Ableitung von additiv gefertigten Gehäusegestalten

Als Referenz wird die Gehäusegestalt des Fein Compact Winkelschleifer WSG 11-125 verwendet. In Kapitel 6.4.2 wurden dessen quasistatische radiale Lagersitzsteifigkeiten mit 421 N/mm in X-Richtung und 518 N/mm in Y-Richtung (im Bereich von 30-99N Belastung) quantifiziert. Das einstellbare Lagersitz-Steifigkeits-Element wies bei der quasistatischen Charakterisierung bei kleiner Vorspannung eine etwas

kleinere Steifigkeit von 343 N/mm auf. Basierend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 6.3 wird bei einer Erhöhung der radialen Lagersitzsteifigkeit eine Reduktion der radialen Amplituden bei einer Drehzahl von 10.000 U/min vermutet. Um diese Hypothese zu testen, werden als weitere Gehäusegestalten die beiden in Tabelle 7.1 aufgelisteten Kombinationen verwendet. Es werden zwei Gehäusegestalten gewählt, die bereits in Kapitel 6.4.2 simulativ hinsichtlich ihrer Steifigkeiten untersucht wurden (Kombination 4 und Kombination 8).

Tabelle 7.1: Abgeleitete Gehäusegestalten, die in Kapitel 7.2 untersucht werden sollen

	Rippenhöhe	Rippenstärke	Lagersitzabstand	Mittelwert gemessene radiale Lagersitzsteifigkeit in X-Richtung [N/mm]	Mittelwert gemessene radiale Lagersitzsteifigkeit in Y-Richtung [N/mm]
Referenz	0	0	0	421	518
Kombination 4	-1	1	-1	925	1050
Kombination 8	1	1	-1	1.272	1.281

Die Gehäusegestalten werden in Kapitel 7.2 auf ihre Auswirkungen auf radiale Schwingungen untersucht.

Zusammenfassend gibt Abbildung 7.2 einen Überblick über das in dieser Arbeit genutzte und erweiterte Wissen zu Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen.

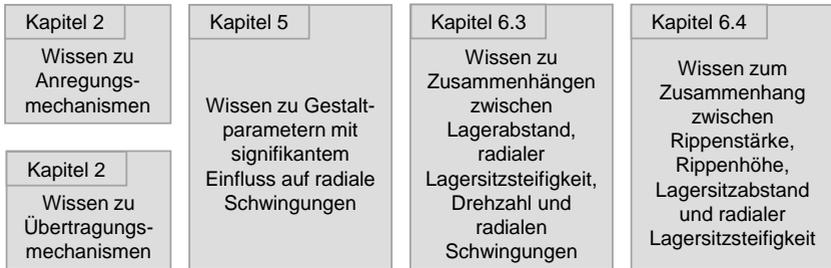


Abbildung 7.2: Übersicht über das in dieser Arbeit genutzte (Kapitel 2) und erweiterte Wissen (Kapitel 5, 6.3 und 6.4)

7.2 Untersuchung der abgeleiteten Gehäusegestalt auf dem Entwicklungsprüfstand

Im folgenden Kapitel werden die radialen Schwingungen der drei abgeleiteten additiv gefertigten Gehäuse untersucht und miteinander abgeglichen.

7.2.1 Erweiterung des Entwicklungsprüfstands zur Untersuchung des Einflusses der abgeleiteten Lagersitz- und Gehäusegestalt auf radiale Schwingungen

Als Grundaufbau zur Untersuchung der radialen Schwingungen wird der in Kapitel 6 entwickelte Entwicklungsprüfstand genutzt. Dieser wird um die additiv gefertigten Gehäuse ergänzt. Durch seine Modularität ist es möglich, das einstellbare Lagersitz-Steifigkeits-Element durch einen Halter zur Einspannung des Gehäuses zu ersetzen. Hierzu wird das bereits in Kapitel 6.4.2 in Abbildung 6.29 vorgestellte Element zur Einspannung des additiv gefertigten Gehäuses genutzt. Der Entwicklungsprüfstand ist somit wie in Abbildung 7.3 aufgebaut.

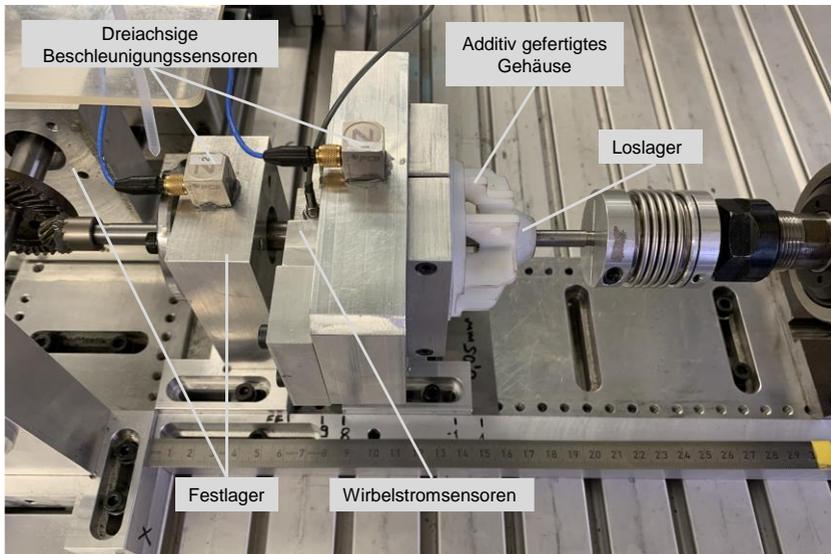


Abbildung 7.3: Antriebswelle des Entwicklungsprüfstands mit additiv gefertigtem Gehäuse

Zur Einspannung der Gehäuse wird der in Kapitel 6 bereits vorgestellte und verwendete Aufbau verwendet. Das Loslager ist am Außenring mit einem Elastomerring verklebt. Dieser wiederum ist am Lagersitz ins additiv gefertigte Gehäuse eingeklebt. Radiale Schwingungen der Welle werden über zwei im rechten Winkel zueinander angeordnete Wirbelstromsensoren gemessen. Beschleunigungen werden durch dreiaxiale Beschleunigungssensoren am Festlagerschild und am Halter des Gehäuses aufgezeichnet.

7.2.2 Studiendesign, Datenaufbereitung und Auswertung

Für die Untersuchung werden die in Kapitel 7.1 abgeleiteten Gehäusegestalten verwendet (siehe Tabelle 7.1). Ihre quasi-statische radiale Steifigkeit wurde in Kapitel 6.4.2 bereits analysiert.

Der Abstand der Lager der Antriebswelle wird in den Untersuchungen konstant gehalten. Um die Beanspruchbarkeit der additiv gefertigten Gehäuse nicht zu überschreiten, wird als Prüfzyklus 3 s Hochlauf, 5s Drehzahl 10.000 U/min, 3 s Auslaufen verwendet. Die Ergebnisse werden um Versuche mit dem folgenden Prüfzyklus

erweitert: 15 s Hochlauf auf 15.000 U/min, 5 s konstante Drehzahl, 15 s Auslaufen. Die Versuche werden jeweils acht Mal wiederholt.

Die aufgenommenen Daten werden, wie in Kapitel 6.3, mit einem Hochpass-Filter mit 10 Hz gefiltert. Im Anschluss werden sie bis 1.000 Hz Tiefpass gefiltert. Der gleitende Mittelwert des Betrags des aufbereiteten Signals wird anschließend zur Analyse der Einflüsse genutzt. Der gleitende Mittelwert wird jeweils über 1.000 Datenpunkte gebildet. Das so aufbereitete Signal wird im Folgenden *gleitender Mittelwert des aufbereiteten Signals* genannt.

7.2.3 Ergebnisse: Zusammenhang zwischen additiv gefertigten Gehäusen und radialen Schwingungen

Abbildung 7.4 zeigt den gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals am Loslager in die X- und Y-Richtung für die drei untersuchten Gehäusegestalten bei einer maximalen Drehzahl von 10.000 U/min. In die X-Richtung bleibt Kombination 4 sowohl im Hochlauf als auch bei konstanter Drehzahl auf einem ähnlichen Niveau. Das Referenzgehäuse zeigt im ersten Teil des Hochlaufs einen kleineren Wert und steigt hin zur konstanten Drehzahl auf das im Vergleich höchste Niveau. Kombination 8 führt zu Beginn des Hochlaufs zu den größten Werten. Diese sinken hin zur konstanten Drehzahl auf das kleinste Niveau. In Y-Richtung steigen die Werte aller Gehäusegestalten im Hochlauf bis zum höchsten Niveau bei konstanter Drehzahl. Im Unterschied zur X-Richtung führt Kombination 4 in die Y-Richtung zu den größten Werten.

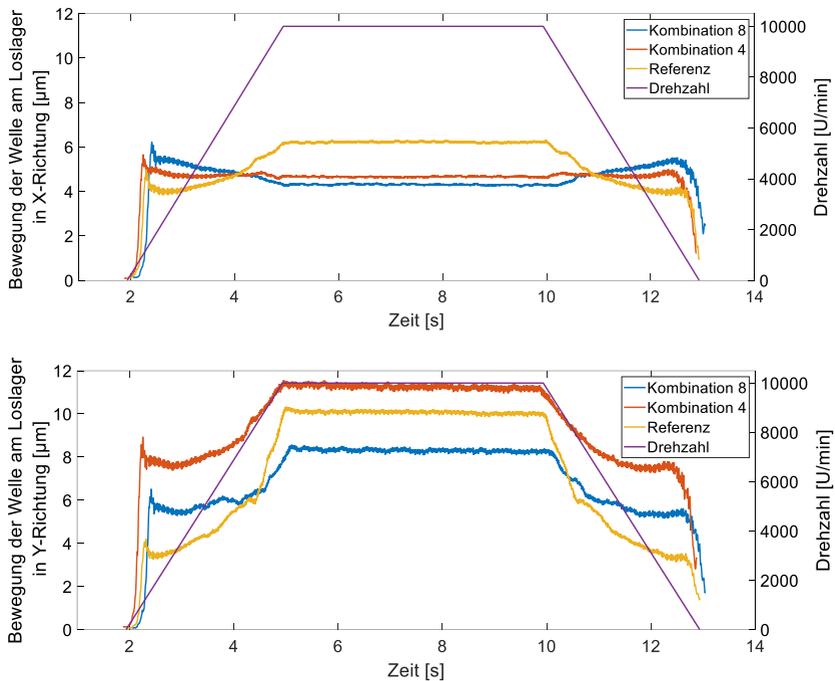


Abbildung 7.4: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in X- und Y-Richtung bei 10.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten

In Abbildung 7.5 wird der gleitende Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle in X-Richtung bei 15.000 U/min dargestellt. Der Wert der Referenzkurve liegt zu Beginn des Prüfzyklus unterhalb der beiden Variationen. Im Laufe des Hochlaufs werden Eigenfrequenzen durchlaufen. Im Bereich der konstanten Drehzahl von 15.000 U/min erreicht die Referenz die höchsten Amplituden. Kombination 8 wies in der quasistatischen Charakterisierung in Kapitel 6.4.2 die höchste radiale Steifigkeit auf. Am Entwicklungsprüfstand führt das Gehäuse im Hochlauf zu Amplituden zwischen 4 µm und 5 µm. Bei 15.000 U/min fällt die Amplitude auf das kleinste Niveau. Kombination 4 liegt in den Untersuchungen der quasistatischen Steifigkeit zwischen dem Referenzgehäuse und der 8. Kombination. Zu Beginn des Hochlaufs weist Kombination 4 die höchsten Amplituden auf. Im Vergleich zum Hochlauf liegt die Amplitude bei 15.000 U/min auf einem ähnlichen Niveau.

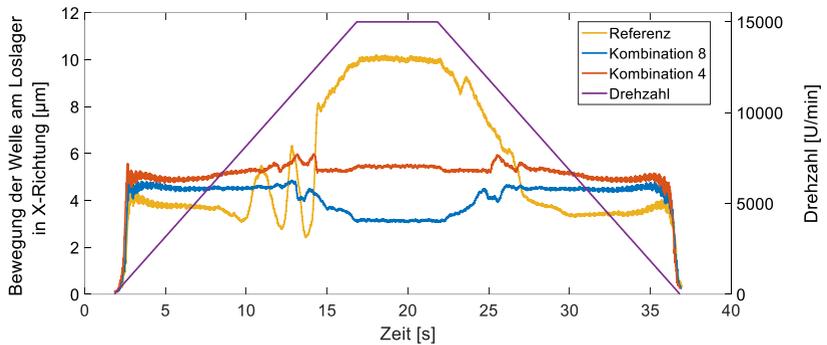


Abbildung 7.5: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in X-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten

Die Spektrogramme der Bewegungssignale in X-Richtung in Abbildung 7.6 zeigen im Hochlauf zeitweise größere Amplituden. In den Diagrammen sind die Eigenfrequenzen des Systems als waagrechte Frequenzbänder erkennbar. Werden diese von der Drehzahl oder deren Vielfachen durchschritten, sind teilweise erhöhte Amplituden erkennbar.

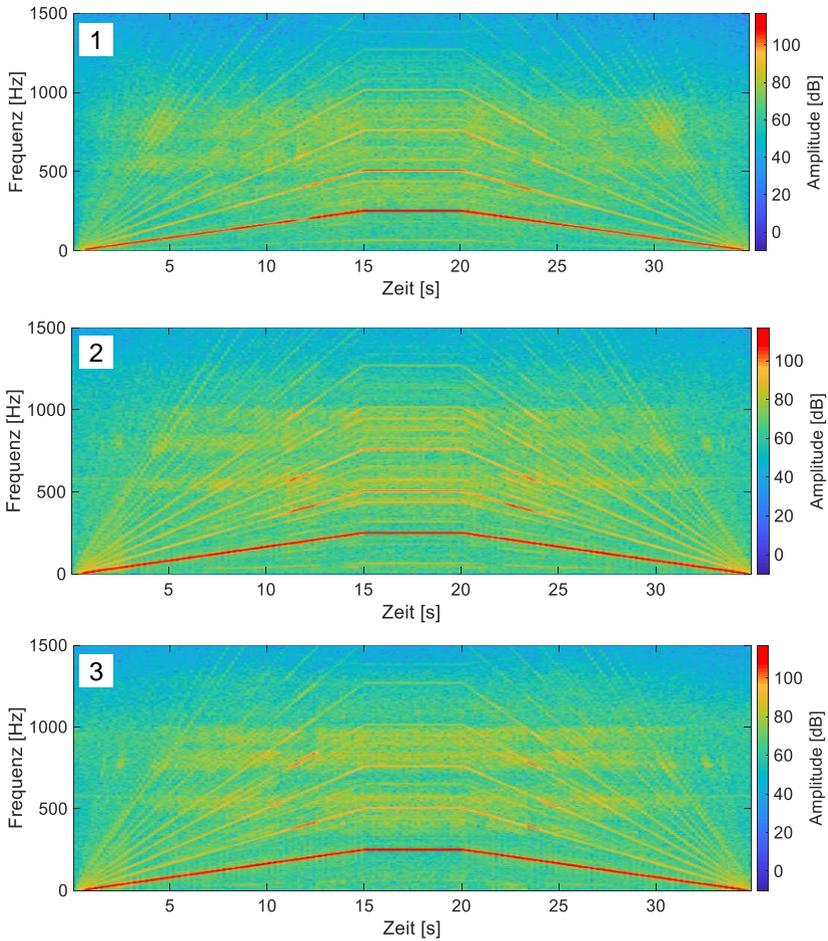


Abbildung 7.6: Spektrogramme der gemessenen Bewegungssignale der Welle am Loslager in X-Richtung bei 15.000 U/min. 1: Referenz. 2: Kombination 8. 3: Kombination 4.

Im gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals der Welle in die Y-Richtung (siehe Abbildung 7.7) sind zu Beginn des Hochlaufs zwei Ausgangsniveaus zu erkennen. Kombination 8 führt zu den größten Amplituden, Kombination 4 und das Referenzgehäuse starten auf einem ähnlichen Niveau. Im Verlauf der Referenzkurve tritt, wie in der X-Richtung, ein Aufschwingen ein, wobei die Tiefpunkte jeweils niedriger liegen als das Niveau vor dem Hochpunkt. Alle drei Gehäuse zeigen um die 13. Sekunde einen Hochpunkt. Kombination 4 und Kombination 8 fallen anschließend auf eine Amplitude um die 3 μm ab. Die Referenz fällt ebenfalls, steigt jedoch wieder bis zur Drehzahl von 15.000 U/min. Im Auslaufen ist ebenfalls in allen drei Kurven ein Hochpunkt zu erkennen. Dieser tritt jedoch bei unterschiedlichen Drehzahlen auf.

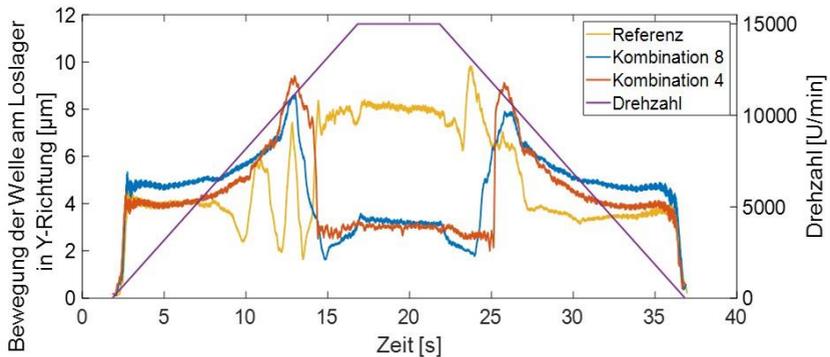


Abbildung 7.7: Gleitenden Mittelwert des Betrags des aufbereiteten gemessenen Bewegungssignals der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten

Auch in der Y-Richtung der Bewegung sind in den Spektrogrammen (Abbildung 7.8) im Hochlauf zeitweise erhöhte Amplituden und Eigenfrequenzen erkennbar.

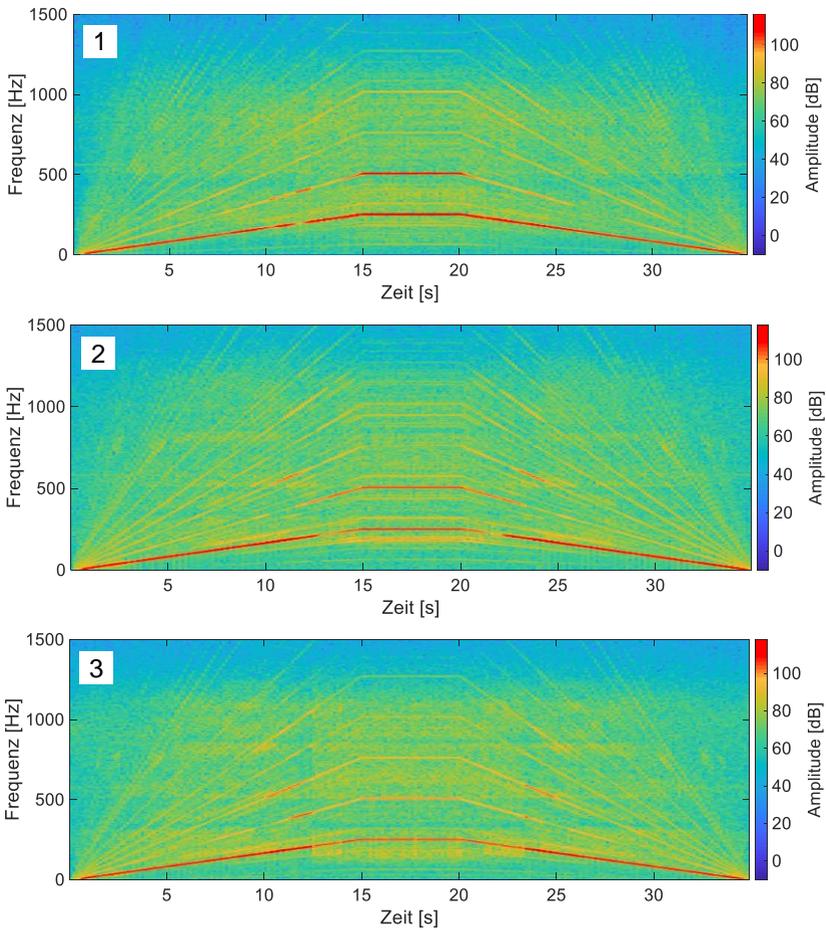


Abbildung 7.8: Spektrogramme der gemessenen Bewegungssignale der Welle am Loslager in Y-Richtung bei 15.000 U/min. 1: Referenz. 2: Kombination 8. 3: Kombination 4.

Wie im gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Bewegungssignals treten auch im gleitenden Mittelwert des aufbereiteten Beschleunigungssignals in X-Richtung (siehe Abbildung 7.9) Hochpunkte im Hochlauf und Auslaufen auf. Sie liegen zu Beginn des Hochlaufs nah beieinander. Bei 15.000 U/min zeigt die Referenz die höchsten Amplituden. Kombination 8 und Kombination 4 führen bei 15.000 U/min zu ähnlichen Amplituden.

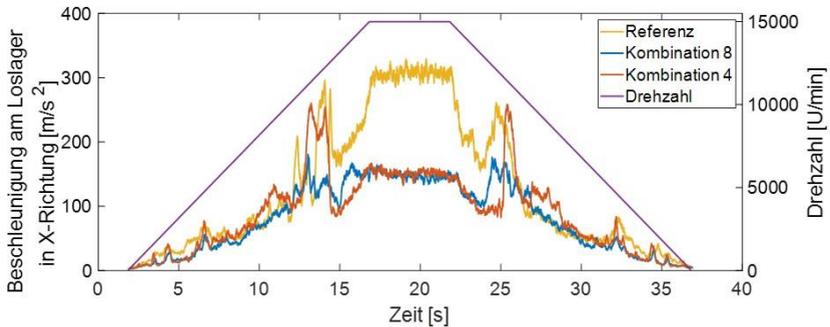


Abbildung 7.9: Gleitender Mittelwert des Betrags der aufbereiteten gemessenen Beschleunigungssignale am Loslagerschild in X-Richtung bei 15.000 U/min und drei verschiedenen Polymergehäusegestalten

In den Spektrogrammen der Beschleunigungssignale in X-Richtung in Abbildung 7.10 sind die Amplituden bei konstanter Drehzahl unterschiedlich ausgeprägt. Bei der Referenz treten die Drehzahl und deren 2. Ordnung ausgeprägter auf. In Kombination 4 und Kombination 8 treten dagegen im Hochlauf und dem Auslaufen zeitweise höhere Amplituden auf, welche bei der Referenz nicht sichtbar sind.

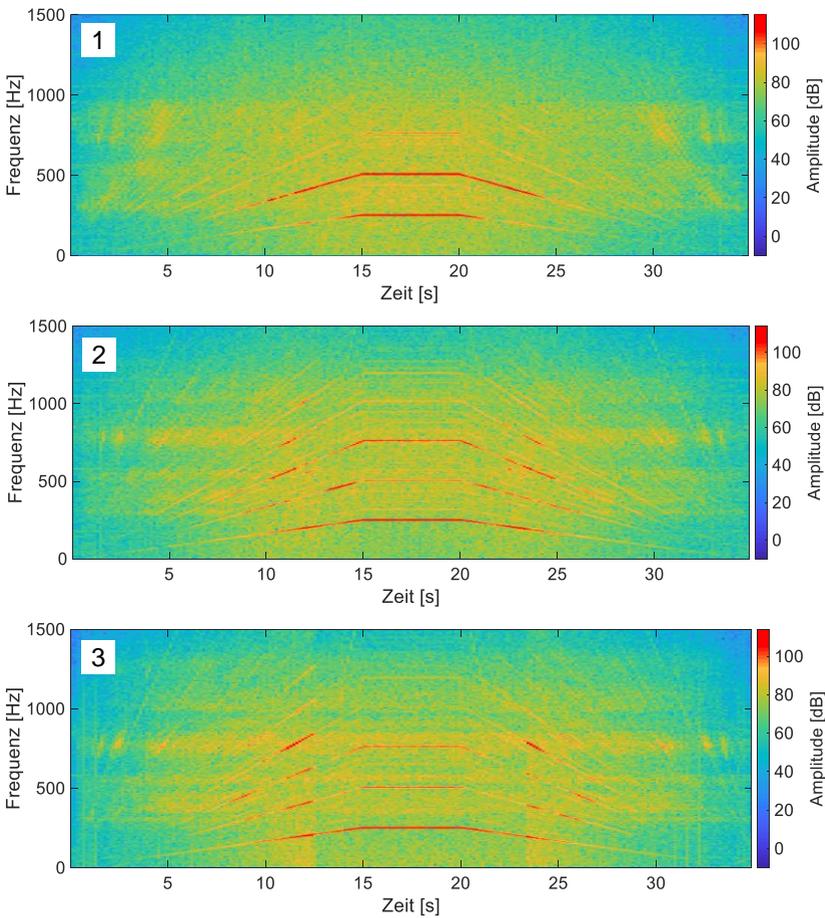


Abbildung 7.10: Spektrogramme der gemessenen Beschleunigungssignale am Loslagerchild in X-Richtung bei 15.000 U/min. 1: Referenz. 2: Kombination 8. 3: Kombination 4.

In Tabelle 7.2 sind die Mittelwerte und Standardabweichungen der jeweils acht durchgeführten Versuche pro Gehäuse bei einer maximalen Drehzahl von 15000 U/min aufgelistet.

Tabelle 7.2: Mittelwerte und Standardabweichungen der Bewegungen und Beschleunigung im Bereich der konstanten Drehzahl bei 15.000 U/min

	Mittelwert Bewegung X-Richtung [µm]	Standardabweichung [µm]	Mittelwert Bewegung Y-Richtung [µm]	Standardabweichung [µm]	Mittelwert Beschleunigung X-Richtung [m/s ²]	Standardabweichung [m/s ²]
Referenz	12,50	0,65	8,71	0,41	377	7
Komb. 8	3,73	0,10	4,04	0,16	199	12
Komb. 4	6,03	0,05	3,46	0,05	182	2

7.2.4 Diskussion: Gezielte Beeinflussung der radialen Schwingungen

Die Bewegung der Welle in X-Richtung zeigt somit qualitativ bei der konstanten Drehzahl von 10.000 U/min das nach den in Kapitel 6 durchgeführten Versuchen erwartete Verhalten. Die maximalen Amplituden der Bewegung sind stärker ausgeprägt. Dies deutet basierend auf dem Wissen aus der dynamischen Charakterisierung darauf hin, dass das einstellbare Lagersitz-Steifigkeits-Element bei einer ähnlichen quasistatischen Steifigkeit bei einer dynamischen Belastung höhere Steifigkeiten ausbildet als das Polymergehäuse. Das einstellbare Lagersitzsteifigkeitselement würde damit die Bewegung im unterkritischen Bereich stärker eingrenzen. In die Y-Richtung zeigen die Referenzgestalt sowie Kombination 8 das erwartete Verhalten. Kombination 4 weist jedoch ein höheres Niveau als erwartet auf. Auch bei einer konstanten Drehzahl von 15.000 U/min zeigt sich das selbe qualitative Verhalten wie bei 10.000 U/min. Im Hochlauf ist jedoch ein Aufschwingen erkennbar. Dieses ist beim Referenzgehäuse am stärksten ausgeprägt und kann auf das Durchlaufen einer Eigenfrequenz zurückgeführt werden. In den Spektrogrammen sind Eigenfrequenzbänder und deren Durchschreiten im Hochlauf zu erkennen. Die Versuche zeigen, dass die Frequenz der Antriebsdrehzahl sowie deren Vielfache in den Spektrogrammen ersichtlich sind. Gleichzeitig sind mehrere Eigenfrequenzbänder zu erkennen.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch das am Entwicklungsprüfstand gewonnenen Wissen die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen unterstützt werden kann. Durch Versuche am Entwicklungsprüfstand können Zusammenhänge zwischen einzelnen Gestaltparametern und dem zu untersuchenden Systemverhalten quantifiziert und visualisiert werden. Nach Kohn (2014) kann die Visualisierung helfen Zusammenhänge zu erkennen und damit Wissen zu generieren.

7.3 Fazit zur Unterstützung der gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen

In Kapitel 7.2 wurden Gehäuse mit einer ähnlichen radialen Steifigkeit wie die in Kapitel 6.3 untersuchte radiale Lagersitzsteifigkeit untersucht. In Kapitel 7.2 wurde jedoch eine kleinere Drehzahl verwendet. Basierend auf den in Kapitel 6.3 gemessenen Verläufen der radialen Bewegung und Beschleunigung am Entwicklungsprüfstand war es weitgehend möglich, qualitative Vorhersagen zu radialen Schwingungen und Änderungen der radialen Lagersitzsteifigkeit bei kleineren Drehzahlen aufzustellen. Diese konnten in Kapitel 7.2 bestätigt werden.

Zur Untersuchung der gezielten Beeinflussung der radialen Schwingungen in Kapitel 7.3 wurden die Verläufe der Bewegungen und Beschleunigungen über den Zyklus hinweg verwendet. Für die in den Verläufen auftretenden Effekte wurden physikalische Erklärungen gefunden. Sie bildeten eine Art Greybox-Modell. Wichtig hierfür war, mögliche Eigenfrequenzen des Systems in den Messungen des Hochlaufs zu identifizieren. Greybox-Modelle unterstützen die qualitative Vorhersage der radialen Schwingungen bei Änderung der Parameter wie der Drehzahl oder der radialen Lagersitzsteifigkeit in einem komplexen System. In Untersuchungen zur gezielten Beeinflussung von Schwingungen sollten größere Drehzahlbereiche als im späteren Produkt gewünscht untersucht werden. Dies ermöglicht das Abschätzen der Auswirkungen von Steifigkeitsänderungen in den Schwingungen des Systems. Damit lässt sich die dritte Teilforschungsfrage beantworten.

Die Ergebnisse zeigen, dass das in dieser Arbeit gewählte Vorgehen es ermöglicht, die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen im untersuchten System zu unterstützen. Daraus lässt sich für zukünftige, ähnliche Fragestellungen folgendes Vorgehen zur Unterstützung der gezielten Beeinflussung von Schwingungen ableiten:

1. Identifikation von einflussreichen Parametern zur Reduktion des Untersuchungsaufwands
 - a. Reduktion der Komplexität des Gesamtsystems (C&C²-Modell, Mehrkörpermodell)
 - b. Untersuchung der Effekte von Gestaltparametern auf abhängige Variablen durch eine Sensitivitätsanalyse mit Mehrkörpersimulation, teilfaktoriellem Versuchsplan und statistischer Auswertung
2. Quantifizierung der Zusammenhänge mit Hilfe eines Entwicklungsprüfstands

- a. Nutzen eines elastomerbasierten Ersatzelements zur Variation einer Steifigkeit durch Änderung der Vorspannung
 - b. Experimentelle Studie in einem größeren Drehzahlbereich
 - c. Finden von Erklärungen zu den im Prüfzyklus auftretenden Effekten
3. Nutzen der mit Hilfe des Entwicklungsprüfstands gewonnenen Erkenntnisse zur Synthese

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im folgenden Kapitel wird die Ausarbeitung zusammengefasst. Basierend auf den Ergebnissen und Erkenntnissen wird die zentrale Forschungsfrage beantwortet.

Im Anschluss werden Forschungspotentiale, die in dieser Arbeit aufgedeckt wurden und Forschungsthemen, die basierend auf den Ergebnissen weiter erforscht werden können, vorgestellt.

8.1 Zusammenfassung

Wissenschaftliches Ziel dieser Arbeit ist die Unterstützung der Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern in Polymergehäusen gelagerter Antriebsstränge und radialen Schwingungen. Die Zusammenhänge wiederum könnten beispielsweise genutzt werden, um eine gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen.

Das Ziel wird motiviert durch den Einsatz immer leistungsdichterer und schneller drehender Motoren und der Forderung nach Leichtbau. Durch die Forderung nach Leichtbau wird eine Lagerung in Polymergehäusen immer relevanter. Gleichzeitig werden Schwingungen immer relevanter für die Beanspruchung von Menschen und Bauteilen.

Im Stand der Forschung werden die Einflüsse von Gestaltparametern auf das Schwingungsverhalten hauptsächlich einzeln untersucht. Eine Bewertung der Effektstärken relativ zu einander ist daher nur eingeschränkt möglich. Dass das Material des Lagersitzes einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Winkelschleifers hat, wurde bereits von Matthiesen et al. (2017) und Gwosch (2019) mit Hilfe eines Entwicklungsprüfstands nachgewiesen. Der Zusammenhang zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen wurde im fokussierten System jedoch noch nicht explizit nachgewiesen, da mit dem Material auch weitere Gestaltparameter, wie beispielsweise die Dämpfung, variiert wurden. Die mit dem Entwicklungsprüfstand gewonnenen Erkenntnisse wurden nicht genutzt, um eine reale Gehäusegestalt abzuleiten und zu untersuchen. Auch wurden die Zusammen-

hänge zwischen der Vorspannung eines Elastomerlagersitzes, dessen radialer Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen bisher nicht ausreichend quantifiziert, um mit ihnen zielgerichtet radiale Schwingungen beeinflussen zu können.

Zur Erreichung des wissenschaftlichen Ziels wurden drei Teilforschungsfragen abgeleitet. Die **erste Teilforschungsfrage** beschäftigte sich mit der Identifikation einflussreicher Gestaltparameter aus der Vielzahl an möglichen Gestaltparametern. Sie lautete wie folgt:

TFF1: Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen sowie deren Effektstärken identifiziert werden?

Es wurde das folgende **Vorgehen** gewählt. Aufbauend auf einer Systemanalyse wurde ein C&C²-Modell modelliert. Das C&C²-Modell sowie ein Modell der Verzahnung und des Lagerungssystems aus dem Stand der Forschung wurden genutzt, um die Grundstruktur eines Mehrkörpermodells abzuleiten. Zur Parametrierung des Mehrkörpermodells wurden eine FE-Analyse der Wellen, Experimente zur Bestimmung der radialen Polymergehäusesteifigkeit sowie Berechnungsmodelle zur Bestimmung der Lagersteifigkeiten verwendet. Um die Einflüsse der Vielzahl an Gestaltparametern untersuchen zu können, wurde ein teilfaktorierter Versuchsplan basierend auf Design of Experiments aufgestellt und eine simulative Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Simulationsergebnisse wurden statistisch ausgewertet. Es wurde eine multivariate Varianzanalyse zur Identifikation signifikanter Einflüsse und zur Quantifizierung der Effektstärken verwendet.

Die **Ergebnisse und Erkenntnisse** der ersten Teilforschungsfrage können wie folgt zusammengefasst werden. Das im vorherigen Absatz beschriebene Vorgehen kann zur Identifikation der Zusammenhänge genutzt werden. Mit Hilfe des Vorgehens war es möglich die Effektstärken der 18 variierten Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Loslager der Antriebswelle zu identifizieren. Die Sensitivitätsanalyse zeigt viele Parameter mit signifikantem Einfluss auf radiale Schwingungen des Systems. Dies bestätigt die Vermutung basierend auf dem Stand der Forschung, dass viele Gestaltparameter das Systemverhalten beeinflussen. Die Gestaltparameter, die Einfluss auf die radialen Schwingungen beim Hochlauf des Systems haben, unterscheiden sich von den Gestaltparametern mit Einfluss bei einer konstanten Drehzahl. In beiden Fällen werden durch die Gestaltparameter sowohl die Anregung als auch die Übertragung radialer Schwingungen beeinflusst. Die Steifigkeiten des Systems beeinflussen die Eigenfrequenzen des Systems. Im Hochlauf kann vermutet werden, dass Eigenfrequenzen durchlaufen werden, sodass durch eine Änderung der Steifigkeiten die Ausprägung der radialen Schwingungen im Hochlauf beeinflusst wird. Die Parameterstudie mit 18 Parametern erweitert den

Stand der Forschung um die Kenntnisse der Effektstärken der einzelnen Gestaltparameter auf die radialen Schwingungen am Loslager des Antriebsstrangs. Zusätzlich stellt das initial entwickelte Mehrkörpermodell eine Untersuchungsumgebung dar, die zur Untersuchung weiterer Zusammenhänge genutzt und erweitert werden kann.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse der ersten Forschungsfrage **können** für Folgendes **genutzt werden**. Die Kenntnis der signifikanten Einflüsse und derer Effektstärken ermöglichen die Bewertung der Einflüsse relativ zueinander. Dies wurde genutzt, um Gestaltparameter mit signifikantem Einfluss zu identifizieren, die in der zweiten Teilforschungsfrage weiter untersucht wurden. Gleichzeitig konnten daraus Anforderungen an den in der zweiten Forschungsfrage entwickelten Entwicklungsprüfstand abgeleitet werden.

Zur Beantwortung der **zweiten Teilforschungsfrage** wurden basierend auf Teilforschungsfrage 1 Gestaltparameter mit signifikantem Einfluss und großer Effektstärke ausgewählt und deren Zusammenhang mit radialen Schwingungen quantifiziert. Die zweite Teilforschungsfrage lautete wie folgt:

TFF2: Wie können die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern der Lagerung und radialen Schwingungen analysiert und quantifiziert werden?

Es wurde folgendes **Vorgehen** genutzt. Für die Untersuchung wurden die Gestaltparameter Abstand der Lager der Antriebswelle und die radiale Lagersitzsteifigkeit am Loslager der Antriebswelle ausgewählt. Beide Parameter zeigten in der TFF1 einen signifikanten Einfluss und können von Produktentwickelnden beeinflusst werden. Um weitere Erkenntnisse zum dynamischen Verhalten zu generieren und die Ergebnisse auf weitere Anwendungen übertragen zu können, wurde die Drehzahl als weiterer Parameter variiert. Zur Untersuchung und Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen den ausgewählten Parametern und radialen Schwingungen wurde ein Entwicklungsprüfstand entwickelt. Hierzu wurde ein Elastomer basiertes einstellbares Lagersitz-Steifigkeits-Element entwickelt, um die radiale Lagersitzsteifigkeit variieren zu können. Die Steifigkeit des Elements wurde sowohl unter quasi-statischer als auch dynamischer Belastung untersucht. Zur Bewertung der radialen Schwingungen wurde sowohl die Beschleunigung am Loslagerschild als auch die Bewegung der Welle am Loslager der Antriebswelle gemessen. Mit dem Entwicklungsprüfstand wurde eine Studie zur Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen den Parametern und radialen Schwingungen durchgeführt. Die Daten wurden sowohl qualitativ als auch statistisch ausgewertet. Zusätzlich wurde eine Studie zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltmerkmalen eines Gehäuses und dessen radialer Steifigkeit durchgeführt. Hierzu wurden in einer FE-Analyse Gestalt-

merkmale identifiziert, die Einfluss auf die Gehäusesteifigkeit haben. Neun unterschiedliche Gehäuse wurden additiv gefertigt und mit Versuchen an einer Zug-Druck-Prüfmaschine die Zusammenhänge quantifiziert.

Ergebnis dieser Teilforschungsfrage ist ein Entwicklungsprüfstand, mit dem Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen untersucht werden können. Der Entwicklungsprüfstand beinhaltet ein einstellbares Lagersitz-Steifigkeitselement. Mit dem Element ist es möglich, durch Erhöhung der Vorspannung die radiale Steifigkeit des Elements zu erhöhen. Die radiale Steifigkeit erhöht sich sowohl bei quasistatischer als auch bei dynamischer Belastung. Die scheinbare Steifigkeit bei dynamischer Belastung ist jedoch höher als bei einer quasistatischen Belastung. Dies kann durch die Frequenzabhängigkeit der Steifigkeit von Elastomeren begründet werden. Ein weiteres Ergebnis ist die Erweiterung des Stands der Forschung um die Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen Lagerabstand, radialer Lagersitzsteifigkeit, Drehzahl und radialen Schwingungen. Mit der Drehzahl wird durch Fliehkräfte die Anregung des Systems beeinflusst. Die Drehzahl zeigt daher im untersuchten Raum einen vergleichsweise großen Einfluss auf radiale Schwingungen. Auch der Lagerabstand zeigte in der Studie einen Einfluss auf die radialen Schwingungen. Der Lagerabstand beeinflusst die Biegesteifigkeit und damit die Ausprägung der Schwingungen. Die Eigenfrequenz wird beeinflusst. Gleichzeitig ist durch eine geringere Steifigkeit bei einer gleich hoch aufgeprägten Kraft eine größere Durchbiegung der Welle möglich. Auch die radiale Lagersitzsteifigkeit zeigt einen Einfluss auf radiale Schwingungen. Sie beeinflusst die Übertragung radialer Schwingungen, indem die Eigenfrequenz und damit auch der Mechanismus der Isolation beeinflusst werden. Die durchgeführte Studie quantifiziert die Einflüsse der variierten Parameter relativ zueinander. In einer weiteren Studie wurden die Zusammenhänge zwischen Gehäusemerkmalen und der radialen Steifigkeit des Gehäuses quantifiziert. Erhöhung des Lagersitzabstands, Reduktion der Rippenstärke und Reduktion der Rippenhöhe führen zu einer deutlichen Reduktion der radialen Steifigkeit des Gehäuses.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse wurden zur Ableitung der finalen Studie in TFF 3 **genutzt**. Basierend auf den Ergebnissen und den vermuteten Mechanismen, die hinter der Ausprägung der radialen Schwingungen stecken, können Vorhersagen des Verhaltens bei einer Drehzahl von 10.000 U/min und dem Einsatz realer Gehäusegestalten abgeleitet werden. Aus der Quantifizierung der Zusammenhänge kann die Gestalt von Polymergehäusen mit definierten radialen Steifigkeiten abgeleitet werden. Des Weiteren kann der Entwicklungsprüfstand zur Untersuchung weiterer Zusammenhänge genutzt werden. Beispielsweise können mit dem entwickelten einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element die Einflüsse unterschiedlicher

Materialien, Vorspannungen und Geometrien auf radiale Schwingungen weiter untersucht werden.

In der **dritten Teilforschungsfrage** wurden die Ergebnisse und Erkenntnisse zu den Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern des Antriebsstrangs und radialen Schwingungen genutzt, um zu untersuchen inwieweit diese die zielgerichtete Beeinflussung radialer Schwingungen eines Systems unterstützen können. Die dritte Teilforschungsfrage lautet:

TFF3: Inwiefern kann die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen durch die Nutzung der identifizierten Zusammenhänge unterstützt werden?

Zur Beantwortung der TFF3 wurde folgendes **Vorgehen** gewählt. Basierend auf TFF2 wurden zwei Gehäusegestalten ausgewählt. Der Entwicklungsprüfstand wurde um ein Element, in das die Gehäuse eingespannt werden können, erweitert, um deren Einfluss auf radiale Schwingungen des Systems untersuchen zu können. In einer experimentellen Studie bei einer maximalen Drehzahl von 10.000 U/min werden die Einflüsse der drei Gehäuse auf radiale Schwingungen untersucht und mit der Vorhersage verglichen. Die Ergebnisse werden um Versuche bei 15.000 U/min erweitert.

Die **Ergebnisse** zeigen, dass die Gehäuse sowohl die Ausprägung der radialen Schwingungen der Bewegung der Antriebswelle als auch der radialen Beschleunigung am Loslagerschild beeinflussen. Durch die genutzten Gehäuse kann eine qualitative Veränderung der Bewegung erzeugt werden. Die Variation der Gehäuse beeinflusst die radialen Schwingungen im Hochlauf und bei konstanter Drehzahl unterschiedlich. Die Absolutwerte der Bewegungen der additiv gefertigten Gehäuse unterscheiden sich im Vergleich zu den Bewegungen der Welle mit dem einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element. Dies könnte an einem unterschiedlichen Verhalten der Steifigkeit bei dynamischer Belastung liegen.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse zeigen, dass mit dem Entwicklungsprüfstand und den Untersuchungen der Einflüsse der Gehäusemerkmale Systemwissen generiert werden kann, das wiederum dazu genutzt werden kann, die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen eines Systems zu unterstützen.

Basierend auf den drei beantworteten Teilforschungsfragen wird die folgende **übergeordnete Forschungsfrage** beantwortet:

Wie kann der Zusammenhang zwischen Gestaltparametern der Lagerung von in Polymergehäusen gelagerten Antriebssträngen mit Kegelradgetriebe untersucht werden, um die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen?

Zusammenfassend kann die übergeordnete Forschungsfrage wie folgt beantwortet werden. Durch die Nutzung eines Minimalmodells, eines teilfaktoriellen Versuchsplans basierend auf Design of Experiments und einer statistischen Auswertung können signifikante Gestaltparameter eingegrenzt werden. Mit dem Vorgehen wurde eine zielgerichtete Entwicklung eines Entwicklungsprüfstands zur Analyse von Zusammenhängen ermöglicht. Durch den Einsatz einer Ersatzsteifigkeit auf einem Entwicklungsprüfstand konnte Wissen zu den Zusammenhängen zwischen Eigenschaften und dem Systemverhalten sowie den verursachenden Mechanismen generiert werden. Durch die Nutzung von Vorspannung zur Variation der Ersatzsteifigkeit konnten Störgrößen durch einen Umbau am Entwicklungsprüfstand vermieden werden. Das in den durchgeführten Versuchen generierte Systemwissen kann wiederum genutzt werden, um eine weiterentwickelte Gestalt abzuleiten und damit die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen zu unterstützen. Eine Nutzung des Vorgehens ist auch bei weiteren Anwendungen denkbar.

Zusammenfassend sind in dieser Dissertation folgende Ergebnisse und Erkenntnisse entstanden:

- Methodische Vorgehensweise zum gezielten Aufbau eines Entwicklungsprüfstands zur Analyse der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen (siehe Kapitel 5)
- Initiales Mehrkörpermodell eines in einem Polymergehäuse und Elastomerring gelagerten Antriebsstrangs mit Kegelradgetriebe (siehe Kapitel 5.1)
- Entwicklungsprüfstand mit einstellbarem Lagersitz-Steifigkeits-Element zur Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen (siehe Kapitel 6)
- Wissen zu Zusammenhängen zwischen

- Radialer Lagersitz- oder Gehäusesteifigkeit, Lagerabstand, Drehzahl und radialen Beschleunigungen und Bewegungen, sowohl im Hochlauf als auch bei konstanter Drehzahl (siehe Kapitel 6.3 und 7.2)
- Gehäusemerkmalen und radialer Steifigkeit des Gehäuses (siehe Kapitel 6.4)

8.2 Ausblick

Im folgenden Kapitel wird ein Ausblick zu in dieser Arbeit aufgedeckten Forschungspotentialen, Möglichkeiten der Vertiefung der Forschungsthemen und zur Nutzung der entwickelten Untersuchungsumgebungen gegeben.

Nutzung des entwickelten Entwicklungsprüfstands mit einstellbarem Lagersitz-Steifigkeits-Element

Die Ergebnisse zeigen, dass der Entwicklungsprüfstand genutzt werden kann, um Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern und radialen Schwingungen zu untersuchen. Die Untersuchungen können unter anderem um Einflüsse wie die axiale Gehäusesteifigkeit und Parameter der Abtriebswelle erweitert werden. Sie zeigten in der simulativen Studie in TFF1 ebenfalls einen signifikanten Einfluss. Je nach untersuchter Anwendung können Lasten ebenfalls einen Einfluss auf die Ausprägung radialer Schwingungen haben. Diese können durch die Erweiterung des Entwicklungsprüfstands um beispielsweise einen Motor zur Aufbringung einer Last eingebracht werden. Der Entwicklungsprüfstand bietet zusätzlich das Potential, die Einflüsse der Gestaltparameter hinsichtlich weiterer abhängiger Variablen wie beispielsweise hinsichtlich der axialen Beschleunigung am Loslagerschild oder auch der Bewegung der Abtriebswelle zu untersuchen. Mit Hilfe des entwickelten einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Elements kann das Wissen zu Zusammenhängen zwischen der radialen Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen durch weitere Untersuchungen erweitert werden. Hierzu können beispielsweise weitere Materialien oder auch Geometrien der Elastomerringe verwendet werden.

Nutzung des initialen Mehrkörpermodells

Ein Vergleich der Ergebnisse der simulativen Untersuchungen mit dem Mehrkörpermodell und den experimentellen Untersuchungen am Entwicklungsprüfstand zeigt, dass in beiden der Lagerabstand sowie die radiale Lagersitzsteifigkeit einen signifi-

kanten Einfluss auf die radialen Schwingungen haben. Im Mehrkörpermodell wurden jedoch Vereinfachungen getroffen, die für weitere Untersuchungen überdacht werden sollten, um die Qualität der Aussagekraft des Mehrkörpermodells zu verbessern. Beispielsweise könnte die Welle detaillierter modelliert werden.

Design for Vibration Reduction

Die Arbeit liefert einen Beitrag zum Forschungsfeld *Design for Vibration Reduction*. Das Vorgehen wurde für ein beispielhaftes System eines in einem Polymergehäuse und Elastomerring gelagerten Antriebsstrangs mit Kegelradgetriebe durchgeführt. In Zukunft kann durch die Nutzung des Vorgehens für weitere Problemstellungen dessen Übertragbarkeit untersucht werden.

Power-Tools

Die Ergebnisse und Erkenntnisse zur Beeinflussung der radialen Schwingungen mit Hilfe der Gehäuse- und Lagersitzsteifigkeiten könnte zur Beeinflussung radialer Schwingungen beispielsweise in Winkelschleifern genutzt und erweitert werden. Die Ergebnisse und Erkenntnisse wurden in der Arbeit für eine lastfreie Anwendung generiert. In Power-Tools können je nach Anwendung sehr unterschiedliche Lasten auftreten. Das Mehrkörpermodell sowie der Entwicklungsprüfstand können um die Lasten erweitert und mit Untersuchungen zu Zusammenhängen von Gestaltparametern, Lasten und radialen Schwingungen durchgeführt werden. Die Untersuchung wurden an einem System bestehend aus zwei Wellen, die über ein Kegelradgetriebe miteinander verbunden sind und dessen Loslager der Antriebswelle in einem Polymergehäuse gelagert wird durchgeführt. Die vorgestellte Vorgehensweise könnte zur Untersuchung weiterer ähnlicher Antriebsstrangkonzeppte verwendet werden, um die Übertragbarkeit der Vorgehensweise und der damit gewonnenen Erkenntnisse zu untersuchen.

Konstruktion mit Zielkonflikten

In den Untersuchungen wurde ein Zielkonflikt zwischen dem Ziel der Reduktion radialer Schwingungen beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl identifiziert. Erkenntnisse zum Zielkonflikt könnten durch eine Studie mit mehr Faktorstufen vertieft werden. Ergebnisse weiterer Untersuchungen könnten einen Beitrag zum Umgang mit Zielkonflikten im Kontext der Produktentwicklung liefern und stellen daher ein Forschungspotential dar.

Veränderung der Steifigkeiten von Elastomerringen durch Vorspannung der Ringe

Die Untersuchungen mit dem einstellbaren Lagersitz-Steifigkeits-Element zeigen, dass durch Vorspannung der Elastomerringe die radiale Steifigkeit des Elements soweit verändert werden kann, dass die Steifigkeitsänderung zu einer Änderung der radialen Schwingungen führt. Diese Tatsache könnte genutzt werden, um radiale Schwingungen im Betrieb beispielsweise bei unterschiedlichen Anwendungen zu beeinflussen oder aber auch um Änderungen der radialen Schwingungen über die Lebensdauer eines Systems auszugleichen. Hier werden weitere Forschungspotentiale vermutet.

Literaturverzeichnis

- Babu, C. K., Tandon, N. & Pandey, R. K. (2014). Nonlinear Vibration Analysis of an Elastic Rotor Supported on Angular Contact Ball Bearings Considering Six Degrees of Freedom and Waviness on Balls and Races. *Journal of Vibration and Acoustics*, (136), 044503-1 - 044503-5.
- Böhm, M., Stegmaier, N., Baumann, G. & Reuss, H.-C. (2011). Der neue Antriebsstrang- und Hybride-Prüfstand der Universität Stuttgart. *Motortechnische Zeitschrift*, 72(09), 698–701.
- Borgeest, K. (2020). Prüfstandsmechanik. In K. Borgeest (Hrsg.), *Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren* (S. 71–96). Wiesbaden: Springer.
https://doi.org/10.1007/978-3-658-29105-1_5
- Bormann, A. (2005). *Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik. Theorie, Messungen und optimierte Auslegung* (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Schwingungstechnik, Bd. 330). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Bower, D. I. (2008). *An introduction to polymer physics*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Butov, A. (2020). *Entwicklung eines modularen und stückzahlflexiblen Qualitätskonzepts für schwere Nfz-Hybridgetriebe* (Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung, Bd. 111). Stuttgart: Fraunhofer Verlag.
<https://doi.org/10.18419/opus-11191>
- Buur, J. & Andreasen, M. M. (1989). Design models in mechatronic product development. *Design Studies*, 10(3), 155–162. [https://doi.org/10.1016/0142-694X\(89\)90033-1](https://doi.org/10.1016/0142-694X(89)90033-1)
- Cheng, Y. & Lim, T. C. (2001). Vibration Analysis of Hypoid Transmissions Applying an Exact Geometry-Based Gear Mesh Theory. *Journal of Sound and Vibration*, 240(3), 519–543. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3247>
- Cheng, Y. (2000). *Dynamics of hypoid and bevel geared rotor systems*. Dissertation. Graduate School of the Ohio State University, Ohio.

- Claussen, U. & Rodenacker, W. G. (1998). *Maschinensystematik und Konstruktionsmethodik. Grundlagen und Entwicklung moderner Methoden*. Berlin: Springer.
- Cohen, J. (1992). Statistical Power Analysis. *Current Directions in Psychological Science*, 1(3), 98–101.
- ISO 5349-1:2001 (2001-12). *Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen*. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN ISO 21940-11 (2017-03). *Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren*. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN ISO 13373-1 (2002-07). *Schwingungs-Zustandsüberwachung*. Berlin: Beuth Verlag.
- Dispan, J. (2016). *Elektrowerkzeug-Branche in Deutschland: Entwicklungstrends und Herausforderungen*. Zugriff am 05.09.2021. Verfügbar unter: https://www.boeckler.de/pdf/p_study_hbs_343.pdf
- Dresig, H. & Fidlin, A. (2014). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (3. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-24117-8>
- Dresig, H. & Holzweißig, F. (2012). *Maschinendynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-29571-3>
- Dutt, J. K. & Toi, T. (2003). Rotor vibration reduction with polymeric sectors. *Journal of Sound and Vibration*, 262(4), 769–793. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01081-7](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01081-7)
- Ehrenstein, G. W. (2007). *Mit Kunststoffen konstruieren* (3. Aufl.). München: Hanser.
- Emmrich, D. & Albers, A. (2003). Neue Ansätze zur Optimierung von Schalenstrukturen. In A. Burbliès (Hrsg.), *Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung Symposium* (S. 179–187). Bremen.
- EG Richtlinie 2002/44/EG (2002-6). *Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen)*.

- Eyerer, P., Hirth, T. & Elsner, P. (2008). *Polymer Engineering*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-72419-3>
- Feldhusen, J. & Grote, K.-H. (Hrsg.). (2013). *Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (8., vollständig überarbeitete Auflage). Berlin: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-29569-0>
- Gao, Q., Tanabe, M. & Nishihara, K. (2009). Contact-impact analysis of geared rotor systems. *Journal of Sound and Vibration*, 319(1-2), 463–475. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.05.023>
- Gasch, R., Nordmann, R. & Pfützner, H. (2002). *Rotordynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/3-540-33884-5>
- Gasch, R. & Pfützner, H. (1975). Der Laval-Läufer in elastischen Lagern. In *Rotordynamik: Eine Einführung* (S. 25–31). Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-09786-1>
- Günther, M. & Velten, K. (2014). *Mathematische Modellbildung und Simulation. Eine Einführung für Wissenschaftler, Ingenieure und Ökonomen*. Weinheim: Wiley-VCH.
- Gwosch, T. (2019). *Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung handgehaltener Power-Tools*. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe. <https://doi.org/10.5445/IR/1000096256>
- Hernot, X., Sartor, M. & Guillot, J. (2000). Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach. *Journal of Mechanical Design*, (122), 83–90.
- Hua, X., Lim, T. C., Peng, T. & Wali, W. E. (2012). Dynamic analysis of spiral bevel geared rotor systems applying finite elements and enhanced lumped parameters. *International Journal of Automotive Technology*, 13(1), 97–107. <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0009-4>
- Hua, X. (2010). *Hypoid and Spiral Bevel Gear Dynamics with Emphasis on Gear-Shaft-Bearing Structural Analysis*. Masterarbeit. University of Cincinnati, Cincinnati.

- Hua, X., Lim, T. & Peng, T. (2011). Effect of Shaft-bearing Configurations on Spiral Bevel Gear Mesh and Dynamics. In *SAE Technical Paper Series*. Warrendale: SAE International.
- Hussy, W., Schreier, M. & Echterhoff, G. (2013). *Forschungsmethoden in Psychologie und Sozialwissenschaften für Bachelor*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-34362-9>
- Jäger, H., Mastel, R. & Knaebel, M. (2016). *Technische Schwingungslehre*. Wiesbaden: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-13793-9>
- Jandrey, H., Schelenz, R. & Jacobs, G. (2012). Verbesserte Analyse und Verständnis der Antriebsstrangdynamik durch die Nutzung von flexiblen Strukturen. Modellierungsaufwand im Vergleich zu Modellqualität/Nutzen im Ergebnis. In F. A. FVA (Hrsg.), *Geschäftsbericht 2012: vorgelegt anlässlich der Mitgliederversammlung am 5. Dezember 2012 in Würzburg. Berichtszeitraum 25.11.2011 bis 05.12.2012* (FVA 652 Antriebsstrangdynamik, S. 1–21).
- Kirchner, E. (2007). *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten* (VDI-Buch). Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-35292-1>
- Klein, B. & Gänsicke, T. (2019). *Leichtbau-Konstruktion*. Wiesbaden: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-26846-6>
- Klingelberg, J. (2008). *Kegelräder. Grundlagen, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-71860-4>
- Kohn, A. (2014). *Entwicklung einer Wissensbasis für die Arbeit mit Produktmodellen*. Dissertation. Technische Universität München, München.
- Langhart, J. & Zotos, I. (2017). Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Verzahnungslaufeigenschaften. *Konstruktion*, (3), 75–87.
- Lees, A. W., Jana, S., Inman, D. J. & Cartmell, M. P. (2007). The control of bearing stiffness using shape memory. In *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series* (S. 299–308).
- Li, M. & Hu, H. Y. (2003). Dynamic Analysis of a Spiral Bevel-gear Rotor-bearing System. *Journal of Sound and Vibration*, 259(3), 605–624. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2002.5111>

- Li, M., Hu, H. Y., Jiang, P. L. & Yu, L. (2002). Coupled Axial-Lateral-Torsional Dynamics of a Rotor-bearing System Geared by Spur Bevel Gears. *Journal of Sound and Vibration*, 254(3), 427–446. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4016>
- Liew, H.-V. & Lim, T. C. (2004). Analysis of time-varying rolling element bearing characteristics. *Journal of Sound and Vibration*, 283(3-5), 1163–1179. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2004.06.022>
- Magnus, K., Popp, K. & Sextro, W. (2021). *Schwingungen*. Wiesbaden: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-31116-2>
- Matthiesen, S., Gwosch, T., Mangold, S., Dültgen, P., Pelshenke, C. & Gittel, H.-J. (2017). Realitätsnahe Komponententests zur Unterstützung der Produktentwicklung bei der Validierung von Power-Tools. *Konstruktion*, 69(7-8), 76–81.
- Matthiesen, S., Gwosch, T., Schäfer, T., Dültgen, P., Pelshenke, C. & Gittel, H.-J. (2016). Experimentelle Ermittlung von Bauteilbelastungen eines Power Tool Antriebsstrangs durch indirektes Messen in realitätsnahen Anwendungen als ein Baustein in der Teilsystemvalidierung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 80(1-2), 17–27. <https://doi.org/10.1007/s10010-016-0203-z>
- Matthiesen, S., Mangold, S. & Bruchmueller, T. (2018). The influence of varying passive user interactions on power tools in the context of product development. *Forschung im Ingenieurwesen*, 82(2), 157–168. <https://doi.org/10.1007/s10010-018-0269-x>
- Matthiesen, S. (2002). Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau* (Bd. 6). Karlsruhe.
- Matthiesen, S. (2017). Gut konstruieren kann nur, wer die Details versteht. *Konstruktion*, (07/08), 1.
- Matthiesen, S. (2021). Gestaltung. In B. Bender & K. Gericke (Hrsg.), *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Hölz, K., Nelius, T., Bremer, F., Wettstein, A. et al. (2018). *Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese* (58). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie. Verfügbar unter: 10.5445/IR/1000080744

- Matthiesen, S., Gwosch, T. & Mangold, S. (2014). Eine Methode für eine Prüf- und Validierungsumgebung zur Komponentenuntersuchung handgehaltener Geräte in der Produktentwicklung. In K. Brökel, J. Feldhusen, K.-H. Grote, F. Rieg & R. Stelzer (eds.), *Methoden in der Produktentwicklung: Kopplung von Strategien und Werkzeugen im Produktentwicklungsprozess. Tagungsband, 12. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2014* (S. 51–61). Bayreuth: Universität Bayreuth Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD.
- Matthiesen, S., Gwosch, T. & Wettstein, A. (2017). Torsional Vibration Measurement of an Angle Grinder in Real Life Applications. In Schwingungstechnischer Verein (Hrsg.), *Proceedings Torsional Vibration Symposium* (S. 1–8).
- Mohammadpour, M., Theodossiades, S. & Rahnejat, H. (2013). Tribo-Dynamics of Differential Hypoid Gears. In *Proceedings of the ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (IDETC/CIE 2013, S. 1–8).
- Naploszek, H. (1999). Vorgespannte Elastomer-Lager zur Reduktion von Nebenferderraten. *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*, 101(2), 94–96.
- Niemann, G. & Winter, H. (2004). *Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe* (Engineering online library, 2. Aufl.). Berlin: Springer.
- Nollau, R. (2009). *Modellierung und Simulation technischer Systeme. Eine praxisnahe Einführung*. Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89121-5>
- Önal, B. (2018). *Nonlinear dynamics of a spiral bevel gear pair*. Masterarbeit. Middle East Technical University, Ankara.
- Özgülven, H. N. (1991). A Non-Linear Mathematicla Model for Dynamic Analysis of Spur Gears Including Shaft and Bearing Dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, (154(2)), 239–260.
- Paulweber, M. & Lebert, K. (2014). *Mess- und Prüfstandstechnik*. Wiesbaden: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-04453-4>
- Peng, T. & Lim, T. C. (2007). Coupled Multi-Body Dynamic and Vibration Analysis of High-Speed Hypoid Geared Rotor System. In *SAE Technical Paper Series*. Warrendale: SAE International.

- Rein, U. & Veitl, A. (2003). Schwingungsanalyse von NFZ-Triebsträngen im Gesamtfahrzeug mit hybrider MKS-Methodik. *VDI-Berichte*, (1749), 205–219.
- Rijnberg, J. L. (2007). *Theoretical modeling of the stiffness of angular contact ball bearings using a two DOF and a five DOF approach*. Master Traineeship. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven.
- Rösler, J., Harders, H. & Bäker, M. (2008). *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner. <https://doi.org/10.1007/978-3-8351-9245-4>
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2013). *Schmierung von Wälzlagern. Grundlagen, Schmierverfahren, Schmierstoffauswahl und -prüfung, Aufbewahrung und Handhabung*. Herzogenaurach, Schweinfurt: Schaeffler Technologies.
- Schaperly, R. A. (1969). On the characterization of nonlinear viscoelastic materials. *Polymer Engineering and Science*, 9(4), 295–310. <https://doi.org/10.1002/pen.760090410>
- Scheiblegger, C., Roy, N., Silva Perez, O., Hillis, A., Pfeffer, P. & Darling, J. (2014). Non-Linear Modeling of Bushings and Cab Mounts for Calculation of Durability Loads. In *SAE Technical Paper*. Warrendale, Troy: SAE International. <https://doi.org/10.4271/2014-01-0880>
- Scherf, H. (2011). *Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag. <https://doi.org/10.1524/9783486711349>
- Schmidt, V., Buth, T. & Stein, C. (2008). Flexible Prüfstände für die Forschung. *Elektronik Praxis, Sonderausgabe Messtechnik & Testen*, 14-15 und 18-20.
- Schmitt, T. L. & Andres, M. (2019). *Methoden zur Modellbildung und Simulation mechatronischer Systeme*. Wiesbaden: Springer. Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-25089-8>
- Scholz, A. (2011). *Ein Beitrag zur Optimierung des Schwingungsverhaltens komplexer Rotorsysteme mit viskoelastischen Dämpfungselementen*. Dissertation. Technischen Universität Berlin, Berlin. Verfügbar unter: <http://opus.kobv.de/tu-berlin/volltexte/2011/3338/>

- Schroeder, M. (1970). Synthesis of low-peak-factor signals and binary sequences with low autocorrelation. *IEEE Transactions on Information Theory*, 16(1), 85–89. <https://doi.org/10.1109/TIT.1970.1054411>
- Schweizer, H. H. (2003). *1500 Fragen und Antworten - Elektrowerkzeuge und ihre Anwendungen*. Leinfelden-Echterdingen: Robert Bosch.
- Shabaneh, N. & Zu, J. W. (2003). Nonlinear Dynamic Analysis of a Rotor Shaft System With Viscoelastically Supported Bearings. *Journal of Vibration and Acoustics*, (125), 290–298.
- Shapiro, S. S. & Wilk, M. B. (1965). An analysis of variance test for normality (complete samples). *Biometrika*, 52(3/4), 591–611.
- Stachowiak, H. (1973). *Allgemeine Modelltheorie*. Wien: Springer.
- Storm, H., (1949). Anordnung zur Veränderung der Federkonstanten eingespannter Stab- oder Blattfedern: 879774. Patentschrift, Deutsches Patentamt.
- Sturm, C., Hölz, K., Geyer, L., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2022). Schwingungsreduzierendes Lagersitzdesign durch gezielte Abstimmung der Gestaltparameter am Beispiel eines Winkelschleifers. *Konstruktion*, (11/12-2022), 72–77. Verfügbar unter: DOI: 10.37544/0720-5953-2022-11-12-72
- Sturm, C., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2020). A modeling approach to identify the influences of relevant system parameters on drive train vibrations. In J. Y. Jeon (Hrsg.), *Proceeding of 2020 International Congress on Noise Control Engineering (Internoise 2020)*. Institute of Noise Control Engineering of the USA (INCE-USA).
- Sturm, C., Lindenmann, A., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2021). An adjustable bearing seat stiffness element for targeted vibration influencing. In T. Dare, S. Bolton, P. Davies, Y. Xue & G. Ebbitt (Hrsg.), *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise21 (757-766)*. Institute of Noise Control Engineering of the USA (INCE-USA).
- Vazquez, J. A., Barrett, L. E. & Flack, R. D. (2001). A Flexible Rotor on Flexible Bearing Supports: Stability and Unbalance Response. *Journal of Vibration and Acoustics*, (123), 137–144.
- VDI Richtlinie 3843-1 (2008-02). *Modellbildung schwingungsfähiger Systeme*. Berlin: Beuth Verlag.

- VDI Richtlinie 3720-1 (2014-06). *Konstruktion lärmarmen Maschinen und Anlagen*. Berlin: Beuth Verlag.
- Viebahn, F., Glamsch, J. & Rieg, F. (2018). Untersuchung der Einflussfaktoren auf die Wälzlagersteifigkeit. *Konstruktion*, (6), 77-81 und 91.
- Xu, X., Han, Q. & Chu, F. (2016). Nonlinear vibration of a generator rotor with unbalanced magnetic pull considering both dynamic and static eccentricities. *Archive of Applied Mechanics*, 86(8), 1521–1536. <https://doi.org/10.1007/s00419-016-1133-9>
- Yan, S. (2004). *On the dynamics of hand held electrical tools* (Berichte aus dem Maschinenbau). Aachen: Shaker.
- Yang, J. & Lim, T. (2011). Dynamics of Coupled Nonlinear Hypoid Gear Mesh and Time-varying Bearing Stiffness Systems. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 4(2), 1039–1049. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1548>
- Yang, J., Peng, T. & Lim, T. C. (2012). An enhanced multi-term harmonic balance solution for nonlinear period-one dynamic motions in right-angle gear pairs. *Nonlinear Dynamics*, 67(2), 1053–1065. <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0048-9>
- Yavuz, S. D., Saribay, Z. B. & Cigeroglu, E. (2017). Nonlinear Dynamic Analysis of a Spiral Bevel Geared System. In D. Di Maio & P. Castellini (Hrsg.), *Rotating Machinery, Hybrid Test Methods, Vibro-Acoustics & Laser Vibrometry, Volume 8* (Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, Bd. 240, S. 31–40). Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-319-54648-3_4
- Yavuz, S. D., Saribay, Z. B. & Cigeroglu, E. (2018). Nonlinear time-varying dynamic analysis of a spiral bevel geared system. *Nonlinear Dynamics*, 92(4), 1901–1919. <https://doi.org/10.1007/s11071-018-4170-9>
- Yu, Y., Naganathan, N. G. & Dukkipati, R. V. (2001). A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and Machine Theory*, 36, 123–142.
- Zeller, P. (Hrsg.). (2012). *Handbuch Fahrzeugakustik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>

Zeller, P. (2018). *Handbuch Fahrzeugakustik*. Wiesbaden: Springer.
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6>

Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden

- Roth, A. (2021). Analyse der elektromagnetischen Kräfte aufgrund von Exzentrizität des Rotors in einem Einphasen-Reihenschlussmotor. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Bartmann, L. (2020). Konstruktion eines Systems zur Variation des Lagerabstandes und zur Einstellung der Zahneingriffstiefe eines Antriebsstrangs in einem Versuchsaufbau. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Schobloch, L. (2020). Konstruktion eines Systems zur variablen Einstellung der Lagersitzsteifigkeit und Unwucht eines Antriebsstrangs in einem Versuchsaufbau. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Blatter, F. (2020). Versuchsplanung zum Abgleich eines Simulationsmodells eines Winkelschleifers mit Prüfstandsexperimenten. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Deeg, F. (2021). Experimentelle Bestimmung der Steifigkeitscharakteristik von elastischen Lagersitzen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Geyer, L. (2018). Experimentelle Schwingungsuntersuchung hinsichtlich einer Ursachenidentifikation am Beispiel eines Winkelschleifers. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Hoppe, C. (2019). Aufbau eines Simulationsmodells zur Untersuchung von Schwingungen in einem Winkelschleifer. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

- Xu, K. (2019). Bewertung von Hand-Arm-Schwingungen - Untersuchung von Bewertungsgrößen zum Vergleich von Schwingungen eines Winkelschleifers. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Nowoseltschenko, K. (2019). Entwicklung einer Untersuchungsumgebung zur Bestimmung der Lagersitzsteifigkeit eines Winkelschleifer-Kunststoffgehäuses. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Geyer, L. (2021). Entwicklung eines Lagersitzsteifigkeitsmodells zur gezielten Beeinflussung des Schwingungsverhaltens anhand einzelner geometrischer Parameter von 3D-Druck-Strukturen. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

Anhang

Weitere Abbildungen des Beispielsystems



Abbildung A.1: Getriebekopf eines beispielhaften Winkelschleifers (Quelle: Thomas Gwosch)



Abbildung A.2: Polymergehäuse mit Sicht auf den Losagersitz der Antriebswelle eines beispielhaften Winkelschleifers (Quelle Thomas Gwosch)

Parametrierung des Mehrkörpermodells und Variierte Parameter

Tabelle A.1: Parametrierung der Antriebswelle und variierte Parameter

Parameter	Wert	Variation	Einheit
		(max / min)	
Dämpfung	2,50E+03	-	N/(m/s)
Antriebswelle Festlager- steifigkeit X/Y	8,80E+07	8,80E+08	N/m
		8,80E+06	
Antriebswelle Festlager- steifigkeit Z	6,30E+06	6,30E+07	N/m
		6,30E+05	
Antriebswelle Loslager- steifigkeit X/Y	4,00E+07	4,00E+08	N/m
		4,00E+06	
Antriebswelle Radius	0,0045	0,006	m
		0,003	
Antriebswelle Rotorradius	0,0175	0,02	m
		0,0125	
Antriebswelle Rotorlänge	0,052	0,062	m
		0,042	
Antriebswelle Rotortposition X	3,00E-06	4,50E-06	m
		1,50E-06	
Antriebswelle Ersatz- biegesteifigkeit	1,20E+07	1,20E+08	N/m
		1,20E+06	
Antriebswelle Festlager Breite	0,008	-	m
Antriebswelle Festlager Ra- dius	0,013	-	m
Antriebswelle Loslager Ra- dius	0,0095	-	m
Antriebswelle Loslager Breite	0,006	-	m
Antriebswelle Länge	0,174	-	m
Antriebswelle Ritzel Radius	0,007	-	m
Antriebswelle Ritzel Länge	0,021	-	m

Antriebswelle Loslagersitz Steifigkeit X/Y	4,38E+05	4,38E+06	N/m
		4,38E+04	
Antriebswelle Loslagersitz in- nerer Radius	0,0095	-	m
Antriebswelle Loslagersitz äußerer Radius	0,0105	-	m
Antriebswelle Loslagersitz Breite	0,007	-	m
Antriebswelle Loslagersitz Dichte	9,20E+02	-	kg/m ³
Antriebswelle Gehäuse Los- lager Steifigkeit X/Y	2,17E+04	2,17E+05	N/m
		2170	
Antriebswelle Gehäuse Los- lager innerer Radius	0,037	-	m
Antriebswelle Gehäuse Los- lager äußerer Radius	0,0385	-	m
Antriebswelle Gehäuse Fest- lager Steifigkeit X/Y/Z	1,40E+10	1,40E+11	N/m
		1,40E+09	

Tabelle A.2: Parametrierung der Abtriebswelle und der Verzahnung sowie variierte Parameter

Parameter	Wert	Variation	Einheit
		(max / min)	
Abtriebswelle Festlagersteifigkeit X	6,30E+06	6,30E+07	N/m
		6,30E+05	
Abtriebswelle Loslagersteifigkeit Z/Y	4,00E+07	4,00E+08	N/m
		4,00E+06	
Abtriebswelle Ra- dius	0,0053	0,00725	m
		0,00325	
Abtriebswelle Er- satzbiegesteifigkeit	5,16E+07	5,16E+08	N/m
		5,16E+06	
Abtriebswelle Festlager Breite	0,008	-	m

Anhang

Abtriebswelle Festlager Radius	0,013	-	m
Abtriebswelle Loslager Radius	0,006	-	m
Abtriebswelle Loslager Breite	0,009	-	m
Abtriebswelle Länge	0,068	-	m
Abtriebswelle Tellerrad Radius	0,0255	-	m
Abtriebswelle Tellerrad Breite	0,009	-	m
Abtriebswelle Ge- häuse Loslager Steifigkeit Z/Y	1,40E+10	1,40E+11	N/m
		1,40E+09	
Abtriebswelle Festlagersteifigkeit Y/Z	8,80E+07	8,80E+08	N/m
		8,80E+06	
Abtriebswelle Ge- häuse Festlager Steifigkeit X/Y/Z	1,40E+10	1,40E+11	N/m
		1,40E+09	
alpha_gm nach YAN	0,349	-	rad
beta_gw nach YAN	0,436	-	rad
teta_g nachYAN	0,175	-	rad
alpha_g nach YAN	0,349	-	rad
beta_g nach YAN	0,436	-	rad
Verzahnungs- steifigkeit nach YAN	1,00E+05	-	N/m
Modul	1,25		-
Zähnezahl Ritzel	11		
Zähnezahl Teller- rad	41		

Erweiterung der qualitativen Auswertung der Quantifizierung der Zusammenhänge in Kapitel 6

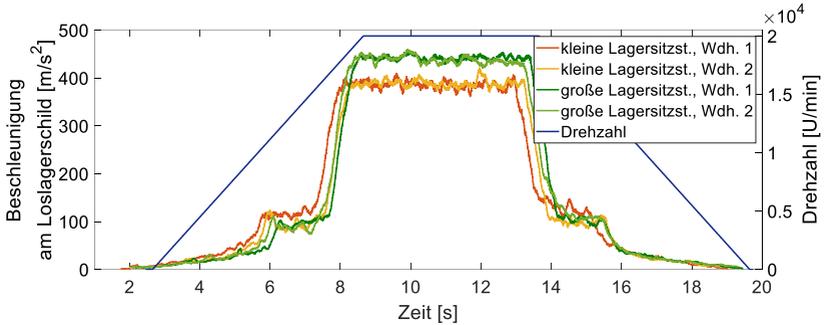


Abbildung A.3: Gleitender Mittelwert des Betrags des aufbereiteten Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y-Richtung bei kleinem Lagerabstand und 20.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.

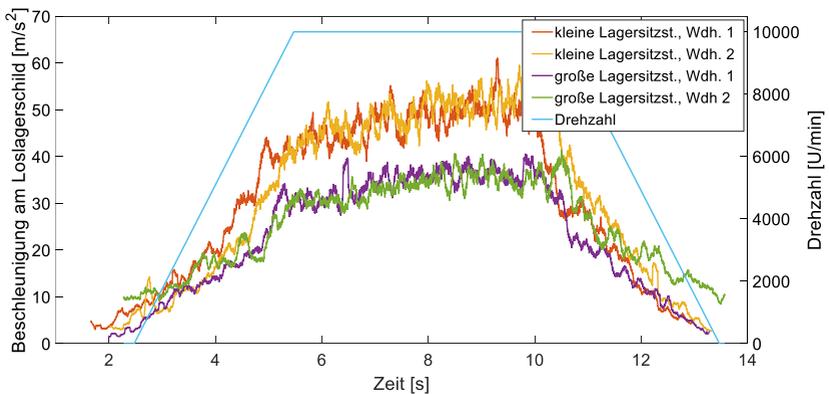


Abbildung A.4: Gleitender Mittelwert des Betrags aufbereiteten Beschleunigungssignals am Loslagerschild in Y-Richtung bei großem Lagerabstand und 10.000 U/min und kleiner und großer Lagersitzsteifigkeit.

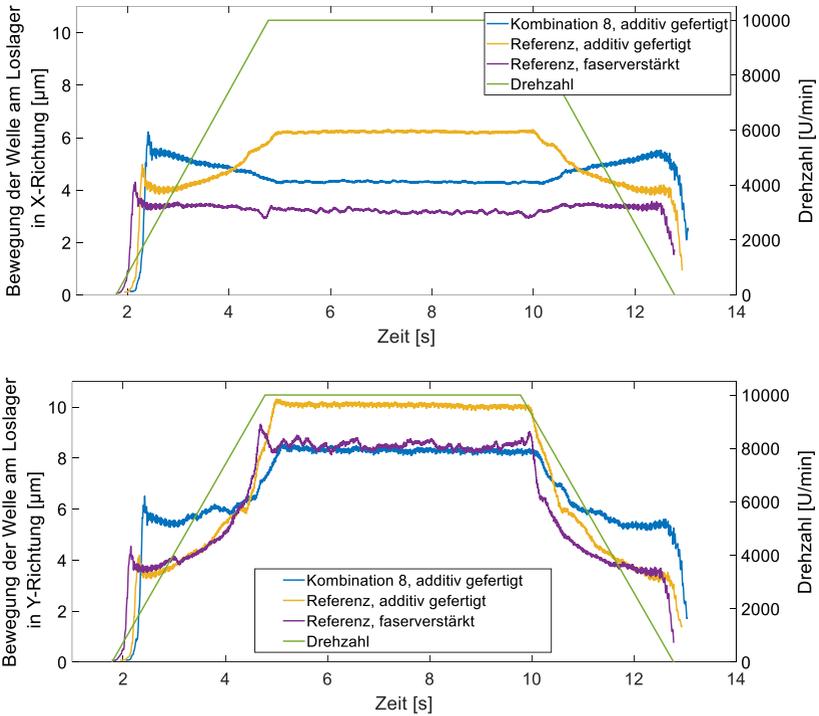


Abbildung A.5: Gleitender Mittelwert des Betrags der aufbereiteten Bewegungssignale der Welle am Loslager in X- und Y-Richtung bei 10.000 U/min und Variation der Gehäuse

